PROYECTO DE CLIMATIZACIÓN DE UNA ESCUELA DE COCINA EN ZARAGOZA.

Escuela de Ingeniería y Arquitectura Universidad Zaragoza

Memoria
Documento nº 1

Realizado por:
Alejandro Aguilar Ángel
Director de proyecto:
Ana Lázaro

INDICE:

CAPÍTULO 1:CARACTERÍSTICAS DEL EDIFICIO 5

1.- ANTECEDENTES Y OBJETO 5
1.1.- ANTECEDENTES 5
1.2.- OBJETO 6

CAPÍTULO 2:USO DEL EDIFICIO 7

2.- DATOS DE PARTIDA 7
2.1.- UBICACIÓN Y ENTORNO DEL EDIFICIO 7
2.2.- DESCRIPCION ARQUITECTONICA DEL EDIFICIO 7
2.3.- HORARIOS DE FUNCIONAMIENTO, OCUPACION Y NIVELES DE VENTILACION 9

CAPÍTULO 3:LIMITACIÓN DE LA DEMANDA 12

3.-LIMITACIÓN DE LA DEMANDA 12
3.1.-COMPOSICIÓN Y TIPOS DE CERRAMIENTOS 12
3.2.-CÁLCULO DE LOS PARAMETROS CARACTERISTICOS MEDIOS 14
3.3.-OPCIÓN SIMPLIFICADA 15

CAPÍTULO 4:ESTIMACIÓN DE LA DEMANDA TÉRMICA 17

4.-CONDICIONES EXTERIORES E INTERIORES 17
4.1. CONDICIONES EXTERIORES 17
4.2. CONDICIONES INTERIORES 19
4.2.1. Refrigeración 20
4.2.2. Calefacción 20
4.3- CARGA TÉRMICA DE REFRIGERACIÓN 22
4.3.1.-CARGAS A TRAVÉS DE PAREDES, TECHOS Y SUELOS 22
4.3.2.-CARGAS A TRAVÉS DE SUPERFICIES ACRISTALADAS 23
4.3.3.- CARGA DEBIDA A LA VENTILACIÓN 24
4.3.4.- CARGA DEBIDA A LOS OCUPANTES 24
4.3.5.-CARGA DEBIDA A LA ILUMINACIÓN 25
4.3.6.- CARGA DEBIDA A MÁQUINAS O PROCESOS INDUSTRIALES 25
4.3.7.- CARGA DEBIDA A LA PROPIA INSTALACIÓN 25
4.3.8.- COEFICIENTE DE MAYORACIÓN O SEGURIDAD 25
4.4.- CARGAS TÉRMICAS DE CALEFACCIÓN 25
4.4.1.- CARGAS A TRAVÉS DE PAREDES, TECHOS Y SUELOS 25
4.4.2.- CARGAS A TRAVÉS DE SUPERFICIES ACRISTALADAS 26
4.4.3.- CARGA DEBIDA A LA VENTILACIÓN 26
4.5.- ANALISIS DE RESULTADOS 27
4.5.1.-LOCAL COMPLETO DE REFRIGERACION 27
4.5.2.-LOCAL COMPLETO DE CALEFACCION 28

CAPÍTULO 5:ESTUDIO DE ALTERNATIVAS 29

5. SISTEMA PRIMARIO 29
5.1. BOMBA DE CALOR 29
5.1.1. FOCO EXTERNO 29
5.1.1.1. AGUA 29
5.1.1.2. AIRE 30
5.1.1.3. SUELO 30
5.1.2. FOCO INTERNO 31
5.1.2.1. AGUA 31
5.1.2.2. AIRE 31
5.1.3. VENTAJAS E INCONVENIENTES 31
5.1.4. EQUIPO SELECCIONADO 31

5.2. CALDERA 32
5.2.1. TIPO DE COMBUSTIBLE EMPLEADO 32
5.2.2. CLASIFICACION ENERGETICA 32
5.2.3. VENTAJAS E INCONVENIENTES 32
5.2.4. EQUIPO SELECCIONADO 32
5.3. ENFRIADORA 32
5.3.1. ENFRIADORA POR COMPRESION 32
5.3.2. ENFRIADORA POR ABSORCION 32
5.3.3. VENTAJAS E INCONVENIENTES 33
5.3.4. EQUIPO SELECCIONADO 33
5.4. ESTUDIO COMPARATIVO 33
5.4.1. BOMBA DE CALOR AIRE/AGUA 33
5.4.2. CALDERA Y ENFRIADORA 35
5.4.3. EQUIPO SELECCIONADO 37
5.5. SISTEMA SECUNDARIO 40
5.5.1. SISTEMAS "TODO AIRE" 40
5.5.1.1. VENTAJAS E INCONVENIENTES 40
5.5.2. SISTEMAS AGUA-AIRE 40
5.5.2.1 VENTAJAS E INCONVENIENTES 40
5.5.3. SISTEMAS "TODO AGUA" 40
5.5.3.1. VENTAJAS E INCONVENIENTES 41
5.6. SELECCIÓN DEL EQUIPO 41
5.6.1. CONEXIÓN ENTRE SISTEMA PRIMARIO Y SECUNDARIO 42
5.6.1.1. EQUIPO SELECCIONADO 43
5.6.2. SUBSISTEMA DE TRATAMIENTO DE AIRE 43
5.6.3. BOMBAS DE CIRCULACIÓN DE AGUA 43
5.6.3. ESQUEMA DE PRINCIPIO DEL LOCAL 46

CAPÍTULO 6:CÁLCULO DE TUBERÍAS ***47***

6.-CONDICIONES RED DE TUBERÍAS **47**
6.1. VELOCIDAD DE AGUA EN LAS TUBERIAS 48
6.2. LIMITACIONES DEL RITE 48
6.3. EQUILIBRADO DE LA RED 49
6.4. CALCULO DEL AISLAMIENTO TERMICO 49
6.4.1. ESPESORES MINIMOS EN INTERIORES Y EXTERIORES 49

CAPÍTULO 7:CÁLCULO DE CONDUCTOS ***51***

7.-CONDICIONES DE CALCULO DE CONDUCTOS **51**
7.1. ELEMENTOS DE IMPULSION/EXTRACION DE AIRE 52
7.1.1. ELEMENTOS DE IMPULSION DE AIRE DE CLIMATIZACION 52
7.1.2. ELEMENTOS DE RETORNO DE AIRE 54
7.1.3. ELEMENTOS DE EXTRACCION DE AIRE 54
7.2. DIMENSIONADO DE LA RED DE CONDUCTOS 55
7.3. ELECCION DEL VENTILADOR Y EQUILIBRADO DEL SISTEMA 57
7.3.1. RED DE IMPULSION Y EXTRACCION DE AIRE 57
7.3.2. RED DE RETORNO DE AIRE 59

CAPÍTULO 8:DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN ***60***

8.- EQUIPOS PRIMARIOS **60**
8.1. BOMBA DE CALOR AIRE/AGUA: HITECSA EWYRB-60.2 60
8.1.1. DATOS TECNICOS 60
8.2. UNIDAD DE TRATAMIENTO DE AIRE: CLIMATIZADORA HITECSA EHW-1036 64
8.2.1. DATOS TECNICOS 64
8.3. UNIDAD DE TRATAMIENTO DE AIRE: CLIMATIZADORA HITECSA BHW-358 65
8.3.1. DATOS TECNICOS 65
8.4. RECUPERADOR TERMICO HITECSA RCAH+30 E HITECSA RCAH+25 66

8.5. MODULO DE INERCIA: HITECSA MWI-150 67
8.5.1. DATOS TECNICOS 67
CAPÍTULO 9:MEDIDAS DE AHORRO DE ENERGÍA **68**
9.1. MEJORA DE LOS CERRAMIENTOS DEL LOCAL 68
9.2. SELECCIÓN ADECUADO DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCION 68
9.3. INSTALACION DE RECUPERADOR DE CALOR EN LA UTA 68
9.4. "FREE COOLING" 69

CAPÍTULO 1: CARACTERÍSTICAS DEL EDIFICIO

1.- ANTECEDENTES Y OBJETO

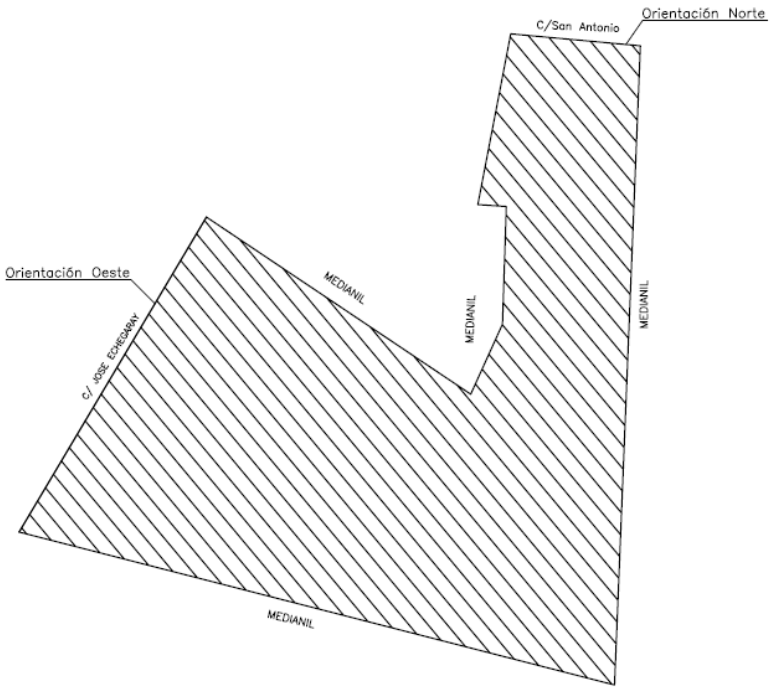
1.1.- ANTECEDENTES

Corresponde el presente proyecto a la instalación de climatización de una actividad destinada a estudios de hostelería para cafés y bares, denominado "Centro de estudios de hostelería", y ubicado en la c/San Antonio Abad, nº 21-23 y c/Echegaray, nº 12 Local de Zaragoza (Acceso por Calle San Antonio Abad).

El local que ocupará la actividad están constituidos de la forma que se indica a continuación.

- Se trata de un local ubicado en la planta baja de dos edificios de construcción antigua destinados a viviendas. De forma irregular, cuenta con una superficie construida aproximada de 424,10 m2 y parte del local se encuentra bajo una cubierta a dos aguas. Tiene una altura libre entre forjados 4,30 m. en la zona de viviendas y de 5,00 m. en la zona de la cubierta. Dispone de dos accesos, uno principal respecto de la Calle San Antonio Abad nº 21-23 y otro respecto a la Calle Echegaray nº12.

A continuación se muestra un esquema de la orientación de las diversas fachadas y paredes medianeras de nuestro local.



Igualmente en lo que se refiere a las cargas térmicas debidas a la ocupación, actividad, alumbrado, ventilación, etc., se adoptarán criterios de seguridad, utilizando en cada caso los valores máximos teóricos, aunque estos superen a los de las cargas medias previstas.

Como se indicará posteriormente, está previsto disponer de un sistema de climatización compuesto por una enfriadora-bomba de calor por compresión aire-agua, que se encargará de refrigerar o calefactar el agua que circula por las tuberías hasta las UTA´S, (unidades de tratamiento de aire), dónde una vez allí intercambiará su carga térmica al aire que proviene por los conductos desde el exterior, y de esta forma dirigirse hasta los difusores pertinentes de cada estancia, además se instalarán varios sistemas de ahorro de energía, que se especificarán en su correspondiente aparatado. En los planos se indicará la ubicación y características de cada uno de los equipos.

1.2.- OBJETO

Como se desprende de lo anterior, el objeto del presente proyecto consiste en determinar las cargas térmicas actuales en el local, y en consecuencia realizar la descripción y cálculo de la instalación de climatización que se requiere con el fin de obtener las adecuadas condiciones de confort, dando cumplimiento a la normativa vigente que resulta de aplicación, y especialmente al Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios (RITE) y sus Instrucciones Técnicas complementarias (ITE).

Con este fin se realizó una visita a la actividad afectada para tomar la mayor cantidad posible de datos relacionados con la edificación y sus características constructivas, de ocupación, uso, etc, que fuesen de utilidad para poder elaborar los mencionados cálculos.

Se procede también a la localización y cuantificación de las cargas térmicas interiores específicas existentes, debidas a las características de la maquinaria y equipos utilizados, para que junto con las cargas térmicas de la edificación determinadas, permitan definir las necesidades totales actuales para un sistema de climatización en la actividad.

Será igualmente objeto del presente proyecto acompañar a la correspondiente solicitud de autorización de funcionamiento de la instalación de climatización, que deberá presentarse ante el Servicio Provincial de Industria Comercio y Desarrollo de la Diputación General de Aragón.

CAPÍTULO 2: USO DEL EDIFICIO

2.- DATOS DE PARTIDA

En este punto se recogerán todos los datos de partida disponibles, necesarios para el posterior cálculo de la instalación.

2.1.- UBICACIÓN Y ENTORNO DEL EDIFICIO

Como ya se ha indicado anteriormente, los locales objeto del proyecto en los que se ubica en las instalaciones de "Centro de estudios de hostelería", están situados en la c/San Antonio Abad, nº 21-23 y c/Echegaray, nº 12 Local de Zaragoza (Acceso por Calle San Antonio Abad).

Para establecer las características climáticas de la zona de ubicación, se seguirá lo establecido en el CTE-DB-HE: Ahorro de energía, según la tabla D.1. zonas climáticas.

Según lo anterior, el término municipal de Zaragoza, y en concreto la zona que nos afecta, está ubicada en la zona "D3".

2.2.- DESCRIPCION ARQUITECTONICA DEL EDIFICIO

El edificio de cuatro plantas, en cuya planta baja se desarrollará la impartición de los estudios de hostelería, tiene un acceso por la c/San Antonio que costa de 5.6 m. de fachada, también dispone de un acceso por la c/José Echegaray con fachada de unos 17 m. de longitud. Limita por su parte derecha, izquierda y posterior con medianil sumando un perímetro aproximado de unos 111,22 m. Se trata de un edificio con planta baja más cuatro alturas, de estructura de hormigón armado y muros de obra de fabrica, con cubierta de teja cerámica a dos aguas. La altura libre entre forjados, tal como se indica en los planos es de 4,30 m. en la zona de viviendas y de 5,00 m. en la zona de la cubierta.

La actividad de enseñanza de estudios de hostelería, como ya se ha indicado, ocupará la planta baja de este edificio, dispondrá de varias estancias perfectamente comunicadas por un pasillo con acceso desde la c/ San Antonio y c/ José Echegaray. En los planos se indica la distribución de esta planta.

Las dimensiones, distribución y principales características constructivas del edificio se incluyen en los planos, o ya han sido descritas anteriormente, y en base a las mismas, y a la disposición de otros elementos de la edificación como puertas, ventanas, etc., y teniendo en cuenta sus dimensiones, características y orientación,

se procede a determinar las resistencias térmicas previamente conocidos los datos de espesor y conductividad térmica de los materiales.

La conductividad térmica de los materiales se extrae de los apuntes de "Climatización y frío industrial, datos materiales y zonas climáticas".

El resultado de los cálculos de dichas resistencias térmicas superficiales se recoge en las hojas que se adjuntan en el Anexo de cálculos, y servirán de base para el cálculo de las transmisiones de calor a través de cada uno de los paramentos y elementos constructivos.

El local objeto de este proyecto se ha dividido, tanto a efectos de cálculo, como de diseño de la instalación, en varias zonas térmicas, destinados a la impartición de estudios de hostelería, las cuales aparecen resumidas en la tabla siguiente:

Sistema/Zona	**Superficie (m^2)**	**Altura (m)**	**Volumen (m^3)**	**Uso**
Sistema 1 : " Centro de estudios de hostelería"	-	-	-	-
Aula usos varios	84,38	4,3	362,83	Estudios de hostelería
Aula taller (zona caliente)	85,61	4,3	368,123	"
Aula taller (zona fría)	50,30	4,3	216,19	"
Aula	45,76	4,3	196,77	"
Secretaría	14,79	4,3	63,60	"
Almacén	20,76	4,3	89,27	"
Sala de reuniones	13,12	4,3	56,42	"
Aseo de mujeres 1	2,88	4,3	12,40	"
Aseo de mujeres 2	4,57	4,3	19,66	"
Aseo de hombres	6,58	4,3	28,29	"
Pasillos	49,96	4,3	214,83	"
Accesos	4,65	4,3	20,00	"

La descripción de cada uno de los paramentos delimitadores de las zonas y sus características, se incluye en las correspondientes hojas de los anexos de cálculos.

2.3.- HORARIOS DE FUNCIONAMIENTO, OCUPACION Y NIVELES DE VENTILACION

La ocupación se ha calculado en función de la superficie de cada zona, teniendo en cuenta los metros cuadrados por persona típicos para el tipo de actividad que en ella se desarrolla, y aplicando los criterios de ocupación máxima permitida según las licencias municipales de que dispone la actividad.

Para el cálculo de la ocupación en cada zona hay que tener en cuenta la superficie realmente destinada a uso de público, y la correspondiente a zonas de servicio, cuartos de máquinas, escaleras, etc.

Los niveles de ocupación de cada zona son los descritos en la tabla siguiente:

Sistema/Zona	**Actividad**	**Nº pers.**	**m² por pers.**	**Cs (w)**	**Cl (w)**	**Horario de Funcionamiento**
Sistema 1	-	-	-	-		
Aula usos varios	Ocupación TIPICA	17	5	104	151	Estudios de hostelería Horario diurno
Aula taller (zona caliente)	“	17	5	104	151	“
Aula taller (zona fría)	“	10	5	104	151	“
Aula	“	9	5	104	151	“
Secretaría	“	3	5	104	151	“
Almacén	“	1	40	104	151	“
Sala de reuniones	“	8	1,5	104	151	“
Aseo de mujeres 1	“	-		104	151	“
Aseo de mujeres 2	“	-		104	151	“
Aseo de hombres	“	-		104	151	“
Pasillos	“	-		104	151	“
Accesos	“	-		104	151	“

Cs: Calor sensible en w aportado por persona a una temperatura ambiente de 25℃.
Cl: Calor latente en w aportado por persona a una temperatura ambiente de 25℃.

Manual de climatización. Tomo II

ACTIVIDAD		CALOR total (W)	TEMPERATURA SECA 27°C CS	27°C CL	25°C CS	25°C CL	23°C CS	23°C CL	21°C CS	21°C CL
Sentado trabajo ligero (mecanografía, trab. montaje)	Hombre	185			93	92	111	74	129	56
	Mujer	145			79	66	94	51	109	36
	Media	165			86	79	103	62	119	46
De pie sin movimiento	Hombre	139			80	59	95	44	105	34
	Mujer	109			70	39	82	27	82	27
	Media	124			75	49	89	35	94	30
De pie trab.ligero (marcha reducida, tienda, bancos)	Hombre	235			94	141	112	123	130	105
	Mujer	185			83	102	99	86	115	70
	Media	210			89	121	106	104	123	87
De pie trab.moderado (taller, tornero marcha 1,3 m/s)	Hombre	255			104	151	124	131	144	111
	Mujer	200			92	108	109	91	127	73
	Media	227			98	129	116	111	135	92
De pie trab.pesado (ejercicio físico, baile,...)	Hombre	400			115	285	137	263	159	241
	Mujer	314			102	212	122	192	142	172
	Media	357			109	248	130	227	151	206
De pie trab. muy pesado (gimnasio)	Hombre	585			154	431	183	402	213	372
	Mujer	460			125	335	149	311	173	287
	Media	522			139	383	166	356	193	329

CS - Calor sensible (W) CL - Calor latente (W)

- Para obtenerlo en kcal/h multiplicar por 0,86
- Se ha subrayado las condiciones óptimas de confort.
- El valor medio se ha obtenido con un 50% de mujeres y un 50% de hombres

TABLA 7.38. Calor sensible y latente desprendido por las personas en función de su actividad y temperatura ambiente.

