ÍNDEX **Pàgina**

ANNEX A. CÀLCUL DE LES NECESSITATS ENERGÈTIQUES..... 1

A.1. Càlcul dels coeficients de conductivitat 1

CÀLCUL DE LES CÀRREGUES TÈRMIQUES DE REFRIGERACIÓ:..... 4

A.2. Càrregues degudes a la radiació solar..... 4

A.3. Càrregues a través dels tancaments 6

A.3.1. Càlcul del flux de calor en murs i sostre exterior 7

A.3.2. Pèrdues de calor a través de finestres, portes, claraboies i/o ponts tèrmics exteriors. 10

A.3.3. Pèrdues de calor a través de parets, terres, sostres, vidres, portes i ponts tèrmics interiors. 11

A.4. Càrrega deguda a infiltracions 12

A.5. Càrregues per ventilació 13

A.5.1. Calor sensible i latent procedent de l'aire de ventilació 14

A.6. Càrregues tèrmiques internes..... 16

A.6.1. Càrregues degudes als ocupants 16

A.6.2. Càrrega deguda a la il·luminació 19

A.7. Càlcul de les càrregues totals de refrigeració 21

A.7.1. Càrrega sensible efectiva total i càrrega latent efectiva total 21

CÀLCUL DE LES CÀRREGUES TÈRMIQUES DE CALEFACCIÓ:..... 24

A.8. Transmissió de calor a través de l'estructura de l'edifici 24

A.8.1. Càlcul del flux de calor en parets i sostre exterior..... 24

A.8.2. Càlcul de les càrregues tèrmiques de portes i finestres exteriors 26

A.8.3. Càlcul de les càrregues tèrmiques per transmissió en tancaments interiors 27

A.9. Càrrega deguda a infiltracions 27

A.10. Càrrega per ventilació..... 27

A.11. Càlcul de les càrregues totals..... 29

ANNEX A. CÀLCUL DE LES NECESSITATS ENERGÈTIQUES

A.1. Càlcul dels coeficients de conductivitat

Primer de tot és necessari el càlcul dels coeficients de conductivitat que tenim en aquesta vivenda i que ens serviran pels posteriors càlculs de càrregues tèrmiques. En el cas de tancaments compostos de varies capes amb materials diferents, el coeficient de transmissió tèrmica del tancament es calcula de la següent manera:

$$K = \frac{1}{\sum(\frac{e}{\lambda}) + \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}} \qquad \text{(Eq.1)}$$

On:

K = Coeficient de transmissió tèrmica del tancament *(kcal/m²hºC)*

e = Espessor de la capa *(m)*

λ = Conductivitat tèrmica del material de la capa *(kcal/mhºC)*

h_i = Coeficient superficial de transmissió de calor interior *(kcal/m²hºC)*

h_e = Coeficient superficial de transmissió de calor exterior *(kcal/m²hºC)*

En la taula A.1 s'indiquen els coeficients de convecció empírica comunament adoptats.

Condicions	Posició de la superfície	Flux tèrmic	h (*kcal/m²hºC*)
Aire en calma	Horitzontal	Ascendent	8
	Inclinada a 45º	Ascendent	8
	Vertical	Horitzontal	7
	Inclinada a 45º	Descendent	6.5
	Horitzontal	Descendent	5
Vent de 12 km/h	Qualsevol posició	En qualsevol direcció	20
Vent de 24 km/h	Qualsevol posició	En qualsevol direcció	29

Taula A.1. Valor dels coeficients de convecció h.

A la hora de realitzar el càlcul pel forjat entre les plantes s'ha considerat un forjat de formigó de 25 centímetres i una capa d'aire de 30 centímetres, quan en realitat al disposar d'una estructura metàl·lica amb xapa col·laborant, l'espessor del formigó és menor.

S'ha considerat d'aquesta manera per la dificultat de determinar el coeficient de transmissió d'aquesta estructura, tenint en compte que el coeficient obtingut és una mica més gran del que s'hauria obtingut calculant-lo amb precisió.

Els resultats que s'obtenen són els següents:

Mur exterior

Material	e (m)	λ (kcal/mhºC)
Maó cara vista	0,13	0,75
Espuma poliuretà	0,04	0,028
Aire	0,06	0,42
Maó doble	0,07	0,45
Lliscat de guix	0,01	0,26

he (kcal/m²hºC)	hi (kcal/m²hºC)	**K (kcal/m²hºC)**
20	7	**0,469**

Envans interiors

Material	e (m)	λ (kcal/mhºC)
Lliscat de guix	0,01	0,26
Maó doble	0,07	0,45
Lliscat de guix	0,01	0,26

he (kcal/m²hºC)	hi (kcal/m²hºC)	**K (kcal/m²hºC)**
7	7	**1,930**

Envà interior menjador-escala

Material	e (m)	λ (kcal/mhºC)
Lliscat de guix	0,01	0,26
Maó foradat	0,13	0,45
Lliscat de guix	0,01	0,26

he (kcal/m²hºC)	hi (kcal/m²hºC)	**K (kcal/m²hºC)**
7	7	**1,535**

Finestres

Material	e (m)	λ (kcal/mhºC)
Vidre	0,06	0,82
Cambra d'aire	0,06	0,42
Vidre	0,08	0,82

he (kcal/m²hºC)	hi (kcal/m²hºC)	**K (kcal/m²hºC)**
20	7	**1,975**

Forjat entre plantes

Material	e (m)	λ (kcal/mhºC)
Marbre	0,03	3
Morter de ciment	0,015	1,2
Sorra	0,015	0,5
Forjat de formigó	0,25	1,4
Aire	0,3	0,42
Poliestirè expandit	0,027	0,038
Cartró guix	0,015	0,16

he (kcal/m²hºC)	hi (kcal/m²hºC)	**K (kcal/m²hºC)**
5	5	**0,465**

Coberta

Material	e (m)	λ (kcal/mhºC)
Teula	0,02	0,8
Morter de ciment	0,015	1,2
Maó doble foradat	0,07	0,45
Espuma de poliuretà	0,04	0,028
Aire	0,75	0,42
Forjat de formigó	0,25	1,4
Aire	0,3	0,42
Poliestirè expandit	0,027	0,038
Cartró guix	0,015	0,16

he (kcal/m²hºC)	hi (kcal/m²hºC)	**K (kcal/m²hºC)**
20	5	**0,186**

Forjat entre terreny i planta baixa

Material	e (m)	λ (kcal/mhºC)
Grava	0,05	3
Formigó armat	0,2	1,4
Sorra	0,015	0,5
Morter de ciment	0,015	0,5
Gres ceràmic rústic	0,015	0,9

he (kcal/m²hºC)	hi (kcal/m²hºC)	**K (kcal/m²hºC)**
5	5	**1,616**

Portes interiors divisòries entre locals climatitzats: 1,9 kcal/m²hºC

Portes exteriors de fusta o interiors divisòries entre locals no climatitzats: 3 kcal/m²hºC

Porta garatge metàl·lica: 5 kcal/m²hºC

CÀLCUL DE LES CÀRREGUES TÈRMIQUES DE REFRIGERACIÓ:

A.2. Càrregues degudes a la radiació solar

Aquest punt té en compte l'energia que arriba al local procedent de la radiació solar que travessa elements transparents a la radiació (vidres a les finestres, ...). El calor degut a aquesta radiació és sensible i el seu resultat s'expressa en l'equació 2:

$$\overset{\circ}{Q}_{SR} = S \cdot R \cdot f \qquad \text{(Eq.2)}$$

On:

$\overset{\circ}{Q}_{SR}$ = calor sensible deguda a la radiació (*kcal/h*)

S = superfície del vidre (*m²*)

R = radiació solar unitària (*kcal/hm²*)

f = producte de tots els factors de correcció

El valor màxim de la radiació solar unitària pels mesos d'estiu a la latitud nord 40º a través de vidre senzill, s'observa a la taula A.2.

Orientació de la finestra	*R* (*kcal/hm²*)
Nord	46
Est	439
Sud	276
Oest	439

Taula A.2. Màximes aportacions solars pels mesos d'estiu

Els factors de correcció venen donats si no es compleixen les següents hipòtesis:

- Superfície envidrada igual al 85% de la secció de l'obertura a la paret, de forma que el 15% representa el marc.
- Atmosfera neta
- Altitud 0 metres, nivell del mar.
- Temperatura de rosada de l'aire exterior igual a 19,5ºC a nivell del mar.

Els factors de correcció si no es compleixen les anteriors hipòtesis són:

- Marc metàl·lic: multiplicar per 1,17.
- Boira: multiplicar per 0,85, màxim.
- Altitud: afegir el 0,7% per cada 300 metres d'altitud sobre el nivell del mar.
- Punt de rosada: per cada 4ºC d'augment (disminució) del punt de rosada de l'aire exterior amb respecte a 19,5ºC, treure (afegir) el 5%.
- Els valors de la radiació solar per altituds sud i pels mesos de desembre i gener s'han d'augmentar en un 7%.

Un altre factor a tenir en compte és el corresponent al tipus de vidre, degut a que el valor de la radiació solar de la taula A.2 pertany a un vidre senzill.

En aquest projecte, el vidre és del tipus vidre doble amb cambra d'aire i el factor corrector a utilitzar per aquest tipus de vidre tenint en compte que es disposa de persianes és de 0,14.

Els resultats que s'obtenen del càlcul de les càrregues per radiació solar es poden observar a la taula A.3.

Els factors de correcció:

1er	Marc metàl·lic
2on	Punt de rosada
3er	Vidre

	Tipus d'obertura	Habitació	Orientació de l'obertura	Superfície *(m²)*	Radiació unitària *(kcal/hm²)*	Factors de correcció			$\overset{\circ}{Q}_{SR}$ (*kcal/h*)
						1er	2on	3er	
Planta baixa	Finestra	Habit. 1	Est	1,840	439	1,17	0,95	0,14	125,70
	Finestra	Habit. 2	Nord	1,322	46	1,17	0,95	0,14	9,46
	Finestra	Bany 1	Oest	1,275	439	1,17	0,95	0,14	87,10
	Balconera	Habit. 3	Oest	3,095	439	1,17	0,95	0,14	211,43
Planta 1ª	Finestra	Bany 2	Oest	1,316	439	1,17	0,95	0,14	89,90
	Finestra	Habit. 6	Est	1,313	439	1,17	0,95	0,14	89,70
	Finestra	Bany 3	Sud	1,261	276	1,17	0,95	0,14	54,14
	Balconera	Menjador	Est	4,175	439	1,17	0,95	0,14	285,19
	Balconera	Cuina	Oest	3,066	439	1,17	0,95	0,14	209,45
	Balconera	Habit. 4	Oest	3,066	439	1,17	0,95	0,14	209,45
	Balconera	Habit. 5	Oest	3,051	439	1,17	0,95	0,14	208,42
	Balconera	Habit. 6	Est	3,068	439	1,17	0,95	0,14	209,58
	Porta	Menjador	Sud	1,848	276	1,17	0,95	0,14	79,37
								Total	**1.868,89**

Taula A.3. Càrregues degudes a la radiació solar

A.3. Càrregues a través dels tancaments

$\overset{\circ}{Q}_{tc}$ depèn de les temperatures interior i exterior, de la conductivitat tèrmica dels tancaments del local i de la magnitud de les superfícies de transmissió de calor segons l'expressió:

$$\overset{\circ}{Q}_{tc} = \sum\left[K \cdot A \cdot \left(T_e - T_i\right)\right] \qquad \text{(Eq.3)}$$

On:

$\overset{\circ}{Q}_{tc}$ = Càrrega per transmissió a través de tancaments *(kcal/h)*

K = Coeficient global de transmissió tèrmica del tancament *(kcal/m²h°C)*

A = Superfície de transmissió de calor per tancament *(m²)*

T_i = Temperatura interior de disseny del local *(ºC)*

T_e = Temperatura de càlcul exterior *(ºC)*

A.3.1. Càlcul del flux de calor en murs i sostre exterior

Per realitzar el càlcul del flux de calor en murs i sostre exterior s'ha d'utilitzar l'equació 3 vista anteriorment.

S'ha d'afegir que a aquesta equació s'ha de multiplicar els coeficients d'orientació i d'intermitència exposats en el punt anterior. El coeficient de simultaneïtat al ser igual a 1 no es tindrà en compte en els càlculs.

En aquest cas, el càlcul del flux de calor a través del sostre exterior s'ha desestimat, ja que al tenir el sostre radiant es considera que les pèrdues de calor a través d'aquest seran inexistents.

La diferència equivalent de temperatura es troba en les taules segons unes condicions especifiques de radiació, de variació tèrmica, de diferència de temperatura interior i temperatura exterior del projecte, i de coeficient d'absorció de murs i sostre.

La coincidència d'aquestes condicions és difícil, pel que s'aplica una correcció per trobar una diferència equivalent de temperatura, tal i com es mostra en l'equació 4.

$$\Delta t_e = a + \Delta t_{es} + b \cdot \frac{R_s}{R_m}(\Delta t_{em} - \Delta t_{es}) \qquad \text{(Eq.4)}$$

On:

Δt_e: Diferència equivalent corregida.
a: Correcció proporcionada per taules.
Δt_{es}: Diferència equivalent de temperatura a la hora considerada per la paret a la ombra.

Δt_{em}: Diferència equivalent de temperatura a la hora considerada per la paret solellada.

b: Coeficient que considera el color de la cara exterior de la paret.

Per parets de color fosc b=1 (blau fosc, vermell fosc, marró fosc, etc.)

Per parets de color mitjà b=0,78 (verd, blau o gris clar)

Per parets de color clar b=0,55 (blanc, crema, etc.)

R_s: Màxima insolació (*kcal/hm²*) corresponent al mes i latitud suposats, a través d'una superfície envidriada vertical per l'orientació considerada (en el cas de la paret) o horitzontal (en el cas del sostre).

R_m: Màxima insolació (*kcal/hm²*) en el mes de juliol a 40º de latitud nord, a través d'una superfície envidriada, vertical, per l'orientació considerada (paret) o horitzontal (sostre).

Els resultat que s'obtenen pel càlcul de la diferència equivalent de temperatura són:

- Càlcul de la *a*

OMD del lloc	8
Tª seca exterior 1% estiu 15h	31
Tª interior de disseny	24
Variació Tªseca - Tªinterior	7

		Valor OMD	
1ª Interpolació		8	9
Valor 1 variació Tªseca – Tªinterior	6	-0,8	-1,3
Valor 2 variació Tªseca – Tªinterior	8	-1,2	-0,7
		Valor OMD interpolat	
2ª Interpolació		-1	-1

Valor de *a* = -1

- Δt_{es}

Diferència equivalent a la hora considerada per la paret a la ombra = **0,5** a les 15h.

- Δt_{em}

Diferència equivalent a la hora considerada per la paret assolellada = **5,5**

- Càlcul de la *b*

b = 1 (al ser el color vermell fosc)

- Càlcul de la R_s i R_m *(kcal/hm²)*

R_s màxima insolació corresponent al mes i latitud suposat (latitud 40º nord)

Est	Sud	Oest	Nord
439	276	439	46

R_m màxima insolació corresponent en el mes de juliol a 40º de latitud nord

Est	Sud	Oest	Nord
439	146	439	46

Resum i càlcul en parets exteriors

		a	Δt_{es}	Δt_{em}	b	R_s	R_m	Δ_{te}
Est	Estiu	-1	0,5	5,5	1	439	439	4,50
Sud	Estiu	-1	0,5	5,5	1	276	146	8,95
Oest	Estiu	-1	0,5	5,5	1	439	439	4,50
Nord	Estiu	-1	0,5	5,5	1	46	46	4,50

En sostre tenim:

Δt_{es}	3,3 a les 15h
Δt_{em}	15,6 a les 15h
b	1
R_s	439 (kcal/hm²)
R_m	439 (kcal/hm²)

Resum i càlcul en sostre

	a	Δt_{es}	Δt_{em}	b	R_s	R_m	Δ_{te}
Estiu	-1	3,3	15,6	1	439	439	14,60

Una vegada trobada la diferència equivalent de temperatura, es realitza el càlcul de la càrrega tèrmica per transmissió en parets i sostres exteriors.

Coeficient intermitència	1,080
Coeficient de transmissió fatxada	0,469 (kcal/m²hºC)

Façana	Coeficient orientació	Superfície en planta baixa (m²)	Superfície en planta 1ª (m²)	Δte (ºC)	$\overset{\circ}{Q}_{SCPE}$ (kcal/h)
Est	1,00	14,12	27,002	4,50	93,77
Sud	0,95	0,00	34,116	8,95	147,00
Oest	1,00	11,22	19,902	4,50	70,95
Nord	1,05	29,48	39,806	4,50	165,86
				Total	**477,58**

Taula A.4. Càrrega tèrmica per transmissió en parets i sostres exteriors

A.3.2. Pèrdues de calor a través de finestres, portes, claraboies i/o ponts tèrmics exteriors.

Les pèrdues de calor a través de finestres, portes, etc. es poden calcular utilitzant la fórmula que mostra l'equació 5.

$$\overset{\circ}{Q}_S = K \cdot S \cdot (TE - TL) \qquad \text{(Eq.5)}$$

On:

$\overset{\circ}{Q}_S$ = flux de calor, transmès per la finestra, porta, claraboia (*kcal/h*)

K = coeficient de transmissió (*kcal/m²hºC*)

S = superfície (*m²*)

TE = temperatura exterior de projecte (*ºC*)

TL = temperatura interior del local (*ºC*)

Els resultats d'aquest càlcul són:

	Tipus d'obertura	Habitació	Superfície *(m²)*	Coeficient de transmissió *(kcal/m²hºC)*	Tª exterior de projecte *(ºC)*	Tª interior del local *(ºC)*	$\overset{\circ}{Q}_S$ (*kcal/h*)
Planta baixa	Finestra	Habit. 1	1,840	1,975	31	25	21,80
	Finestra	Habit. 2	1,322	1,975	31	25	15,66
	Finestra	Bany 1	1,275	1,975	31	25	15,10
	Porta principal	Entrada	2,474	3,000	31	25	44,53
	Balconera	Habit. 3	3,095	1,975	31	25	36,67
Planta 1ª	Finestra	Bany 2	1,316	1,975	31	25	15,59
	Finestra	Habit. 6	1,313	1,975	31	25	15,55
	Finestra	Bany 3	1,261	1,975	31	25	14,94
	Balconera	Menjador	4,175	1,975	31	25	49,47
	Balconera	Cuina	3,066	1,975	31	25	36,33
	Balconera	Habit. 4	3,066	1,975	31	25	36,33
	Balconera	Habit. 5	3,051	1,975	31	25	36,15
	Balconera	Habit. 6	3,068	1,975	31	25	36,35
	Porta	Menjador	1,848	1,975	31	25	21,89
						Total	**396,36**

Taula A.5. Càrregues a través de finestres i portes exteriors

A.3.3. Pèrdues de calor a través de parets, terres, sostres, vidres, portes i ponts tèrmics interiors.

Les pèrdues de calor a través de parets, terres, etc. es poden calcular utilitzant la fórmula que mostra l'equació 6.

$$\overset{\circ}{Q}_S = K \cdot S \cdot (TLC - TL) \qquad \text{(Eq.6)}$$

On:

$\overset{\circ}{Q}_S$ = flux de calor, transmès per la paret, terra, sostre, vidre, porta i/o ponts tèrmics interiors (*kcal/h*)

K = coeficient de transmissió (*kcal/m²hºC*)

S = superfície (*m²*)

TL = temperatura interior del local (*ºC*)

TLC = temperatura del local contigu (*ºC*)

Els resultats que s'obtenen són:

	Tipus d'obertura	Habitació	Local contigu	Superfície *(m²)*	Coeficient de transmissió *(kcal/m²hºC)*	Tª local contigu *(ºC)*	Tª interior del local *(ºC)*	$\overset{\circ}{Q}_S$ (*kcal/h*)
Planta baixa	Porta	Sala estar	Distribuïdor	1,680	3,000	27	25	10,08
	Porta	Garatge	Distribuïdor	1,680	3,000	27	25	10,08
	Envà	Bany 1	Sala d'estar	8,140	1,930	27	25	31,42
	Envà	Garatge	Entrada	12,650	1,930	27	25	48,82
	Terra	Planta baixa	Terreny	82,196	1,616	27	25	265,65
							Total	**366,05**

Taula A.6. Càrregues degudes a tancaments interiors

A.4. Càrrega deguda a infiltracions

Les infiltracions, i en particular, l'entrada en el local acondicionat del vapor d'aigua que resulta d'aquestes, constitueixen un origen d'importants guanys o pèrdues de calor. El cabal d'aire d'infiltració varia segons la estanquitat de les portes i finestres, la porositat de les parets de l'edifici, la seva alçada, escales, ascensors, direcció i velocitat del vent, i cabals relatius de l'aire de ventilació i d'extracció. Molts d'aquests factors no poden ser calculats amb exactitud i han de ser objecte d'una estimació més o menys empírica.

El calor que prové de les infiltracions no s'ha tingut en compte, ja que es considera dins de la càrrega de ventilació que s'exposarà més endavant.

A.5. Càrregues per ventilació

L'organisme humà altera la composició de l'aire dels ambients en els que hi viu, augmentat el percentatge de CO_2, disminuint el de O_2, emetent substàncies aromàtiques, fum de tabac i una elevada concentració de bactèries patògenes.

La instal·lació d'aire acondicionat té entre les seves finalitats assegurar una adequada puresa de aire ambient. Això s'obté introduint en els mateixos ambients un cert cabal d'aire exterior (aire de ventilació o de renovació) i passants, tant l'aire exterior com el de recirculació per una filtració.

En la respiració, l'organisme absorbeix oxigen de l'aire (20 l/h a 25 l/h en repòs, 40 l/h a 50 l/h en una activitat mitja) i expulsa anhídrid carbònic, vapor d'aigua i diversos gasos orgànics. La quantitat d'aire fresc necessari per la respiració humana és relativament petita i insuficient per un bon confort, ja que intervenen dos factors més:

- La supressió d'olors degut als ocupants, al tabac o a altres fonts.
- La disminució de concentracions de diòxid de carboni. En principi, la concentració de CO_2 en l'aire no ha de passar del 0,1 per 100 en volum.

La taxa de renovacions necessària varia, principalment, amb el nombre d'ocupants, l'alçada del sostre (volum d'aire) i el nombre de fumadors. Encara que per suprimir els olors corporals sigui necessari un cabal d'aire exterior de 8,5 m^3/h per persona, es recomana proveir amb un cabal de 13 m^3/h. La supressió dels olors de tabac necessitat de 25 m^3/h a 42 m^3/h per fumador.

Els cabals d'aire exterior requerits per una qualitat acceptable de l'aire en els locals es pot observar en la taula A.7.

Tipus local	Cabal (l/s)
Garatge	120 per plaça
Cuina	2 per m²
Banys	15 en cada bany
Habitacions	5 per ocupant
Menjador	2 per ocupant

Taula A.7. Cabals d'aire exterior

Degut a que la vivenda hi habiten poques persones i que cada dia es ventilarà de manera natural obrint finestres, s'ha considerat no utilitzar un cabal mínim d'aire exterior. És per aquest motiu que s'ha optat establir que l'aire a renovar serà de 1 vegada el volum, i per tant el cabal de ventilació serà el de 1 vegada el volum del local.

Les càrregues de ventilació latent seran compensades pel deshumidificador, que al mateix temps ens aportarà el cabal d'aire necessari per renovar.

A.5.1. Calor sensible i latent procedent de l'aire de ventilació

El calor sensible degut a la ventilació es troba aplicant l'equació 7.

$$\overset{\circ}{Q}_{SV} \approx n \cdot V \cdot \rho \cdot C_p \cdot (TE - TL) \qquad \text{(Eq.7)}$$

On:

$\overset{\circ}{Q}_{SV}$ = calor sensible degut a la ventilació (*kcal/h*)

n = renovacions d'aire (*l/h*)

V = volum del local (*m³*)

ρ = densitat de l'aire (*kg/m³*)

C_p = calor específic de l'aire (*kcal/ºCkg*)

TE = temperatura exterior de projecte (*ºC*)

TL = temperatura interior del local (*ºC*)

A la hora de realitzar els càlculs el producte $\rho \cdot C_p$ s'ha considerat un factor de valor 0,299.

El calor latent degut a la ventilació es troba aplicant l'equació 8.

$$\overset{\circ}{Q}_{LV} \approx n \cdot V \cdot \rho \cdot hfg \cdot (WE - WL) \qquad \text{(Eq.8)}$$

On:

$\overset{\circ}{Q}_{LV}$ = calor latent degut a la ventilació (*kcal/h*)

n = renovacions d'aire (*l/h*)

V = volum del local (*m³*)

ρ = densitat de l'aire (*kg/m³*)

hfg = calor latent de canvi d'estat de l'aigua (*kcal/g*)

WE = humitat absoluta de l'aire exterior del local, extret del diagrama psicromètric (*g/kg*)

WL = humitat absoluta de l'aire interior del local, extret del diagrama psicromètric (*g/kg*)

A la hora de realitzar els càlculs el producte *ρ ·hfg* s'ha considera un factor de valor 0,72.

Utilitzant les anteriors equacions s'obté els següents resultats:

Aire de ventilació sensible

	Renovacions per hora d'aire *(l/h)*	Volum del local *(m³)*	Tª exterior de projecte *(ºC)*	Tª interior del local *(ºC)*	Factor $\rho \cdot C_p$ *(kcal/m³ºC)*	$\overset{\circ}{Q}_{SV}$ *(kcal/h)*
Planta baixa	1	162,53	31	25	0,299	291,57
Planta 1ª	1	310,99	31	25	0,299	557,91
					Total	**849,49**

Taula A.8. Càrrega deguda a la ventilació sensible

Aire de ventilació latent

	Renovacions per hora d'aire *(l/h)*	Volum del local *(m³)*	Humitat exterior *(gr/kg)*	Humitat del local *(gr/kg)*	Factor *ρ· hfg* *(kcal·kg²/m³gr²)*	$\mathring{Q}_{LV}$ *(kcal/h)*
Planta baixa	1	162,53	19,582	9,9184	0,72	1.130,95
Planta 1ª	1	310,99	19,582	9,9184	0,72	2.163,80
					Total	**3.294,65**

Taula A.9. Càrrega deguda a la ventilació latent

A.6. Càrregues tèrmiques internes

Aquestes càrregues representen les aportacions de calor sensible i latent als ambients condicionats originats en l'interior dels mateixos.

Les fonts més comunes són: les persones que es troben en els locals, la il·luminació i eventuals màquines que funcionin en el citats locals. Les càrregues tèrmiques degudes a aquestes eventuals màquines no s'han considerat, al no saber ni conèixer la quantitat de màquines, la utilització ni la disposició d'aquestes dins la vivenda.

A.6.1. Càrregues degudes als ocupants

En el cos humà es produeixen unes transformacions exotèrmiques, de les quals la intensitat és variable segons l'individu i l'activitat desenvolupada. La temperatura interior més favorable a aquestes transformacions és de 37ºC, amb una tolerància molt petita. El cos humà és capaç de mantenir aquesta temperatura dins les variacions bastant amplies de la temperatura ambient, gràcies a la seva facultat d'expulsar cap a l'exterior una quantitat més o menys important del calor desenvolupat.

Aquesta calor arriba al epidermis a través de la circulació sanguínia i es dissipa:

- Cap a les parets del local, per radiació.
- Cap a l'aire ambient, per convecció en l'epidermis i vies respiratòries.
- Cap a l'aire ambient, per evaporació en l'epidermis i vies respiratòries.

En el càlcul del calor generat pel cos humà s'ha de tenir en compte el calor sensible i latent segons la següent taula on es poden visualitzar els valors de les potències tèrmiques sensibles i latents despreses per un ocupant en funció de la seva activitat (i tipus de local) i de la temperatura seca del local.

Activitat	**Tipus de local**	**Adult (AM)**	**Temperatura seca del local (ºC)**							
			28		**26**		**24**		**21**	
			q_S	q_L	q_S	q_L	q_S	q_L	q_S	q_L
Assentat, en repòs	Teatre, escola primària	114	51	51	61	41	67	35	75	27
Assentat, treball lleuger	Escola secundària	131	52	64	63	53	70	46	79	37
Empleat oficina	Oficina, apartament, escola superior	139	52	79	63	68	71	60	82	49
De peu, marxa lenta	Magatzems, botigues	161	52	79	63	68	71	60	82	49
Assentat, de peu	Farmàcia	161	52	94	64	82	74	72	85	61
De peu, marxa lenta	Banc	161	52	94	64	82	74	72	85	61
Assentat	Restaurant	146	56	105	71	90	82	79	94	67
Treball lleuger taller	Fabrica, treball lleuger	234	56	163	72	147	86	133	107	112
Ball	Sala de ball	263	64	184	80	168	95	153	117	131
Marxa 5 km/h	Fabrica, treball penós	292	79	213	96	196	111	181	134	158

AM (dona adulta) = AM (home adult) x 0,86

AM (nen) = AM (home adult) x 0,75

Taula A.10. Potència tèrmica despresa per ocupant (W)

El valor del calor sensible es pot calcular tal i com mostra l'equació 9.

$$\overset{\circ}{Q}_{SP} = q_S \cdot n \qquad \text{(Eq.9)}$$

On:

$\overset{\circ}{Q}_{SP}$ = calor sensible degut a les persones (*kcal/h*)

q_S = calor sensible unitari (*kcal/h persona*)

n = numero mig de persones

El valor del calor latent es pot calcular tal i com mostra l'equació 10.

$$\overset{\circ}{Q}_{LP} = q_L \cdot n \qquad \text{(Eq.10)}$$

On:

$\overset{\circ}{Q}_{LP}$ = calor latent degut a les persones (*kcal/h*)

q_L = calor latent unitari (*kcal/h persona*)

n = numero mig de persones

S'estableix que els ocupants de la vivenda tindran una activitat de treball molt lleugera o assentat, i per tant, els resultats de les càrregues per ocupació són:

Calor sensible:

Numero de persones ocupants	Calor sensible per persona (kcal/h)	$\overset{\circ}{Q}_{SP}$ (kcal/h)
5	60	300
	Total	**300**

Taula A.11. Càrrega sensible deguda a l'ocupació

Calor latent:

Numero de persones ocupants	Calor latent per persona (kcal/h)	$\overset{\circ}{Q}_{LP}$ (kcal/h)
5	40	200
	Suma	**200**

Taula A.12. Càrrega latent deguda a l'ocupació

A.6.2. Càrrega deguda a la il·luminació

La il·luminació constitueix una font de calor sensible. Aquest calor s'emet per radiació, convecció i conducció.

Les làmpades d'incandescència transformen en llum, aproximadament, un 10% de l'energia absorbida, mentre que la resta es transforma en calor que es dissipa per radiació (de l'ordre del 75%), convecció i conducció (15% restant).

El calor sensible procedent d'una làmpada incandescent es pot calcular tal i com mostra l'equació 11.

$$\textit{Incandescent}\ \overset{\circ}{Q}_{SIL} = \text{Potència útil} \cdot 0{,}86 \qquad \text{(Eq.11)}$$

On:

Incandescent $\overset{\circ}{Q}_{SIL}$: calor sensible procedent d'una làmpada incandescent *(kcal/h)*

Potència útil: Potencia útil *(W)*

Els tubs fluorescents transformen un 25% de l'energia absorbida en llum, mentre que un altre 25% es dissipa per radiació cap a les parets que envolten el local, i el 50% restant es dissipa per conducció i convecció. S'ha d'afegir aproximadament un 20% de calor suplementari que és generat per les reactàncies de les làmpades.

El calor sensible procedent d'un tub fluorescent es pot calcular tal i com mostra l'equació 12.

$$Fluorescent\ \overset{\circ}{Q}_{SIL} = \text{Potència útil} \cdot 0{,}86 \cdot 1{,}25 \qquad \text{(Eq.12)}$$

On:

Fluorescent $\overset{\circ}{Q}_{SIL}$: calor sensible procedent d'un fluorescent *(kcal/h)*

Potència útil: Potencia útil *(W)*

Els resultat per les càrregues degudes a la il·luminació són:

Habitació	Il·luminació incandescent per habitació *(W)*	Factor	Total incandes. *(kcal/h)*	Il·luminació fluorescent per habitació *(W)*	Factor	Factor	Total fluores. *(kcal/h)*	$\overset{\circ}{Q}_{SIL}$ *(kcal/h)*
Entrada	100	0,86	86	0	0,86	1,25	0	86
Distribuïdor 1	100	0,86	86	0	0,86	1,25	0	86
Escala	100	0,86	86	0	0,86	1,25	0	86
Habit. 1	200	0,86	172	0	0,86	1,25	0	172
Habit. 2	200	0,86	172	0	0,86	1,25	0	172
Habit. 3	200	0,86	172	0	0,86	1,25	0	172
Bany 1	180	0,86	154,8	0	0,86	1,25	0	154,8
Distribuïdor 2	100	0,86	86	0	0,86	1,25	0	86
Passadís	100	0,86	86	0	0,86	1,25	0	86
Menjador	300	0,86	258	0	0,86	1,25	0	258
Cuina	300	0,86	258	0	0,86	1,25	0	258
Habit. 4	200	0,86	172	0	0,86	1,25	0	172
Habit. 5	200	0,86	172	0	0,86	1,25	0	172
Bany 2	180	0,86	154,8	0	0,86	1,25	0	154,8
Bany 3	180	0,86	154,8	0	0,86	1,25	0	154,8
Habit. 6	200	0,86	172	0	0,86	1,25	0	172
							Total	**2.442,4**

Taula A.13. Càrrega deguda a la il·luminació

A.7. Càlcul de les càrregues totals de refrigeració

A.7.1. Càrrega sensible efectiva total i càrrega latent efectiva total

La càrrega sensible efectiva total, $\overset{\circ}{Q}_{SE}$, és la suma de totes les càrregues sensibles, tal i com mostra l'equació 13:

$$\overset{\circ}{Q}_{SE} = \sum \overset{\circ}{Q}_{S} \qquad \text{(Eq.13)}$$

La càrrega latent efectiva total, $\overset{\circ}{Q}_{LE}$, és la suma de totes les càrregues latents, tal i com mostra l'equació 14:

$$\overset{\circ}{Q}_{LE} = \sum \overset{\circ}{Q}_{L} \qquad \text{(Eq.14)}$$

Les càrregues efectives totals son:

		(Kcal/h)
Sensible	Radiació solar	1.868,89
	Transmissió parets i sostres exteriors	477,58
	Transmissió finestres i portes exteriors	396,36
	Tancaments interiors	366,05
	Ventilació	849,49
	Ocupants	300,00
	Il·luminació	2.442,40
	Càrrega sensible efectiva total Q_{SE}	**6.700,77**
Latent	Ventilació	3.294,65
	Ocupants	200,00
	Càrrega latent efectiva total Q_{LE}	**3.494,65**
	TOTAL	**10.195,42**

Taula A.14. Càrregues tèrmiques de refrigeració totals

Dels resultats anteriors es divideix el total de les càrregues tèrmiques que necessitem en dos grups: les que ens aportarà el sostre radiant i les que ens aportarà el deshumidificador. Així, fent aquesta separació, és té la potència necessària que ha de vèncer cada instal·lació.

- Sostre radiant: **6.700,77 kcal/h**
- Deshumidificador: **3.494,65 Kcal/h**

A continuació es detallen els resultats de les necessitats tèrmiques de refrigeració que tenim per a cada habitació:

Càrregues aportades pel sostre radiant:

Planta Baixa

Habitació	Sup. *(m²)*	Radiac. Solar	Càrregues de transmissió				Vent. Sensible *(kcal/h)*	Ocup. Sensible *(kcal/h)*	Il·lumin. *(kcal/h)*	**Total**	
			parets *(kcal/h)*	sostre *(kcal/h)*	finestres i portes ext. *(kcal/h)*	tancaments interiors *(kcal/h)*				*(Kcal/h)*	(W)
Entrada	9,91	0,00	21,64	0,00	44,53	89,31	44,44	15,69	86,00	301,61	350,70
Distribuïdor	6,23	0,00	0,00	0,00	0,00	45,61	27,94	9,86	86,00	169,41	196,98
Habitació 1	12,26	125,70	26,77	0,00	21,80	50,09	54,98	19,41	172,00	470,75	547,38
Habitació 2	9,49	9,46	20,71	0,00	15,66	38,77	42,56	15,03	172,00	314,19	365,33
Habitació 3	13,74	211,43	30,01	0,00	36,67	56,14	61,62	21,76	172,00	589,63	685,61
Bany 1	8,14	87,10	17,77	0,00	15,10	64,68	36,50	12,89	154,80	388,84	452,14
Escala	5,24	0,00	11,44	0,00	0,00	21,41	23,50	8,30	86,00	150,65	175,17
Total	65,01	433,69	128,35	0,00	133,76	366,01	291,54	102,94	928,80	**2.385,11**	**2.773,38**

Planta 1ª

Distribuïdor	7,02	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	31,48	11,11	86,00	128,59	149,52
Menjador	35,84	364,56	108,54	0,00	71,36	0,00	160,73	56,76	258,00	1.019,95	1.185,98
Cuina	20,21	209,45	61,20	0,00	36,33	0,00	90,63	32,01	258,00	687,62	799,55
Habitació 4	12,06	209,45	36,51	0,00	36,33	0,00	54,08	19,10	172,00	527,47	613,33
Bany 2	6,65	89,90	20,13	0,00	15,59	0,00	29,82	10,53	154,80	320,77	372,98
Habitació 5	13,04	208,42	39,50	0,00	36,15	0,00	58,48	20,65	172,00	535,20	622,32
Passadís	2,06	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	9,23	3,26	86,00	98,52	114,55
Habitació 6	18,48	299,28	55,98	0,00	51,90	0,00	82,87	29,27	172,00	691,30	803,83
Bany 3	9,04	54,14	27,38	0,00	14,94	0,00	40,54	14,31	154,80	306,41	356,29
Total	124,4	1.435,2	349,23	0,00	262,60	0,00	557,86	197,00	1.513,60	**4.315,80**	**5.018,40**

TOTAL	**6.700,91**	**7.791,75**

Taula A.15. Càrregues tèrmiques per habitació a l'estiu (sostre radiant)

Càrregues aportades pel deshumidificador:

Planta Baixa

Habitació	Sup. *(m²)*	Ventil. Latent *(kcal/h)*	Ocup. latent *(kcal/h)*	**Total**	
				(Kcal/h)	*(W)*
Entrada	9,91	172,39	10,47	182,86	212,62
Distribuïdor	6,23	108,38	6,59	114,97	133,68
Habitació 1	12,26	213,28	12,95	226,23	263,05
Habitació 2	9,49	165,09	10,01	175,10	203,60
Habitació 3	13,74	239,02	14,52	253,54	294,81
Bany 1	8,14	141,60	8,60	150,20	174,65
Escala	5,24	91,15	5,53	96,68	112,41
Total	65,01	1.130,91	68,67	**1.199,58**	**1.394,86**

Planta 1ª

Distribuïdor	7,02	122,10	7,43	129,53	150,61
Menjador	35,84	623,39	37,85	661,24	768,88
Cuina	20,21	351,53	21,53	373,06	433,79
Habitació 4	12,06	209,77	12,72	222,49	258,70
Bany 2	6,65	115,66	7,02	122,68	142,65
Habitació 5	13,04	226,81	13,78	240,59	279,75
Passadís	2,06	35,83	2,17	38,00	44,18
Habitació 6	18,48	321,43	19,52	340,95	396,45
Bany 3	9,04	157,24	9,56	166,80	193,95
Total	124,4	2.163,76	131,58	**2.295,34**	**2.669,00**

TOTAL	**3.494,92**	**4.063,86**

Taula A.16. Càrregues tèrmiques per habitació a l'estiu (deshumidificador)

CÀLCUL DE LES CÀRREGUES TÈRMIQUES DE CALEFACCIÓ:

A.8. Transmissió de calor a través de l'estructura de l'edifici

El càlcul de la càrrega tèrmica per transmissió de calor a través de l'estructura de l'edifici per calefacció es realitza de la mateixa manera que pel de refrigeració a excepció de l'apartat de càlcul del flux de calor en parets i sostre exterior, el qual es realitza tal i com es descriu a continuació.

A.8.1. Càlcul del flux de calor en parets i sostre exterior.

El càlcul del flux de calor en paret i sostre exterior per les càrregues tèrmiques de calefacció es realitza tal i com es mostra en les equacions 15 i 16, tenint en compte que posteriorment el resultat s'ha de multiplicar pels seus coeficients d'orientació i d'intermitència.

$$\overset{\circ}{Q}_{SCPE} = K_P \cdot S_P \cdot (T^{a}_{interior} - T^{a}_{exterior}) \qquad \text{(Eq.15)}$$

$$\overset{\circ}{Q}_{SCSE} = K_S \cdot S_S \cdot (T^{a}_{interior} - T^{a}_{exterior}) \qquad \text{(Eq.16)}$$

On:

$\overset{\circ}{Q}_{SCPE}$ = flux de calor, transmès per la paret (*kcal/h*)

$\overset{\circ}{Q}_{SCSE}$ = flux de calor, transmès pel sostre exterior (*kcal/h*)

K = coeficient de transmissió (P = paret, S = sostre) (*kcal/m²hºC*)

S = superfície (P = paret, S = sostre) (*m²*)

$T^{a}_{interior}$ = temperatura interior del local (*ºC*)

$T^{a}_{exterior}$ = temperatura exterior del projecte (*ºC*)

Com que el sostre que tenim està format per pannells calefactats, la càrrega tèrmica a través d'aquest serà nul·la i només es tindran que sumar les càrregues degudes a les parets exteriors.

Els resultats obtinguts de les càrregues tèrmiques per transmissió en parets i sostres exteriors son:

Coeficient intermitència	1,080
Coeficient de transmissió fatxada	0,469 *(kcal/m²hºC)*
Tª exterior hivern Tª interior hivern	2,0 *(ºC)* 20,0 *(ºC)*

Façana	Coeficient orientació	Superfície en planta baixa *(m²)*	Superfície en planta 1ª *(m²)*	Δte *(ºC)*	$\dot{Q}^{\circ}_{SCPE}$ *(kcal/h)*
Est	1,00	14,12	27,002	18	374,92
Sud	0,95	0,00	34,116	18	295,49
Oest	1,00	11,22	19,902	18	283,75
Nord	1,05	29,48	39,806	18	663,29
				Total	**1.617,46**

Taula A.17. Càrrega deguda als tancaments exteriors

A.8.2. Càlcul de les càrregues tèrmiques de portes i finestres exteriors

El càlcul de les càrregues tèrmiques per transmissió de portes i finestres exteriors es realitza d'igual manera que en el cas de les càrregues tèrmiques per l'estiu, on es té com a temperatura exterior de projecte 2ºC i temperatura del local de 20ºC.

Els resultats que s'obtenen son:

	Tipus d'obertura	Habitació	Superfície *(m²)*	Coeficient de transmissió *(kcal/m²hºC)*	Tª exterior de projecte *(ºC)*	Tª interior del local *(ºC)*	$\dot{Q}_S^{\circ}$ (*kcal/h*)
Planta baixa	Finestra	Habit. 1	1,840	1,975	2	20	65,41
	Finestra	Habit. 2	1,322	1,975	2	20	46,99
	Finestra	Bany 1	1,275	1,975	2	20	45,32
	Porta principal	Entrada	2,474	3,000	2	20	133,59
	Balconera	Habit. 3	3,095	1,975	2	20	110,02
Planta 1ª	Finestra	Bany 2	1,316	1,975	2	20	46,78
	Finestra	Habit. 6	1,313	1,975	2	20	46,67
	Finestra	Bany 3	1,261	1,975	2	20	44,82
	Balconera	Menjador	4,175	1,975	2	20	148,42
	Balconera	Cuina	3,066	1,975	2	20	108,99
	Balconera	Habit. 4	3,066	1,975	2	20	108,99
	Balconera	Habit. 5	3,051	1,975	2	20	108,46
	Balconera	Habit. 6	3,068	1,975	2	20	109,06
	Porta	Menjador	1,848	1,975	2	20	65,69
						Total	**1.189,28**

Taula A.18. Càrrega deguda a portes i finestres exteriors

A.8.3. Càlcul de les càrregues tèrmiques per transmissió en tancaments interiors

Igualment que en el cas anterior, el càlcul d'aquestes càrregues es procedeix de la mateixa manera que en el cas d'estiu, però variant les temperatures del local i del local contigu. Els resultats d'aquestes càrregues son:

	Tipus d'obertura	Habitació	Local contigu	Superfície *(m²)*	Coeficient de transmissió *(kcal/m²hºC)*	Tª local contigu *(ºC)*	Tª interior del local *(ºC)*	$\mathring{Q}_S$ (*kcal/h*)
Planta baixa	Porta	Sala estar	Distribuïdor	1,680	3,000	20	11	45,36
	Porta	Garatge	Distribuïdor	1,680	3,000	20	11	45,36
	Envà	Bany	Sala d'estar	8,140	1,930	11	20	141,39
	Envà	Garatge	Entrada	12,650	1,930	20	11	219,73
	Terra	Planta baixa	Terreny	82,196	1,616	7	20	1.726,77
							Total	**2.178,61**

Taula A.19. Càrrega deguda a tancaments interiors

A.9. Càrrega deguda a infiltracions

Aquestes càrregues tèrmiques no s'han considerat tal i com ha succeït en el cas de refrigeració.

A.10. Càrrega per ventilació

Les càrregues tèrmiques per ventilació es calculen de la mateixa manera que les càrregues tèrmiques per ventilació de refrigeració. El resultat que s'obté és:

Aire de ventilació sensible

	Renovacions per hora d'aire *(l/h)*	Volum del local *(m³)*	Tª exterior de projecte *(ºC)*	Tª interior del local *(ºC)*	Factor $\rho \cdot C_p$ *(kcal/m³ºC)*	$\mathring{Q}_{SV}$ *(kcal/h)*
Planta baixa	1	162,53	2	20	0,299	874,73
Planta 1ª	1	310,99	2	20	0,299	1.673,74
					Suma	**2.548,48**

Taula A.20. Càrrega de ventilació sensible

Aire de ventilació latent

	Renovacions per hora d'aire *(l/h)*	Volum del local *(m³)*	Humitat exterior *(gr/kg)*	Humitat del local *(gr/kg)*	Factor $\rho \cdot hfg$ *(kcal·kg²/m³gr²)*	$\mathring{Q}_{LV}$ *(kcal/h)*
Planta baixa	1	162,53	2,55	7,288	0,72	554,44
Planta 1ª	1	310,99	2,55	7,288	0,72	1.060,89
					Suma	**1.615,34**

Taula A.21. Càrrega de ventilació latent

A.11. Càlcul de les càrregues totals

El càlcul de les càrregues totals es realitza de la mateixa manera que per les càrregues tèrmiques de refrigeració.

El càlcul de totes les càrregues tèrmiques de calefacció mencionades en els punts anteriors es pot observar en el quadre següent:

Càrrega efectiva total

		(Kcal/h)
	Transmissió parets i sostres exteriors	1.617,46
	Transmissió finestres i portes exteriors	1.189,28
	Tancaments interiors	2.178,61
	Ventilació	4.163,82
	TOTAL	**9.149,17**

Taula A.22. Càrregues tèrmiques de calefacció totals

A continuació es detallen els resultats de les necessitats tèrmiques de calefacció que tenim per a cada habitació:

Planta Baixa

Habitació	Sup. (m²)	Càrregues de transmissió				Ventil. (kcal/h)	**Total**	
		parets (kcal/h)	sostre (kcal/h)	finestres i portes ext. (kcal/h)	tancaments interiors (kcal/h)		(kcal/h)	(W)
Entrada	9,91	86,56	0,00	133,59	482,95	217,86	920,96	1.070,88
Distribuïdor	6,23	0,00	0,00	0,00	256,19	136,96	393,15	457,15
Habitació 1	12,26	107,06	0,00	65,41	325,64	269,52	767,63	892,59
Habitació 2	9,49	82,85	0,00	46,99	252,07	208,62	590,53	686,66
Habitació 3	13,74	120,04	0,00	110,02	364,95	302,05	897,06	1.043,09
Bany 1	8,14	71,10	0,00	45,32	357,60	178,94	652,96	759,25
Escala	5,24	45,76	0,00	0,00	139,18	115,19	300,13	348,98
Total	65,01	513,38	0,00	401,35	2.178,61	1.429,17	**4.522,42**	**5.258,62**

Planta 1ª

Distribuïdor	7,02	0,00	0,00	0,00	0,00	154,32	154,32	179,44
Menjador	35,84	343,26	0,00	214,11	0,00	787,85	1.345,22	1.564,20
Cuina	20,21	193,54	0,00	108,99	0,00	444,26	746,79	868,36
Habitació 4	12,06	115,46	0,00	108,99	0,00	265,10	489,55	569,24
Bany 2	6,65	63,67	0,00	46,78	0,00	146,18	256,63	298,40
Habitació 5	13,04	124,93	0,00	108,46	0,00	286,65	520,04	604,69
Passadís	2,06	0,00	0,00	0,00	0,00	45,28	45,28	52,65
Habitació 6	18,48	177,03	0,00	155,73	0,00	406,23	738,99	859,29
Bany 3	9,04	86,59	0,00	44,82	0,00	198,72	330,13	383,87
Total	124,4	1.104,49	0,00	787,88	0,00	2.734,59	**4.626,95**	**5.380,17**

Total	**9.149,37**	**10.638,80**

Taula A.23. Càrregues tèrmiques per habitació a l'hivern

Pàgina

ÍNDEX

ANNEX B. DISSENY I CÀLCUL INSTAL·LACIÓ SOSTRE RADIANT . 1

B.1. Càlcul de les temperatures del sostre i de l'aigua d'impulsió en refrigeració 1

B.2. Càlcul de les temperatures del sostre i de l'aigua d'impulsió en calefacció..... 3

B.3. Determinació del cabal d'aigua 5

B.4. Càlcul de la potència frigorífica instal·lada per habitació..... 8

B.5. Càlcul de la potència calorífica instal·lada per habitació..... 10

B.6. Determinació de cabals i temperatures segons la potència instal·lada..... 12

B.7. Pèrdues de càrrega de la instal·lació 14

B.8. Resum general instal·lació hidràulica 27

B.9. Equip de generació d'aigua calenta i freda 27

B.10. Bombes de circulació..... 30

B.11. Càlcul del dipòsit d'inèrcia 33

B.12. Càlcul del vas d'expansió 34

B.13. Disseny i càlcul del deshumidificador 37

B.13.1. Característiques del deshumidificador de la planta baixa..... 40

B.13.2. Característiques del deshumidificador de la primera planta. 51

B.14. Disseny i càlcul conductes de ventilació 62

B.14.1. Cabals d'aire de la xarxa de conductes 71

B.14.2. Determinació de la xarxa de conductes a la planta baixa 72

B.14.3. Determinació de la xarxa de conductes a la planta primera..... 77

ANNEX B. DISSENY I CÀLCUL INSTAL·LACIÓ SOSTRE RADIANT

B.1. Càlcul de les temperatures del sostre i de l'aigua d'impulsió en refrigeració

Un dels grans inconvenients dels sostres radiants és la possibilitat de formació de condensacions. Per tant, és imprescindible fer un càlcul acurat sobre la temperatura de la superfície del sostre i de la temperatura de l'aigua d'impulsió que s'haurà d'aportar. Com que cada habitació disposa d'un circuit independent el qual es podrà governar a través d'un col·lector principal, es realitza el càlcul per a cada una de les habitacions de la vivenda.

Per trobar la temperatura de la superfície del sostre, s'utilitza l'equació 1.

$$q = K \cdot (T_o - T_s) \qquad \text{(Eq.1)}$$

On:

q = Potència necessària per superfície d'habitació *(W/m²)*

K = Coeficient de transmissió tèrmica del sostre *(W/m² ºC)* i que equival a $K = 10\ W/m^2\,ºC$

T_o = Temperatura operativa de l'aire ambient *(ºC)* i segons el disseny de la nostra instal·lació equival a $T_o = 25ºC$

T_s = Temperatura superficial del sostre *(ºC)*

Els tres banys que hi ha a la vivenda, no es tindran en compte, ja que en l'època d'estiu aquests circuits es mantindran tancats per la possibilitat de creació de condensacions i només es farà circular aigua de tant en tant per tal de mantenir la instal·lació en condicions òptimes.

Per trobar la temperatura de l'aigua d'impulsió que es necessita, es calcula mitjançant l'equació 2.

$$q = K \cdot (T_s - T_i) \qquad \text{(Eq.2)}$$

On:

q = Potència necessària per superfície d'habitació *(W/m²)*

K = Coeficient de transmissió tèrmica entre sostre i tub *(W/m²ºC)* i que equival a K= *6W/m²ºC*

T_s = Temperatura superficial del sostre *(ºC)*

T_i = Temperatura d'impulsió de l'aigua *(ºC)*

Planta Baixa

Habitació	Superfície *(m²)*	Potència necessària *(W)*	Potència necessària per superfície *(W/m²)*	Temperatura sostre *(ºC)*	Temperatura aigua impulsió *(ºC)*
Entrada	9,91	350,70	35,38	21,46	15,56
Distribuïdor	6,23	196,98	31,61	21,83	16,56
Habitació 1	12,26	547,38	44,64	20,53	13,09
Habitació 2	9,49	365,33	38,49	21,15	14,73
Habitació 3	13,74	685,61	49,89	20,01	11,69
Escala	5,24	175,17	33,43	21,65	16,07
Total	56,87	2.321,24	40,81	20,91	14,10

Planta 1ª

Distribuïdor	7,02	149,52	21,29	22,87	19,32
Menjador	35,84	1.185,98	33,09	21,69	16,17
Cuina	20,21	799,55	39,56	21,04	14,44
Habitació 4	12,06	613,33	50,85	19,91	11,43
Habitació 5	13,04	622,32	47,72	20,22	12,26
Passadís	2,06	114,55	55,60	19,44	10,17
Habitació 6	18,48	803,83	43,49	20,65	13,40
Total	108,71	4.289,13	39,45	21,05	14,47

Taula B.1. Paràmetres inicials de disseny del sostre en mode refrigeració

B.2. Càlcul de les temperatures del sostre i de l'aigua d'impulsió en calefacció

D'igual manera que en el sistema de refrigeració, es calcula la temperatura del sostre radiant i la temperatura de l'aigua d'impulsió quan s'utilitza el sistema per calefacció. En aquest cas, pel càlcul de la temperatura del sostre s'utilitza l'equació 3.

$$q = K \cdot (T_s - T_o) \qquad \text{(Eq.3)}$$

On:

q = Potència necessària per superfície d'habitació *(W/m²)*

K = Coeficient de transmissió tèrmica del sostre *(W/m²ºC)* i que equival a $K = 10\ W/m^2 ºC$

T_o = Temperatura operativa de l'aire ambient *(ºC)* i segons el disseny de la nostra instal·lació equival a $T_o = 20ºC$

T_s = Temperatura superficial del sostre *(ºC)*

Per trobar la temperatura de l'aigua d'impulsió que es necessita, es calcula mitjançant l'equació 4.

$$q = K \cdot (T_i - T_s) \qquad \text{(Eq.4)}$$

On:

q = Potència necessària per superfície d'habitació *(W/m²)*

K = Coeficient de transmissió tèrmica entre sostre i tub *(W/m²ºC)* i que equival a $K = 6W/m^2 ºC$

T_i = Temperatura d'impulsió de l'aigua *(ºC)*

T_s = Temperatura superficial del sostre *(ºC)*

Planta Baixa

Habitació	Superfície *(m²)*	Potència necessària *(W)*	Potència necessària per superfície *(W/m²)*	Temperatura sostre *(ºC)*	Temperatura aigua impulsió *(ºC)*
Entrada	9,91	1.070,88	108,06	30,80	48,81
Distribuïdor	6,23	457,15	73,37	27,33	39,55
Habitació 1	12,26	892,59	72,80	27,28	39,41
Habitació 2	9,49	686,66	72,35	27,23	39,28
Habitació 3	13,74	1.043,09	75,91	27,59	40,24
Bany 1	8,14	759,25	93,27	29,32	44,86
Escala	5,24	348,98	66,59	26,65	37,74
Total	65,01	5.258,62	80,88	28,08	41,56

Planta 1ª

Distribuïdor	7,02	179,44	25,56	22,55	26,81
Menjador	35,84	1.564,20	43,64	24,36	31,63
Cuina	20,21	868,36	42,96	24,29	31,45
Habitació 4	12,06	569,24	47,20	24,72	32,58
Bany 2	6,65	298,40	44,87	24,48	31,95
Habitació 5	13,04	604,69	46,37	24,63	32,35
Passadís	2,06	52,65	25,55	22,55	26,80
Habitació 6	18,48	859,29	46,49	24,64	32,39
Bany 3	9,04	383,87	42,46	24,24	31,32
Total	124,4	5.380,17	43,24	24,32	31,52

Taula B.2. Paràmetres inicials de disseny del sostre en mode calefacció

B.3. Determinació del cabal d'aigua

La instal·lació estarà dividida en dos circuits secundaris, els quals s'ha de calcular el cabal necessari per a cadascun. Cada circuit correspon a una planta.

Per tal de poder trobar el cabal, s'estima que el salt tèrmic de l'aigua entre la impulsió i el retorn és de 3ºC a l'estiu i de 10ºC a l'hivern.

S'utilitza l'equació 5 per tal de poder determinar el cabal necessari per habitació. El cabal total, serà la suma dels diferents cabals que es necessita per totes les habitacions que es troben en una mateixa planta.

$$Q = m_a \cdot C_e \cdot \rho_a \cdot (T_i - T_r) \qquad \text{(Eq.5)}$$

On:

Q = Potència necessària per habitació *(kcal/h)*

m_a = Cabal d'aigua *(m³/h)*

C_e = Calor específic de l'aigua *(Kcal/KgºC)* $C_e = 1$ *Kcal/KgºC*

ρ_a = densitat aigua (kg/m³) $\rho_a = 1.000$ *kg/m³*

T_i = Temperatura d'impulsió de l'aigua *(ºC)*

T_s = Temperatura de retorn de l'aigua *(ºC)*

Els cabals necessaris d'aigua pels mesos d'estiu són:

Planta Baixa

Habitació	Potència necessària *(Frig/h)*	Cabal aigua *(l/h)*
Entrada	301,61	100,53
Distribuïdor	169,41	56,47
Habitació 1	470,75	156,91
Habitació 2	314,19	104,73
Habitació 3	589,63	196,54
Bany 1	388,84	129,61
Escala	150,65	50,21
Total	2.385,11	795,02

Planta 1ª

Distribuïdor	128,59	42,86
Menjador	1.019,95	339,98
Cuina	687,62	229,20
Habitació 4	527,47	175,82
Bany 2	320,77	106,92
Habitació 5	535,20	178,40
Passadís	98,52	32,84
Habitació 6	691,30	230,43
Bany 3	306,41	102,13
Total	4.315,80	1.438,60

Taula B.3. Cabal necessari per a cada circuit en mode refrigeració

Els cabals necessaris d'aigua pels mesos d'hivern són:

Planta Baixa

Habitació	Potència necessària *(Kcal/h)*	Cabal aigua *(l/h)*
Entrada	920,96	92,09
Distribuïdor	393,15	39,31
Habitació 1	767,63	76,76
Habitació 2	590,53	59,05
Habitació 3	897,06	89,70
Bany 1	652,96	65,29
Escala	300,13	30,01
Total	4.522,42	452,24

Planta 1ª

Distribuïdor	154,32	15,43
Menjador	1.345,22	134,52
Cuina	746,79	74,67
Habitació 4	489,55	48,95
Bany 2	256,63	25,66
Habitació 5	520,04	52,00
Passadís	45,28	4,52
Habitació 6	738,99	73,89
Bany 3	330,13	33,01
Total	4.626,95	462,26

Taula B.4. Cabal necessari per cada circuit en mode calefacció

B.4. Càlcul de la potència frigorífica instal·lada per habitació

Temperatura entrada aigua: 14ºC

Potència que transmeten els pannells: 67W/m² (43W/pannell) (veure figura B.1.)

Superfície per pannell: 0,636m²

Planta baixa

Habitació	Superfície habitació *(m²)*	Nº pannells	Superfície pannells *(m²)*	% superfície ocupada per pannells	Potència instal·lada	
					(W)	*(Frig/h)*
Entrada	9,91	9	5,724	57,76	383,50	329,81
Distribuïdor	6,23	6	3,816	61,25	255,67	219,87
Habitació 1	12,26	14	8,904	72,62	596,56	513,04
Habitació 2	9,49	10	6,36	67,01	426,12	366,46
Habitació 3	13,74	15	9,54	69,43	639,18	549,69
Bany 1	8,14	8	5,088	62,50	340,89	293,17
Escala	5,24	3	1,908	36,41	127,83	109,93

Planta primera

Distribuïdor	7,02	7	4,452	63,41	298,28	256,52
Menjador	35,84	24	15,264	81,63	1.960,15	1.685,73
		22	13,992			
Cuina	20,21	24	15,264	75,52	1.022,68	879,51
Habitació 4	12,06	14	8,904	73,83	596,56	513,04
Bany 2	6,65	8	5,088	76,51	340,89	293,17
Habitació 5	13,04	15	9,54	73,16	639,18	549,69
Passadís	2,06	2	1,272	61,74	85,22	73,29
Habitació 6	18,48	22	13,992	75,71	937,46	806,21
Bany 3	9,04	9	5,724	63,31	383,50	329,81
				Total	**9.033,74**	**7.769,02**

Taula B.5. Nombre de pannells i potència instal·lada en mode refrigeració

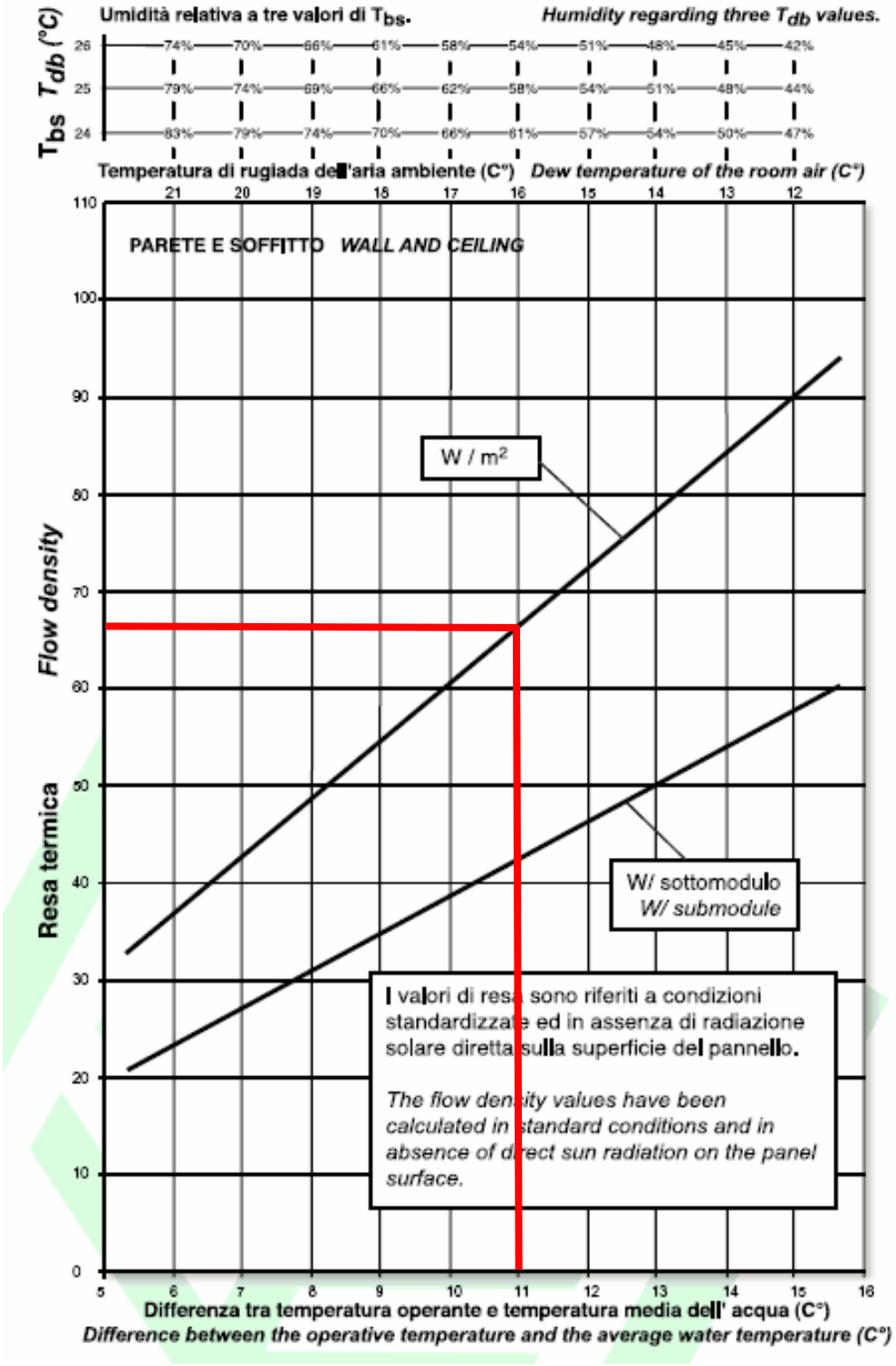


Fig. B.1. Gràfica potència aportada per pannell a l'estiu

B.5. Càlcul de la potència calorífica instal·lada per habitació

Temperatura entrada aigua: 40ºC

Potència que transmeten els pannells: 122W/m² (78W/pannell) (veure figura B.2.)