El caudal de aire de ventilación requerido se obtiene en función del uso de los locales, de su superficie y del número de ocupantes, aplicando los criterios establecidos en la Tabla 2 de la norma UNE 100011. Los niveles de ventilación asignados a cada zona, según lo anterior, son los que aparecen en la siguiente tabla:

Sistema/Zona	Por persona (l/s)	Por m² (l/s)	Por local/otros (l/s)	Valor elegido (m³/h)	Renov. (1/h)	Horario de Funcionamiento
Sistema 1	-	-	-	-		
Zona 1	12,5	5	-	2160	-	Estudios de hostelería Horario diurno

Zona 2	12,5	5	-	2915	-	"Estudios de hostelería Horario diurno

Zona 1: Sala de reuniones, almacén, secretaría, aula, aula taller (zona fría), aula usos varios (48 prs).
Zona 2: Aula taller (zona caliente). (17 prs).

La evolución del porcentaje de funcionamiento de la actividad a lo largo del día, teniendo en cuenta sus características, se indica en la tabla adjunta, y configura el horario utilizado en los cálculos posteriores:

HORARIO																							
							Porcentaje de carga para cada hora solar																
1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**9**	**10**	**11**	**12**	**13**	**14**	**15**	**16**	**17**	**18**	**19**	**20**	**21**	**22**	**23**	**24**
bar horario nocturno																							
0	0	0	0	0	0	0	100	100	100	100	100	80	50	50	80	100	100	100	100	100	100	0	0

CAPÍTULO 3: LIMITACIÓN DE LA DEMANDA

3.-LIMITACIÓN DE LA DEMANDA

Se trata de un edificio de planta baja dónde se sitúa la escuela de cocina que se pretende climatizar, consta a su vez de cuatro alzadas de vivienda, es un edificio de vieja construcción, por consiguiente, se pretende realizar una reforma de la planta dónde se localizará la escuela.

Para el cálculo de la transmisión térmica se ha separado el local por estancias y orientación de sus paredes, diferenciando así mismo los diferentes tipos de cerramientos.

Los cálculos se han realizado cumpliendo con el código técnico de la edificación CTE.
El edificio situado en Zaragoza le pertenece a la zona climática D3 y todo el local será zona de alta carga interna.

En el anexo Nº 1 de la memoria del presente proyecto se explica detalladamente los procedimientos seguidos para el cálculo de los coeficientes de transmisión térmica de todos los cerramientos del edificio, así como el procedimiento para la determinación de la orientación de cada una de las paredes del edificio según CTE.

Se puede comprobar en las siguientes tablas mostradas que el edificio y sus cerramientos cumplen con la limitación de la demanda del CTE.

3.1.-COMPOSICIÓN Y TIPOS DE CERRAMIENTOS

Fachada (C/José Echegaray)			
Material	**Espesor(m.)**	**Conductividad térmica(W/m.K)**	**Densidad(kg/m^3)**
Fábrica de ladrillo LH doble	0,20	0,375	930
Cartón-yeso	0,02	0,25	825
Enlucido de yeso	0,01	0,57	1150
Lana mineral	0,05	0,031	110
		U (W/m^{2}K)	**0,42**

Fachada (C/San Antonio Abad)			
Material	**Espesor(m.)**	**Conductividad térmica(W/m.K)**	**Densidad(kg/m^3)**
Fábrica de ladrillo LH doble	0,20	0,375	930
Cartón-yeso	0,02	0,25	825
Enlucido de yeso	0,01	0,57	1150
Lana mineral	0,05	0,031	110
		U (W/m^{2}K)	**0,42**

Paredes medianeras			
Material	**Espesor(m.)**	**Conductividad térmica(W/m.K)**	**Densidad(kg/m^3)**
Fábrica de ladrillo LH doble	0,20	0,375	930
Cartón-yeso	0,02	0,25	825
Enlucido de yeso	0,01	0,57	1150
Lana mineral	0,05	0,031	110
		U (W/m^{2}K)	**0,42**

Cubierta (h=5,05m.)			
Material	**Espesor(m.)**	**Conductividad térmica(W/m.K)**	**Densidad(kg/m^3)**
Hormigón aligerado	0,2	0,256	860
Capa de compresión	0,05	0,8	1525
Lana mineral	0,05	0,031	110
Cartón yeso	0,02	0,25	825
		U (W/m^{2}K)	**0,37**

Lucernario			
Material	**Espesor(m.)**	**Conductividad térmica(W/m.K)**	**Densidad(kg/m^3)**
Metacrilato	0,06	0,19	1000
		U (W/m^{2}K)	**3,16**

Cubierta (h=4,30m.)			
Material	**Espesor(m.)**	**Conductividad térmica(W/m.K)**	**Densidad(kg/m^3)**
Hormigón aligerado	0,2	0,256	860
Capa de compresión	0,05	0,8	1525
Lana mineral	0,05	0,031	110
Cartón yeso	0,02	0,25	825
		U (W/m^{2}K)	**0,37**

Solera			
Material	**Espesor(m.)**	**Conductividad térmica(W/m.K)**	**Densidad(kg/m^3)**
Hormigón aligerado	0,2	0,256	860
Capa de compresión	0,05	0,8	1525
Lana mineral	0,05	0,031	110
Cartón yeso	0,02	0,25	825
		U (W/m^{2}K)	**0,37**

VENTANAS	
Material	
Marco	Carpintería de aluminio
Vidrio	Cristal doble de 6+6mm.
Fm	0,06
Uhv	3
Uhm	5,7
Uh	3,16

PUERTAS	
Material	**Uh**
Madera de varias placas, marco macizo de 0,10 m.	3,162

3.2.-CÁLCULO DE LOS PARAMETROS CARACTERISTICOS MEDIOS

Zona climática: **D3**
Zona de carga interna: **alta**

Fachadas y paredes medianeras (Um)					
Tipos	**A(m^2)**	**U(W/m^2K)**	**A.U(W/K)**		**Resultados**
C/San Antonio A.	19,82	0,42	8,32	A(m^2)	459,73
C/J.Echegaray	60,10	0,42	25,24	A.U(W/K)	193,08
Medianeras	379,81	0,42	159,52		
				U(W/K)	**0,42**

Suelos (Usm)					
Tipos	**A(m^2)**	**U(W/m^2K)**	**A.U(W/K)**		**Resultados**
Solar local	383,36	0,37	141,84	A(m^2)	383,36
				A.U(W/K)	141,84
				U(W/K)	**0,37**

Cubiertas(Uc)					
Tipos	**A(m^2)**	**U(W/m^2K)**	**A.U(W/K)**		**Resultados**
(h=4,30m.)	320,78	0,37	118,69	A(m^2)	320,78
				A.U(W/K)	118,69
				U(W/K)	**0,37**

Cubiertas(Uc)					
Tipos	**A(m^2)**	**U(W/m^2K)**	**A.U(W/K)**		**Resultados**
(h=5,05m.)	62,58	0,37	23,15	A(m^2)	62,58
				A.U(W/K)	23,15
				U(W/K)	**0,37**

Lucernarios (Fl)					
Tipos	**A(m^2)**	**U(W/m^2K)**	**A.U(W/K)**		**Resultados**
Metacrilato	22	3,16	69,52	A(m^2)	22
				A.U(W/K)	69,52
				U(W/K)	3,16

Huecos (Uh,Uf)					
Tipos	**A(m^2)**	**U(W/m^2K)**	**A.U(W/K)**		**Resultados**
Puerta acceso (C/Jose Echegaray)	1,85	3,16	5,846	A(m^2)	17,53
Puerta acceso (C/San Antonio Abad)	2,66	3,16	8,40	A.U(W/K)	55,40
Ventana C/San Antonio Abad	5,42	3,16	17,13		
Ventana C/Jose Echegaray	7,6	3,16	24,02		
				U(W/K)	**3,16**

3.3.-OPCIÓN SIMPLIFICADA

Una vez realizado el cálculo de los parámetros característicos medios se realizará en las siguientes tablas la comprobación del cumplimiento de la limitación de la demanda mediante la opción simplificada.

CERRAMIENTOS Y PARTICIONES INTERIORES DE LA ENVOLVENTE TÉRMICA	Uproy	Umax
Muros de fachada	0,44	0,66
Medianiles	0,44	0,66
Suelos	0,49	0,49
Vidrios de huecos y lucernarios	3,16	3,50
Puertas	3,16	3,5

MUROS DE FACHADA			HUECOS (Vidrios y puertas)			
	Um	**Ulim**	**Uh**	**Ulim**	**Fh**	**Flim**
Norte	0,64	0,66	3,16	3,5	0,28	0,28
Oeste	0,51	0,66	3,16	3,5	0,28	0,28

SUELOS	
Ut	**Ulim**
0,37	0,49

CUBIERTAS		
	Ut	**Ulim**
(h=4,3m.)	0,37	0,38
(h=5,05m.)	0,37	0,38

MEDIANILES		
	Ut	**Ulim**
Norte	0,42	0,66
Oeste	0,43	0,66
Este	0,42	0,66
Sur	0,42	0,66

LUCERNARIOS	
Ut	**Ulim**
3,16	3,50

Como se observa en las tablas el edificio cumple con la normativa y por lo tanto es apto para climatizar.

**Nota: se ha procedido a añadir una capa aislante tanto en paredes medianeras como fachadas de lana mineral, además de una capa de cartón-yeso para que las transmitancias térmicas de dichos cerramientos cumplieran con la limitación de la demanda máxima del CTE.*

CAPÍTULO 4: ESTIMACIÓN DE LA DEMANDA TÉRMICA

4.-CONDICIONES EXTERIORES E INTERIORES

4.1. CONDICIONES EXTERIORES

Se adaptarán a lo previsto en la ITE 03.3 Condiciones exteriores. Las condiciones exteriores de cálculo (latitud, altitud sobre el nivel del mar, temperaturas seca y húmeda, oscilación media diaria, dirección e intensidad de los vientos dominantes) se establecerán de acuerdo con lo indicado en UNE 100001 o, en su defecto, en base a datos procedentes de fuentes de reconocida solvencia (Instituto Nacional de Meteorología). Para la variación de las temperaturas seca y húmeda con la hora y el mes se tendrá en cuenta lo previsto por la norma UNE 100014.

Los datos de la intensidad de radiación solar máxima sobre las superficies exteriores se tomarán, una vez determinada la latitud y en función de la orientación y de la hora del día, de tablas de reconocida solvencia y se manipularán adecuadamente para tener en cuenta los efectos de reducción producidos por la atmósfera. La calidad del aire exterior será definida considerando el lugar de emplazamiento del edificio.

La elección de las condiciones exteriores de temperatura seca y, en su caso, de temperatura húmeda simultánea del lugar, que son necesarias para el cálculo de la demanda térmica máxima instantánea y, en consecuencia, para el dimensionado de equipos y aparatos, se hará en base al criterio de niveles percentiles, se adaptará a lo establecido en la ITE 02.3 Condiciones exteriores Para la selección de los niveles percentiles se tendrán en cuenta las indicaciones de la norma UNE 100014.

Con todo lo anterior, las condiciones exteriores de proyecto, que quedan definidas de la siguiente manera:

Temperatura seca verano	32,2 °C
Temperatura húmeda verano	21,3 °C
Percentil condiciones de verano	5,0 %
Temperatura seca invierno	-1,8 °C
Percentil condiciones de invierno	97,5 %
Variación diurna de temperaturas	13,1 °C
Grado acumulados en base 15 – 15°C	1.163 días-grado
Orientación del viento dominante	NO

Velocidad del viento dominante	7,4 m/s
Altura sobre el nivel del mar	240 m
Latitud	41° 40' Norte

Se describe la evolución de las temperaturas secas y húmedas máximas corregidas para todos los meses del año y horas del día, según las tablas de corrección que recoge la norma UNE 100014.

**Observaciones:* Se modifica el Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios (RITE), aprobado por Real Decreto 1027/2007, de 20 de julio, en los siguientes términos: Tres. Se añade, inmediatamente a continuación de la I.T. 3.7 «Instrucciones de mantenimiento» de la Parte II del Reglamento, la nueva instrucción técnica I.T. 3.8 «Limitación de temperaturas» con la siguiente redacción:

I.T.3.8.1. Ámbito de aplicación:

2. Por razones de ahorro energético se limitarán las condiciones de temperatura en el interior de los establecimientos habitables que estén acondicionados situados en los edificios y locales destinados a los siguientes usos:

a) Administrativo.
b) Comercial: tiendas, supermercados, grandes almacenes, centros comerciales y similares.
c) Pública concurrencia:

Culturales: teatros, cines, auditorios, centros de congresos, salas de exposiciones y similares.
Establecimientos de espectáculos públicos y actividades recreativas.
Restauración: bares, restaurantes y cafeterías.
Transporte de personas: estaciones y aeropuertos.

Según el ámbito de aplicación nuestro local no esta dentro de los establecimientos afectados por la nueva modificación del RITE, ya que esta destinado al uso docente por tratarse de una escuela.

Las condiciones climatológicas interiores han sido establecidas en función de la actividad metabólica de las personas y de su grado de vestimenta, siempre de acuerdo con la ITE 02 Apartado 2.1.

Para las horas consideradas punta han sido elegidas las siguientes condiciones interiores:

ESTACION	TEMPERATURA OPERATIVA ºC	VELOCIDAD MEDIA DEL AIRE M/S	HUMEDAD RELATIVA %
VERANO	23 a 25	0,18 a 0,24	40-60
INVIERNO	20 a 23	0,15 a 0,20	40-60

Todos los datos anteriores se utilizarán como base de partida para los cálculos que se recogen en el anexo correspondiente, y que corresponderán a las cargas térmicas standard de la edificación.

Las instalaciones térmicas serán calculadas por un método adecuado que la buena práctica haya contrastado, siendo de la responsabilidad del proyectista el método utilizado y los cálculos efectuados, teniendo en cuenta las exigencias de este establecidas en la ITE 03.1 Generalidades.

Para realizar el cálculo de las cargas térmicas de los sistemas de calefacción o climatización del edificio, una vez fijadas las condiciones de diseño, se tendrá en cuenta lo establecido en la ITE 03.5 Cargas térmicas, considerando entre otros los siguientes factores:

- Características constructivas y orientaciones de fachadas.
- Factor solar y protección de las superficies acristaladas.
- Influencia de los edificios colindantes o cercanos.
- Horarios de funcionamiento.
- Ganancias internas de calor.
- Ocupación y su variación en el tiempo y espacio.
- Indices de ventilación y extracciones.

4.2. CONDICIONES INTERIORES

A continuación se detallan las condiciones interiores de las distintas zonas del local para los regímenes de refrigeración y calefacción.

Condiciones interiores en régimen de refrig. Aula (zona caliente)	
Temperatura (ºC)	**Humedad relativa (%)**
24	47

Condiciones interiores en regímen de refrig. Aula (usos varios)	
Temperatura (ºC)	**Humedad relativa (%)**
24	49

Condiciones interiores en regímen de refrig. Resto del local	
Temperatura (ºC)	**Humedad relativa (%)**
24	45

Condiciones interiores en régimen de calef. Aula (zona caliente)	
Temperatura (ºC)	**Humedad relativa (%)**
21	45

Condiciones interiores en regímen de calef. Aula (usos varios)	
Temperatura (ºC)	**Humedad relativa (%)**
21	42

Condiciones interiores en regímen de calef. Resto del local	
Temperatura (ºC)	**Humedad relativa (%)**
21	40

A continuación se detalla el cálculo de las condiciones interiores mediante el uso del diagrama psicrométrico para el régimen de refrigeración del aula (cocina caliente).

4.2.1. Refrigeración

Conocidos los valores de las cargas térmicas del local, se puede obtener el Factor de Calor Sensible (FCS), calculado mediante la siguiente ecuación:

FCS = Qsen,int / Qtotal,int

- Qsen,local: potencia térmica sensible de las cargas internas del local (kW).
- Qtotal,local: suma de las potencias sensible y latente de las cargas internas del local (kW).

Qsen int (sin contar con carga de ventilación) (kW) 21,902
Qtotal int (sin contra con carga de ventilación) (kW) 24,176
FCS = 21,902/ 24,176= **0,90**

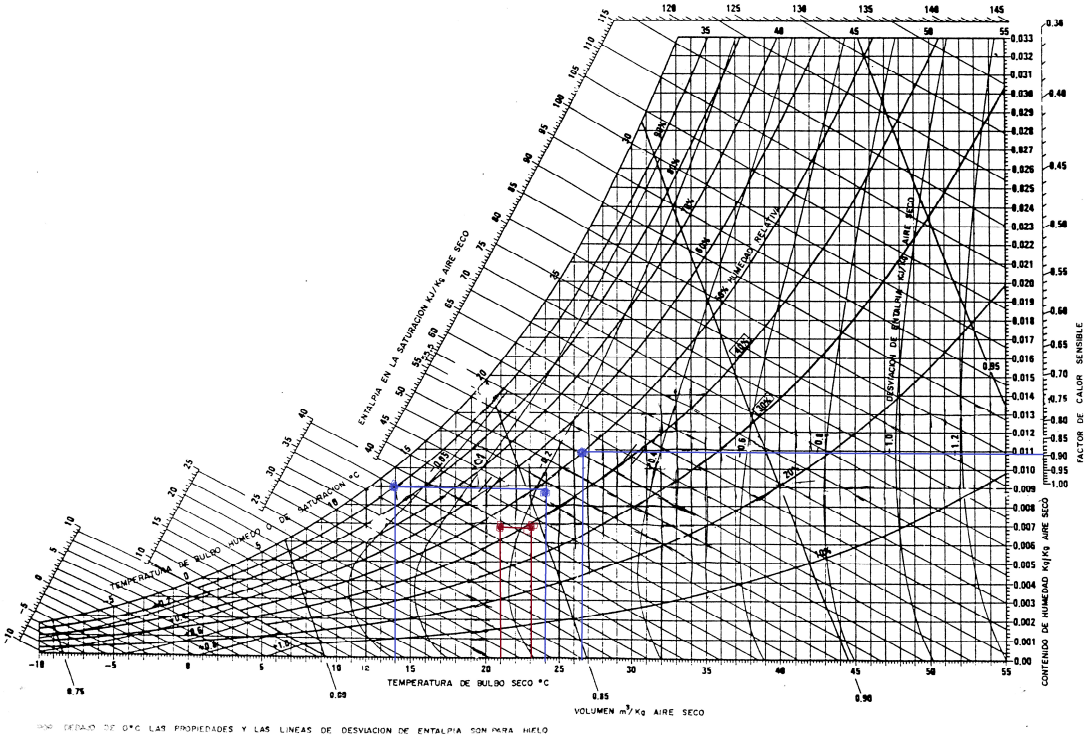
Llevamos este valor al diagrama psicrométrico y trazamos una recta que pase por dicho punto y por el Polo (26,7ºC; 50%). El siguiente paso es trazar una recta (recta de acción local) paralela a ésta que pase por el punto de impulsión de aire (14ºC; 88%).

El último paso es localizar el punto de corte entre la temperatura interior del local (24ºC) y la recta de acción local. De esta manera obtenemos el punto de condiciones interiores.

4.2.2. Calefacción

Obtener el punto de condiciones interiores para calefacción es más sencillo que el anterior. Solamente hay que trazar una recta de contenido de humedad constante que pase por las condiciones de impulsión (24,1ºC; 38%) y que corte con la temperatura interior del local. En ese punto tendremos las condiciones interiores.

En el siguiente diagrama psicrométrico se detalla de forma gráfica los explicado anteriormente.


ENTALPIA EN LA SATURACION KJ/Kg AIRE SECO
TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO O DE SATURACION °C
TEMPERATURA DE BULBO SECO °C
VOLUMEN m³/Kg AIRE SECO
CONTENIDO DE HUMEDAD Kg/Kg AIRE SECO
FACTOR DE CALOR SENSIBLE
DESVIACION DE ENTALPIA KJ/Kg AIRE SECO
% HUMEDAD RELATIVA
EN EL RANGO DE 0°C LAS PROPIEDADES Y LAS LINEAS DE DESVIACION DE ENTALPIA SON PARA HIELO

4.3- CARGA TÉRMICA DE REFRIGERACIÓN

Para determinar las cargas térmicas de refrigeración se han tenido en cuenta las siguientes cargas: cerramientos, acristalamientos, ventilación, ocupación, máquinas y procesos térmicos, iluminación, y los coeficientes de la propia instalación y de seguridad. Todas estas cargas se han calculado mediante los procedimientos propuestos por el Manual de climatización J.M Pinazo.

En esta parte se describirá brevemente los procedimientos seguidos así como los resultados finales, en anexo Nº 2 se hará una descripción detallada de estos procedimientos así como de todas las cargas de las diferentes habitaciones del edificio.

4.3.1.-CARGAS A TRAVÉS DE PAREDES, TECHOS Y SUELOS

$Qsen = A \times U \times (Teq - TsL)$

$Teq = Tseq\text{-es tan dar} + (Ts,ext,máx,NP - 29,2 \pm \Delta Tciudad) + \Delta Tseq\text{-mes} + \Delta Tseq\text{-hora} - (\Delta z/150) + (\rho_g - 0,2) x\ CRA$

Qsen – Calor sensible.

Teq – Temperatura equivalente.

Tseq – es tan dar - Temperatura seca exterior calculada en unas condiciones estandar. (Tabla 7.16 Manual de climatización J.M Pinazo).

Ts, ext,máx, NP - Temperatura seca exterior máxima de proyecto fijada para cada localidad con un determinado nivel percentil función de la alctividad del local climatizado. (UNE_100001).

ΔTciudad - Aproximadamente 2ºC dependiendo el signo de la posición relativa Centro metereológico respecto a instalación.

ΔTseq – mes - Fluctuación para variaciones anuales de la temperatura en cada localidad. (Tabla 7.17 Manual de climatización J.M Pinazo).

ΔTseq – hora - Fluctuación para variaciones diarias de temperatura en cada localidad. (Tabla 6.2 Manual de climatización J.M Pinazo).

Δz - Diferencia de cotas entre el lugar objeto estudio y la estación metereológica tomada como referencia. (Tabla 7.16 Manual de climatización J.M Pinazo).

ρ_g - Coeficiente de reflexión de alrededores. (Tabla 7.20 Manual de climatización J.M Pinazo).

CRA - Coeficiente corrector reflexión alrededores. (Tabla 7.19 Manual de climatización J.M Pinazo).

La expresión anterior de temperatura seca equivalente la usaremos cuando el muro esté en contacto con el aire exterior, si el muro estuviese en contacto con un local no acondicionado o con un recinto colindante acondicionado usaríamos las siguientes temperaturas secas:

1. Local no acondicionado:

Se calcularía también la temperatura seca exterior con la fórmula anterior y sería finalmente.

Tseq =(Tseq+Tseqlocal)/2

2. Recinto colindante acondicionado:

En esta situación la temperatura seca a considerar es la del recinto acondicionado.

Para techos y suelos utilizaremos como temperatura seca equivalente la calculada de la misma manera que para muros en el caso de los techos cambiando las tablas de Tseq – es tan dar que serán las de la .Tabla 7.21 Manual de climatización J.M Pinazo y en el caso de el suelo no se tendrán en cuenta las perdidas ya que serán negativas.

4.3.2.-CARGAS A TRAVÉS DE SUPERFICIES ACRISTALADAS

En el caso de las superficies acristaladas la transmisión se produce de dos maneras, una por conducción-convección a través del cristal, y en segundo lugar por la transmisión de radiación solar incidente. Por lo tanto:

$Qsen = A \times (q_{cc}+q_{tr})$

q_{cc} - Flujo de calor pon conducción-convección. (W/m2)
q_{tr} - Flujo de calor transmitido por radiación solar (W/m2)

• Transmisión de calor por conducción-convección.

q_{cc}=Uh x (Tseq-Tseqlocal)

Uh - Coeficiente global de transmisión (W/m2ºC)

Tseq - Temperatura seca exterior proyecto. Se calcula del mismo modo que en caso de los muros.

Tseqlocal - Temperatura seca local del proyecto.

• Radiación que atraviesa la superficie acristalada.

Qtr=nv x I_{Ori} x Asol+nv x I_N x Asombra

nv - Producto de todos los coeficientes de transmisión. (Tabla 7.20 Manual de climatización J.M Pinazo).

I_{Ori} - Energía que atraviesa el vidrio simpre en la orientación de la superficie acristalada en el instante"n". (Tabla7.25 Manual de climatización J.M Pinazo).

Asol - Área expuesta al sol. Asol = Atot × Fsol

I_N- Energía que atraviesa el vidrio simpre en la orientación norte de la superficie acristalada en el instante"n". (Tabla7.25 Manual de climatización J.M Pinazo).

Asombra - Área en sombra. Asombra = Atotal(1- Fsol)

4.3.3.- CARGA DEBIDA A LA VENTILACIÓN

En ventilación distinguiremos dos tipos de cargas latente y sensible que se obtienen de la siguiente manera:

Qsen= Vev x (Tse-TsL) x (Cpas+We x Cpv)x 1000/ ve_e

Qlat= Vev x (We-Wl) x (Cf+Cpv x Tse)x 1000/ ve_e

Qtot = Qsen + Qlat

Ve_e - Volumen específico aire (= 0,833 m3/kg)

Cpas - Calor específico aire seco (1kJ/kg ºC)

Cpv - Calor específico vapor de agua (1,805 kJ/kg ºC)

Vev - Calor volumétrico aire exterior ventilación (m3/s)

We - Humedad específica (kg/kg a.s)

Cf - Calor cambio fase vapor-agua líquida

Tse - Temperatura seca exterior.

Tsl - Temperatura seca local.

4.3.4.- CARGA DEBIDA A LOS OCUPANTES

Como en el caso de ventilación la carga debida a los ocupantes también será de tipo sensible y latente:

Qsen = nº personas ×QPsen

Qlat = nº personas ×QPlat

Qpsen - Potencia térmica sensible desprendida por ocupante (W).

Qplat - Potencia térmica latente desprendida por ocupante (W).

4.3.5.-CARGA DEBIDA A LA ILUMINACIÓN

La carga debida a la iluminación es toda sensible y se calcula de la siguiente manera:

Qsen = PT

PT - Potencia de iluminación.

4.3.6.- CARGA DEBIDA A MÁQUINAS O PROCESOS INDUSTRIALES

La carga debida a máquinas o procesos industriales será la potencia nominal del motor para las máquinas con motor y de la tabla 7.45 del Manual de climatización J.M Pinazo.

4.3.7.- CARGA DEBIDA A LA PROPIA INSTALACIÓN

La carga debida a la propia instalación siguiendo el Manual de climatización J.M Pinazo será un 6% de la suma de todas las demás cargas sensibles.

4.3.8.- COEFICIENTE DE MAYORACIÓN O SEGURIDAD

Por motivos de seguridad se tendrá en cuenta un coeficiente de mayoración o seguridad del 5%.

4.4.- CARGAS TÉRMICAS DE CALEFACCIÓN

Para el cálculo de las cargas térmicas de calefacción igual que en caso de calefacción seguiremos los cálculos propuestos del Manual de climatización J.M Pinazo. Los cálculos de calefacción son una simplificación de los de refrigeración en los que solo se tendrá en cuenta el valor de las cargas sensibles. Como en refrigeración los cálculos y procedimientos detallados están en el anexo 3.

4.4.1.- CARGAS A TRAVÉS DE PAREDES, TECHOS Y SUELOS

La carga de transmisión de calor a través de paredes techos y suelos es la siguiente:

Qsen = A x U x (Tseq - Tseqlocal)

A: Área de la estancia.

U: Transmitancia térmica.

Tseq: Temperatura seca exterior.

Tseqlocal: Temperatura seca del local.

En este caso no tendremos que hacer una corrección de la temperatura sino que la temperatura seca exterior será la de la norma UNE_100001.

4.4.2.- CARGAS A TRAVÉS DE SUPERFICIES ACRISTALADAS

En este caso solo se tendrán en cuenta las transmisiones de calor debidas a conducción-convección y como en el caso anterior la temperatura no será la corregida sino la exterior del proyecto de la norma UNE_100001.

Q_{cc}= Uh x A x (Tseq-Tseqlocal)

A: Área de la estancia.

Uh: Transmitancia térmica.

Tseq: Temperatura seca exterior.

Tseqlocal: Temperatura seca del local.

4.4.3.- CARGA DEBIDA A LA VENTILACIÓN

En régimen de calefacción la carga debida a ventilación será solo la carga sensible por lo que:

Qsen= Vev x (Tse-TsL)x(Cpas+We x Cpv)x 1000/ve_e

Ve_e - Volumen específico aire (= 0,833 m^3/kg)

Cpas - Calor específico aire seco (1kJ/kg ºC)

Cpv - Calor específico vapor de agua (1,805 kJ/kg ºC)

Vev - Calor volumétrico aire exterior ventilación (m^3/s)

We - Humedad específica (kg/kg a.s)

Cf - Calor cambio fase vapor-agua líquida

Tse - Temperatura seca exterior.

Tsl - Temperatura seca local.

El resto de cargas no se tendrán en cuenta para régimen de calefacción.

4.5.- ANALISIS DE RESULTADOS

En este punto se mostrarán los resultados totales de la demanda térmica así como el análisis de estos.

Por lo tanto:

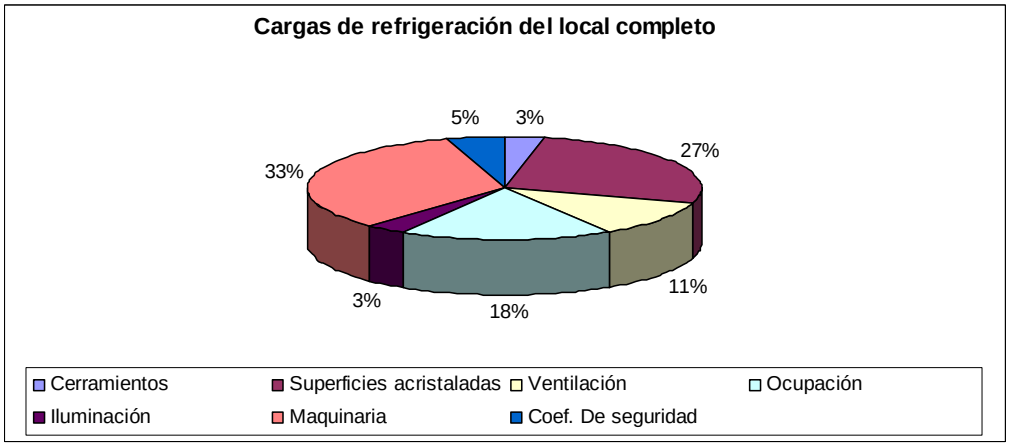
- Carga total de refrigeración [w]: **75530 W.**
- Carga total de refrigeración [w/m2]: **197 W/m^2.**
- Carga total de calefacción [w]: **21033 W.**
- Carga total de calefacción [w/m2]: **55 W/m^2.**

Con estos datos podemos observar que existe una diferencia notable entre las cargas a combatir en régimen de verano e invierno, por lo que, el dimensionado de nuestros equipos quedará completamente limitado por la carga total de refrigeración.

Esta diferencia de cargas entre diferentes regímenes es debido principalmente al aporte térmico llevado a cabo por la elevada ocupación del local, iluminación, y en determinadas zonas como el office (zona caliente) y aula (zona fría), por un elevado número de máquinas y fogones empleados en la enseñanza culinaria.

4.5.1.-LOCAL COMPLETO DE REFRIGERACION

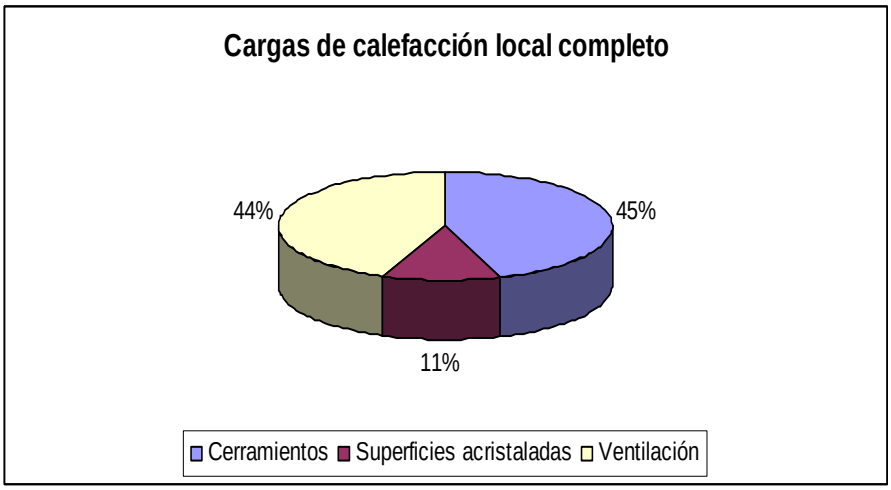
Cargas de refrigeración local completo				
	Qsen (W)	Qlat (W)	Qtot (W)	%
Cerramientos	2474,1	0	2474,1	3,27567288
Superficies acristaladas	20024,59	0	20024,59	26,5122696
Ventilación	3441,4	5065,08	8506,48	11,2624574
Ocupación	5408	7852	13260	17,5560496
Iluminación	2596	0	2596	3,43706673
Maquinaria	25000	0	25000	33,099641
Coef. De seguridad	2987,5	680,85	3668,35	4,85684273
Total	**61931,59**	**13597,93**	**75530**	100



W/m2
197,02

4.5.2.-LOCAL COMPLETO DE CALEFACCION

Cargas de calefacción local completo			
	Qsen (W)	Qtot (W)	%
Cerramientos	9383,64	9383,64	44,6138924
Superficies acristaladas	2393,25	2393,25	11,3785480
Ventilación	9255,34	9255,34	44,0059909
Total	**21032,23**	**21032,23**	**100**



W/m2
54,86

A continuación se detalla la estimación de la demanda máxima una vez instalados los recuperadores térmicos seleccionados en función del caudal del aire de ventilación. Este caudal es de 2160 m^3/h para la zona 1 y para la zona 2 es de 2916 m^3/h.

Por tanto, para la zona 1 hemos escogido un recuperador térmico con capacidad para un caudal de aire de 2500 m^3/h y una potencia calorífica de 13,2 kW, y para la zona 2 un recuperador térmico con capacidad para un caudal de aire de 3000 m^3/h y una potencia calorífica de 15,6 kW.

Con estos datos redimensionamos nuestros equipos y obtenemos que la potencia de nuestro nuevo equipo seleccionado es de 75 kW - (13,2 – 15,6) kW = 46,2 kW, con esta nueva información sería lógico escoger la enfriadora-bomba de calor por compresión, aire-agua, modelo HITECSA EWYRB 50.2 que tiene una potencia frigorífica de 50.2 kW, pero teniendo en cuenta que esta potencia es muy cercana a los 46,2 kW necesarios, se ha estimado conveniente sobredimensionar un poco mas el equipo y así disponer de un coeficiente de seguridad mas elevado.

De esta forma se procede a elegir la enfriadora-bomba de calor por compresión, aire-agua, HITECSA EWYRB 60.2, capaz de proporcionar una potencia frigorífica de 60.2 kW.

CAPÍTULO 5: ESTUDIO DE ALTERNATIVAS

5. SISTEMA PRIMARIO

Entendemos por sistema primario el ciclo dónde se produce un intercambio de energía térmica para aportar o absorber esa energía a un fluido que posteriormente se conducirá a unas unidades secundarias.

5.1. BOMBA DE CALOR

Un equipo de producción de frío y una bomba de calor de refrigeración por compresión (para la producción de frío y calor) tienen el mismo principio de funcionamiento. Se trata de una máquina térmica capaz de transmitir energía en forma de calor de un ambiente a otro. La diferencia existente radica en la capacidad que tiene esta última de invertir el ciclo debido a que incorpora una válvula de inversión de cuatro vías.

El ciclo de funcionamiento de una bomba de calor consiste en lo siguiente:

La bomba de calor emplea un líquido refrigerante con unas propiedades termodinámicas especiales que favorecen el desarrollo del ciclo, una propiedad muy importante es que tiene un bajo punto de ebullición, este refrigerante requiere de energía que toma del foco externo (foco frío) para evaporarse.

El fluido refrigerante a baja temperatura y en estado gaseoso pasa por el compresor, aumentando asi su presión y por lo tanto su temperatura y entalpía, una vez sale del compresor alcanza un intercambiador de calor (condensador) dónde cede parte de su energía en forma de calor a el foco caliente, debido a que éste se encuentra a menor temperatura que el líquido, y se condensa. Una vez ha cedido este calor, se dirige a una válvula de expansión dónde se expande recuperando la presión inicial y enfriándose considerablemente para de esta forma llegar a otro intercambiador de calor (evaporador) dónde absorbe calor del foco exterior (foco frío) y de esta forma cambia a estado gaseoso a su salida completando el ciclo.