Superfície per pannell: 0,636m²

Planta baixa

Habitació	Superfície habitació *(m²)*	Nº pannells	Superfície pannells *(m²)*	% superfície ocupada per pannells	Potència instal·lada	
					(W)	*(Kcal/h)*
Entrada	9,91	9	5,724	57,76	698,32	600,56
Distribuïdor	6,23	6	3,816	61,25	465,55	400,37
Habitació 1	12,26	14	8,904	72,62	1.086,28	934,20
Habitació 2	9,49	10	6,36	67,01	775,92	667,29
Habitació 3	13,74	15	9,54	69,43	1.163,88	1.000,93
Bany 1	8,14	8	5,088	62,50	620,73	533,83
Escala	5,24	3	1,908	36,41	232,77	200,18

Planta primera

Distribuïdor	7,02	7	4,452	63,41	543,14	467,10
Menjador	35,84	24	15,264	81,63	3.569,23	3.069,53
		22	13,992			
Cuina	20,21	24	15,264	75,52	1.862,20	1.601,49
Habitació 4	12,06	14	8,904	73,83	1.086,28	934.20
Bany 2	6,65	8	5,088	76,51	620,73	533,83
Habitació 5	13,04	15	9,54	73,16	1.163,88	1.000,93
Passadís	2,06	2	1,272	61,74	155,18	133,45
Habitació 6	18,48	22	13,992	75,71	1.707,02	1.468,04
Bany 3	9,04	9	5,724	63,31	698,32	600,56
				Total	**16.449,43**	**14.146,51**

Taula B.6. Nombre de pannells i potència instal·lada en mode calefacció

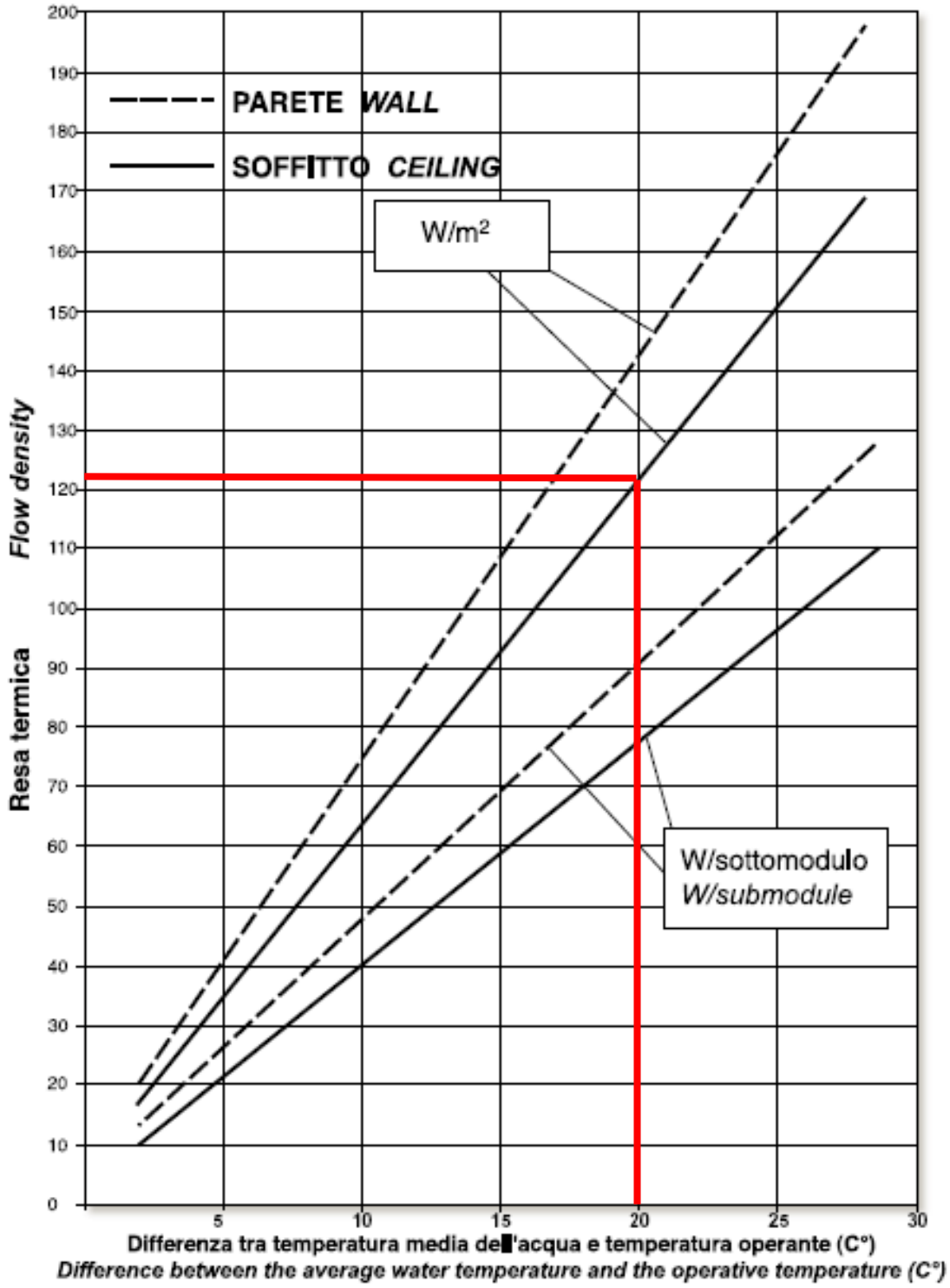


Fig. B.2. Gràfica potència aportada per pannell a l'hivern

B.6. Determinació de cabals i temperatures segons la potència instal·lada

Una vegada s'ha determinat el nombre de pannells situat a cada habitació i sabent que s'ha utilitzat aigua d'entrada a 14ºC per l'estiu i 40ºC per l'hivern, i segons el fabricant ens recomana que per un rendiment òptim dels pannells és necessari un cabal de 17,5 l/h per mòdul o pannell; es calcula el cabal total que hi haurà a cada circuit, la temperatura superficial del sostre i la diferència de temperatura de l'aigua en cada circuit.

Es considera cada circuit, el compost des de la sortida del col·lector principal que hi haurà a cada planta fins a la totalitat dels pannells que hi ha a cada habitació.

Habitació	Superfície *(m²)*	Nº pannells	Potència instal·lada *(W)*	Tª sostre *(ºC)*	Cabal *(l/h)*	Tª aigua impulsió *(ºC)*	Tª aigua retorn *(ºC)*	Volum d'aigua *(litres)*
Entrada	9,91	9	383,50	21,13	157,5	14	16,09	1,35
Distribuïdor	6,23	6	255,67	20,89	105,0	14	16,09	0,90
Habitació 1	12,26	14	596,56	20,13	245,0	14	16,09	2,10
Habitació 2	9,49	10	426,12	20,51	175,0	14	16,09	1,50
Habitació 3	13,74	15	639,18	20,34	262,5	14	16,09	2,25
Bany 1	8,14	8	340,89	20,81	140,0	14	16,09	1,20
Escala	5,24	3	127,83	22,56	52,5	14	16,09	0,45
TOTAL	**65,01**	**65**	**2.769,75**	**20,74**	**1.137,5**	**14**	**16,09**	**9,75**
Distribuïdor	7,02	7	298,28	20,75	122,5	14	16,09	1,05
Menjador	35,84	24	1.960,15	19,53	420	14	16,09	3,60
		22			385	14	16,09	3,30
Cuina	20,21	24	1.022,68	19.94	420,0	14	16,09	3,60
Habitació 4	12,06	14	596,56	20,05	245,0	14	16,09	2,10
Bany 2	6,65	8	340,89	19,87	140,0	14	16,09	1,20
Habitació 5	13,04	15	639,18	20,09	262,5	14	16,09	2,25
Passadís	2,06	2	85,22	20,86	35,0	14	16,09	0,30
Habitació 6	18,48	22	937,46	19,92	385,0	14	16,09	3,30
Bany 3	9,04	9	383,50	20,75	157,5	14	16,09	1,35
TOTAL	**124,4**	**147**	**6.263,92**	**19,96**	**2.572,5**	**14**	**16,09**	**22,05**

Taula B.7. Resultats finals en mode refrigeració

Habitació	Superfície *(m²)*	Nº pannells	Potència instal·lada *(W)*	Tª sostre *(ºC)*	Cabal *(l/h)*	Tª aigua impulsió *(ºC)*	Tª aigua retorn *(ºC)*	Volum d'aigua *(litres)*
Entrada	9,91	9	698,32	27,04	157,5	40	36,18	1,35
Distribuïdor	6,23	6	465,55	27,47	105,0	40	36,18	0,90
Habitació 1	12,26	14	1.086,28	28,86	245,0	40	36,18	2,10
Habitació 2	9,49	10	775,92	28,17	175,0	40	36,18	1,50
Habitació 3	13,74	15	1.163,88	28,47	262,5	40	36,18	2,25
Bany 1	8,14	8	620,73	27,62	140,0	40	36,18	1,20
Escala	5,24	3	232,77	24,44	52,5	40	36,18	0,45
TOTAL	**65,01**	**65**	**5.043,45**	**27,75**	**1.137,5**	**40**	**36,18**	**9,75**
Distribuïdor	7,02	7	543,14	27,73	122,5	40	36,18	1,05
Menjador	35,84	24	3.569,23	29,95	420,0	40	36,18	3,60
		22			385,0	40	36,18	3,30
Cuina	20,21	24	1.862,20	29,21	420,0	40	36,18	3,60
Habitació 4	12,06	14	1.086,28	29,00	245,0	40	36,18	2,10
Bany 2	6,65	8	620,73	29,33	140,0	40	36,18	1,20
Habitació 5	13,04	15	1.163,88	28,92	262,5	40	36,18	2,25
Passadís	2,06	2	155,18	27,53	35,0	40	36,18	0,30
Habitació 6	18,48	22	1.707,02	29,23	385,0	40	36,18	3,30
Bany 3	9,04	9	698,32	27,72	157,5	40	36,18	1,35
TOTAL	**124,4**	**147**	**11.405,98**	**29,16**	**2.572,5**	**40**	**36,18**	**22,05**

Taula B.8. Resultats finals en mode calefacció

B.7. Pèrdues de càrrega de la instal·lació

Per tal de determinar la màxima pèrdua de càrrega que es tindrà a la instal·lació, s'ha d'estudiar i calcular quina pèrdua de càrrega hi haurà en cada circuit secundari, des del col·lector principal fins als pannells radiants i als deshumidificadors.

Una vegada determinades aquestes pèrdues, s'hauran de calcular les pèrdues de càrrega dels circuits primaris, és a dir, els circuits que connecten l'equip de generació d'aigua freda i calenta fins als col·lectors principals.

Pèrdues de càrrega en els pannells radiants

Segons el fabricant PLANTERM, un pannell de tubs capil·lars amb una secció de 0,636m² d'un sol mòdul i un cabal de 17,5 l/h té una pèrdua de càrrega de 1m.c.a. A continuació es mostra una taula amb 1, 4 i 8 pannells de tubs capil·lars, les diferents pèrdues de càrrega que tindrem en funció del cabal.

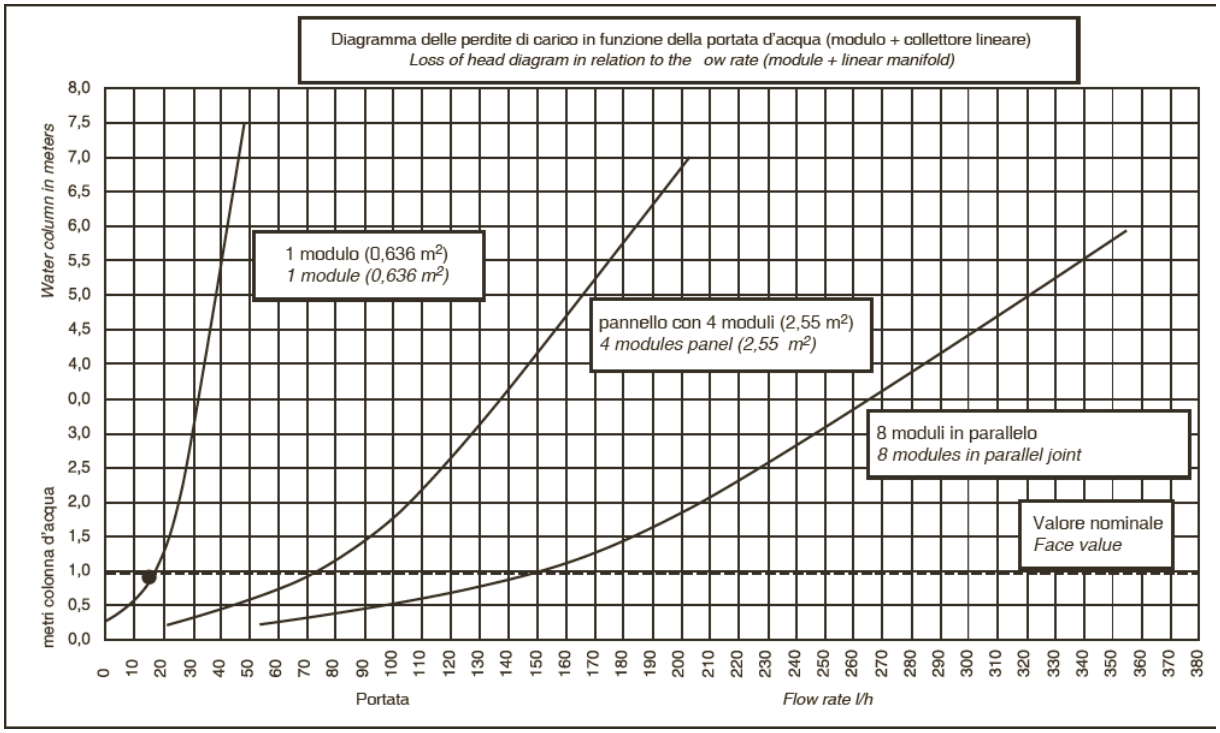


Fig. B.3. Pèrdues de càrrega dels pannells radiants

Les pèrdues de càrrega de cada circuit, tenint en compte només els pannells radiants i els col·lectors lineal que els uneixen són les següents:

Habitació	Nº circuit	Nº Col·lector	Nº Pannells	Cabal *(l/h)*	Pèrdua de càrrega *(mm.c.a)*
Entrada	1	1	9	157,5	1.000
Distribuïdor	2		6	105,0	1.000
Habitació 1	3		14	245,0	1.000
Habitació 2	4		10	175,0	1.000
Habitació 3	5		15	262,5	1.000
Bany 1	6		8	140,0	1.000
Escala	7		3	52,5	1.000
Deshumidificador	8			252,0	700
TOTAL			65	1.389,5	
Distribuïdor + Passadís	1	2	9	157,5	1.000
Menjador	2		24	420,0	1.000
	3		22	385,0	1.000
Cuina	4		24	420,0	1.000
Habitació 4	5		14	245,0	1.000
Bany 2	6		8	140,0	1.000
Habitació 5	7		15	262,5	1.000
Habitació 6	8		22	385,0	1.000
Bany 3	9		9	157,5	1.000
Deshumidificador	10			480	1.200
TOTAL			147	3.052,5	

Taula B.9. Pèrdues de càrrega dels pannells i dels deshumidificadors

Pèrdues de càrrega de les canonades d'impulsió i de retorn dels circuits secundaris

Les canonades de distribució d'aigua des del col·lector principal fins als pannells radiants són de polibutilè de diàmetre de Ø20x2. En la gràfica següent podem obtenir els valors de les pèrdues de càrrega en funció del cabal pel tubs de polibutilè que connecten els pannells radiants amb el col·lector principal. A la longitud total de les canonades s'ha de sumar la longitud equivalent dels accessoris, colzes, tes, maneguets, vàlvules, etc.

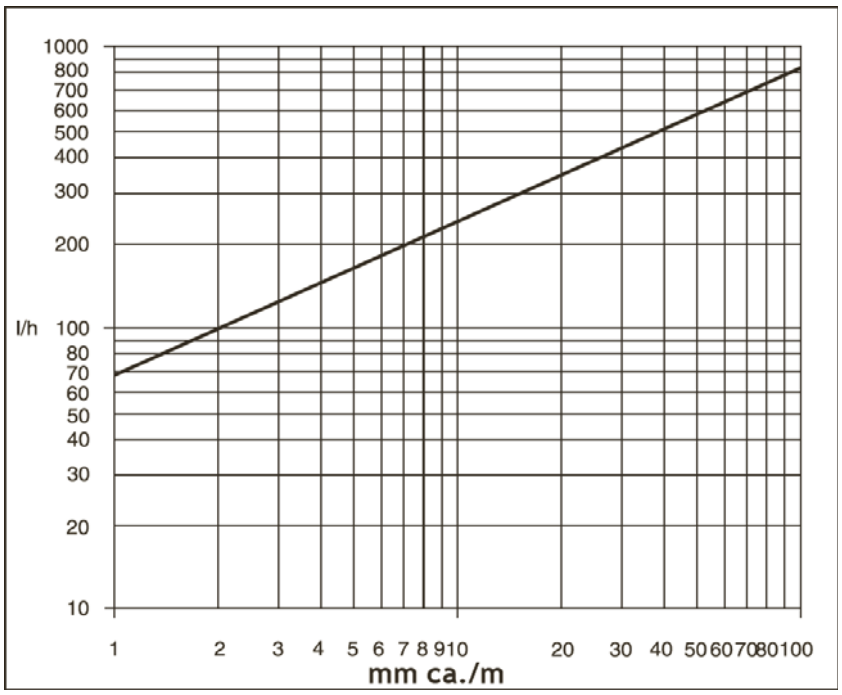


Fig. B.4. Pèrdues de càrrega del tub de polibutilè de 20x2

Habitació	Nº circuit	Nº Col·lector	Cabal *(l/h)*	Long. total tub *(m)*	Long. equiv. acc. *(m)*	Pèrdua de càrrega unitària *(mm.c.a/m)*	Pèrdua de càrrega *(mm.c.a)*
Entrada	1	1	157,5	8,38	15,84	5	121,10
Distribuïdor	2		105,0	8,80	15,06	2,6	62,03
Habitació 1	3		245,0	14,16	15,06	10	292,20
Habitació 2	4		175,0	13,28	15,84	6,5	189,28
Habitació 3	5		262,5	22,90	13,64	11	401,94
Bany 1	6		140,0	21,14	15,06	4	144,80
Escala	7		52,5	12,10	13,64	0,5	12,87
Deshumidificador	8		252,0	11,80	15,06	10	268,60
Distribuïdor + Passadís	1	2	157,5	12,16	14,42	5	132,90
Menjador	2		420,0	19,23	15,84	22	771,54
	3		385,0	19,66	15,84	19	674,50
Cuina	4		420,0	24,40	13,64	22	836,88
Habitació 4	5		245,0	15,62	10,66	10	262,80
Bany 2	6		140,0	14,28	15,84	4	120,48
Habitació 5	7		262,5	18,74	15,84	11	380,38
Habitació 6	8		385,0	14,44	13,64	19	533,52
Bany 3	9		157,5	15,78	13,64	5	147,10
Deshumidificador	10		480,0	9,70	17,26	28	754,88

Taula B.10. Pèrdues de càrrega canonades d'impulsió i retorn circuit secundari

Longitud equivalent dels accessoris de les canonades del circuit secundari

Cada circuit disposarà de diferents elements, com ara colzes, maneguets, vàlvules de pas, etc. que provocaran una pèrdua de càrrega en la instal·lació. Per tal de determinar la pèrdua total que hi haurà en cada circuit s'ha de sumar la longitud equivalent dels diferents accessoris a la longitud de la canonada i multiplicar la longitud total per la pèrdua de càrrega unitària, tal i com es veu en la taula B.10.

Tots els accessoris són de diàmetre exterior de 20mm i les longituds equivalents dels diferents circuits s'especifica en la taula B.12.

	PÉRDIDAS DE CARGA EN ACCESORIOS [m de tubería equivalente] DIÁMETRO EXTERIOR DE LA TUBERÍA										
TIPO DE ACCESORIO	16	17	20	25	32	40	50	63	75	90	110
Manguito de unión	0,00	0,00	0,04	0,05	0,07	0,09	0,11	0,16	0,21	0,26	0,35
Manguito reducido	0,53	-	0,88	1,14	1,49	1,75	2,28	3,50	4,03	5,25	7,00
Codo	0,88	-	1,10	1,33	1,77	2,31	2,99	3,40	3,52	3,87	5,15
Te	0,26	-	0,35	0,53	0,70	0,88	1,05	1,23	1,40	1,58	1,75
Llave de corte	2,35	-	3,05	3,99	5,06	6,06	7,93	9,64	11,71	15,40	18,90

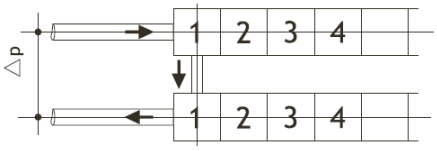
Taula. B.11. Longituds equivalents accessoris

Habitació	Nº circuit	Colzes	Maneguet d'unió	Té	Vàlvula de pas	Longitud equiv. *(m)*
Entrada	1	8	6	2	2	15,84
Distribuïdor	2	8	4	-	2	15,06
Habitació 1	3	8	4	-	2	15,06
Habitació 2	4	8	6	2	2	15,84
Habitació 3	5	6	6	2	2	13,64
Bany 1	6	8	4	-	2	15,06
Escala	7	6	6	2	2	13,64
Deshumidificador	8	8	4	-	2	15,06
Distribuïdor + Passadís	1	6	8	4	2	14,42
Menjador	2	8	6	2	2	15,84
	3	8	6	2	2	15,84
Cuina	4	6	6	2	2	13,64
Habitació 4	5	4	4	-	2	10,66
Bany 2	6	8	6	2	2	15,84
Habitació 5	7	8	6	2	2	15,84
Habitació 6	8	6	6	2	2	13,64
Bany 3	9	6	6	2	2	13,64
Deshumidificador	10	10	4	-	2	17,26

Taula B.12. Longituds equivalents totals circuits secundaris

Pèrdues de càrrega en els col·lectors principals

Les pèrdues de càrrega en els col·lectors principals es determinen a partir de la gràfica següent facilitada pel propi fabricant.



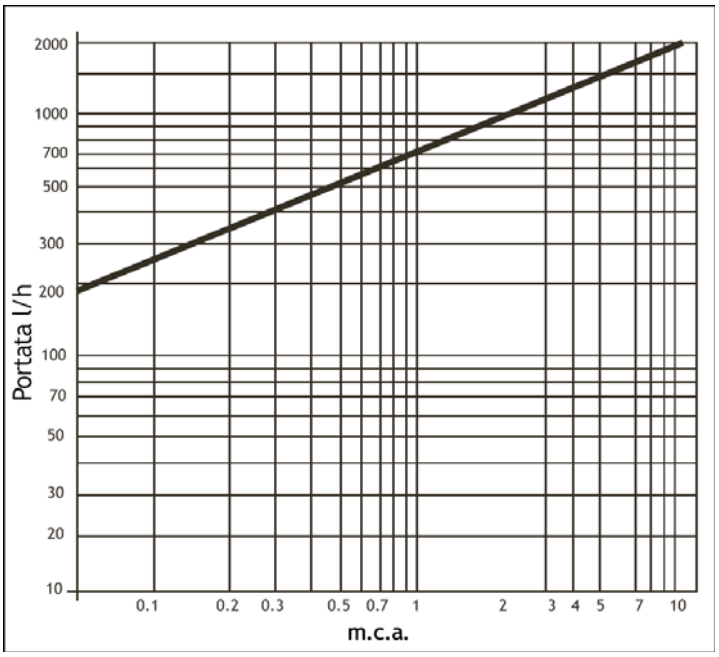


Fig. B.5. Pèrdues de càrrega del col·lector principal

Habitació	Nº circuit	Nº Col·lector	Cabal *(l/h)*	Pèrdua de càrrega *(mm.c.a)*
Entrada	1	1	157,5	19,38
Distribuïdor	2		105,0	11,22
Habitació 1	3		245,0	64,28
Habitació 2	4		175,0	33,16
Habitació 3	5		262,5	70,40
Bany 1	6		140,0	19,38
Escala	7		52,5	3,57
Deshumidificador	8		252,0	65,30
Distribuïdor + Passadís	1	2	157,5	19,38
Menjador	2		420,0	310,00
	3		385,0	270,00
Cuina	4		420,0	310,00
Habitació 4	5		245,0	64,28
Bany 2	6		140,0	19,38
Habitació 5	7		262,5	70,40
Habitació 6	8		385,0	270,00
Bany 3	9		157,5	19,38
Deshumidificador	10		480,0	450,00

Taula B.13. Pèrdues de càrrega en el col·lector principal

Pèrdues de càrrega totals en els circuits secundaris

Habitació	Nº circuit	Pèrdua de càrrega pannells *(mm.c.a)*	Pèrdua de càrrega canonades *(mm.c.a)*	Pèrdua de càrrega col·lector principal *(mm.c.a)*	Pèrdua de càrrega total *(mm.c.a)*
Entrada	1	1.000	121,10	19,38	1.140,48
Distribuïdor	2	1.000	62,03	11,22	1.073,25
Habitació 1	3	1.000	292,20	64,28	1.356,48
Habitació 2	4	1.000	189,28	33,16	1.222,44
Habitació 3	5	1.000	401,94	70,40	1.472,34
Bany 1	6	1.000	144,80	19,38	1.164,18
Escala	7	1.000	12,87	3,57	1.016,44
Deshumidificador	8	700	268,60	65,30	1.033,90
Distribuïdor + Passadís	1	1.000	132,90	19,38	1.152,28
Menjador	2	1.000	771,54	310,00	2.081,54
	3	1.000	674,50	270,00	1.944,50
Cuina	4	1.000	836,88	310,00	2.146,88
Habitació 4	5	1.000	262,80	64,28	1.327,08
Bany 2	6	1.000	120,48	19,38	1.139,86
Habitació 5	7	1.000	380,38	70,40	1.450,78
Habitació 6	8	1.000	533,52	270,00	1.803,52
Bany 3	9	1.000	147,10	19,38	1.166,48
Deshumidificador	10	1.200	754,88	450,00	2.404,88

Taula B.14. Pèrdues de càrrega totals circuit secundari

Amb els resultats anteriors, el cabal necessari i la màxima pèrdua de càrrega pel circuit de la planta baixa i la primera planta seran:

	Cabal *(l/h)*	Pèrdua de càrrega *(mm.c.a)*
Planta baixa	1.389,5	1.472,34
Planta primera	3.052,5	2.404,88

Taula B.15. Cabals i pèrdua de càrrega màxima circuits secundaris

La màxima pèrdua de càrrega per la planta baixa es dóna en el circuit de l'habitació 3 que és la més allunyada del col·lector principal. Pel que fa a la primera planta, la màxima pèrdua de càrrega es dóna en el circuit que va des del col·lector principal fins a les bateries de pre i post tractament de la màquina deshumidificadora.

Pèrdues de càrrega dels circuit primaris

Tal i com s'ha descrit en els apartats anterior, la instal·lació hidràulica està dividida en dos circuits, un per la planta baixa i l'altre per la planta primera.

Cada circuit transporta l'aigua des del dipòsit d'inèrcia fins als col·lectors principals mitjançant unes bombes circuladores.

Abans de realitzar el càlculs de pèrdues de càrrega que hi haurà en els circuits primaris, caldrà dimensionar les canonades de distribució i retorn de l'aigua fins al col·lectors.

Dimensionament canonades circuit primari

La pèrdua de càrrega depèn de la rugositat interior de la canonada i de la velocitat de circulació de l'aigua. A més velocitat de circulació es tindrà una major pèrdua de càrrega i també més soroll.

Per tant, la velocitat en instal·lacions d'aigua s'ha de mantenir entre:
· Velocitat mínima: 0,5 *m/s* (per evitar sedimentacions)
· Velocitat màxima: 2 *m/s* (en vivendes i hotels, per tal de disminuir el soroll de circulació de l'aigua, aquesta velocitat màxima serà de 1,5 *m/s*).

La pèrdua de càrrega també es limita normalment a 0,04 *m.c.a/m* (392 *Pa/m*).

Per tal de determinar el diàmetre de les canonades principals, s'utilitza l'àbac de la figura B.6. on es té el cabal que circula per a cada canonada i la velocitat que volem que circuli l'aigua. Es muntaran canonades multicapa de polietilè reticulat (PEX-AL-PEX) de 10 PN. Amb les dades següents tenim:

	Cabal (l/s)	Velocitat (m/s)	Ø canonada (mm)	Δp unitària (mm.c.a)
Planta baixa	0,386	0,75	Ø32x2,9	0,021
Planta primera	0,848	1	Ø40x3,7	0,028

Taula B.16. Diàmetres canonades circuits primaris

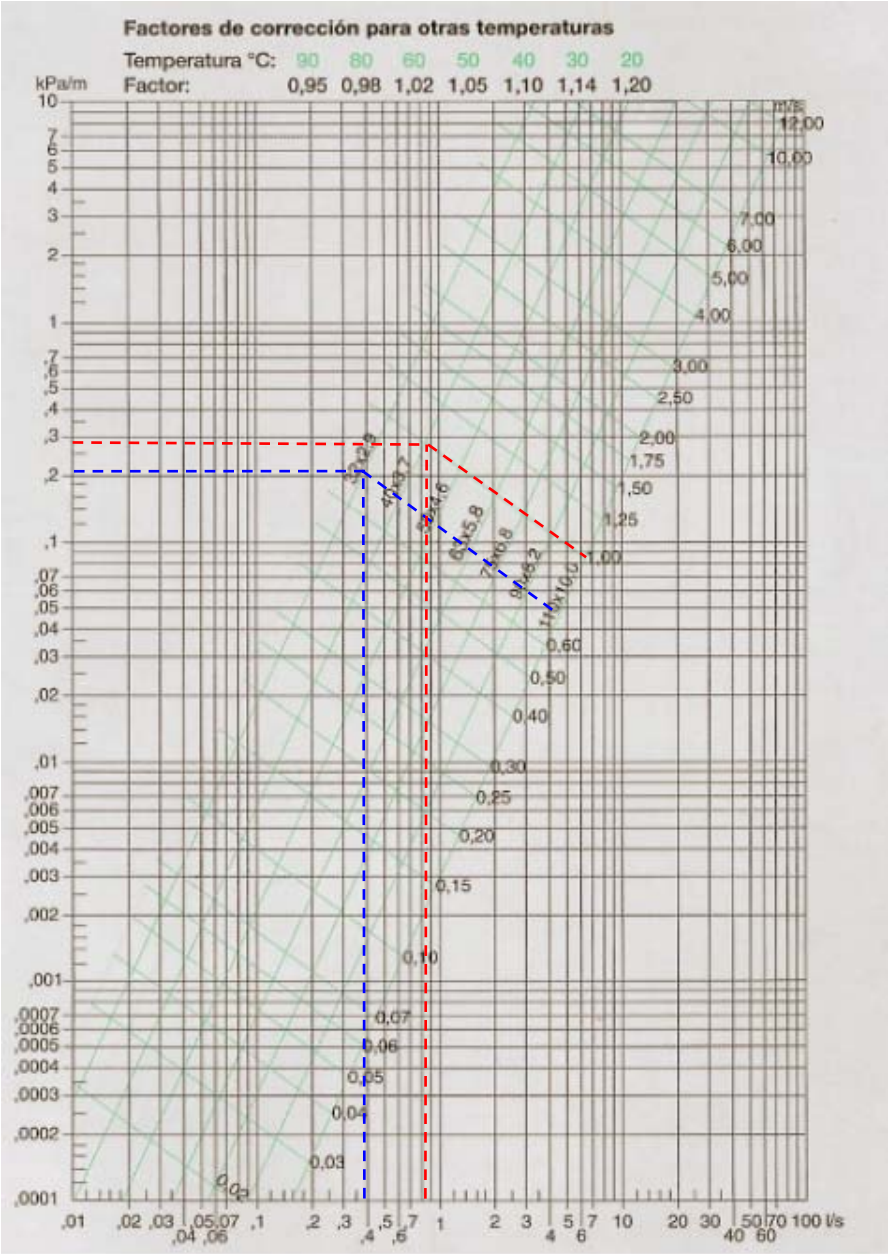


Fig. B.6. Diagrama pèrdues de càrrega en canonades multicapa de polietilè reticulat

Una vegada escollit els diàmetres de les canonades principals, s'ha de determinar la pèrdua de càrrega total que hi haurà en cada circuit, incloent-hi les pèrdues de càrrega del propi tub o canonada, i les pèrdues de càrrega dels diferents elements que hi haurà en la instal·lació.

Les pèrdues de càrrega es calcularan per mètodes clàssics de càlculs, tal i com es defineix a continuació.

En tota instal·lació de canonades existeixen pèrdues per efecte de fricció del fluid amb les parets dels tubs. Aquestes pèrdues es verifiquen en trams rectes, corbes, accessoris (vàlvules), variacions de secció, etc. És per aquest motiu que es poden definir dos tipus de pèrdues de càrrega, primàries i secundaries.

Les pèrdues de càrrega primària corresponen als trams rectes i es poden calcular tal i com expressa la fórmula de Darcy-Weisbach mostrada en l'equació 6:

$$J_p = \lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g} \qquad \text{(Eq.6)}$$

On:

J_p = pèrdua de càrrega primària *(m.c.a)*

λ = coeficient de fricció

L = longitud de canonada en tram recte *(m)*

D = diàmetre de la canonada *(m)*

v = velocitat del fluid *(m/s)*

g = gravetat *(m/s²)*

Pel càlcul de la pèrdua de càrrega primària, és necessari prèviament el càlcul del coeficient de fricció. Aquest coeficient es pot calcular de diverses maneres. La forma escollida, en aquest cas, ha estat mitjançant la fórmula de Colebrook tal i com es mostra en l'equació 7:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \cdot \log\left(\frac{k}{3{,}71 \cdot D} + \frac{2{,}51}{R_e \cdot \sqrt{\lambda}} \right) \qquad \text{(Eq.7)}$$

On:

λ = coeficient de fricció

k = coeficient de rugositat absoluta del material del tub *(mm)*

D = diàmetre de la canonada *(mm)*

R_e = Numero de Reynolds

El coeficient de rugositat absoluta és un paràmetre que s'obté en taules segons el material de que estigui feta la canonada.

El numero de Reynolds és un paràmetre adimensional, que segons el seu valor indica en quin règim es troba el fluid: laminar o turbulent, i el seu valor es pot calcular mitjançant l'equació 8:

$$R_e = \frac{v \cdot D}{\upsilon} \qquad \text{(Eq.8)}$$

On:

R_e = Numero de Reynolds

v = velocitat del fluid *(m/s)*

D = diàmetre de la canonada *(m)*

υ = viscositat cinemàtica del fluid *(m²/s)*

Les pèrdues de càrrega secundàries corresponen a les corbes, vàlvules, etc, que pugui haver-hi a la instal·lació. Aquestes pèrdues es poden calcular de diferents maneres, la forma de càlcul escollida per aquest projecte, ha estat mitjançant la longitud equivalent obtinguda mitjançant taules i àbacs. Aquest càlcul es pot realitzar mitjançant l'equació 9:

$$J_s = \sum long_{equiv} \qquad \text{(Eq.9)}$$

On:

J_s = Pèrdua de càrrega secundaria *(m)*

$long_{equiv}$ = longitud equivalent dels elements corresponents *(m)*

La pèrdua de càrrega total és la suma de la pèrdua de càrrega primària més la pèrdua de càrrega secundària, tal i com mostra l'equació 10.

$$J_{TOTAL} = J_p + J_s \qquad \text{(Eq.10)}$$

Les pèrdues de càrrega dels diferents elements que composen la instal·lació (filtres,) venen donades per taules del propi fabricant.

Els resultats de les pèrdues de càrrega total dels circuits primaris es mostren a la taula B.17.

	Planta baixa	Planta primera
Cabal (l/s)	0,386	0,848
Diàmetre canonada *(mm)*	32x2,9	40x3,7
Longitud canonada *(m)*	21	16,7
Longitud equivalent accessoris (m)	19,32	21,43
Longitud total (m)	40,32	38,13
Coeficient de rugositat ***k*** *(m)* de canonada de polietilè reticulat	0,0005	0,0005
Temperatura aigua estiu/hivern *(ºC)*	14/40	14/40
Densitat de l'aigua *(kg/m³)*	999,27/992,24	999,27/992,24
Viscositat cinemàtica de l'aigua *m²/s*	$1{,}17x10^{-6}/6{,}61x10^{-7}$	$1{,}17x10^{-6}/6{,}61x10^{-7}$
Gravetat *(m/s²)*	9,81	9,81
Velocitat de l'aigua *(m/s)*	0,716	1,016
R_e	28.307	16.032
λ coeficient de fricció	0,04911	0,0467
J_p pèrdua de càrrega primària *(m.c.a)*	1,973	2,874
Pèrdua de carrega del elements *(m.c.a)*		
Filtre Y	0,017	0,048
Purgador d'aire	0,075	0,180
Vàlvula 3 vies	1,428	1,530
Pèrdua de càrrega total *(mm.c.a)*	**3.493**	**4.632**

Taula B.17. Pèrdua de càrrega circuits primaris

Longitud equivalent accessoris

Igualment que en el circuits secundaris, s'ha de calcular la longitud equivalent dels diferents accessoris que hi haurà en els dos circuits, per tal de sumar aquesta longitud a la de la canonada i poder determinar les pèrdues de càrrega de cada circuit.

S'utilitza les equivalències de longituds del accessoris de la taula B.11.

		Planta baixa	Planta primera
Colzes 90º	Quantitat	4	3
	Longitud equivalent (m)	7,08	6,93
Maneguets	Quantitat	9	7
	Longitud equivalent (m)	0,63	0,63
Reduccions	Quantitat	1	1
	Longitud equivalent (m)	1,49	1,75
Vàlvules de pas	Quantitat	2	2
	Longitud equivalent (m)	10,12	12,12
Total (m)		**19,32**	**21,43**

Taula B.18. Longitud equivalent accessoris circuits primaris

Pèrdues de càrrega dels elements

Per a cada circuit és necessari muntar un filtre Y i un purgador d'aire per tal de mantenir l'aigua neta i eliminar l'aire que hi pugui haver-hi o formar-se en el circuit. També caldrà instal·lar una vàlvula motoritzada de 3 vies per a cada circuit per tal de millorar el rendiment de la instal·lació. Les pèrdues de càrrega d'aquests elements es poden obtenir a través de les taules següents, sabent que per la planta baixa tenim un cabal de 1,39 m³/h i un diàmetre de canonada de 32 (1 ¼"), i per la primera planta es té un cabal de 3,05 m³/h i un diàmetre de canonada de 40 mm (1 ½").

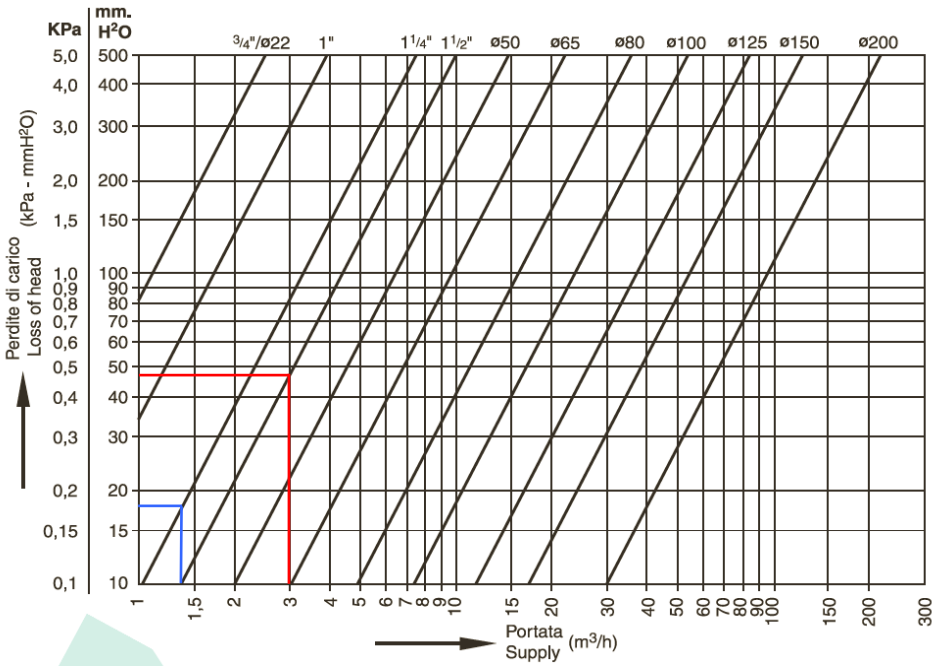


Fig. B.7. Diagrama pèrdua de càrrega filtre Y

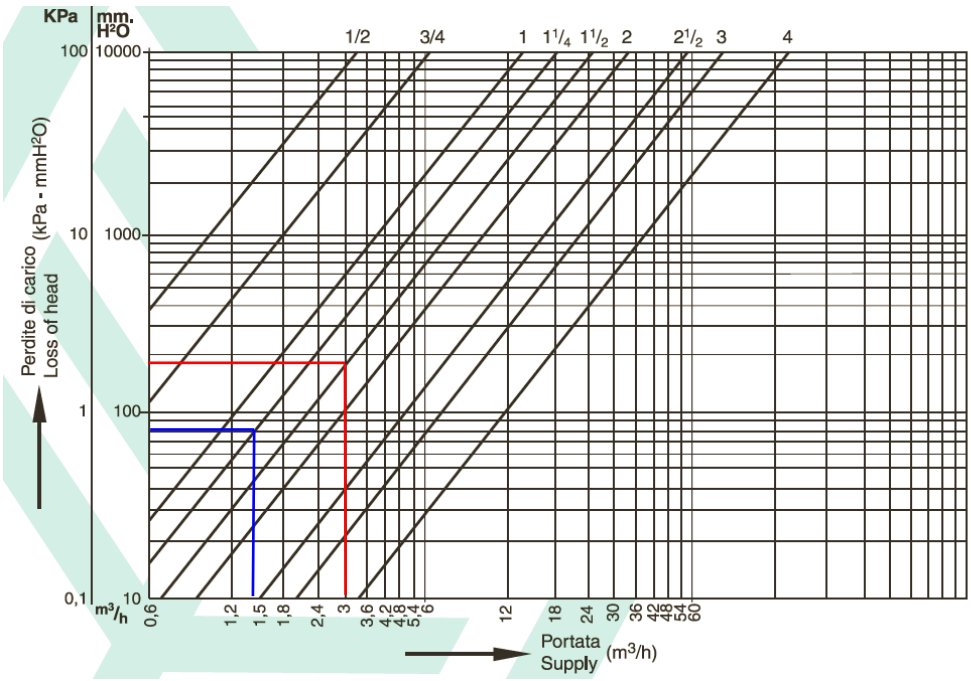


Fig. B.8. Diagrama pèrdua de càrrega purgador d'aire

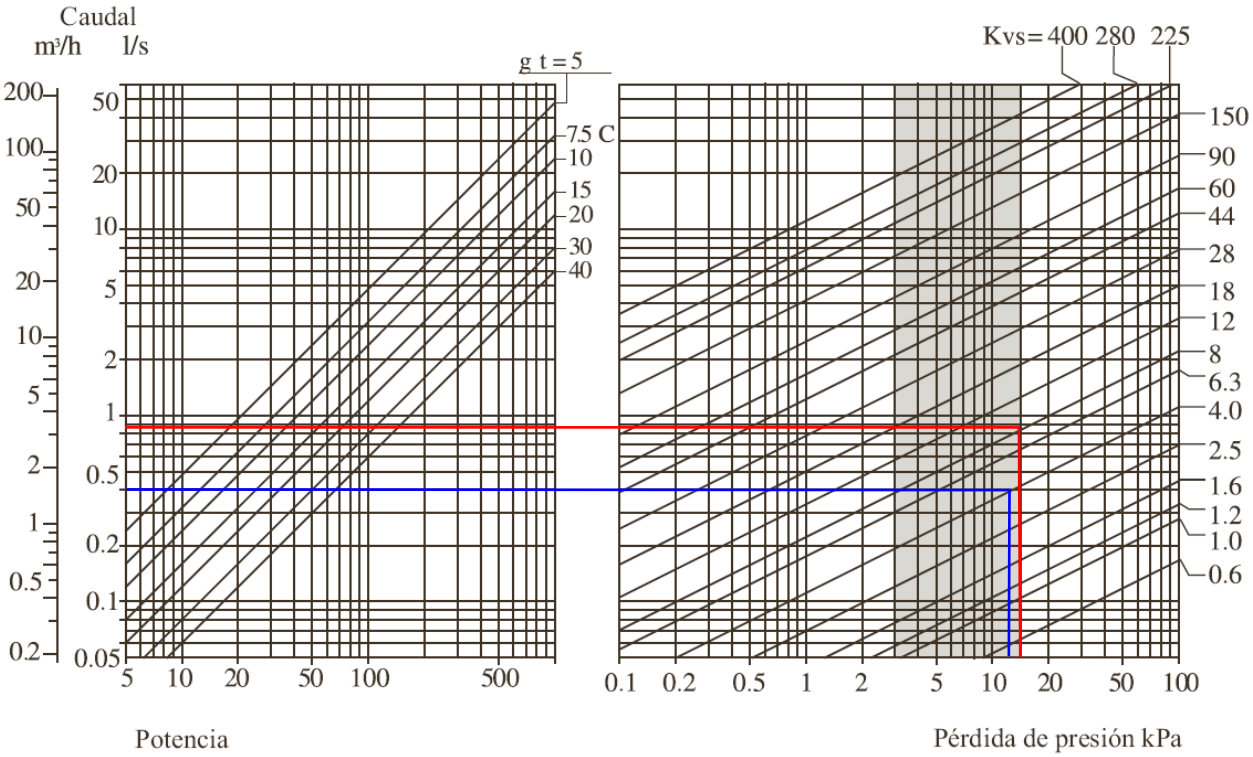


Fig. B.9. Diagrama pèrdua de càrrega vàlvules 3 vies

B.8. Resum general instal·lació hidràulica

Realitzats tots els càlculs de cabals, potències, temperatures i pèrdues de càrrega, s'exposa en la taula B.19. els resultats finals obtinguts i amb els quals es podrà dimensionar la resta dels elements que formen la instal·lació com ara l'equip de generació d'aigua freda i calenta, les bombes circuladores, el vas d'expansió i el dipòsit d'inèrcia.

	Circuit Planta baixa	Circuit Planta primera
Cabal *(l/h)*	1.389,5	3.052,5
Potència de refrigeració *(kW)*	2,77	6,26
Potència calorífica *(kW)*	5,04	11,40
Diàmetre canonada *(mm)*	32	40
Pèrdua de càrrega circuit secundari *(mm.c.a)*	1.472	2.404
Pèrdua de càrrega circuit primari *(mm.c.a)*	3.493	4.632
Pèrdua de càrrega total *(mm.c.a)*	4.965	7.036
Volum d'aigua dels pannells *(litres)*	9,75	22,05
Volum d'aigua circuit primari *(litres)*	11,32	13,94
Volum d'aigua circuit secundari *(litres)*	31,08	49,01
Volum total d'aigua *(litres)*	52,15	85

Taula B.19. Dades generals instal·lació hidràulica

B.9. Equip de generació d'aigua calenta i freda

Per a la generació de l'aigua freda i calenta necessària per a la instal·lació es decideix per la utilització d'una bomba de calor aire-aigua.

La bomba de calor és una màquina frigorífica que transporta el calor des d'un focus fred (menor temperatura) a un focus calent (major temperatura). Els sistemes poden actuar de manera de calefacció, refredant l'aire ambient exterior i escalfant l'aigua del circuit de calefacció a l'hivern, o bé, quan treballen per refrigerar, escalfen l'aire ambient exterior i refreden l'aigua del circuit de refrigeració a l'estiu. Al actuar entre dos focus (una font i una bononera d'energia) de diferent naturalesa, un l'aire i l'altre l'aigua, se'ls anomena sistemes aire-aigua. Quan la màquina tèrmica està construïda per treballar només en un sentit, normalment refredant l'aigua, se'ls anomena màquines refrigeradores.

La bomba de calor treballa amb un fluid refrigerant en circuit tancat, on actualment la més comercialitzada és la de compressió mecànica. Aquesta consisteix bàsicament d'un compressor, una vàlvula de quatre vies, un evaporador, un condensador i una vàlvula d'expansió. La vàlvula de quatre vies permet invertir el funcionament provocant que l'evaporador es comporti com a condensador i el condensador com a evaporador. Les màquines que no porten la vàlvula de quatre vies i que només treballen refrigerant l'aigua són les que hem anomenat "refrigeradores". Condensador i evaporador són intercanviadors de calor entre el fluid refrigerant i l'aire i entre el fluid refrigerant i l'aigua. L'aigua es mou en un circuit tancat, impulsada per una bomba. Aquestes màquines treballen a temperatures d'aigua inferiors als 55ºC quan s'utilitzen per calefacció, i per tant es poden utilitzar per superfícies radiants igualment que una caldera de gas o elèctrica.

Els avantatges de les bombes de calor aire-aigua són els següents:

- Són màquines amb rendiments o coeficients d'operació (COP) molt elevats, arribant a cedir al focus calent, quan s'utilitza per refrigeració, de fins a tres vegades la potència elèctrica consumida, i al focus fred, en quan s'utilitza per calefacció, fins a quatre o cinc vegades la potència consumida. Els coeficients d'operació per sobre la unitat són normals en les bombes de calor, però són particularment grans quan algun, o tots dos focus, són aigua, ja que aquesta té un calor específic aproximadament de quatre vegades més que l'aire, i per tant, el fa ser un fluid amb major capacitat d'acumulació i transport d'energia tèrmica.
- Permeten tenir amb un mateix aparell la refrigeració i la calefacció.
- Permeten treballar amb tarifa elèctrica nocturna acumulant l'energia en les superfícies radiants.

Per aquesta instal·lació s'opta per instal·lar una bomba de calor aire-aigua de la marca HIYASU.

La càrrega tèrmica que ha de vèncer en aquesta vivenda és de 6.852,87 Frig/h per l'estiu i de 14.146,51 Kcal/h per l'hivern. D'aquesta manera, es considera disposar d'una màquina que ens aporti aquesta necessitat tèrmica. El model escollit és el model CRAH/RA 61, la qual ens aporta una potència frigorífica de 13.160 Frig/h i una potència calorífica de 16.170 Kcal/h.

Les principals característiques d'aquest model es mostren a la taula B.20.

Modelo			CRAH/RA 18	CRAH/RA 21	CRAH/RA 25	CRAH/RA 31	CRAH/RA 41	CRAH/RA 51	CRAH/RA 61	CRAH/RA 71	CRAH/RA 81
Potencia frigorífica		Kcal/h	4.390	5.500	6.450	7.400	8.940	10.500	13.160	16.000	17.630
		kW	5,1	6,4	7,5	8,6	10,4	12,2	15,3	18,6	20,5
Potencia calorífica		kcal/h	5.160	6.880	7.480	8.860	10.660	12.730	16.170	18.830	20.990
		kW	6	8	8,7	10,3	12,4	14,8	18,8	21,9	24,4
Tensión/Fases/Frecuencia		V/nº/Hz	220/1/50	220/1/50	220/1/50	220/1/50	220/1/50	380/3/50	380/3/50	380/3/50	380/3/50
Consumo eléctrico	Frío/Calor	kW	1,7/2	2,1/2,6	2,5/2,9	2,9/3,5	3,5/4,2	4/4,8	5/6,2	6/7,1	6,6/8
Intensidad máxima		A	9	11	13	15	19	12	13	15	17
Intensidad de arranque		A	43	62	62	79	86	58	61	78	106
Compresores		nº	1	1	1	1	1	1	1	1	1
		Tipo	Rotativo hermético							Scroll Hermético	
Condensador	Ventiladores	nº	1	1	1	1	1	2	2	2	2
	Caudal de aire	m³/s	0,97	0,89	0,89	0,82	0,82	1,94	1,78	1,78	1,64
Circuito hidráulico	Caudal de agua	l/s	0,24	0,31	0,36	0,41	0,5	0,58	0,73	0,89	0,98
	Pot. nominal bomba	kW	0,2	0,2	0,2	0,2	0,21	0,30	0,30	0,30	0,30
	Presión disponible	kPa	48	35	45	41	42	140	123	90	80
	Volumen depósito	l	25	25	25	25	25	50	50	50	50
	Vaso de expansión	l	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4
	Conexión. hidráulicas	pulg.	3/4"	3/4"	3/4"	3/4"	3/4"	1"	1"	1"	1"
Presión sonora		dB(A)	56	56	56	58	59	59	59	59	59
Dimensiones	Ancho	mm	870	870	870	870	870	1.160	1.160	1.160	1.160
	Fondo	mm	320	320	320	320	320	500	500	500	500
	Alto	mm	1.100	1.100	1.100	1.100	1.100	1.270	1.270	1.270	1.270
Peso	Transporte	kg	98	106	110	118	120	192	194	196	198
	Funcionamiento	kg	123	131	135	143	145	242	244	246	248
Refrigerante		tipo	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A

Taula B.20. Característiques bombes de calor HIYASU

Aquest model incorpora el Kit hidràulic, format per bomba, dipòsit i vas d'expansió, que permet la regulació del cabal d'aigua.

La situació de la bomba de calor es pot observar en el plànol 12 del document Nº2: Plànols, i estarà situada al exterior de la façana sud entre el garatge i la sala d'estar de la planta baixa.

B.10. Bombes de circulació

La instal·lació disposarà de dues bombes circuladores d'impulsió (una per a cada planta). El motor de cada bomba serà de rotor submergit, amb els coixinets de grafit, autolubricats per l'aigua de la instal·lació i amb selector de velocitat.

El cabal necessari i la pèrdua de càrrega a vèncer de les bombes circuladores és:

	Cabal (l/h)	Pèrdua de càrrega (m.c.a)
Planta baixa	1.389,5	4,96
Planta primera	3.052,5	7,03

Les bombes d'impulsió disposaran de selector de velocitats que permetrà escollir el punt de treball més adequat a les necessitats del circuit. Els motors estaran protegits contra sobrecàrregues.

Les bombes d'impulsió s'instal·laran en la canonada d'impulsió de cada planta, segons esquema hidràulic de la instal·lació i estaran ubicades en el garatge de la planta baixa.

S'instal·laran de manera que permeti la inspecció de totes les seves parts, estaran aïllades elàsticament de les canonades i de l'estructura de l'edifici per mitjà d'elements antivibratoris.

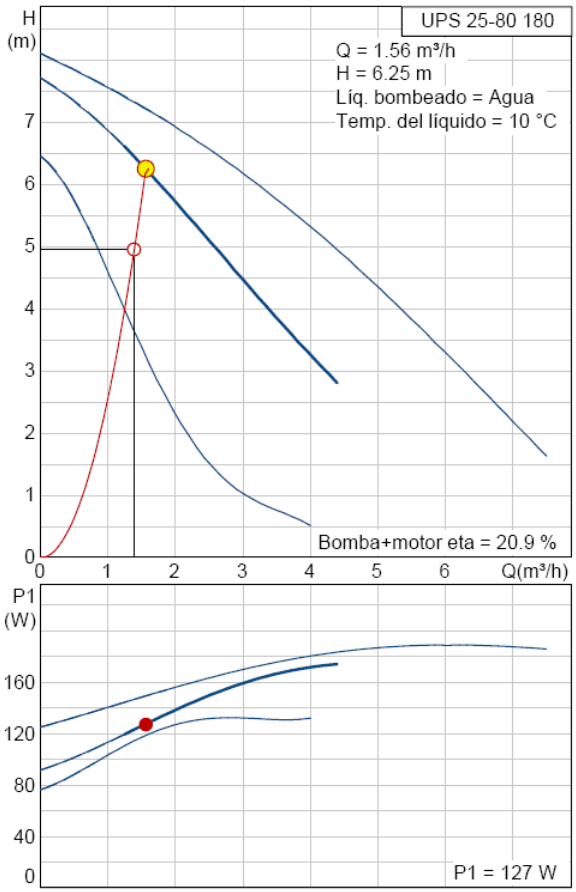
En les bombes circuladores d'impulsió s'instal·laran un manòmetre, vàlvula de retenció i vàlvula de regulació.

L'alimentació elèctrica a les bombes serà des del quadre elèctric del garatge.

A partir del cabal principal i de la pèrdua de càrrega que ha de vèncer la bomba, s'escull el model per a cada circuit. Per tant, pel circuit de la planta baixa s'instal·larà una bomba el model de la qual és UPS 25-80 180 de la casa GRUNDFOS, mentre que per la primera planta s'instal·larà la bomba UPS 32-120 F també de la casa GRUNDFOS.

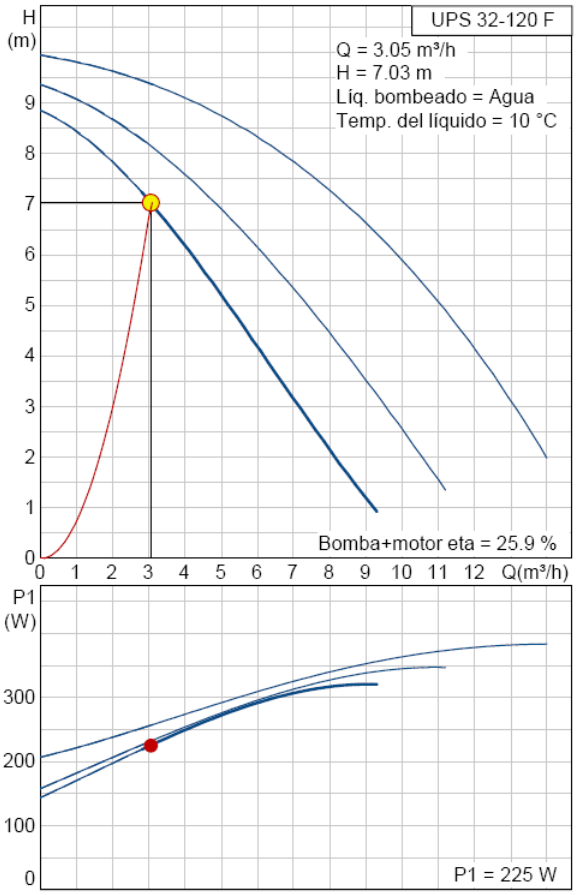
Les característiques d'aquestes bombes es poden observar en les taules B.21 i B.22.

Descripción	Valor
Producto::	UPS 25-80 180
Código::	52001163
Número EAN::	5700393884342
Técnico:	
Nº de velocidad:	3
Altura máxima:	80 dm
Clase TF:	110
Homologaciones en placa:	CE,B
Materiales:	
Cuerpo hidráulico:	Fundición EN-JL1030 DIN W.-Nr. 30 B ASTM
Impulsor:	Compuesto, PES/PP
Instalación:	
Amb. máx. con líquido a 80ºC:	80 °C
Presión de trabajo máxima:	10 bar
Diámetro de conexiones:	G 1 1/2
Presión:	PN 10
Distancia entre conexiones de aspiración y descarga:	180 mm
Líquido:	
Rango de temperatura del líquido:	-25 .. 110 °C
Temp. líquido:	10 °C
Densidad:	999.7 kg/m³
Datos eléctricos:	
Potencia de entrada en velocidad 1:	130 W
Potencia de entrada en velocidad 2:	175 W
Potencia de entrada en velocidad 3:	190 W
Frecuencia de alimentación:	50 Hz
Tensión nominal:	1 x 230 V
Intensidad en velocidad 1:	0.6 A
Intensidad en velocidad 2:	0.78 A
Intensidad máx.:	0.83 A
Tamaño condensador - Funcionamiento:	5 µF
Grado de protección (IEC 34-5):	42
Clase de aislamiento (IEC 85):	F
Protección del motor:	CONTACT
Protección térmica:	interno
Paneles de control:	
Posición caja de terminales:	3H
Otros:	
Peso neto:	4.2 kg
Peso bruto:	4.5 kg
Volumen:	0.008 m³
Clasificación energética:	D



Taula B.21. Característiques bomba circuladora planta baixa

Descripción	Valor
Producto::	UPS 32-120 F
Código::	96401837
Número EAN::	5700390905071
Técnico:	
Nº de velocidad:	3
Altura máxima:	120 dm
Homologaciones en placa:	CE,TSE
Materiales:	
Cuerpo hidráulico:	Fundición
	EN-JL1040 DIN W.-Nr.
	35 B - 40 B ASTM
Impulsor:	Acero inoxidable
	1.4301 DIN W.-Nr.
	304 AISI
Instalación:	
Rango de temperaturas ambientes:	0 .. 40 °C
Presión de trabajo máxima:	10 bar
Tipo de brida:	DIN
Diámetro de conexiones:	DN 32
Presión:	PN 6 / PN 10
Distancia entre conexiones de aspiración y descarga:	220 mm
Líquido:	
Rango de temperatura del líquido:	-10 .. 120 °C
Temp. líquido:	10 °C
Densidad:	999.7 kg/m³
Datos eléctricos:	
Potencia de entrada en velocidad 1:	320 W
Potencia de entrada en velocidad 2:	340 W
Potencia de entrada en velocidad 3:	380 W
Frecuencia de alimentación:	50 Hz
Tensión nominal:	1 x 230-240 V
Intensidad en velocidad 1:	1.55 A
Intensidad en velocidad 2:	1.65 A
Intensidad máx.:	1.75 A
Cos phi en velocidad 1:	0,9
Cos phi en velocidad 2:	0,9
Cos phi:	0,94
Tamaño condensador - Funcionamiento:	10 µF/400 V
Grado de protección (IEC 34-5):	44
Clase de aislamiento (IEC 85):	H
Protección del motor:	CONTACT
Protección térmica:	externo
Paneles de control:	
Relé:	sin relé
Posición caja de terminales:	1.30H
Otros:	
Peso neto:	17.3 kg
Peso bruto:	17.6 kg
Volumen:	0.026 m³
Clasificación energética:	D



Taula B.22. Característiques bomba circuladora planta primera

B.11. Càlcul del dipòsit d'inèrcia

La bomba de calor instal·lada té 6 etapes de potència. Aquesta regula la potència generada per la planta frigorífica o calorífica en cada moment. La bomba de calor es configura per tal d'aconseguir una determinada temperatura de l'aigua de sortida. S'aniran activant etapes a mesura que les necessitats tèrmiques dels locals creixin i s'aniran parant a mesura que disminueixin.