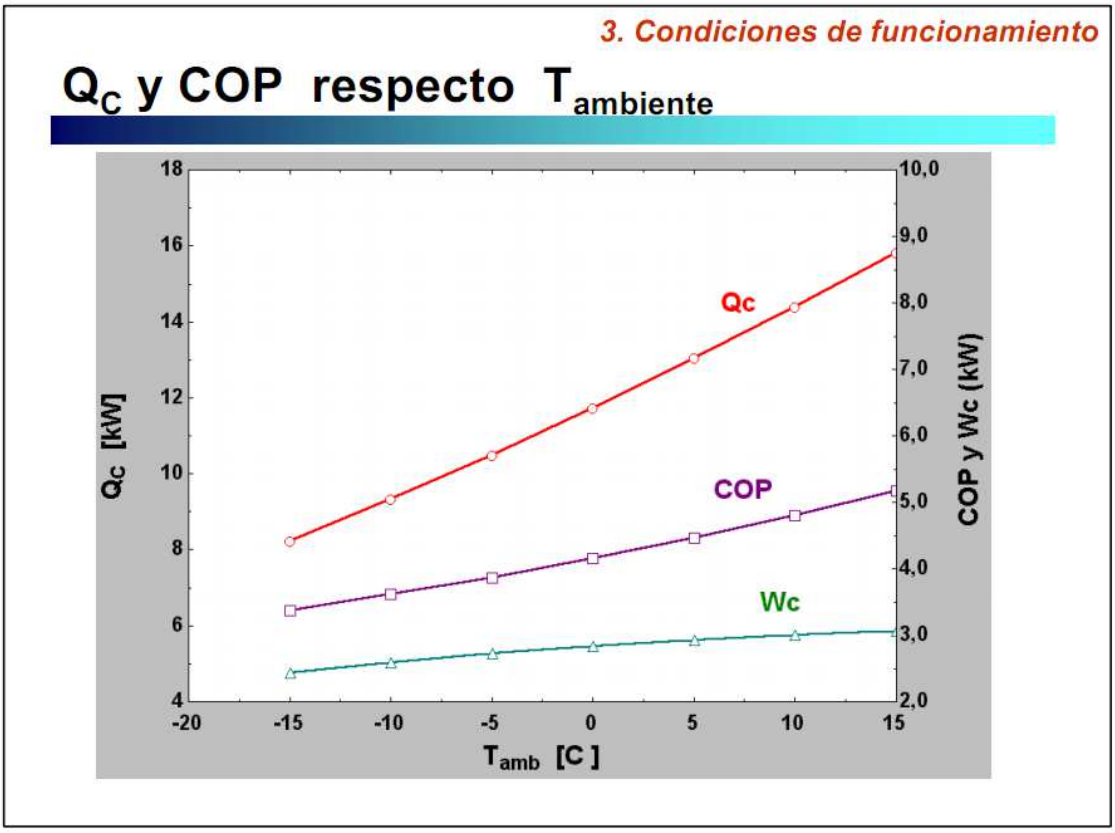
El tipo de bomba de calor se indica en función del tipo de focos externo e interno con los que intercambia calor.

5.1.1. FOCO EXTERNO

5.1.1.1. AGUA

Puede proceder de ríos, pozos, lagos, etc, o agua caliente procedente de algún proceso industrial. Interesa escoger el agua como foco externo ya que tiene una

temperatura más elevada que el aire y por tanto cuando el líquido refrigerante absorbe el calor en el evaporador de este foco exterior, existe una diferencia de temperaturas menor entre los focos que si se emplease aire como foco externo, el C.O.P. y el Qc aumentan debido a que esta temperatura del foco externo es mas elevada como se puede observar en el siguiente gráfico.



Apuntes de climatización y frío industrial. Lección BC

5.1.1.2. AIRE

Puede ser el aire exterior o aire extraído de un local calefactado. Suele tener un rendimiento menor que utilizando agua como foco externo, ya que su temperatura en régimen de invierno es bastante baja y por lo tanto el líquido refrigerante no absorbe la misma cantidad de energía en forma de calor de este foco que como si fuese agua, debido a la menor proximidad entre temperaturas de los focos. El mayor problema está en en que cuando la temperatura del aire desciende inferior a 7ºC es necesario el desescarche en el evaporador lo que implica una pérdida en el rendimiento de la máquina. Además el tamaño de los equipos es elevado.

5.1.1.3. SUELO

El calor es extraído mediante un circuito de agua glicolada, se aprovecha la estabilidad térmica que hay debajo del terreno, dónde podemos encontrar unas temperaturas mas elevadas en invierno y por lo contrario mas bajas en verano que las que se daría en el foco externo en el caso de ser aire. Por tanto, en el caso de la bomba de calor, al disponer de una temperatura del foco externo más elevada que si fuese aire, mejoraríamos el rendimiento del ciclo.

5.1.2. FOCO INTERNO

5.1.2.1. AGUA

Tiene una temperatura mas baja en régimen de invierno, y mas elevada en régimen de verano que el aire como foco interno, por lo que disminuye el rendimiento del ciclo, aunque también es importante observar que la opción de calentar agua en el condensador también es interesante ya que permite acumular agua caliente, intentando evitar las horas de funcionamiento con menor temperatura exterior (BC aire/agua) y/o las horas punta de tarifa eléctrica.

5.1.2.2. AIRE

Los equipos son de sencilla instalación y mantenimiento, existe una diferencia menor de temperaturas entre el foco externo e interno que si fuese agua, por lo que mejora el rendimiento del ciclo.

5.1.3. VENTAJAS E INCONVENIENTES

Para la climatización de la escuela de cocina estudiaremos una bomba de calor aire-agua. El aire como foco externo es obligado ya que no disponemos de una fuente de agua relativamente cerca en esta ubicación, como pudiera ser el río Ebro, se desconoce que haya ninguna toma o pozo de donde se pueda sustraer el líquido elemento y así ser empleado en la climatización del local, por tanto, habría que realizar una obra para poder traer el agua y esto encarecería mucho la instalación. Seleccionamos agua como foco interno ya que aunque existía la posibilidad de escoger el aire como foco interno, no nos permitía la instalación de un módulo de inercia, o depósito para acumular agua caliente y de este modo hacer frente a las puntas de tarifa eléctrica, así como los días de menor temperatura exterior en los que el número de arranques y paradas de la B.C. es elevado y encarece la climatización del local.

Tiene la ventaja de acondicionar el local con una única instalación. Además, aunque los costes iniciales son mayores que los sistemas tradicionales, puede competir en costo con la realización de instalaciones separadas para calefactar y refrigerar.

Este equipo tiene inconvenientes en cuanto a la obtención de un buen rendimiento, en determinadas circunstancias, ya que este está directamente relacionado con el intervalo de temperaturas al que trabaja, y en la localización del edificio existen unas altas temperaturas en verano y bajas en invierno. Estas últimas hacen muy difícil que obtengamos del equipo un buen rendimiento ya que cuando en condiciones de calefacción la temperatura exterior desciende de 7oC, es necesario el desescarche del evaporador bien por una inversión de ciclo durante unos minutos, o bien mediante unas resistencias adicionales.

5.1.4. EQUIPO SELECCIONADO

Enfriadora, bomba de calor Hitecsa EWYRB-60.2.

5.2. CALDERA

Es un equipo en el cual se lleva a cabo la producción de calor y el proceso de calentamiento del agua. Pueden clasificarse en base a distintos tipos.

5.2.1. TIPO DE COMBUSTIBLE EMPLEADO

- Combustibles sólidos: puede quemar leña o carbón.
- Policombustibles: pueden utilizar combustibles sólidos, líquidos o gaseosos.
- Gasóleo: son calderas de elevado rendimiento.
- Gas: puede ser butano, propano, gas natural o gas ciudad.
- Eléctricas: el agua lo calientan unas resistencias eléctricas.

5.2.2. CLASIFICACION ENERGETICA

-Estandar.
- Baja temperatura: puede funcionar continuamente con una temperatura de agua de alimentación de 35 a 40ºC.
- De condensación: puede condensar de forma permanente una parte importante de los vapores de agua contenidos en los gases de combustión.
.

5.2.3. VENTAJAS E INCONVENIENTES

La caldera a estudiar utilizara gas natural como combustible ya que en la ubicación del edificio hay posibilidad de este tipo de energía primaria. Será una caldera de baja temperatura. Este tipo de calderas tiene mejores rendimientos que las que consumen combustibles sólidos o electricidad.

5.2.4. EQUIPO SELECCIONADO

Caldera Viessmann Vitorond 100 VR2B 36.

5.3. ENFRIADORA

Es un equipo para la producción de frío.

5.3.1. ENFRIADORA POR COMPRESION

Es una bomba de calor sin válvula de cuatro vías, es decir, el ciclo de refrigerante se realiza en un solo sentido que es el de refrigeración. Se puede clasificar exactamente igual que lo explicado para las bombas de calor.

5.3.2. ENFRIADORA POR ABSORCION

Este equipo necesita un aporte de energía en forma de calor para producir frío. El calor se podría aportar por medio de un quemador de combustible, lo que supondría una disminución del rendimiento del equipo. Otra alternativa seria la instalación de un sistema de energía solar para la aportación de energía al equipo pero la instalación seria todavía más costosa.

Esta opción es la adecuada cuando disponemos de un proceso industrial en el que hay un calor residual que podemos utilizar para producir frío, ya que de esta manera si tiene un buen rendimiento el equipo porque solamente le tenemos que aportar un pequeño trabajo para la bomba.

5.3.3. VENTAJAS E INCONVENIENTES

En nuestro caso estudiaremos la enfriadora por compresión ya que al no tener ningún aporte de calor de ningún tipo, la instalación de una enfriadora por absorción supondría un importante gasto económico y por lo tanto encarecería mucho la instalación, de este modo se opta por la vía más económica y de más fácil instalación.

5.3.4. EQUIPO SELECCIONADO

Enfriadora HITECSA EWYR-80.2.

5.4. ESTUDIO COMPARATIVO

Para la elección de los equipos de producción de energía para realizar la climatización de la escuela de cocina, se va a realizar un estudio comparativo de rendimientos y costes de energía de las dos posibles alternativas.

5.4.1. BOMBA DE CALOR AIRE/AGUA

Sería interesante hacer un estudio comparativo en el que se incluyera una bomba de calor agua/aire debido a que tendría mejores rendimientos ya que la temperatura del foco caliente, aire, y la del foco frío, agua, serían mas próximas entre si, siempre y cuando se pudiera conseguir agua de algún sitio como pudiera ser agua de pozo, pero en el caso que nos ocupa no existe dicha toma, y realizar una excavación para conseguirla encarecería demasiado la instalación.

Por lo tanto dicho esto optamos por la elección para la comparativa de una bomba de calor aire/agua

Cogeremos los datos de 10ºC de bulbo seco y 8.2ºC de bulbo húmedo, para los que obtenemos un C.O.P. de 2,75 para la bomba de calor por compresión aire-agua escogida para el estudio, a efectos prácticos, idénticos a los datos de la temperatura media de las medias de temperatura de cada mes en régimen de invierno para la ciudad de Zaragoza.

Observamos en la tabla que se adjunta a continuación que la temperatura media de las medias de los meses de régimen de invierno para la ciudad de Zaragoza es de (6,4 + 8,4 + 10,9 + 13,0 + 10,0 + 7,1) / 6 = **9,3ºC.**

Valores climatológicos normales en Zaragoza. (Datos del observatorio del Aeropuerto de Zaragoza)
Periodo: 1971-2000 Altitud (m): 247 Lat.: 41 39 43 Long.: 1 00 29 Medias y Totales mensuales:

MES	T	TM	Tm	R	H	DR	DN	DT	DF	DH	DD	I
Enero	6,4	10,3	2,4	22	75	4	1	0	7	8	5	133
Febrero	8,4	13,3	3,5	20	68	4	0	0	3	5	5	165
Marzo	10,9	16,6	5,2	20	60	4	0	0	1	2	7	210
Abril	13,0	18,7	7,4	35	58	5	0	1	1	0	5	221
Mayo	17,2	23,2	11,2	44	56	6	0	4	0	0	4	263
Junio	21,3	27,7	14,8	31	52	4	0	4	0	0	8	295
Julio	24,5	31,5	17,6	18	49	3	0	4	0	0	14	337
Agosto	24,4	31,0	17,8	17	53	2	0	4	0	0	11	311
Septiembre	20,7	26,7	14,7	27	59	3	0	3	1	0	7	231
Octubre	15,5	20,7	10,3	30	69	5	0	1	2	0	5	192
Noviembre	10,0	14,3	5,8	30	74	5	0	0	5	2	4	146
Diciembre	7,1	10,7	3,5	23	77	5	0	0	8	6	4	116
AÑO	15,0	20,4	9,5	318	62	50	1	21	28	25	80	2614

En la tabla se han reflejado los valores climatológicos del último año completo del que se tiene referencia.

Significado de las columnas de datos:	
T	Temperatura media mensual/anual (°C)
TM	Media mensual/anual de las temperaturas máximas diarias (°C)
Tm	Media mensual/anual de las temperaturas mínimas diarias (°C)
R	Precipitación mensual/anual media (mm)
H	Humedad relativa media (%)
DR	Número medio mensual/anual de días de precipitación superior o igual a 1 mm
DN	Número medio mensual/anual de días de nieve
DT	Número medio mensual/anual de días de tormenta
DF	Número medio mensual/anual de días de niebla
DH	Número medio mensual/anual de días de helada
DD	Número medio mensual/anual de días despejados
I	Número medio mensual/anual de horas de sol

Según la temperatura media para el régimen de invierno en Zaragoza y los datos del intercambiador interior de la enfriadora-B.C. que son de 50ºC temperatura de salida del agua, se obtiene un C.O.P. = 71.9/26.1= **2.75** .

Hitecsa EWYRB-60.2

	CALEFACCIÓN	REFRIGERACIÓN
Tª amb (ºC)	-1,8	32,2
Potencia frigorífica(kW)		59,8
Potencia frigorífica útil(kW)		59,8
Potencia térmica(kW)	71,9	
Potencia térmica útil(kW)	22	
Potencia absorbida (KW)	26,8	24,7

EER		2,42
C.O.P.	2,75	
Nºhoras funcionamiento/año	1750	1750
Pot. Absorbida (kWh/año) (22 kW útil x 1750 horas/2,75)	14000	43225
Pot, energía (Euros/kWh)	0,14	0,14
Coste energía (Euros/año)	**1960,0**	**6501,5**

5.4.2. CALDERA Y ENFRIADORA

Viessmann Vitorond 100 VR2B

	CALEFACCIÓN
Tª amb (ºC)	-1,8
Potencia térmica útil (KW)	22,0
Gas natural	
ρ (kg/m³)	0,6
PCS (kJ/kg)	44000
PCI (kJ/kg)	39640
PCI (kWh/m^3)	6,60
Rend.est (Hs)	0,89
mcomb (kg/s)	0,01055
Nºhoras funcionamiento/año	1750
vcomb (l/año)	110,83e6
***Precio energía (Euros/kWh)**	0,04600031
Coste energía (Euros/año)(22kW x 1750h x 0,046/0,89)	**1990**

HITECSA EWYR-80.2

	REFRIGERACIÓN
Tª amb (ºC)	32,2
Capacidad frigorífica instantánea (kW)	75
Potencia absorbida (kW)	34,7
ESEER	2,16
Nºhoras funcionamiento/año	1750
Pot. Absorbida (kWh/año)	60725

Precio energía (Euros/kWh)	*0,14
Coste energía (Euros/año)	**8506,95**

(*)Término de energía eléctrica: TEU.

Modalidad sin discriminación horaria:

TEU0= 0,142319 Euros/kWh. Tarifa según ministerio de industria, energía y turísmo.

(*)Precio energía gas natural (Fenosa). (Euros/kWh).

Consumo medio-alto:

Término variable=0,04600031 Euros/kWh.

(*)Precio energía gas natural (Iberdrola). (Euros/kWh).

Tarifa 3.1 =0,04880021 Euros/kWh.

(*)Precio energía gas natural (según el B.O.E. ref:BOE-A-2007-17838). (Euros/kWh).

RESOLUCIÓN de 3 de octubre de 2007, de la Dirección General de Política Energética y Minas, por la que se hacen públicas las tarifas de suministro de gas natural, el coste unitario de la materia prima y el precio de cesión

ANEXO

Precios de las tarifas de suministro de gas

Tarifas Grupo «3»

Tarifa	Término	
	Fijo (€/cliente) mes	Variable €/kWh
TARIFAS GRUPO 3 (P ≤ 4 bar):		
3.1 Consumo inferior o igual a 5.000 kWh/año	2,44	0,049489
3.2 Consumo superior a 5.000 kWh/año e inferior o igual a 50.000 kWh/año.	5,46	0,042247
3.3 Consumo superior a 50.000 kWh/año e inferior o igual a 100.000 kWh/año.	42,31	0,033402
3.4 Consumo superior a 100.000 kWh/año.	63,13	0,030905

Tarifa para una potencia de 22kW x 1750horas = 38500kWh/año -> Tarifa 3.2 = 0,042247 Euros/kWh.

Nota: Según los precios de las tarifas de suministro de gas recogidas en el B.O.E. la tarifa a escoger sería la indicada en el anexo (tabla superior), pero hay que tener en cuenta que las empresas distribuidoras del gas natural en España son principalmente Iberdrola y Fenosa, por lo que se procede a escoger la tarifa mas económica de las dos, por lo tanto, escogemos la tarifa 3.1 de gas natural Fenosa por ser la más económica para realizar la comparativa

5.4.3. EQUIPO SELECCIONADO

En cuanto a el estudio comparativo del rendimiento exergético global y Kg. de CO_2 emitidos a la atmósfera, podemos observar en la siguiente tabla que existen unos resultados muy similares para las condiciones de impulsión en régimen de verano de nuestro local a la vez que tenemos en cuenta el rendimiento de la caldera a comparar con el C.O.P. de la B.C. seleccionada y el rendimiento de las resistencias eléctricas.

Parámetros		
Necesidades de calefacción	22	kWh
PCI Gas natural	40000	kJ/Nm3
Rdto Central Térmica	**0,33**	
Rdto caldera	**0,89**	
COP bomba de calor	**2,75**	
Emisiones de CO_2 (carbón)	1	kg CO_2/kWh
Emisiones de CO_2 (gas) CTC	0,5	kg CO_2/kWh
Emisiones de CO_2 promedio en España	**0,65**	kg CO_2/kWh
Emisiones de CO_2 (gas) comb ca	**1,9**	kg CO_2/Nm3

Rendimiento exergético

$$\eta_b = \frac{\text{Exergía obtenida}}{\text{Exergía utilizada}}$$

	°C	K
T_0	9	282
T imp	24	297

$$B_Q = \int \partial Q \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) = 17809 \text{ kJ}$$

		Q (kWh)	$W_{eléc}$ (kWh)	Nm^3gas	carbón kg CO_2	Gas kg CO_2	Rendimiento exerg parcial	Rendimiento exerg global
1	**Resistencias eléctricas**	22	100	**6,0**	**100**	**11,4**	5%	**7%**

		Q (kWh)		Nm^3gas		Gas kg CO_2	Rendimiento exerg global
2	**Caldera de gas**	22		**2,2**		**4,2**	**20%**

		Q (kWh)	$W_{eléc}$ (kWh)	Nm^3gas	carbón kg CO_2	Gas kg CO_2	Rendimiento exerg parcial	Rendimiento exerg global
3	**Bomba de calor**	22	8,0	**2,2**	**8,0**	**4,1**	62%	**20%**

Apuntes de climatización y frío industrial. Tabla comparativa entre sistemas en función de la energía primaria empleada.

Según el esquema de aprovechamiento de la energía primaria que se adjunta a continuación, se puede comparar los rendimientos entre caldera y bomba de calor de gas, atendiendo a su consumo de energía primaria.

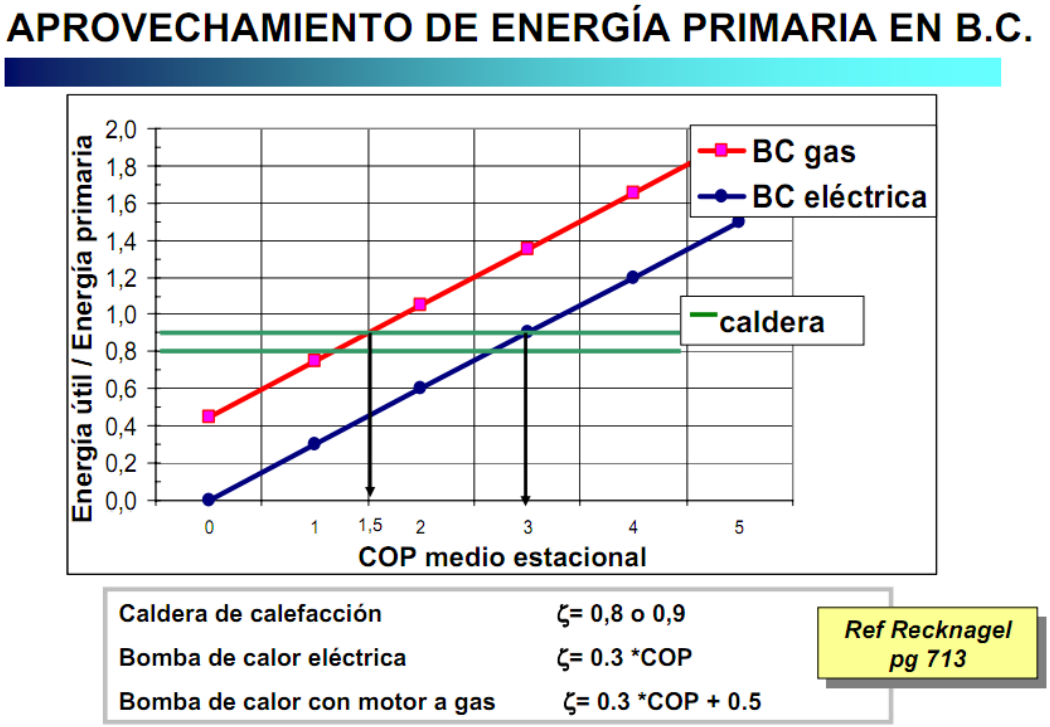
Como se puede observar, en el estudio comparativo que estamos realizando entre la caldera de gas de baja temperatura y la bomba de calor por compresión aire-agua, el rendimiento de la primera es de 0,89 frente a un C.O.P. de la B.C. de 2,75 para las condiciones climáticas de Zaragoza en régimen de invierno.

Con estos datos podemos observar lo siguiente:

Rendimiento de la caldera de gas de baja temperatura = **0,89.**

Rendimiento de la bomba de calor por compresión aire-agua= 0,3 * C.O.P. = 0,3 x 2,75 = **0,825.**

Por lo que podemos observar que el rendimiento de la bomba de calor en términos comparativos sería ligeramente más bajo que el de la caldera.



Apuntes de climatización y frío industrial. Comparación entre el aprovechamiento de energía primaria entre sistemas.

Si atendemos a la comparación entre los costes de energía a lo largo del año, se observa que el coste para la enfriadora-bomba de calor asciende a 6501,5+1960,0=8461,5 Euros, mientras que utilizando enfriadora y caldera tenemos un gasto de 8506,9+1990,0=10496,9 Euros.

En dichas comparativas dan resultados que muestran que la opción de enfriadora más caldera es ligeramente más cara.

La tecnología elegida para realizar la climatización del edificio es la de la instalación de la bomba de calor debido principalmente al factor económico, al ahorro de espacio, ya que el cuarto de la bomba de calor será de menor tamaño que si fuese enfriadora y caldera, además de prescindir del mantenimiento de esta, también se evita la ejecución de una chimenea de evacuación de humos hasta cubierta del edificio.

Se ha realizado el estudio de dos alternativas a la hora de realizar la distribución de la climatización del local previamente escogida la opción de bomba de calor.

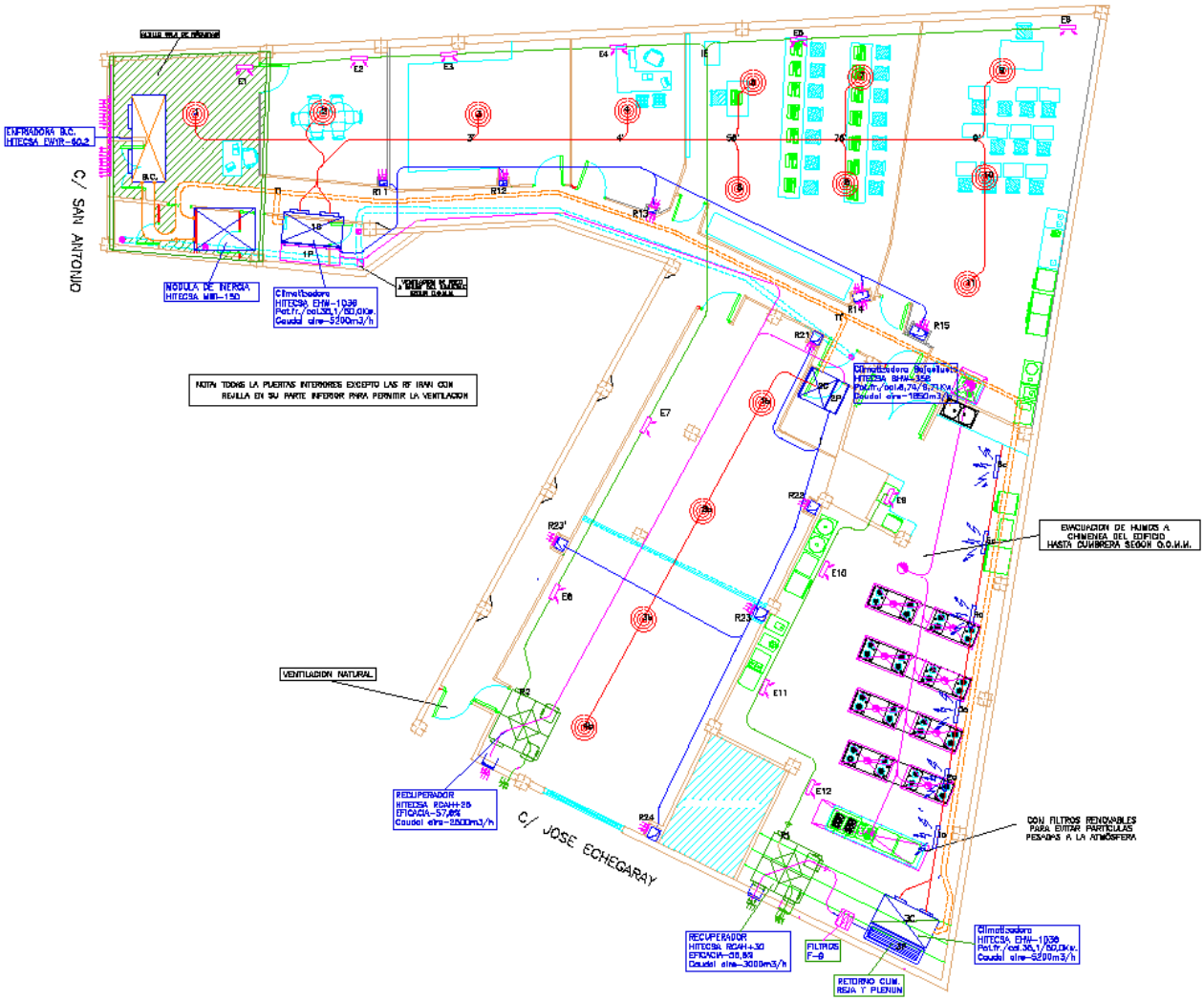
La primera alternativa que se estudió con detalle fue el sistema de caudal de refrigerante variable, dónde se puede observar de que se trata de un sistema de expansión directa: el refrigerante climatiza directamente los espacios.

A una unidad exterior (que contiene el compresor y el intercambiador refrigerante-aire) están conectadas un número variable de unidades interiores, en el caso que nos concierne, unidades tipo cassette.

Esta opción ha sido desechada debido principalmente a una serie de inconvenientes ha tener en cuenta en nuestro proyecto tales como:

- Requiere sistema de ventilación adicional
- No controla el nivel de humedad de zonas
- Necesidad de evacuación del condensado de cada unidad interior.
- Mantenimiento elevado
- Económicamente mas costoso que los sistemas centralizados de aire.

Por lo tanto se optó por la elección de un sistema de aire de caudal constante tal y como se muestra en el esquema 5.1.4.4. que aunque presenta inconvenientes de elevado espacio ocupado por conductos, en nuestro caso este no es un inconveniente ya que nuestro local dispone de una considerable altura entre falso techo y forjado superior, tiene la gran ventaja de que permite medidas de ahorro de energía como el free cooling y la instalación de recuperadores de calor que serán totalmente adecuados para la climatización de la escuela como se detallará mas adelante.



Esquema distribución de maquinaria y conductos 5.1.4.4.

También presenta ventajas como:

- Buena distribución de aire al manejar caudal constante
- Posible control independiente de temperatura y humedad
- Mantenimiento centralizado
- Bajo nivel sonoro

5.5. SISTEMA SECUNDARIO

Entendemos por sistema secundario el aprovechamiento del fluido calorífero para calentar o refrigerar el aire.

5.5.1. SISTEMAS "TODO AIRE"

El aire de impulsión combate en su totalidad las cargas de calor.

5.5.1.1. VENTAJAS E INCONVENIENTES

Mantiene lejos del espacio ocupado los equipos eliminando ruidos y vibraciones. Presenta la posibilidad de utilizar "free-cooling" y recuperación de calor, y permite lograr una buena calidad de aire interior.

En contra, requiere espacio para conductos, y puede resultar difícil en grandes edificios conseguir un equilibrado de presiones y una distribución correcta del aire.

5.5.2. SISTEMAS AGUA-AIRE

Estos sistemas combinan el efecto refrigerante del agua y del aire en las unidades terminales instaladas en los espacios a acondicionar. El aire y el agua se enfrían o calientan separadamente en centrales de frío o calor.

5.5.2.1 VENTAJAS E INCONVENIENTES

El sistema de distribución requiere menos espacio que el sistema "todo aire", y el tamaño de la UTA es menor que en otros sistemas.

El suministro de aire primario normalmente es constante, sin control por parte del usuario.

5.5.3. SISTEMAS "TODO AGUA"

Los sistemas de calefacción o refrigeración "todo agua" utilizan agua caliente o agua enfriada para el acondicionamiento del aire de los locales.

5.5.3.1. VENTAJAS E INCONVENIENTES

Reducción del espacio ocupado por las tuberías de distribución, frente al sistema de conductos. Permiten utilizar en calefacción temperaturas relativamente bajas de agua cuando las unidades terminales sean adecuadas.

Tienen la dificultad de limpieza de baterías y filtros, y la ventilación se realiza frecuentemente mediante la apertura de la ventana o instalando rejillas en muros exteriores.

5.6. SELECCIÓN DEL EQUIPO

La climatización del edificio se va a realizar con varios sistemas secundarios que conectarán la enfriadora-bomba de calor por compresión aire-agua, encargada de refrigerar o calefactar el agua que se dirige a las unidades de tratamiento de aire, en estas se realizará el intercambio de calor con el aire mediante un intercambiador de placas, energía térmica que cederá o absorberá dicho liquido al aire tomado por otro conducto y conducido del mismo modo a las climatizadoras en dónde se dispondrán de varios conductos que las comunicarán con las rejillas de difusión del aire climatizado y tratado, distribuidas según plano, para un reparto equilibrado de este aire.

Hemos escogido la elección del agua como fluido que se encarga de transportar la carga térmica por la posibilidad de poder almacenarlo en un módulo de inercia para hacer frente a los días de bajas temperaturas disminuyendo los arranques y paradas de máquina que provocan un elevado consumo.

Para realizar el tratamiento de aire hemos escogido los siguientes equipos:

- Hitecsa BHW-358
- Hitecsa EHW-1036

Esta decisión está determinada debido a la posibilidad de incorporar así de recuperadores de calor en alguna de las climatizadoras para aprovechar el calor o el frío que el aire de extracción de otra manera desperdiciaría expulsándolo al exterior.

La sala de máquinas donde se ubica la bomba de calor cumplirá los aspectos de la norma UNE 100020:2005 Climatización. Sala de máquinas. Y del Reglamento de Seguridad para Plantas e instalaciones frigoríficas, que se detallan a continuación:

- La puerta de acceso tiene las dimensiones adecuadas para poder introducir la maquinaria, comunicando directamente con el exterior.

- Ningún punto de la sala está a más de 15 m de las salidas.

- Las puertas de acceso se abrirán hacia fuera.

- Las puertas tendrán una permeabilidad no superior a 1 l/ (s.m2) bajo una presión superficial de 100 Pa.

- La resistencia ante el fuego de los elementos delimitadores y estructurales será de RF – 180 (según UNE 23-093).

- La clase de combustibilidad de los materiales empleador en los cerramientos y acabados de la sala de máquinas será M0 (según UNE23-727).

- No existen tomas de ventilación que comuniquen con otros locales cerrados.

- Los elementos de cerramiento no permitirán filtraciones de humedad.

- La sala dispone de un eficaz sistema de desagüe por gravedad.

- El cuadro eléctrico de protección y maniobra de los equipos se instalará junto a la puerta de entrada del local.

- El nivel de iluminación medio será como mínimo de 200 lux con un grado de uniformidad media de 0.5. Las luminarias y tomas de corriente tendrán como mínimo un grado de protección IP-55 y una protección mecánica de grado 7.

- La salida estará señalizada por medio de aparatos autónomos de emergencia.

- Todos los equipos serán accesibles en todas sus partes, de forma que puedan realizarse de manera adecuada y sin peligro las operaciones de mantenimiento, vigilancia y conducción.

- Deberá dejarse como mínimo los espacios libres indicados en la norma UNE de referencia.

- Las transmisiones de potencia entre motores y las máquinas que mueven, deberán estar protegidas contra contactos accidentales.

- Los motores tendrán un grado de protección mínima IP-23.

Los equipos se aislarán del medio colindante para que no transmitan vibraciones a la misma mediante bancadas, soportes de muelles o de caucho, etc., de tal forma que se cumplan las recomendaciones de la norma UNE 100153:2004 IN. Climatización. Soportes antivibratorios.

5.6.1. CONEXIÓN ENTRE SISTEMA PRIMARIO Y SECUNDARIO

La conexión entre el sistema primario y el sistema secundario lo podemos realizar mediante tres técnicas distintas:

- Intercambiador de placas.
- Botella rompepresiones.
- Conexión directa.

Seleccionamos la opción de intercambiador de placas como técnica de conexión, ya que es la tecnología que utilizará la enfriadora bomba de calor por compresión aire-agua elegida.

5.6.1.1. EQUIPO SELECCIONADO

El intercambiador de calor que refrigerará o calefactará el aire que es impulsado al aula de usos varios y al resto del local, se localizará tanto en la climatizadora encargada de tratar el aire que se dirigirá a los conductos secundarios del aula de usos varios como a la climatizadora encargada de tratar el aire del resto del local.

El intercambiador de calor que refrigerará o calefactará el aula de zona caliente, se ubicará en la climatizadora que alimentará el sistema secundario de dicha aula.

5.6.2. SUBSISTEMA DE TRATAMIENTO DE AIRE

Como subsistema de tratamiento de aire instalaremos una climatizadora que se encargará de tratar el aire para que pueda ser introducido en el aula de zona caliente con las condiciones de salud y confort idóneas, un fancoil que se encargará del aula de usos varios así como una climatizadora que se encargará del resto del local.

5.6.3. BOMBAS DE CIRCULACIÓN DE AGUA

Para la elección de las bombas de agua se ha tenido en cuenta el caudal de los circuitos así como la pérdida de carga sufrida en ellos debido a sus componentes y recorrido.

Pérdida de carga en diferentes tramos y recorridos para régimen de refrigeración y calefacción.

CÁLCULO DE TUBERÍAS CIRCUITO DE REFRIGERACIÓN										
Tramo	**Q (m^3/s)**	**Sección (m^2)**	**D (m.)**	**D com (mm.)**	**V (m/s)**	**Re**	**f**	**AP total (Pa/m)**	**Long (m)**	**AP total (Pa)**
B.C.-TI	3,61e-3	3,80e-4	0,062	65	0,93	77844	0,02	9,12	6,61	60
TI-1C	1,82e-3	1,52e-3	0,044	50	0,93	46253	0,02	11,97	0,90	11
TI-TI'	1,76e-3	1,47e-3	0,043	50	0,90	44910	0,02	11,54	16,80	194
TI'-2C	1,54e-4	1,28e-4	0,013	15	0,87	13046	0,02	123,77	1,70	210
TI'-3C	1,35e-3	1,12e-3	0,038	40	1,07	42886	0,02	21,36	21,20	453

CÁLCULO DE TUBERÍAS CIRCUITO DE CALEFACCIÓN										
Tramo	**Q (m^3/s)**	**Sección (m^2)**	**D (m.)**	**D com (mm.)**	**V (m/s)**	**Re**	**f**	**AP total (Pa/m)**	**Long (m)**	**AP total (Pa)**
B.C.-TI	9,75e-4	8,123e-4	0,032	32	1,20	38323	0,02	37,67	6,61	249
TI-1C	4,67e-4	3,891e-4	0,022	25	0,95	23702	0,02	48,78	0,90	44
TI-TI'	5,08e-4	4,233e-4	0,023	25	1,03	25698	0,02	52,85	16,80	888
TI'-2C	1,54e-4	1,283e-4	0,013	15	0,87	13024	0,03	123,98	1,70	211
TI'-3C	3,54e-4	2,950e-4	0,019	20	1,13	19555	0,02	104,48	21,20	2215

Pérdida de carga en distintas válvulas en régimen de refrigeración.

PERDIDAS DE CARGA VÁLVULAS REFRIGERACIÓN					
Circuito de refrig. UTA 1	**Tipo**	**AP por válvula (m.)**	**Caudal (m^3/h)**	**Nº**	**AP Tot.(m.)**
Intercambiador UTA1, enfriadora B.C.	Válvula dos vías DN65	0,6	13	2	1,2

PERDIDAS DE CARGA VÁLVULAS REFRIGERACIÓN					
Circuito de refrig. UTA 1	**Tipo**	**AP por válvula (m.)**	**Caudal (m^3/h)**	**Nº**	**AP Tot.(m.)**
Intercambiador UTA1, enfriadora B.C.	Válvula tres vías kvs T/N DN65	0,7	13	1	0,7

PERDIDAS DE CARGA VÁLVULAS REFRIGERACIÓN					
Circuito de refrig. UTA 2	**Tipo**	**AP por válvula (m.)**	**Caudal (m^3/h)**	**Nº**	**AP Tot.(m.)**
Intercambiador UTA2, enfriadora B.C.	Válvula dos vías DN15	0,04	0,5	2	0,08

PERDIDAS DE CARGA VÁLVULAS REFRIGERACIÓN					
Circuito de refrig. UTA 2	**Tipo**	**AP por válvula (m.)**	**Caudal (m^3/h)**	**Nº**	**AP Tot.(m.)**
Intercambiador UTA2, enfriadora B.C.	Válvula tres vías kvs T/N DN65	0,05	0,5	1	0,05

PERDIDAS DE CARGA VÁLVULAS REFRIGERACIÓN					
Circuito de refrig. UTA 3	**Tipo**	**AP por válvula (m.)**	**Caudal (m^3/h)**	**Nº**	**AP Tot.(m.)**
Intercambiador UTA3, enfriadora B.C.	Válvula dos vías DN40	0,1	4	2	0,08

PERDIDAS DE CARGA VÁLVULAS REFRIGERACIÓN					
Circuito de refrig. UTA 3	**Tipo**	**AP por válvula (m.)**	**Caudal (m^3/h)**	**Nº**	**AP Tot.(m.)**
Intercambiador UTA3, enfriadora B.C.	Válvula tres vías kvs T/N DN40	0,15	4	1	0,15

Pérdida de carga en distintas válvulas en régimen de calefacción.