Per evitar les parades i arrencades de les etapes de la bomba de calor massa sobtades s'utilitza el dipòsit d'inèrcia. L'objecte d'aquest dipòsit és disposar d'un volum d'aigua, afegit a la resta del volum acumulat de la instal·lació, de forma que s'aprofiti la seva inèrcia tèrmica per evitar la connexió i desconnexió d'una mateixa etapa en un temps massa breu, cosa que escurçaria la vida útil de la màquina.

La potència frigorífica total de la bomba és de 15,3 *kW* per l'estiu i de 18,8 *KW* per l'hivern. Segons el fabricant, la potència mínima que pot subministrar és el 20% que correspon a 3,76 *kW*. L'interval de temps mínim considerat entre la connexió i la desconnexió d'una etapa és de 5 minuts i el diferencial del control de temperatura entre la connexió i la desconnexió de l'etapa és de 1ºC.

Per calcular el volum d'aigua necessari per mantenir la temperatura en aquestes condicions utilitzem l'equació 11.

$$V = \frac{Q}{C_e \cdot \Delta T \cdot \rho} \cdot t \qquad \text{(Eq.11)}$$

On:

V = Volum total instal·lació *(m³)*

Q = Potència total *(Kcal/h)*

C_e = Calor específic de l'aigua *(Kcal/KgºC)* $C_e = 1$ *Kcal/KgºC*

ΔT = Diferència de temperatures

ρ_a = densitat aigua *(kg/m³)* $\rho_a = 1.000$ *kg/m³*

t = temps

Substituint valors trobem que el volum és de 269,46 litres. Restant a aquest volum d'aigua, el volum d'aigua que tenim de tota la instal·lació hidràulica (137,15 litres), tenim el volum del dipòsit d'inèrcia que és de 132,31 litres. S'instal·larà un dipòsit d'inèrcia de 150 litres.

B.12. Càlcul del vas d'expansió

Segons s'estableix en la IT 1.3.4.2.4 del RITE sobre dispositius d'expansió per a circuits tancats, amb referència al capítol 9 de la norma UNE 100.155, es diu el següent: L'objectiu dels vasos d'expansió és absorbir les variacions de volum del fluid i mantenir-les en uns marges de pressió preestablerts.

L'aigua de la instal·lació varia de temperatura des de la posta en marxa de la mateixa, a temperatura ambient, fins a la temperatura de treball. També canvia entre les condicions d'estiu i les condicions d'hivern.

Aquests canvis de temperatura provoquen una variació del volum total que ocupa l'aigua del circuit hidràulic a causa a la seva dilatació tèrmica. Per evitar que un augment de volum trenqui la canonada s'utilitza el vas d'expansió.

El vas d'expansió és un dipòsit amb dues cambres separades per una membrana. La cambra superior conté nitrogen a una pressió inicial. La cambra inferior va connectada al circuit hidràulic de la instal·lació. A mesura que la pressió del circuit augmenta, l'aigua empeny la membrana desplaçant-la, omplint el dipòsit i comprimint el nitrogen. El dipòsit està protegit de sobrepressions amb una vàlvula de seguretat tarada a una pressió determinada. Si se superés aquesta pressió la vàlvula obriria deixant sortir el nitrogen a l'atmosfera.

Per a circuits tancats, els més utilitzats són els que no hi ha transferència de massa a l'exterior del circuit (vas tancat amb membrana).

És aconsellable la ubicació del vas a la zona d'aspiració de la bomba de circulació per evitar depressions en el si del circuit.

Per tal de determinar el volum del vas s'ha realitzat tenint en compte la UNE 100.155, que estableix una metodologia de càlcul per aquest elements.

El volum d'aigua total de la instal·lació és de 269,46 litres i la variació de temperatura que experimenta l'aigua és de 30ºC.

La capacitat del vas es calcula segons l'equació 12.

$$C_v = \frac{V_u}{fp} \qquad \text{(Eq.12)}$$

On:

C_v = Capacitat del vas d'expansió *(litres)*

V_u = Volum d'aigua dilatada *(litres)*

fp = Factor de pressió

Per calcular el volum intern s'aplica l'equació 13.

$$V_u = V_i \cdot fd \qquad \text{(Eq.13)}$$

On:

V_u = Volum d'aigua dilatada *(litres)*

V_i = Volum intern de la instal·lació *(litres)*

fd = Factor de dilatació de l'aigua

Per calcular el factor de pressió s'aplica l'equació 14.

$$fp = \frac{P_M - P_m}{P_M} \qquad \text{(Eq.14)}$$

On:

fp = Factor de pressió

P_M = Pressió absoluta màxima de treball *(m.c.a)*

P_m = Pressió absoluta de treball *(m.c.a)*

Tenint en compte els següents factors:

- Temperatura de càlcul mitjà de l'aigua de 25ºC
- Alçada manomètrica de 7 m.c.a
- Coeficient de dilatació tèrmica de 2,3% a 14ºC

i segons les equacions anteriors

$$P_M = 1{,}9 + 1{,}6 = 3{,}5 kg/cm^2$$

$$P_m = 1{,}9 + 1 = 2{,}9 kg/cm^2$$

$$P_{tarat} = 0{,}9 + 1 = 1{,}9 kg/cm^2$$

$$fp = \frac{3{,}5 - 2{,}9}{3{,}5} = 0{,}1714$$

$$V_i = 269{,}46 l$$

$$V_u = 269{,}46 \times 0{,}023 = 6{,}19 l$$

$$C_v = \frac{6{,}19}{0{,}1714} = 36{,}16 l$$

S'ha escollit un vas d'expansió marca Bombas HISO model CMF 50 que té un volum total de 50 litres.

B.13. Disseny i càlcul del deshumidificador

Tal i com s'ha fet pel circuit hidràulic, s'instal·laran dos aparells deshumidificadors, un per a cada planta, el qual ens traurà la humitat de l'ambient i ens aportarà el cabal necessari d'aire de l'exterior per renovació.

Es determina la quantitat d'aigua que ha de treure de l'ambient mitjançant la següent equació:

$$m_a desh = \frac{Q}{\Delta H \lg} \qquad \text{(Eq.15)}$$

On:

m_a *desh* = massa d'aigua a treure de l'ambient *(kg/h)*

Q = Potència necessària per habitació *(kcal/h)*

ΔH lg = calor latent de vaporització *(Kcal/Kg)* *ΔH lg = 600 Kcal/Kg*

Planta Baixa

Habitació	Potència necessària *(Kcal/h)*	Quantitat d'aigua a extreure *(kg/h)*	Cabal de renovació *(m³/h)*
Entrada	182,86	0,30	24,77
Distribuïdor	114,97	0,19	15,57
Habitació 1	226,23	0,37	30,65
Habitació 2	175,10	0,29	23,72
Habitació 3	253,54	0,42	34,35
Bany 1	150,20	0,25	20,35
Escala	96,68	0,16	13,10
Total	**1.199,58**	**1,99**	**162,52**

Taula B.23. Quantitat d'aigua extreta de l'aire ambient a la planta baixa

Planta 1ª

Habitació	Potència necessària *(Kcal/h)*	Quantitat d'aigua a extreure *(kg/h)*	Cabal de renovació *(m^3/h)*
Distribuïdor	129,53	0,21	17,55
Menjador	661,24	1,10	89,60
Cuina	373,06	0,62	50,52
Habitació 4	222,49	0,37	30,15
Bany 2	122,68	0,20	16,62
Habitació 5	240,59	0,40	32,60
Passadís	38,00	0,06	5,15
Habitació 6	340,95	0,56	46,20
Bany 3	166,80	0,27	22,60
Total	**2.295,34**	**3,82**	**311**

Taula B.24. Quantitat d'aigua extreta de l'aire ambient a la planta primera

Com es pot observar, tant el cabal com la quantitat d'aigua per extreure varia en funció de la planta que tenim. Els dos deshumidificadors instal·lats seran diferents encara que el funcionament serà el mateix.

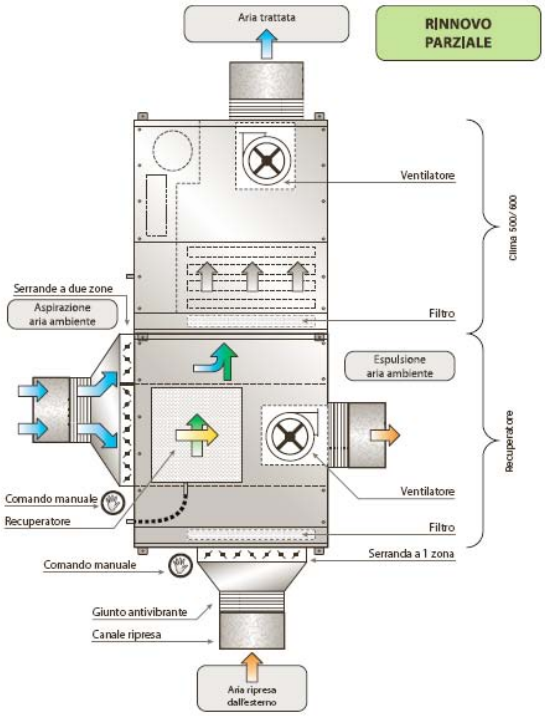


Fig. B.10. Esquema circulació d'aire a través del deshumidificador

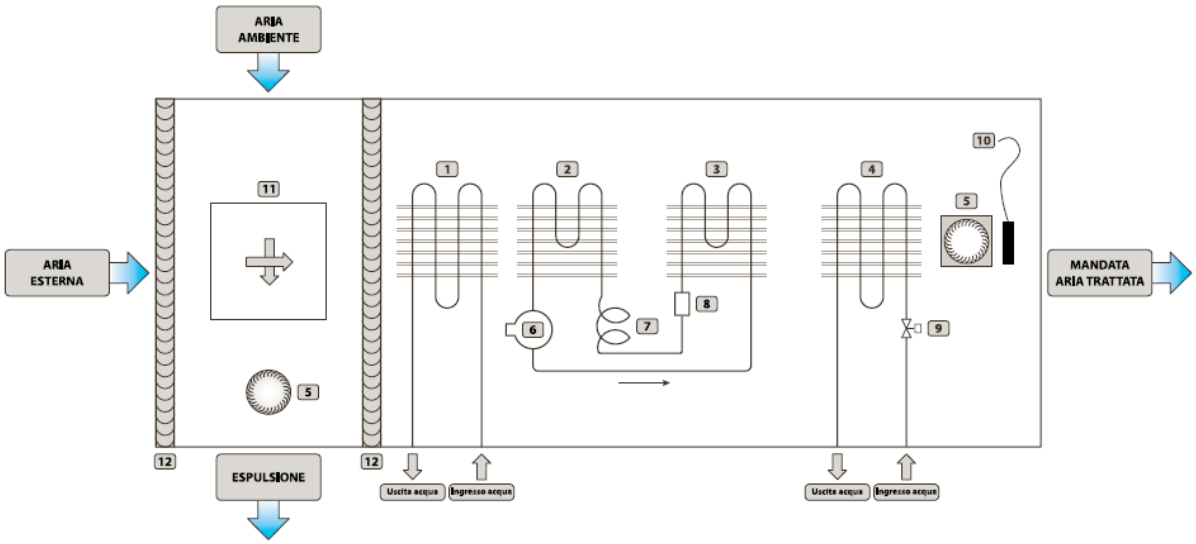


Fig. B.11. Esquema de funcionament del deshumidificador

En aquest esquema de funcionament del deshumidificador podem observar els següents elements:

1. Bateria de pre-tractament
2. Evaporador
3. Condensador
4. Bateria de post-tractament
5. Ventilador centrífug
6. Compressor
7. Sistema d'expansió
8. Filtre
9. Vàlvula de pas
10. Sonda temperatura sortida aire
11. Recuperador de calor a flux creuat
12. Filtre

B.13.1. Característiques del deshumidificador de la planta baixa

Per determinar la temperatura i humitat relativa que surt l'aire tractat després d'haver passat a través del deshumidificador, així com la quantitat d'aigua extreta de l'aire, es realitza el càlcul punt a punt de les propietats que tindrà l'aire en cada procés i es representa el cicle sobre el diagrama psicromètric.

Per la planta baixa es tenen les següents dades:

- Model deshumidificador: CLIMA 500
- Temperatura exterior: 31ºC
- Humitat relativa exterior: 68%
- Temperatura interior: 25ºC
- Humitat relativa interior: 50%
- Cabal de renovació de l'aire: 162,53 m³/h
- Cabal total d'aire del deshumidificador: 400 m³/h

Els càlculs per determinar les diferents propietats de l'aire en cada punt s'han realitzat mitjançant el programa ASHRAE PSYCHROMETRIC del laboratori de Fred i Calor de la UdG.

Recuperador

En aquest punt tenim l'entrada de l'aire exterior i l'entrada d'aire interior, amb les següents dades:

- Temperatura exterior = 31ºC
- Humitat relativa exterior = 68%
- Humitat absoluta exterior = 19,43 g/kg
- Cabal d'aire d'entrada exterior = 162,52 m³/h
- Temperatura interior = 25ºC
- Humitat relativa interior = 50%
- Humitat absoluta interior = 9,92 g/kg
- Cabal d'aire d'entrada interior = 162,52 m³/h

Una vegada els dos aires passen a través del recuperador, l'aire que estava a l'interior de la habitació és expulsat a l'exterior amb una temperatura de 28ºC i una humitat relativa del 40%. Mentre que l'aire de l'exterior s'haurà refredat fins als 28ºC però la humitat relativa haurà pujat fins al 80%.

Mescla

Després del recuperador, es produeix una mescla entre l'aire que procedeix de l'exterior i l'aire interior. En aquest punt tenim les següents dades:

- Temperatura aire interior = 25ºC
- Humitat relativa interior = 50%
- Cabal d'aire de l'interior = 237,48 m³/h
- Temperatura aire sortida recuperador = 28ºC
- Humitat relativa sortida recuperador = 80%
- Cabal d'aire sortida recuperador = 162,52 m³/h
- Humitat absoluta sortida recuperador = 19,23 g/kg

Una vegada realitzada la mescla dels dos aires, tindrem que la temperatura d'aquesta mescla serà de 26,21ºC, una humitat relativa del 63,8% i una humitat absoluta de 13,70 gr/kg.

Bateria pre-tractament

Aquest deshumidificador té la particularitat que disposa d'una bateria de pre i post tractament per tal d'obtenir l'aire en les condicions desitjades. Aquestes bateries funcionen com a evaporadors de l'aire i utilitzen la pròpia aigua del sistema dels pannells radiants com a refrigerant.

Les condicions d'entrada de l'aire en aquesta bateria pre-tractament i les característiques d'aquesta bateria són:

- Temperatura entrada aire = 26,216ºC
- Humitat relativa de l'aire = 63,8%
- Cabal d'aigua per la bateria = 120 l/h
- Potència de la bateria = 1,1 KW
- Temperatura entrada aigua a la bateria = 14ºC

Es calcula la temperatura de retorn de l'aigua de la bateria utilitzant l'equació 16.

$$Q = m_a \cdot C_e \cdot \rho_a \cdot (T_i - T_r) \qquad \text{(Eq.16)}$$

On:

Q = Potència de la bateria *(kcal/h)*

m_a = Cabal d'aigua *(m³/h)*

C_e = Calor específic de l'aigua *(Kcal/KgºC)* $C_e = 1$ *Kcal/KgºC*

ρ_a = densitat aigua (kg/m³) $\rho_a = 1.000$ *kg/m³*

T_i = Temperatura d'impulsió de l'aigua *(ºC)*

T_s = Temperatura de retorn de l'aigua *(ºC)*

Aplicant els valors a la equació obtenim que la temperatura de retorn de l'aigua és de 21,88ºC.

$$946\frac{kcal}{h} = 120\frac{l}{h} \cdot 1\frac{Kcal}{Kg^{o}C} \cdot 1\frac{kg}{l} \cdot (T_r - 14)$$

$$T_r = 21{,}88^{o}C$$

Apliquem la mateixa fórmula per tal de trobar la temperatura de l'aire a la sortida d'aquesta bateria pre-tractament canviant el cabal d'aigua i característiques d'aquesta per les de l'aire utilitzant l'equació 17.

$$Q = m_a \cdot C_e \cdot \rho_a \cdot (T_i - T_r) \qquad \text{(Eq.17)}$$

On:

Q = Potència de la bateria *(kcal/h)*

m_a = Cabal d'aire *(m³/h)*

C_e = Calor específic de l'aire *(Kcal/KgºC)* $C_e = 0{,}24$ *Kcal/KgºC*

ρ_a = densitat aire (kg/m³) $\rho_a = 1{,}2$ *kg/m³*

T_i = Temperatura d'impulsió de l'aire *(ºC)*

T_s = Temperatura de retorn de l'aire *(ºC)*

$$946\frac{kcal}{h} = 400\frac{m^3}{h}\cdot 0{,}24\frac{Kcal}{Kg^{o}C}\cdot 1{,}2\frac{kg}{m^3}\cdot(26{,}21 - T_s)$$

$$T_s = 17{,}99^{o}C$$

Aplicant una temperatura de l'aire de 18ºC i una humitat absoluta de 13,70 gr/kg obtenim que l'aire té una humitat relativa del 98,9%.

Evaporador

Per tal de determinar les característiques de l'aire a la sortida de l'evaporador aplicarem l'equació 18.

$$Q = m_a \cdot C_e \cdot (\Delta H) \qquad \text{(Eq.18)}$$

On:

Q = Potència de l'evaporador *(kcal/h)*

m_a = Cabal d'aire *(m³/h)*

ρ_a = densitat aire (kg/m³) $\rho_a = 1{,}2\ kg/m^3$

ΔH = Variació de l'entalpia entre entrada i sortida de l'evaporador.

Les dades que tenim son:

- Potència evaporador = 1.204 kcal/h
- Cabal d'aire = 400 m³/h
- Entalpia a l'entrada de l'evaporador Hi = 53,82 KJ/Kg

$$1204\frac{kcal}{h} = 400\frac{m^3}{h}\cdot 1{,}2\frac{kg}{m^3}\cdot(\Delta H)$$

$$\Delta H = 2{,}50\frac{Kcal}{Kg}\cdot 4{,}18\frac{KJ}{Kcal} = 10{,}48\frac{KJ}{Kg}$$

$$H_s = H_i - \Delta H = 53{,}82 - 10{,}48 = 43{,}33\frac{KJ}{Kg}$$

Tenint l'entalpia a la sortida de l'evaporador i que la humitat relativa en aquest punt serà del 100%, tindrem una temperatura de l'aire de 15,4ºC i una humitat absoluta de 11 gr/kg.

En l'evaporador es produeix la condensació de l'aigua que tenim en l'aire. Per tant, per saber la quantitat d'aigua que ens traurà aquest deshumidificador aplicarem l'equació 19.

$$m_a des = m_a \cdot \rho_a \cdot (\Delta X) \qquad \text{(Eq.19)}$$

On:

$m_a des$ = massa d'aigua extreta pel deshumidificador *(gr)*

m_a = Cabal d'aire *(m³/h)*

ρ_a = densitat aire (kg/m³) $\rho_a = 1{,}2\ kg/m^3$

ΔX = Variació d'humitat absoluta entre entrada i sortida de l'evaporador.

Substituint valors:

$$m_a des = 400\frac{m^3}{h} \cdot 1{,}2\frac{Kg}{m^3} \cdot (13{,}7\frac{gr}{Kg} - 11\frac{gr}{Kg}) = 1.296 gr = 1{,}3 Kg$$

Per tant, aquest deshumidificador ens haurà extret de l'aire de l'habitació 1,3 Kg d'aigua per hora.

Condensador

Una vegada s'ha tret l'aigua de l'aire, s'ha de baixar la humitat relativa de l'aire i per tant es fa passar aquest pel condensador.

A l'entrada del condensador tenim les següents característiques de l'aire:

- Temperatura de l'aire = 15,4ºC
- Humitat relativa = 100%
- Humitat absoluta = 11 gr/Kg
- Entalpia H = 41,59 KJ/Kg

Aplicant la l'equació 20 trobarem la temperatura de l'aire a la sortida del condensador.

$$Q = m_a \cdot C_e \cdot \rho_a \cdot (T_i - T_r) \qquad \text{(Eq.20)}$$

On:

Q = Potència del condensador *(kcal/h)* $Q_{cond} = 1.634$ *Kcal/h*

m_a = Cabal d'aire *(m³/h)*

C_e = Calor específic de l'aire *(Kcal/KgºC)* $C_e = 0,24$ *Kcal/KgºC*

ρ_a = densitat aire (kg/m³) $\rho_a = 1,2 kg/m^3$

T_i = Temperatura entrada de l'aire *(ºC)*

T_s = Temperatura sortida de l'aire *(ºC)*

$$1634 \frac{kcal}{h} = 400 \frac{m^3}{h} \cdot 0,24 \frac{Kcal}{Kg^o C} \cdot 1,2 \frac{kg}{m^3} \cdot (T_s - 15,4^o C)$$

$$T_s = 29,58^o C$$

Agafant aquesta temperatura i la humitat absoluta que tenim a l'entrada, trobem la resta de propietats de l'aire a la sortida del condensador, on tenim una temperatura de 29,58ºC i una humitat relativa del 42,1%.

Bateria post-tractament

Com que no es pot treure l'aire a una temperatura de 29ºC aproximadament, l'aparell deshumidificador disposa d'una bateria post-tractament que utilitza la mateixa aigua dels pannells radiants per refredar aquest aire sense que augmenti gaire la humitat relativa.

La potència que ens pot donar aquesta bateria és de 1.204 kcal/h, amb una cabal de l'aigua de 200 l/h i una temperatura d'entrada de l'aigua de 14ºC.

Si apliquem tota la potència d'aquesta bateria post-tractament ens sortiria un aire amb una temperatura de 19,12ºC i un 79% d'humitat relativa. Com que nosaltres volem que la temperatura de l'habitació estigui a 25ºC i el 50% d'humitat relativa, trobarem la potència necessària per aquesta bateria i que la regularem a través del cabal de circulació de l'aigua freda del sistema hidràulic.

Aplicant l'equació 21 trobarem la potència necessària de la bateria post-tractament.

$$Q = m_a \cdot C_e \cdot \rho_a \cdot (T_i - T_r) \qquad \text{(Eq.21)}$$

On:

Q = Potència de la bateria de post-tractament *(kcal/h)*

m_a = Cabal d'aire *(m³/h)*

C_e = Calor específic de l'aire *(Kcal/KgºC)* $C_e = 0{,}24$ *Kcal/KgºC*

ρ_a = densitat aire (kg/m³) $\rho_a = 1{,}2 kg/m^3$

T_i = Temperatura entrada de l'aire *(ºC)*

T_s = Temperatura sortida de l'aire *(ºC)*

$$Q = 400\frac{m^3}{h} \cdot 0{,}24\frac{Kcal}{Kg^{\circ}C} \cdot 1{,}2\frac{kg}{m^3} \cdot (29{,}58^{\circ}C - 25^{\circ}C)$$

$$Q = 527{,}61\frac{Kcal}{h}$$

I el cabal que s'haurà de fer circular per aquesta bateria post-tractament suposant un salt tèrmic de 4ºC:

$$Q = m_a \cdot C_e \cdot \rho_a \cdot (T_i - T_r) \qquad \text{(Eq.22)}$$

On:

Q = Potència de la bateria *(kcal/h)*

m_a = Cabal d'aigua *(m³/h)*

C_e = Calor específic de l'aigua *(Kcal/KgºC)* $C_e = 1$ *Kcal/KgºC*

ρ_a = densitat aigua (kg/m³) $\rho_a = 1.000$ *kg/m³*

T_i = Temperatura d'impulsió de l'aigua *(ºC)*

T_s = Temperatura de retorn de l'aigua *(ºC)*

$$527{,}61\frac{kcal}{h} = m_a \cdot 1\frac{Kcal}{Kg^{o}C} \cdot 1\frac{kg}{l} \cdot (4^{o}C)$$

$$m_a = 132\frac{l}{h}$$

En la taula següent es mostren els resultats obtinguts a través del programa de càlcul del laboratori de Fred i Calor, així com el cicle de treball del deshumidificador en el diagrama psicromètric.

STATE POINT & PROCESS REPORT

Report Date: dijous, juliol 31, 2008
Project Information:
Altitude: 0 (Meters)
Barometric Pressure: 760,001 (mm Hg)
Atmospheric Pressure: 101,325 (kPa)

1, Aire int.

STATE POINT DATA

Air Flow (Standard) (L/s)	Dry Bulb (°C)	Wet Bulb (°C)	Relative Humidity (%)	Humidity Ratio (g/kg)	Specific Volume (cu.m/kg)	Enthalpy (kJ/kg)	Dew Point (°C)	Density (kg/cu.m)	Vapor Pressure (mm Hg)	Absolute Humidity (g/cu.m)
66	25,000	17,879	50,0	9,92	0,858	50,399	13,8674	1,1646	11,8882	11,568

2, Aire ext rec.

STATE POINT DATA

Air Flow (Standard) (L/s)	Dry Bulb (°C)	Wet Bulb (°C)	Relative Humidity (%)	Humidity Ratio (g/kg)	Specific Volume (cu.m/kg)	Enthalpy (kJ/kg)	Dew Point (°C)	Density (kg/cu.m)	Vapor Pressure (mm Hg)	Absolute Humidity (g/cu.m)
45	28,000	25,203	80,0	19,23	0,879	77,226	24,2272	1,1363	22,6977	21,872

3, Mescla

STATE POINT DATA

Air Flow (Standard) (L/s)	Dry Bulb (°C)	Wet Bulb (°C)	Relative Humidity (%)	Humidity Ratio (g/kg)	Specific Volume (cu.m/kg)	Enthalpy (kJ/kg)	Dew Point (°C)	Density (kg/cu.m)	Vapor Pressure (mm Hg)	Absolute Humidity (g/cu.m)
111	26,216	21,120	63,8	13,70	0,866	61,262	18,8285	1,1530	16,3092	15,807

Process: Air Mixing

State Point No. 1 Name	Air Flow Standard (L/s)	Dry Bulb (°C)	Humidity Ratio (g/kg)		State Point No. 2 Name	Air Flow Standard (L/s)	Dry Bulb (°C)	Humidity Ratio (g/kg)
Aire int.	66,0	25,0	9,9		Aire ext rec.	45,0	28,0	19,2

4, Sor preref

STATE POINT DATA

Air Flow (Standard) (L/s)	Dry Bulb (°C)	Wet Bulb (°C)	Relative Humidity (%)	Humidity Ratio (g/kg)	Specific Volume (cu.m/kg)	Enthalpy (kJ/kg)	Dew Point (°C)	Density (kg/cu.m)	Vapor Pressure (mm Hg)	Absolute Humidity (g/cu.m)
111	19,000	18,884	98,9	13,70	0,846	53,827	18,8285	1,1815	16,3092	16,198

Process: Sensible Cooling

Start Point Name	Total Cooling (kW)	Total Energy (W)	Sensible Energy (W)	Latent Energy (W)	Moisture Difference (kg/hr)	Sensible Heat Ratio	Enthalpy/ Humidity Ratio (kJ/kg / g/kg)
Mescla	-1,0	-991	-991	0	0,0	1,000	N/A

5, Sort evap

STATE POINT DATA

Air Flow (Standard) (L/s)	Dry Bulb (°C)	Wet Bulb (°C)	Relative Humidity (%)	Humidity Ratio (g/kg)	Specific Volume (cu.m/kg)	Enthalpy (kJ/kg)	Dew Point (°C)	Density (kg/cu.m)	Vapor Pressure (mm Hg)	Absolute Humidity (g/cu.m)
111	15,900	15,900	100,0	11,34	0,833	44,667	15,9000	1,1986	13,5525	13,604

Process: Cooling Coil

Start Point Name	Total Cooling (kW)	Total Energy (W)	Sensible Energy (W)	Latent Energy (W)	Dehumidification (kg/hr)	Sensible Heat Ratio	Enthalpy/ Humidity Ratio (kJ/kg / g/kg)
Sor preref	-1,221	-1.221	-424	-797	-1,1	0,347	3,867

6, Sort cond

STATE POINT DATA

Air Flow (Standard) (L/s)	Dry Bulb (°C)	Wet Bulb (°C)	Relative Humidity (%)	Humidity Ratio (g/kg)	Specific Volume (cu.m/kg)	Enthalpy (kJ/kg)	Dew Point (°C)	Density (kg/cu.m)	Vapor Pressure (mm Hg)	Absolute Humidity (g/cu.m)
111	30,000	20,560	42,5	11,34	0,874	59,133	15,9000	1,1429	13,5525	12,971

Process: Sensible Heating

Start Point Name	Total Heating (kW)	Total Energy (W)	Sensible Energy (W)	Latent Energy (W)	Moisture Difference (kg/hr)	Sensible Heat Ratio	Enthalpy/ Humidity Ratio (kJ/kg / g/kg)
Sort evap	1,9	1.928	1.928	0	0,0	1,000	N/A

7, Sort postref

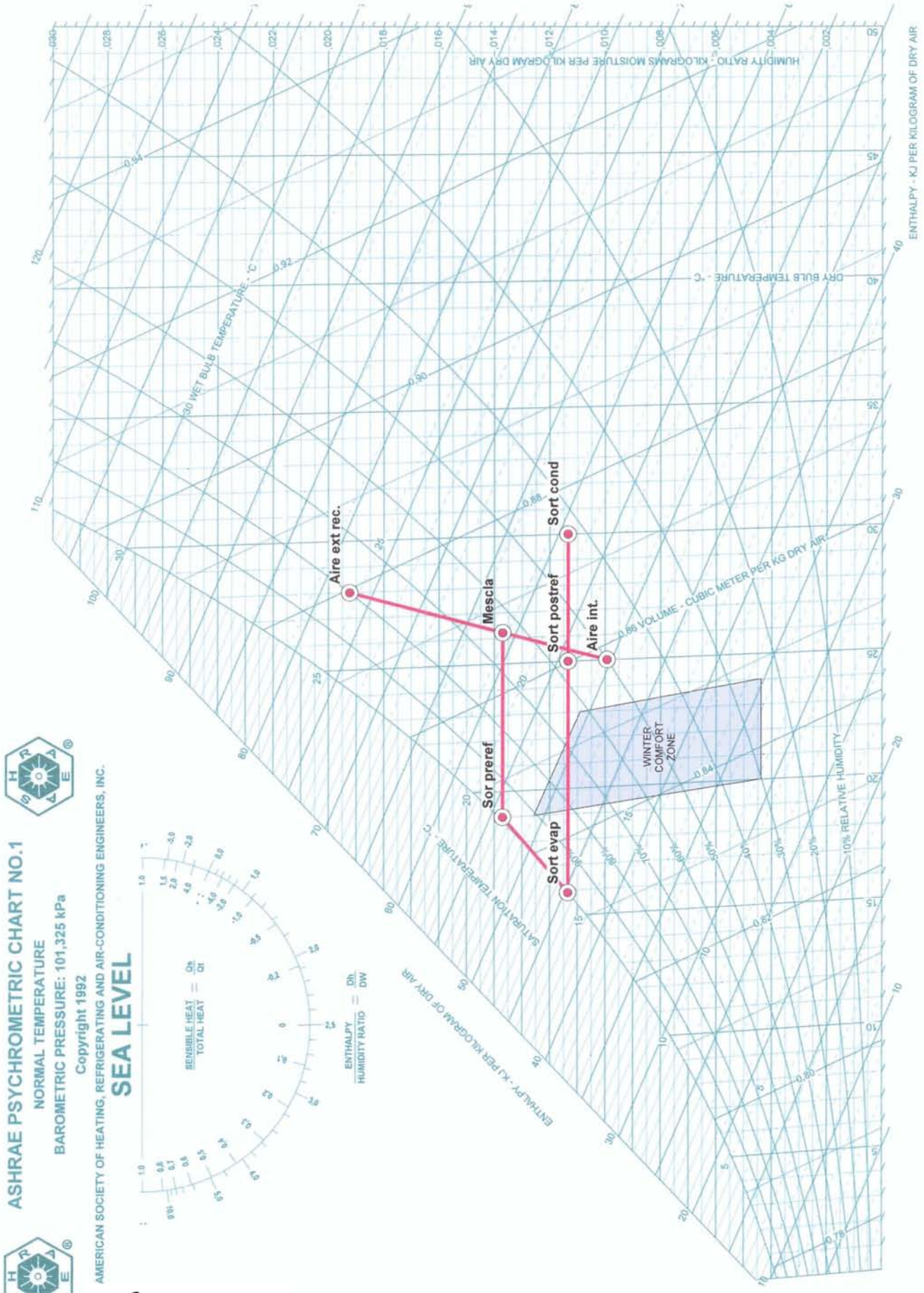
STATE POINT DATA

Air Flow (Standard) (L/s)	Dry Bulb (°C)	Wet Bulb (°C)	Relative Humidity (%)	Humidity Ratio (g/kg)	Specific Volume (cu.m/kg)	Enthalpy (kJ/kg)	Dew Point (°C)	Density (kg/cu.m)	Vapor Pressure (mm Hg)	Absolute Humidity (g/cu.m)
111	25,000	18,998	57,0	11,34	0,860	54,003	15,9000	1,1620	13,5525	13,188

STATE POINT & PROCESS REPORT

Process: Sensible Cooling

Start Point Name	Total Cooling (kW)	Total Energy (W)	Sensible Energy (W)	Latent Energy (W)	Moisture Difference (kg/hr)	Sensible Heat Ratio	Enthalpy/ Humidity Ratio (kJ/kg / g/kg)
Sort cond	-0,7	-684	-684	0	0,0	1,000	N/A


ASHRAE PSYCHROMETRIC CHART NO.1
NORMAL TEMPERATURE
BAROMETRIC PRESSURE: 101,325 kPa
Copyright 1992
AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS, INC.
SEA LEVEL
Aire ext rec.
Mescla
Sort preref
Sort evap
Sort postref
Sort cond
Aire int.
WINTER COMFORT ZONE
WET BULB TEMPERATURE - °C
DRY BULB TEMPERATURE - °C
SATURATION TEMPERATURE - °C
HUMIDITY RATIO - KILOGRAMS MOISTURE PER KILOGRAM DRY AIR
ENTHALPY - KJ PER KILOGRAM OF DRY AIR
VOLUME - CUBIC METER PER KG DRY AIR
10% RELATIVE HUMIDITY
SENSIBLE HEAT / TOTAL HEAT = Δh/Δt
ENTHALPY / HUMIDITY RATIO = Δh/ΔW

B.13.2. Característiques del deshumidificador de la primera planta.

Igualment que en la planta baixa, és necessari trobar les condicions amb què sortirà l'aire després d'haver passat pel deshumidificador, i veure quina quantitat d'aigua ens treu de l'aire.

El deshumidificador que es munta a la primera planta té les següents característiques:

- Model deshumidificador: CLIMA 600
- Temperatura exterior: 31ºC
- Humitat relativa exterior: 68%
- Temperatura interior: 25ºC
- Humitat relativa interior: 50%
- Cabal de renovació de l'aire: 311 m³/h
- Cabal total d'aire del deshumidificador: 900 m³/h

Els càlculs per determinar les diferents propietats de l'aire en cada punt s'han realitzat mitjançant el programa ASHRAE PSYCHROMETRIC del laboratori de Fred i Calor de la UdG.

Recuperador

En aquest punt tenim l'entrada de l'aire exterior i l'entrada d'aire interior, amb les següents dades:

- Temperatura exterior = 31ºC
- Humitat relativa exterior = 68%
- Humitat absoluta exterior = 19,43 g/kg
- Cabal d'aire d'entrada exterior = 311 m³/h
- Temperatura interior = 25ºC
- Humitat relativa interior = 50%
- Humitat absoluta interior = 9,92 g/kg
- Cabal d'aire d'entrada interior = 311 m³/h

Una vegada els dos aires passen a través del recuperador, l'aire que estava a l'interior de la habitació és expulsat a l'exterior amb una temperatura de 28ºC i una humitat relativa del 40%. Mentre que l'aire de l'exterior s'haurà refredat fins als 28ºC però la humitat relativa haurà pujat fins al 80%.

Mescla

Després del recuperador, es produeix una mescla entre l'aire que procedeix de l'exterior i l'aire interior. En aquest punt tenim les següents dades:

- Temperatura aire interior = 25ºC
- Humitat relativa interior = 50%
- Cabal d'aire interior = 589 m³/h
- Temperatura aire sortida recuperador = 28ºC
- Humitat relativa sortida recuperador = 80%
- Cabal d'aire sortida recuperador = 311 m³/h
- Humitat absoluta sortida recuperador = 19,23 g/kg

Una vegada realitzada la mescla dels dos aires, tindrem que la temperatura d'aquesta mescla serà de 26ºC, una humitat relativa del 62% i una humitat absoluta de 13,12 gr/kg.

Bateria pre-tractament

Aquest deshumidificador té la particularitat que disposa d'una bateria de pre i post tractament per tal d'obtenir l'aire en les condicions desitjades. Aquestes bateries funcionen com a evaporadors de l'aire i utilitzen la pròpia aigua del sistema dels pannells radiants com a refrigerant.

Les condicions d'entrada de l'aire en aquesta bateria pre-tractament i les característiques d'aquesta bateria són:

- Temperatura entrada aire = 26,032ºC
- Humitat relativa de l'aire = 61,9%
- Cabal d'aigua per la bateria = 200 l/h
- Potència de la bateria = 2,1 KW
- Temperatura entrada aigua a la bateria = 14ºC

Es calcula la temperatura de retorn de l'aigua de la bateria utilitzant l'equació 23.

$$Q = m_a \cdot C_e \cdot \rho_a \cdot (T_i - T_r) \qquad \text{(Eq.23)}$$

On:

Q = Potència de la bateria *(kcal/h)*

m_a = Cabal d'aigua *(m³/h)*

C_e = Calor específic de l'aigua *(Kcal/KgºC)* $C_e = 1$ *Kcal/KgºC*

ρ_a = densitat aigua (kg/m³) $\rho_a = 1.000$ *kg/m³*

T_i = Temperatura d'impulsió de l'aigua *(ºC)*

T_s = Temperatura de retorn de l'aigua *(ºC)*

Aplicant els valors a la equació obtenim que la temperatura de retorn de l'aigua és de 23,03ºC.

$$1806\frac{kcal}{h} = 200\frac{l}{h}\cdot 1\frac{Kcal}{Kg^{o}C}\cdot 1\frac{kg}{l}\cdot (T_r - 14)$$

$$T_r = 23{,}03^{o}C$$

Apliquem la mateixa fórmula per tal de trobar la temperatura de l'aire a la sortida d'aquesta bateria pre-tractament canviant el cabal d'aigua i característiques d'aquesta per les de l'aire utilitzant l'equació 24.

$$Q = m_a \cdot C_e \cdot \rho_a \cdot (T_i - T_r) \qquad \text{(Eq.24)}$$

On:

Q = Potència de la bateria *(kcal/h)*

m_a = Cabal d'aire *(m³/h)*

C_e = Calor específic de l'aire *(Kcal/KgºC)* $C_e = 0{,}24$ *Kcal/KgºC*

ρ_a = densitat aire (kg/m³) $\rho_a = 1{,}2$ *kg/m³*

T_i = Temperatura d'impulsió de l'aire *(ºC)*

T_s = Temperatura de retorn de l'aire *(ºC)*

$$1806\frac{kcal}{h} = 900\frac{m^3}{h}\cdot 0{,}24\frac{Kcal}{Kg^{o}C}\cdot 1{,}2\frac{kg}{m^3}\cdot(26{,}2 - T_s)$$

$$T_s = 19{,}2^{o}C$$

Aplicant una temperatura de l'aire de 19,2ºC i una humitat absoluta de 13,12 gr/kg obtenim que l'aire té una humitat relativa del 93,7%.

Evaporador

Per tal de determinar les característiques de l'aire a la sortida de l'evaporador aplicarem l'equació 25.

$$Q = m_a \cdot C_e \cdot (\Delta H) \qquad \text{(Eq.25)}$$

On:

Q = Potència de l'evaporador *(kcal/h)*

m_a = Cabal d'aire *(m³/h)*

ρ_a = densitat aire (kg/m³) $\rho_a = 1{,}2\ kg/m^3$

ΔH = Variació de l'entalpia entre entrada i sortida de l'evaporador.

Les dades que tenim son:

- Potència evaporador $Q = 2.838\ kcal/h$
- Cabal d'aire $m_a = 900\ m^3/h$
- Entalpia a l'entrada de l'evaporador $Hi = 52{,}58\ KJ/Kg$

$$2838\frac{kcal}{h} = 900\frac{m^3}{h}\cdot 1{,}2\frac{kg}{m^3}\cdot(\Delta H)$$

$$\Delta H = 2{,}62\frac{Kcal}{Kg}\cdot 4{,}18\frac{KJ}{Kcal} = 10{,}98\frac{KJ}{Kg}$$

$$H_s = H_i - \Delta H = 52{,}58 - 10{,}98 = 41{,}59\frac{KJ}{Kg}$$

Tenint l'entalpia a la sortida de l'evaporador i que la humitat relativa en aquest punt serà del 100%, tindrem una temperatura de l'aire de 14,8ºC i una humitat absoluta de 10,6 gr/kg.

En l'evaporador es produeix la condensació de l'aigua que tenim en l'aire. Per tant, per saber la quantitat d'aigua que ens traurà aquest deshumidificador aplicarem l'equació 26.

$$m_a des = m_a \cdot \rho_a \cdot (\Delta X) \qquad \text{(Eq.26)}$$

On:

$m_a des$ = massa d'aigua extreta pel deshumidificador *(gr)*

m_a = Cabal d'aire *(m³/h)*

ρ_a = densitat aire (kg/m³) $\rho_a = 1{,}2\ kg/m^3$

ΔX = Variació d'humitat absoluta entre entrada i sortida de l'evaporador.

Substituint valors:

$$m_a des = 900\frac{m^3}{h} \cdot 1{,}2\frac{Kg}{m^3} \cdot (13{,}5\frac{gr}{Kg} - 10{,}6\frac{gr}{Kg}) = 3.132 gr = 3{,}13 Kg$$

Per tant, aquest deshumidificador ens haurà extret de l'aire de l'habitació 3,13 Kg d'aigua per hora.

Condensador

Una vegada s'ha tret l'aigua de l'aire, s'ha de baixar la humitat relativa de l'aire i per tant es fa passar aquest pel condensador.

A l'entrada del condensador tenim les següents característiques de l'aire:

- Temperatura de l'aire = 14,8ºC
- Humitat relativa = 100%
- Humitat absoluta = 10,8 gr/Kg
- Entalpia = 41,59 KJ/Kg

Aplicant la l'equació 27 trobarem la temperatura de l'aire a la sortida del condensador.

$$Q = m_a \cdot C_e \cdot \rho_a \cdot (T_i - T_r) \qquad \text{(Eq.27)}$$

On:

Q = Potència del condensador *(kcal/h)* $Q_{cond} = 3.784$ *Kcal/h*

m_a = Cabal d'aire *(m³/h)*

C_e = Calor específic de l'aire *(Kcal/KgºC)* $C_e = 0,24$ *Kcal/KgºC*

ρ_a = densitat aire (kg/m³) $\rho_a = 1,2$ *kg/m³*

T_i = Temperatura entrada de l'aire *(ºC)*

T_s = Temperatura sortida de l'aire *(ºC)*

$$3784\frac{kcal}{h} = 900\frac{m^3}{h} \cdot 0,24\frac{Kcal}{Kg^{o}C} \cdot 1,2\frac{kg}{m^3} \cdot (T_s - 15,8^{o}C)$$

$$T_s = 29,39^{o}C$$

Agafant aquesta temperatura i la humitat absoluta que tenim a l'entrada, trobem la resta de propietats de l'aire a la sortida del condensador, on tenim una temperatura de 29,39ºC i una humitat relativa del 42%.

Bateria post-tractament

Com que no es pot treure l'aire a una temperatura de 29ºC aproximadament, l'aparell deshumidificador disposa d'una bateria post-tractament que utilitza la mateixa aigua dels pannells radiants per refredar aquest aire sense que augmenti gaire la humitat relativa.

La potència que ens pot donar aquesta bateria és de 2.494 kcal/h, amb una cabal de l'aigua de 300 l/h i una temperatura de l'aigua de 14ºC.

Si apliquem tota la potència d'aquesta bateria post-tractament ens sortiria un aire amb una temperatura de 20,16ºC i un 73,1% d'humitat relativa. Com que nosaltres volem que la temperatura de l'habitació estigui a 25ºC i el 50% d'humitat relativa, trobarem la potència necessaria per aquesta bateria i que la regularem a través del cabal de circulació de l'aigua freda del sistema hidràulic.

Aplicant l'equació 28 trobarem la potència necessària de la bateria post-tractament.

$$Q = m_a \cdot C_e \cdot \rho_a \cdot (T_i - T_r) \qquad \text{(Eq.28)}$$

On:

Q = Potència de la bateria de post-tractament *(kcal/h)*

m_a = Cabal d'aire *(m³/h)*

C_e = Calor específic de l'aire *(Kcal/KgºC)* $C_e = 0{,}24$ *Kcal/KgºC*

ρ_a = densitat aire (kg/m³) $\rho_a = 1{,}2 kg/m^3$

T_i = Temperatura entrada de l'aire *(ºC)*

T_s = Temperatura sortida de l'aire *(ºC)*

$$Q = 900\frac{m^3}{h} \cdot 0{,}24\frac{Kcal}{Kg^{\circ}C} \cdot 1{,}2\frac{kg}{m^3} \cdot (29{,}32^{\circ}C - 25^{\circ}C)$$

$$Q = 1.119{,}74\frac{Kcal}{h}$$

I el cabal que s'haurà de fer circular per aquesta bateria post-tractament suposant un salt tèrmic de 4ºC:

$$Q = m_a \cdot C_e \cdot \rho_a \cdot (T_i - T_r) \qquad \text{(Eq.29)}$$

On:

Q = Potència de la bateria *(kcal/h)*

m_a = Cabal d'aigua *(m³/h)*

C_e = Calor específic de l'aigua *(Kcal/KgºC)* $C_e = 1$ *Kcal/KgºC*

ρ_a = densitat aigua (kg/m³) $\rho_a = 1.000$ *kg/m³*

T_i = Temperatura d'impulsió de l'aigua *(ºC)*

T_s = Temperatura de retorn de l'aigua *(ºC)*

$$1119{,}74\frac{kcal}{h} = m_a \cdot 1\frac{Kcal}{Kg^{o}C} \cdot 1\frac{kg}{l} \cdot (4^{o}C)$$

$$m_a = 280\frac{l}{h}$$

En la taula següent es mostren els resultats obtinguts a través del programa de càlcul del laboratori de Fred i Calor, així com el cicle de treball del deshumidificador en el diagrama psicromètric.

STATE POINT & PROCESS REPORT

Report Date: dijous, juliol 31, 2008
Project Information:
Altitude: 0 (Meters)
Barometric Pressure: 760,001 (mm Hg)
Atmospheric Pressure: 101,325 (kPa)

1, Aire int.

STATE POINT DATA

Air Flow (Standard) (L/s)	Dry Bulb (°C)	Wet Bulb (°C)	Relative Humidity (%)	Humidity Ratio (g/kg)	Specific Volume (cu.m/kg)	Enthalpy (kJ/kg)	Dew Point (°C)	Density (kg/cu.m)	Vapor Pressure (mm Hg)	Absolute Humidity (g/cu.m)
164	25,000	17,879	50,0	9,92	0,858	50,399	13,8674	1,1646	11,8882	11,568

2, Aire ext

STATE POINT DATA

Air Flow (Standard) (L/s)	Dry Bulb (°C)	Wet Bulb (°C)	Relative Humidity (%)	Humidity Ratio (g/kg)	Specific Volume (cu.m/kg)	Enthalpy (kJ/kg)	Dew Point (°C)	Density (kg/cu.m)	Vapor Pressure (mm Hg)	Absolute Humidity (g/cu.m)
86	28,000	25,203	80,0	19,23	0,879	77,226	24,2272	1,1363	22,6977	21,872

3, Mescla

STATE POINT DATA

Air Flow (Standard) (L/s)	Dry Bulb (°C)	Wet Bulb (°C)	Relative Humidity (%)	Humidity Ratio (g/kg)	Specific Volume (cu.m/kg)	Enthalpy (kJ/kg)	Dew Point (°C)	Density (kg/cu.m)	Vapor Pressure (mm Hg)	Absolute Humidity (g/cu.m)
250	26,032	20,655	61,9	13,12	0,865	59,616	18,1630	1,1548	15,6430	15,171

Process: Air Mixing

State Point No. 1 Name	Air Flow Standard (L/s)	Dry Bulb (°C)	Humidity Ratio (g/kg)		State Point No. 2 Name	Air Flow Standard (L/s)	Dry Bulb (°C)	Humidity Ratio (g/kg)
Aire int.	164,0	25,0	9,9		Aire ext	86,0	28,0	19,2

4, Sort.preref

STATE POINT DATA

Air Flow (Standard) (L/s)	Dry Bulb (°C)	Wet Bulb (°C)	Relative Humidity (%)	Humidity Ratio (g/kg)	Specific Volume (cu.m/kg)	Enthalpy (kJ/kg)	Dew Point (°C)	Density (kg/cu.m)	Vapor Pressure (mm Hg)	Absolute Humidity (g/cu.m)
250	19,200	18,505	93,7	13,12	0,845	52,584	18,1630	1,1817	15,6430	15,525

Process: Sensible Cooling

Start Point Name	Total Cooling (kW)	Total Energy (W)	Sensible Energy (W)	Latent Energy (W)	Moisture Difference (kg/hr)	Sensible Heat Ratio	Enthalpy/ Humidity Ratio (kJ/kg / g/kg)
Mescla	-2,1	-2.112	-2.112	0	0,0	1,000	N/A

5, Sort evap

STATE POINT DATA

Air Flow (Standard) (L/s)	Dry Bulb (°C)	Wet Bulb (°C)	Relative Humidity (%)	Humidity Ratio (g/kg)	Specific Volume (cu.m/kg)	Enthalpy (kJ/kg)	Dew Point (°C)	Density (kg/cu.m)	Vapor Pressure (mm Hg)	Absolute Humidity (g/cu.m)
250	15,200	15,200	100,0	10,83	0,831	42,668	15,2000	1,2024	12,9576	13,038

Process: Cooling Coil

Start Point Name	Total Cooling (kW)	Total Energy (W)	Sensible Energy (W)	Latent Energy (W)	Dehumidification (kg/hr)	Sensible Heat Ratio	Enthalpy/ Humidity Ratio (kJ/kg / g/kg)
Sort.preref	-2,977	-2.977	-1.231	-1.746	-2,5	0,414	4,307

6, Sort cond

STATE POINT DATA

Air Flow (Standard) (L/s)	Dry Bulb (°C)	Wet Bulb (°C)	Relative Humidity (%)	Humidity Ratio (g/kg)	Specific Volume (cu.m/kg)	Enthalpy (kJ/kg)	Dew Point (°C)	Density (kg/cu.m)	Vapor Pressure (mm Hg)	Absolute Humidity (g/cu.m)
250	29,800	20,126	41,1	10,83	0,873	57,633	15,2000	1,1445	12,9576	12,410

Process: Sensible Heating

Start Point Name	Total Heating (kW)	Total Energy (W)	Sensible Energy (W)	Latent Energy (W)	Moisture Difference (kg/hr)	Sensible Heat Ratio	Enthalpy/ Humidity Ratio (kJ/kg / g/kg)
Sort evap	4,5	4.493	4.493	0	0,0	1,000	N/A

7, Sort postref

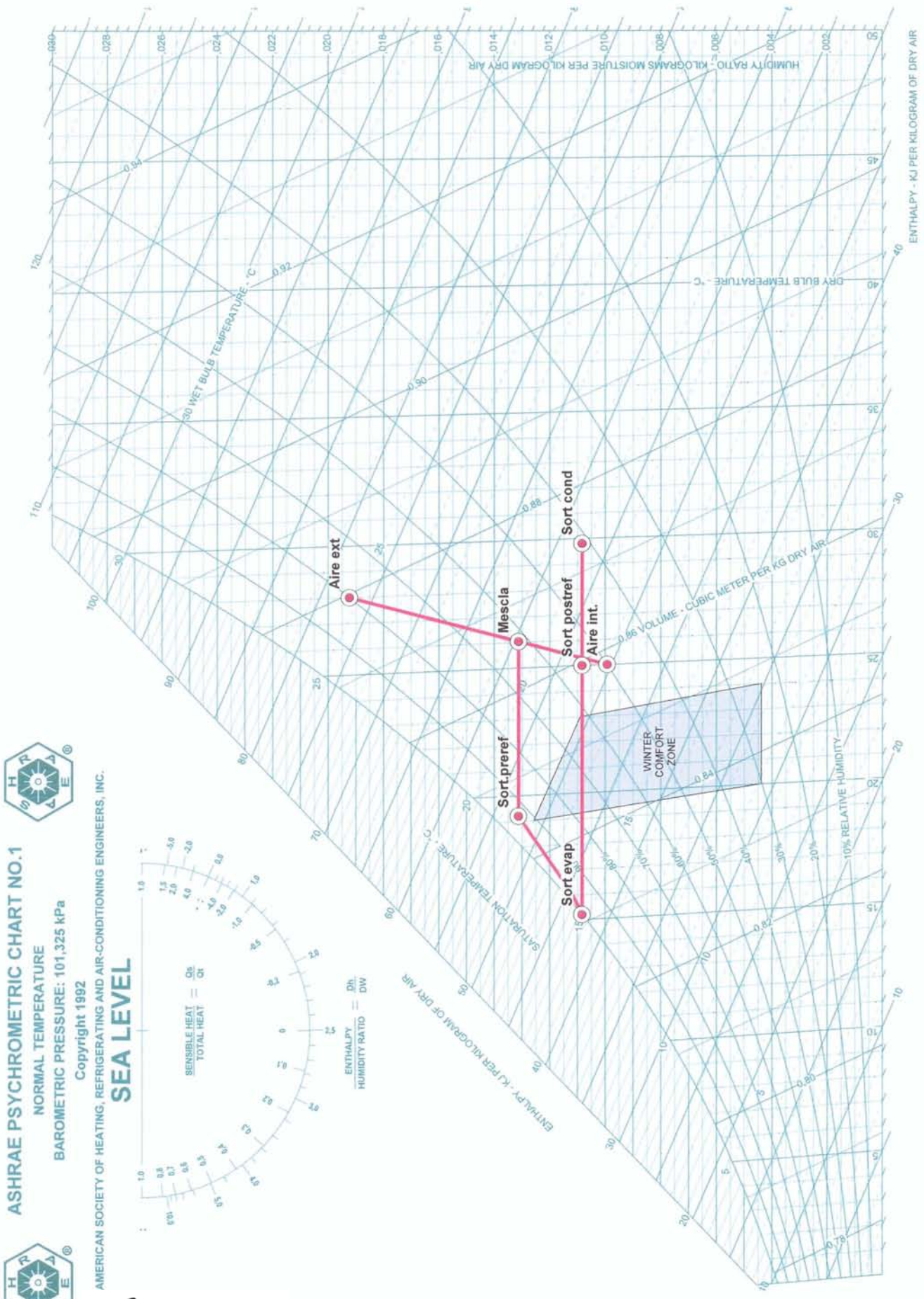
STATE POINT DATA

Air Flow (Standard) (L/s)	Dry Bulb (°C)	Wet Bulb (°C)	Relative Humidity (%)	Humidity Ratio (g/kg)	Specific Volume (cu.m/kg)	Enthalpy (kJ/kg)	Dew Point (°C)	Density (kg/cu.m)	Vapor Pressure (mm Hg)	Absolute Humidity (g/cu.m)
250	25,000	18,604	54,5	10,83	0,859	52,713	15,2000	1,1630	12,9576	12,609

STATE POINT & PROCESS REPORT

Process: Sensible Cooling

Start Point Name	Total Cooling (kW)	Total Energy (W)	Sensible Energy (W)	Latent Energy (W)	Moisture Difference (kg/hr)	Sensible Heat Ratio	Enthalpy/ Humidity Ratio (kJ/kg / g/kg)
Sort cond	-1,5	-1.477	-1.477	0	0,0	1,000	N/A


ASHRAE PSYCHROMETRIC CHART NO.1
NORMAL TEMPERATURE
BAROMETRIC PRESSURE: 101,325 kPa
Copyright 1992
AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS, INC.
SEA LEVEL
Aire ext
Mescla
Sort.preref
Sort evap
Sort postref
Sort cond
Aire int.
WINTER COMFORT ZONE
ENTHALPY - KJ PER KILOGRAM OF DRY AIR
HUMIDITY RATIO - KILOGRAMS MOISTURE PER KILOGRAM DRY AIR
DRY BULB TEMPERATURE - °C
WET BULB TEMPERATURE - °C
SATURATION TEMPERATURE - °C
VOLUME - CUBIC METER PER KG DRY AIR
10% RELATIVE HUMIDITY

B.14. Disseny i càlcul conductes de ventilació

La missió d'un sistema de conductes d'aire és transportar l'aire des de l'aparell deshumidificador o condicionador d'aire fins a l'espai on aquest serà tractat.

La xarxa de conductes que distribueix l'aire sol classificar-se segons:

La forma:

- Conductes circulars: transporten l'aire a major velocitat i conseqüentment són de major dimensió.
- Conductes rectangulars: transporten aire a menor velocitat però permeten una major adaptació per fer-los passar per obertures i salvar obstacles.

La velocitat de l'aire:

- Baixa velocitat: velocitats menors de 10 o 12 m/s.
- Altes velocitat: velocitats superiors a 10 o 12 m/s.

La pressió:

- Baixa pressió: fins 90 mm.c.a
- Mitja pressió: des de 90 mm.c.a fins a 180 mm.c.a.
- Alta pressió: des de 180 mm.c.a fins a 300 mm.c.a.

Aquestes pressions indicades són pressions totals, incloent-hi les pèrdues de càrrega dins l'equip deshumidificador, conductes i boques d'impulsió.

Diàmetre equivalent

Encara que un conducte sigui rectangular, és molt difícil establir una comparació amb una canonada circular equivalent al conducte rectangular. El conducte circular, de secció equivalent, es defineix com aquell conducte que té la mateixa longitud, el mateix cabal i la mateixa pèrdua de càrrega per fregament que el conducte rectangular.

Per obtenir el diàmetre equivalent a partir de les dimensions (horitzontal i vertical) del conducte rectangular podent-se utilitzar taules o bé l'equació 30.

$$D_e = 1{,}3 \cdot \frac{(W \cdot H)^{0{,}625}}{(W + H)^{0{,}250}} \qquad \text{(Eq.30)}$$

On:

De = Diàmetre equivalent *(mm)*

W = Amplada del conducte *(mm)*

H = Altura del conducte *(mm)*

Mètodes de càlcul de conductes d'aire

Per determinar les dimensions dels conductes d'aire existeixen tres mètodes de càlcul:

1. Mètode de reducció de velocitat
2. Mètode de recuperació estàtica
3. Mètode de pèrdua de càrrega constant

El primer mètode és el més senzill però resulta molt inexacte i, per tant, només s'utilitza per instal·lacions petites.
El mètode de recuperació estàtica és el més exacte, però resulta molt més complex, i només s'utilitza en grans instal·lacions.

El mètode de pèrdua de càrrega constant és el mètode que s'adoptarà en el càlcul dels conductes d'aire d'aquest projecte, al ser un mètode suficientment precís, senzill de calcular, i el més utilitzat per instal·lacions mitjanes.

Aquest mètode s'utilitza en conductes d'impulsió, retorn i extracció d'aire. Consisteix en calcular els conductes de forma que tinguin la mateixa pèrdua de càrrega per unitat de longitud al llarg de tot el sistema.

El càlcul d'aquest mètode està dividit en dues parts diferents i sempre seguint el següent ordre:

1er. Determinació de les seccions
2on. Càlcul de les pèrdues de càrrega

Determinació de les seccions

Una conducció d'impulsió o de recuperació varia la seva secció en funció del cabal d'aire que circula pels conductes.
Una vegada determinada la quantitat d'aire a impulsar en els locals per contrarestar les càrregues, s'ha de distribuir les boques d'impulsió assignant un cabal a cada una, igualment que en les boques de retorn.
Després de realitzar la distribució de la xarxa de conductes, que uneixen les boques, atenent a:

- Possibilitats de pas de les conduccions
- Conductes han de ser el més curts possible
- Situar la màquina deshumidificadora o acondicionadora en un lloc central per tal de disminuir la longitud del tram més llarg.

Pel càlcul es segueix el següent procés:

Es calcula la secció del primer tram. Per això s'escull una velocitat inicial de l'aire segons s'aconsella en la taula B.25.

Aplicació	Conducte principal		Conductes derivats	
	Impulsió	Retorn	Impulsió	Retorn
Residència	5	4	3	3
Apartaments Dormitoris d'hotel Dormitoris d'hospital	7,5	6,6	6	5
Oficines particulars Despatxos de directors Biblioteques	8,5	6,5	7	5,5
Sales de cinema i teatre Auditoris	6,5	5,5	5	4
Oficines públiques Restaurants de 1ª categoria Comerços de 1ª categoria Bancs	9	7	8	6
Comerços de categoria mitja Cafeteries	10	7,5	8	6
Locals industrials	15	9	11	7,5

Taula B.25. Velocitats màximes recomanades per sistemes de baixa velocitat (m/s)

Al tractar-se d'una residència o vivenda, s'escull el valor de 5 m/s de la taula B.25 pel càlcul del primer tram de conductes.

Per trobar la secció del primer tram, s'aplica l'equació 31.

$$S = \frac{\overset{\circ}{V}}{c} \qquad \text{(Eq.31)}$$

On:

S = Secció del tram *(m²)*

$\overset{\circ}{V}$ = Cabal d'aire *(m³/s)*

c = Velocitat de l'aire *(m/s)*

A partir de la secció inicial es dedueixen totes les demés, en base a que la pèrdua de càrrega és constant. Això s'aconsegueix de la següent forma:

a. A partir de la primera secció, S, es determina el seu diàmetre equivalent, mitjançant taula o fórmula.

b. A partir d'un gràfic de pèrdua de càrrega es determina, entrant en el gràfic amb el diàmetre equivalent i el cabal d'aire de la primera secció, la pèrdua de càrrega unitària.
c. Es traça una línia vertical en el diagrama que correspongui a aquesta caiguda unitària.
d. En base al cabal de cada tram i de la caiguda de pressió unitària traçada, s'obté el seu diàmetre equivalent i, per tant, les seves dimensions.

Càlcul del cabal d'aire

Els aparells deshumidificadors escollits, tal i com s'ha vist en l'apartat B.13 d'aquest Annex, agafen una quantitat d'aire determinada de cada habitació, el qual expulsarà a l'exterior. Aquesta quantitat vindrà determinada per les renovacions d'aire establertes pel càlcul de les càrregues tèrmiques de ventilació i que s'ha establert que seria d'una vegada el volum de l'habitació per hora.
A part d'aquesta quantitat d'aire extreta, l'aparell deshumidificador agafarà una quantitat determinada d'aire exterior i d'aire interior per fer una mescla dels dos aires i tractar-los per tal que l'aire surti a les necessitats establertes de confort.

Càlcul de les pèrdues de càrrega

Per la determinació de les seccions dels conductes, es pot realitzar el càlcul de la pèrdua de càrrega unitària mitjançant un gràfic de pèrdues de càrrega. Una altra forma de calcular la pèrdua de càrrega és mitjançant fórmules.
El gràfic depèn del material en que s'ha fet el conducte, normalment s'utilitza el gràfic per conductes metàl·lics de xapa galvanitzada. El problema d'utilitzar aquests gràfics és que no es detallen tots els punts necessaris, tenint que estimar, subjectivament, el punt buscat.
Mitjançant la utilització de fórmula, el problema de la subjectivitat desapareix, podent trobar el diàmetre equivalent d'una manera més objectiva. A continuació es mostra la equació 32 on es mostra la forma de calcular la pèrdua de càrrega unitària en conductes d'aire de velocitats compreses entre 2 i 10 m/s.

$$\frac{\Delta p}{L} = 0{,}01427 \cdot f' \cdot \frac{c'^{1,82}}{D_e^{1,22}} \qquad \text{(Eq.32)}$$

On:

Δp/L = Pèrdua de pressió unitària *(Pa/m)*

f' = Coeficient de pèrdues del conducte

De = Diàmetre de conducte equivalent circular *(m)*

c' = Velocitat de l'aire en el conducte equivalent circular *(m/s)*

La forma escollida pel càlcul de les pèrdues de càrrega ha estat utilitzant la fórmula anterior.

Per una millor uniformitat d'unitat, les pèrdues de pressió unitària s'han canviat de Pascals (Pa) a mil·límetres de columna d'aigua (mm.c.a) utilitzant el factor de conversió: 1 mm.c.a = 9,8 Pa.

Tal i com s'ha detallat en el punt de determinació de les seccions, una vegada establerta la pèrdua de càrrega unitària es procedeix a determinar les seccions dels restants trams de conductes de la instal·lació.

Una vegada determinats aquests, s'ha de tenir en compte altres pèrdues de càrrega, producte de les derivacions i corbes que puguin sorgir en la instal·lació, així com dels elements de difusió de l'aire als locals.

Càlcul de les pèrdues de càrrega en les derivacions

En les derivacions de conductes s'origina una pèrdua de pressió en el conducte que es deriva, que està relacionada amb l'angle de gir de la derivació, α i d'un factor de pèrdues, K, tal i com es mostra en l'equació 33.

$$\Delta p_{deriv} = \frac{\alpha}{90} \cdot K \cdot \rho \cdot \frac{c_p^{\,2}}{2} \qquad \text{(Eq.33)}$$

On:

Δp_{deriv} = Pèrdua de pressió en les derivacions *(Pa)*

K = Factor de pèrdues

α = Angle de gir en les derivacions *(graus)*

ρ = Densitat de l'aire *(kg/m³)*

c_p = Velocitat de l'aire en el conducte principal *(m/s)*

De la mateixa manera que en el punt anterior, per una millor uniformitat d'unitats, les unitats de la pèrdua de pressió en les derivacions, s'han passat a mm.c.a.

El valor del factor de pèrdues K, es troba a partir de la relació entre els cabals del conducte principal i del de la derivació, i de les seccions d'aquest conductes. Aquest valor de K es troba a la taula B.26. que es mostra a continuació.

$\mathring{V}_D / \mathring{V}_P$	A_d / A_p						
	0,25	0,30	0,40	0,50	0,60	0,75	1,00
0,1	0,382	0,398	0,435	0,588	0,681	0,640	0,724
0,2	0,340	0,390	0,356	0,385	0,516	0,501	0,584
0,3	0,477	0,493	0,377	0,269	0,409	0,404	0,486
0,4	0,792	0,706	0,498	0,241	0,357	0,370	0,400
0,5	1,285	1,030	0,719	0,300	0,367	0,332	0,336
0,6	1,957	1,465	1,041	0,447	0,432	0,358	0,294
0,7	2,808	2,010	1,462	0,682	0,555	0,425	0,274
0,8	3,836	2,666	1,983	1,004	0,736	0,534	0,276
0,9	5,046	3,432	2,604	1,413	0,974	0,684	0,300
1,0	6,429	4,309	3,325	1,911	1,270	0,875	0,346

Taula B.26. Factor K de pèrdues en la derivació

Càlcul de les pèrdues de càrrega en colzes circulars

Una altra de les pèrdues de càrrega que s'han de tenir en compte són les produïdes per colzes circulars. Aquestes pèrdues es poden trobar calculant la longitud equivalent. El càlcul de la longitud equivalent es pot efectuar segons l'equació 34.

$$L_e = \frac{\alpha}{90} \cdot G \cdot \left[0{,}33 \cdot \frac{R}{G} \right]^{\left(-2{,}13 \cdot \left(\frac{N}{G} \right)^{-0{,}126} \right)} \qquad \text{(Eq.34)}$$

On:

Le = Longitud equivalent *(m)*

α = Angle de gir del colze *(graus)*

G = Dimensió del conducte que gira *(m)*

N = Dimensió del conducte que no gira *(m)*

R = Radi de gir *(m)*

Pèrdua de càrrega en difusors

La pèrdua de càrrega en difusors és un valor que proporciona el fabricant del difusor escollit i depèn de la secció d'aquest.

Recuperació de la pressió estàtica en les derivacions

El flux d'aire al llarg d'una xarxa de conductes va variant, ja que després de cada derivació el flux d'aire disminueix. Aquesta variació de cabal en els conductes, provoca que la velocitat de l'aire també variï i amb ella la pressió en el conducte. Quan la velocitat de l'aire disminueix en la direcció del flux, es produeix el fenomen de recuperació de pressió estàtica, que permet compensar en part la caiguda de pressió per fregament. L'equació 35 mostra com es permet obtenir aquesta recuperació, suposant que només s'aprofita el 75% de la recuperació de pressió estàtica.

$$\Delta p_{R.E} = 0{,}75 \cdot \rho \cdot \frac{c_1^{\,2} - c_2^{\,2}}{2} \qquad \text{(Eq.35)}$$

On:

$\Delta p_{R.E}$ = Recuperació estàtica en les derivacions *(N/m²)*

ρ = Densitat de l'aire *(kg/m³)*

c_1 = Velocitat de l'aire en el conducte abans de la derivació *(m/s)*

c_2 = Velocitat de l'aire en el conducte derivat *(m/s)*

Càlcul de la pèrdua de càrrega total

El càlcul de la pèrdua de càrrega total recull totes les pèrdues mencionades en els apartats anteriors. Aplicant els factors de conversió corresponents, per la uniformitat de les unitats, es pot dir que la pèrdua de càrrega total s'obtindrà mitjançant l'equació 36.

$$\Delta p_{total} = \left(\frac{\Delta p}{L}\right) \cdot (L + Le) + \Delta p_{deriv} + \Delta p_{difusor} - \Delta p_{R.E} \qquad \text{(Eq.36)}$$

On:

Δp_{total} = Pèrdua de càrrega total *(mm.c.a)*

Δp_{deriv} = Pèrdua de pressió en les derivacions *(mm.c.a)*

$\Delta p_{difusor}$ = Pèrdua de pressió en el difusor *(mm.c.a)*

$\Delta p_{R.E}$ = Recuperació estàtica en les derivacions *(mm.c.a)*

B.14.1. Cabals d'aire de la xarxa de conductes

Els diferents cabals d'aire vindran determinats pels resultats obtinguts en el càlcul de l'aire de renovació i pel cabal que ens aporta cada màquina deshumidificadora. Per tant, els cabals que hi haurà per habitació es poden veure a la taula B.27.

Planta Baixa

Habitació	Cabal aspiració aire interior *(m³/h)*		Cabal aspiració aire exterior *(m³/h)*	Cabal d'impulsió aire tractat *(m³/h)*
	Aire interior per tractar	Aire interior per expulsar		
Entrada	36,20	24,77	24,77	60,97
Distribuïdor	22,75	15,57	15,57	38,32
Habitació 1	44,78	30,65	30,65	75,43
Habitació 2	34,66	23,72	23,72	58,38
Habitació 3	50,19	34,35	34,35	84,54
Bany 1	29,73	20,35	20,35	50,08
Escala	19,14	13,10	13,10	32,24
Total	237,47	162,52	162,52	400

Planta 1ª

Distribuïdor	33,23	17,55	17,55	50,78
Menjador	169,69	89,60	89,60	259,29
Cuina	95,68	50,52	50,52	146,20
Habitació 4	57,10	30,15	30,15	87,25
Bany 2	31,45	16,62	16,62	48,07
Habitació 5	61,74	32,60	32,60	94,34
Passadís	9,75	5,15	5,15	14,90
Habitació 6	87,49	46,20	46,20	133,69
Bany 3	42,80	22,60	22,60	65,40
Total	589	311	311	900

Taula B.27. Cabals d'aire per habitació

B.14.2. Determinació de la xarxa de conductes a la planta baixa

Les condicions inicials per determinar les dimensions dels conductes, així com la velocitat en cada tram i el cabal es mostren a la taula B.28.

Velocitat aire impulsió	5,00 m/s
Cabal d'aire en el primer tram	400 m³/h
Densitat de l'aire	1,2 kg/m³
Límit d'altura del conducte	200 mm
Secció del primer tram	0,022 m²
Longitud del primer tram	2,30 m
Diàmetre equivalent	0,168 m (168,20 mm)
Rugositat de conducte de xapa galvanitzada	0,90
Factor constant	0,01427
Pèrdua de càrrega unitària	0,204 mm.c.a

Taula B.28. Condicions inicials pel càlcul de conducte d'aire a la planta baixa

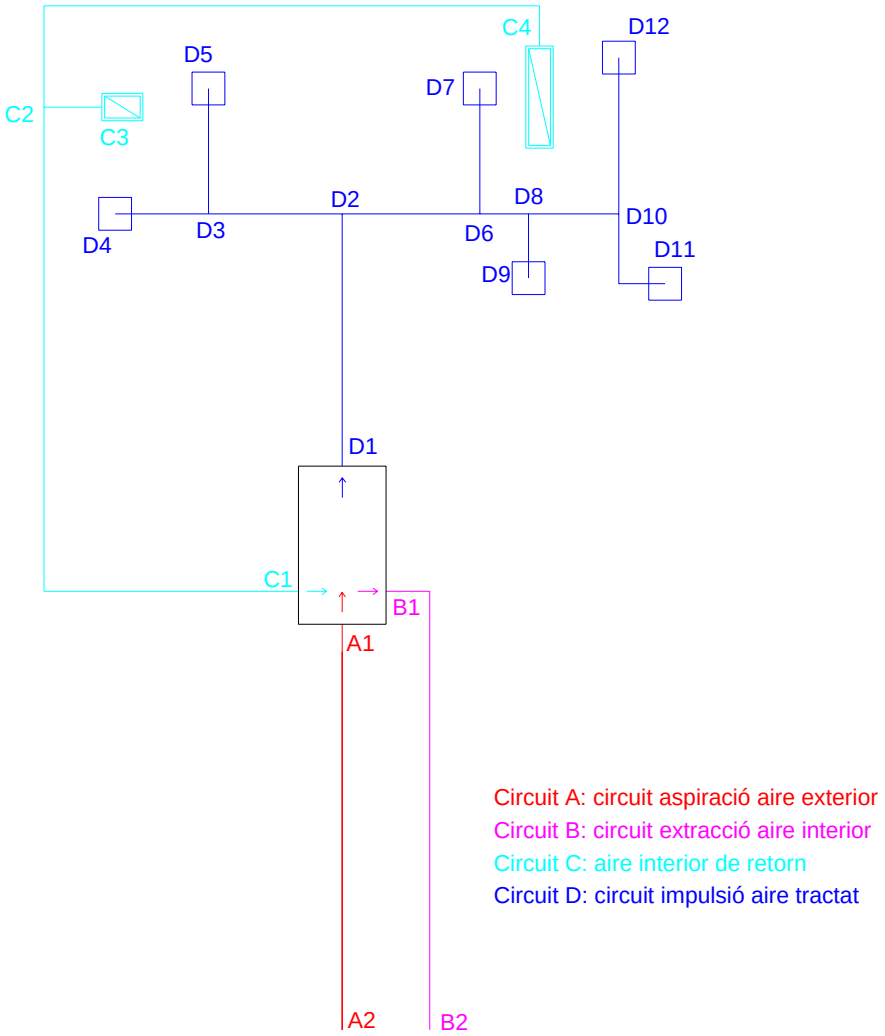


Fig. B.12. Esquema conductes d'aire planta baixa

Determinació dimensions conductes i velocitat de cada tram:

Circuit	Tram	Longitud *(m)*	Cabal *(m³/h)*	Ø equiv. *(mm)*	Altura *(mm)*	Amplada *(mm)*	Velocitat *(m/s)*
A	A1-A2	3,45	162,52	107,21	150	150	2,00
B	B1-B2	4,40	162,52	107,21	150	150	2,00
C	C1-C2	6,75	400	168,20	150	150	4,93
	C2-C3	3,03	134,62	98,19	100	100	3,74
	C2-C4	8,32	265,34	137,85	150	150	3,27
D	D1-D2	2,30	400	168,20	150	150	4,93
	D2-D3	1,22	134,62	98,19	100	100	3,74
	D3-D4	0,85	50,08	68,82	100	100	1,39
	D3-D5	1,15	84,54	89,42	100	100	2,34
	D2-D6	1,26	265,34	137,85	100	150	4,91
	D6-D7	1,15	58,38	64,82	100	100	1,62
	D6-D8	0,44	206,96	122,05	100	150	3,83
	D8-D9	0,59	38,32	59,46	100	100	1,06
	D8-D10	0,82	168,64	124,75	100	150	3,12
	D10-D11	1,06	93,21	102,74	100	100	2,58
	D10-D12	1,43	75,43	92,42	100	100	2,09

Taula B.29. Dimensions i velocitats conductes

Recuperació estàtica en derivacions

Nº de derivacions	CIRCUIT C		Velocitat		Recuperació estàtica de pressió	
	Abans de la derivació	Després de la derivació	Abans de la derivació *(m/s)*	Després de la derivació *(m/s)*	*(N/m²)*	*(mm.c.a)*
1	C1-C2	C2-C3	4,93	3,74	4,642	0,473

Nº de derivacions	CIRCUIT D		Velocitat		Recuperació estàtica de pressió	
	Abans de la derivació	Després de la derivació	Abans de la derivació *(m/s)*	Després de la derivació *(m/s)*	*(N/m²)*	*(mm.c.a)*
1	D1-D2	D2-D6	4,93	4,91	0,088	0,009
2	D2-D3	D3-D5	3,74	2,34	3,83	0,390
3	D2-D6	D6-D8	4,91	3,83	4,24	0,433
4	D6-D8	D8-D10	3,83	3,12	2,22	0,226
5	D8-D10	D10-D11	3,12	2,58	1,38	0,141

Taula B.30. Recuperació estàtica en derivacions

Pèrdues en les derivacions

Circuit C

Nº de derivacions	Cabal del conducte			Area del conducte			Factor k	Angle α	Δp deriv. *(mm.c.a)*
	Principal Vp *(m³/h)*	Derivat Vd *(m³/h)*	Vd/Vp	Principal Ap *(mm²)*	Derivat Ad *(mm²)*	Ad/Ap			
1	400	134,62	0,3	22.500	10.000	0,4	0,377	90	0,560

Circuit D

Nº de derivacions	Cabal del conducte			Area del conducte			Factor k	Angle α	Δp deriv. *(mm.c.a)*
	Principal Vp *(m³/h)*	Derivat Vd *(m³/h)*	Vd/Vp	Principal Ap *(mm²)*	Derivat Ad *(mm²)*	Ad/Ap			
1	400	265,34	0,7	22.500	15.000	0,7	0,425	90	0,632
2	134,62	84,54	0,6	10.000	10.000	1	0,294	90	0,251
3	265,34	206,96	0,8	15.000	15.000	1	0,276	90	0,407
4	206,96	168,64	0,8	15.000	15.000	1	0,276	90	0,247
5	168,64	93,21	0,6	15.000	10.000	0,7	0,358	90	0,213

Taula B.31. Pèrdues de càrrega en derivacions

Pèrdues en colzes circulars

Tram	Angle α	G *(m)*	R *(m)*	N *(m)*	Long. equival. *(m)*
C1-C4	90	0,15	0,15	0,15	1,59

Tram	Angle α	G *(m)*	R *(m)*	N *(m)*	Long. equival. *(m)*
D10-D11	90	0,1	0,1	0,1	1,06

Taula B.32. Pèrdues de càrrega en colzes circulars

Pèrdues en els difusors i reixes de retorn

Tots els difusors que s'han instal·lat en aquesta planta són difusors quadrats de 150x150 mm de la marca KOOLAIR, model 50-FR-4. La pèrdua de càrrega varia en funció del cabal

d'aire. En aquest cas s'utilitza per tots els difusors la mateixa pèrdua de càrrega que es dóna amb el cabal d'aire màxim que hi ha a les diferents habitacions i que serà de 4,5 *Pa*.

Per les reixes de retorn s'escullen de diferents mides segons a l'habitació on estiguin ubicades. En aquesta planta s'instal·len dues columnes d'aire de retorn, on cadascuna d'elles si faran les obertures necessàries per a cada habitació. Les reixes són de la marca KOOLAIR de la sèrie 20-45. A continuació es detalla la mida de la columna de retorn i les reixes que s'hauran de muntar.

Columna retorn	Punt C3	Punt C4			
Dimensions columna (mm)	300x200	1000x300			
			Velocitat efectiva *(m/s)*	Pressió estàtica *(Pa)*	Nivell sonor
Reixa Entrada		250x100	1,7	3,1	12
Reixa Distribuïdor		200x100	1,8	3,5	12
Reixa Habitació 1		250x100	2	4,2	16
Reixa Habitació 2		250x100	1,7	3,1	12
Reixa Habitació 3	200x150		1,8	3,7	15
Reixa Bany 1	200x100		1,8	3,5	12

Taula B.33. Característiques reixes de retorn

Pèrdues de càrrega totals

Tram	Longitud *(m)*	Recuperació estàtica en deriv. *(mm.c.a)*	Pèrdua de càrrega unitària *(mm.c.a/m)*	Pèrdua de càrrega en derivac. *(mm.c.a)*	Long. equival. *(m)*	Pèrdua de càrrega *(mm.c.a)*
C1-C2	6,75	0,473	0,204	0,560	1,59	1,788
C2-C3	3,03	0,000	0,204	0,000	0,000	0,618
	Reixes					0,377
C2-C4	8,32	0,000	0,204	0,000	3,18	2,346
	Reixes					0,428

Taula B.34. Pèrdues de càrrega conductes retorn

Tram	Longitud *(m)*	Recuperació estàtica en deriv. *(mm.c.a)*	Pèrdua de càrrega unitària *(mm.c.a/m)*	Pèrdua de càrrega en derivac. *(mm.c.a)*	Long. equival. *(m)*	Pèrdua de càrrega *(mm.c.a)*
D1-D2	2,30	0,009	0,204	0,561	0,000	1,021
D2-D3	1,22	0,390	0,204	0,251	0,000	0,109
D3-D4	0,85	0,000	0,204	0,000	0,000	0,173
	Difusor (150x150)					0,459
D3-D5	1,15	0,000	0,204	0,000	0,000	0,234
	Difusor (150x150)					0,459
D2-D6	1,26	0,433	0,204	0,407	0,000	0,231
D6-D7	1,15	0,000	0,204	0,000	0,000	0,234
	Difusor (150x150)					0,459
D6-D8	0,44	0,226	0,204	0,247	0,000	0,110
D8-D9	0,59	0,000	0,204	0,000	0,000	0,120
	Difusor (150x150)					0,459
D8-D10	0,82	0,141	0,204	0,213	0,000	0,239
D10-D11	1,06	0,000	0,204	0,000	1,06	1,276
	Difusor (150x150)					0,459
D10-D12	1,43	0,000	0,204	0,000	0,000	0,291
	Difusor (150x150)					0,459

Taula B.35. Pèrdues de càrrega conductes impulsió

Determinació de la màxima pèrdua de càrrega que ha de vèncer el ventilador del deshumidificador de la planta baixa.

Punt inicial	Punt final	Pèrdua de càrrega (mm.c.a)
C1	C3	2,783
C1	C4	4,562

Punt inicial	Punt final	Pèrdua de càrrega (mm.c.a)
D1	D4	1,762
D1	D5	1,823
D1	D7	1,945
D1	D9	1,941
D1	D11	3,336
D1	D12	2,351

Taula B.36. Pèrdues de càrrega per circuit

El ventilador del deshumidificador ha de vèncer una pèrdua de càrrega de 3,336 mm.c.a del punt D1 fins al punt D11 i de 4,562 mm.c.a del punt C1 al C4. Segons les gràfiques de la màquina deshumidificadora, tant el ventilador d'impulsió com el de recuperació, amb els cabals estimats, poden absorbir sense problemes aquestes pèrdues de càrrega.

B.14.3. Determinació de la xarxa de conductes a la planta primera

Les seccions dels conductes per la planta primera seran:

Velocitat aire impulsió	5,00 m/s
Cabal d'aire en el primer tram	900 m³/h
Densitat de l'aire	1,2 kg/m³
Límit d'altura del conducte	200 mm
Secció del primer tram	0,05 m²
Longitud del primer tram	2,30 m
Diàmetre equivalent	0,252 m (252,31 mm)
Rugositat de conducte de xapa galvanitzada	0,90
Factor constant	0,01427
Pèrdua de càrrega unitària	0,112 mm.c.a

Taula B.37. Condicions inicials pel càlcul de conducte d'aire a la planta primera

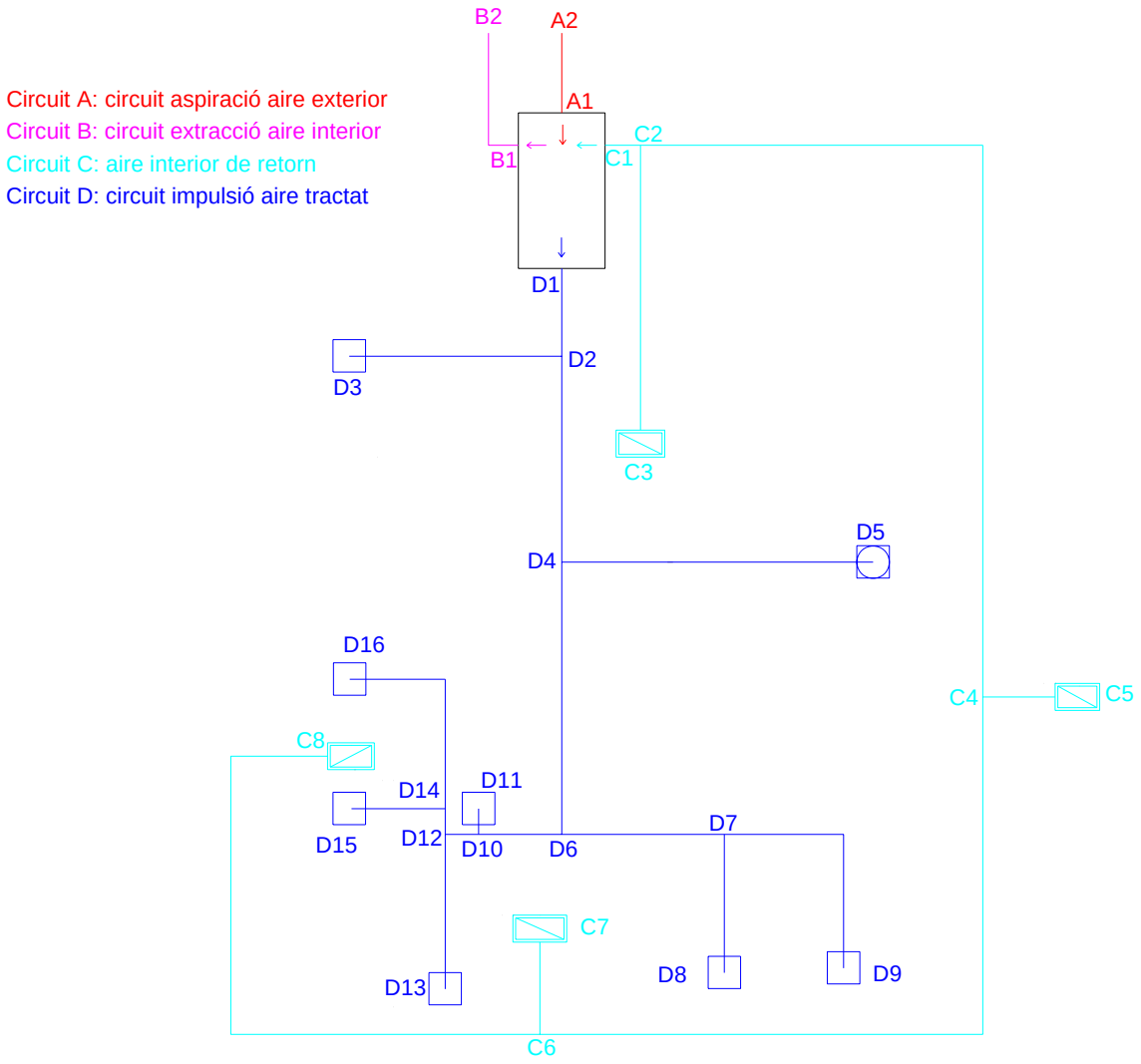


Fig. B.13. Esquema conductes d'aire planta baixa

Determinació dimensions conductes i velocitat de cada tram:

Circuit	Tram	Longitud (m)	Cabal (m³/h)	Ø equiv. (mm)	Altura (mm)	Amplada (mm)	Velocitat (m/s)
A	A1-A2	0,74	311	148,32	150	250	2,30
B	B1-B2	1,32	311	148,32	150	250	2,30
C	C1-C2	0,33	900	252,31	200	250	5
	C2-C3	5,53	275,85	139,68	150	150	3,40
	C2-C4	8,27	624,15	210,11	200	200	4,33
	C4-C5	3,17	263,33	146,58	150	150	3,25
	C4-C6	7,21	360,82	168,44	200	200	2,50
	C6-C7	3,35	225,42	178,37	150	200	2,08
	C6-C8	8,83	135,32	138,20	100	150	2,50
D	D1-D2	0,81	900	252,31	200	250	5
	D2-D3	1,96	146.20	101,69	100	150	2,70
	D2-D4	1,91	753,80	230,91	200	250	4,18
	D4-D5	2,87	259,29	147,98	150	150	3,20
	D4-D6	2,52	494,51	204,36	200	200	3,43
	D6-D7	1,50	199,09	143,19	150	150	2,45
	D7-D8	1,28	65,40	97,00	100	100	1,81
	D7-D9	2,34	133,69	138,69	100	150	2,47
	D6-D10	0,77	295,42	174,42	150	200	2,73
	D10-D11	0,25	65,68	92,24	100	100	1,82
	D10-D12	0,30	229,74	172,52	150	150	2,12
	D12-D13	1,43	94,34	125,45	100	100	2,62
	D12-D14	0,24	135,40	150,29	100	150	2,50
	D14-D15	0,88	48,07	82,46	100	100	1,33
	D14-D16	2,08	87,25	111,10	100	100	2,42

Taula B.38. Dimensions i velocitats conductes

Recuperació estàtica en derivacions

Nº de derivacions	CIRCUIT C		Velocitat		Recuperació estàtica de pressió	
	Abans de la derivació	Després de la derivació	Abans de la derivació *(m/s)*	Després de la derivació *(m/s)*	*(N/m²)*	*(mm.c.a)*
1	C1-C2	C2-C4	5	4,33	2,81	0,287
2	C2-C4	C4-C6	4,33	2,50	5,62	0,574
3	C4-C6	C6-C8	2,50	2,50	0,00	0,000

Nº de derivacions	CIRCUIT D		Velocitat		Recuperació estàtica de pressió	
	Abans de la derivació	Després de la derivació	Abans de la derivació (m/s)	Després de la derivació (m/s)	(N/m²)	(mm.c.a)
1	D1-D2	D2-D4	5	4,18	3,38	0,345
2	D2-D4	D4-D6	4,18	3,43	2,56	0,262
3	D4-D6	D6-D10	3,43	2,73	1,94	0,198
4	D6-D10	D10-D12	2,73	2,12	1,33	0,135
5	D10-D12	D12-D14	2,12	2,50	-0,47	-0,048
6	D12-D14	D14-D16	2,50	2,42	0,17	0,018
7	D6-D7	D7-D9	2,45	2,47	-0,04	-0,004

Taula B.39. Recuperació estàtica en derivacions

Pèrdues en les derivacions

Circuit C

Nº de derivacions	Cabal del conducte			Area del conducte			Factor k	Angle α	Δp deriv. *(mm.c.a)*
	Principal Vp *(m³/h)*	Derivat Vd *(m³/h)*	Vd/Vp	Principal Ap *(mm²)*	Derivat Ad *(mm²)*	Ad/Ap			
1	900	624,15	0,7	50.000	40.000	0,8	0,425	90	0,650
2	624,15	360,82	0,6	40.000	40.000	1	0,294	90	0,337
3	360,82	135,32	0,4	40.000	15.000	0,4	0,498	90	0,190

Circuit D

Nº de derivacions	Cabal del conducte			Area del conducte			Factor k	Angle α	Δp deriv. *(mm.c.a)*
	Principal Vp *(m³/h)*	Derivat Vd *(m³/h)*	Vd/Vp	Principal Ap *(mm²)*	Derivat Ad *(mm²)*	Ad/Ap			
1	900	753,80	0,8	50.000	50.000	1	0,276	90	0,422
2	753,80	494,51	0,7	50.000	40.000	0,8	0,425	90	0,454
3	494,51	295,42	0,6	40.000	30.000	0,75	0,358	90	0,257
4	295,42	229,74	0,8	30.000	22.500	0,75	0,534	90	0,243
5	229,74	135,40	0,6	22.500	15.000	0,7	0,358	90	0,098
6	135,40	87,25	0,6	15.000	10.000	0,7	0,358	90	0,137
7	199,09	133,69	0,7	22.500	15.000	0,7	0,425	90	0,156

Taula B.40. Pèrdues de càrrega en derivacions

Pèrdues en colzes circulars

Tram	Angle α	G *(m)*	R *(m)*	N *(m)*	Long. equival. *(m)*
C2-C4	90	0,20	0,20	0,20	2,12
C4-C6	90	0,20	0,20	0,20	2,12
C6-C8	90	0,15	0,15	0,10	1,80

Tram	Angle α	G *(m)*	R *(m)*	N *(m)*	Long. equival. *(m)*
D7-D9	90	0,15	0,15	0,10	1,80
D14-D16	90	0,10	0,10	0,10	1,06

Taula B.41. Pèrdues de càrrega en colzes circulars

Pèrdues en els difusors i reixes de retorn

En aquesta planta s'han instal·lat diferents tipus de difusors. A totes les habitacions es muntaran difusors quadrats de 150x150 mm, menys en el menjador, cuina i habitació 6 que es muntaran difusors de 225x225 mm. La marca dels difusors és KOOLAIR, model 50-FR-4 i les característiques d'aquests varien segons el cabal d'aire que circuli i el model.

Per determinar les pèrdues de càrrega dels difusors agafem el cabal més gran que hi ha a les diferents habitacions i segons les taules del fabricant trobem la pèrdua de càrrega per a cada difusor que la unificarem a un sol valor. Per tant, pels difusors de 150x150 la pèrdua de càrrega serà de 4,5 *Pa*, mentre que pels difusors de 225x225, la pèrdua de càrrega serà de 5,7 *Pa*.

Per les reixes de retorn s'escullen de diferents mides segons a l'habitació on estiguin ubicades. En aquesta planta s'instal·len dues columnes d'aire de retorn, on cadascuna d'elles si faran les obertures necessàries per a cada habitació. Les reixes són de la marca KOOLAIR de la sèrie 20-45. A continuació es detalla la mida de la columna de retorn i les reixes que s'hauran de muntar.

Columna retorn	Punt C3	Punt C5	Punt C7	Punt C8			
Dimensions columna (mm)	400x200	400x200	300x300	300x200			
					Velocitat efectiva *(m/s)*	Pressió estàtica *(Pa)*	Nivell sonor
Reixa Distribuïdor + passadís			200x150		1,6	2,8	11
Reixa Menjador	300x200	300x200			1,6	2,8	14
Reixa Cuina	300x200				1,6	2,8	14
Reixa Habitació 4				200x200	1,5	2,5	11
Reixa Bany 2				200x100	1,8	3,5	12
Reixa Habitació 5			200x200		1,5	2,5	11
Reixa Habitació 6		300x200			1,6	2,8	14
Reixa Bany 3			200x150		1,6	2,8	11

Taula B.42. Característiques reixes de retorn

Pèrdues de càrrega totals

Tram	Longitud *(m)*	Recuperació estàtica en deriv. *(mm.c.a)*	Pèrdua de càrrega unitària *(mm.c.a/m)*	Pèrdua de càrrega en derivac. *(mm.c.a)*	Long. equival. *(m)*	Pèrdua de càrrega *(mm.c.a)*
C1-C2	0,33	0,287	0,112	0,650	0,000	0,399
C2-C3	5,53	0,000	0,112	0,000	0,000	0,619
	Reixes					0,285
C2-C4	8,27	0,574	0,112	0,337	2,120	0,926
C4-C5	3,17	0,000	0,112	0,000	0,000	0,355
	Reixes					0,285
C4-C6	7,21	0,000	0,112	0,190	2,120	1,234
C6-C7	3,35	0,000	0,112	0,000	0,000	0,375
	Reixes					0,285
C6-C8	8,83	0,000	0,112	0,000	1,800	1,190
	Reixes					0,357

Taula B.43. Pèrdues de càrrega conductes retorn

Tram	Longitud *(m)*	Recuperació estàtica en deriv. *(mm.c.a)*	Pèrdua de càrrega unitària *(mm.c.a/m)*	Pèrdua de càrrega en derivac. *(mm.c.a)*	Long. equival. *(m)*	Pèrdua de càrrega *(mm.c.a)*
D1-D2	0,81	0,345	0,112	0,422	0,000	0,167
D2-D3	1,96	0,000	0,112	0,000	0,000	0,219
	Difusor (225x225)					0,581
D2-D4	1,91	0,262	0,112	0,454	0,000	0,406
D4-D5	2,87	0,000	0,112	0,000	0,000	0,321
	Difusor (225x225)					0,581
D4-D6	2,52	0,198	0,112	0,257	0,000	0,341
D6-D7	1,50	0,000	0,112	0,156	0,000	0,324
D7-D8	1,28	0,000	0,112	0,000	0,000	0,143
	Difusor (150x150)					0,459
D7-D9	2,37	0,000	0,112	0,000	1,800	0,467
	Difusor (225x225)					0,581
D6-D10	0,77	0,135	0,112	0,243	0,000	0,194
D10-D11	0,25	0,000	0,112	0,000	0,000	0,028
	Difusor (150x150)					0,459
D10-D12	0,30	0,000	0,112	0,098	0,000	0,131
D12-D13	1,43	0,000	0,112	0,000	0,000	0,160
	Difusor (150x150)					0,459
D12-D14	0,24	0,018	0,112	0,137	0,000	0,163
D14-D15	0,88	0,000	0,112	0,000	0,000	0,098
	Difusor (150x150)					0,459
D14-D16	2,08	0,000	0,112	0,000	1,060	0,351
	Difusor (150x150)					0,459

Taula B.44. Pèrdues de càrrega conductes impulsió

Determinació de la màxima pèrdua de càrrega que ha de vèncer el ventilador del deshumidificador de la planta primera.

Punt inicial	Punt final	Pèrdua de càrrega (mm.c.a)
C1	C3	1,303
C1	C5	1,965
C1	C7	3,219
C1	C8	4,106

Punt inicial	Punt final	Pèrdua de càrrega (mm.c.a)
D1	D3	0,967
D1	D5	1,475
D1	D8	1,840
D1	D9	2,286
D1	D11	1,595
D1	D13	1,858
D1	D15	1,959
D1	D16	2,212

Taula B.36. Pèrdues de càrrega per circuit

El ventilador del deshumidificador ha de vèncer una pèrdua de càrrega de 2,286 mm.c.a del punt D1 fins al punt D9 i de 4,106 mm.c.a del punt C1 al C8. Segons les gràfiques de la màquina deshumidificadora, tant el ventilador d'impulsió com el de recuperació, amb els cabals estimats, poden absorbir sense problemes aquestes pèrdues de càrrega.

ÍNDEX **Pàgina**

ANNEX C. TEORIA COMPLEMENTARIA SISTEMES RADIANTS.....1
C.1. INTRODUCCIÓ.....1
C.2. ANTECEDENTS HISTÒRICS.....2
C.3. PRINCIPIS BÀSICS.....5
C.3.1. Conducció, convecció i radiació.....5
C.3.2. El confort tèrmic.....16
C.3.3. Ambient tèrmic.....23
C.3.4. Calor i temperatura. Potència i flux de calor.....27
C.3.5. Acumulació de calor.....30
C.3.6. Radiació tèrmica.....31
C.4. INSTAL·LACIONS PER SUPERFÍCIES RADIANTS.....33
C.4.1. Instal·lacions de calefacció per terra radiant.....34
C.4.2. Instal·lacions de refrigeració per terra radiant.....49
C.4.3. Sostres i parets radiants.....55
C.4.4. Pannells radiants i sistemes de tubs capil·lars.....61
C.4.5. Altres.....65
C.5. SISTEMES RADIANTS PER TUBS CAPIL·LARS.....66
C.5.1. Principis bàsics.....66
C.5.2. Característiques i àrees d'aplicació.....69
C.5.3. Posta en marxa. Règim transitori.....70
C.5.4. Efecte de l'auto regulació.....72
C.6. DESCRIPCIÓ DELS COMPONENTS.....74
C.6.1. Sistemes de generació per calefacció i/o refrigeració.....74
C.6.2. Canonades i materials d'aquestes.....91
C.6.3. Caixa de col·lectors.....98
C.6.4. Col·lector o distribuïdor.....98
C.6.5. Sòcol perimetral.....100
C.6.6. Aïllament.....101
C.6.7. Pel·lícula de polietilè.....103
C.6.8. Sistemes de fixació.....103
C.6.9. Juntes de dilatació.....104

C.6.10. Additiu pel ciment 104
C.6.11. Paviments 105
C.6.12 Regulació i control 106
C.6.13 Altres 106
C.7. APLICACIONS DEL TERRA RADIANT 107
C.8. COM ESCOLLIR ES SISTEMA DE CALEFACCIÓ. DIFERENCIES ENTRE ELS DIFERENTS SISTEMES DE CALEFACCIÓ 115
C.9. BALANÇ ENERGÈTIC I ANÀLISI COMPARATIU AMB ALTRES MÈTODES 121
C.10. IMPACTE AMBIENTAL, ENERGÈTIC I ECONÒMIC 126
C.11. SUPERFÍCIES RADIANTS, PROPOSTA DE FUTUR 127
C.12. METODOLOGIA PER AL CÀLCUL I DISSENY D'INSTAL·LACIONS PER SUPERFÍCIES RADIANTS 128
C.12.1. Càlcul i disseny d'una instal·lació per tubs capil·lars 128
C.12.2. Càlcul i disseny d'una instal·lació convencional de terra radiant per calefacció 137
C.13. PROCESSOS PER UNA INSTAL·LACIÓ DE SUPERFÍCIES RADIANTS 144
C.13.1. Sistema de pannells capil·lars per sostre o paret 144
C.13.2. Sistema de terra radiant 148

ANNEX C. TEORIA COMPLEMENTARIA SISTEMES RADIANTS

C.1. INTRODUCCIÓ

Les instal·lacions per superfícies radiants són un clar exemple per definir les necessitats que exigeix l'ésser humà i l'entorn en el món actual.

Cada vegada més, l'usuari demana un producte de més alta qualitat, més econòmic, que aporti el major confort per aquest i on es respecti el medi ambient.

Aquests tipus d'instal·lacions estan totalment integrades en qualsevol edifici on proporcionen un major aprofitament de l'espai de l'habitacle, es redueix el consum energètic degut a les temperatures amb que es treballa i, s'hi pot aplicar qualsevol font d'energia, per la qual cosa, fa que aquest sistema sigui molt avantatjós respecte a altres sistemes existents.

Totes aquestes característiques, entre altres, fa que les instal·lacions per superfícies radiants sigui un sistema en ple rendiment i amb un fort desenvolupament de cares al futur.

La característica principal dels sistemes de climatització per superfícies radiants, és que utilitzen la radiació com a transmissió de fred i calor i no utilitzen aire com la majoria dels sistemes convencionals de climatització. Aquest fet s'aconsegueix instal·lant tota una xarxa de canonades tant al terra, parets o sostre, per les quals s'hi farà circular aigua calenta o freda. D'aquesta manera, s'aconsegueix una temperatura òptima de la superfície la qual transmet aquest calor o fred a la resta de l'habitació o local.

C.2. ANTECEDENTS HISTÒRICS

El terra radiant ja s'utilitzava en l'antiguitat. En el s.XIII abans de Crist s'utilitzava un rudimentari sistema de calefacció per terra a Anatòlia (Turquia Asiàtica), que consistia en una sèrie de canals per sota el paviment que permetia escalfar grans dependències.

Uns 80 anys abans de Crist, els romans van desenvolupar aquest sistema de calefacció per terra. Utilitzaven conductes disposats en el paviment per on circulaven gasos calents de fogueres preparades per aquest fi. L'utilitzaven principalment en els banys, i van arribar a instal·lar-lo en barriades senceres de cases. Aquest sistema, que seguia l'evident principi físic de que el calor tendeix a pujar, el van anomenar calefacció de "*Hipocaust*".

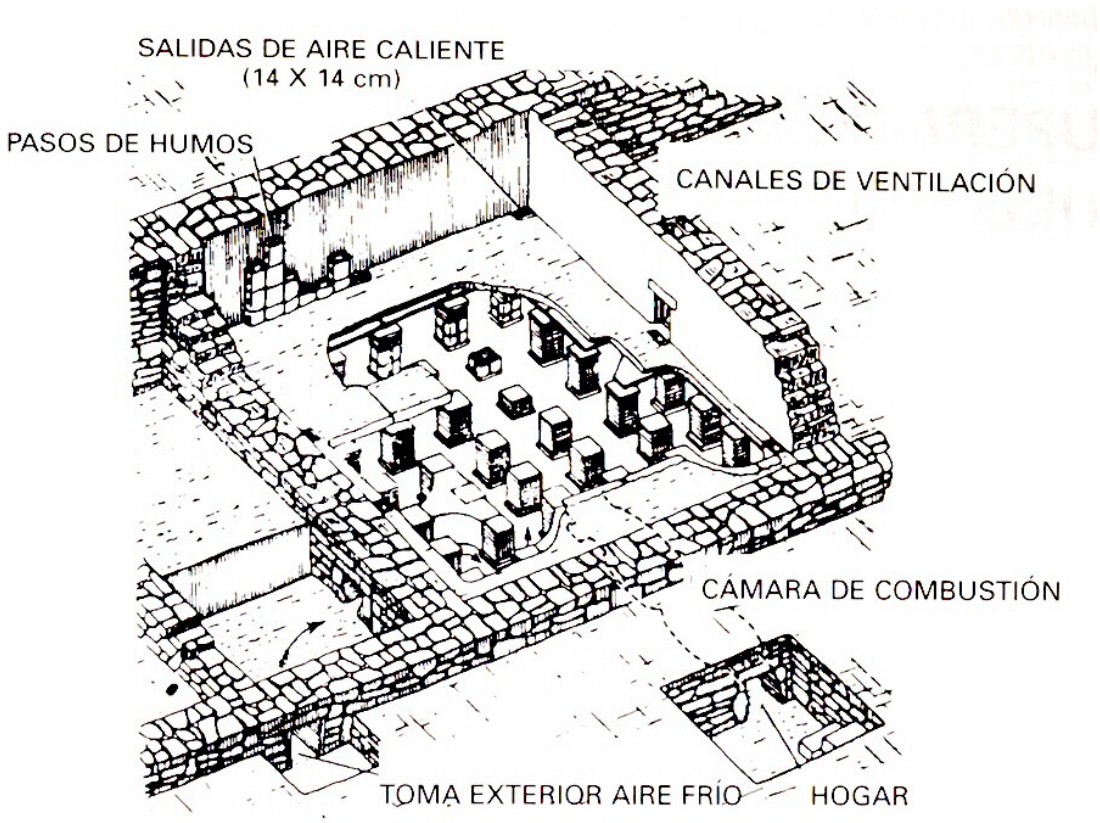


Fig.C.1. Hipocaust en una vivenda romana

En el nostre país, especialment en alguns pobles de Castella, existien les antigues "*glòries*", algunes de les quals encara es mantenen en funcionament. Aquesta tècnica es basa en la circulació dels gasos calents, producte de la combustió en un lloc situat a un nivell inferior al de la zona a escalfar, per canalitzacions situades sota el paviment.

Fig.C.2. Cambra de combustió

En l'època moderna, el sistema de calefacció mitjançant terres radiants ha estat introduït en els anys de la postguerra, amb alguns problemes inicials, la qual cosa ha provocat un alentiment en la seva utilització.

Ha estat a partir dels anys vuitanta, on s'han anat resolent aquests problemes fins a obtenir una creixent evolució en el mercat.

Els problemes inicials eren essencialment deguts a una falta d'experiència, carència d'algoritmes de càlculs fiables i components de regulació insuficients i inadequats. La utilització de materials plàstics per la distribució de fluids en substitució al ferro o coure, al desenvolupament de sistemes de regulació i control electrònic han permès revisar la part tècnica corregint i eliminant les fonts del mal funcionament, donant fiabilitat al sistema de calefacció per terra radiant i permetent conquerir una posició líder en les instal·lacions modernes del món actual.

Amb la utilització de plàstics termostables (que no es deterioren amb l'aigua calenta), després de la Segona Guerra Mundial, es va crear el tub de plàstic destinat a la calefacció per terra. La seva utilització es va anar difonent per gran part de Europa, degut als grans avantatges, tant tècnics com econòmics, que tenen sobre les canonades metàl·liques. Aquest va ser el factor decisiu que va posar el terra radiant a l'abast de tots els edificis.

A més dels punts esmentats anteriorment, un dels factors principals per al desenvolupament de terres radiants ha estat degut a la crisi de l'energia de l'any 1973. Aquesta crisi va provocar que el consum d'energia per la calefacció passés a ser la major despesa en el manteniment de tot edifici, ja sigui públic o privat.

La cerca de noves tècniques que obtinguin un estalvi energètic en aquest camp, ha permès que aparegués en el nostre país, a principi de la dècada dels vuitanta, el sistema de calefacció per terres radiants.

Aquesta tècnica de calefacció està implantada a Europa, especialment en els Països Nòrdics i Alemanya, des de fa més de trenta anys. El desenvolupament del terra radiant en aquest països és degut a les baixes temperatures que si registren, que exigeixen una calefacció de gran qualitat i baix consum.

Un altre factor que ha influït en la utilització d'aquest sistema és la tendència de d'arquitectura moderna a buscar ambients clars, espaiosos i acollidors, amb finestrals des del terra fins al sostre.

El sistema de refrescament mitjançant superfície radiant es comença a utilitzar als anys noranta i es calcula que en un futur immediat representarà el sistema més utilitzat en els edificis privats, així com públics.

Les raons que justifiquen aquesta afirmació estan basades en el reduït espai necessari per la instal·lació, en l'absència de problemes deguts al moviment d'aire, en la modesta potència instal·lada per obtenir un elevat confort, en la simplicitat i economia del sistema que no requereix grans manteniments o intervencions per mantenir òptim el funcionament, i per garantir una gestió funcional, flexible i econòmica del sistema tan per calefacció com refredament per superfícies radiants.

Actualment, la majoria d'empreses especialitzades en aquest sector, utilitzen en gran part els sistemes radiants convencional, que consisteixen en una sèrie de tubs encastats al terra per on hi circula aigua calenta. Però d'altra banda, la majoria d'aquestes empreses ja han començat a comercialitzar i instal·lar noves tècniques per aquest tipus de climatització, on bàsicament s'intenten utilitzar, a més del terra, parets i sostres per on passen tubs petits i que s'utilitzen tant per calefacció com per refrigeració.

C.3. PRINCIPIS BÀSICS

C.3.1. Conducció, convecció i radiació

El calor es transmet per tres procediments diferents: conducció, convecció i radiació. Segons el procés intervindran els tres fenòmens en diferents proporcions, un o dos d'ells. En general, en tots els sistemes de climatització, intervenen gairebé sempre els tres tipus de fenòmens de transmissió de calor en diferent proporció.

Ara bé, si en lloc de parlar de transmissió ens referim a intercanvi de calor, llavors es pot introduir els mecanismes per als quals es produeixen canvis d'estat com són l'evaporació i la condensació.

La conducció i la convecció necessiten un mitjà material per produir-se. Pel que fa a la radiació, aquesta es produeix en absència de material, inclòs en el buit, mentre que la evaporació i la condensació és necessari que una substància canviï d'estat de líquid a gas, de sòlid a líquid o viceversa.

Les superfícies radiants es caracteritzen bàsicament per la seva forma de transmetre el calor d'uns objectes a uns altres, i bàsicament es transmet aquesta energia per radiació, mentre que altres sistemes utilitzen transmissió per conducció o convecció.

A continuació fem una descripció dels tres tipus de fenòmens que es donen en la transmissió de calor.

a) Conducció

En la conducció, el calor es transmet per contacte físic entre dos objectes. Un exemple quotidià de conducció del calor el tenim en el moment en que toquem amb la mà un objecte per sentir si està calent o fred. El flux d'energia tèrmica que va de l'objecte fins a la mà, si l'objecte està calent, o de la mà fins l'objecte si aquest es troba més fred, és el que ens dóna una idea de la temperatura de l'objecte.

En el cas de la calefacció per terra radiant, els tubs del terra cedeixen la seva energia tèrmica a la massa del morter que l'envolta. La conducció es produeix entre dos sòlids posats en contacte, un dels quals té més energia tèrmica (és a dir, està més calent que l'altre).

El calor transmès per conducció en una direcció x de l'espai per unitat de temps i de superfície s'expressa de la següent forma (*Llei de Fourier*):

$$q_{cd} = \frac{\lambda}{e}(T_a - T_b) \qquad \text{(Eq.1)}$$

on tenim:

q_{cd} = flux de calor per conducció en *kcal/hm²* o *W/m²*

λ = coeficient de conductivitat tèrmica del material en *kcal/hmºC* o *W/mºC*

e = espessor *m* del material en la direcció *x*

T_a i T_b = temperatura en la superfície de les cares *a* i *b* en graus *K* o *ºC*

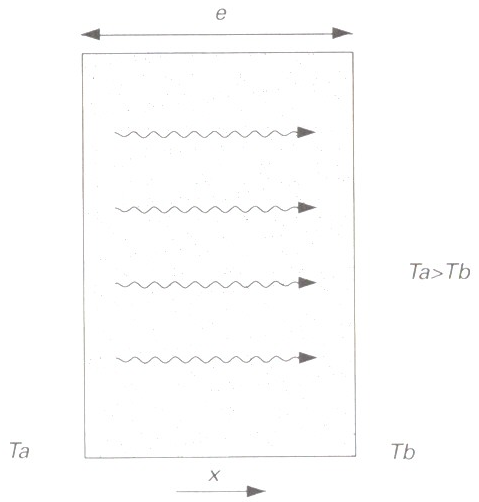


Fig.C.3. Conducció a través d'un sòlid

Si es té en compte la superfície en la qual es produeix la conducció, l'expressió anterior queda:

$$P_{cd} = \frac{\lambda}{e} \cdot S \cdot (T_a - T_b) \qquad \text{(Eq.2)}$$

On la potència amb la que una superfície cedeix o absorbeix calor per conducció és major quan major sigui la superfície, quan major sigui la diferència de temperatura entre les superfícies *a* i *b* i quan millor conductor sigui el material que les conforma. Per el contrari, a un espessor o distància entre superfícies més gran, menor serà el calor intercanviat per unitat de temps entre les superfícies *a* i *b*.

La transmissió de calor a través d'una paret depèn de la conductivitat dels materials de les capes que componen aquesta paret. Tenim que el flux que travessa la paret en un moment

donat, és el mateix que travessa qualsevol pla paral·lel a les superfícies de la paret en aquest mateix instant.

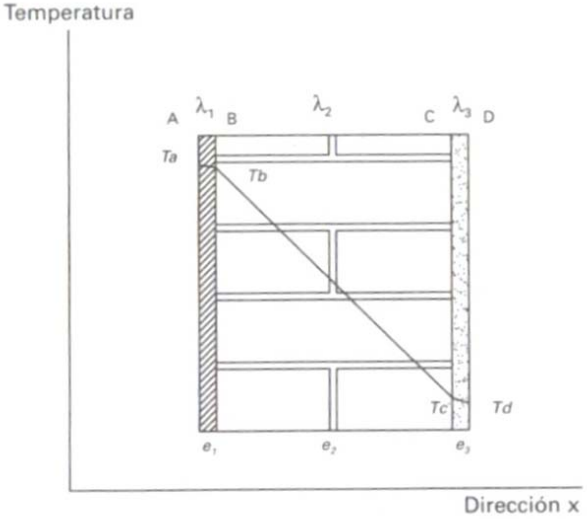


Fig.C.4. Gradient de temperatura a través d'un tancament

Així tenim:

$$q_{cdparet} = q_{AB} = q_{BC} = q_{CD} \qquad \text{(Eq.3)}$$

i per tant;

$$q_{cdparet} = \frac{\lambda_1}{e_1} \cdot (T_a - T_b) = \frac{\lambda_2}{e_2} \cdot (T_b - T_c) = \frac{\lambda_3}{e_3} \cdot (T_c - T_d) \qquad \text{(Eq.4)}$$

i com que es pot definir la resistència tèrmica en *hm²ºC/kcal* o en *m²ºC/W*, per l'expressió:

$$R = \frac{e}{\lambda} \qquad \text{(Eq.5)}$$

aleshores de les tres expressions anteriors resulta que:

$$
\begin{aligned}
T_a - T_b &= R_1 \cdot q_{AB} \\
T_b - T_c &= R_2 \cdot q_{BC} \\
T_c - T_d &= R_3 \cdot q_{CD} \\
T_a - T_d &= R \cdot q_{cdparet}
\end{aligned}
\qquad \text{(Eq.6)}
$$

i relacionant les expressions anteriors tindrem:

$$
\begin{aligned}
(T_a - T_b) + (T_b - T_c) + (T_c - T_d) &= (R_1 + R_2 + R_3) \cdot q_{cdparet} \\
T_a - T_d &= R \cdot q_{cdparet} \\
q_{cdparet} &= R \cdot \Delta T
\end{aligned}
\qquad \text{(Eq.7)}
$$

Per l'expressió anterior es veu que la resistència d'una paret al pas del calor és la suma de les resistències de cada una de les capes o materials que la composen:

$$
R = \sum R_i \qquad \text{(Eq.8)}
$$

on es dedueix també que:

$$
\mathrm{K} = \frac{\lambda}{\mathrm{e}} = \frac{1}{\frac{\mathrm{e}}{\lambda}} = \frac{1}{\sum \frac{\mathrm{e_i}}{\lambda_\mathrm{i}}} \qquad \text{(Eq.9)}
$$

Expressió que representa a la conductància tèrmica K d'un tancament compost per vàries capes de material, les seves unitats són *kcal/hm²ºC*, o *W/m²ºC*.

En la taula següent observem els coeficients de conductivitat tèrmica d'alguns materials utilitzats en la construcció.

Taula C.1. Conductivitat tèrmica d'alguns materials utilitzats en la construcció

Materiales	Densidad aparente (Kg/m³)	Conductividad térmica (W/m°C)
ROCAS Y SUELOS NATURALES		
Rocas y terrenos		
- Rocas compactas	2500 - 3000	3,50
- Rocas porosas	1700 - 2500	2,33
- Arena con humedad natural	1700	1,40
- Suelo coherente humedad natural	1800	2,10
Arcilla	2100	0,93
Materiales suelos de relleno desecados al aire, en forjados, ...		
- Arena	1500	0,58
- Grava rodada o de machaqueo	1700	0,81
- Escoria de carbón	1200	0,19
- Cascote de ladrillo	1300	0,41
PASTAS, MORTEROS Y HORMIGONES		
Revestimientos contínuos		
- Morteros de cal y bastardos	1600	0,87
- Mortero de cemento	2000	1,40
- Enlucido de yeso	800	0,30
- Enlucido de yeso con perlita	570	0,18
Hormigones normales y ligeros		
- Hormigón armado (normal)	2400	1,63
- Hormigón con áridos ligeros	600	0,17
- Hormigón con áridos ligeros	1000	0,33
- Hormigón con áridos ligeros	1400	0,55
- Hormigón celular con áridos silíceos	600	0,34
- Hormigón celular con áridos silíceos	1000	0,67
- Hormigón celular con áridos silíceos	1400	1,09
- Hormigón celular sin áridos	305	0,09
- Hormigón en masa con grava normal		
con áridos ligeros	1600	0,73
con áridos ordinarios, sin vibrar	2000	1,16
con áridos ordinarios, vibrado	2400	1,63
- Hormigón en masa con arcilla expandida	500	0,12
- Hormigón en masa con arcilla expandida	1500	0,55
Fábricas de bloques de hormigón incluidas juntas (1)		
- Con ladrillos silicocalcáreos macizos	1600	0,79
- Con ladrillos silicocalcáreos perforados	2500	0,56
- Con bloques huecos de hormigón	1000	0,44
- Con bloques huecos de hormigón	1200	0,49
- Con bloques huecos de hormigón	1400	0,56
- Con bloques de hormigón celular curado vapor	600	0,35
- Con bloques de hormigón celular curado vapor	800	0,41
- Con bloques de hormigón celular curado vapor	1000	0,47
- Con bloques de hormigón celular curado aire	800	0,44
- Con bloques de hormigón celular curado aire	1000	0,56
- Con bloques de hormigón celular curado aire	1200	0,70
Placas o paneles		
- Cartón-yeso	900	0,18
- Hormigón con fibra de madera	450	0,08
- Placas de escayola	800	0,30
LADRILLOS Y PLAQUETAS		
- Fábrica de ladrillo macizo	1800	0,87
- Fábrica de ladrillo perforado	1600	0,76
- Fábrica de ladrillo hueco	1200	0,49
- Plaquetas	2000	1,05

Materiales	Densidad aparente (Kg/m^3)	Conductividad térmica (W/m°C)
VIDRIO (2)		
- Vidrio plano para acristalar	2500	0,95
METALES		
- Fundición y acero	7850	58
- Cobre	8900	384
- Bronce	8500	64
- Aluminio	2700	204
MADERA		
- Maderas frondosas	800	0,21
- Maderas de coníferas	600	0,14
- Contrachapado	600	0,14
- Tablero aglomerado de partículas	650	0,08
PLASTICOS Y REVESTIMENTOS DE SUELOS		
- Linóleo	1200	0,19
- Moquetas, alfombras	1000	0,05
MATERIALES BITUMINOSOS		
- Asfalto	2100	0,19
- Betún	1050	0,17
- Láminas bituminosas	1100	0,19
MATERIALES AISLANTES TERMICOS		
- Arcilla expandida	300	0,085
- Arcilla expandida	450	0,114
- Aglomerado de corcho UNE 5.690	110	0,039
- Espuma elastomérica	60	0,034
- Fibra vidrio		
Tipo I	10 - 18	0,044
Tipo II	19 - 30	0,037
Tipo III	31 - 45	0,034
Tipo IV	46 - 65	0,033
Tipo V	66 - 90	0,033
Tipo VI	91	0,036
- Lana mineral		
Tipo I	30 - 50	0,042
Tipo II	51 - 70	0,040
Tipo III	71 - 90	0,038
Tipo IV	91 - 120	0,038
Tipo V	121 - 150	0,038
- Perlita expandida	130	0,047
- Poliestireno expandido UNE 53.310		
Tipo I	10	0,057
Tipo II	12	0,044
Tipo III	15	0,037
Tipo IV	20	0,034
Tipo V	25	0,033
- Polietileno extrusionado	33	0,033
- Polietileno reticulado	30	0,038
- Polisiocianurato, espuma de	35	0,026
- Poliuretano conformado, espuma de		
Tipo I	32	0,023
Tipo II	35	0,023
Tipo III	40	0,023
Tipo IV	80	0,040
- Poliuretano aplicado in situ, espuma de		
Tipo I	35	0,023
Tipo II	40	0,023
- Urea formol, espuma de	10 - 12	0,034
- Urea formol, espuma de	12 - 14	0,035
- Vermiculita expandida	120	0,035
- Vidrio celular	160	0,044

Cal assenyalar que el fenomen de conducció es produeix entre els peus de les persones i el terra des del punt de vista de confort. Per tant, en instal·lacions de terres radiants direm que les temperatures mínima i màxima de contacte que pot suportar el peu està en *29ºC* i *19ºC* en calefacció i refrigeració respectivament.

b) Convecció

En el segon tipus de transmissió de calor, la convecció, es produeix quan un fluid (líquid o gas), rep una aportació d'energia tèrmica. Les molècules més calentes augmenten el seu volum per efecte del calor rebut, fent-se més lleugeres, i al poder circular lliurement dintre del fluid, pugen a la part més alta del mateix. Les molècules que encara estan fredes són les més pesades, i tendeixen a ocupar la part inferior del volum del fluid. Això produeix una circulació dintre del fluid en el qual la transferència de calor segueix sent per conducció però aquesta transferència està altament influenciada pel moviment de molècules dintre el fluid.