PERDIDAS DE CARGA VÁLVULAS CALEFACCIÓN					
Circuito de calef. UTA 1	**Tipo**	**AP por válvula (m.)**	**Caudal (m^3/h)**	**Nº**	**AP Tot.(m.)**
Intercambiador UTA1, enfriadora B.C.	Válvula dos vías DN32	0,15	3,5	2	0,3

PERDIDAS DE CARGA VÁLVULAS CALEFACCIÓN					
Circuito de calef. UTA 1	**Tipo**	**AP por válvula (m.)**	**Caudal (m^3/h)**	**Nª**	**AP Tot.(m.)**
Intercambiador UTA1, enfriadora B.C.	Válvula tres vías kvs T/N DN32	0,2	3,5	1	0,2

PERDIDAS DE CARGA VÁLVULAS CALEFACCIÓN					
Circuito de calef. UTA 2	**Tipo**	**AP por válvula (m.)**	**Caudal (m^3/h)**	**Nº**	**AP Tot.(m.)**
Intercambiador UTA2, enfriadora B.C.	Válvula dos vías DN15	0,04	0,5	2	0,08

PERDIDAS DE CARGA VÁLVULAS CALEFACCIÓN					
Circuito de calef. UTA 2	**Tipo**	**AP por válvula (m.)**	**Caudal (m^3/h)**	**Nº**	**AP Tot.(m.)**
Intercambiador UTA2, enfriadora B.C.	Válvula tres vías kvs T/N DN15	0,05	0,5	1	0,05

PERDIDAS DE CARGA VÁLVULAS CALEFACCIÓN					
Circuito de calef. UTA 3	**Tipo**	**AP por válvula (m.)**	**Caudal (m^3/h)**	**Nº**	**AP Tot.(m.)**
Intercambiador UTA3, enfriadora B.C.	Válvula dos vías DN20	0,15	4	2	0,3

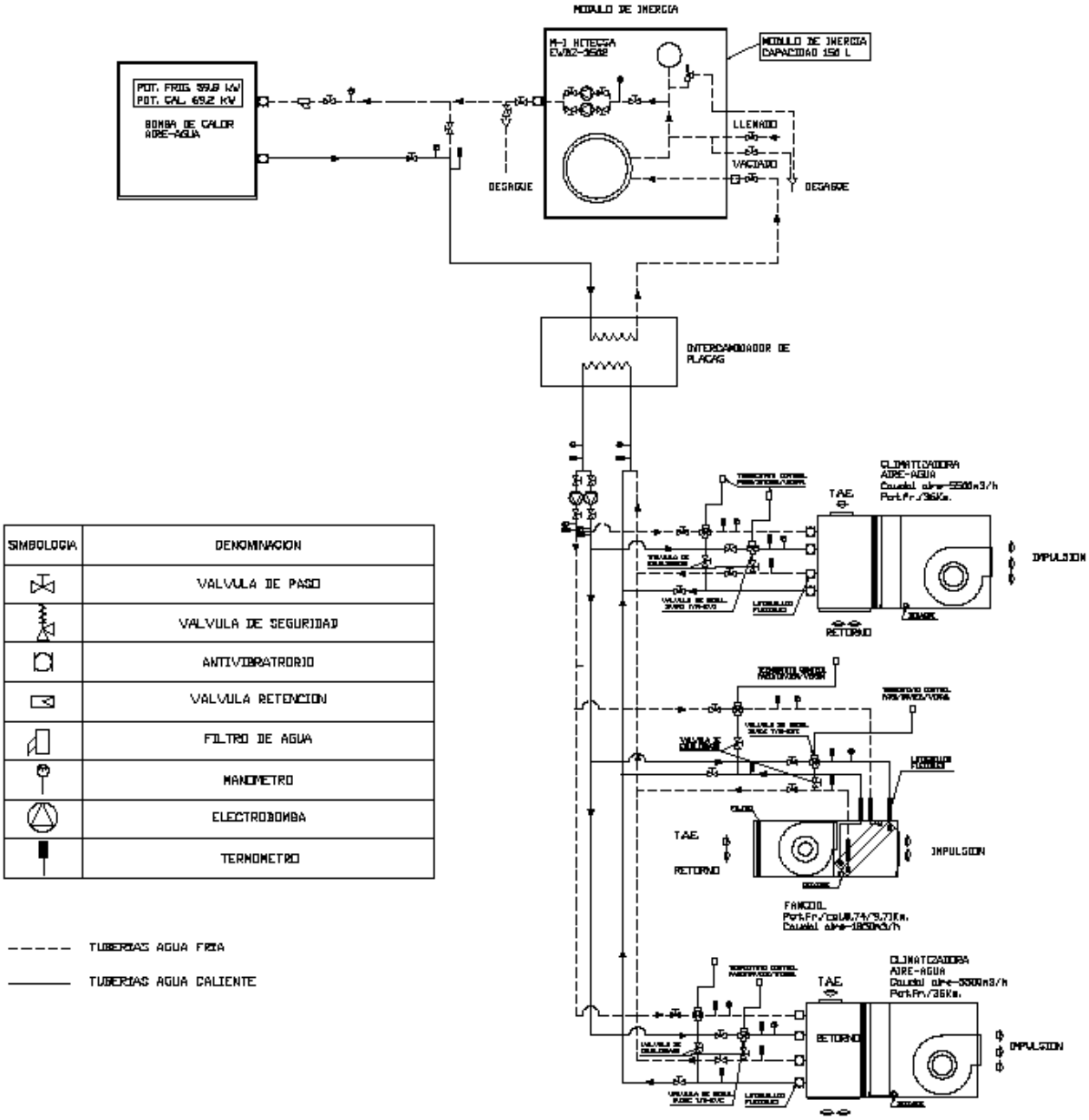
PERDIDAS DE CARGA VÁLVULAS CALEFACCIÓN					
Circuito de calef. UTA 3	**Tipo**	**AP por válvula (m.)**	**Caudal (m^3/h)**	**Nº**	**AP Tot.(m.)**
Intercambiador UTA3, enfriadora B.C.	Válvula tres vías kvs T/N DN20	0,2	4	1	0,2

Selección de bombas en régimen de refrigeración para el circuito secundario.

SELECCIÓN DE BOMBAS REFRIGERACIÓN			
Circuito de refrig.	**Tipo**	**Presión (m.)**	**Caudal (m^3/h)**
Intercambiador UTA, enfriadora B.C.	Grundfos UPS 40-180/2	8,4	14

SELECCIÓN DE BOMBAS CALEFACCIÓN			
Circuito de cal.	**Tipo**	**Presión (m.)**	**Caudal (m^3/h)**
Intercambiador UTA, enfriadora B.C.	Grundfos UPS 32-120/2	8,3	6

5.6.3. ESQUEMA DE PRINCIPIO DEL LOCAL



CAPÍTULO 6: CÁLCULO DE TUBERÍAS

6.-CONDICIONES RED DE TUBERÍAS

Se realiza el cálculo de tuberías de la instalación de climatización atendiendo al Documento Técnico de Instalaciones en la Edificación, DTIE 4.01.

Se hace referencia a las condiciones que ha de cumplir la red de tuberías cuyos cálculos aparecen detallados en el Anexo.

A continuación se procede a detallar un ejemplo del cálculo del caudal por estancia tanto en régimen de refrigeración como en calefacción.

Caudales de agua circuito secundario en régimen de refrigeración.

Cpagua(kJ/kgºC)	vagua(m^3/kg)	Tª entrada (ºC)	Tª salida (ºC)
4,19	0,001	7	12

Cálculo de caudales de agua por estancia en refrigeración.

Estancia	Qint (kW)	Q (kg/s)	Q (m^3/s)	Q (m^3/h)
Sala de reuniones	4,146	0,198	1,98e-4	0,712
Almacén	0,808	0,039	3,86e-5	0,140
Secretaría	1,262	0,060	6,02e-5	0,216
Aula	17,303	0,826	8,26e-4	2,973
Officce zona fría	14,640	0,699	6,99e-4	2,516
Aula usos varios	8,707	0,416	4,16e-4	1,496
Cocina zona caliente	28,232	1,348	1,35e-3	4,851

Ejemplo del cálculo del caudal de agua necesario para combatir las cargas térmicas en régimen de refrigeración en la Sala de reuniones.

$Q = magua \times Cp \times \Delta T$

- Q – Potencia necesaria para la correcta climatización del edificio dividido en zonas.

- Cp – Calor específico del agua 4,19 Kj/KgºC

- ΔT – Salto de temperaturas que sufre el agua por los distintos dispositivos.

- magua – Flujo másico del agua.

magua = (Cp x ΔT)/Q = (4.19 x 5)/4,146 = **0,198 Kg/seg**

0,198 x 3600 = **0,712 m^3/h**

Para el circuito de calefacción se han obtenido los siguientes caudales de agua:

Caudales de agua circuito secundario en régimen de calefacción.

Cpagua(kJ/KgºC)	vagua(m^3/kg)	Tª entrada (ºC)	Tª salida (ºC)
4,19	0,001	50	45

Cálculo de caudales de agua por estancia en calefacción.

Estancia	Qint (kW)	Q (kg/s)	Q (m^3/s)	Q (m^3/h)
Sala de reuniones	0,983	0,047	4,70e-5	0,169
Almacén	0,575	0,027	2,70e-5	0,097
Secretaría	0,656	0,031	3,10e-5	0,112
Aula	2,337	0,112	1,12e-4	0,403
Officce zona fría	2,927	0,140	1,40e-4	0,504
Aula usos varios	3,226	0,154	1,54e-4	0,554
Cocina zona caliente	7,417	0,354	3,54e-4	1,274
Accesos y pasillos	2,303	0,110	1,10e-4	0,396

Ejemplo del cálculo del caudal de agua necesario para combatir las cargas térmicas en régimen de calefacción en la Sala de reuniones.

magua = (Cp x ΔT)/Q = (4.19 x 5)/0,983 = **0,047 kg/seg**

0,047 x 3600 = **0,169 m^3/h**

6.1. VELOCIDAD DE AGUA EN LAS TUBERIAS

Un límite de velocidad, para que no se produzcan ruidos, de 1.2 m/s en tuberías metálicas de diámetro igual o inferior a 50mm, es aceptable si en la red no existen alteraciones bruscas y no tienen aire.

6.2. LIMITACIONES DEL RITE

La diferencia entre los valores extremos de las presiones diferenciales en las acometidas de las distintas unidades terminales, no debe ser mayor del 15% del valor medio. Es normal proyectar con una velocidad que produzca una caída de presión de 250 Pa/m.

6.3. EQUILIBRADO DE LA RED

El circuito está equilibrado cuando cada elemento emisor o absorbente de calor recibe la cantidad de agua adecuada.

El equilibrado se consigue cuando en una red ramificada, circulando en cada tramo el caudal adecuado, las pérdidas de carga de los distintos ramales que concurren en cada nudo de la red, son iguales.

Al ser esto prácticamente imposible de conseguir, se disponen de válvulas de regulación para equilibrar los tramos, salvando con ellas las diferencias.

6.4. CALCULO DEL AISLAMIENTO TERMICO

Se reproducen a continuación las exigencias mínimas de aislamiento térmico para tuberías y accesorios según el RITE, validas para un material con una conductividad térmica de 0.04 W/m · K.

6.4.1. ESPESORES MINIMOS EN INTERIORES Y EXTERIORES

Los espesores, expresados en mm, serán los indicados en los siguientes apartados.

Diámetro exterior (mm)	Temperatura máxima del fluido (ºC)		
	40...60	> 60...100	> 100...180
D ≤ 35	25	25	30
35 < D ≤ 60	30	30	40
60 < D ≤ 90	30	30	40
90 < D ≤ 140	30	40	50
140 < D	35	40	50

Tabla 6.4.1.1.Aislamiento térmico mínimo en tuberías y accesorios, para fluidos calientes que discurren por el interior de edificios.

Diámetro exterior (mm)	Temperatura máxima del fluido (ºC)		
	40...60	> 60...100	> 100...180
D ≤ 35	35	35	40
35 < D ≤ 60	40	40	50
60 < D ≤ 90	40	40	50
90 < D ≤ 140	40	50	60
140 < D	45	50	60

Tabla 6.4.1.2.Aislamiento térmico mínimo en tuberías y accesorios, para fluidos calientes que discurren por el exterior de edificios.

Diámetro exterior (mm)	Temperatura mínima del fluido (ºC)		
	> -10...0	> 0...10	> 10
D ≤ 35	30	20	20
35 < D ≤ 60	40	30	20
60 < D ≤ 90	40	30	30
90 < D ≤ 140	50	40	30
140 < D	50	40	30

Tabla 6.4.1.3.Aislamiento térmico mínimo en tuberías y accesorios, para fluidos fríos que discurren por el interior de edificios.

Diámetro exterior (mm)	Temperatura mínima del fluido (ºC)		
	>-10...0	> 0...10	> 10
D ≤ 35	50	40	40
35 < D ≤ 60	60	50	40
60 < D ≤ 90	60	50	50
90 < D ≤ 140	70	60	50
140 < D	70	60	50

Tabla 6.4.1.4.Aislamiento térmico mínimo en tuberías y accesorios, para fluidos fríos que discurren por el exterior de edificios.

Por tanto en tuberías de agua caliente tendremos un espesor de 25 mm y un espesor de 20 ó 30 mm. para tuberías de agua fría.

CAPÍTULO 7: CÁLCULO DE CONDUCTOS

7.-CONDICIONES DE CALCULO DE CONDUCTOS

Se realiza el cálculo de conductos de la instalación de climatización atendiendo al Documento Técnico de Instalaciones en la Edificación, DTIE 5.01.

El cálculo correcto del sistema de distribución de aire exigirá:

La selección y ubicación de los difusores de cada local en función de:

- Caudal de aire requerido.
- Su proyección o alcance.
- Su nivel de ruido.

El dimensionamiento de la red de conductos, el cual deberá:

- Repartir según las necesidades establecidas, el aire en todos y cada uno de los difusores.

- Trabajar con una caída de presión total del sistema que sea la adecuada a la máquina o ventilador seleccionado.

- Que cumpla con las características constructivas del edificio.

- Acercarse en lo posible a un óptimo dimensionamiento económico, minimizando la función suma del coste de inversión y mantenimiento.

Se realiza el dimensionado de la red de conductos atendiendo al método de perdida de carga constante en toda la instalación.

7.1. ELEMENTOS DE IMPULSION/EXTRACION DE AIRE

7.1.1. ELEMENTOS DE IMPULSION DE AIRE DE CLIMATIZACION

Estancia	mimp (m^3/h)	Elemento	Marca/Serie	Tamaño	Cantidad	mimp,i (m^3/h)
Sala de reuniones	590	Rejilla	Trox ADLR	3	1	590
Almacén	175	Rejilla	Trox ADLR	1	1	175
Secretaría	234	Rejilla	Trox ADLR	1	1	234
Aula	4824	Rejilla	Trox ADLR	6	4	1206
Officce zona fría	3960	Rejilla	Trox ADLR	7	3	1320
Aula usos varios	1800	Rejilla	Trox ADLR	3	4	600
Cocina zona caliente	7200	Rejilla	Trox/AT-AG	225X825	6	1200
Accesos y pasillos	883	Rejilla	Trox ADLR	4	1	883

A continuación se detalla como se han calculado los distintos caudales y condiciones de impulsión de las diferentes estancias con el ejemplo del calculado para el aula (zona caliente).

Datos (Aula caliente):

Ubicación: Zaragoza, localidad con una altitud de 240m. s.n.m.

Patm = P_o x e^(-z/α);

- P_o = 101325 Pa.
- z = altura sobre el nivel del mar.
- α = 8420.

Patm = 101325e^(-240/8420) = 98,48 KPa.
Volumen Aula caliente = 256,83 m^3.
Ocupación máxima = 17 personas.
Condiciones interiores invierno: Ts = 21ºC, 50% de humedad relativa.
Condiciones interiores verano: Ts = 24ºC, 50% de humedad relativa.
Carga punta sensible: 23,64 kW.
Carga punta latente: 4,59 kW.
Suponemos una temperatura de impulsión = 16ºC

mas imp = Qsen/(Cp x ΔT);

- mas imp = flujo másico de aire seco de impulsión.
- Cp = calor específico del aire 1,024 Kj/KgºC.
- ΔT = variación de temperatura entre Ts y temperatura de impulsión.
- Qsen = calor sensible.

mas imp = 23,64/(1,024 x 10) = **2,3086 kg as/g;**
ventilación requerida = 17 x 12,5 = 212,5 l/s = 765 m^3/h ó 0,2125 m^3/seg + 2150 m3/h. de ventilación requerida por el uso de fogones y campanas extractoras. = 2915 m3/h = 809,72 l/s ó 0,8097 l/s

$Ve = 287,055 \times Ts/(P_T - P_V)$

- Ve = volumen específico.
- Ts = temperatura seca.
- P_T = presión atmosférica en Zaragoza.
- P_V = presión de vapor.

$Ve = 287,055 \times Ts/(P_T - P_V) = 287,055 \times 297/(98480 - 0) =$ **0,866 m^3/kg as;**

Comprobación:

mimp = 2,3086 x 0,866 = 2 m^3/seg ó 7200 m^3/h > 0,8097 m^3/seg **O.K.**

- mimp = flujo másico de aire de impulsión.

Nº de recirculaciones/hora = (2 x 3600)/256,83 = 28,03 -> **28 recirculaciones.**

Nota: se obtiene un nº elevado de recirculaciones por hora debido a la gran necesidad de ventilación causada por el empleo de fogones y campanas extractoras principalmente.

Ts imp, ref = Ts – (Qsen/mas imp x Cp);

- Ts imp, ref = Temperatura seca de impulsión en régimen de refrigeración.

Ts imp, ref = 24 – (23,64/2,3086 x 1,024) = **14,00ºC.**

$W_{imp,ref} = W_{zon,verano} - Q_{lat}/(m_{asimp} \times C_{lv})$;

- Wimp, ref = humedad específica de impulsión necesaria para combatir las cargas latentes de el aula zona caliente.

- C_{lv} = calor latente de vaporización del agua.

- Wzon,verano = humedad específica del aire de la zona para el punto de diseño de verano (24ºC, 50% HR) = 0,00998 kg_v/kg_{as}.

Wimp,ref = 0,00998 – 4,592/(2,3086 x 2501) = **0,009185 kg_v/kg_{as}.**

Δh = Qtot,ref/ mimp = 28,232/2,3086 = **12,23 kJ/kg.**

ør impulsión = humedad relativa impulsión = **88%.**

Calculamos de igual modo las condiciones de impulsion (Tª y Wimp,cal) para régimen de invierno, calefacción, para el aula caliente.