A aquestes corrents se les anomena convectives o corrents de convecció, i es diu que transmeten o transporten el calor per convecció. El tipus de convecció descrita és la convecció natural, per al contrari, si el moviment del fluid és provocat, per exemple per un ventilador, llavors direm que la convecció és forçada.

Un exemple de transmissió per convecció és la calefacció de radiadors. Encara que el seu nom sembli indicar que escalfen per radiació, la major part del calor que transmeten és per convecció. El radiador calenta l'aire que està en contacte amb la seva superfície. L'aire perd densitat (es fa més lleuger), i puja cap al sostre de l'habitació. El lloc buit que deixa al voltant del radiador, serà ocupat per una altra massa d'aire més fred, que al entrar en contacte amb el radiador, s'escalfarà i pujarà. Simultàniament, l'aire calent de la zona alta cedirà el seu calor a les parets, sostre i objectes de l'habitació. Al refredar-se baixarà i tornarà a començar un cicle d'escalfament i refredament. Com a conseqüència es crea una circulació cíclica de l'aire de l'habitació.

El flux de calor per convecció q_{cv}, que un fluid a una temperatura T_f intercanvia amb una paret que es troba a diferent temperatura s'expressa de la següent manera (*Llei de Fourier*):

$$q_{cv} = \frac{\lambda}{e} \cdot (T_p - T_f) \qquad \text{(Eq.10)}$$

on:

λ = coeficient de conductivitat tèrmica del material en *kcal/hmºC* o *W/mºC*

e = espessor de la capa del fluid estàtica en contacte amb la paret. Aquest espessor depèn de la viscositat del fluid i de la rugositat de la paret.

T_p = temperatura superficial de la paret en graus *K* o *ºC*

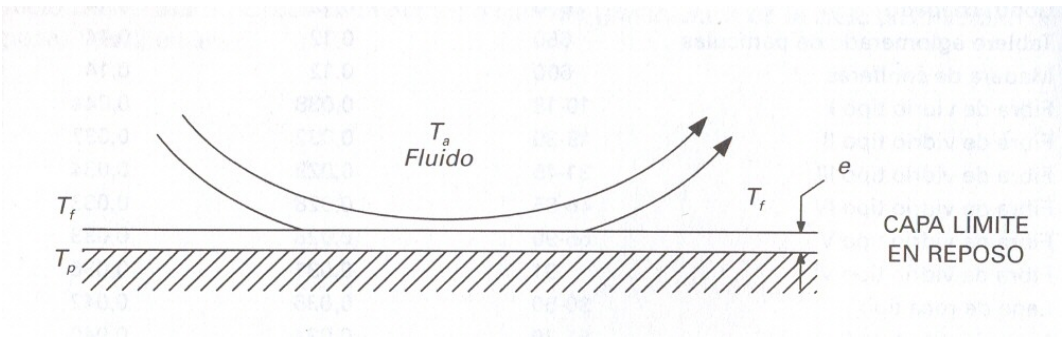


Fig.C.5. Intercanvi convectiu entre una superfície i un fluid

Es pot considerar en molt bona aproximació que la temperatura de la superfície de la capa límit T_f és igual a la temperatura del fluid més pròxim en moviment T_a, i que el quocient entre la conductivitat i l'espessor de la capa límit és un paràmetre h_c que inclou tots els factors que afecten a l'espessor de la capa límit. Així doncs, l'expressió anterior quedaria:

$$q_{cv} = h_c \cdot (T_p - T_a) \qquad \text{(Eq.11)}$$

El coeficient de termotransferència h_c per als casos del intercanvi de calor entre una paret, terra o sostre i l'aire, dependrà de:

- la posició, vertical o horitzontal, de la superfície
- la direcció del flux de calor: ascendent, horitzontal o descendent
- la diferència de temperatures entre la paret i l'aire
- les característiques físiques pròpies del fluid
- si la convecció és natural o forçada

A continuació es presenten uns valors útils dels coeficients de convecció en funció de la direcció del flux de calor i de la posició del tancament, del intercanvi de calor per convecció natural, que serà el que ens interessa per les superfícies radiants. Així mateix, diferents sistemes de normalització i diferents autors proposen fórmules per al càlcul del coeficient h_c segons cada cas.

Disposició relativa del tancament i l'aire	Direcció del intercanvi de calor	Diferència de temperatura entre l'aire i el tancament en graus									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
AIRE TERRA	$T_a<T_p$	2,5	3	3,3	3,5	3,7	3,9	4	4,2	4,3	4,4
AIRE TERRA	$T_a>T_p$	1,3	1,6	1,7	1,8	1,9	2	2,1	2,2	2,3	2,3
SOSTRE AIRE	$T_a<T_p$	1,3	1,6	1,7	1,8	1,9	2	2,1	2,2	2,3	2,3
SOSTRE AIRE	$T_a>T_p$	2,5	3	3,3	3,5	3,7	3,9	4	4,2	4,3	4,4
PARETS AIRE	$T_a>T_p$	-	2	-	-	-	-	-	-	-	3

Taula C.2. Coeficients de convecció entre un tancament i l'aire, per circulació natural

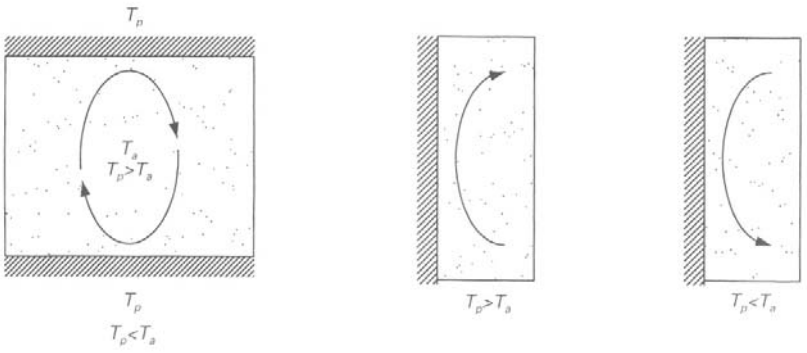


Fig.C.6. Intercanvi per convecció natural entre el terra, el sostre, la paret i l'aire de l'ambient

En aquesta taula C.2 s'observa que els intercanvis per convecció més favorables de l'aire ambient amb el terra es produeixen quan aquest està més calent que l'aire, i amb el sostre quan aquest està més fred que l'aire, la qual cosa ens dóna una idea ascendent del calor i descendent del fred.

Per un individu el valor del coeficient de termotranferència per convecció depèn de la velocitat de l'aire que l'envolta i de la posició en que es trobi aquest: tombat, assentat o de peu. Quan es troba assentat pot venir expressat per:

$$h_c = 8.3 \cdot v^{0.6} \qquad \text{(Eq.12)}$$

i en el cas de que el individu es trobi de peu:

$$h_c = 8.3 \cdot v^{0.24} \qquad \text{(Eq.13)}$$

En un ambient tancat i amb una velocitat de l'aire de *0.1m/s* podem considerar un valor mig per h_c de *3kcal/hm²ºC* o de *3.5kcal/hm²ºC*.

De manera que tenim que les pèrdues per convecció per metre quadrat de superfície corporal venen donades per l'expressió:

$$q_{cvi} = h_c \cdot (T_i - T_a) \qquad \text{(Eq.14)}$$

On:

T_i = temperatura de la superfície de la pell

T_a = temperatura de l'aire ambient

c) Radiació

El tercer mitjà de transferència de calor és el de la transmissió per radiació. D'una manera simplificada consisteix en que un cos amb una temperatura determinada emet calor des de la seva superfície a tots els cossos més freds que es troben al seu voltant (sense interposició de cap material opac a la radiació). Aquest tipus d'emissió de calor es caracteritza en que les ones tèrmiques que es dirigeixen d'un objecte a un altre no requereixen un suport material per viatjar. La quantitat d'energia tèrmica transferida entre els dos processos és major quan més alta és la diferència de temperatura dels dos objectes i menor quan major és la distància entre els dos.

L'exemple més evident de radiació el tenim en la quantitat d'energia tèrmica que constantment arriba del Sol a la Terra. En el cas del terra radiant, la superfície del terra escalfada pels tubs irradia uniformement energia tèrmica a tots els materials i objectes que es trobin sobre el terra radiant.

En la radiació, el flux de calor intercanviat entre dos plans infinits i paral·lels compleix la llei de *Stefan-Boltzmann*:

$$q_{rd} = \sigma \cdot \varepsilon \cdot (T_1^4 - T_2^4) \qquad \text{(Eq.15)}$$

on tenim:

T_1 i T_2: temperatures absolutes (graus *K*) superficials dels plans paral·lels i infinits *1* i *2*

ε: emissivitat de les superfícies. Calculada, segons l'emissivitat ε_1 i ε_2 de cada una de elles, per l'expressió:

$$\varepsilon = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} \qquad \text{(Eq.16)}$$

σ = constant de *Stefan-Boltzmann* ($\sigma = 5{,}67 \cdot 10^{-8}\ W/m^2K^4$)

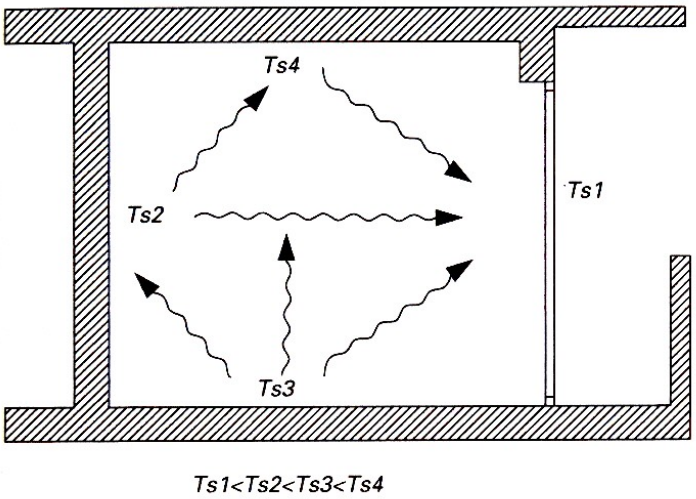


Fig.C.7. Intercanvi per radiació entre superfícies

La radiació es produeix en totes les direccions de l'espai.

Establint una formulació més simplificada de l'expressió anterior, en un medi ambient real el flux d'energia radiant q_{rd} que emet un cos depèn de la seva temperatura superficial o temperatura radiant T_r, de la temperatura radiant mitja dels cossos del seu entorn T_{rm}, i d'un coeficient h_r que és funció de la temperatura del cos i de la seva emissivitat, anomenat coeficient de pèrdues per radiació.

$$q_{rd} = h_r \cdot (T_r - T_{rm}) \qquad \text{(Eq.17)}$$

De la mateixa manera el cos humà intercanvia calor per radiació amb les superfícies que l'envolten. Aquest flux de calor queda expressat de la següent manera:

$$q_{rdi} = h_r \cdot (T_i - T_{rm}) \qquad \text{(Eq.18)}$$

on T_i és la temperatura de la superfície de la pell o de la roba.

d) Evaporació

Quan un element líquid adquireix suficient energia calorífica a una determinada pressió es dóna el que tècnicament s'anomena canvi de fase. L'element passa de estat líquid a estat gasós. A aquest fenomen se l'anomena evaporació.

Per aconseguir l'equilibri tèrmic és necessari mantenir en aquest estret marge de *36.5 ±0.5ºC* la temperatura corporal dels ocupants. El mecanisme últim d'ajust fi que té el cos humà és precisament l'evaporació anomenada comunament suor.

Aquí, entra un altre concepte important quan parlem de confort que és la humitat relativa de l'ambient. Quan més elevada sigui aquesta, més dificultats porta al mecanisme de suar, necessari per l'ajust de la temperatura corporal.

C.3.2. El confort tèrmic

Encara que el confort sigui una sensació purament subjectiva, és necessari constatar que un cert nombre de factors determinen el confort físic.

Els factors o variables que influeixen en la sensació de benestar, des d'un punt de vista ambiental, són molts i de diferents classes, entre els quals trobem:

- Temperatura seca de l'aire (la que ens indica un termòmetre normal)
- La humitat relativa
- La velocitat de l'aire
- Les renovacions de l'aire
- La temperatura radiant mitja de les parets de l'entorn, incloent-hi terres i sostres
- L'activitat metabòlica que realitza el individu
- El grau de vestimenta
- La qualitat de l'aire
- La posició en que es troba el individu; assegut, dret, estirat
- Estar situat a la vora de focus calents o freds (làmpades, finestres, ...)
- La temperatura al voltant del cap
- L'estat d'ànim
- El que ha menjat i l'estona en que ho ha fet
- Etc.

Les condicions de confort en el interior d'un local, poques vegades són homogènies. Per exemple, les zones pròximes a finestres, són generalment menys confortables al hivern; també les que es troben a la vora dels difusors d'aire, etc. Per aquest motiu, en els projectes de climatització, és essencial especificar bé les zones de demanda de confort. La definició de zona d'estar, depèn de les característiques de l'edifici i del mode d'ocupació. Conseqüentment es delicat definir una regla general i per tant s'agafa com a criteri el que es defineix a la norma ISO 7730 on defineix aquesta zona com la situada a més de *0,60m* de les parets i a menys de *1,80m* del sostre.

Pel grau de vestimenta expressat en *Clo*, tenim la següent taula de valors:

Vestimenta	Resistència tèrmica de la roba segons ISO 7730	
	m²ºC/W	*Clo*
Roba tropical (pantalons curts, camisa de coll obert, mànigues curtes, mitjons fins i xancletes)	0.045	0.3
Roba lleugera d'estiu (pantalon lleuger, camisa de coll obert, mànigues curtes, mitjons fins i sabates)	0.08	0.5
Roba lleugera de treball (roba int. lleugera, camisa de treball de cotó, mànigues llargues, pantalon de treball, mitjons i sabates)	0.11	0.7
Roba d'interior per hivern (roba interior, camisa de mànigues llargues, pantalon de treball, mitjons gruixuts i sabates)	0.16	1.0
Roba de vestir tradicional (roba interior de cotó amb mànigues i cames llargues, camisa, vestit, armilla, mitjons de llana)	0.23	1.5

Taula C.3. Resistència tèrmica de la vestimenta

Activitat	Producció d'energia metabòlica segons ISO 7730	
	W/m²	*met*
Repòs, tombat	46	0,8
Repòs, assentat, relaxat	58	1
Repòs, de peu	70	1,2
Activitat lleugera, assentat (oficina, llar, escola, laboratori)	70	1,2
Activitat lleugera, de peu (compres, laboratori, indústria lleugera)	93	1,6
Activitat mitja, de peu (venedor, feines domèstiques)	116	2,0
Activitat mitja, de peu (treball pesat en màquina, treball de garatge)	165	2,8
Marxa en pla:		
2 km/h	110	1,9
3 km/h	140	2,4
4 km/h	165	2,8
5 km/h	200	3,4

1 Clo = 0,155 m^2ºC/W

1 met = 1 unitat metabòlica = 58,2 *W/m*

Taula C.4. Producció d'energia metabòlica

Estudis portats a terme en el món sencer per centres d'investigació, o laboratoris universitaris, han permès avançar sobre l'estat subjectiu d'apreciació del confort, i han portat a formules matemàtiques presentades amb vigor. Aquests estudis es tradueixen en normes i especificacions, entre les quals es poden mencionar:

USA: ASHRAE Standard 55-81 (1981)
Alemanya: DIN Standard 1946 (1981, revisat en 1991)
ISO 7730 (1985)
Europa: CEN TC156 WG6 (norma en preparació)

Totes aquestes normes tenen una gran similitud. Per això es presenten a continuació els punts més importants, basats essencialment en la norma ISO 7730, i tenint en compte elements nous, aportats pel projecte de norma europea, com la turbulència de l'aire, (tret de indicació contraris, aquests resultats es presenten únicament per valors estàndard dels paràmetres d'ocupació: vestit igual a *0,5 Clo* a l'estiu i *1 Clo* a l'hivern, i metabolisme igual a *1,2 met*).

PMV= "*Predicted Mean Vote*" (vot mig estimat), i es defineix com el pronòstic de la sensació tèrmica general del cos quan s'han mesurat o estimat l'activitat física, vestimenta, temperatura de l'aire, temperatura mitja de radiació, velocitat i humitat de l'aire.

PPD= "*Predicted Percentage of Dissatisfied*" (percentatge estimat de insatisfets), proporciona dades sobre la incomoditat o insatisfacció tèrmica i es basa en la estimació de persones de sentir massa calor o fred en unes condicions ambientals donades.

El benestar tèrmic es defineix com la insatisfacció amb l'ambient tèrmic. La insatisfacció pot ser deguda a la sensació incomoda de calor o fred, expressada en els índexs de PMV o PPD.

La incomoditat pot ser deguda a corrents d'aire, a diferència de temperatures ambientals entre el cap i els peus, a una alta asimetria de la radiació tèrmica.

És pràcticament impossible especificar un ambient tèrmic que satisfaci a tot el món per les diferències notables que existeixen entre les persones, però no obstant és possible crear ambients per ser acceptats per un percentatge alt dels ocupants.

Condicions hivernals per una activitat lleugera, essencialment sedentària.

- Temperatura ambient, es mantindrà entre 20 i 24ºC (22±2ºC).
- La diferència de temperatura entre 1,1m i 0,1m (cap – peu) ha de ser inferior a 3ºC.
- Per terra radiant, la temperatura del mateix serà de 29ºC, en la resta estarà comprés entre 19 i 26ºC.
- La velocitat mitja de l'aire ha de ser inferior a la obtinguda en la gràfica següent.
- La asimetria de la temperatura de radiació en finestres i altres superfícies fredes, ha de ser inferior a 10ºC, (relativa a un petit pla horitzontal situat a 0,6m sobre el terra).
- La asimetria de la temperatura de radiació deguda a un sostre lleugerament calent, ha de ser inferior a 10ºC, (relativa a un petit pla horitzontal situat a 0,6m sobre el terra).
- La humitat relativa estarà compresa entre 30 i 70%.

Condicions estival per una activat lleugera, essencialment sedentària.

- La temperatura estarà compresa entre 23 i 26ºC (24,5±1,5ºC).
- La diferència de temperatura entre 1,1m i 0,1m (cap – peu) ha de ser inferior a 3ºC.
- La velocitat mitja de l'aire ha de ser inferior obtinguda en la gràfica següent.
- La humitat relativa estarà compresa entre 30 i 70%.

Les corbes estan basades en el model d'avaluació de la molèstia per la corrent d'aire per un 15% de insatisfets. És aplicable a activitats lleugeres essencialment sedentàries. *70W/m = 1,2 met*

En qualsevol procés que es realitza un treball es genera calor, aquest pot se útil o residual. De la mateixa manera, en l'activitat metabòlica del cos humà, aquest utilitza energia química per alimentar els processos en els que es genera treball i calor.

El cos humà necessita mantenir la nostra temperatura corporal (36,5ºC±0,5ºC) gairebé constant. Per això necessita dissipar el calor de més perquè la temperatura corporal no augmenti i provoqui riscos per la salut. A l'igual, si l'ambient extern és massa fred, el cos humà ha de produir calor perquè la temperatura corporal no baixi.

Per al manteniment de la temperatura corporal és necessari que el balanç energètic següent sigui zero:

$$\Sigma q = q_{met} - q_{ev} \pm q_{ci} \pm q_{cvi} \pm q_{rdi} = 0 \qquad \text{(Eq.19)}$$

q_{met} = calor degut a l'activitat metabòlica

q_{ev} = calor perdut per evaporació (respiració i suor)

q_{ci} = calor per conducció

q_{cvi} = calor per convecció

q_{rdi} = calor per radiació

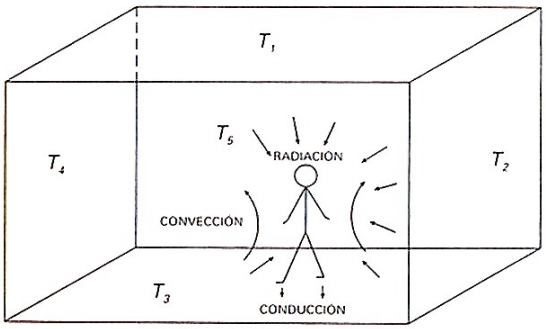


Fig.C.8. Relació tèrmica d'un individu en un local

Experimentalment s'han definit uns intervals de temperatura i d'humitat de l'ambient en els que les persones ens trobem confortables. Aquests intervals depenen de l'activitat física que es desenvolupi i del grau de vestimenta que es porti.

La American Society of Heating and Air Conditioning Engineers (Associació Americana d'Enginyers de Calefacció i Aire Condicionat), coneguda com ASHRAE, ha proposat un gràfic molt utilitzat per definir si una determinada combinació de temperatures i humitat relativa de l'aire es poden considerar com confortables o no.

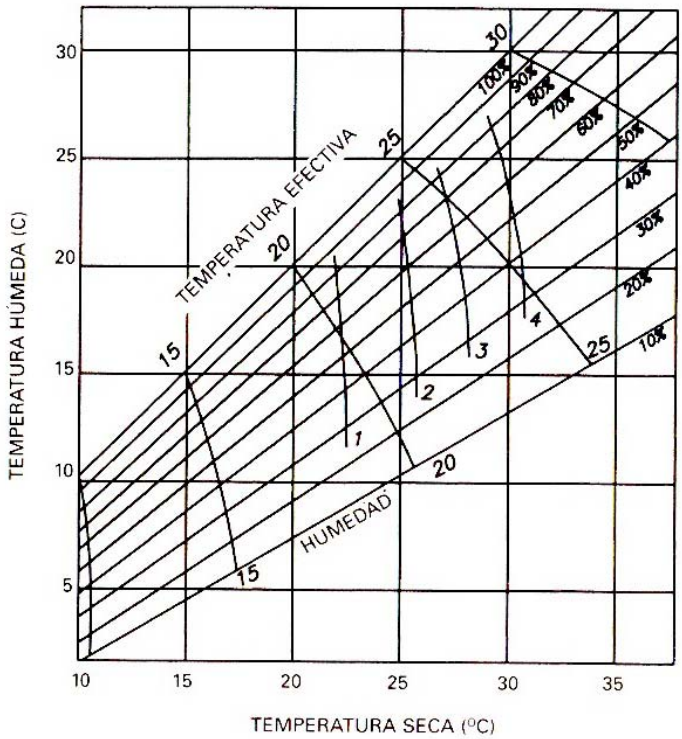


Fig.C.9. Diagrama de confort de ASHRAE

La temperatura que apareix a l'eix horitzontal d'aquest diagrama és l'anomenada temperatura seca, és a dir, la mesurada amb un termòmetre normal.

A l'eix vertical es representa la temperatura humida, que és la que es llegeix en un termòmetre on el bulb està envoltat amb una gasa porosa i mullada amb aigua, de manera que al circular pel bulb l'aire de l'ambient amb unes condicions d'humitat determinades s'evapora aigua de la gasa portant l'aire fins el 100% d'humitat relativa (saturació), i per realitzar aquesta evaporació s'absorbeix calor de l'entorn baixant la temperatura del termòmetre humit. De manera que la temperatura humida sempre és menor que la temperatura seca.

Les línies indicades pels números 15, 20, 25, 30, indiquen temperatura efectiva. Aquesta és la temperatura de sensació deguda a la combinació de temperatura seca i humitat relativa de l'aire.

El Reglament d'Instal·lacions Tèrmiques de l'Edificació, RITE, en la seva *Instrucción Técnica* sobre condicions interiors, IT 1.1.4.1 *Exigencia de calidad térmica del ambiente*, diu:

"IT 1.1.4.1.1

La exigencia de calidad térmica del ambiente se considera satisfecha en el diseño y dimensionado de la instalación térmica, si los parámetros que definen el bienestar térmico, como la temperatura seca del aire y operativa, humedad relativa, temperatura radiante media del recinto, velocidad media del aire en la zona ocupada e intensidad de la turbulencia se mantienen en la zona ocupada dentro de los valores establecidos a continuación.

IT 1.1.4.1.2 Temperatura operativa y humedad relativa

1. *Las condiciones interiores de diseño de la temperatura operativa y la humedad relativa se fijarán en base a la actividad metabólica de las personas, su grado de vestimenta y el porcentaje estimado de insatisfechos (PPD), según los siguientes casos:*
   a) *Para personas con actividad metabólica sedentaria de 1,2 met, con grado de vestimenta de 0,5 clo en verano y 1 clo en invierno y un PPD entre el 10 y el 15%, los valores de la temperatura operativa y de la humedad relativa estarán comprendidos entre los límites indicados en la tabla 1.4.1.1.*

Estación	*Temperatura operativa ºC*	*Humedad relativa %*
Verano	*23 a 25*	*45 a 60*
Invierno	*21 a 23*	*40 a 50*

Tabla 1.4.1.1 Condiciones interiores de diseño

   b) *Para valores diferentes de la actividad metabólica, grado de vestimenta y PPD del apartado a) es válido el calculo de la temperatura operativa y la humedad relativa realizado por el procedimiento indicado en la norma UNE-EN ISO 7730.*
2. *Al cambiar las condiciones exteriores la temperatura operativa se podrá variar entre los dos valores calculados para las condiciones extremas de diseño. Se podrá admitir una humedad relativa del 35% en las condiciones extremas de invierno durante cortos períodos de tiempo.*
3. *La temperatura seca del aire de los locales que alberguen piscinas climatizadas se mantendrá entre 1ºC y 2ºC por encima de la del agua del vaso, con un máximo de 30ºC. La humedad relativa del local se mantendrá siempre por debajo del 65%, para proteger los cerramientos de la formación de condensaciones.*

IT 1.1.4.1.3 Velocidad media del aire

1. *La velocidad del aire en la zona ocupada se mantendrá dentro de los límites de bienestar, teniendo en cuenta la actividad de las personas y su vestimenta, así como la temperatura del aire y la intensidad de la turbulencia.*

2. *La velocidad media admisible del aire en la zona ocupada (V), se calculará de la forma siguiente:*

Para valores de la temperatura seca t del aire dentro de los márgenes de 20ºC a 27ºC, se calculará con las siguientes ecuaciones:

a) *Con difusión por mezcla, intensidad de la turbulencia del 40% y PPD por corrientes del aire del 15%:*

$$V = \frac{t}{100} - 0{,}07 \qquad m/s$$

b) *Con difusión por desplazamiento, intensidad de la turbulencia del 15% y PPD por corrientes de aire menor que el 10%:*

$$V = \frac{t}{100} - 0{,}10 \qquad m/s$$

Para otro valor del porcentaje de personas insatisfechas PPD, es válido el método de cálculo de las normas UNE-EN ISO 7730 y UNE-EN 13779, así como el informe CR 1752.

3. La velocidad podrá resultar mayor, solamente en lugares del espacio que estén fuera de la zona ocupada, dependiendo del sistema de difusión adoptado o del tipo de unidades terminales empleadas."

C.3.3. Ambient tèrmic

En un sistema de calefacció convencional per aire podem controlar la temperatura de l'aire i la seva velocitat d'impulsió. Quan utilitzem radiadors és controlable la temperatura de l'aire actuant sobre la temperatura d'impulsió i cabal d'aigua circulant. La humitat relativa pot també controlar-se en instal·lacions de climatització per aire d'una certa grandària i amb els dispositius adequats, retirant o aportant aigua a l'aire d'impulsió.

En un sistema d'acondicionament tèrmic per superfícies radiants podem controlar la temperatura radiant mitja de l'entorn del individu i indirectament la temperatura de l'aire o temperatura ambient, és a dir, el que s'anomena temperatura operativa de confort, T_o. La temperatura radiant mitja T_{rm}, es pot obtenir mitjançant la següent expressió, que té en comte el grau d'intercanvi de calor per radiació entre les parets, terra i sostre de l'entorn:

$$T_{rm} = \frac{T_t + 0{,}15 \cdot \left(T_{p1} + T_{p2} + T_{p3} + T_{p4}\right) + 0{,}4 \cdot T_s}{2} \qquad \text{(Eq.20)}$$

On:

T_t = temperatura superficial del terra

T_p = temperatura superficial de les parets *1*, *2*, *3*, *4*.

T_s = temperatura superficial del sostre

Aquesta equació té en compte el factor forma, amb el que el terra intercanvia calor amb les parets i el sostre. A efectes de càlcul podem suposar que la temperatura superficial de les paret i el sostre és igual a la temperatura ambient de l'aire interior T_a.

La temperatura operativa de confort T_o, per al cos humà, es pot calcular segons la següent expressió:

$$T_o = \frac{h_r T_{rm} + h_c T_a}{h_r + h_c} \qquad \text{(Eq.21)}$$

On les variables h_r i h_c són els coeficients d'intercanvi tèrmic per convecció i radiació d'un individu en un entorn tancat, T_{rm} i T_a són respectivament la temperatura radiant mitja i la temperatura de l'aire de l'ambient.

T_o	T_a	T_{rm}	T_t	T_o	T_a	T_{rm}	T_t
20	16	23	30	22	16	26,6	37
	17	22,2	27,4		17	25,7	34,4
	18	21,5	25		18	25	32
	19	20,7	22,4		19	24,2	29,4
	20	20	20		20	23,5	27
	21	19,3	17,6		21	22,7	24,4
	22	18,5	15		22	22	22
	23	17,8	12,6		23	21,2	19,4
	24	17	10		24	20,5	17
21	16	24,7	33,4	23	16	28,2	40,4
	17	24	31		17	27,5	38
	18	23,2	28,4		18	26,7	35,4
	19	22,5	26		19	26	33
	20	21	22		20	25,2	30,4
	21	21	21		21	24,5	28
	22	20,2	18,4		22	23,7	25,4
	23	19,5	16		23	23	23
	24	18,8	13,6		24	22,2	20,4

Taula C.5. Hivern

A l'hivern, amb superfícies radiants calefactores podem fixar una T_o, i si busquem els parell de valors per als que es compleix l'expressió anterior, escollint aquells de T_a i T_{rm} que no suposi diferencies entre les dos superiors a 5ºC per evitar la inconformabilitat deguda a la asimetria tèrmica.

Per exemple, per una temperatura operativa de confort determinada i una temperatura de l'aire calcularíem la temperatura radiant mitja T_{rm} que hauria d'haver-hi en l'entorn utilitzant la primera equació de la pàgina anterior, calculem la temperatura que hauria de tenir la superfície del terra per aconseguir-la, si suposem la mateixa temperatura uniforme de l'aire, parets i sostre, és a dir, suposant que:

$$T_{p1} = T_{p2} = T_{p3} = T_{p4} = T_s = T_a \qquad \text{(Eq.22)}$$

Això queda reflexat en la taula C.5, on s'observa que:

- Augmentant la temperatura del terra podem admetre una temperatura de l'aire més baixa mantinent la mateixa T_o, per tant tenint la mateixa sensació tèrmica.
- A l'hivern, amb baixes temperatures en el paviment, és necessari augmentar la temperatura de l'aire per compensar l'efecte radiant.
- Les situacions ombrejades en gris clar són òptimes per una calefacció per terra.
- Les situacions ombrejades en gris fosc són típiques de calefacció per aire.

T_o	T_a	T_{rm}	T_t	T_o	T_a	T_{rm}	T_t
23	22	23,7	25,4	25			
	23	23	23		23	26,5	30
	24	22,2	20,4		24	25,7	27,4
	25	21,5	18		25	25	25
	26	20,8	15,6		26	24,2	22,4
	27	20	13		27	23,5	20
	28	19,3	10,6		28	22,8	17,6
	29	-	-		29	22	15
	30	-	-		30	21,3	12,6
24	23	24,7	26,4	26	23	28,2	33,4
	24	24	24		24	27,5	31
	25	23,2	21,4		25	26,7	28,4
	26	22,5	19		26	26	26
	27	21,8	16,6		27	25,2	23,4
	28	21	14		28	24,5	21
	29	20,3	11,6		29	23,8	18,6
	30	-	-		30	23	16
	31	-	-		31	22,3	13,6

Taula C.6. Estiu

En la taula C.6 s'observa que:

- Baixant la temperatura del terra es pot aconseguir la mateixa temperatura operativa de confort amb una temperatura de l'aire superior.
- Les situacions ombrejades en gris clar podrien donar-se en un sistema de refrescament radiant.
- Si la superfície radiant estigués al sostre, la situació milloraria en el que es refereix a poder aconseguir menors temperatures d'aire amb major temperatura del sostre.

	T_a	T_s	T_t	T_{mp}	T_{rm}	v	h_c	h_r	T_o	W_i
Aire calent	24	28	17	19	20	>0,2	4,7	4,7	22	75
Radiadors	24	26	16	19	20	0,15	4	4,7	22	71
Terra radiant calent	20	20	27	20	23,5	0,05	3,5	4,7	22	65
Aire fred	24	29	24	27	27	>0,2	4,7	4,7	25	42
Terra radiant fred	27	25	20	24	23,5	-	3,5	4,7	25	41
Sostre radiant fred	28	20	22	24	23	0,05	3,5	4,7	25	40

Taula C.7. Paràmetres típics de diferents calefaccions

En la taula C.7 observem estimacions dels diferents paràmetres típics de cada tipus de calefacció:

T_a = temperatura de l'aire ambient que rodeja a l'individu a 1,80 m. del terra

T_s = temperatura superficial del sostre

T_t = temperatura superficial del terra

T_{mp} = temperatura mitja de la superfície de les parets

T_{rm} = temperatura radiant mitja de parets, terra i sostre

v = velocitat de l'aire típic de cada sistema en *m/seg*

h_c = coeficient de pèrdues per convecció d'un individu

h_r = coeficient de pèrdues per radiació d'un individu

T_o = temperatura operativa de confort

W_i = emissió d'un individu a l'habitació en W/m^2 calculada segons:

$$W_i = h_c(T_i - T_a) + h_r(T_i - T_{rm}) \qquad \text{(Eq.23)}$$

on T_i és la temperatura superficial de l'individu, que es pot estimar, en uns 30ºC.

C.3.4. Calor i temperatura. Potència i flux de calor

Calefacció

El primer principi de la termodinàmica ens indica que l'energia implicada en qualsevol procés és igual al treball realitzat més la calor despresa.

$$E = W + Q \qquad \text{(Eq.24)}$$

Per tant, l'energia és la capacitat de generar treball i calor. El treball implica moviment: canvi de posició, ruptura, deformació, etc. En canvi, la calor és una forma de manifestació de l'energia que és possible mesurar quan flueix d'uns cossos a uns altres, provocant que aquests augmentin o disminueixin la seva temperatura, o provocant canvis d'estat. S'anomena *calor sensible* al que s'inverteix en variar la temperatura d'un cos, i *calor latent* al que s'inverteix en canviar l'estat dels cossos.

La temperatura és una magnitud que ens indica la capacitat que té un cos per cedir o absorbir calor respecte d'altres a diferent temperatura. Els cossos amb major temperatura cedeixen calor als cossos del seu entorn que es troben a menor temperatura. Quan dos cossos, M i N, intercanvien calor sense variar el seu estat d'agregació, la quantitat de calor transferida és proporcional a la massa m i a la variació de temperatura ΔT que experimenten:

$$Q_M = C_M \cdot m_M \cdot \Delta T_M = C_N \cdot m_N \cdot \Delta T_N = Q_N \qquad \text{(Eq.25)}$$

On C_M i C_N és el calor específic, en unitats d'energia per unitats de massa. Es dedueix de l'equació anterior, que dos cossos a la mateixa temperatura i amb la mateixa massa en *Kg*, conté una quantitat d'energia diferent i proporcional al seu calor específic, magnitud pràcticament constant que ens indica l'eficàcia d'un cos per acumular calor per unitat de massa i grau de temperatura. Es pot definir el calor específic C d'una substància com la quantitat de calor necessària per augmentar un grau la temperatura d'un quilogram de dita substància, i on tenim que el calor específic de l'aigua pura és 1 $kcal/kg^oC$. Si es té en compte la densitat dels cossos (en kg/m^3), aleshores podem parlar del concepte de capacitat calorífica d'unitat de calor o energia per unitat de volum ($kcal/m^3{}^oC$).

Els fluids que habitualment s'utilitzen per al transport de calor, per conductes o canonades, són l'aire i l'aigua, o mescles d'aigua amb productes anticongelants i anticorrosius. Aquest fluid l'anomenem fluid portador de calor.

Si mitjançant alguns dels generadors de calor coneguts augmentem la temperatura d'un fluid, estem acumulant energia en el mateix per després cedir-la als materials o a l'ambient que el

rodegi. A la capacitat d'un fluid per acumular calor per cada unitat de volum o de massa i grau que augmenti la seva temperatura l'anomenarem capacitat calorífica C_p, en *kg/m³ºC*, o calor específic, en *kcal/kgºC*.

El calor específic de l'aire sec és 0,24 *kcal/kgºC*, i el de l'aigua és 1 *kcal/kgºC*.

La potència calorífica amb la que intercanvia calor un fluid al passar d'una temperatura T_1 a una altra T_2 és:

$$P = M \cdot C_e (T_2 - T_1) \qquad \text{(Eq.26)}$$

o en termes d'energia:

$$E = V \cdot \rho \cdot C_e (T_2 - T_1) \qquad \text{(Eq.27)}$$

en les que:

M = cabal màssic en *kg/h*

V = volum del fluid en *l* o m^3

C_e = calor específic en *kcal/kgºC* o en *Wh/kgºC*

ρ = densitat del fluid en *kg/l* o kg/m^3

El calor, el treball i l'energia es mesuren amb les mateixes unitats. En el Sistema Internacional la unitat de mesura per aquestes magnituds és el Joule (*J*), encara que normalment parlarem de calor en calories (*cal*) o kilocalories (*kcal*), i també conegudes com unitats de calor, treball i energia el watt hora (*Wh*) i el kilowatt hora (*kWh*).

Les unitats més comunes per referir-se a la temperatura són el grau centígrad (*ºC*) o el grau Kelvin (*K*). La seva equivalència és:

0ºC=273K

Els increments de graus centígrads són iguals als increments de graus Kelvin.

Si s'introdueix una idea dinàmica de l'intercanvi tèrmic i ens fixem en la velocitat amb la que es produeix una transferència d'energia entre cossos, ens trobem amb el concepte de potencia. La potencia calorífica és el calor que un cos cedeix o absorbeix per unitat de temps, així tenim:

$$P = \frac{Q}{t} \qquad \text{(Eq.28)}$$

on:

P = potencia calorífica

Q = calor cedit o absorbit

t = temps en que es produeix l'intercanvi de calor

En el sector de la climatització les unitats apropiades, o comunes, per mesurar la potencia són la kilocaloria per hora (*kcal/h*), el watt (*W*) o el kilowatt (*kW*). Per grans potències també s'utilitza el cavall de vapor (*C.V*). Les equivalències entre aquestes són:

$$1\ W = 0{,}860\ kcal/h$$

$$1000\ W = 1\ kW$$

$$736\ W = 1\ C.V$$

Donat que els intercanvis de calor entre cossos es produeixen a través de les seves superfícies, anomenarem flux de calor a la potència amb que un cos cedeix o absorbeix calor per unitat de superfície.

$$q = \frac{P}{S} \qquad \text{(Eq.29)}$$

on:

q = flux de calor

P = potència calorífica

S = superfície d'intercanvi

Les unitats que s'utilitzen són la $kcal/hm^2$ o bé el W/m^2 i on tenim:

$$1\ W/m^2 = 0{,}860\ kcal/hm^2$$

Refrigeració

Potència frigorífica

En qualsevol cas, la potència d'un equip de producció de fred estarà condicionada per la carrega de refrigeració necessària avaluada segons la suma dels guanys de calor externs i interns. La principal complexitat serà en avaluar el que suposa la inèrcia tèrmica de l'edifici en termes d'atenuació del salt tèrmic entre l'interior i l'exterior

C.3.5. Acumulació de calor

L'augment de temperatura dels materials provoca una acumulació de calor o energia en els mateixos. Aquesta acumulació de calor pot donar-se tant en materials sòlids com en líquids.

El morter de ciment amb el que es cobreix un forjat té un C_e de 0,24 *kcal/kgºC* i encara que pugui tenir una densitat variada aquesta sol ser aproximadament de 2000 kg/m^3. Si mitjançant algun procediment, com pot ser distribuir tubs entremig del ciment i fer-hi passar aigua calenta per l'interior d'aquests, i augmentem la temperatura d'una llosa de morter de $100m^2$ i 0,06m d'espessor des dels 16 fins als 24ºC, obtindríem que el calor que hauríem acumulat seria d'unes 230 $kcal/m^2$.

Es coneix que l'aire d'una vivenda es renova amb facilitat, i per tant, aquestes vivendes calefactades per aire calent es refreden amb relativa rapidesa en el moment que s'apaga la calefacció. No obstant, si ens basem en escalfar els materials de construcció perquè aquests intercanviïn calor per radiació, augmentem el temps en que sentim sensació de calefacció, encara que aquesta es desconnecti. Però, per altra banda, també augmentem el temps per notar la calefacció cada vegada que la posem en marxa. Aquest concepte s'anomena inèrcia, i té a veure amb la velocitat de refredament o calentament dels material constructius i de l'aire ambient. Els sistemes per aire tenen poca inèrcia tèrmica, mentre que els sistemes radiants tenen molta inèrcia tèrmica.

MATERIAL	C_e (*kcal/kgºC*)	ρ (kg/m^3)
Totxo corrent	0,2	1600-2000
Formigó	0,24	1905-2305
Formigó lleuger	0,22	600
Morter de ciment	0,24	1800-2000
Sorra seca	0,8	1500
Sorra humida	2	1650
Morter de guix	0,2	1440
Marbre	0,42	2700
Granit	0,2	2645

MATERIAL	C_e (*kcal/kgºC*)	ρ (*kg/m³*)
Fusta de pi	0,6	640
Fibra de vidre	0,19	450
Poliestirè expandit	0,4	50
Acer	0,46	7900
Argila	0,21	1460
Asfalt	2,09	2110
Alumini	0,92	2670
Aigua	1	1000
Aire sec	0,24	1,223

Taula C.8. Calor específic i densitat d'alguns materials de construcció

C.3.6. Radiació tèrmica

La radiació tèrmica és un procés de propagació de l'energia interna d'una substància emissora sòlida, liquida o gasosa, per mitjà d'ones electromagnètiques.

La intensitat de la radiació augmenta al créixer la temperatura, perquè un augment d'aquesta, provoca un augment de l'energia interna de la substància. El canvi de la temperatura d'un cos, produeix un canvi no solament en la intensitat absoluta de la radiació, sinó que també en l'aspecte i calor de radiació.

El increment de temperatura implica un augment de la intensitat d'emissió d'ona curta, mentre que la intensitat de la banda de la ona llarga de l'espectre disminueix.

La radiació tèrmica té bàsicament tres propietats:

1. Radiació absorbida: la quantitat de radiació que incideix en un cos i queda retinguda en ell, com a energia interna, es denomina radiació absorbida. Aquells cossos que absorbeixen tota l'energia incident de la radiació tèrmica, es denominen cossos negres.
2. Radiació reflexada: és la radiació reflexada per un cos gris.
3. Radiació transmesa: la fracció de l'energia radiant incident que travessa un cos s'anomena radiació transmesa.

L'associació mútua dels processos d'emissió, absorció, reflexió i transmissió d'energia radiant per diferents sistemes de cossos es coneix com intercanvi d'energia radiant.

L'aire, per tant, en els sistemes de transmissió de calor, és un element totalment passiu, que no exerceix cap funció fonamental en els resultats tèrmics d'un local.

La radiació a través de focus emissors tèrmics a major o menor temperatura va a dipositar energia a altres situats a certa distància, que s'escalfaran en funció de les característiques del focus emissor.

Escalfar objectes, persones, parets, terres, etc. sense escalfar l'aire fonamentalment és el procés tèrmic que genera una instal·lació radiant, obtenint beneficis substancials en quan a millora de confort, modificació de la humitat ambientat i consum.

C.4. INSTAL·LACIONS PER SUPERFÍCIES RADIANTS

Tal i com s'ha vist en l'apartat C.3.1, una de les formes de transmissió del calor és la radiació. Si podem mantenir alguna superfície interior de l'edifici (terra, parets o sostre) a una temperatura controlada, freda o calenta, per contrarestar el calor o fred que penetra transmetent-se a través dels tancaments, o per renovacions i infiltracions de l'aire exterior, aquesta superfície establirà intercanvis de calor per radiació amb el cos humà i amb la resta de superfícies i elements que es troben dintre del radi de visió i intercanvis per convecció amb l'aire de l'ambient. Quan el sistema de climatització es basa amb aquesta idea es diu que tenim un sistema de calefacció o refrescament per superfície o superfícies radiants.

Actualment existeixen diferents aplicacions de superfícies radiants. La més coneguda i utilitzada sens dubte és el sistema de calefacció per terra mitjançant tubs encastats per on hi circula aigua calenta.

A part d'aquesta aplicació, n'existeixen d'altres, algunes, com ara els sistemes radiants que utilitzen cable elèctric, on ja fa temps que existeixen en el mercat, i d'altres, com ara els pannells prefabricats amb tubs capil·lars utilitzats en parets i sostres, arribats en el nostre mercat des de no fa gaire temps i que han sorgit per la necessitat d'una millora d'aquests sistemes i sobretot per poder combinar instal·lacions de superfícies radiants tan per calefacció com per refrigeració.

A continuació s'exposen les principals característiques de les instal·lacions per superfícies radiants i les diferents aplicacions que s'utilitzen.

Fig.C.10. Terra radiant

C.4.1. Instal·lacions de calefacció per terra radiant

El sistema de calefacció per terra radiant, consisteix en escalfar la superfície sota el paviment, de manera que el calor es transmet a la habitació a través del terra. Donat que l'aire calent tendeix a pujar, ocupant la part alta de la habitació i desplaçant l'aire fred cap a la part inferior, aquest es novament escalfat. Així s'aconsegueix un lleuger moviment giratori de l'aire i es calenta l'habitació des de la seva base.

El principi bàsic del sistema consisteix en la impulsió d'aigua a mitja temperatura (al voltant dels 40ºC) a través de circuits de tubs de polietilè reticulat. Els tubs es col·loquen sobre el forjat i estan coberts per una capa de morter de ciment. Aquest, situat sota el paviment, absorbeix l'energia tèrmica dissipada pels tubs i la cedeix al paviment, el qual, emet aquesta energia al local mitjançant radiació.

Des dels col·lectors d'alimentació i retorn parteixen els circuits emissors. Des d'aquests s'equilibren hidràulicament els circuits i a través dels capçals electrotèrmics, es regula el cabal impulsat en funció de les necessitats tèrmiques de cada local.

La regulació dels sistemes de calefacció per terra radiant permet impulsar aigua a la temperatura desitjada i controlar de forma independent la temperatura ambient de cada un dels locals calefactats.

Fig.C.11. Calefacció per terra radiant

Característiques dels terres radiants

Moltes són les característiques que diferencien aquests sistemes de la resta. A continuació s'exposa una sèrie de característiques comparatives o diferenciadores que defineixen aquests sistemes de calefacció.

1. La temperatura de treball de l'aigua es troba entre els 30 i 50ºC, no superant mai els 55ºC. Els sistemes de radiadors funcionen amb aigua entre 70 i 90ºC. Això permet utilitzar generadors de calor de baixa temperatura com poden ser les bombes de calor o pannells solars, així com qualsevol tipus de caldera elèctrica, de gas o gas-oil, evitant el risc de cremades.

   És important que l'anada i el retorn es mantinguin al màxim possible dins d'un salt tèrmic. En tot cas, quan menor sigui la temperatura de l'aigua, majors seran el confort i l'economia de gestió del sistema. La temperatura de l'aigua variarà segons el tipus de terra. S'haurà de limitar a 45ºC en terres normals i a 55ºC en aquells particularment aïllants (moqueta, parquet flotant).

   El salt tèrmic entre l'anada i el retorn indicat a la norma EN 1264-3 amb el símbol s, ha d'estar entre 0ºC i 5ºC, però és bastant comú tenir un salt tèrmic d'uns 8ºC. La temperatura màxima d'anada dependrà de la diferència de temperatura admesa entre el paviment i l'ambient, que per exemple en un bany pot arribar als 9ºC (temperatura interna 24ºC).

MATERIAL	INTERVAL DE TEMPERATURA EN ºC
Suro	23 - 28
Fusta de pi	22,5 - 28
Fusta de alzina	24,5 - 28
Linòleum	24 - 28
Ciment	26 - 28,5
Marbre	28 - 29,5

Taula C.9. Temperatura de paviment aconsellada per peus descalços

2. En un local calefactat per aquest sistema la temperatura és molt uniforme. No existeixen zones fredes i zones calentes com passa en calefaccions per aire o per radiadors, on les zones pròximes als emissors estan més calentes que les allunyades o les pròximes a les finestres, formant-se a més a més, bosses d'aire calent en el sostre. Les asimetries radiants provocades per grans finestrals poden ser compensades amb un augment de la densitat de tubs encastats a les zones on es troben aquestes zones més fredes.

3. L'absència en les parets i sostres d'emissors de calor permet més versatilitat en les propostes de decoració i disposició del mobiliari augmentant el confort visual i l'estètica.

4. La velocitat de circulació de l'aire no supera els 0,05 m/s, amb la qual cosa no hi ha moviments de pols ni embrutiment de parets i cortines, com passa, per exemple amb els radiadors on les parets queden ennegrides. A més, per aquest motiu s'evita la sensació desagradable de corrents fluctuants d'aire.

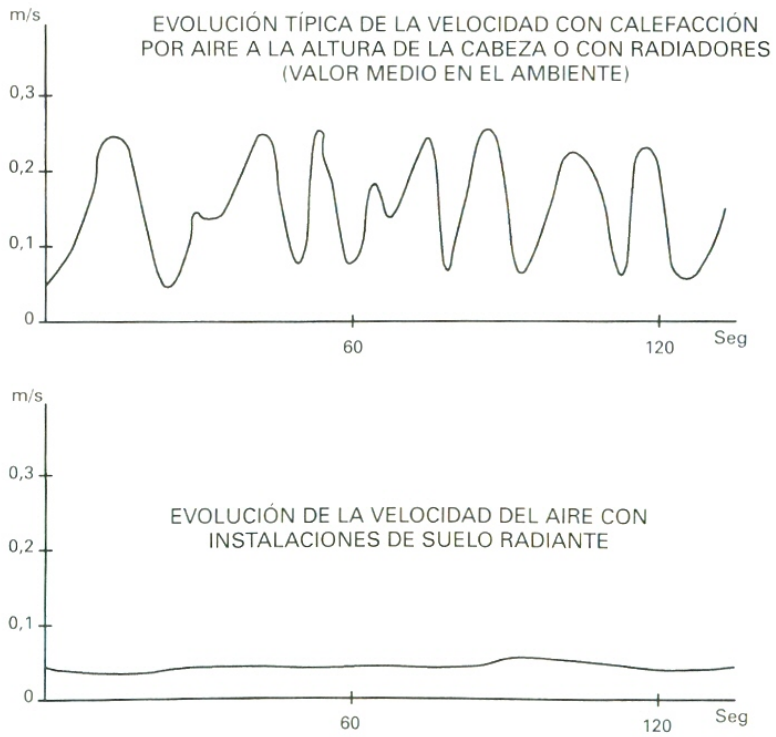


Fig.C.12. Gràfics de fluctuació de la velocitat de l'aire a l'altura del cap segons el tipus de calefacció

5. Des del punt de vista de la salut disminueix la probabilitat de contraure afeccions respiratòries, al no existir pràcticament corrents d'aire i no influir de manera important la humitat relativa, és a dir, no resseca l'ambient com passa amb altres sistemes, ja que es treballa amb una temperatura seca de l'aire ambient d'aproximadament dos graus per sota que amb altres calefaccions. En vivendes i guarderies amb nens, aquests contrauen menys refredats ja que bona part del temps la passen al terra. També evita el mal de cap i atordiment provocat per l'aire excessivament calent al voltant del cap.

6. En locals amb sostres alts com esglésies, auditoris, teatres, pavellons, etc., l'estalvi energètic és substancial, ja que es treballa amb temperatura de l'aire ambient inferior de com a mínim en 2ºC als sistemes que utilitzen exclusivament aire com a vehicle portador de calor.

7. Un sistema radiant compleix millor que qualsevol altre amb les condicions interiors de benestar tèrmic establertes en el RITE en la seva IT 1.1.4.1, en el que es refereix al gradient tèrmic segons l'altura i a la velocitat de circulació de l'aire (exposades en la taula C.3 del capítol anterior), així com les zones on s'ha de mantenir aquests valors (taula C.4).

8. Perfil òptim de temperatures del cos humà. El confort tèrmic del cos humà es basa en la temperatura de l'aire i la transmissió radiant. Desafortunadament, la majoria dels sistemes de calefacció i refrescament només es controlen per la temperatura de l'aire i deixen de banda superfícies fredes que absorbeixen el calor del nostre cos. Entre tots els sistemes existents de calefacció, el terra radiant és el que s'ajusta millor al perfil òptim de

temperatures del cos humà. Aquest perfil és aquell segons el qual la temperatura de l'aire a l'altura dels peus és lleugerament superior a la temperatura de l'aire a l'altura del cap. Això es tradueix en una percepció, per par de l'usuari del sistema, d'una major sensació de confort.

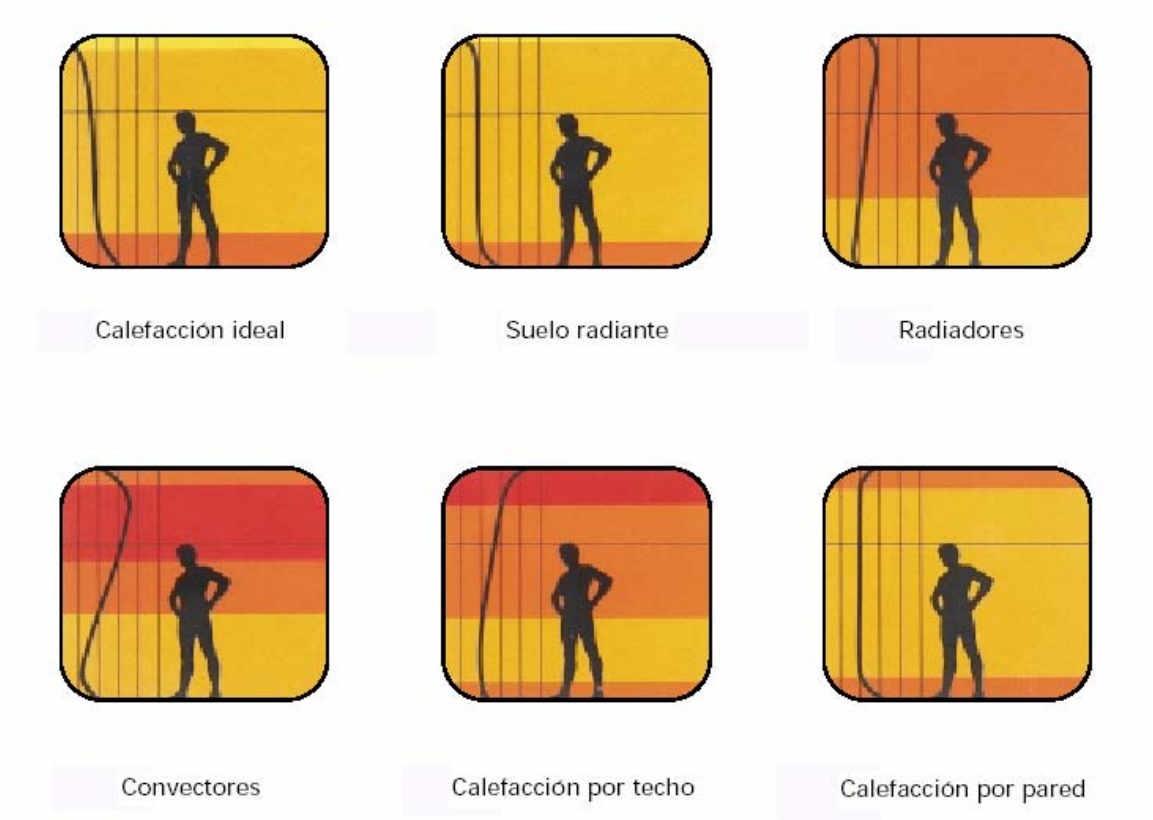


Fig.C.13. Distribució de temperatures segons l'altura per diferents sistemes de calefacció

9. L'aïllament termoacústic (material que aïlla del fred i dels sorolls), s'inclou sota del terra de totes les instal·lacions d'aquest tipus, i impedeix que es propagui el calor i els sorolls d'una planta a una altra en un edifici, donant una major qualitat a la vivenda.

10. Permet qualsevol tipus de paviment o enrajolat, encara que en aquests tipus d'instal·lacions ens pot fer variar el disseny dels circuits en cas que es munti un terra o bé un altre. Per aquest motiu és necessari conèixer abans de fer el projecte el tipus de paviment que es col·locarà. En el capítol 8 es detalla més sobre els tipus de paviments i les característiques de cadascun amb el terra radiant.

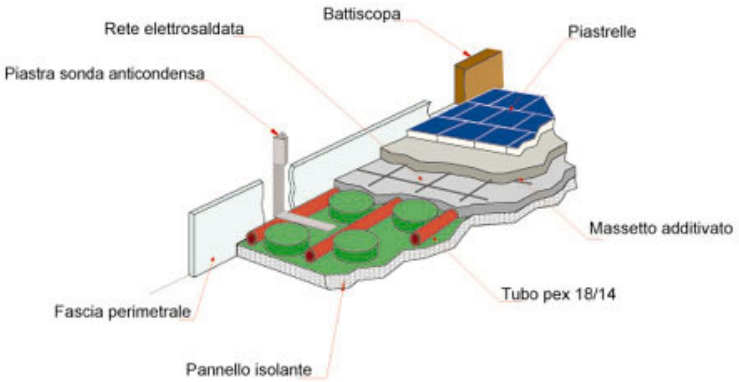
11. Tot i ser un sistema amb molts avantatges, el terra radiant té l'inconvenient en que moltes vegades no es pot utilitzar. Això passa quan es vol rehabilitar una vivenda. En cas que volguéssim instal·lar aquest sistema hauríem de fer tot el terra de nou i primer s'hauria de mirar si tenim prou altura per poder-lo instal·lar.

12. Un dels interrogants que es pregunta més sovint els usuaris és si la calefacció per terra radiant produeixen varius. Això però, queda totalment negat si la instal·lació per terra radiant està ben calculada. Segons normativa, la temperatura superficial del terra, no haurà de sobrepassar els 29ºC. En la pràctica, una calefacció ben dissenyada, funcionarà a una mitja de 24 a 25ºC en la superfície del terra, i no sobrepassarà els 23ºC a la altura del

turmell. Temperatures sensiblement inferiors a la del cos humà, que en cap cas poden resultar perjudicials per la salut.

Secció d'un terra radiant

Constructivament, un paviment radiant ve representat mitjançant un tall en secció tal i com es mostra en la següent figura.



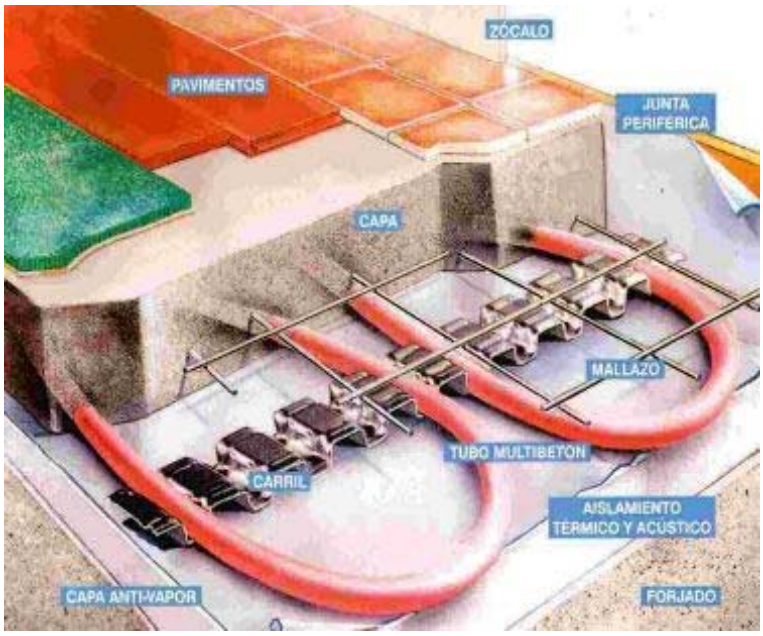


Fig.C.14. Detalls constructius de terra radiant

A la zona inferior dels envans i dels murs exteriors va col·locada una banda de material aïllant flexible de més de 1 cm d'espessor, que arriba fins al nivell de la solera. Aquesta tira lateral elimina la unió sòlida de morter i de l'enrajolat o paviment amb l'envà o paret exterior. Sobre el forjat s'hi col·loquen planxes d'aïllament, amb espessor de 2 a 4 cm, de material sintètic o

mineral amb una densitat suficient per suportar les càrregues de pressió d'una vivenda, i en casos com per exemples industrials que han de suportar els pesos de les màquines, s'haurà de tenir en compte.

Al aplicar el morter fresc, per evitar la seva penetració per les escletxes que es formen entre els pannells aïllants i entre aquests i la banda perimetral, se sol utilitzar una làmina prima de plàstic que es col·loca sobre l'aïllant, o muntada entre la banda perimetral i l'aïllament base. Quan la humitat pot penetrar pel forjat i ser absorbida per l'aïllament guanyant aquest conductivitat es pot utilitzar també una capa prima de plàstic com a barrera antivapor, i s'utilitza en zones de la vivenda que es trobin sobre balcons o voladissos.

Sobre l'aïllament es distribueixen els tubs, normalment de no més de 20 mm de diàmetre. El morter format per la mescla de ciment, sorra, aigua i un additiu especial les envolta, quedant una capa per sobre aquestes amb un mínim de gruix que normalment sol ser aproximadament d'uns 4 cm.

Per últim es situa la solera de qualsevol material dels que s'utilitzen habitualment, des de granit fins a parquet.

Si el tub té que travessar algun envà o tancament és necessari fundar-lo amb un altre tub concèntric de diàmetre suficient perquè hi hagi joc. Això el protegeix de fregaments indesitjats, amb arestes de totxanes o altre material, al contraure's o dilatar-se amb els canvis de temperatura.

De la mateixa manera és convenient fundar-lo quan discorri transversalment a les juntes de dilatació del paviment i en la corba ascendent i descendent al distribuïdor de circuits. Pot utilitzar-se com fundes trams de tub corrugat resistent, del que s'utilitza com a canalitzacions de cables, trams de PVC flexible de 32 o 42 mm, etc.

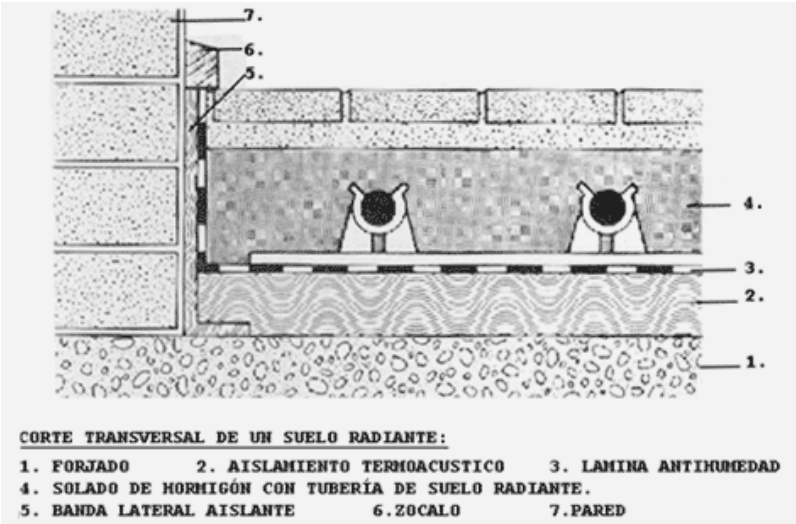


Fig.C.15. Secció terra radiant

Formes bàsiques de distribució del tub

La distribució del tub sota la solera no és aleatòria, sinó que s'intenta que la disposició del tub encastat a la capa de morter repercuteixi en un repartiment homogeni de la calor per tota la superfície del paviment. Això s'aconsegueix determinant la separació entre tubs i mantenint un mínim espessor de la capa de morter per sobre de la generatriu superior del tub (uns 4 cm). Es pot jugar amb aquest espessor si tenim en compte que a major espessor hi haurà més acumulació de calor i per tant més inèrcia, i a menor espessor l'efecte tèrmic en les habitacions o recintes es notarà amb més rapidesa des de la posta en marxa.

La separació entre les línies de tubs està determinada per les necessitats energètiques dels espais climatitzats. La potència d'emissió d'un terra, o d'una superfície radiant conformada per tubs encastats, un vegada fixats per al càlcul la temperatura de l'aigua i el cabal de circulació, depèn de la separació entre tubs.

Donat això, el tub es col·loca formant serpentins o espirals de tres formes bàsiques:

- Distribució en serpentí simple
- Distribució en doble serpentí
- Distribució en espiral

Per qualsevol tipus de distribució, sempre es comença a uns 10 o 15 cm de una de les parets o límits del circuit i s'alinea de forma paral·lela als mateixos.

La seva col·locació s'ha de realitzar d'acord a l'estudi tècnic previ. Les directrius bàsiques són les següents:

- la distància entre tubs i el tipus de tubs han de mantenir-se constants en tota la instal·lació.
- Els circuits mai s'han de creuar. Per aquest motiu és necessari haver fet prèviament un plànol de localització de circuits.
- Els punts en els quals és evident el risc de perforació de canonades emissores (per exemple els desaigües i els anclatges al terra d'aparells en habitacions humides) han d'estar assenyalats prèviament. Al col·locar els circuits, han de vorejar les zones adjacents a aquests punts de risc. Si per alguna raó un circuit emissor de terra radiant és foradat, s'haurà de substituir íntegrament, no es permeten empalmes entre trams d'un circuit sota el terra.
- En el traçat de les corbes s'ha de tenir precaució a no trepitjar ni doblar més del compte el tub, ja que es reduiria la seva secció.
- Tot el procés de muntatge dels circuits es realitza en fred. No escalfar el tub perquè destruiria la capa de etilvinil-alcohol que protegeix les canonades de la difusió d'oxigen.
- La configuració dels circuits ha de ser tal que les canonades d'impulsió i retorn es col·loquin una al costat de l'altra en tots els trams del circuit, ja que d'aquesta manera s'homogeneïtza la temperatura superficial del paviment. Per fer-ho es recomana el traçat en doble serpentí o en espiral. En general s'ha de procurar dirigir el cabal d'impulsió cap a les parets externes o cap a les arrees més fredes.

S'ha de començar el traçat de circuits per la planta més elevada, continuant per les plantes immediatament més baixes. Això evita trepitjar contínuament les superfícies ja acabades i el risc inherent de deformar les canonades i/o al aixecament d'aquestes de la seva superfície de subjecció.

La configuració en doble serpentí consisteix en que les canonades d'impulsió i retorn es disposen en paral·lel. Aquesta configuració proporciona una temperatura mitja uniforme. Permet salts tèrmics majors (10ºC) sense afectar a la uniformitat de la temperatura del terra.

La configuració en espiral és bàsicament una variant de la configuració en doble serpentí. Té com a avantatge corbes menys pronunciades, el que facilita la instal·lació sobre tot quan les canonades emissores són de major diàmetre exterior.

a. Distribució en serpentí simple

La distribució en serpentí simple consisteix en col·locar el tub com la següent figura, formant línies paral·leles d'anada i tornada mantenint l'equidistància de càlcul entre elles.

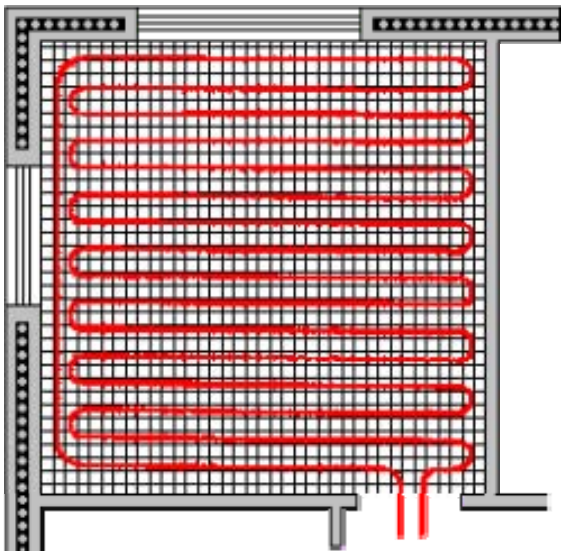


Fig.C.16. Distribució en serpentí

És la forma més fàcil, però per separacions entre línies inferiors a 24 cm les corbes a 180º presenten dificultats d'execució i més si disposem de plaques amb tetons incorporats, ja que estem limitats pel mínim radi de curvatura perquè el tub no es deformi. Aquest sistema és el més senzill però presenta l'inconvenient de que es calenta més la solera al principi del recorregut que al final, i per tant es creen diferencials de temperatura en les habitacions, encara que aquestes no són tan grans que quan es donen amb la calefacció per radiadors.

Per resoldre aquest problema, s'hauria d'instal·lar un mecanisme que invertís el flux cada cert temps, convertint l'anada amb el retorn i viceversa.

Els sistemes en serpentí s'adapten a espais allargats i son adequats quan les distàncies de separació son superiors a 20 o 24 cm, segons que el tub a instal·lar sigui de 16 o 20 mm de diàmetre exterior, donat que gairebé totes les corbes són de 180º. Poden fer-se corbes més tancades si es calenta el tub insulfant aire calent o emplenant-lo amb aigua calenta, mai amb la flama d'un soplet, ja que trencaríem els enllaços químics que formen el reticulat i que dona aquestes característiques especials als tubs de resistència i durabilitat.

b. distribució amb doble serpentí

Aquesta aplicació s'executa intercalant una línia d'anada amb una altra de retorn. Al desenrotllar el tub es realitza un filera, es fa una corba de 180º deixant al mig tres vegades la distancia de separació entre tubs, que ha de quedar al final, per poder intercalar dos noves línies a la tornada. D'aquesta manera s'obté dos tubs paral·lels amb fluid d'anada seguits d'uns altres dos amb fluid de retorn.

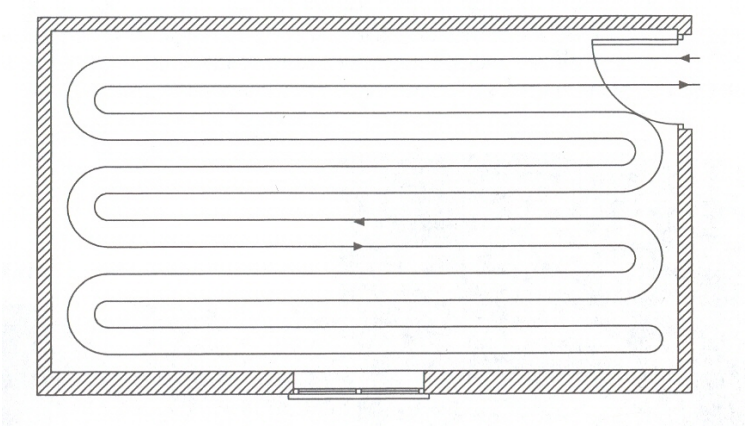


Fig.C.17. Distribució en doble serpentí

c. Distribució en espiral

Consisteix en col·locar el tub des dels límits exteriors de la habitació cap al centre d'aquesta, deixant entre línies paral·leles dos distancies de separació per poder tornar amb el tub entre aquestes separacions i d'aquesta manera totes estiguin a la mateixa distancia entre elles. Una vegada arribat al centre es realitzen dos girs de 180º i se surt per l'espai que s'ha deixat. L'espiral ha de seguir trams paral·lels a la forma de l'habitació o zona, encara que aquesta sigui irregular.

És la forma de distribució que millor homogeneïtza la temperatura de la superfície radiant, ja que es van intercalant els primers tubs d'anada amb els últims de retorn.

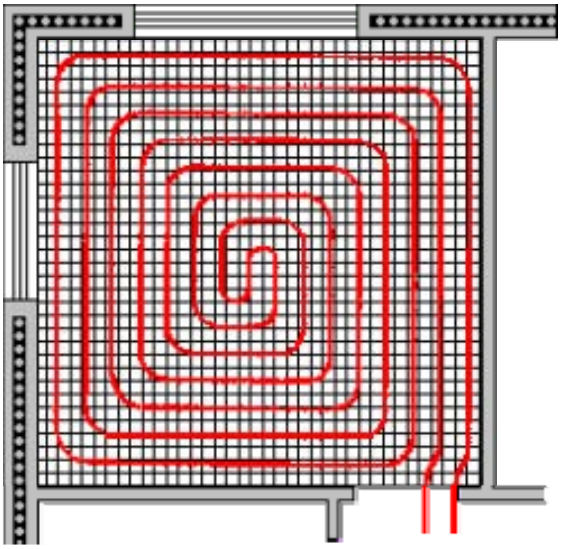


Fig.C.18. Distribució en espiral

La distribució en espiral s'adapta amb facilitat a qualsevol forma geomètrica quadrada o rectangular, i inclòs poligonal. A més permet salvar amb relativa senzillesa zones per on no s'ha de col·locar les canonades o no sigui necessari que hi vagin, com poden ser superfícies que s'hi col·loquin mobles d'obra, mobles de cuina, xemeneies, etc.

Les corbes són de 90º, excepte geometries amb angles diferents i en el centre de l'espiral on s'ha de donar la volta. D'aquesta manera, aquest tipus de distribució resulta adequat per instal·lacions on les separacions entre tubs siguin petites.

d. Altres

En habitacions allargades amb un gran finestral podem crear diferencials d'emissió tèrmica realitzant dues zones amb diferent separació de tubs. Això es pot aconseguir amb una doble espiral. Així es realitza un espiral amb una separació entre tubs, i al acabar aquesta, una segona amb menor separació a la zona més pròxima al finestral. Si l'habitació és molt gran, al calcular el nombre de circuits és possible que ens surtin dos per la mateixa habitació. Això passa per evitar que els circuits sobrepassin un número de metros de tub que provocaria massa pèrdua de càrrega. Si algun circuit presenta molta diferencia de caiguda de pressió respecta als altres es pot dificultar l'equilibri hidràulic i tèrmic de la instal·lació. En aquest últim cas podrem realitzar dos circuits amb separacions diferents.

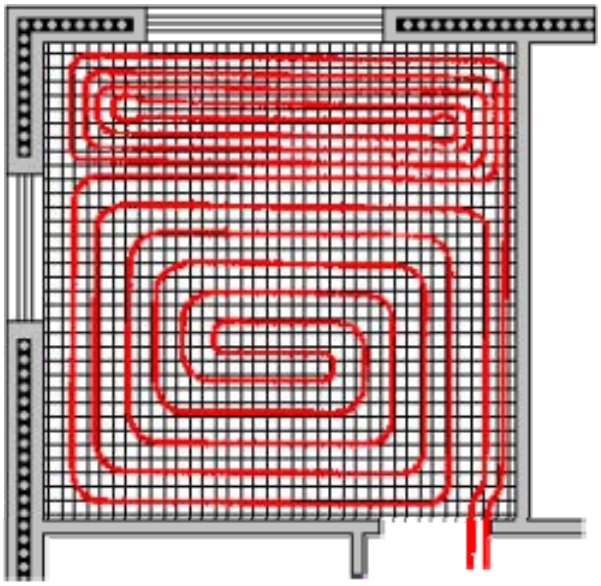


Fig.C.19. Distribució en dos espiral de diferent separació entre tubs

Una altra forma molt còmoda i adequada d'establir un diferencial de l'emissió tèrmica, consisteix en fer una sola espiral, en que els tub per sota els finestrals quedin a menor distància que en la resta de l'habitació. Aquesta distribució se l'anomena distribució amb diferencial de càrrega tèrmica.

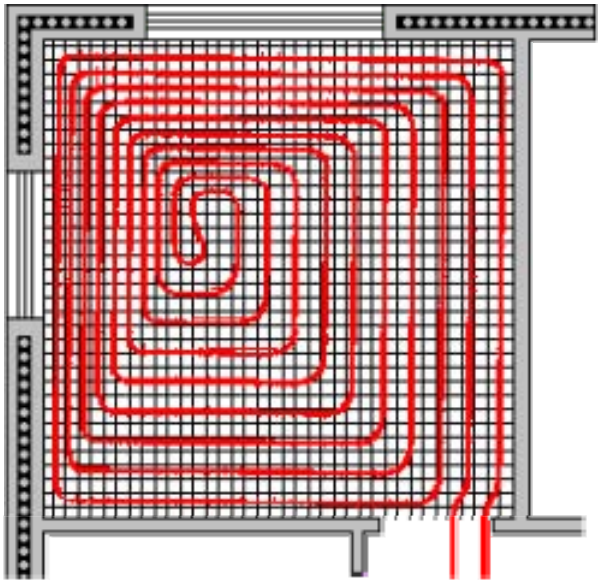


Fig.C.20. Distribució amb diferencial d'emissió tèrmica

Per determinar el numero de tubs de pas *5*, *8* o *10* cm en funció del tipus i superfície del finestral i de la superfície de la paret en la que aquest es trobi, amb objecte de compensar l'asimetria radiant, es pot aplicar la següent expressió:

$$\text{nº de tubs P - X} = F \cdot K \cdot \frac{S_{finestra}}{S_{paret}} \qquad \text{(Eq.30)}$$

On:

P-X: és la distància o pas de separació utilitzat en cm, P-5, P-8, P-10.

F: coeficient que depèn del diàmetre del tub i de la separació entre tubs

K: coeficient de transmissió tèrmica en $W/m^2ºC$

$S_{finestra}$: superfície de vidre de la finestra

S_{paret}: superfície de la paret on es troba la finestra

	d_{16}	d_{20}
P-5	3	2,5
P-8	5	4,2
P-10	5,3	4,5

Taula C.10. Valors del coeficient F segons el diàmetre del tub i el pas de separació

			K ($W/m^2ºC$)	
Tipus de fusteria	Número de vidres	Espessor de la cambra d'aire en mm.	≥60º	≤60º
Metàl·lica	Senzill		5,8	6,5
	Doble	6	4	4,3
		9	3,9	4,2
		12	3	3,2
	Doble finestra		3	3,2
P.V.C, fusta o alumini amb rotura tèrmica	Senzill		5	5,5
	Doble	6	3,3	3,5
		9	3,1	3,6
		12	2,6	2,7
	Doble finestra	≥30	2,6	2,7
Formigó translúcid			3,5	3,7

Taula C.11.Coeficients de transmissió tèrmica segons el tipus de envidrament, i segons la seva posició respecta de la horitzontal.

En cas de que l'habitació o local tingui tres paret exteriors que, per exemple per la seva orientació nord, es preveu que seran parets molt fredes, es pot realitzar una espiral partida, que és com un serpentí simple del centre cap a fora, en que s'aporta més quantitat de calor quan més a la vora dels murs exteriors es trobi. En aquest cas no és indiferent la direcció de circulació de l'aigua en el circuit, ja que l'anada ha d'entrar per l'exterior i el retorn ha de sortir pel centre de l'habitació. Donat que totes les corbes són de 180º només és aplicable en zones templades on les separacions entre tubs són de l'ordre dels 20 cm, donada la dificultat de realitzar corbes amb radis petits.

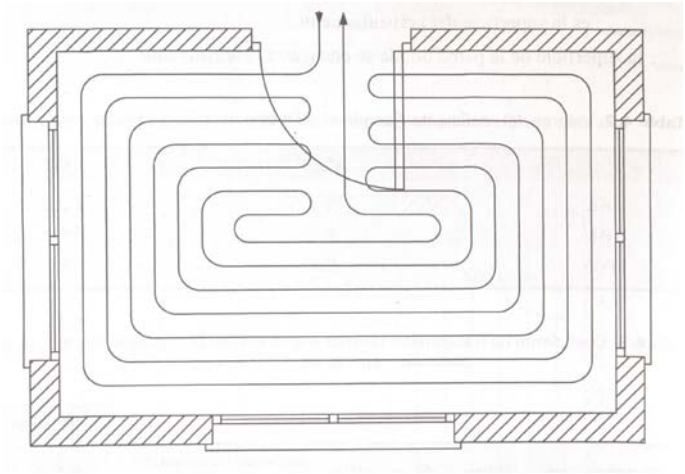


Fig.C.21. Espiral partida

Si els mòduls de separació entre tubs són molt petits, la dificultat no ens permet de realitzar corbes amb radis molt petits. Això, en circuits en espiral, tret del d'espiral partida, no presenta normalment problemes, i per circuits de doble o simple serpentí podem resoldre la situació de dues maneres. Una ampliant el radi de la corba per després tornar a la separació desitjada, i l'altra utilitzant distancies de separació alternatives de manera que el valor mig sigui el que necessitem segons el nostre càlcul.

Fig.C.22. Manera de realitzar les corbes quan el pas entre tubs és petit

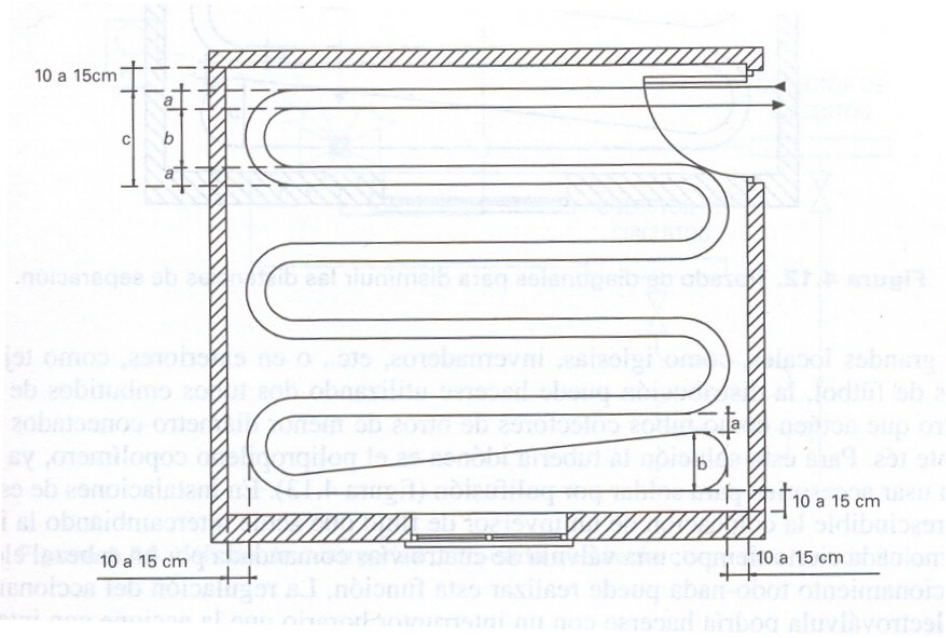


Fig.C.23. El tub d'anada i el de tornada discorren a poca distància

Per exemple, per aconseguir un separació mitja entre tubs de 10 cm, podem realitzar un serpentí doble en el que estenem el tub a la habitació amb girs de 180º i una separació entre tubs de 24 cm, (el radi de curvatura serà de 12 cm) alternant amb una separació de 16 cm (el radi de curvatura serà de 8 cm). En el retorn podríem col·locar el tub paral·lel als que ja hem situat separant-los 4 cm. Amb tub de polietilè reticulat de 12/16 el radi de curvatura mínim és de 8 cm, si el tub és de 16/20 el radi mínim és de 10 cm. Llavors utilitzant aquesta tècnica es poden aconseguir aquestes distàncies mitges entre tubs. Segons la figura anterior tenim:

$$Distància\ de\ separació\ resultant = \frac{a+b}{2} \qquad \text{(Eq.31)}$$

$$Diàmetre\ de\ la\ corba\ més\ gran = 2 \cdot a + b \qquad \text{(Eq.32)}$$

$$\text{Diàmetre de la corba més petita} = \text{b} \qquad \text{(Eq.33)}$$

La mínima separació que podem aconseguir amb aquest mètode de distribució és b/2, la qual cosa suposarà portar pràcticament units el tub d'anada amb el de retorn. Per tornar amb el tub, pot realitzar-se una línia diagonal, i d'aquesta manera es segueix mantenint la mateixa distància mitja entre tubs.

Per aconseguir en sistemes tipus serpentí distàncies de separació més petites s'haurà de realitzar una versió del sistema anterior, en el qual es realitzen les línies de tubs de forma diagonal alternativament amb filades perpendiculars als límits rectangulars del circuit, i així obtindríem:

$$Distància\ de\ separació\ resultant = \frac{3a+b}{4} \qquad \text{(Eq.34)}$$

Per mantenir la mateixa distància mitja, al donar la volta haurem de reduir la distància petita de separació fins a *c*, obtenint:

$$c = \frac{9a-b}{8} \qquad \text{(Eq.35)}$$

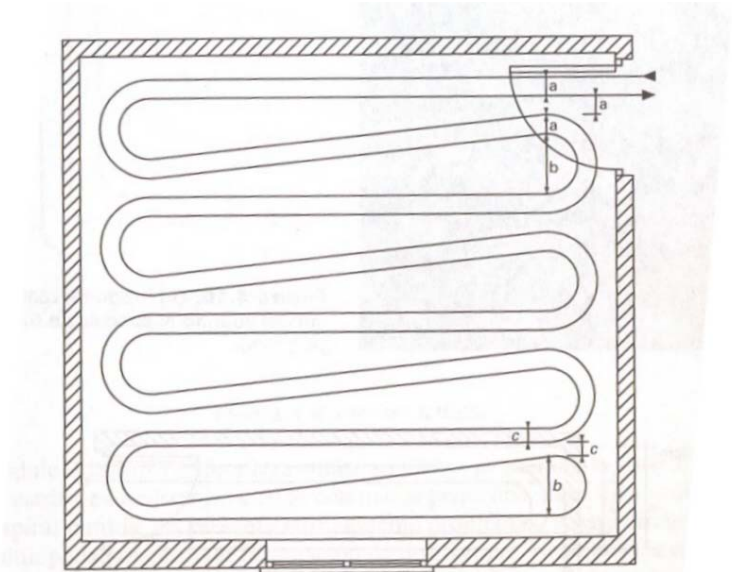


Fig.C.24. Traçat de diagonals per disminuir les distàncies de separació

En grans locals, com esglésies, hivernacles, etc., o en exteriors, com teulats, camps de futbol o carrers, la distribució pot fer-se utilitzant dos tubs embutits de major diàmetre que actuïn com a tubs col·lectors de altres de menor diàmetre connectats a aquests mitjançant tes. Per aquesta solució la canonada ideal és el polipropilè copolímer, ja que es pot utilitzar accessoris per soldar per polifusió. En instal·lacions d'aquest tipus és imprescindible la col·locació d'un inversor de flux que actuï intercanviant l'anada per el retorn cada cert temps (una vàlvula de quatre vies comandada per un capçal elèctric amb accionament tot-o-res pot realitzar aquesta funció). La regulació de l'accionament de la electrovàlvula podria fer-se amb un interruptor horari que l'accioni amb intervals de mitja hora o una hora. Amb aquesta distribució s'haurà d'aconseguir un bon equilibrat hidràulic perquè per cada tub circuli aproximadament el mateix cabal d'aigua, i per això es connectaran els dos tubs col·lectors amb retorn invertit o bé es connectaran les canonades que arribin als tub col·lectors a 1/3 de la longitud total, i a 2/3 la de l'altre.

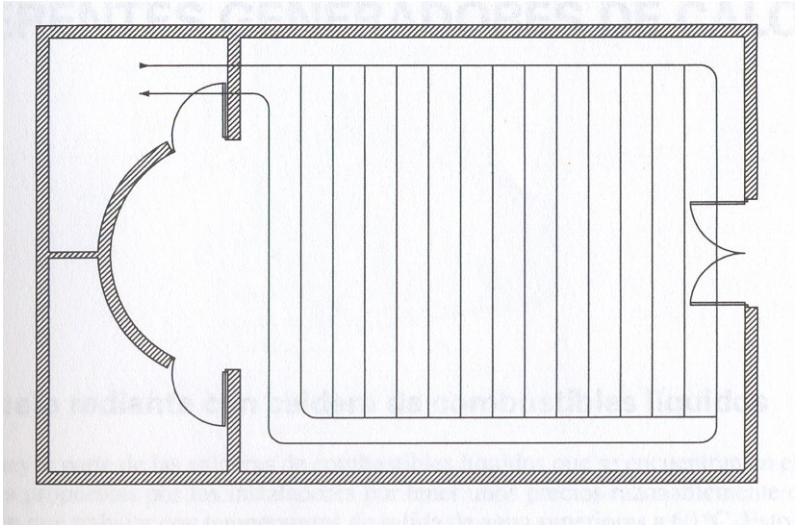


Fig.C.25. Distribució amb emparrillat de tubs

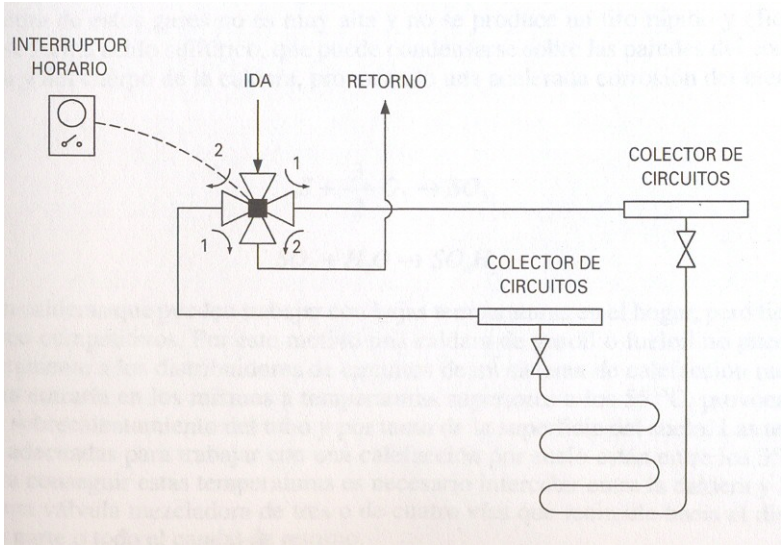


Fig.C.26. Vàlvula de quatre vies tot-res que actua com inversor de flux

C.4.2. Instal·lacions de refrigeració per terra radiant

La temperatura del cos humà oscil·la al voltant dels 37ºC. Per sentir-se confortable necessita alliberar el calor sobrant produït pel metabolisme i mantenir la seva pròpia temperatura. Si la temperatura de les superfícies dels locals és similar a la del cos, aquest no pot alliberar el calor per radiació i activa les seves capacitats d'evaporació produint-se suor i sensació de malestar.

El remei més adoptat és l'aire condicionat, que produeix un refredament sobtat del volum d'aire, però això no disminueix la temperatura de les superfícies, impedint que el principal component d'intercanvi tèrmic, la radiació, s'activi.

El sistema de refrescament per terra radiant actua refredant el paviment, aproximadament als 20ºC, de manera que absorbeix les radiacions procedents d'altres superfícies, baixant la temperatura interior de l'ambient.

Aquestes circumstancies produeixen una diferencia de temperatures entre el cos humà i les superfícies pròximes i neix un intercanvi tèrmic molt eficient. De manera que la major part de la calor produïda pel cos és dissipada majoritàriament per radiació, aconseguint el confort.

Els sistemes de refrescament radiant estan limitats per la mínima temperatura a que es poden portar les superfícies, en aquest cas absorbidores del calor ambiental i del cos humà, de l'edificació per evitar la condensació sobre les mateixes del vapor d'aigua que en major o menor grau conté l'aire.

En canvi, els sistemes de condicionament de l'aire no presenten aquest inconvenient, ja que al refredar l'aire en la seva unitat evaporadora és quan es condensa el vapor d'aigua que conté, formant aigua líquida, que es recull. Es produeix un secat de l'aire disminuint el seu contingut en humitat absoluta, encara que la humitat relativa final de l'aire ambient refrigerat sigui la mateixa.

Els sistemes d'aire funcionen sense tenir en compte la inèrcia tèrmica dels edificis, és a dir, la seva capacitat d'acumular calor i fred, i per aquest fet, es dissenyen per proporcionar grans cabals d'aire a molt baixa temperatura (5ºC a 12ºC) que els permet respondre en molt poc temps a les demandes més exigents per refrigeració i funcionar de manera discontínua programant la seva posta en marxa només en els moments en que els edificis o locals vagin a ser ocupats.

L'inconvenient d'aquests sistemes és que requereixen grans potències de refrigeració per aconseguir arribar en poc temps a les condicions de confort. La temperatura de l'ambient s'ha de baixar en ocasions per sota els 20ºC per aconseguir temperatures operatives de confort inferiors a 26ºC. Donat que l'aire s'agafa de l'espai a refrigerar, barrejant-lo de vegades amb aire de l'exterior, i és necessari retornar-lo i impulsar-lo de nou a les habitacions mitjançant reixes difusores, a vegades és necessari produir aire fred per sota els 10ºC.

Els sistemes radiants no poden reaccionar amb rapidesa quan existeixen puntes de demanda de refrigeració. Aquesta lentitud és provocada perquè per refredar els materials de construcció i elements de l'edifici no es pot fer d'una manera ràpida (tal i com passa amb l'aire), i també perquè és obligat mantenir les superfícies fredes per sobre la temperatura del punt de rosada, el que implica un límit màxim de la potència refrigerant. Per aquests motius, el número d'hores diàries de funcionament dels sistemes radiants ha de ser elevat, per evitar puntes de

potència amb disminució de la temperatura del fluid de treball per sota del punt de rosada, essent òptim el funcionament permanent controlat per la temperatura exterior i per la temperatura i humitat de l'aire interior.

L'intercanvi de calor radiant fa que tots els materials de l'edifici es trobin a temperatures inferiors a les que es trobarien si no existís una superfície freda, per això la sensació corporal és la mateixa encara que l'aire augmenti la seva temperatura en un moment determinat.

Els sistemes de refrescament radiant són adequats en edificis amb un cert pes per unitat de superfície externa d'intercanvi de calor, és a dir, que tinguin capacitat d'acumulació de fred. En aquests edificis, encara que es produeixin renovacions de l'aire, la massa de materials refrescats produeix intercanvis radiants eficaços amb el cos humà. Aquesta sensació tèrmica és la que sentim a l'estiu al entrar en vivendes tradicionals amb parets molt amples, ja que aquesta amplitud de les parets aconsegueix amortitzar l'oscil·lació tèrmica exterior, mantenint fresca la temperatura superficial de les parets interiors.

Els tancaments dels edificis on es vagi a utilitzar sistemes de refrescament radiant haurien de tenir preferiblement la capa de material aïllant més cap a l'exterior, deixant a l'interior de l'edifici una major quantitat de material de construcció amb capacitat d'acumulació.

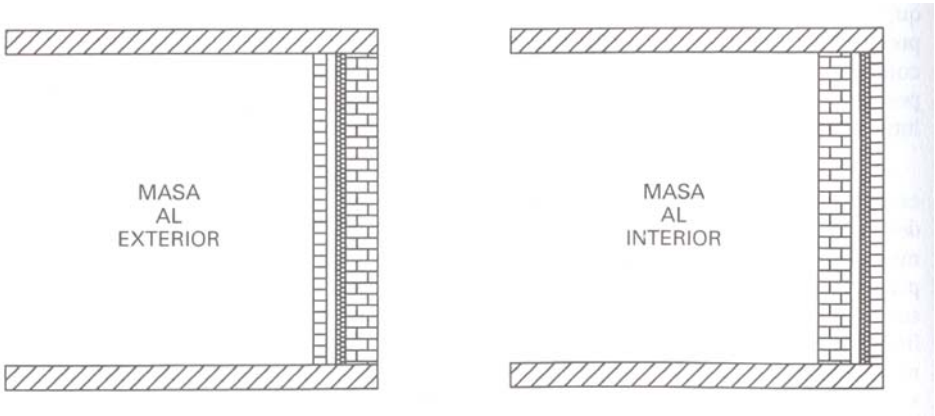


Fig.C.27. Disposició relativa dels aïllaments i de la massa tèrmica

Els edificis amb murs de vidre, els que són molt permissibles a les infiltracions d'aire, als que tinguin tancaments exteriors molt prims, etc., són inadequats per la implamentació del refrescament radiant. Les superfícies envidrades que poden rebre un fort impacte de la radiació solar, com les orientades a l'est i a l'oest, així com les situades a la coberta dels edificis, o amb menor grau les orientades al sud, han d'incorporar mecanismes exteriors per protegir les habitacions de les radiacions solars, ja sigui amb persianes, toldos, plantes, etc.

Els materials per la solera haurien de ser de procedència mineral per que es tingui una transmissió de calor òptima. Aquests materials podrien ser com ara el granit, el marbre, els terrassos, els materials ceràmics, el fang entre altres.

Encara que es pugui produir aigua freda amb mètodes evaporatius en torres de refrigeració, la manera més eficaç de produir-la en quantitat suficient per que circuli pels tubs de refrigeració és amb una bomba de calor, que consumeix electricitat en el compressor, en els ventiladors, en les bombes de circulació, en els seus circuits elèctrics i electrònics de control, etc.

Totes les instal·lacions de refrigeració, ja siguin per convecció o per radiació, requereixen la instal·lació d'aquestes màquines.

Les bombes de calor més utilitzades en els sistemes de condicionament ambiental són les d'aire-aire, que significa que el focus fred és en l'aire exterior o interior i el focus calent és l'aire interior o exterior, depenent de que funcionin calentant o refredant l'ambient interior. Els sistemes radiants necessiten bombes de calor que treballin amb aigua en algun dels seus focus com a mínim, per això són útils les bombes de calor del següents tipus:

- Aire-aigua, l'aire de l'exterior és el focus calent (quan funciona com a màquina refrigeradora pròpiament dit) o el focus fred (quan funciona com a bomba de calor).

Fig.C.28. Esquema d'una refrigeradora condensada per aire

- Aigua-aigua, en les que els dos focus són aigua o habitualment mescles d'anticongelant i aigua.

El fet de que algun focus sigui aigua, o millor, una barreja d'aigua i anticongelant, implica uns avantatges d'eficiència energètica que es veuran en el següent apartat.

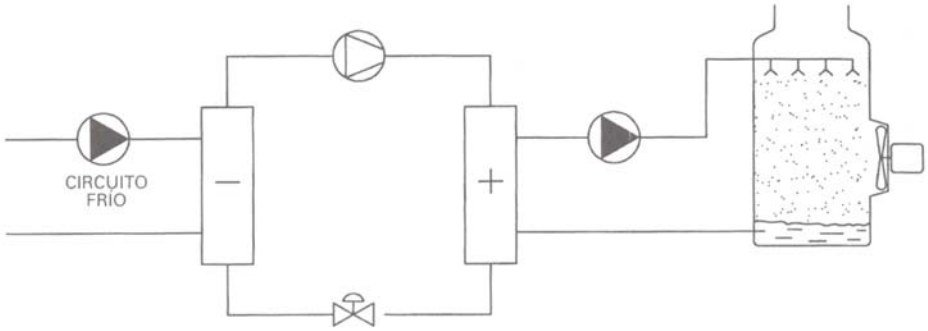


Fig.C.29. Esquema d'una refrigeradora condensada per aigua

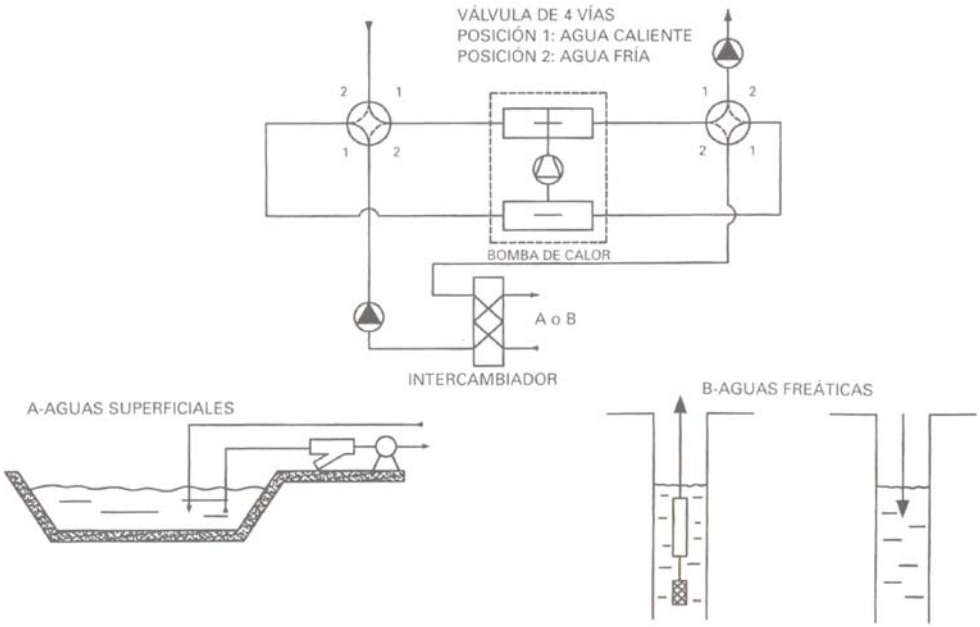


Fig.C.30. Esquema de bomba de calor Aigua-Aigua

Avantatges

Els aspectes avantatjosos d'un refrescament radiant coincideixen amb els que ja s'han vist en l'apartat de calefacció radiant de l'apartat C.4.1, encara que cal destacar els següents:

A. Referents a l'estalvi energètic

Per una vivenda o un local que reuneixi les condicions descrites en l'apartat anterior, la potencia consumida per la màquina de refrigeració és menor quan s'utilitza un sistema radiant en el que el fluid fred sigui aigua (o barreges d'anticongelant i aigua) en comptes que si s'utilitza un sistema de refrescament de l'aire, ja sigui directament amb la màquina d'aire acondicionat o en ventilaconvectors (fan-coil) que no són res més que intercanviadors de calor entre l'aigua refredada en una màquina refrigeradora i l'aire ambient.

Això és degut a que el salt tèrmic entre l'aire ambient i l'aire fred d'impulsió és major que el salt tèrmic entre l'aigua freda de l'anada i la de tornada, essent el primer d'uns 15ºC en el moment de màxima demanda, i entre 8 i 10ºC en el segon.

A més les màquines refrigeradores de l'aigua o de l'aire són bombes de calor que treballen amb uns rendiments que depenen de les característiques físiques-quimiques del focus calent i del focus fred. L'aigua és millor conductor de calor que l'aire i té la capacitat d'acumulació de calor més elevada per unitat de massa i grau que la de qualsevol altre material conegut. Per aquests motius la eficiència energètica o millor dit COP (coeficient de funcionament) de les màquines que utilitzen aigua com a focus fred, calen o ambdós, és superior als que utilitzen aire. El COP d'una màquina refrigeradora es defineix com:

$$COP = \frac{P_f}{P_c + P_e} \qquad \text{(Eq.36)}$$

A on, P_f és la potència frigorífica cedida en el focus fred, P_c és la potència absorbida pel compressor i P_e és la potència absorbida per la resta d'elements elèctrics de la màquina.

D'altra banda, l'aire té un calor específic petit, aproximadament d'una quarta part del calor específic de l'aigua, i per aquest motiu, per transportar una determinada quantitat de calor, amb el mateix salt tèrmic, és requereix més cabal d'aire i més potència de l'element electromecànic que forci el moviment del fluid.

Si tenim en compte la inèrcia de l'edifici, degut a la acumulació de fred en els seus materials, rebaixant la temperatura exterior de disseny, i si considerem que amb un sistema radiant podem treballar amb aire interior a major temperatura que si utilitzem un sistema convectiu, a la hora de calcular la càrrega de refrigeració necessària podem rebaixar el salt tèrmic entre la temperatura exterior i la interior. Per aquest motiu la potència frigorífica de la màquina de refrigeració es sol reduir entre 1/2 i 2/3 de la que es necessitaria en un sistema d'aire.

El sol fet de necessitar menys potència refrigerant implica contractar amb la companyia elèctrica una menor potència elèctrica total per la vivenda o local.

2. Referents a les necessitats d'espai per les instal·lacions

Donat que la potència dels equips és menor, aquests ocupen menor espai tan exterior per la ubicació de les unitats condensadores com interior per les unitats evaporadores, o ambdues si són equips compactes.

La bomba de calor ens pot oferir el fluid calent i el fluid fred, de manera que a l'estiu ens subministra aigua freda pel refrescament radiant i a l'hivern aigua calenta per la calefacció radiant. La inversió del cicle es realitza mitjançant la incorporació a la màquina frigorífica d'una vàlvula de quatre vies amb dos posicions. En cadascuna de les posicions la funció dels intercanviadors de calor és diferent, cada intercanviador funciona en una posició com unitat condensadora i a l'altre com unitat evaporadora. El fet que el mateix generador pugui subministrar-nos la calefacció i el refrescament té a veure amb la disminució de les necessitat de l'espai.

La inexistència d'emissors d'aire fred, difusors, reixes, etc., que ocupen espai en parets i sostres, i que limiten les possibilitats utilitàries i decoratives.

Els sistemes de distribució per conductes d'aire requereixen espais i alçades que condicionen el tamany de falsos sostres, disminuint la altura final dels locals i les habitacions.

3. Referents al confort ambiental i habitabilitat

La no existència de sortidors i de corrents d'aire fred, com la desaparició dels habituals problemes que ocasionen aquests en els usuaris, principalment de locals d'oficines entre els que és comú el desacord en la manera d'ús de l'equip d'aire, de la velocitat d'impulsió, de la temperatura de consigna en el termòstat de l'oficina o de la connexió o desconnexió de l'aire pel diferencial que provoca.

Al no haver-hi corrents d'aire i de conductes de difícil neteja, a on es poden desenvolupar microorganismes patògens, fa especialment indicades aquestes instal·lacions en locals públics de tipus hospitalari i d'assistència mèdica, locals docents, auditoris, etc.

C.4.3. Sostres i parets radiants

Aquests sistemes han sorgit de la necessitat de poder utilitzar sistemes radiants tant per calefacció com per refrescament. És una variant del terra radiant convencional i utilitzen el mateix tipus de tubs, encara que actualment s'està tendint més a la utilització de tubs més petits anomenat capil·lars i que veurem en els següents apartats.

Fig.C.31. Paret radiant.

Fig.C.32. Paret radiant.

En els anys 30 van ser utilitzats ocasionalment diferents sistemes de sostres freds, però mai varen passar d'una etapa de proves. L'avanç dels sostres freds no ha estat aconseguit fins els últims cinc o deu anys degut principalment a dos causes:

- Degut a que les normes de ventilació dels països escandinaus admeten, en comparació amb altres normes europees, menor nombre de moviments de l'aire en el local, juntament al fet de que l'aigua és el mitjà de transport d'energia més barat que l'aire, es varen projectar instal·lacions amb un nombre de moviments de l'aire molt baixos, fins arribar a les mínimes necessitats de l'aire de ventilació en funció de l'ocupació dels locals, en els que la càrrega frigorífica es subministrava utilitzant aigua com a mitjà de transport.

- Les pèrdues per transmissió són cada vegada menors, per la utilització d'una major tecnologia constructiva, mentre que es produeix un augment de les càrregues calorífiques en els locals degut a un major ús d'aparells elèctrics i electrònics. Mantenint baixos els moviments de l'aire, s'ha de compensar una major calor.

Influència de la convecció

Inicialment es van utilitzar diferents mides de intercanviadors de calor situats per sobre el sostre de cel obert, per subministrar la necessària capacitat de refrigeració. El flux de convecció resultant generava velocitats d'aire que, depenent de la diferència de temperatures entre la sala i la del flux d'entrada d'aigua, resultaven entre 0,4 i 0,5m/seg. Per aquesta raó els intercanviadors de calor es col·locaven freqüentment en les cantonades o sobre les entrades, és a dir, en superfícies fora la zona d'ocupació. No obstant, la temperatura i la velocitat residual amb aquestes solucions, es trobava per damunt dels nivells desitjats.

Inicialment mitjançant la disposició dels pannells horitzontals, es podia aconseguir condicions satisfactòries en els locals. L'acció de la convecció quedava reduïda aproximadament el 50% de la capacitat de refredament. La resta era absorbida en forma de radiació.

Confort i satisfacció

Les expectatives de confort dels usuaris ha crescut en els últims anys. L'anàlisi de moltes discussions sobre el síndrome dels edificis malalts, ha conduït a resultats que s'han de tenir en compte i que han estat incorporats en diferents normes. El professor Ole Fanger de la Universitat Tècnica de Copenhaguen ha fet contribucions essencials als resultats d'aquestes investigacions. La seva reivindicació de que la qualitat de l'aire ambiental en un local és detectat per l'usuari i no per l'exposició d'instruments de mesura ha conduït a la avaluació subjectiva del sistema d'aire acondicionat per l'usuari. Els assaigs sistemàtics sobre l'acceptació dels paràmetres essencials d'un sistema d'aire acondicionat condueixen al "grau de insatisfacció" (DR "dissatisfacion rate"). Un baix grau d'insatisfacció o alt d'acceptació és l'objectiu quan es dissenyen sistemes d'aire acondicionat.

Un dels resultats de l'estudi indica que la velocitat residual de l'aire no és l'únic criteri de confort, sinó que ha de ser considerat juntament al grau de turbulència (intensitat de turbulència).

Unes exigències més estrictes respecte a la màxima velocitat permesa de l'aire, tenint en compte el grau de turbulència, no solament requereix un adequat disseny dels difusors d'aire, sinó que també s'ha de tenir en compte la influència deguda a la convecció en el disseny de sostres freds. El grau de insatisfacció en funció de la temperatura de l'aire del local, i amb respecte a les corrents de l'aire es mostren a la figura següent:

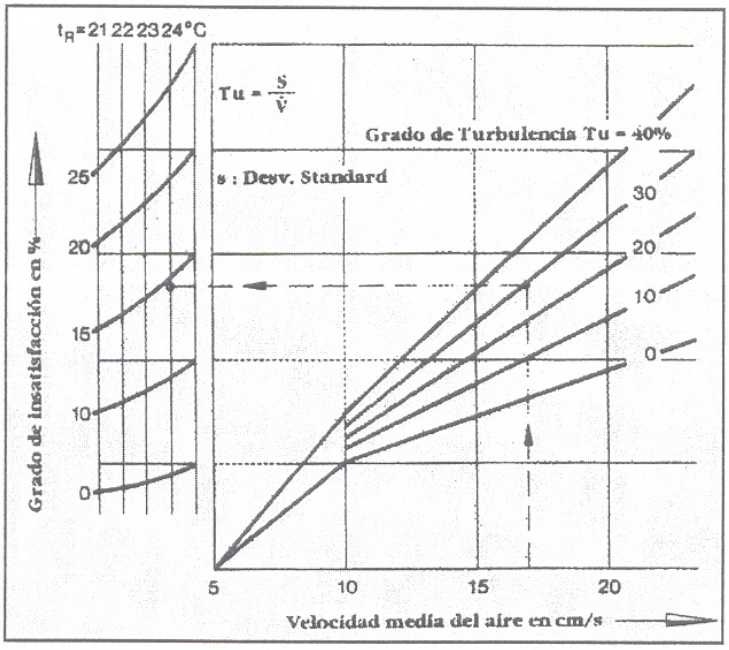


Fig. C.33. Diagrama d'insatisfacció respecte a la velocitat de l'aire

La majoria dels estudis respecte a la intensitat de turbulència han estat desenvolupats recentment. La línia divisòria entre un sistema de mescla de flux d'aire i un de desplaçament se situa aproximadament en el 20.

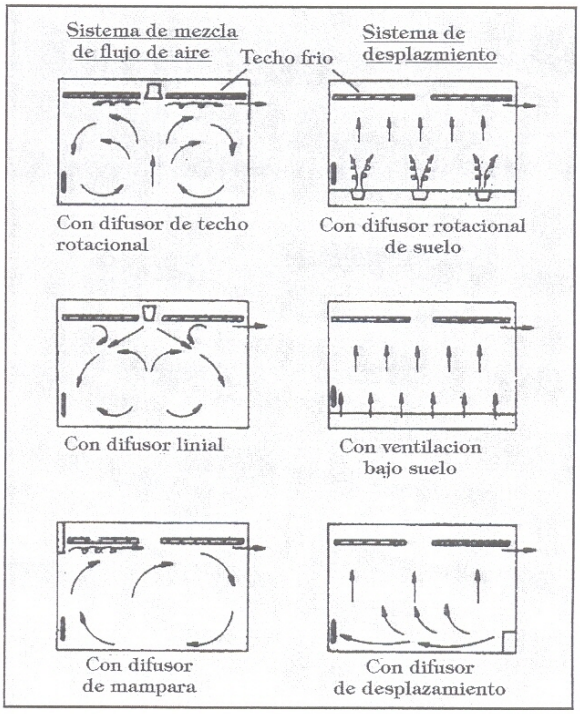


Fig. C.34. Sistemes de ventilació

Normalment, un sistema de mescla de flux d'aire arriba a graus de turbulència per sobre del 20% i un de desplaçament de l'aire per sota del 20%. De qualsevol manera es pot dir que poden ser utilitzats tots els tipus de sistemes de ventilació, però tenint en compte en els criteris de selecció les velocitats d'aire permeses. El grau d'insatisfacció respecte a les variacions de temperatura es mostra en la següent figura.

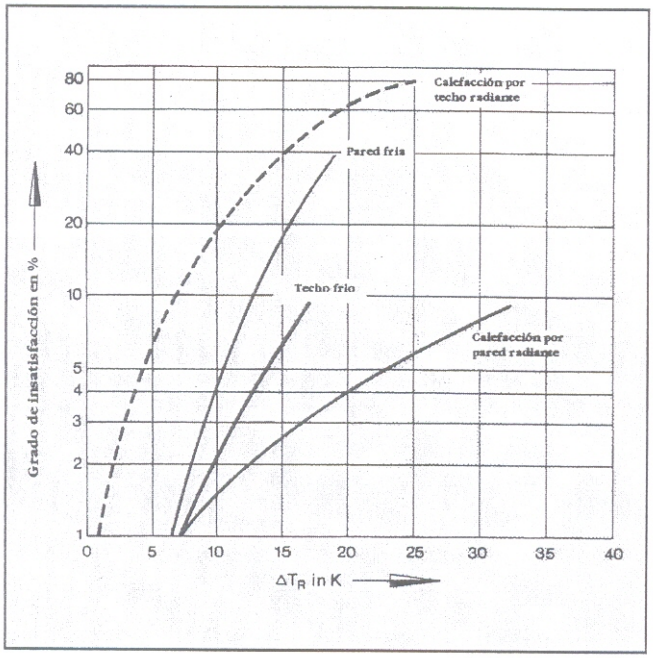


Fig. C.35. Diagrama d'insatisfacció respecte a la variació de temperatura

Sense risc de condensacions

Si considerem uns nivells de temperatura i humitat normals, el diagrama psicromètric ens indica que no s'ha de sobrepassar la temperatura del flux de l'aigua de 160ºC. Assegurant que la temperatura del flux de l'aigua és curosament controlada, en condicions normals, no hi ha risc de formació de condensacions. En sales amb altures estàndards amb instal·lacions de sostres freds es produeix una asimetria en la distribució de temperatures de 1,5k. Amb això, tal i com s'indica en la figura anterior es té un mínim grau de insatisfacció o gairebé la unànime acceptació dels usuaris.

La freqüent pregunta, de que si es poden utilitzar els sostres freds també com a sostres calents, pot ser contestada pel grau de insatisfacció esperat. Com que aquest grau de insatisfacció és major amb sostre calent radiant que amb sostre fred, per una mateixa asimetria de distribució de temperatures, la temperatura de l'aigua no ha d'excedir a la del rang de temperatures del cos humà.

Si es té en compte tots els nous coneixements respecte als criteris de confort en les zones ocupades, existeixen moltes possibilitats en la utilització de sostres freds en combinació amb un sistema de ventilació en el que la velocitat residual de l'aire, incloent-hi el grau de turbulència, pot complir les exigències de les futures normes.

Llibertat sense restriccions

Com ja s'ha esmentat, l'arquitecte ha de tenir una llibertat de planificació sense restriccions per dissenyar la sala i el sostre. Han de tenir-se en compte tots els elements del sostre, com difusors d'aire, llums, sprinklers, etc., han de complir-se totalment les exigències acústiques, el fals sostre ha de ser accessible, i per suposat, la aparença exterior del sostre ha d'harmonitzar amb el conjunt de la sala. En la següent figura es mostra una sèrie que satisfà tots aquests requeriments:

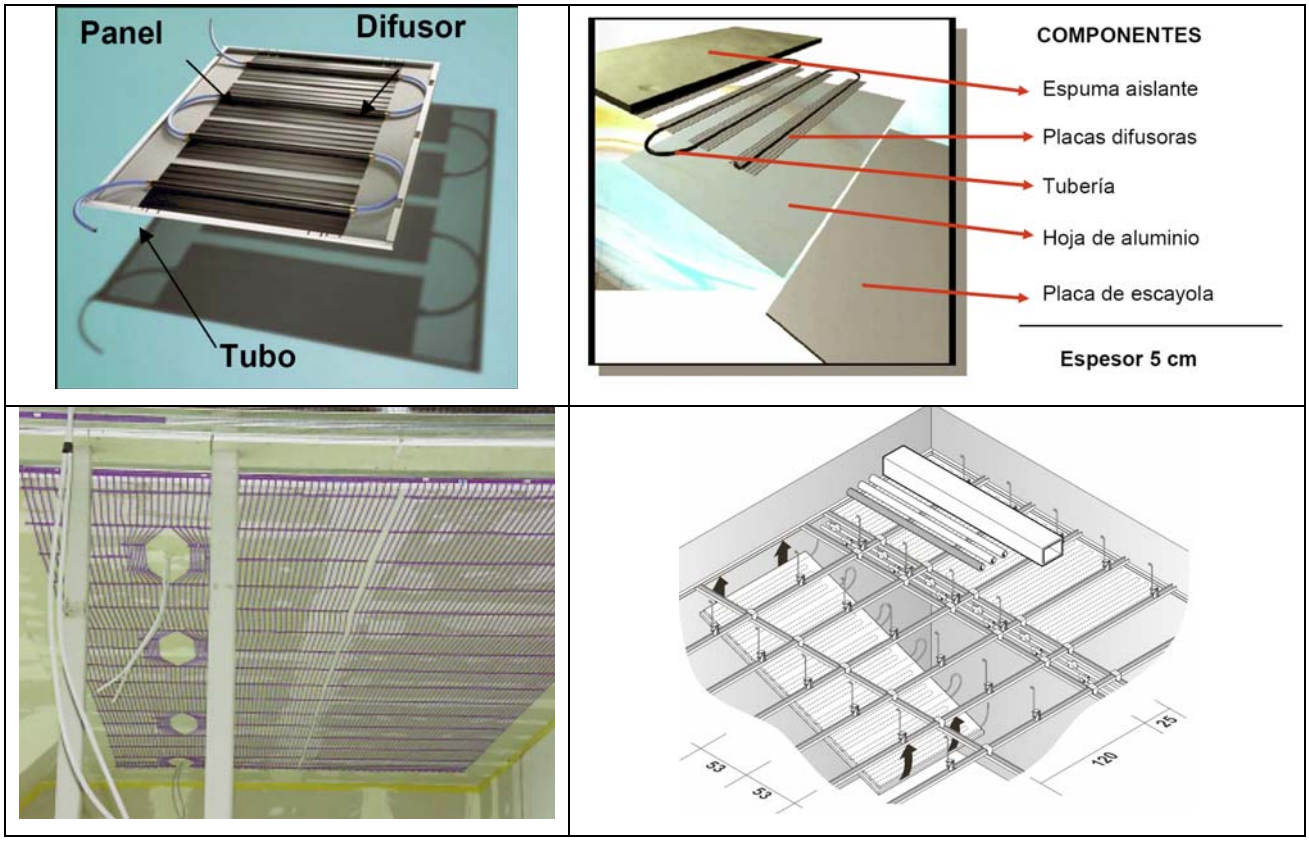


Fig. C.36. Diferents tipus de pannells pel sostre

Gairebé totes les variants que l'arquitecte necessiti, poden ser produïdes a partir d'aquesta sèrie estàndard. Una característica essencial és que aquestes series poden ser utilitzades en projectes de rehabilitació amb un requeriment d'un fals sostre de tan sols 50mm.

Comparativa de prestacions

Una feina important dels enginyers és la de comparar les dades de prestacions dels diferents fabricants de sostres freds. Aquest treball és especialment difícil, perquè el fabricants de sostres freds donen distintes diferencies de temperatura, o temperatures de referència per determinar les dades de prestacions donades en la corba bàsica. Per les mateixes condicions de la habitació poden produir-se diferencies en les dades de prestació per sobre del 30%. Aquestes diferencies es produeixen perquè qualsevol de les dues temperatures, temperatura de l'aire de l'habitació o la temperatura de la habitació són utilitzades com a temperatures de referència. La temperatura de l'aire de la habitació, és la temperatura de l'aire ambient, és a dir, sense l'efecte de la radiació, mesurada amb un termòmetre amb protecció a la radiació. La temperatura de la habitació té en compte l'efecte de la radiació, és a dir, és la temperatura que és realment sentida per les persones en la zona ocupada.

L'altura de referència en l'habitació, 1,30m des del terra per una persona assentada, o 1,80mt per una persona de peu, o immediatament sota del sostre fred, evidentment té una gran influencia en les dades de rendiment de refrescament. No obstant, aquesta comparativa, actualment es pot realitzar gràcies a la normativa i d'aquesta manera ens permet una comparació precisa entre els diferents constructors i fabricants.

C.4.4. Pannells radiants i sistemes de tubs capil·lars

En aquest apartat s'ha cregut convenient exposar els sistemes de pannells prefabricats i de tubs capil·lars conjuntament. Encara que aquests dos sistemes poden tenir alguna diferència, s'ha pogut observar com la majoria dels sistemes per pannells prefabricats inclouen tubs capil·lars en el seu interior, i per tan la seva funcionalitat, aplicació, muntatge, avantatges i inconvenients, etc, és d'igual aplicació per ambdós casos.

Els sistemes de tubs capil·lars tan es pot aplicar al terra, parets o sostre. Amb aquest tipus de sistema es millora respecte als tradicionals, a que l'alçada o gruix necessari per instal·lar aquest tipus de sistemes és menor i per tant es millora la utilització d'aquestes instal·lacions en les reformes dels edificis, un del inconvenients més importat en els sistemes tradicionals.

Sistema amb tubs capil·lars per terra

Existeixen fabricants que utilitzen aquests sistemes. A continuació s'exposa una breu informació sobre les característiques d'aquestes instal·lacions.

Les trames de tubs capil·lars es poden col·locar directament en el formigó o el morter de les rajoles.

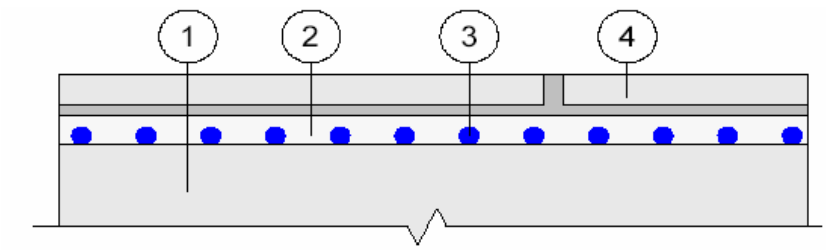


Fig.C.37. 1.Solera 2.Morter per rajoles 3.Tubs capil·lars 4.Pedra natural

Amb aquest tipus de terra s'augmenta la capacitat de fred, ja que com sabem tots els terres radiants han d'operar per sobre el punt de rosada de l'aire. La capacitat queda definida pel salt tèrmic entre la temperatura ambient i la temperatura mitja superficial de la construcció del terra. (Driving Temperature Difference DTD).

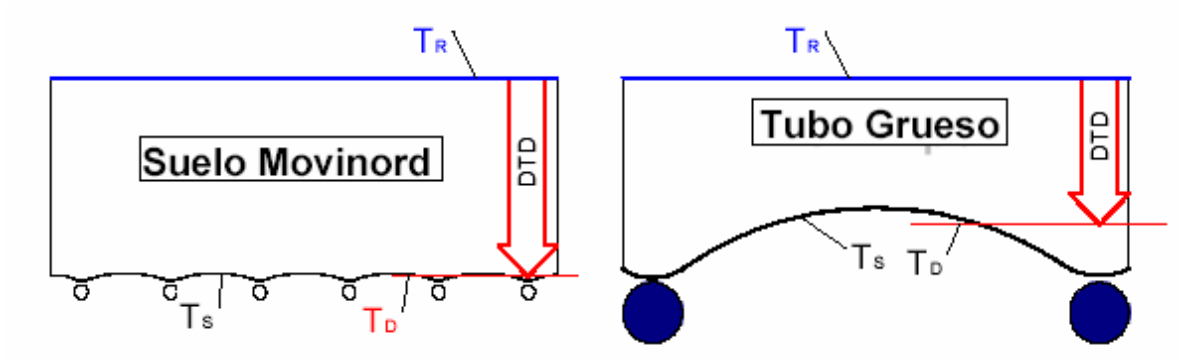


Fig.C.38 Temperatura superficial del terra radiant fred

T_s: Temperatura superficial

T_R: Temperatura ambient

T_D: Temperatura del punt de rosada

En comparació amb els sistemes de tub gruixut, el sistema de tubs capil·lars produeix només una lleugera ona en el perfil de la seva temperatura superficial i per tant un major salt tèrmic DTD i una millor eficiència. En funció de l'acabat, aquest tipus de terra pot disposar d'una capacitat de fred més del doble, si es compara amb sistemes de tub gruixut.