Ts imp, cal = Ts + (Qsen,cal/mas imp x Cp);

Ts imp, cal = 21 + (7,42/2,3086 x 1,024) = **24,14ºC.**

$W_{imp,cal} = W_{zon,invierno} - Q_{lat}/(m_{asimp} \times C_{lv})$;

Wimp,cal = 0,00850 – 4,592/(2,3086 x 2501) = **0,0077 kg_v/kg_{as}.**

Δh = Qtot,cal/ mimp = 7,417/2,3086 = **3,213 kJ/kg**

ør impulsión = humedad relativa impulsión = **38%.**

7.1.2. ELEMENTOS DE RETORNO DE AIRE

Estancia	mret (m^3/h)	Elemento	Marca/Serie	Tamaño	Cantidad	mret,i (m^3/h)
Sala de reuniones	230	Rejilla	Trox/VAR-AG	125X325	1	230
Almacén	130	Rejilla	Trox/VAR-AG	125X225	1	130
Secretaría	99	Rejilla	Trox/VAR-AG	125X225	2	50
Aula	4419	Rejilla	Trox/VAR-AG	825X425	2	2210
Officce zona fría	3510	Rejilla	Trox/VAR-AG	425X1025	1	3510
Aula usos varios	1035	Rejilla	Trox/VAR-AG	325X325	4	300
Cocina zona caliente	6435	Rejilla	Trox/VAR-AG	325X1025	4	1609

7.1.3. ELEMENTOS DE EXTRACCION DE AIRE

Estancia	mret (m^3/h)	Elemento	Marca/Serie	Tamaño	Cantidad	mret,i (m^3/h)
Sala de reuniones	360	Rejilla	Trox/AR-AG	325X425	1	360
Almacén	45	Rejilla	Trox/AR-AG	225x125	1	45
Secretaría	135	Rejilla	Trox/AR-AG	325x125	1	135
Aula	405	Rejilla	Trox/AR-AG	325X525	1	405
Officce zona fría	450	Rejilla	Trox/AR-AG	325x525	1	450
Aula usos varios	765	Rejilla	Trox/AR-AG	325x225	2	383
Cocina zona caliente	2915	Rejilla	Trox/AR-AG	225x425	4	800

7.2. DIMENSIONADO DE LA RED DE CONDUCTOS

El método se basa en fijar para cualquier tramo de la red de conductos una perdida de carga constante por metro, en torno a 1 Pa/m.

A partir de esta definición y mediante la siguiente ecuación, se tiene el diámetro en circular que debe tener el conducto en cada tramo:

Di = [α · 0.02189 · Qi^1.82 / (Pa – Pb) / L] ^ (1 / 4.86)

- (Pa – Pb) / L: perdida de presion por metro en cualquier tramo (Pa/m).
- Qi: caudal circulante en el tramo "i" (m^3/s).
- α: parámetro dependiente del material utilizado.
- Di: diámetro del conducto en circular en el tramo "i" (m).

Material	Rugosidad absoluta (åa en mm)	Valor medio de α (adimen.)
Acero inoxidable	0,05	0,835
Chapa galvanizada	0,14	0,9
Fibra de vidrio	0,58	1,125
Ladrillo enfoscado cemento	3,25	1,8

Tabla 7.2. Parámetros del material utilizado.

En caso de utilizar conductos circulares, la velocidad en cada tramo se puede obtener mediante la expresión:

vi = 4 · Qi / Π · Di2

- vi: velocidad (m/s).

En caso de utilizar conductos rectangulares se obtienen sus dimensiones mediante la ecuación:
.

Di = 1.3 · [(ai · bi) ^ 0.6255 / (ai + bi) ^ 0.251]

- Di: diámetro en circular del tramo "i" (m).
- ai: altura conducto en rectangular del tramo "i" (m).
- bi: base conducto en rectangular del tramo "i" (m).

Y sus velocidades se obtienen mediante la expresión:

vi = Qi / (ai · bi)

Los cálculos y resultados del dimensionamiento de las redes de conductos, tanto de impulsión como de retorno de aire, están especificados en el Anexo de cálculos.

A continuación se detalla un ejemplo del cálculo de los conductos de aire.

Se ha escogido la opción de conductos de aire circulares.

Di = [α · 0.02189 · Qi^1.82 / (Pa – Pb) / L] ^ (1 / 4.86)

- (Pa – Pb) / L: perdida de presión por metro en cualquier tramo (Pa/m).
- Qi: caudal circulante en el tramo "i" (m^3/s).
- α: parámetro dependiente del material utilizado.
- Di: diámetro del conducto en circular en el tramo "i" (m).

α = 0,9 (chapa galvanizada).

Escogemos el tramo 1C-2, que como podemos observar en el plano, es el tramo que une la UTA 1C con el difusor "2" situado en la sala de reuniones para régimen de verano porque es el mas restrictivo.

Teniendo en cuenta las necesidades refrigeración de la estancia "sala de reuniones", se ha obtenido un caudal de aire de impulsión de 0,164 m^3/seg.

Con estos datos se procede al cálculo del diámetro del conducto.

Di = [(0,9 x 0,02189 x 0,164^1,82)/1]^(1/4,86) = 0,2265 m. -> **0,23 m.**

S = Π x (Di^2)/4 = **0,04 m^2.**

Vi = 4 Qi / Π x Di^2 = 4 x 0,164 / Π x 0,23^2 = **3,942 m/s.**

Nota: Para el cálculo de los conductos de la red de extracción y retorno se procedería utilizando el mismo método de pérdida de carga constante recogido en el DTIE 5.01.

7.3. ELECCION DEL VENTILADOR Y EQUILIBRADO DEL SISTEMA

Una vez dimensionados los conductos y conocida la velocidad del aire por cada tramo, se procede a estimar las características necesarias del ventilador y a equilibrar el sistema.

Para que por la red ya dimensionada circule el caudal total propuesto, por cada un de los tramos y ramas, se deberá cumplir:

1) El ventilador deberá poseer una presión total igual a la pérdida de presión máxima total de las ramas, tanto de impulsión como de retorno de aire.

2) Para que el sistema esté equilibrado en la impulsión, y por todos los difusores salgan los caudales deseados, se deberá cumplir que la presión total requerida por todas las ramas de impulsión sea la misma. De no ser así se deberán añadir los necesarios diafragmas, rejillas, o compuertas de regulación en cada uno de los tramos que dan a difusores.

3) El sistema deberá estar igualmente equilibrado en el retorno, procediéndose de forma análoga a como se ha especificado en las ramas de impulsión.

Pérdida de carga de los UTA'S.

Pérdida de carga en los climatizadores (Pa)	
Nombre del equipo	**ΔP**
UTA Nº1	78
Fancoil Nº2	78
UTA Nº3	78

7.3.1. RED DE IMPULSION Y EXTRACCION DE AIRE

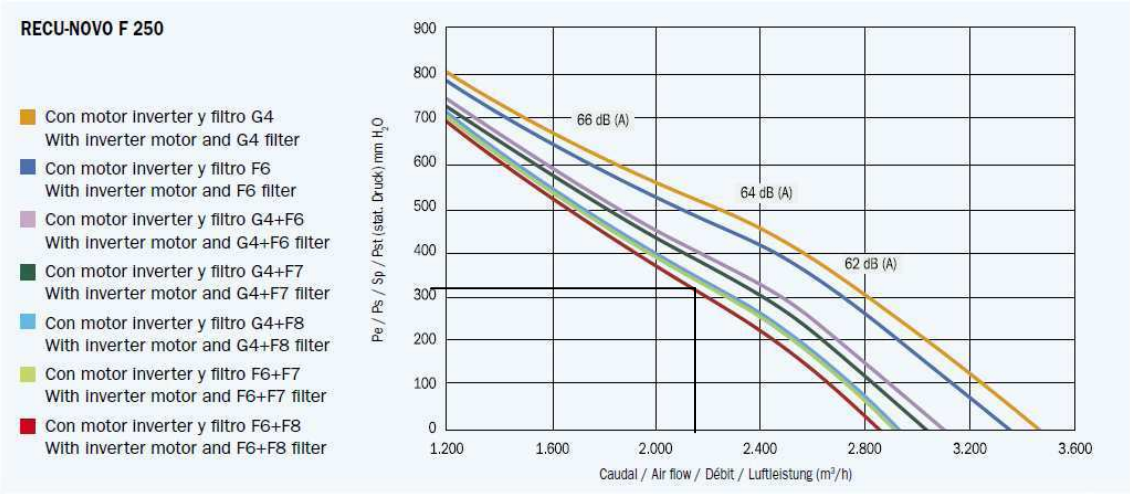
	ΔP tramo (Pa)
Red 1C	24,63
Difusores 1C	18,00
Total 1C	**43**

	ΔP tramo (Pa)
Red 2C	12,60
Difusores 2C	120,00
Total 2C	**133**

	ΔP tramo (Pa)
Red 3C	12,90
Difusores 3C	180,00
Total 3C	**193**

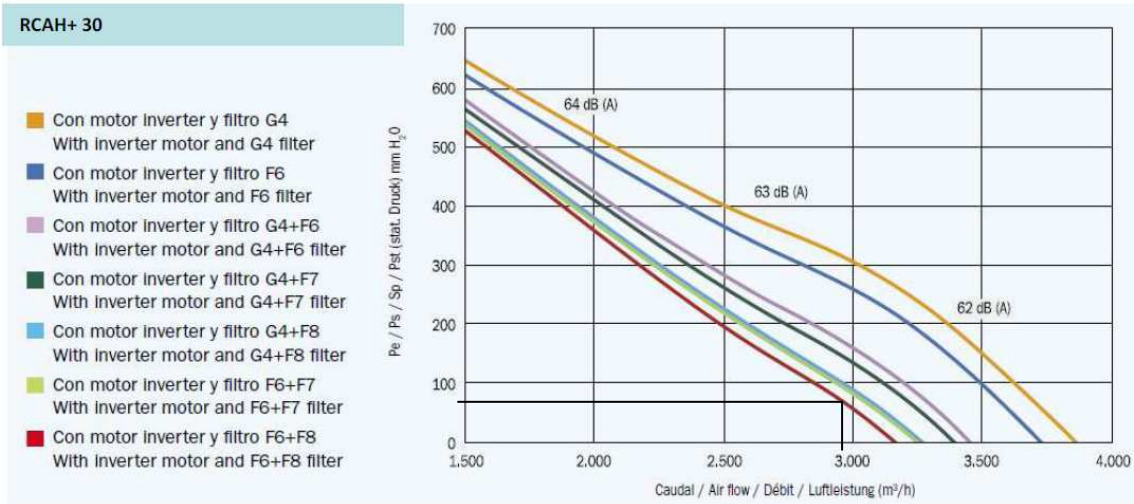
El ventilador seleccionado para vencer la pérdida de carga dada en la red de conductos de impulsión de aire, es el ventilador 12/12 G2L. Sus características se especifican en la hoja de características técnicas de la UTA.

El ventilador seleccionado para la impulsión así como para la extracción del aire de todo el local exceptuando el aula(zona caliente), que incorpora el recuperador térmico de calor modelo RCAH+25(Hitecsa), tiene la siguiente curva característica:



Sabiendo que ha de impulsar y extraer un caudal de 2160 m^3/h. Se observa que puede funcionar con una pérdida de carga de aproximadamente de 3250 Pa, por lo que cubre holgadamente las pérdidas sufridas en el tramo de conductos de impulsión y extracción más desfavorables ya que la suma de la pérdida de carga de todos los tramos de impulsión es de 43 Pa. Y de 155 Pa la pérdida de carga en la red de extracción.

El ventilador seleccionado para la impulsión así como para la extracción del aire del aula(zona caliente), que incorpora el recuperador térmico de calor modelo RCAH+30(Hitecsa), tiene la siguiente curva característica:



Sabiendo que ha de impulsar y extraer un caudal de 2915 m^3/h. Se observa que puede funcionar con una pérdida de carga de aproximadamente de 750 Pa, por lo que cubre holgadamente las pérdidas sufridas en el tramo de conductos de impulsión y extracción más desfavorables ya que la suma de la pérdida de carga de todos los tramos de impulsión es de 193 Pa. Y de 155 Pa la pérdida de carga en la red de extracción.

Además habría que añadir en serie los ventiladores de impulsión 12/12 G2L de las correspondientes UTA'S lo que proporcionaría aún más potencia.

7.3.2. RED DE RETORNO DE AIRE

	ΔP tramo (Pa)
Red 3C	15
Difusores	40
Total	**55**

El ventilador seleccionado para vencer la pérdida de carga dada en la red de conductos de retorno de aire para el aula (zona caliente), es el ventilador 12/12 G2L. Que cubre una pérdida de carga de 340 Pa > (55+78)=133 Pa de pérdida de carga en los conductos y difusores de retorno. Sus características se especifican en la hoja de características técnicas de la UTA.

	ΔP tramo (Pa)
Red 2C	17,63
Difusores	20
Total	**38**

El ventilador seleccionado para vencer la pérdida de carga dada en la red de conductos de retorno de aire para el aula (usos varios), es el ventilador 12/12 G2L. Que cubre una pérdida de carga de 340 Pa > (38+78)=116 Pa de pérdida de carga en los conductos y difusores de retorno. Sus características se especifican en la hoja de características técnicas del fancoil.

	ΔP tramo (Pa)
Red 1C	19,55
Difusores	171
Total	**38**

El ventilador seleccionado para vencer la pérdida de carga dada en la red de conductos de retorno de aire para el resto del local, es el ventilador 12/12 G2L. Que cubre una pérdida de carga de 340 Pa > (191+78)=269 Pa de pérdida de carga en los conductos y difusores de retorno. Sus características se especifican en la hoja de características técnicas de la UTA.

CAPÍTULO 8: DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN

8.- EQUIPOS PRIMARIOS

8.1. BOMBA DE CALOR AIRE/AGUA: HITECSA EWYRB-60.2

8.1.1. DATOS TECNICOS

Generalidades

La bomba de calor de calor aire-agua reversibles modelo EWYRB está construida en chapa de acero de alta calidad y acabado con polvo de poliéster aplicado electrostáticamente y polimerizado al horno. Estas unidades están equipadas con compresores scroll y están diseñadas especialmente para su instalación en el interior, pues sus ventiladores centrífugos permiten la incorporación de conductos. Disponen además de una amplia gama de accesorios opcionales.

Compresor

Compresor hermético Scroll con espiral orbitante equipado de protección de motor contra elevadas temperaturas, sobre intensidades y temperaturas excesivas del gas de descarga.

Esta montado sobre amortigüadores de goma y equipado de carga de aceite**.**

Intercambiador de aire

Intercambiador de expansión directa realizado con tubos de cobre a expansión mecánica con prueba de presión de 30 bares y aletas de aluminio.

Intercambiador de agua

Intercambiador de placas de expansión directa INOX 316 de alta superficie de intercambio y equipada con aislamiento térmico exterior anticondensación.
El presostato diferencial en el circuito lado agua es de serie

Ventilador

Ventilador tipo centrífugo con doble aspiración con palas curvadas hacia delante para conseguir máximo rendimiento y silenciosidad.

ESPECIFICACIONES.

MODELOS			25.1	30.1	35.2	40.2	50.2	60.2
REFRIGERACIÓN								
Potencia frigorífica	1	kW	25	29.9	33	42.3	50.4	59.8
Poten. ass. Compresores	1	kW	8.89	11.6	10.5	15.9	17.5	23
Potencia absorbida total	2	kW	9.23	11.9	10.5	15.9	19.2	24.7
EER			2.71	2.51	3.15	2.66	2.63	2.42
CALEFACCIÓN								
Potencia térmica	3	kW	29.9	35.8	38.3	50.8	59	69.2
Poten. ass. Compresores	2	kW	9.36	11.4	11.2	16.7	19.1	23
Potencia absorbida total	2	kW	10.7	12.8	13.2	18.7	22.9	26.8
COP			2.78	2.8	2.91	2.72	2.58	2.59
COMPRESOR								
Tipo compresor			SCROLL	SCROLL	SCROLL	SCROLL	SCROLL	SCROLL
N° compresores		Nr	1	1	2	2	2	2
Etapas de capacidad Estándar		Nr	1	1	2	2	2	2
Carga refrigerante (C1)	4	kg	13	13	12	13	13.1	13.3
Carga refrigerante (C2)	4	kg			12	13	13.1	13.3
Circuito refrigerante		Nr	1	1	2	2	2	2
INTERCAMBIADOR INTERIOR								
Tipo evaporador interior	5		PHE	PHE	PHE	PHE	PHE	PHE
N° intercambiadores interiores		Nr	1	1	2	2	2	2
Caudal de agua		l/s	1.2	1.4	1.6	2	2.4	2.9
VENTILADOR ZONA EXTERNA								
Tipo ventilador	6		CFG	CFG	CFG	CFG	CFG	CFG
Número ventiladores		Nr	1	1	1	1	1	1
Entrada aire estándar		l/s	3880	3880	5550	5550	7770	7770
Poten.unitaria instalada		kW	1.5	1.5	2.2	2.2	4	4
Máx. presión stat. Exterior	7	Pa	90	90	120	120	90	90
Máx. presión stat. Exterior	8	Pa	410	410	300	300	235	235
ALIMENTACIÓN								
Alimentación estándar		V	400/3/50+N	400/3/50+N	400/3/50+N	400/3/50+N	400/3/50+N	400/3/50+N
NIVELES SONOROS								
Nivel de Presión Sonora (1 m)		dB(A)	57	58	59	60	64	65
DIMENSIONES								
Longitud		mm	1780	1780	2230	2230	2230	2230
Profundidad		mm	846	846	978	978	978	978
Altura		mm	1205	1205	1430	1430	1705	1705
PESO DE LA UNIDAD ESTÁNDAR								
Peso del envío	9	kg	412	432	631	672	762	774
Peso en funcionamiento		kg	407	427	626	667	757	769

(1) Datos referidos a la siguiente condición :
agua intercambiador interior = 12/7 °C
temperatura ambiente = 35 °C
(2) Para calcular la potencia absorbida total hay que sumar la potencia absorbida compresores + la potencia absorbida por los ventiladores - la potencia absorbida por el ventilador para suministrar la presión disponible restante a la instalación + la potencia absorbida por el circuito auxiliar

(3) Datos referidos a la siguiente condición :
agua intercambiador interno = 40/45 °C
aire entrada intercambiador exterior = 6.1 °C W.B.
(4) valores indicativos
(5) PHE= placas
(6) CFG = ventilador centrífugo
(7) con motores eléctricos estándar
(8) con solución revolucionada

LÍMITE DE FUNCIONAMIENTO (REFRIGERACIÓN)

MODELOS			25.1	30.1	35.2	40.2	50.2	60.2
INTERCAMBIADOR EXTERIOR								
Máx.temperatura aire entrada	1	°C	52	50	52	51	52	51
Mín.temperatura aire a la entrada	2	°C	18	16	17	16	17	16.5
INTERCAMBIADOR INTERIOR								
Máx.temperatura agua entrada	3	°C	24	24	24	24	24	24
Mín.temperatura agua a la salida	4	°C	5	5	5	5	5	5

LIMITE DE FUNCIONAMIENTO (CALENTAMIENTO)

INTERCAMBIADOR EXTERIOR								
Máx. temperatura B.H. Aire entrada	5	°C	18	18	18	18	18	18
Mín.temperatura B.H. aire de entrada	6	°C	-7	-7	-7	-7	-7	-7
INTERCAMBIADOR INTERIOR								
Mín.temperatura agua a la salida		°C	28	28	28	28	28	28
Máx.temperatura agua a la salida	7	°C	53	53	53	53	53	53

(1) unidad a plena carga : agua intercambiador interior 12/7 °C
(2) Min. temperatura del aire en entrada - aire exterior sin movimiento
(3) límite superable por breves y transitorios períodos. Límite máx 20°C
(4) antihielo
(5) unidad a plena carga
Agua salida intercambiador interior 45°C
(6) Agua salida intercambiador interior 45°C
(7) temperatura ambiente = 7ºC (H.R. =85%)