En ambients de repòs, com apartaments o oficines, la capacitat de fred del terra ve limitada per raons de confort, de 30 a 40 W/m^2, cosa que no succeeix en els sostre, les quals no presenten límit de confort pel fred.

Pel que fa a la calefacció, segons els fabricants, ens diuen que amb aquests sistemes aconseguim la capacitat de calor teòrica necessària per escalfar el local. En canvi amb els sistemes de tub de major diàmetre, aquests valors són menors.

Un altre dels avantatges que tenen aquests sistemes respecte als de tub gruixut, és que es pot regular molt més ràpidament ja que els tubs són més a la vora de la superfície i densament distribuïts. Les temperatures de l'aigua són més moderades.

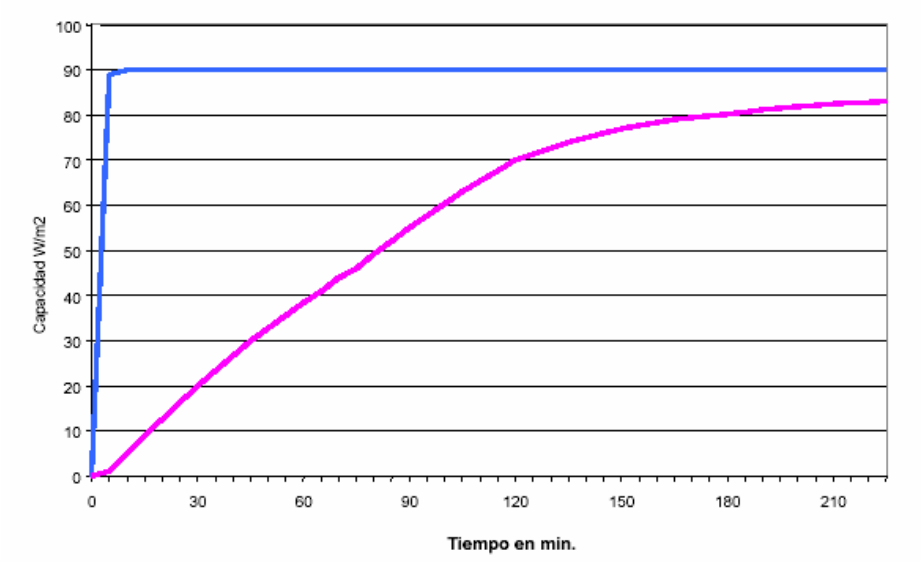


Fig.C.39. Vermell: Tub estàndard Blau: Tub capil·lar

Comparación entre tubos capilares y tubos de diámetro normal:

		Tubos Capilares		Tubos de diámetro normal	
Espacio entre tubos	mm	10		150	
Diámetro de los tubos	mm	3,4		20	
Espesor de los tubos	mm	0,55		2	
Resistencia a la presión(3)	bar	35		36	
Superficie desarrollada	m²/m²	1,07		0,42	
Masa total de los tubos	kg./m²	0,48		0,49	
Contenido de agua	l/m²	0,39		1,70	
Diferencia de temperatura pared interior/pared exterior del tubo	K	0,23		2	
Longitud de trama	m	2	4	2	4
Caudal necesario de agua (4)	l/h	40	80	40	80
Pérdida de carga	m c.a.	0,2	0,55	0.03	0,12
Velocidad del agua	m/s	0,27	0,535	0,065	0,13
Número Reynolds	-	540	1080	910	1820

Comparación realizada para una emisión de frío de 70 W/m² con un panel de 1m y según el caso, de 2 ó 4m de longitud.

Taula C.12. Diferències entre tubs capil·lars i tubs normals

Es pot afirmar que amb aquests sistemes es millora els sistemes convencionals per superfícies radiants, però això no vol dir que no comporti els seus inconvenient.

Aquests sistemes només són adequats per alguns tipus de terres. També es poden produir més problemes per possibles obturacions dins dels tub, ja que són d'un diàmetre molt petit i en cas que l'aigua tingués impureses podria esdevenir un greu problema.

Sistemes de tubs capil·lars i pannells per sostres i parets

En aquests sistemes dedicarem especial atenció, ja que és un tipus d'aplicació per superfícies radiants que s'està estenent cada vegada més i que s'utilitza en el nostre país des de fa poc temps i sense gaire acceptació per part de la gent, tot el contrari que el terra radiant convencional.

Amb aquest tipus d'aplicació veurem al final d'aquest estudi un exemple en concret i on podrem comparar i arribar a les nostres pròpies conclusions respecte quina importància serà per nosaltres en un futur proper.

En el pròxim capítol s'explica aquest tipus d'instal·lacions, ja que com sembla, cada vegada més, fabricants, instal·ladors i usuaris tendeixen a confiar en aquest sistema.

Fig.C.40. Paret i sostre radiant per tubs capil·lars

Fig.C.41. Pannell radiant amb tubs capil·lars per sostre.

C.4.5. Altres

Els sistemes de calefacció i d'acondicionament per superfícies radiants tenen moltes versions i aplicacions com hem pogut observar. Però a part d'aquestes hem d'esmentar d'altres com podrien ser les instal·lacions radiants mitjançant cables elèctrics (utilitzats des de fa bastant de temps), altres com podrien ser sistemes que utilitzen planxes embutides i encastades a les parets, per l'interior de les quals hi circula aigua.

Els sistemes de cables o folis radiants per cables elèctrics són un sistema que s'utilitza bastant, però té algun inconvenient com ara que no es pot utilitzar a l'estiu per una climatització del local, o bé, que el consum d'energia és molt més elevat que en els sistemes radiants que utilitzen aigua com a mitjà de transport.

C.5. SISTEMES RADIANTS PER TUBS CAPIL·LARS

C.5.1. Principis bàsics

El principal component del sistema és una trama de tubs capil·lars (entre 3 i 6mm de diàmetre), amb els seus tubs distribuïdors fabricats en polipropilè pels que circula aigua freda. Aquests sistemes tenen un espessor aproximadament de 8-15mm (depenent de cada fabricant), la qual cosa permet el seu muntatge en tot tipus de sostres i parets, el que significa utilitzar les superfícies passives de la construcció com a superfícies de refrigeració.

Avantatges en comparació als sistemes convencionals d'aire condicionat

Els sistemes tradicionals d'aire condicionat eliminen el calor de la següent forma:

- L'aire es processa i es refreda en un sistema d'aire condicionat i llavors es transporta a la habitació que s'ha de climatitzar.
- S'introdueix una gran quantitat d'aire a molt baixa temperatura.
- L'aire absorbeix el calor de les superfícies calentes (parets, terres, sostres), de les persones i dels equips existents a la habitació. Això s'aplica per igual als sistemes aire-aire i als sistemes aire-aigua.

Els desavantatges dels sistemes basats en aire són les següents:

- Limitació del confort i riscs per la salut

L'alt cabal d'aire fa que aquest aconsegueixi altes velocitats a la habitació. Aquestes corrents d'aire en combinació amb la seva baixa temperatura, freqüentment provoquen malalties reumàtiques i malalties respiratòries.

El percentatge de persones insatisfetes degut a les corrents d'aire ve definit en la norma ISO 7730:

$$DR = (34 - t_R)(w_T - 0.05)^{0.62}(0.37 \cdot w_T \cdot T_u + 3.14) \ \ en\,\% \qquad \text{(Eq.37)}$$

On:

DR: és el percentatge de persones insatisfetes *(%)*

t_R: és la temperatura de l'aire en les proximitats de les persones *(ºC)*

w_T: és la velocitat de l'aire en les proximitats de les persones *(m/s)*

T_u: és el grau de turbulència de l'aire en les proximitats de les persones *(%)*

- Soroll ambiental

Els alts fluxos d'aire en les habitacions produeixen normalment sorolls molestos que tenen efectes negatius en la comunicació i en el confort de les persones.

- Alts costos d'operació

El tractament i transport de grans quantitats d'aire significa el consum de grans quantitats d'energia i alts costos d'operació. Una potència de refrigeració de $Q_K=1Kw$ amb una diferència de temperatura efectiva de *10K* entre l'aire d'impulsió i l'aire exterior, requereix un flux d'aire de:

$$\dot{V} = \frac{\dot{Q}_K}{\rho \cdot c \cdot \Delta t} = \frac{1000}{1.2 \cdot 1010 \cdot 10} = 0.0825 \frac{m^3}{s} \approx 300 \frac{m^3}{h} \qquad \text{(Eq.38)}$$

Amb els sistemes convencionals d'aire condicionat, el transport d'aquesta quantitat d'aire requereix un ventilador amb una potència de:

$$P = \frac{\dot{V} \cdot \Delta p}{\eta_{total}} = \frac{0.0825 \cdot 1000}{0.6} W = 138W \qquad \text{(Eq.39)}$$

Això suposa un 14% de la potència de refrigeració, la qual ha de ser dissipada també per un sistema de refrigeració

- Alts cost de manteniment

La complicada tecnologia del sistema, parts mòbils (ventiladors) i la neteja dels conductes de ventilació, filtres d'aire, etc., per mantenir l'aire en unes condicions adequades de higiene, significa tenir uns elevats costos de manteniment.

En canvi els sistemes de pannells de tubs capil·lars es diferencien d'aquests sistemes convencionals i eliminen les desavantatges anteriors amb els següents criteris:

- Refrigeració dels paràmetres de la habitació.

Els pannells de tubs capil·lars a través dels quals flueix aigua, estan completament integrats en els sostres. El calor que entra des de l'exterior és dissipat immediatament pel flux d'aigua

sense escalfar l'aire de la habitació. La refrigeració de les parts estructurals produeix una menor temperatura de les superfícies i així les persones poden dissipar una major quantitat del seu calor mitjançant radiació cap al sostres. El calor produït pels equips és absorbit en part per les superfícies refredades.

- Separació ideal de funcions.

El calor és eliminat de la habitació principalment refredant les estructures mitjançant un sistema d'aigua integrat en aquestes. El flux d'aire pot ser reduït fins un valor mínim necessari per la higiene i salut humana. El calor absorbit per l'aire és significativament menor, permetent disminuir el flux d'aire i incrementar la temperatura de l'aire entrant. Això es tradueix a:

- Alt confort i baix risc per la salut.

La baixa quantitat d'aire requerida permet la reducció de la velocitat de l'aire. A més, la major temperatura de l'aire, aproximadament igual a la temperatura mitja de radiació ambient, té efectes positius en les vies respiratòries.

- Eliminació de sorolls ambients.

El baix flux d'aire permet introduir aire a la habitació sense sorolls.

- Baixos costos d'operació.

L'energia i els costos d'operació per el tractament i el transport de l'aire es redueixen significativament.

El calor pot ser eliminat eficientment mitjançant el flux d'aigua a través dels pannells de tubs capil·lars.

Una capacitat de refrigeració de $Q_K=1Kw$ amb una diferència de temperatura efectiva de $3K$ entre l'aire d'impulsió i l'aire exterior, requereix un flux d'aire de:

$$\dot{V} = \frac{\dot{Q}_K}{\rho \cdot c \cdot \Delta t} = \frac{1000}{1000 \cdot 4200 \cdot 3} = 0.00008 \frac{m^3}{s} \approx 300 \frac{m^3}{h} \qquad \text{(Eq.40)}$$

El transport d'aquesta quantitat d'aigua necessita una potència de bombeig de:

$$P = \frac{\dot{V} \cdot \Delta p}{\eta_{total}} = \frac{0.00008 \cdot 3000}{0.72} W = 3W \qquad \text{(Eq.41)}$$

Això suposa un 0.3% de la capacitat de refrigeració.

- Baixos costos de manteniment i llarga durabilitat

Les despeses de manteniment estan limitats al reduït equipament d'aire condicionat. El sistema amb els pannells de tubs capil·lars integrats en l'estructura no necessita manteniment.

C.5.2. Característiques i àrees d'aplicació

Els tubs capil·lars estan fabricats en polipropilè, el que contribueix a les característiques bàsiques del sistema. Els avantatges del sistema de fabricació són les següents:

- Millor utilització de les fonts d'energia
- Reducció dels costos en comparació amb les tecnologies convencionals
- Compatibilitat mediambiental tan en la producció com en la operació. Utilització de material reciclable
- Simplicitat en el disseny
- Possibilitat d'utilització en múltiples aplicacions
- Fabricació en sèrie

Dues propietats geomètriques dels pannells de tubs capil·lars són extremadament favorables per millorar la conducció de calor a través dels materials de construcció i la convecció per la transmissió de calor a l'aire.

La petita distància entre tubs (20 o 10mm) produeix una gran homogeneïtat en la temperatura de la superfície, i conseqüentment el coeficient de conducció de calor del material de construcció per el seu alt significat.

El petit diàmetre dels tubs (3 a 5mm) produeix als coeficients de convecció per pannells suspesos a l'aire inclòs amb baixes velocitats d'aire.

La forma flexible dels pannells de tubs capil·lars i el disseny del sistema satisfan una gran varietat de requeriments. Tots els sistemes es dissenyen utilitzant els mateixos components

(pannells de tubs capil·lars). La connexió a tots els component es realitza mitjançant maneguets d'unió ràpida.

Les superfícies refrigerants i calefactores no necessiten manteniment.

Les grans superfícies de transferència de calor (sostres), permeten el funcionament amb diferencies de temperatura mínimes en relació amb la temperatura ambient. Això és aplicable tan per refrigeració com per calefacció. Sota aquestes circumstàncies, les energies alternatives són una solució per aquest sistema. L'ús de sistemes de refrigeració mitjançant aigua, en comptes de sistemes d'aire condicionat es tradueix a un major estalvi d'energia degut a la gran reducció en la potència de transport.

Els sostres poden ser utilitzat com superfícies de climatització. El sistema elimina el calor de la habitació sense inèrcia tan punt com l'aigua freda circula a través d'ell. El disseny té només un capacitat mínima de emmagatzament de calor i es pot regular molt fàcilment. Els pannells de tubs capil·lars s'instal·len en els components estructurals vora de la superfície, per la qual cosa, l'efecte refrigerant és aprofitat directament per la habitació.

El disseny de sostres refrigerants suspesos es mostra com a exemple en la següent figura. Aquest tipus de sostre permet multitud de disseny arquitectònics. Llums, conductes d'aire, detectors de fum, sistemes de ruixadors automàtics, pannells acústics, etc. es poden integrar fàcilment. Els pannells de tubs es poden enganxar en el material metàl·lic dels pannells del sostre, units a les plaques de guix o inclòs integrat en el guix. La flexibilitat dels pannells capil·lars no posa límit a la creativitat de l'arquitecte.

Com a norma, la refrigeració es porta a terme mitjançant aigua a una temperatura de 14.5ºC subministrada per una màquina de refrigeració. Els sostres refrigerants amb capacitats de 50 a 90 W/m2 amb un increment de temperatura de 9.5K (habitació- aigua freda) són particularment eficients.

C.5.3. Posta en marxa. Règim transitori

En aquest projecte s'han realitzat tots els càlculs considerant que el sistema treballa en règim estacionari ja que es considera que el temps de treball en règim transitori és menyspreable; no obstant es convenient estudiar breument què succeeix durant la posta en marxa de la instal·lació.

Per tal d'entendre el funcionament en règim transitori és imprescindible tenir clars dos conceptes claus com són la inèrcia tèrmica i l'auto-regulació.

Prenent com exemple el cas estiu, al activar el sistema de climatització, les potències evacuades per la posada en circulació d'aigua freda, són molt superiors a la potència nominal

del sostre, això fa que les temperatures de treball del sostre siguin del ordre d'uns 30 ºC enlloc dels 18-20 ºC de funcionament normal.

Una altra explicació és que els coeficients de transferència tèrmica són molt majors que en funcionament normal ja que durant els primers minuts s'evacua essencialment el calor del sostre i no el de l'habitació.

La potència evacuada en aquests primers instants de funcionament és per tant molt elevada i si no estigués limitada pel cabal podria arribar a ser de centenars de W/m2. Tenint en compte els valors habituals de cabals d'aigua, les potències són efectivament més baixes i solen estar limitades de l'ordre de 200 W/m² per sostres amb guix, i a mesura que el sostre es va refredant aquests valors van disminuint progressivament.

Càlcul del temps necessari per assolir el règim permanent

Es considera que un cop posat en marxa el sistema, s'assoleix el règim estacionari quan la temperatura del sostre disminueix uns 8ºC aproximadament.

Considerant que Qo = 200 W/m² (calor transmès pel sostre inicialment) i sabent que el calor en funció del temps pot expressar-se segons l'equació 6.1:

$$Q_f = Q_o - \frac{C_t}{T} \qquad \text{(Eq.42)}$$

On:

Ct : Capacitat tèrmica total del sostre de guix (W·hora)

T : Temps transcorregut des de l'instant inicial (hores)

I que, segons el fabricant i per aquest tipus de sostre, la disminució dels 8ºC de temperatura implica l'evacuació del 15% de la potència inicial i que la capacitat tèrmica dels pannells radiants és de 40 Wh/m², es determina el temps que tarda en assolir el règim estacionari:

$$Q_f = (1-0{,}15)\cdot Q_0 = 0{,}85\cdot 200 = 170\, {}^{W}\!/_{m^2}$$

Finalment per una àrea de sostre de 18m² s'obté un temps de pas de règim transitori a estacionari de:

$$170 = 200 - \frac{40}{T}$$

$$T = 1{,}33hm^2 \rightarrow T = \frac{1{,}33}{18} = 0{,}07407h \cong 4{,}5\,\text{min}$$

En la figura següent es mostra la posta en marxa del sostre en règim de fred.

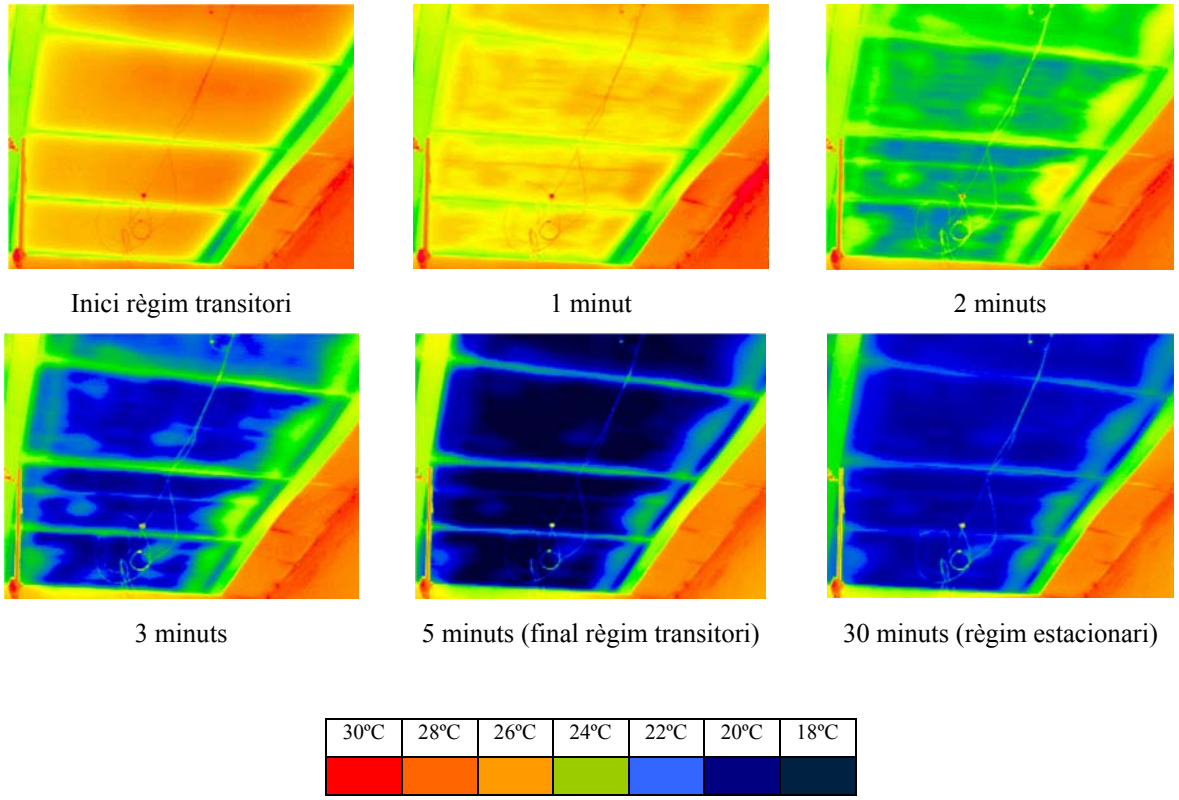


Fig. C42. Posta en marxa del sostre radiant treballant en règim de fred

Com s'observa la temperatura del sostre en règim estacionari s'assoleix, com ja s'ha calculat, sobre els 5 minuts i el seu valor en règim estacionari és de uns 20-22ºC.

C.5.4. Efecte de l'auto regulació

Modulació segons el nombre de persones:

L'auto regulació es deu al fet de que la temperatura del sostre es troba compresa generalment entre els 17 i 20ºC al estiu, amb temperatures del local compreses entre els 20 i 25ºC i temperatures de la pell dels ocupants de 32ºC.

La diferència de temperatures s'estableix doncs en uns 14ºC per les persones, i entre 3 i 5ºC pel local; per tant és amb les persones amb qui el intercanvi tèrmic és més important i quan l'habitació es trobi buida, disminuirà automàticament l'emissió de fred.

Modulació segons la temperatura del local:

Quan la temperatura del local varia, l'emissió s'adapta a aquesta variació. És més forta quan més alta sigui la temperatura en estiu o més baixa en hivern. Per contra, un possible error en la regulació no pot provocar temperatures menors que la del sostre (17-20ºC) en l'estiu o majors que la del sostre (25-30ºC) al hivern.

Sistema de regulació del cabal pel sostre radiant:

El sistema de regulació de cabal és un sistema bitub, ja que s'utilitza un sol tub d'anada per on passa el fluid refrigerant o calefactor i un tub de tornada. Els elements de que disposa aquests sistema de regulació són els següents:

· Un regulador i una vàlvula regulable instal·lada a la canonada de retorn del sostre radiant que regula el cabal de fluid refrigerant. Al ser un sistema bitub, aquest regulador també disposa d'un sistema de commutació estiu/hivern per controlar si ha de circular fluid refrigerant o calefactor, per les trames del sostre. Això s'aconsegueix mitjançant un actuador elèctric que va muntat sobre la vàlvula i que està controlat pel termòstat de l'ambient.

· Una vàlvula de bola instal·lada en la canonada d'anada del sostre radiant per poder tallar la circulació del fluid refrigerant. En aquesta canonada s'instal·la una sonda de punt de condensació, així en el cas que tingui lloc una condensació, aquesta vàlvula talla el cabal de fluid.

· Vàlvules d'equilibratge i reguladors de pressió diferencial, ja que es disposa d'un sistema més complex amb diversos circuits de sostre radiant. Aquestes vàlvules són importants per evitar els problemes més comuns dels sistemes de calefacció/refrigeració, com poden ser que algunes dependències no assoleixin la temperatura ambient desitjada degut a la intervenció d'altres fonts de calor, o bé a fluctuacions de temperatura ambient, o que després de la commutació de fred a calor algunes seccions tardin molt en escalfar-se. La principal font d'aquests problemes és l'existència de cabals no adequats en els diferents circuits. Això es soluciona mitjançant les vàlvules d'equilibratge que el que fan és absorbir l'excés de pressió diferencial existent entre els diferents circuits i d'aquesta manera ajustar el cabal i millorar l'estalvi energètic de la instal·lació.

C.6. DESCRIPCIÓ DELS COMPONENTS

C.6.1. Sistemes de generació per calefacció i/o refrigeració

En els sistemes de calefacció i/o refrigeració es poden aplicar a totes les fonts d'energia convencionals i alternatives.

No obstant, abans d'escollir qualsevol tipus de font d'energia cal fer un estudi previ per tal de saber quines són recomanables utilitzar i quines no. Majoritàriament, aquesta decisió vindrà determinada pel gust de l'usuari, tenint en compte dels recursos de que disposa. Per exemple, si la vivenda està situada en una localitat preparada per les instal·lacions de gas natural, gas ciutat, etc. També s'haurà de tenir en compte la resta d'instal·lacions que disposa la vivenda, ja sigui l'aigua calenta sanitària, electrodomèstics, piscines, etc.

Les fonts d'energia utilitzades per les instal·lacions per superfícies radiants, són les següents:

Terra radiant amb caldera de combustibles líquids

Són els recursos energètics més barats de tots. S'adapten perfectament al terra radiant, instal·lat amb vàlvula mescladora o intercanviador de calor per conjugar la baixa demanda tèrmica del terra radiant 35 – 45ºC, amb la òptima temperatura de treball de les calderes 80-90ºC.

Les calderes de gas-oil, encara que treballin a altes temperatures, no significa que siguin incompatibles amb el terra radiant. Però per poder combinar ambdós equips és necessari una regulació especial, que redueixi la temperatura de l'aigua per poder-la fer útil pel terra radiant, tal i com s'ha descrit anteriorment.

La major part de les calderes de combustibles líquids que es troben en el mercat i que són proposades pels instal·ladors per tenir uns preus raonablement competitius, tenen que treballar amb temperatures de sortida de l'aigua superiors als 60ºC. Això és degut a que els gasos de combustió, a més de diòxid de carboni, monòxid de carboni, òxids de nitrogen i carbonilla, contenen aigua en forma de vapor i anhídrids de sofre. Quan la temperatura d'aquests gasos no és molt alta i no es produeix una tirada ràpida i eficient per la xemeneia, es forma àcid sulfúric, que pot condensar-se sobre les parets del conducte d'evacuació i del cos de la caldera, provocant una accelerada corrosió del ferro que la conforma.

Existeixen calderes que poden treballar amb baixes temperatures en la vivenda, però tenen uns preus elevats. Per tant, una caldera de gas-oil o fuel-oil no es pot connectar directament als distribuïdors de circuits d'un sistema de calefacció radiant, ja que l'aigua entraria a temperatures superiors als 55ºC, provocant problemes de sobrecalentament del tub i per tant

de la superfície de les habitacions. Les temperatures adequades per treballar amb una calefacció per terra estan entre els 35ºC i els 45ºC. Per aconseguir aquestes temperatures és necessari intercalar entre la caldera i els distribuïdors una vàlvula mescladora de tres o quatre vies que recirculi cap al distribuïdor d'anada una part o tot el cabal de retorn.

L'esquema d'una instal·lació d'un grup tèrmic, amb gas-oil com a combustible, seria el següent:

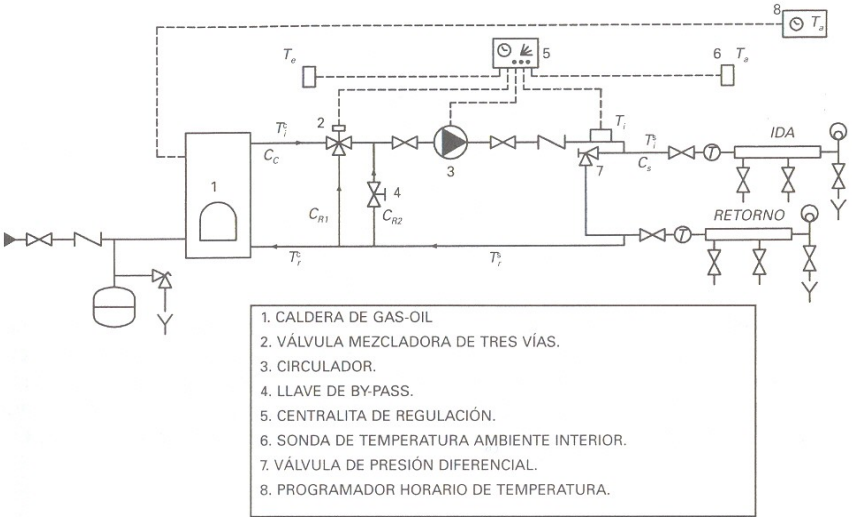


Fig. C.43. Esquema instal·lació sistema radiant amb caldera

1. *Caldera de gas-oil*. Està formada bàsicament per una zona on crema la flama d'un cremador. El cos interior d'aquesta zona esta format per tubs d'acer, que pel interior i circula aigua escalfant-se. Ha d'incorporar un termòstat de temperatura màxima d'aigua i un termòstat de seguretat. Els anomenats grups tèrmics venen complets amb tots els elements de control i seguretat necessaris, vàlvules de seguretat, connexió per l'emplenat, vàlvules de retenció, producció d'aigua calenta sanitària instantània o per acumulació, vasos d'expansió (per compensar les dilatacions tèrmiques del fluid), etc.
2. *Vàlvula mescladora*. Aquesta vàlvula barreja aigua de retorn dels circuits amb aigua de l'anada de la caldera, per proporcionar una temperatura d'anada als circuits d'acord amb el que ordeni la centraleta de regulació (5). Podem disposar d'una vàlvula de tres o quatre vies. Aquestes vàlvules són accionades per un servomotor que rep impulsos elèctrics de gir en una direcció o una altra, aconseguint més o menys pas de cabal per cada una de les dos vies d'entrada.
3. *Bomba de circulació*. Ha de proporcionar un cabal mínim adequat a la instal·lació.
4. *Vàlvula de bypass*. Podria ocórrer circumstancialment que la vàlvula mescladora tanqués totalment la via de recirculació i la temperatura d'anada superés els 55ºC, i per això cal instal·lar una clau de comporta que deixarem en una posició fixa de tal manera que amb la vàlvula mescladora oberta totalment, i passant tot el cabal de la caldera per aquesta, aquesta temperatura no se sobrepassi. La vàlvula bypass ha de ser de comporta i no d'esfera, ja que aquestes no serveixen per regular el pas de cabal d'una manera fina. La col·locació d'una vàlvula de bypass no és necessària quan s'instal·la una mescladora de quatre vies.

5. *Centraleta de regulació*. El seu objectiu és avançar-se als canvis climàtics externs accionant la vàlvula mescladora, perquè proporcioni l'aigua d'anada als circuits a una temperatura adequada amb la suficient antelació per tal d'evitar una variació de la temperatura de l'interior de l'edifici degut a la temperatura exterior. Aquesta centraleta és útil per qualsevol sistema de calefacció però especialment en els terres radiants perquè disposen de molta inèrcia tèrmica. Les centraletes de regulació incorporen com a mínim una sonda de temperatura d'anada T_a, una sonda de temperatura ambient exterior T_e i una senyal de comandament d'obertura i tancament de la vàlvula mesclador per ajustar la proporció de la mescla en funció d'aquestes temperatures. Disposen d'un potenciòmetre per ajustar la corba de treball, és a dir, la temperatura de consigna de l'aigua d'anada per cada temperatura ambient exterior. La corba escollida ha de ser aquella que proporcioni una temperatura d'anada als circuits d'acord amb els nostres càlculs per una temperatura exterior mínima de disseny de la instal·lació.
La sonda de temperatura exterior envia permanentment la senyal al microprocessador de la centraleta i aquesta ordena impulsos elèctrics d'obertura o de tancament al motor de la vàlvula mescladora, segons estigui la senyal de temperatura de la sonda d'anada per sobre o per sota de la de consigna. El principi de funcionament es basa en que la variació tèrmica exterior té un retràs temporal en la seva manifestació en l'interior dels edificis. Per tant, quan l'amplitud d'aquesta variació també és menor que en l'exterior es diu que la ona tèrmica ve amortiguada i quan la temperatura exterior baixa la interior començarà a baixar un cert temps més tard i viceversa. Aquest retràs és major quan més pèrdues per renovació d'aire, a més, en edificis compactes i amb poques pèrdues per ventilació o infiltracions d'aire, la ona tèrmica també s'amortigua més. Les instal·lacions per radiadors o fan-coil (ventiloconvectors), al treballar amb temperatures d'anada més elevades requereixen corbes amb major pendent. Les instal·lacions amb sostre radiant calent, al tenir menys inèrcia tèrmica, també. Els edificis molt permeables a l'ambient extern també requereixen corbes de treball més inclinades per respondre amb major ràpides a les variacions de temperatures exterior.

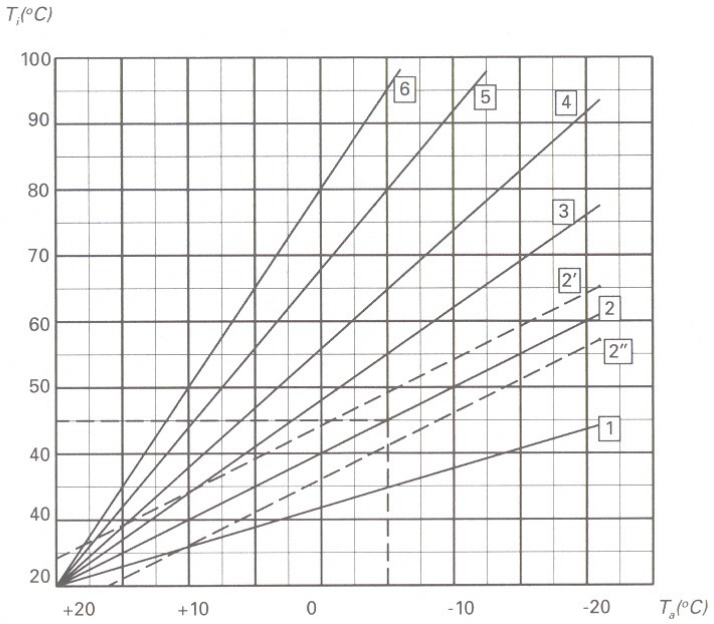


Fig. C.44. Corbes de treball d'una centraleta de regulació de calefacció

Les centraletes porten a vegades un altre potenciòmetre per desplaçar la corba de treball en paral·lel amb l'escollida. Això permet fer reajustaments una vegada que la instal·lació estigui en marxa. Si la temperatura d'anada no és suficient per escalfar la vivenda en dies molt freds, ajustaríem aquest potenciòmetre desplaçant la corba en paral·lel cap amunt.

Les centraletes que incorporen rellotge per programar períodes de punta de calefacció i períodes de calefacció reduïda porten un potenciòmetre que ens permet desplaçar la corba en paral·lel cap avall per la calefacció reduïda. L'alternança entre consignes de calefacció reduïda i calefacció punta es fa de manera automàtica programant els períodes horaris.

6. *Sonda de temperatura ambient interior T_i.* Opcionalment, algunes centraletes admeten aquesta sonda. Amb aquesta introduïm la dada de temperatura de l'aire interior en el seu microprocessador i actuen desplaçant la corba cap avall o cap amunt, o variant la pendent de forma automàtica.
7. *Vàlvula de pressió diferencial*. És necessari col·locar aquesta vàlvula en el cas en que les claus micromètriques dels distribuïdors es tanquessin totes simultàniament, bé per l'usuari o bé per mecanismes automàtics. Aquesta vàlvula s'obriria evitant una ruptura de la bomba de circulació, al treballar sense poder evacuar la seva pressió. Funciona mitjançant una molla que fa pressió contra una clapeta, mitjançant un volant podem ajustar la força de la molla impedint que en condicions normals de funcionament de la instal·lació l'aigua passi a través de la vàlvula. Si es tanca el pas de l'aigua pel distribuïdor, aleshores la bomba produiria pressió suficient com per forçar la molla a comprimir-se i deixar pas de cabal d'aigua. A la pràctica el punt d'ajustament de la molla es busca tancant el pas de distribuïdor d'anada i regulant la força de la molla perquè en aquestes circumstàncies s'obri el pas a través de la vàlvula.
8. *Termòstat d'ambient, cronotermòstat o programador*. Opcionalment podem col·locar aquest termòstat, que actuaria connectant o desconnectant la caldera, ja sigui segons la temperatura ambient interior T_i o segons la hora del dia i la temperatura ambient.

La instal·lació es pot simplificar col·locant una vàlvula de tres vies manual. En la posta en marxa el tècnic ha de situar-la en una posició de mescla tal que la temperatura de l'aigua no vagi pels circuits a més de 50ºC per la màxima temperatura de treball de la caldera. Una vegada feta aquesta operació és convenient desmuntar la palanca de maniobra de la vàlvula mescladora per evitar manipulacions indesitjables per persones que desconeixen la instal·lació. Aquest sistema requereix col·locar un termòstat de seguretat en el tub d'anada als distribuïdors que interrompiria l'alimentació elèctrica del circulador i la del cremador de la caldera, parant la generació i el transport de calor, davant un augment eventual de la temperatura d'anada per sobre dels 55ºC.

La regulació general pot fer-se amb un programador de franja horaria i de temperatura ambient que actuï directament, connectant i desconnectant el generador de calor i la bomba de circulació. Els dos termòstats, el de seguretat en l'anada i el de temperatura ambient, han d'estar connectats en sèrie. Aquesta simplificació estalvia diners en la inversió però, al no actuar mesclant segons les variacions tèrmiques exteriors, és necessari tenir en compte que una vegada arrancada la calefacció el temps que tarda en notar-se és major que en una calefacció per radiadors i molt més que en una calefacció per aire calent forçat, i per aquest motiu el programador haurà d'enviar la senyal d'arranc amb antelació suficient a les hores que realment es desitgi una sensació tèrmica major. Entre una i dos hores per terres amb espessors de 6 a 8 cm és el que tarda la ona tèrmica a notar-se en l'ambient. També però, la parada del sistema de calefacció es podrà fer amb antelació amb la mateixa proporció.

Terra radiant amb xemeneia de recuperador de calor per aigua o amb caldera de combustibles sòlids

Les calderes de combustibles sòlids són admissibles en quan a funcionament, regulació i instal·lació a les xemeneies amb recuperador de calor. La impossibilitat de controlar en un interval petit la temperatura de la vivenda amb una xemeneia o amb una caldera de combustibles sòlids obliga a intercalar entre el recuperador de calor i els distribuïdors un dipòsit, d'aigua o fluid, calorportador amb un cert volum, que amortigüi les possibles oscil·lacions tèrmiques, anomenat dipòsit amortiguador. Al dipòsit amortiguador podríem connectar els tubs d'anada i retorn de la mateixa manera que amb les calderes de gas-oil, bé amb una centraleta i una mescladora motoritzada o bé amb una mescladora manual i un termòstat de seguretat en l'anada que desconnecti el circulador *2* situat entre el dipòsit i els distribuïdors en cas de que es produeixi una elevació brusca de la temperatura.

Una altra manera de configurar aquest tipus d'instal·lacions és de la següent forma:

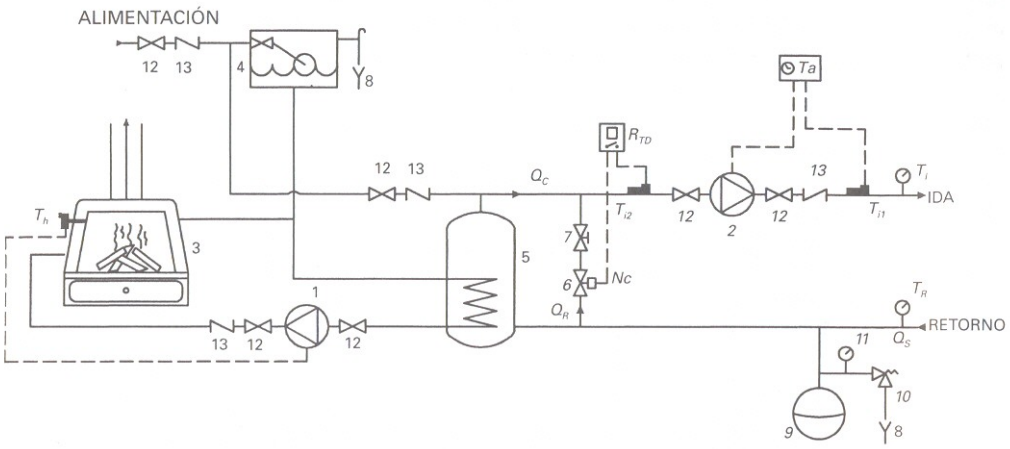


Fig. C.45. Esquema instal·lació de xemeneia amb recuperador de calor

On tenim:

1. Bomba de la caldera
2. Bomba per calefacció
3. Caldera de combustibles sòlids o xemeneia
4. Vas d'expansió obert amb tub de descàrrega i vàlvula de flotador per l'emplenat automàtic del circuit.
5. Dipòsit amortiguador, o acumulador
6. Electrovàlvula normalment tancada (NC)
7. Clau de pas de comporta
8. Albelló
9. Vas d'expansió tancat
10. Vàlvula de seguretat
11. Manòmetre
12. Claus de pas
13. Vàlvules de retenció o antiretorn

T_a: Termòstat o programador d'ambient

T_h: Termòstat d'immersió en el fluid de l'habitacle

T_{i1}: Termòstat de seguretat en l'anada

T_{i2}: Termòstat de recirculació en l'anada

R_{TD}: Relé temporitzat a la desconnexió

Q_s i Q_c: Cabals que van al terra i surten de la caldera respectivament

Q_R: Cabal de recirculació

En aquest esquema s'observa que la bomba *1* estarà comandada pel termòstat del recuperador de calor, que actua activant-la segons la temperatura de la habitació T_h. La bomba *2* està comandada en sèrie pel termòstat d'ambient T_a i el termòstat de seguretat en l'anada als distribuïdors T_{i1}. Tant si no es necessita calefacció com si es produeix un excés de temperatura en l'anada, la bomba *2* deixa de funcionar. En el mateix esquema es representen tots els elements necessaris per la instal·lació que es munten típicament en sistemes amb recuperador de calor per aigua amb xemeneies, estufes o casetes, tals com el vas d'expansió obert amb els seus elements d'emplenat automàtic del circuit, el tub de sortida de vapor, etc.

La finalitat del termòstat T_{i2} és actuar sobre la electrovàlvula normalment tancada obrint-la de forma que permeti el pas de l'aigua de retorn, perquè mitjançant una recirculació, barrejar-la amb la d'anada i tornar-la al distribuïdor. La temperatura d'actuació d'aquest termòstat estaria al límit màxim de treball de l'aigua de calefacció. Entre el termòstat i la electrovàlvula està intercalat un relé temporitzat a la desconnexió RTD que impedeix la obertura i tancament intermitent de la electrovàlvula degut a que en el moment en que es recircula aigua baixaria la temperatura del cabal d'anada i el termòstat podria tornar a tancar la electrovàlvula i així successivament. L'actuació sobre el volant de la vàlvula de comporta s'utilitza per limitar el cabal de la mescla fins aconseguir un límit inferior de temperatura d'anada. El correcte funcionament d'aquest sistema depèn de la compressió per part del tècnic de la instal·lació de la importància de calibrar adequadament la sensibilitat de cada un dels termòstats i de situar-los amb uns valors de consigna de temperatura congruents amb el que es pretengui. Per això, el termòstat T_{i1} ha des ser d'una sensibilitat de ±1ºC, i amb temperatura de consigna a 55ºC, mentre que el termòstat T_{i2} convé que tingui un interval de connexió/desconnexió major entre ±2ºC i ±5ºC i programar-se a 45ºC. El relé temporitzat a la desconnexió R_{TD}, es calibraria perquè mantingués la electrovàlvula oberta des de que arribi la senyal d'activació fins 5 minuts després que desaparegui.

En quan al dipòsit amortiguador convé que sigui del tipus interacumulador, així independitzaríem el sistema de generació de calor del sistema de cessió. D'aquesta manera, les pèrdues d'aigua per evacuació de vapor o desbordament del vas d'expansió, freqüents en aquests sistemes, afectarien només al circuit del recuperador. Un avantatge seria que tindríem la possibilitat de dimensionar el seu volum per extreure del mateix energia quan la caldera o xemeneia estigués apagada. Si volem acumular energia per cedir-la a la vivenda quan no es té en marxa la xemeneia hem de dimensionar el volum del interacumulador, segons l'expressió següent:

$$V = \frac{Q - S \cdot \left[e_m \cdot C_{pm} \cdot d_m \cdot \left(T_{im} - T_{fm}\right) - e_s \cdot C_{ps} \cdot d_s \cdot \left(T_{is} - T_{fs}\right) \right]}{T_{fa} - T_{ia}} \qquad \text{(Eq.43)}$$

on:

V: volum del dipòsit acumulador en m^3.

Q: Kilocalories que perd la vivenda en les hores en que no està en marxa la xemeneia.

e_m: espessor de la llosa de morter en m.

e_s: espessor de la solera en m.

S: superfície de la vivenda en m^2.

C_{pm}: calor específic del morter, 0,24 Kcal/KgºC

C_{ps}: calor específic del material del terra en w_{al}/w_gºC.

d_m: densitat del morter, 1800 a 2000 kg/m^3.

d_s: densitat del material del terra en wg/m^3.

T_{im}: temperatura inicial del morter després del període de calentament, es pot limitar entre 30ºC i 32ºC.

T_{fm}: temperatura final del morter després del període de refredament, es pot fixar en 19ºC.

T_{is}: temperatura inicial del paviment després del període de calentament, es pot limitar entre 29ºC i 30ºC.

T_{fs}: temperatura final del paviment després del refredament, es pot fixar en 18ºC.

T_{ia}: temperatura inicial de l'aigua en el dipòsit, 18ºC.

T_{fa}: temperatura final de l'aigua en el dipòsit després del calentament, 90ºC.

Aquesta equació té en comte que part del calor necessari és acumulat en la llosa de morter i el terra, i la resta s'acumula en el dipòsit. S'ha suposat que la resta d'elements de l'edifici no intervenen com acumulador de calor, mantenint-se a temperatura constant. El volum d'acumulació surt més petit quan major és el temps de posta en marxa de la xemeneia, ja que Q resulta de:

$$Q = P \cdot n^o \text{ d'hores en que la vivenda està apagada} \qquad \text{(Eq.44)}$$

On P són les pèrdues tèrmiques mitges horàries en *kcal/h* de la vivenda o de l'edifici.

De la mateixa manera, quan major sigui l'espessor de morter menor haurà de ser el volum del dipòsit acumulador, podent arribar aquest a no ser necessari.

Terra radiant amb caldera de gas o elèctrica

L'expansió del gas natural i les actuals campanyes de les companyies subministradores per el finançament i inclòs la gratuïtat en les instal·lacions dels dipòsits, juntament amb el desenvolupament de les calderes mixtes (calefacció i aigua calenta sanitària), fan del gas, una solució molt atractiva per vivendes de mida mitjana.

El control de la flama modular, permet a la caldera treballar directament amb el circuit del terra radiant a temperatures de 35 a 45ºC.

L'energia elèctrica és sempre la font de calor per calefacció més costosa, encara que, continua essent la més neta de les fonts de calor, considerant l'ús de la tarifa nocturna (acumulant calor en el propi terra) es redueixen els costos fins el 50%, convertint-la en l'opció més interessant per habitatges petits.

A part, l'energia elèctrica s'utilitza per escalfar edificis per diverses raons: per la seva facilitat de regulació, per ser una energia segura, ja que no es produeix combustió, per ser la més neta i perquè el seu manteniment és mínim.

Tant les calderes de gas com les elèctriques permeten treballar directament a baixa temperatura sense necessitat de vàlvules mescladores, ja que no presenten problemes de corrosió com en el cas de les calderes de gas-oil. Una vegada posada en marxa la instal·lació, s'actua sobre el termòstat de temperatura de l'aigua d'anada, deixant-la a la temperatura calculada prèviament en el projecte (entre 30ºC i 50ºC).

L'esquema de la connexió directe a caldera seria el següent:

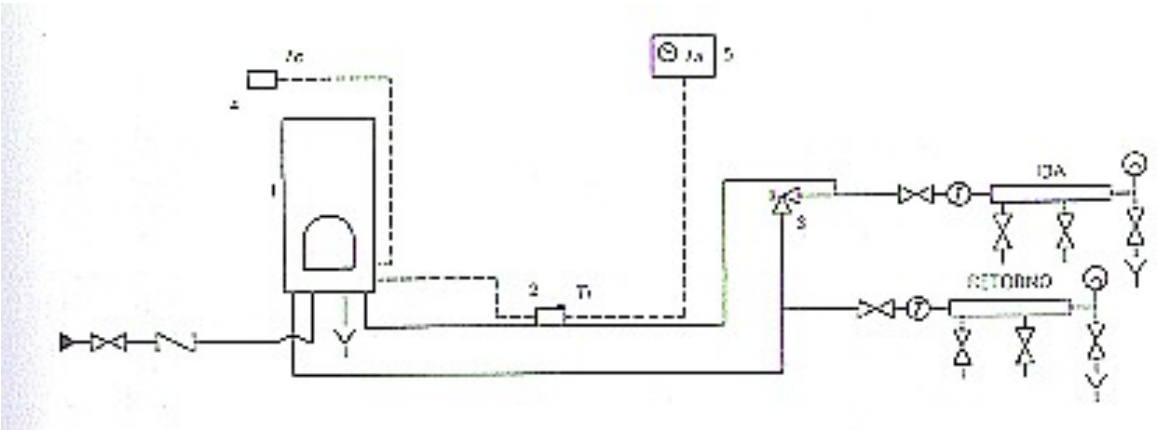


Fig. C.46. Esquema d'instal·lació amb caldera de gas

On tenim:

1.Caldera de gas o elèctrica

2.Termòstat de seguretat per temperatura d'anada. S'ha d'intentar col·locar-lo on no hi pugui accedir-hi l'usuari, i normalment es regula a 55ºC. Avui dia, moltes calderes ja incorporen aquest termòstat de sèrie, amb la possibilitat de ser manipulats per un tècnic especialitzat. Porten un limitador de temperatura d'anada.

3.Vàlvula de pressió diferencial

4.Sonda de temperatura exterior. Algunes calderes incorporen de sèrie un microprocessador per controlar la temperatura d'anada de l'aigua segons la temperatura ambient exterior. D'aquesta manera el sistema de calefacció s'avança a la influència interna dels canvis climàtics externs.

5.Programador d'ambient. Si s'instal·la, s'ha de col·locar en sèrie amb el termòstat de seguretat per temperatura d'anada, encara que això no és necessari que ho tinguem en comte si el limitador de temperatura ve incorporat de fàbrica.

Existeixen centraletes de regulació específiques per generadors de calor de baixa temperatura. Actues directament sobre el mateix segons un sensor de temperatura exterior i un sensor de temperatura d'anada. Permeten ajustar una corba de treball al igual que les centraletes que controlen vàlvules mescladores, i incorporen el limitador de temperatura d'anada als circuits. Opcionalment se'ls hi pot acoblar una sonda de temperatura interior com a sistema anti-inèrcia.

Una altra manera de regular el funcionament de la calefacció per terra amb aquests generadors és muntar dos termòstats d'ambient amb sensibilitat menor de ±1ºC. Un d'ells en l'habitació més càlida de l'edifici i l'altra en l'habitació més freda. Els dos termòstats es connecten en paral·lel sobre el generador de calor, i el de la habitació més freda amb una temperatura de consigna de 1ºC inferior al de l'habitació més càlida.

Es donen casos d'instal·lacions ben dimensionades des del punt de vista de la potència calorífica dels generadors, però sense tenir en compte les pèrdues de càrrega en les canonades i la bomba necessària per guanyar-les.

A partir de l'equació 26 vista en l'apartat C.3.4 es dedueix la següent equació:

$$P = C \cdot (T_i - T_r) \qquad \text{(Eq.45)}$$

Així doncs, es pot observar que podem augmentar la potència calorífica *P* transportada per l'aigua augmentant la temperatura d'anada o bé augmentant el cabal *C*. Quan la temperatura d'anada està gairebé al màxim (aproximadament als 50ºC), estem al límit de treball del terra radiant. Si la instal·lació no escalfa suficient, és que tenim un problema de falta de cabal.

Aquest problema es pot solucionar col·locant en sèrie una altra bomba igual o de característiques semblants a la de la caldera. Una altra manera de solucionar-lo és treballar a més temperatura d'anada de la caldera barrejant l'aigua amb la de retorn amb una bomba de més potència, així augmentaríem el cabal d'anada als distribuïdors a baixa temperatura. Això es pot observar en les següents figures, en les que podem observar que en quan a les temperatures del fluid calorportador i els cabals, en la figura *A* es compleix:

$$T_i^c = T_i^s$$
$$C_c = C_s \qquad \text{(Eq.46)}$$
$$T_r^c = T_r^s$$

i en la figura *B* tindrem:

$$T_i^c > T_i^s$$
$$C_c < C_s$$
$$T_r^c = T_r^s \qquad \text{(Eq.47)}$$
$$C_s = C_c + C_R$$
$$Q_c = C_c \cdot \left(T_i^c - T_r^c\right) = C_s \cdot \left(T_i^s - T_r^s\right) = Q_s$$

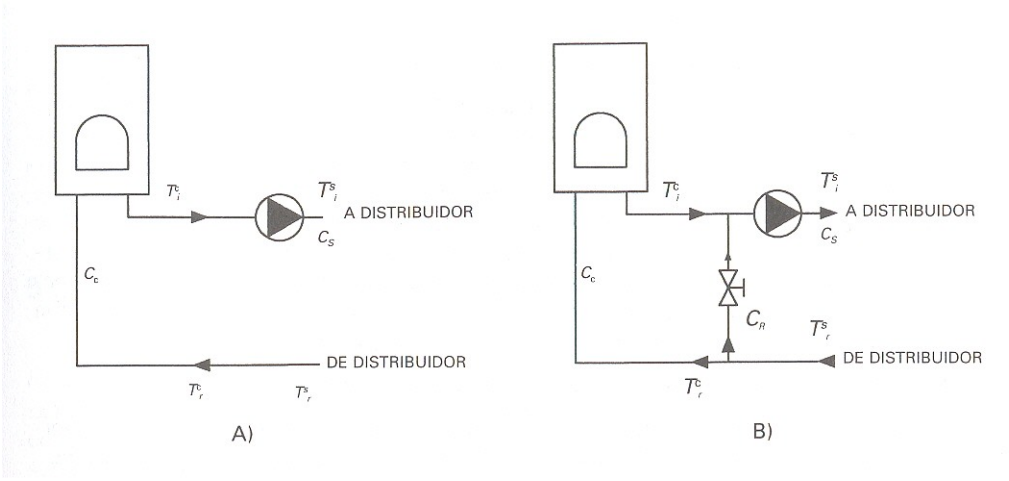


Fig. C.47. Mètodes per augmentar el cabal de circulació. A) Instal·lant una bomba de característiques semblants a la de la caldera en sèrie, B) Instal·lant una via de recirculació i una bomba de major potència

No obstant, sempre es pot realitzar una instal·lació amb centraleta de regulació climàtica i mescladora, o bé amb mescladora manual. D'aquesta manera, el problema de falta de cabal es soluciona, augmentant la temperatura de treball de la caldera i col·locant un segon circulador de major tamany després de la mescladora.

Terra radiant amb bomba de calor

És un equip que "bombeja" calor des d'un nivell de temperatures que no s'aprofiten (5-10ºC) a un altre superior (40-45ºC) útil per la calefacció per terra radiant. L'energia consumida és considerablement menor que la produïda (aproximadament de 3 a 1).

La bomba de calor és la selecció natural quan volem "doble ús" per una font d'energia (calefacció y refrescament).

La bomba de calor és una màquina frigorífica que transporta el calor des d'un focus fred (menor temperatura) a un focus calent(major temperatura). Els sistemes poden actuar de manera de calefacció refredant l'aire ambient exterior i escalfant l'aigua del circuit de calefacció a l'hivern, o bé, quan treballen per refrigerar, escalfen l'aire ambient exterior i refreden l'aigua del circuit de refrigeració a l'estiu. A l'actuar entre dos focus (una font i una bononera d'energia) de diferent naturalesa, un l'aire i l'altre l'aigua, se'ls anomena sistemes aire-aigua. Quan la màquina tèrmica està construïda per treballar només en un sentit, normalment refredant l'aigua, se'ls anomena màquines refrigeradores.

La bomba de calor treballa amb un fluid refrigerant en circuit tancat, on actualment la més comercialitzada és la de compressió mecànica. Aquesta consisteix bàsicament d'un compressor, una vàlvula de quatre vies, un evaporador, un condensador i una vàlvula d'expansió. La vàlvula de quatre vies permet invertir el funcionament provocant que l'evaporador es comporti com a condensador i el condensador com a evaporador. Les màquines que no porten la vàlvula de quatre vies i que només treballen refrigerant l'aigua són les que hem anomenat "refrigeradores". Condensador i evaporador són intercanviadors de calor entre el fluid refrigerant i l'aire i entre el fluid refrigerant i l'aigua. L'aigua es mou en un circuit tancat, impulsada per una bomba. Aquestes màquines treballen a temperatures d'aigua inferiors als 55ºC quan s'utilitzen per calefacció, i per tant es poden utilitzar per terres radiants igualment que una caldera de gas o elèctrica.

Ela avantatges de les bombes de calor aire-aigua són els següents:

- Són màquines amb rendiments o coeficients d'operació (COP) molt elevats, arribant a cedir al focus calent, quan s'utilitza per refrigeració, de fins a tres vegades la potència elèctrica consumida, i al focus fred, en quan s'utilitza per calefacció, fins a quatre o cinc vegades la potència consumida. Els coeficients d'operació per sobre la unitat són normals en les bombes de calor, però són particularment grans quan algun, o tots dos focus, són aigua, ja que aquesta té un calor específic aproximadament de quatre vegades més que l'aire, i per tant, el fa ser un fluid amb major capacitat d'acumulació i transport d'energia tèrmica.
- Permeten tenir amb un mateix aparell al refrigeració i la calefacció.
- Permeten treballar amb tarifa elèctrica nocturna acumulant l'energia en la llosa de morter, la qual s'haurà de determinar l'espessor d'aquesta de la següent manera:

$$e_m = \frac{Q_{diàries} \cdot \frac{t}{24} - S \cdot e_s \cdot C_{ps} \cdot d_s \cdot \left(T_{is} - T_{fs}\right)}{S \cdot C_{pm} \cdot d_m \cdot \left(T_{im} - T_{fm}\right)} \qquad \text{(Eq.48)}$$

On cal dir que t és el temps de desconnexió en hores de la màquina tèrmica, i com que la tarifa nocturna va des de les 23 hores fins les 7 del matí, llavors t valdria 16 hores.

L'expressió anterior, si referim el càlcul de l'espessor a la càrrega tèrmica mitja diària per metre quadrat "q" en Kcal/hm^2 o W/m^2, i per simplificar el càlcul, suposem que el calor específic i la densitat del terra és igual a la del morter, tindrem:

$$e = \frac{q}{C_{pm} \cdot d_m \cdot \left(T_{im} - T_{fm}\right)} \cdot t \qquad \text{(Eq.49)}$$

on *e* és l'espessor de la solera més el morter.

El valor de *q* per aquesta expressió l'obtenim segons:

$$q = \frac{Q_{diàries}}{24 \cdot S} \qquad \text{(Eq.50)}$$

on *S* és la superfície de la vivenda en m^2.

Una alternativa a les bombes de calor tradicional són les anomenades bombes de calor solars. L'intercanviador exterior d'aquestes màquines (unitat evaporadora en mode calefacció) en lloc de ser d'aletes per les que passa l'aire impulsat per un ventilador, és una planxa conformada plana per l'interior de la qual circula el fluid refrigerant (semblant a la placa inferior de les frigorífics). Aquesta placa, pintada d'un color absorbent de la radiació solar, es col·loca exposada i orientada preferiblement al migdia. D'aquesta manera el millora el rendiment de la màquina, ja que s'aprofita el calor solar per l'evaporació del fluid refrigerant.

Terra radiant amb energia solar

L'energia solar tèrmica de baixa temperatura s'adapta perfectament als requeriments de temperatura de l'aigua de circulació d'una calefacció radiant. A l'element captador de la radiació solar que treballa a temperatures inferiors a 100ºC se l'anomena col·lector solar tèrmic de placa plana. Aquest col·lector funciona basant-se en l'efecte hivernacle:

" La radiació solar visible que travessa una superfície transparent o translúcida, s'inverteix en augmentar la temperatura de l'element situat a l'altre costat de la mateixa. Quan un cos

augmenta la seva temperatura per sobre de la temperatura del seu entorn, emet calor en forma de radiació infraroja. Els materials transparents a la radiació visible, vidres o plàstics, són molt poc transparents a la radiació infraroja. És per aquest motiu pel que podem construir una trampa de calor situant una superfície negra en l'interior d'una caixa tancada, de manera que una de les seves cares està cobertes per un cristall o plàstic transparent a la radiació visible".

El col·lector solar tèrmic de placa plana consta de quatre parts fonamentals: coberta transparent, placa absorbent, aïllament i carcassa. Tècnicament ens interessen els sistemes de captació de calor que aprofitin fonamentalment la component visible de la radiació solar, per ser aquesta la més abundant energèticament parlant a nivell de superfície terrestre. A més a més, ens interessa que:

· Tinguin una coberta transparent amb molta transmitància, baixa absortància i poca reflectància a la radiació visible, i amb baixa transmitància a la radiació infraroja.

· La seva placa absorbent ha de presentar alta absortància a la component visible, i poca emitància infraroja (és el que s'anomena tractament selectiu).

· Estiguin ben aïllats.

· Tinguin una carcassa exterior resistent als agents atmosfèrics.

El rendiment d'un col·lector solar ve expressat per una equació que té la forma matemàtica d'una recta, i depèn de la temperatura de treball, de la temperatura ambient, de la intensitat de radiació incident i de les característiques físiques i constructives dels elements que el composen. Així, l'expressió del rendiment o eficiència és (depenent de cada fabricant):

$$\eta = a + b\left[\frac{T_m - T_a}{I}\right] \qquad \text{o} \qquad \eta = a + b\left[\frac{T_s - T_a}{I}\right] \qquad \text{(Eq.51)}$$

en la que:

$$T_m = \frac{T_e + T_s}{2} \qquad \text{(Eq.52)}$$

on:

η: rendiment en tan per u.

T_a: temperatura ambient.

T_m: temperatura mitja de l'aigua en el col·lector entre l'entrada i la sortida.

T_e: temperatura d'entrada de l'aigua en el col·lector.

T_s: temperatura de sortida de l'aigua del col·lector.

I: intensitat de radiació incident mitja en W/m2.

a: constant que depèn de les característiques òptiques de transmitància de la coberta transparent i d'absorbància de la placa absorbent.

b: constant que depèn del nombre de cobertes transparent i de les característiques aïllants del sistema col·lector i de la placa absorbent (característiques tèrmiques).

El rendiment dels captadors solars augmenta quan més baixa sigui la seva temperatura de treball. Per temperatures mitges de circulació de l'aigua com a fluid caloportador de entre 35ºC i 45ºC, rendiments de d'ordre del 40% són normals a l'hivern. El principal inconvenient avui en dia de les instal·lacions solars és el seu preu, a més de la necessitat de complementar-les amb un equip auxiliar de generació de calor per dies freds i nuvolosos.

La potència necessària dels generadors de calor es calcula en base a les condicions climàtiques més adverses, és a dir, per una temperatura exterior mínima de projecte, no obstant el nombre de col·lectors solars necessaris per proporcionar calefacció s'estima en funció de l'energia que en un dia mig de la temporada d'hivern és necessari aportar al local, amb la qual cosa, la temperatura de projecte seria la mitja de les mitges diàries dels tres mesos més freds obtingudes de la següent taula.