POTENCIAS FRIGORÍFICAS

MODELOS	To (ºC)	TEMPERATURA DEL AIRE DE ENTRADA AL INTERCAMBIADOR EXTERIOR(ºC)													
		25		30		32		35		40		43		46	
		kWf	kWe	kWf	kWe	kWf	kWe	kWf	kWe	kWf	kWe	kWf	kWe	kWf	kWe
60.2	6	64.8	18.5	61.4	20.5	60.0	21.4	57.8	22.8	54.1	25.2	51.7	26.8	49.3	28.5
	7	66.9	18.7	63.4	20.7	62.0	21.6	59.8	23.0	56.0	25.5	53.6	27.1	51.1	28.8
	8	69.0	18.9	65.5	20.9	64.0	21.8	61.7	23.2	57.8	25.7	55.4	27.4	52.9	29.1
	9	71.1	19.1	67.5	21.1	66.0	22.0	63.6	23.4	59.6	26.0	57.2	27.6	54.6	29.4
	10	73.3	19.3	69.5	21.3	67.9	22.2	65.5	23.7	61.4	26.2	58.9	27.9	56.3	29.6
	11	75.4	19.5	71.5	21.6	69.9	22.5	67.4	23.9	63.2	26.5	60.6	28.2	57.9	29.9

To = Temperatura agua salida intercambiador interior (°C)
kWf = Potencia frigorífica en kW
kWe = Potencia eléctrica absorbida del compresor en kW
Prestaciones en funcionamiento con un salto térmico entre la entrada/salida de agua = 5ºC

POTENCIAS CALORÍFICAS

MODELOS	Ta (°C) DB/WB	TEMPERATURA DEL AGUA DE SALIDA DEL INTERCAMBIADOR INTERIOR (ºC)									
		30		35		40		45		50	
		kWt	kWe	kWt	kWe	kWt	kWe	kWt	kWe	kWt	kWe
60.2	-5 / -5.4	52.2	16.2	51.6	17.6	52.1	19.4				
	0 / -0.6	60.0	16.5	59.1	18.0	58.9	19.9	59.1	22.2		
	5 / 3.9	67.9	16.8	66.9	18.4	66.2	20.4	65.6	22.7	65.3	25.5
	7 / 6.1	72.0	16.9	71.0	18.6	70.1	20.6	69.2	23.0	68.5	25.8
	10 / 8.2	76.1	17.1	75.0	18.8	74.0	20.8	72.9	23.3	71.9	26.1
	15 / 13	85.8	17.4	84.8	19.2	83.7	21.4	82.5	23.9	81.1	26.8

kWt = potencia termina suministrada (kW)
kWe = Potencia eléctrica absorbida del compresor en kW
Prestaciones en funcionamiento con un salto térmico entre la entrada/salida de agua = 5ºC
Ta = temperatura del aire de entrada al intercambiador exterior
BH = Bulbo húmedo
DB = Bulbo seco

CAUDAL DE AIRE

PRESIÓN ESTÁTICA ÚTIL (Pa)		40	50	60	90	120	150	180	210	240	270	300	330	360	390
Entrada aire estándar	l/s	-	7770	7770	7770	7770	7770	7770	7770	-	-	-	-	-	-
potencia electrica absorbida	kW	-	3.42	3.54	3.89	4.24	4.6	4.97	5.34	-	-	-	-	-	-
ancia electrica motor	kW	-	4	4	4	5.5	5.5	5.5	5.5	-	-	-	-	-	-
e vueltas ventilador	rpm	-	525	536	567	597	628	658	687	-	-	-	-	-	-
Nivel de Presión Sonora	dB	-	80	80	80	81	81	82	82	-	-	-	-	-	-
Código transmision (ventilador)		-	T355.1.4.51			T315.2.4.51				-	-	-	-	-	-

60.2

Las prestaciones de los ventiladores se refieren a una unidad que funciona con agua refrigerada 12/7°C, en una altitud de 300 m s.n.m.
Nivel de presión sonora relativo solo al ventilador, medido a un metro de la boca de impulsión con un ángulo de 45º.

8.2. UNIDAD DE TRATAMIENTO DE AIRE: CLIMATIZADORA HITECSA EHW-1036

8.2.1. DATOS TECNICOS

Generalidades.

Unidades de tratamiento de aire de techo agua-aire con tubos de cobre y aletas de aluminio.

Motores de ventilación trifásicos accionados por poleas y curvas de fácil regulación en motor.

La estructura de estos equipos es resistente a la intemperie. La base autoportante está construida con perfiles de acero de gran rigidez. El resto de la estructura es de acero con protección aluzinc (aluminio, zinc, silicio), recubierta con pintura poliéster, aplicada en polvo y polimerizada al horno a 190 ºC, que proporciona un excelente recubrimiento en cantos y esquinas.

El diseño esta concebido para un fácil mantenimiento. Filtro extraíble y lavable de fácil acceso, aislamiento termoacústico, bandeja de condensación.

Intercambiadores.

Construidos con tubos de cobre expansionados mecánicamente sobre aletas de aluminio cuyo corrugado y ondulado especial consigue altos rendimientos de intercambio.

Ventiladores.

De tipo centrífugo, de doble aspiración que permiten la aplicación de conductos. Los motores de ventilación son trifásicos accionados por poleas y correas de fácil regulación en motor, de reducido nivel sonoro, incorporan cojinetes del tipo prelubricado y están equipados estática y dinámicamente.

Filtro de aire.

De poliuretano espumado de 10mm de espesor y un reticulado especial S20 de gran eficacia de filtración, extraíble y lavable.

Alimentación eléctrica.

Estos equipos se fabrican para 230 III ó 400 III. 50Hz.

MODELO EHW		518		725		830		1036		1042		1250	
Potencia frigorífica	kW	18		25		30		36		42		50	
Modelo ventilador		10/10 SS		12/12 SS		12/12 G2L		12/12 G2L		12/12 G2L		12/12 G2L	
Caudal aire	m³	3500		4200		5200		5500		6500		8200	
Potencia motor vent.	kW-CV	0,55 - 3/4		0,75 - 1		1,1 - 11/2		0,75 - 1		1,1 - 11/2		1,5 - 2	
Voltaje	V	230 III	400 III	230 III	400 III	230 III	400 III	230 III	400 III	230 III	400 III	230 III	400 III
Potencia absorbida nominal	kW	0,55		0,75		1,1		0,75		1,1		1,5	
Corriente absorbida nominal	A	3,5	2,2	4,2	2,6	5,0	3,1	4,2	2,6	5,0	3,1	6,5	3,9
Conexiones agua Ø	(")	1 1/4		1 1/2		1 1/2		2		2		2	

8.3. UNIDAD DE TRATAMIENTO DE AIRE: CLIMATIZADORA HITECSA BHW-358

8.3.1. DATOS TECNICOS

Generalidades.

Unidades de tratamiento de aire de techo agua-aire con tubos de cobre y aletas de aluminio.

Motores de ventilación trifásicos accionados por poleas y curvas de fácil regulación en motor.

La estructura de estos equipos es resistente a la intemperie. La base autoportante está construida con perfiles de acero de gran rigidez. El resto de la estructura es de acero con protección aluzinc (aluminio, zinc, silicio), recubierta con pintura poliéster, aplicada en polvo y polimerizada al horno a 190 ºC, que proporciona un excelente recubrimiento en cantos y esquinas.

El diseño esta concebido para un fácil mantenimiento. Filtro extraíble y lavable de fácil acceso, aislamiento termoacústico, bandeja de condensación.

Intercambiadores.

Construidos con tubos de cobre expansionados mecánicamente sobre aletas de aluminio cuyo corrugado y ondulado especial consigue altos rendimientos de intercambio.

Ventiladores.

De tipo centrífugo, de doble aspiración que permiten la aplicación de conductos. Los motores de ventilación son trifásicos accionados por poleas y correas de fácil regulación en motor, de reducido nivel sonoro, incorporan cojinetes del tipo prelubricado y están equipados estática y dinámicamente.

Filtro de aire.

De poliuretano espumado de 10mm de espesor y un reticulado especial S20 de gran eficacia de filtración, extraíble y lavable.

Alimentación eléctrica.

Estos equipos se fabrican para 230 III ó 400 III. 50Hz. ~

8.4. RECUPERADOR TERMICO HITECSA RCAH+30 E HITECSA RCAH+25

AHORRO ENERGÉTICO

En los recuperadores de calor estáticos el intercambio de calor se realiza utilizando un conjunto de placas metálicas, habitualmente de aluminio, por las cuales se hace pasar los flujos de aire exterior e interior. Los dos ventiladores que incorpora fuerzan tanto el aire interior como el exterior a pasar por el intercambiador, sin que en ningún momento entren en contacto. En invierno el aire que se expulsa fuera cede su calor al aire que se introduce al interior, mientras que en verano el aire que se introduce en el interior cede su calor al aire que expulsamos. De esta forma nos aseguramos que el interior del local tenga un aire limpio, obtenemos un importante ahorro energético y reducimos la humedad relativa del mismo.

Ejemplos de aplicación de estos equipos pueden ser los locales comerciales (restaurantes, tiendas, ...), así como a todos los locales con actividades residenciales en los que sea necesario tener un intercambio de aire fresco y limpio tomado del exterior, expulsando al mismo tiempo el aire interior cargado de humos y malos olores sin que se pierda toda la energía del mismo.

CUMPLIMIENTO DE RITE

Los intercambiadores de placas que incorpora los recuperadores de calor instalados en el local, Hitecsa modelo RCAH+ vienen equipados con placas de aluminio, circuito cruzado, entre la extracción y la entrada de aire de renovación, con un nivel de eficiencia entre el 51,8% y el 57,8%, acorde con la normativa RITE.

Los recuperadores de calor instalados, están preparados para que se les pueda añadir un módulo de enfriamiento adiabático en la extracción del aire, tal y como especifica el RITE.

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS

MODELO	Caudal m3/h	Potencia motor W	Eficacia %	Pot calorífica kW	dB(A)	Alimentación V - 50Hz
RCAH+ 15	1.400	2 x 450	52,1	6,7	60	230-1
RCAH+ 15 BY-PASS	1.100	2 x 450	50,6	5,1	59	230-1
RCAH+ 20	1.900	2 x 650	51,8	9	59	230-1
RCAH+ 20 BY-PASS	1.600	2 x 650	50,8	7,4	58	230-1
RCAH+ 25	2.500	2 x 650	57,6	13,2	56	230-1
RCAH+ 30	3.000	2 x 650	56,8	15,6	59	230-1
RCAH+ 30 BY-PASS	2.600	2 x 650	55,5	12,7	58	230-1
RCAH+ 40	4.000	2 x 1050	55,7	20,3	62	230-1
RCAH+ 40 BY-PASS	3.400	2 x 1500	55,6	16,7	61	230-1
RCAH+ 50	5.000	2 x 1500	54,6	24,9	64	400-3
RCAH+ 60	6.000	2 x 1500	54,5	29,9	65	400-3
RCAH+ 60 BY-PASS	5.500	2 x 1500	52,6	26,4	64	400-3

8.5. MODULO DE INERCIA: HITECSA MWI-150

8.5.1. DATOS TECNICOS

Descripción.

Los Módulos de Inercia están concebidos para ser integrados en la instalación de las unidades enfriadoras o bombas de calor aire-agua, incorporando los elementos necesarios para el funcionamiento y seguridad de dicha instalación.

Incorporan un depósito acumulador de acero inoxidable con aislamiento de poliuretano proyectado, vaso de expansión, válvula de seguridad, manómetro, control de caudal de agua y bomba de circulación. El mueble está construido en chapa de acero tratada superficialmente con una aleación de aluminio, zinc y silicio, acabado con polvo poliéster aplicado electrostáticamente y polimerizado al horno, lo que le da una óptima resistencia a la corrosión.

El módulo está cableado internamente; preparado para ser conectado a la unidad enfriadora o bomba de calor con tubos de agua y cables eléctricos

ESPECIFICACIONES

MODELO MWI		150
Potencia total absorbida	kW	0,77
Corriente total absorbida	A	1,3
Voltaje (50 Hz~)	V	400-3
Tanque de agua	L	150
Vaso expansión	L	18
Diámetro tubería agua (Salida)	Ø (")	2
Diámetro tubería agua (Entrada)	Ø (")	2
Diámetro tubería agua (Tubo de carga)	Ø (")	3/4
Diámetro tubería agua (Drenaje)	Ø (")	3/4
Peso	Kg	170

CAPÍTULO 9: MEDIDAS DE AHORRO DE ENERGÍA

9.1. MEJORA DE LOS CERRAMIENTOS DEL LOCAL

Para conseguir un ahorro de demanda energética, son precisos unos cerramientos que cumplan de la manera mas amplia posible con las exigencias del CTE. Puede suponer un incremento en el coste inicial del proyecto pero si el local tiene un uso prolongado y de suficientes horas al año, supone un gran ahorro en el consumo de energía.

Una mejora importante en el caso de los vidrios de las fachadas de la calle Echegaray y la calle San Antonio Abad sería la instalación de unos toldos que evitarán la entrada directa de la radiación solar a través de ellos, así como la colocación de sombras en las puertas de entrada y la mejora del factor de sombra del lucernario para época de refrigeración mediante la introducción de algún elemento que evitase también la radiación directa del sol.

También podría mejorar algo la demanda energética del local si este estuviera rodeado de árboles que le dieran sombra.

9.2. SELECCIÓN ADECUADO DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCION

La selección de unos equipos con un rendimiento elevado supone un ahorro de energía consumida por los mismos. En nuestro caso la instalación de bomba de calor supone una mejora del rendimiento frente a la posible instalación de enfriadora compresión y caldera, o la instalación de una enfriadora de absorción y caldera.

Estos rendimientos todavía se podrían mejorar si se tuviera la posibilidad de condensar en la bomba de calor a través de agua, por ejemplo de un pozo o río ya que el agua tiene unas variaciones de temperatura más suaves que el aire.

9.3. INSTALACION DE RECUPERADOR DE CALOR EN LA UTA

Con la instalación del recuperador de calor se ha conseguido una reducción de la potencia a instalar en los equipos de producción muy importante, ya que este permite la reutilización del calor residual de un sistema alcanzando la eficiencia máxima de la instalación.

Concretamente se ha reducido un 37,6 % la carga térmica a combatir mediante el uso de la enfriadora-b.c. gracias a la instalación del recuperador térmico HITECSA RCAH+30, con capacidad para recuperar 3000m^3/h, y el recuperador térmico HITECSA RCAH+25 con capacidad para recuperar 2500m^3/h, permitiéndonos de esta forma

redimensionar nuestro equipo climatizador y escoger un nuevo modelo con menos potencia.

Se puede verificar así que el recuperador elegido cumple con la normativa del R.I.T.E. respecto a la exigencia de eficiencia energética como se observa en la siguiente tabla.

Hora anuales de funcionamiento	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

Tabla 9.3 eficiencia energética.

9.4. "FREE COOLING"

Un procedimiento que permite un importante ahorro energético es el empleo las energías gratuitas.

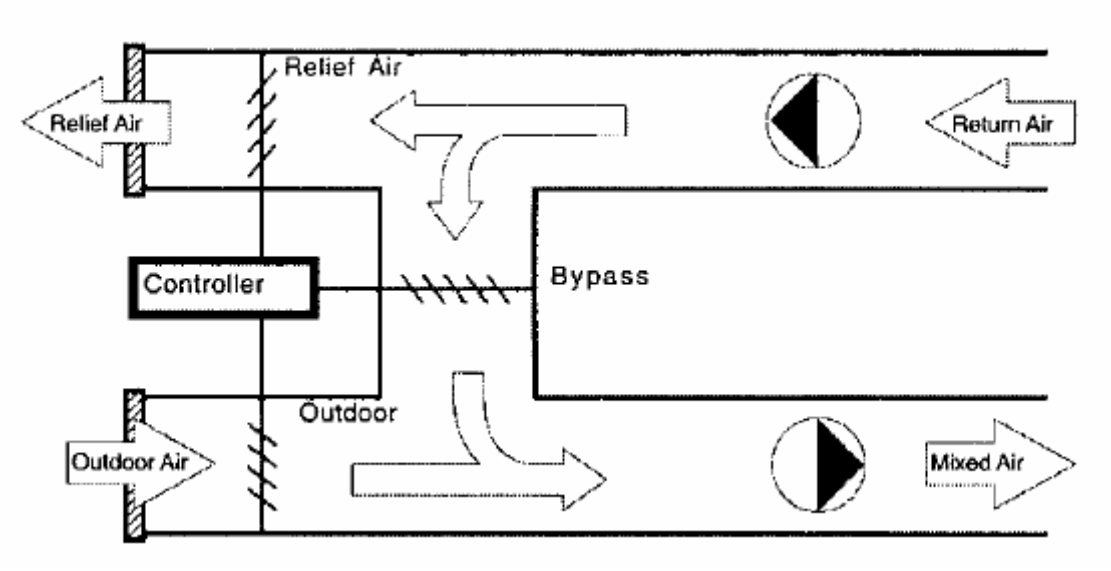
El sistema de enfriamiento gratuito por aire exterior consiste en sustituir por aire del exterior, simplemente filtrado, el aire de retorno que se impulsa a un local refrigerado, pudiendo emplearse este sistema siempre y cuando la entalpía del aire exterior no supere a la del aire de impulsión precisado. De esta forma, si el aire que atraviesa la batería ya reúne las condiciones necesarias, no precisa de aportación energética alguna, y si no llegara a conseguirlas se le aporta solo la diferencia.

Además aporta una sobre ventilación que mejora la calidad del aire interior y permite la posterior reducción de esta carga, cuando las condiciones exteriores no son favorables.

Estos sistemas son interesantes en locales que demandan refrigeración durante muchas horas al ano, incluso en invierno, debido a la alta carga interna de iluminación y personas.

A continuación se detalla el funcionamiento de las compuertas o persianas encargadas de regular el paso del aire exterior.

En el esquema de la figura se detalla el procedimiento más usual para llevar a cabo el free-cooling, contando el sistema con un ventilador en la línea de retorno, que puede canalizar dicho aire eliminándolo hacia el exterior, o recirculándolo hacia la unidad de tratamiento de aire. La regulación de la proporción de aire eliminado o recirculado se realiza mediante un juego de persianas en función del grado de apertura o cierre y una tercera persiana en la toma de aire exterior opera sincronizadamente con el aire eliminado al exterior y de esa manera, al aumentar el caudal de aire exterior a medida que la persiana se abre, se va cerrando la del aire recirculado y se abre la del aire expulsado. (Fuente www.aciem.org)



En nuestro caso sería interesante instalar free cooling, debido a que incluso en invierno, el aporte térmico procedente por el uso de maquinaria a pleno rendimiento, previamente calculado con el coeficiente de simultaneidad y sin contar el aporte térmico por ocupación que aun incrementaría mas esta diferencia, es sensiblemente mayor que el aporte térmico necesario para mantener las condiciones interiores de temperatura y humedad deseadas en régimen de calefacción. Se puede observar que dicho aporte asciende a 18000 W frente a los 7417 W requeridos para calefactar el aula de zona caliente.

Por esto se infiere que se necesitaría una refrigeración que podría obtenerse del sistema free-cooling, ya que en régimen de invierno las condiciones exteriores lo permitirían.