La superfície de captació necessària es calcula mitjançant la següent expressió:

$$S_{captadora} = \frac{Q_{diàries}}{I \cdot \eta} \cdot f \qquad \text{(Eq.53)}$$

essent:

$S_{captadora}$: superfície necessària de col·lectors en m^2.

$Q_{diaries}$: necessitats energètiques diàries de calefacció en *kcal* o en *Wh*. Es pot utilitzar la mitja dels tres mesos més freds.

f: factor de cobertura de les necessitats energètiques diàries en tan per u.

I: mitja dels tres mesos més freds dels valors diaris mitjos mensuals de l'energia rebuda de la radiació solar per unitat de superfície per una inclinació dels col·lectors.

η: rendiment del col·lector segons la corba del fabricant per temperatura mitja del fluid de treball en el pannell de 40ºC, o temperatura d'entrada de 35ºC, i temperatura ambient mitja diürna de la localitat.

El valor de $Q_{diaries}$ per una vivenda ben aïllada d'un clima peninsular fred es pot agafar valors al voltant als 500Kcal/m^2 al dia o 580Wh/m^2. f és un paràmetre amb un valor entre 0 i 1 que indica la quantitat d'energia auxiliar que pretenem estalviar, i que podríem relacionar amb la seva incidència en l'increment del cost de la instal·lació.

Obtinguda la superfície captador, calcularem la quantitat necessària de col·lectors utilitzant la següent expressió:

$$Nombre\ de\ col{\cdot}lectors = \frac{S_{captadora}}{S_{ütil}} \qquad \text{(Eq.54)}$$

El valors de la superfície útil $S_{útil}$ del col·lector solar comercialitzat ens el dóna el fabricant.

El interconnexionament dels col·lectors ha de fer-se en paral·lel segons els següents esquemes si el tamany de la instal·lació és gran i requereix diàmetres de canonada majors que els dels tubs col·lectors de l'interior del pannell solar. Es respecta les indicacions del fabricant en quan al nombre màxim de col·lectors o grups de col·lectors en paral·lel en una mateixa fila, que sol ser com a màxim 10. Les causes són simplement hidràuliques, ja que els col·lectors situats en el centre de les files treballen amb menys cabal que els situats en els extrems. Les files o grups en paral·lel han d'estar formades pel mateix nombre de col·lectors i connectats entre sí amb el retorn invertit. En general, el connexionament ha de fer-se de manera que el cabal que circuli per cada col·lector o fila sigui el mateix, és a dir, que estiguin equilibrats hidràulicament.

Donat que el sol fa un recorregut d'Est a Oest passant pel Sud, la orientació preferent dels pannells solars ha de ser Sud per les instal·lacions situades en l'hemisferi nord. No obstant, per condicionants tècnics i inclòs climàtics, poden admetre desviacions de fins a 20º Est o Oest sense que afecti a la energia captada de manera substancial. La energia procedent de la radiació solar absorbida per una superfície depèn de l'angle d'incidència sobre la mateixa. En el moviment aparent del sol, observem que la trajectòria que descriu és més elevada i de major duració a l'estiu que no pas a l'hivern. La inclinació dels col·lectors haurà de tenir en compte la època preferent d'utilització per aconseguir la major perpendicularitat possible dels raigs del sol sobre els pannells. Partint de la latitud del lloc L, i admetent variacions de 5º amunt o avall, la inclinació α podem deduir-la de l'expressió:

$$\alpha = L + 15 \pm 5 \qquad \text{(Eq.55)}$$

Amb cobertures d'un 50% a un 80% (valor de f en l'equació de la pàgina anterior està comprés entre 0,5 i 0,8), per una vivenda ben aïllada en una zona freda de la península i amb col·lectors de 2m^2 aproximadament, és necessari 1 col·lector per cada 5 a 8 m^2 de vivenda habitable.

La instal·lació es pot realitzar segons l'esquema de la següent figura:

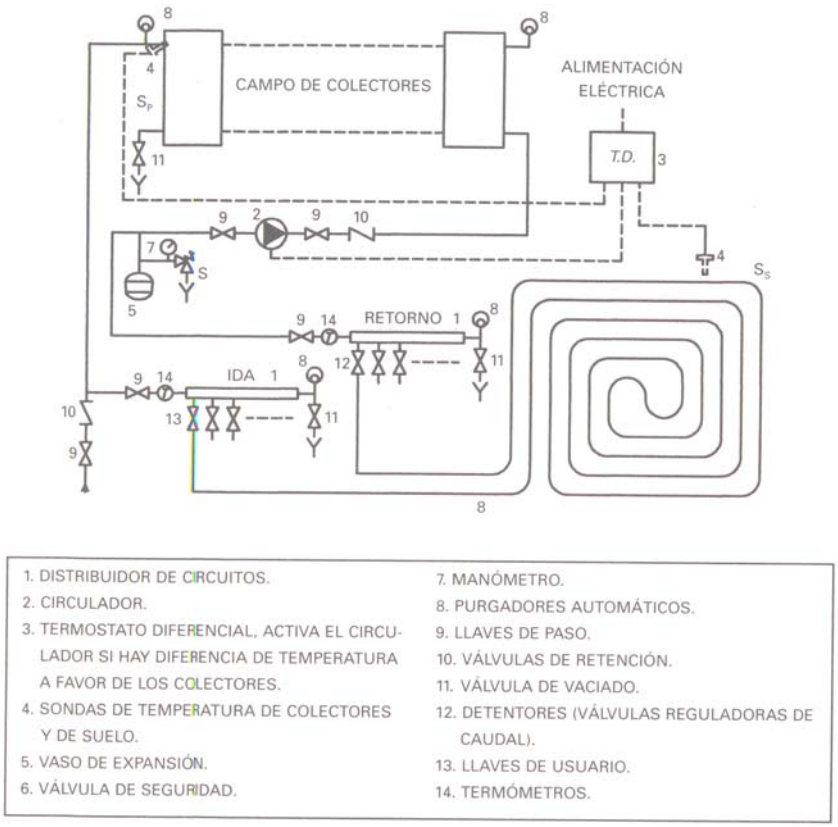


Fig. C.48. Esquema d'instal·lació de terra radiant amb energia solar

Com es pot observar no és necessari dipòsit acumulador d'aigua calenta ja que podem utilitzar la mateixa llosa de morter i la solera com acumulador tèrmic. El càlcul de l'espessor de morter necessari se farà segons l'expressió:

$$e_m = \frac{Q_{diàries} \cdot \frac{t \cdot f}{24} - S \cdot e_s \cdot C_{ps} \cdot d_s \cdot (T_{is} - T_{fs})}{S \cdot C_{pm} \cdot d_m \cdot (T_{im} - T_{fm})} \qquad \text{(Eq.56)}$$

i referint-se a la potència mitja diària per metre quadrat, i suposant iguals les característiques físiques i tèrmiques del morter i la solera, tenim la següent expressió:

$$e = \frac{q \cdot f}{C_{pm} \cdot d_m \cdot (T_{im} - T_{fm})} \cdot t \qquad \text{(Eq.57)}$$

Considerem el temps de desconnexió t com a mínim de 19 hores, suposant que un dia assolellat d'hivern a la península tenim cinc hores com a màxim amb potència solar suficient. S'observa que en aquest cas apareix el factor de cobertura f, ja que la resta d'energia pot aportar-la el sistema auxiliar fora de les hores solars.

El funcionament del sistema representat anteriorment és el següent: el termòstat diferencial T.D.3, decideix la posta en marxa o la parada de la bomba 2 en funció de la diferencia de temperatures entre l'aigua dels col·lectors i el morter. La sonda dels pannells Sp, envia un senyal al termòstat diferencial que és comparada electrònicament amb el senyal que envia una sonda situada per sota de la solera Ss. Durant les hores de sol el sistema treballa aportant calor i augmentant la temperatura del morter, solera i la resta de material constructiu de la vivenda. Per la tarda es produirà el moment de màxima temperatura a la superfície del terra, durant la resta del dia i de la nit es cedeix calor a l'interior de l'edifici, refredant-se fins que el sol comenci a escalfar de nou els col·lectors al matí següent. El sistema de regulació ha d'incorporar un limitador de temperatura d'acumulació a l'objecte de no provocar temperatures superficials superiors als 30ºC, i d'aquesta manera també es limita la temperatura d'anada d'aigua als circuits de manera indirecta. La mateixa limitació es pot aconseguir col·locant en sèrie amb l'alimentació elèctrica de la bomba un termòstat de contacte amb el terra que desconnecti quant s'arriba a dita temperatura. És molt important ajustar el valor del diferencial tèrmic entre la sonda dels pannells i la sonda del terra, ja que si aquest és molt gran podrien donar-se temperatures d'aigua d'anada massa elevades, i si és molt petit és possible que les pèrdues en les canonades generals siguin majors que els guanys en el terra.

En aquestes instal·lacions el generador auxiliar ha de posar-se en marxa només quan l'energia solar no sigui capaç de cobrir les necessitats. Això es pot realitzar amb un termòstat diferencial preparat per controlar dos generadors de calor, donant prioritat a la instal·lació solar. També es pot realitzar aquesta maniobra amb la utilització d'un commutador solar o sensor de radiació que davant la falta d'energia connecti la caldera, funcionant de manera inversa a com ho fan en les calefaccions per piscines. Una altra manera de controlar la posta en marxa és amb un programador horari de temperatura ambiental, en sèrie amb un termòstat de terra. Si el terra no ha arribat a la temperatura de 29ºC al vespre i la temperatura ambient no és la desitjada, llavors es posaria en marxa la caldera.

Cal esmentar que el fluid caloportador ha de ser una mescla de anticongelant i aigua per tal d'evitar ruptures per congelació en els col·lectors situats a l'exterior. La proporció d'anticongelant seria la següent:

T_eºC	Percentatge %
-5	15
-10	25
-15	33
-20	39
-25	44

Taula C.13. Percentatge etilengicol en aigua en funció de la temperatura

C.6.2. Canonades i materials d'aquestes

Encara que les primeres canonades que es varen utilitzar en instal·lacions de superfícies radiants van ser metàl·liques, com ferro i coure, actualment s'utilitzen tubs de plàstic resistents a temperatures de treball altes, fins i tot, superiors als 100ºC. Aquestes canonades són les conegudes com a canonades termoplàstiques.

Existeixen actualment tres tipus de tubs de plàstic: polipropilè copolímer (PP-c), polibutilè (PB) i polietilè reticulat (PER o VPE). Aquests tres materials tenen característiques semblants: són flexibles, amb parets llises i sensibles a la llum ultravioleta de la radiació solar, que provoca en les canonades efectes d'envelliment i pèrdua d'elasticitat. En les condicions de pressió i temperatura de treball d'una calefacció radiant solen donar garanties dels fabricants d'uns 50 anys, encara que s'ha provat amb resultats superiors.

Característica	Unitat	Polibultilè (PB)	Polipropilè (PP-C)	Polietilè reticulat (VPE)
Densitat	g/cm^3	0,93	0,91	0,94
Resistència a la ruptura	N/mm^2	33	45	23
Allargament fins la ruptura	%	280	1.100	250
Mòdul d'elasticitat	N/mm^2	350	1.000	750
Conductivitat tèrmica	W/mk	0,22	0,22	0,38
Coeficient de dilatació lineal	Mm/mk	0,13	0,18	0,19

Taula C.14. Propietats mecàniques tubs de plàstic

El tub de polipropilè té el gran avantatge de que pot soldar-se amb facilitat per polifusió, tan amb diàmetre petits com grans, utilitzant un polifusor. A més existeixen en el mercat accessoris de tot tipus que poden soldar-se entre sí i a la canonada mateixa. Al poder utilitzar unions soldades del tub de polipropilè, es pot utilitzar tot el rotllo de tub sense haver de tirar retalls. El tub de polipropilè copolímer és el més rígid dels tres plàstics, la qual cosa perjudica més alhora de realitzar corbes tancades.

La canonada de polibutilè presenta gran resistència a la temperatura, arribant fins als 80ºC la seva temperatura de treball sense problemes, però es diferencia dels altres dos principalment per la major flexibilitat que té, el que el fa més fàcil a l'hora de muntar.

Per altra banda, el polietilè reticulat és el més resistent a la temperatura, té una flexibilitat intermitja i presenta major conductivitat tèrmica, i per la seva relació qualitat/preu, és el que més s'utilitza en l'actualitat en aquests tipus d'instal·lacions. El polietilè reticulat utilitzat per instal·lacions hidrosanitaries i de calefacció no té les mateixes característiques físiques que el que s'utilitza en les xarxes de gas, que és de major gruix i densitat, o el que s'utilitza per aigua freda o rec, que no és reticulat. Existeixen uns sistemes d'unió entre trams rectes de tub de polietilè reticulat mitjançant unions mecàniques amb managuets i un anell de compressió corredís, que poden empotrar-se a la obra amb suficients garanties d'estanquitat.

Els diàmetres comercials útils i habituals per aquests tipus d'instal·lacions són el de 12/16 mm (16x2) i el de 16/20 mm (20x2). El tub de 16x2 és el que més s'utilitza en instal·lacions de menys de 150m^2, amb diàmetres menors podríem augmentar la densitat del tub embutit (metres lineals de tub per unitat de superfície emissora), augmentant d'aquesta manera la superfície exterior del tub en contacte amb el morter i millorant l'intercanvi de calor. No obstant, no és convenient, exceptuant circumstàncies particulars que ho aconsellin, instal·lar canonades de menor diàmetre de 16x2, per tal de facilitar la circulació del fluid portador de calor i limitar el tamany del les bombes.

Quan la instal·lació és gran, per exemple, major de 200m^2, hem d'utilitzar tubs de 20x2. Una determinació equivocada del diàmetre o el incompliment dels resultats dels càlcul, per motius econòmics, provoca problemes en algunes instal·lacions amb caldera de gas o de baixa temperatura i molts metres lineals de tub, degut a que la bomba de circulació que incorpora de fàbrica no és capaç d'impulsar suficient cabal, ja que estan dimensionades per instal·lacions de radiadors a on es treballa amb majors temperatures i menors cabals.

Tot i que aquestes siguin les mides que s'utilitzin més, cada fabricant té una gamma de diferents mides i espessors i que utilitzarà segons es cregui convenient.

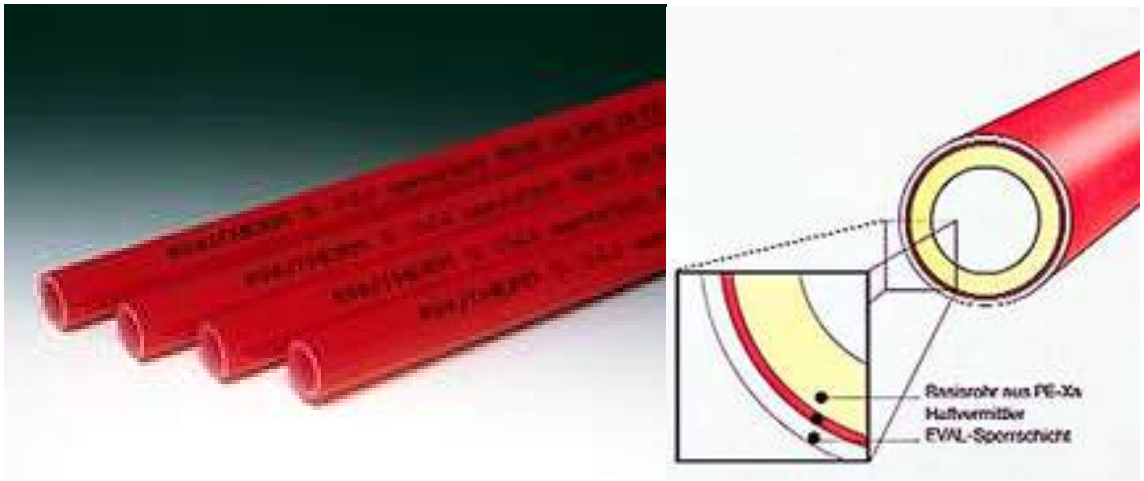


Fig.C.49. Tub de PE reticulat

Distància entre tubs

El pas o distància entre tubs pot variar en funció de la càrrega tèrmica. Des de valors baixos de 50 o 75 mm, fins a un màxim de 300 mm en grans àrees com centres esportius o magatzems. Els càlculs s'especifiquen segons normativa EN 1264 i que es veuran a l'hora de dissenyar i calcular una instal·lació per superfícies radiants en capítols posteriors.

Els càlculs efectuats per utilització només per calefacció, no són vàlids per aplicacions per calefacció i refredament. En aquests casos, el càlcul del pas ha de basar-se en aquesta última

aplicació, tractant-se de condicions en les que la emissió específica del terra resulta més limitada. A mateix cabal, és a dir, sense variar la bomba, i amb temperatura mínima d'anada no inferior als 14ºC, l'emissió es situa als voltants del 40% respecte a la que oferiria en un mateix paviment durant el funcionament hivernal. Per obtenir una emissió a l'estiu de 34-40 W/m^2, l'emissió corresponent a l'hivern s'ha de situar entre els 90 i 100 W/m^2.

Longitud màxima de circuit

Cap circuit ha de superar la longitud de 200 m. La longitud depèn òbviament del cabal i del diàmetre del tub. És aconsellable limitar els circuits a un màxim de 120 m. Indicant amb *C* el cabal en *l/h* i amb D_i el diàmetre interior del tub en mm, la pèrdua de càrrega pot ser calculada, entre diverses maneres, de la forma següent:

$$D_p = L \cdot 191.4 \cdot \frac{C^2}{D_i^5} \qquad \text{(Eq.58)}$$

Canonades capil·lars

Alguns fabricants comercialitzen prefabricats de trames de tubs capil·lars de copolímer de polipropilè per embutir als sostres i parets, i d'aquesta manera augmentar molt la superfície d'intercanvi de calor millorant l'eficiència dels sistemes radiants de calefacció. En aquest cas, el dimensionament de la bomba de circulació i de l'equilibri hidràulic dels circuits són aspectes molt importants.

Els tubs es subministren gairebé sempre en rotlles de 50, 120, o 200 m, i amb altres mides segons fabricant o sota demanda. L'elecció del nombre de rotlles de cada tamany ve determinat bàsicament per optimitzar el cost reduint al màxim les restes sobrants si utilitzem materials de fabricants que no recomanen la utilització d'unions mecàniques sota el terra.

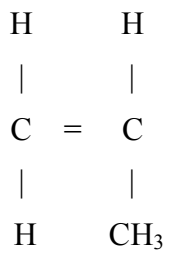
La gran majoria de pannells capil·lars són fabricats en polipropilè, aquest és el resultat de la polimerització del propilè. Així doncs, el polímer està basat única i exclusivament en àtoms de carboni i oxigen.

Les característiques més destacades del material són:

- Resistència a la corrosió.
- Baix pes (9 vegades més lleuger que el ferro).
- Soldable.
- Baixes forces de fregament amb les parets.
- Baix nivell de soroll degut al cabal.
- Adequat per alts nivells de pressió
- Bones propietats d'aïllament tèrmic *(λ = 0,21 W/mk)*
- Higiènic

- No es formen esquerdes davant les tensions.
- No és conductor d'electricitat.

L'estructura química del polipropilè és la següent:



No riscs fisiològics ni tòxics amb l'ús del polipropilè. El tipus de polipropilè utilitzat en la fabricació de pannells capil·lars és adequat per la seva utilització a baixes temperatures.

A continuació detallem les propietats físiques del polipropilè:

a. Canvis en la longitud

Els canvis de longitud deguts als canvis de temperatura són majors en tots els materials plàstics que en els metàl·lics. En la figura següent es mostra la dependència del coeficient d'expansió del polipropilè amb la temperatura, d'acord amb la norma DIN 53752.

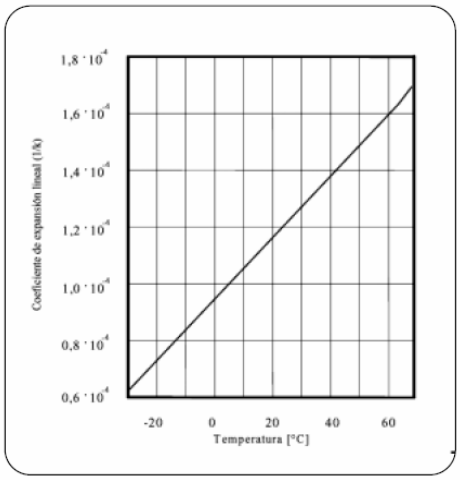


Fig. C.50. Dependència del coeficient d'expansió lineal de polipropilè respecte la temperatura

b. Absorció de aigua

El polipropilè és hidròfob, és a dir, repela l'aigua. Els canvis en la humitat de l'entorn no tenen influència en les propietats del material.

c. Permeabilitat al oxigen

Com es mostra en la següent figura, la permeabilitat de l'oxigen augmenta amb la temperatura en el cas del polipropilè. En aquest cas, s'ha de tenir en compte els detalls especificats a la norma DIN 4726/4728.

Per evitar els problemes derivats de la permeabilitat al oxigen dels pannells de tubs capil·lars, es dota al sistema d'un intercanviador de calor, el qual aïlla el circuit secundari, construït completament en plàstic i sense problemes de corrosió, del circuit primari, i així al no estar en contacte amb l'aigua del secundari s'eviten els possibles problemes de corrosió de les parts metàl·liques.

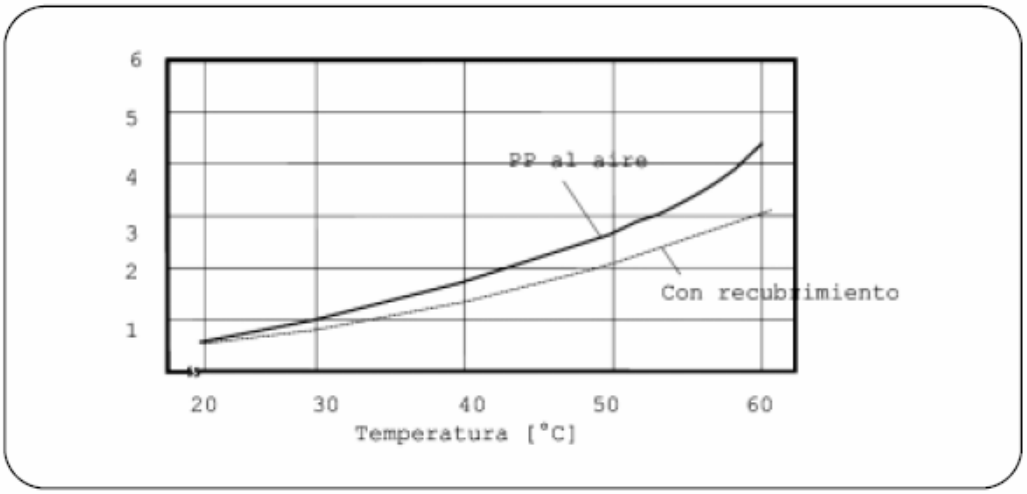


Fig. C.51. Permeabilitat al oxigen

d. Baixa conductivitat tèrmica

La conductivitat tèrmica del polipropilè és molt baixa de *0.21 W/mk*. Per aquest raó, les pèrdues de calor en el transport són baixes.

e. Estabilitat als raigs ultravioleta

Amb la excepció del polipropilè negre, tots els altres materials basat en polipropilè no són adequats per el seu ús exterior, perquè aquests materials no són resistents als raigs ultravioletes. Si és possible, el material ha de ser embalat amb un recobriment que el protegeixi de la llum durant el emmagatzematge i durant el transport al seu destí final. El material no sofreix canvis en les seves propietats degut a una exposició temporal a la radiació en el rang de la llum visible. De totes maneres, la incidència prolongada de la llum del sol pot tenir un efecte negatiu en les propietats del material.

f. Pressions de treball i màxim temps de vida

Per un període de treball de 50 anys, la màxima pressió de treball permesa per tubs fabricats en polipropilè PN10 amb un factor de seguretat de 1.5 és el següent:

Temperatura	Pressió de treball
20 ºC	12,9 bar
30 ºC	10,9 bar
40 ºC	9,2 bar
50 ºC	7,7 bar
60 ºC	6,5 bar
70 ºC	4,3 bar
80 ºC	3,2 bar

Taula C.15. Pressions de treball en funció la temperatura

Es pot observar en aquest quadre que, per les pressions de treball usuals, aproximadament 2 bar, hi ha una seguretat adequada, fins i tot després de 50 anys.

g. Comportament en cas d'incendi.

Els materials fets amb polipropilè compleixen amb la categoria B2, d'acord amb la norma DIN 4102 T2. Per tant, té un grau d'inflamabilitat normal. En cas d'incendi, els productes resultants són totalment inofensius. El poder calorífic del polipropilè és de 12.8 KWh/Kg.

h. Pèrdues de càrrega per fricció

Les parets dels tubs de polipropilè són llises i no poroses. Per aquesta raó, les desigualtats de la superfície són molt petites. La conseqüència d'això són petites forces de fricció amb les parets i una petita pèrdua de càrrega.

i. Resistència química

El polipropilè té una gran resistència a les substàncies químiques com a conseqüència de la seva estructura no polar. És resistent a solucions aquoses de sals, àcids no oxidants i àlcalis. Per sobre els 60ºC, el polipropilè és resistent a molts dissolvents. No obstant, s'infla davant el contacte com compostos aromàtics i halògens hidrogenats així com certs olis, grasses i ceres.

La resistència del polipropilè està limitada amb respecta a agents oxidants forts com àcid nítric, ozó, àcid sulfúric fumant o alones. Els àcids orgànics, alcohols i ésters no ataquen normalment al polipropilè. En la majoria dels cops, causen una deformació del material i varien les seves propietats mecàniques. Si el polipropilè és exposat a ions de coure durant un llarg període i a altes temperatures, es pot produir un empitjorament de les propietats físiques. Les peces amb contacte amb el polipropilè han de tenir un recobriment de crom o níquel.

j. Propietats físiques.

Propiedad	Método de test	Resultado
Densidad a 23 ºC	ISO 1183, DIN 53 479 A	897 kg/m³
Elongación a fractura	ISO 527/1A, 50 mm/min	> 400%
Módulo de Young	ISO 527/1A, 50 mm/min	808 MPa
Módulo a flexión	ISO 178,2 mm/min	874 MPa
Resistencia a flexión	ISO 178,2 mm/min	30,5 MPa
Rotura por impacto	ISO 180/1A	
23 ºC	2,75 J	22,5 kJ/M²
0 ºC	1,0 J	5,6 kJ/M²
-20 ºC	1,0J	3,4 kJ/M²
Rotura por impacto	ISO 180/1C	
23 ºC	5,5 J	Sin fractura
0 ºC	5,5 J	Sin fractura
-20 ºC	2,75 J	38,4 kJ/M²
Dureza Shore D (15 sek)	ISO 868	60
Temp. de reblandecimiento	ISO 306, Método A, 50 k/h	131,3 ºC
Temperatura de fusión	ISO 3146-19	142,4 ºC
Calor específico 20 ºC	Calor adiabático	2,0 kJ/kg K
Conductividad térmica (10-60 ºC)	DIN 52 612	0,21 W/m K
Estabilidad al calor HDT-A	ISO 75, Method A	45,2 ºC
Dureza Rockwell	ISO 2039-2	50

Taula C.16. Propietats físiques polipropilè

C.6.3. Caixa de col·lectors

Els col·lectors distribuïdors del terra radiant es col·loquen en les corresponents caixes o armaris. les quals s'encasten a la paret.

Per possibilitar la purga de l'aire dels circuits emissors, els col·lectors s'han de situar sempre en un pla més elevat que qualsevol dels circuits que doni servei. La situació ha de ser el més centrat possible dins l'àrea a calefactar. D'aquesta manera es minimitzarà la longitud de canonada des del col·lector fins al local a calefactar i, amb això, es facilitarà la instal·lació i l'equilibri hidràulic.

Les caixes, dins les quals es col·loquen els col·lectors, s'encasten en un envà o mur accessible. Per no distorsionar l'estètica de l'habitacle se sol ubicar en zones ocultes a la vista de l'usuari tal com fons d'armaris o lavabos. Es necessari que l'envà o mur a on s'encasti la caixa tingui un espessor suficient (15cm).

C.6.4. Col·lector o distribuïdor

S'ha de procedir al muntatge del distribuïdor dins la caixa metàl·lica per col·lectors que ha estat empotrada a la paret. La seva funció és de distribuir l'aigua de la canonada general que porta l'aigua calenta o freda a cada un dels circuits emissors, normalment dividits per habitacions, i recollir l'aigua dels circuits per retornar-la per una canonada general al generador.

El distribuïdor està format per dos canonades horitzontals paral·leles fixades a la paret mitjançant un suport. A aquestes les anomenem col·lectors i se'ls hi acobla en derivacions vàlvules, detentors, purgadors, termòmetres, aixetes de buidat i cabalímetres, i d'aquests parteixen els tubs cap al terra. Un dels tubs col·lectors és el d'anada i l'altre el de retorn.

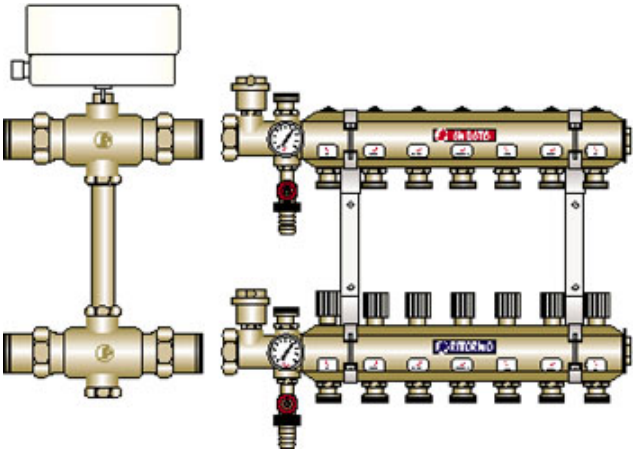


Fig. C.52. Col·lector principal

El polipropilè té una gran resistència a les substàncies químiques com a conseqüència de la seva estructura no polar. És resistent a solucions aquoses de sals, àcids no oxidants i àlcalis. Per sobre els 60ºC, el polipropilè és resistent a molts dissolvents. No obstant, s'infla davant el contacte com compostos aromàtics i halògens hidrogenats així com certs olis, grasses i ceres.

La resistència del polipropilè està limitada amb respecta a agents oxidants forts com àcid nítric, ozó, àcid sulfúric fumant o alones. Els àcids orgànics, alcohols i ésters no ataquen normalment al polipropilè. En la majoria dels cops, causen una deformació del material i varien les seves propietats mecàniques. Si el polipropilè és exposat a ions de coure durant un llarg període i a altes temperatures, es pot produir un empitjorament de les propietats físiques. Les peces amb contacte amb el polipropilè han de tenir un recobriment de crom o níquel.

Els distribuïdors han de portar un detentor per circuit per tal que el tècnic pugui regular al cabal de pas de cada un d'ells, realitzant un equilibrat hidràulic de la instal·lació.

També han d'incorporar una vàlvula micromètrica per cada circuit per facilitar a l'usuari en cas que vulgui connectar o desconnectar la calefacció de diferents zones o habitacions segons li convingui. Les vàlvules micromètriques de doble reglatge poden complir la funció de detentor i al mateix temps són manipulables per l'usuari, permeten a aquest porta la calefacció o el refrescament al mínim.

Altres mecanismes imprescindibles que ha d'incorporar el distribuïdor són els purgadors. Aquests permeten l'evacuació de l'aire de les instal·lacions i poden ser manuals o automàtics. S'ha de situar un en el col·lector d'anada i un altre en el de retorn, o com a mínim un en el tub col·lector que estigui situat més enlaire, que serà preferiblement el de retorn.

A cada un dels tubs col·lectors, amb l'objectiu de poder independitzar-los de la resta de la instal·lació, se'ls hi connecten unes vàlvules de bola, una a l'entrada del col·lector d'anada i una altra a la sortida del de retorn.

Segons els elements de mesura muntats en els distribuïdor, podem classificar aquests en:

- Els que no incorporen termòmetres, ni a l'anada ni al retorn. Són els més simples, i no coneixem ni la temperatura d'anada i la de tornada.
- Els que incorporen informació de temperatura d'anada i de retorn. Porten dos ràcords portatermòmetre amb termòmetre, un a l'entrada del col·lector d'anada i un altre a la sortida del col·lector de retorn, que proporcionen la temperatura d'entrada de l'aigua a tots els circuits i la temperatura de retorn global. D'aquesta manera és possible saber el salt tèrmic de la instal·lació i actuar sobre el cabal per disminuir-lo o augmentar-lo. Al mateix temps permet comprovar la temperatura de treball que s'utilitza, ja que el límit màxim de mal ús o de risc està als voltants dels 55ºC.
- Els que incorporen informació de temperatura d'anada per tots els circuits i de temperatura de retorn per cada circuit. Permet a l'instal·lador o al tècnic, que posarà en marxa i ajustarà el sistema per un correcte funcionament, conèixer el salt tèrmic per circuit podent actuar sobre els detentors. Si disminuïm el cabal, el salt tèrmic augmenta, o a l'inrevés.

- Els que incorporen informació de temperatura d'anada i de cabal per circuit. Porten un cabalímetre per circuit que ens indica els litres/hora que passen per aquest. Permeten un ajustatge dels detentors, segons les dades del càlcul de la instal·lació, per cada un dels emissors o circuits independents.
- Els que incorporen informació de temperatura d'anada, de cabal per circuit i de temperatura de retorn per circuit. En aquests cas i aplicant la següent expressió:

$$P = C \cdot C_P \cdot (T_{anada} - T_{retorn}) \qquad \text{(Eq.59)}$$

on:

P: potència en *Kcal/h* o *W*

C: cabal en *l/h*

C_p: capacitat calorífica del fluid portador de calor. Si és aigua *1 Kcal/lºC* o *1.16 W/lºC*, o una mica menys si és una mescla anticongelant, anticorrosiva i aigua.

T_{anada}: temperatura d'anada en *ºC*

T_{retorn}: temperatura de retorn de cada circuit en *ºC*

Coneixent aquestes dades podem controlar la potencia cedida en cada circuit, aconseguint un ajustat molt fi de la instal·lació, actuant sobre els detentors i variant el cabal, o actuant sobre la caldera i el sistema de regulació per variar la temperatura d'anada.

C.6.5. Sòcol perimetral

És una banda d'espuma de polietilè, poliuretà, poliestirè expandit o algun altre material aïllant, que serveix per absorbir les dilatacions produïdes per el morter de ciment col·locat sobre els tubs emissors degut al seu escalfament/refredament. Així mateix produeix un aïllament lateral del sistema.

Es fixa a la base de les parets de totes les àrees a calefactar, des del terra base fins la cota superior del paviment. La làmina adherida a la espuma de polietilè ha de quedar en la cara contrària a la del contacte del sòcol perimetral i paret. Aquesta làmina recolzarà sobre els pannells aïllants per evitar la inserció de morter de ciment entre sòcol perimetral i pannell aïllant.

En instal·lacions de major superfície calefactable (poliesportius, esglésies, etc.), el sòcol perimetral no és suficient per absorbir les forces de dilatacions produïdes en la estructura del terra. En aquests casos es projecten juntes de dilatació en el disseny, evitant que els tubs passin a través de les juntes de dilatació, i en cas contrari s'haurà d'aplicar mesures per evitar possibles problemes.

L'espessor d'aquesta banda perimetral no supera els 10 mm i la seva altura és entre 10 i 16 cm.

En el mercat existeixen diferents tipus. Algunes tires es fixen amb claus a la base dels envans, altres venen amb adhesiu, encara que alguns instal·ladors les fixen provisionalment amb totxos o fixant-les amb algun tipus de cola.

Fig.C.53. Bandes perimetrals

C.6.6. Aïllament

L'aïllament tèrmic del sistema és imprescindible en qualsevol instal·lació de calefacció de terra radiant. Aquest aïllament es col·loca entre el forjat i la massa de ciment del paviment i les seves funcions són:

- Reduir la inèrcia tèrmica del sistema, reduint la massa a escalfar.
- Evitar que el calor passi de forma incontrolada a un ambient on no es requereix.

Es minimitzen les pèrdues calorífiques inferiors, el que implica una dràstica reducció del consum energètic, i es possibilita el control de les temperatures ambient de cada un dels locals. A més s'aconsegueix un aïllament acústic molt important per al confort i qualitat de vida de les persones.

L'aïllant pot ser pla o conformat en la seva cara superior per facilitar la col·locació dels tubs. El pla s'utilitza principalment en grans superfícies, on es sol disposar de guies especials amb clips de subjecció ràpida del tub, en les quals queda ben fixat.

S'utilitza bàsicament aïllaments de poliestirè expandit (porexpan) d'alta densitat (superior als 20 kg per m^3). Aquesta és la densitat mínima perquè pugui suportar la llosa del paviment i tot el que es trobi damunt d'aquesta. A més del porexpan existeixen en el mercat altres materials

que es poden utilitzar com aïllament base com el PVC expandit (policlorur de vinil), llana de roca, el poliuretà, etc.

Encara avui, els fabricants haurien de buscar i oferir productes alternatius, ja que els esmentats anteriorment, els seus respectius processos de fabricació no contribueixen gaire amb el medi ambient.

Pel que fa a sostres i paret, freds o calents, aleshores el requisit de la densitat és menys important, encara que això no significa que no s'hagin d'instal·lar i que no es tingui en compte la densitat de l'aïllant, ja que aquesta pot afectar directament a la conductivitat del material en sí.

Existeixen varis sistemes d'aïllament per terra amb uns espessors aproximadament entre 2 i 4 cm, que dependran exclusivament del fabricant. Així podem trobar:

- Planxes llises de porexpan d'alta densitat sense maxembrar. Aquest sistema requereix la col·locació d'una làmina de plàstic sobre l'aïllament (pel·lícula de polietilè) per evitar la creació de ponts tèrmics i acústics, al poder penetrar el morter de ciment fresc per les escletxes que queden entre planxa i planxa.
- Planxes llises de porexpan maxembrat que es solapen unes amb les altres pel lateral.
- Planxes amb tetons per guiar el tub a les distàncies adequades i també serveix de sistema de fixació. A vegades s'utilitzen grapes de fixació ja que el tub enrotllat de fàbrica no sempre es queda fixat a la posició desitjada degut a les tensions existent. Els models normals permeten distàncies de separació entre tubs de 8, 16, 24, 32cm, o 5, 10, 15, 20, 25 i 30cm.
- Planxes especials d'alta densitat amb capes rígides de clorur de polivinil o de polietilè per suportar pesos importants.
- Planxes en rotllos que incorporen làmines de paper Kraft, film d'alumini i film de polietilè. Sense tetons i amb solapes adhesives a un lateral per fixa unes bandes amb les altres.
- Planxes de petit espessor i d'una elevada densitat, per llocs en els que es té una altura limitada.

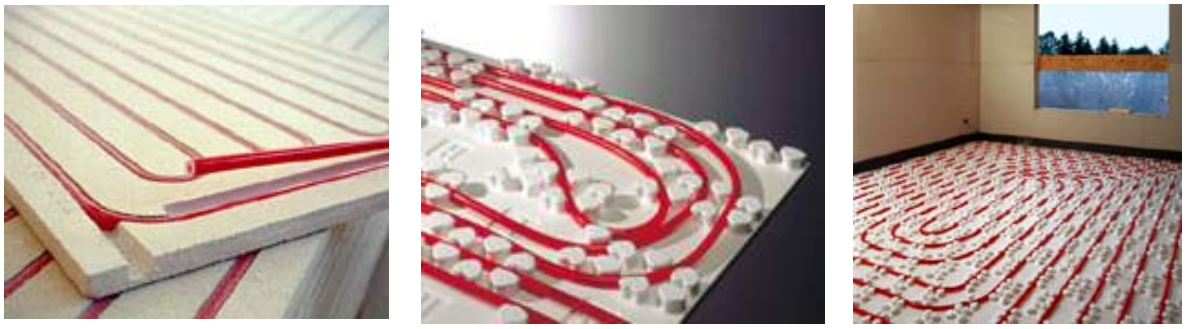


Fig. C.54. Planxes d'aïllament

C.6.7. Pel·lícula de polietilè

És una làmina contínua de polietilè. Es col·loca sobre el forjat/solera dels locals a calefactar.

És una barrera antihumitat entre el terra base i la superfície emissora de terra radiant col·locada per sobre, de manera que evita l'augment per capil·laritat d'humitats.

Es pot evitar la col·locació d'aquesta pel·lícula quan:

- no existeix risc d'humitat en el forjat/solera
- el sistema de subjecció dels tubs sigui tal que estableixi una barrera antihumitat.

C.6.8. Sistemes de fixació

Els tubs s'han de fixar sobre l'aïllant. Qualsevol tipus de fixació és valida, sempre i quan aquesta no malmeti el tub podent-lo deteriorar amb els seus esforços de dilatacions a que està sotmès. A continuació es detallen diversos tipus:

- Fixació amb mallassos i llaços.

Consisteix en col·locar un mallasso (xarxa de varilles d'acer electrosoldades) sobre la capa aïllant i fixar els tubs a aquest mitjançant llaços no metàl·lics i no molt apretats. Les brides de nylon que utilitzen els electricistes poden ser útils. Aquesta tècnica però, gairebé ja no s'utilitza i alguns fabricants ja no garanteixen si s'utilitza aquest tipus de fixació.

- Fixació amb guies i grapes

Amb tacs i cargols en el forjat es fixen sobre l'aïllament base unes guies metàl·liques o de plàstic que porten incorporades, o sobre les que s'hi encaixen, unes grapes que serveixen al mateix moment per fixar el tub. Amb aquest sistema només podem distribuir el tub en serpentí, ja que no és possible fer-ho en espiral.

- Fixació amb grapes

Consisteix en unes grapes que es rosquen sobre l'aïllament i en les que s'hi encaixa posteriorment el tub. Aproximadament s'ha de col·locar una grapa per metre lineal, i de 2 a 3 grapes en cada canvi de direcció de 90º i entre 3 i 4 grapes quan el canvi és de 180º. S'ha de tenir en compte que aquest és un sistema dèbil i s'ha de vigilar si es disposa d'un aïllament prim i en les zones corbades on existeixen més tensions del tub.

- Fixació amb grapes arpó

Les grapes es col·loquen amb una eina especial al mateix temps que es desenrotlla el tub. Aquest sistema permet una posició més ergonòmica del treballador en el muntatge.

- Fixació incorporada en l'aïllament

Les planxes incorporen uns tetons entre els que s'hi encaixa el tub. A vegades, però, s'ha d'utilitzar alguna grapa per acabar de fixar correctament el tub, sobre tot en les corbes de 180º. Aquests sistemes porten incorporades unes bandes sortides estretes que sobresurten de la base per que el tub quedi separat de l'aïllament uns mil·límetres, amb l'objectiu que el morter l'envolti totalment. Aquest sistema és el més utilitzat avui en dia.

C.6.9. Juntes de dilatació

Els tubs generalment es distribueixen de forma individual per cada ambient. Per locals amplis es recorre a la subdivisió amb juntes de dilatació. En la normativa *EN 1264-4* estableix que les juntes de dilatació es correspondran amb les de l'edifici. A més el ciment del terra ha d'estar separat de les estructures verticals, mitjançant la banda perimetral vista anteriorment. A la pràctica:

- Les juntes de dilatació absorbeixen les variacions dimensionals de la llosa de ciment.
- Les juntes aparents són punts predeterminats per la interrupció del ciment.
- La banda perimetral serveix de compensació en les àrees perifèriques del ciment i redueixen la transmissió acústica i tèrmica del terra a les zones colindants.

Per ciments on l'acabat posterior sigui pedra o ceràmica, les superfícies compreses entre les juntes de dilatació no ha de superar el *40-50m*^{2}, amb una longitud màxima de *8-10m*. En el cas d'un local rectangular, les àrees incloses dintre de les juntes de dilatació poden superar aquestes dimensions a condició de que la relació entre les dues longituds no superi 2:1.

Per creuar les juntes de dilatació, els tubs han de mantenir-se en un mateix pla i quedar protegits mitjançant un tub flexible de com a mínim 30 cm de longitud.

També s'ha de preveure juntes de dilatació en el umbrals i les portes. L'inici d'una junta de dilatació hauria de situar-se en els punts més crítics com pilars o xemeneies, o en punts on es presenti una reducció o un augment del pas.

C.6.10. Additiu pel ciment

Gairebé tots els fabricants i instal·ladors de superfícies radiants disposen d'un additiu per ciment que té la funció de fluïdificar el morter reduint la quantitat d'aigua necessària i per tant reduint el temps de freguat. Les dosis aconsellades varien entre els 3 i 4 litres per m^3 de morter (1 litre per cada 100 kg de ciment).

Fig. C.55. Additius per ciment

Amb la introducció a la mescla d'aquest additiu, fa que tinguem una massa més fluida i per tant ajuda a l'extensió del morter al voltant dels tubs i emplenar tots els forats i escletxes que queden.

C.6.11. Paviments

Abans de col·locar els paviments s'ha d'assegurar que la resistència tèrmica del revestiment no sobrepassi *0,15* m^2/W^oC. La calefacció haurà de funcionar abans de col·locar-lo amb la finalitat de garantir una evaporació màxima de la placa flotant.

- Linus i PVC

La col·locació s'efectuarà després de 8 dies d'escalfament de la placa. Es pot col·locar en losetes o en tires. La fixació es realitzarà únicament per mitjà de cola de neoprè o similar respectant les instruccions del fabricant del revestiment.

- Moquetes

S'ha d'escalfar la placa durant 8 dies per evaporar bé l'aigua. La moqueta haurà de ser d'un espessor inferior a 10 mm. A l'hora d'escollir una marca de moquetes, haurem de mirar que indiqui la resistència tèrmica del producte.

No s'han de col·locar moquetes amb revestiment, inferior bituminoso, caucho, matèria cel·lular, o resines sintètiques. El tapís haurà de ser enganxat totalment en tota la seva superfície no deixant bosses d'aire entre la moqueta i la placa de formigó.

- Parquets de fusta

S'ha d'escalfar la placa durant 15 dies. Després de 8 dies s'ha d'emmagatzemar el parquet en els locals on vagi a ser instal·lat. Només es poden col·locar parquets enganxats amb cola; per exemple: tipus mosaic o dominó. L'espessor màxim haurà de ser de 10 mm i preferentment hauria de ser de fusta dura. S'ha d'evitar els parquets massissos susceptibles de esquerdar-se i peces de parquet molt grans.

La humitat relativa de la fusta no ha de ser superior al 8% i és molt convenient tenir precaució de posar en marxa el sistema de calefacció abans de procedir al envernissat de la fusta. La fusta mai tindrà problemes si compleix tots aquests requisits.

- Baldoses, plaques, pedres

Aquests minerals constitueixen el revestiment ideal per la calefacció del terra. Poden anar enganxats si son de petit espessor, però generalment són col·locats amb morter.

L'espessor del morter de col·locació pot variar en els límits de 1 a 3 cm com a màxim. Les superfícies superiors a 60 m2 hauran de fraccionar-se. Les longituds molt llargues hauran de ser fraccionades en trams de 8 m

C.6.12 Regulació i control

Cada fabricant utilitza sistemes i aparells diferents per la regulació i control de la instal·lació de calefacció i refrigeració per superfícies radiants.

Els sistemes que s'usen majoritàriament són els formats per termòstats situats en cada una de les habitacions, una unitat base o centraleta que comanda tota la instal·lació i uns capçals electrotèrmics que s'instal·len sobre cada sortida dels col·lectors. D'aquesta manera s'obté una temperatura òptima a cada habitació independentment de la resta, a més d'aconseguir un estalvi energètic important, ja que moltes vegades no totes les habitacions s'utilitzen i d'aquesta manera podem parar el sistema en una determinada habitació o bé utilitzar la calefacció o refrigeració al mínim.

També s'instal·len sondes de temperatura i d'humitat. Aquestes últimes de gran importància en les instal·lacions de refrigeració, ja que permetran al sistema prohibir la formació de condensacions.

C.6.13 Altres

A part dels components que hem vist fins ara, existeixen multitud d'accessoris i utillatges per la instal·lació d'aquests sistemes, que en principi, dependran del tipus d'instal·lació que es munti i de cada fabricant. A continuació veurem alguns d'aquests accessoris que podem trobar en el mercat:

- Grapadores per pannell aïllant
- Inhibidors de corrosió
- Capçal electrotèrmics
- Caixes metàl·liques per col·lectors
- Suports per col·lectors
- Adaptadors
- Vàlvules de bola
- Grups de purgadors i buidats
- Cabalímetres, termòmetres, manòmetres

C.7. APLICACIONS DEL TERRA RADIANT

El terra radiant o superfícies radiants té molts camps d'aplicació, encara que es poden considerar dues excepcions com ara els locals que requereixin un calentament intermitent i ràpid, i edificis ja construïts en els que no es té previst realitzar una reforma del pis existent. D'una manera general podríem dir on s'aplica habitualment o de manera més important de la següent classificació:

1. Locals habitats per ús públic o privat

- Vivendes unifamiliars i vivendes multifamiliars.

Com ja s'ha vist, l'ús del terra radiant en vivendes unifamiliars aïllades és molt freqüent, resultat interessant per la seva qualitat, durabilitat i estalvi energètic.

La utilització d'aquesta calefacció en blocs de vivendes no s'utilitza tan com en les unifamiliars, degut al sobrecost que suposa aïllar el terra de cada pis. No obstant un sistema per superfícies radiants per un bloc de pisos, consisteix en utilitzar el terra radiant amb una instal·lació de calefacció central, i un comptador de kilocalories situat a l'entrada de cada vivenda. Aquest sistema facilita la reducció de les despeses de calefacció en comunitats de veïns, perquè cada pis està aïllat del superior i del inferior pels aïllaments del terra radiant, i l'energia consumida per cada veí és mesurada pel comptador. D'aquesta manera cadascú paga l'energia que utilitza, a més, el rendiment d'un sistema centralitzat de calefacció és superior al d'una petita caldera per cada pis, el que contribueix a un menor cost de la calefacció.

Fig. C.56. Superfície radiant en una vivenda unifamiliar

Fig. C.57. Vivenda amb superfícies radiants

- Centres d'ensenyament i guarderies

La calefacció de guarderies per sistemes de terra radiant és molt utilitzada, essent aquest el tipus d'edifici a on la seva utilitat és més evident, ja que el nens tenen poca altura i els agrada jugar al terra. El sistema resulta especialment agradable als bebès que comencen a gatejar, ja que per la seva poca edat, no tenen prou defenses per fer front als constipats produïts pels terres freds, o les corrents d'aire que es creen amb altres sistemes de calefacció.

En centres d'ensenyament, en els que les aules són locals de grans dimensions, la distància dels radiadors al centre de l'aula i als extrems a on no existeixen radiadors, és molt gran i per tant la distribució de temperatures resulta molt irregular. Aquest problema deixa d'existir quan es disposa de superfícies radiants.

També és un sistema de calefacció recomanat per centres de nens autistes, penitenciaries i tots aquells edificis en que per algun motiu sigui inconvenient que els emissors de calor estiguin exposats a les habitacions.

Fig. C.58. Terra radiant en centres d'ensenyament

- Locals d'alçada o altura elevada, esglésies, naus, indústries, pavellons, etc.

En aquests locals la calefacció per aire o per radiadors provoca grans consums d'energia al tenir que escalfar grans volums d'aire, a més d'escalfar de forma irregular, ja que sempre el calor tendeix a pujar i per tant aquest es quedarà al sostre.

Amb el terra radiant es calenta principalment el volum a on les persones desenvolupen la seva activitat, és a dir, entre el terra i dos metres per sobre d'aquest. Per tant, el terra radiant està especialment indicat en tot tipus de locals públics com ara esglésies, teatres, cines, sales de conferencies, magatzems, laboratoris, tallers, fabriques, etc.

Uns altres tipus de construcció on el terra radiant resulta especialment útil són els edificis antics, que pel seu valor artístic han estat reconstruïts i habilitats per albergar entitats culturals, estatals o particulars. Aquests edificis solen ser molt freds ja que no disposen d'aïllament i els seus sostres son alts. Tot això fa que es vegin favorits per una calefacció per terra, degut a la gran potencia de la mateixa, i a que no implica cap modificació estèticament en l'edifici, com passaria amb els radiadors o convectors.

Fig. C.59. Superfícies radiants en esglésies i pavellons

Fig. C.60. Pavelló radiant

- Piscines cobertes, zones de rehabilitació, hospitals, etc.

Per la seva propietat d'escalfar el terra, aquesta calefacció resulta molt agradable en piscines cobertes, sales de massatges, hidroteràpia, rehabilitació, i en tot local on sigui necessari caminar descalç, ja que evita sensacions desagradables produïdes en trepitjar un terra fred a l'hivern.

- Centres de treball i oficines en general.
- Edificis emblemàtics en rehabilitació.
- Hotels.
- Edificis ja construïts en reformes, sempre que la altura dels sostres ho permet-hi i el forjat estigui en condicions de suportar el pes afegit.

2. Espais coberts dedicats a la agricultura

- Agricultura

Hivernacles: per mantenir unes temperatures mínimes de l'aire, millorant la floració i la fructificació.

Planters: per accelerar la germinació i el desenvolupament dels planters.

En el terreny agrícola s'està estenent la seva utilització en cultius intensius d'hivernacle, amb resultats extraordinàriament positius en quan a la velocitat i a la qualitat de les collites. En els hivernacles s'instal·la el tub sense aïllament, sobre el terreny, i sota la capa de terra vegetal que suporta el cultiu. La calefacció s'utilitza quan no hi ha sol, principalment a les nits. La font de calor ha de ser econòmica degut a les fortes pèrdues tèrmiques que es produeixen en els hivernacles. Generalment s'utilitza gas-oil o energia solar, i en climes templats, la bomba de calor.

Fig. C.61. Terra radiant en hivernacles

- Ramaderia

Allotjaments ramaders, per augmentar rendiments

- Estables
- Cort de porcs
- Granges avícoles

En l'apartat de la ramaderia, és molt interessant l'aplicació en la cria de bestiar jove o cries, ja que disminueix la seva mortalitat i accelera extraordinàriament el seu creixement. S'escalfen amb aquests sistema parts de les granges tal com sales de part, sales d'incubacions i zones de cria. S'aplica a espècies diferents com ara el porc, la codorniu, o el conill entre altres.

- Superfícies no cobertes

- Andanes de ferrocarril: per eliminar la sensació de fred en els peus.
- Camps de futbol: per evitar les gebrades i el gel o neu.
- Terrasses, terrats i teulats: per evitar l'acumulació de neu.
- Aparcaments de vehicles: per evitar plaques de gel.
- Voreres en zones molt fredes: per evitar accidents.

El terra radiant és l'únic sistema de calefacció capaç de calefactar grans superfícies no cobertes. En aquest cas la funció de la calefacció no és obtenir una temperatura ambient de 20 graus, ja que en un lloc a l'aire lliure això és impossible. En superfícies descobertes, la missió del terra radiant és mantenir-les lliure de gel i neu. En el nostre país, amb el clima que tenim, tret de les zones muntanyoses, aquesta aplicació no s'utilitza. En països del centre i del nord d'Europa, que es troben gairebé tot l'hivern coberts de neu, si no es mantinguessin determinades zones vitals netes, hi haurien molts problemes. Utilitzant aigua a una temperatura d'uns 10 o 15ºC, és suficient per desfer la neu i glaç en trams de calçades i carreteres, voreres, pistes d'aterratge, camps esportius i altres superfícies d'importància pública.

Fig. C.62. Vorera d'un país nòrdic calefactada per terra radiant

Aquests sistemes estan compostos per serpentins de tubs de polietilè reticulat previstos de barrera contra la penetració d'oxigen. Els tubs estan empotrats en la solera a una profunditat de 5 a 15 cm segons el tipus de paviment. La separació entre tubs varia de 10 a 30 cm. Pels tubs de diàmetres entre 16 i 25 mm circula una solució de aigua més anticongelant de 20 al 50%, ja que si no, l'aigua podria congelar-se i fer malbé tota la instal·lació.

La font de calor calculada amb capacitat suficient per compensar les necessitats del sistema i les bombes de circulació es regulen per un controlador que rep les seves dades de temperatura, humitat, presència de neu de sensors especialment dissenyats. El sistema funciona únicament quan neva o glaça.

Aquests tipus d'instal·lacions resulten econòmiques a la llarga, però en la primera inversió això pot suposar un cost entre *60* i *120€/m²*.

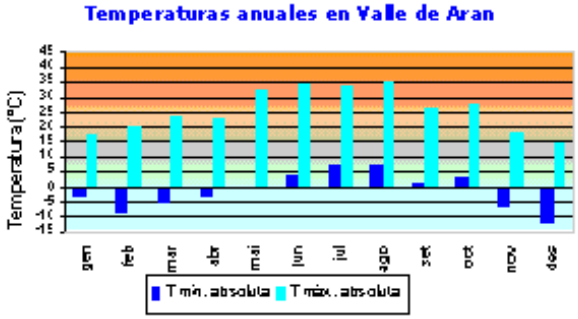
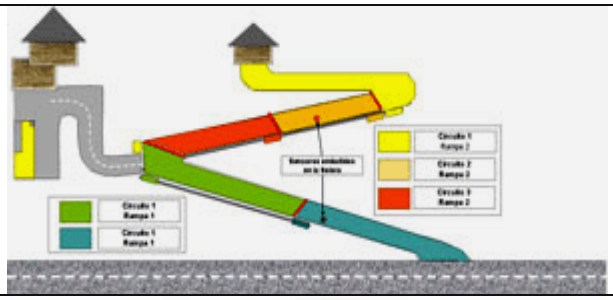
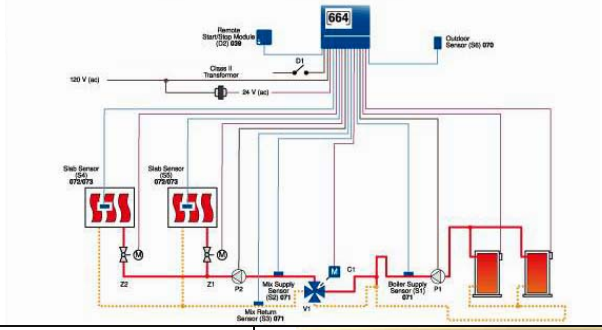
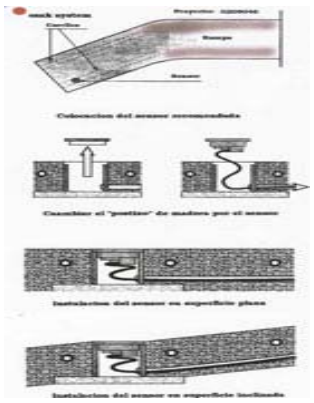
El rendiment normal d'una calefacció de superfícies exteriors oscil·la entre 90 i 250 *W/m²*.

Pel que fa al funcionament d'aquestes instal·lacions, resulta molt avantatjós al principi quan tenim tota la superfície coberta de neu, ja que aquesta és un bon aïllament tèrmic i per tan el calor que apliquem al terra cobert per una capa de neu s'aprofita gairebé al 100%. Ara bé, el problema sorgeix quan la neu es comença a desfer. En aquest moment el calor necessari (calor latent de fusió) és molt superior al calor necessari per elevar la temperatura del terra fins a la temperatura per fondre la neu. Si a aquesta quantitat hi afegim les pèrdues sobtades per radiació cap a l'ambient (al fondre's la neu perd el seu poder aïllant) i les pèrdues de les zones ja seques, la quantitat necessària de calor per mantenir el sistema funcionat és considerable.

Els fabricats i instal·ladors d'aquest tipus d'instal·lacions recomanen un bon disseny, utilitzant zones i evacuacions adequades, per disminuir la quantitat de calor necessària per aquestes aplicacions.

A continuació veurem com s'ha realitzat un projecte pas a pas, per l'empresa ESAK en unes rampes a Baqueira-Beret.

		Projecte: Condicionar rampes de accés a dos xalets ubicats en la entrada a Vaqueria Beret.

	Zonificació de las rampes y ubicació dels col·lectors de distribució.
	Toma de dades y estudi de las necessitats calorífiques a aportar para evitar la formació de capes de neu i gel.
	Definició dels circuits, ubicació de censors y prioritats de las zones.
	Esquema de principi Disseny del sistema hidràulic y elèctric.
	Execució de la instal·lació elèctrica: ubicació de censors en la solera y quadre de maniobra.

			Realització del mòdul hidràulic segons esquema de principio y concepte de funcionament de les diferents zones.
			Instal·lació del terra radiant, línies generals i col·lectors de distribució.

Finalment s'han pogut veure els resultats de la obra.

Abans de la instal·lació

Després de la instal·lació

C.8. COM ESCOLLIR ES SISTEMA DE CALEFACCIÓ. DIFERENCIES ENTRE ELS DIFERENTS SISTEMES DE CALEFACCIÓ

Escollir el sistema de calefacció més adequat per cada vivenda i família és una feina que requereix un estudi de les característiques de la nostra llar, del cost que estem disposats a assumir i del tipus de clima del lloc on residim. Com sabem la oferta és amplia i hi ha sistemes per totes les necessitats. En el nostre país més d'un milió de vivendes disposa de calefacció col·lectiva i més de tres milions tenen un sistema individual (electricitat, gas natural, propà, butà, fuel, ...), amb la conseqüència de l'augment energètic. L'energia escollida per escalfar el 34% de les llars espanyoles és el gas natural. Catalunya, Madrid, el País Basc, Cantàbria i Balears, són, en aquest ordre, les Comunitats Autònomes que fan un ús major del gas natural com a font de calefacció. L'electricitat és la font d'energia per la que han optat comunitats amb una climatologia més benèvola, arribant al 12% del consum energètic total.

Com escollir la calefacció més adequada?

- Si la vivenda es troba en una zona freda, s'hauria d'escollir un sistema que mantingui el calor de forma constant.

- En cas de que estigui ubicada en una zona càlida, serà suficient amb un sistema que permet aconseguir la temperatura ideal de forma puntual.

- S'ha d'estudiar les possibilitats tècniques d'efectuar la obra que comporta la instal·lació. Es mira el cost econòmic que això comporta i en quants anys s'amortitzarà.

- Per optar per una font d'energia de subministrament continu és necessari que la vivenda estigui situada en una zona on hi hagi xarxa de distribució i que disposi de connexió de servei.

- Quan es tracta de sistemes que precisen de combustible al detall (bombones de butà, gas-oil, ...) s'haurà de conèixer el servei de repartiment, la freqüència de la distribució i l'accessibilitat dels vehicles de transport a la vivenda. Si aquesta es troba en àrees de freqüents nevades, s'ha de tenir en compte que el subministrament de combustible pot veure's interromput per la inaccessibilitat dels camions de repartiment.

- S'ha de tenir en compte el manteniment posterior que necessitarà el sistema que s'esculli, ja que serà un cost per tota la vida útil. Totes les instal·lacions de calefacció, a excepció de l'elèctrica, requereixen d'inspeccions periòdiques que s'hauran de realitzar per empreses instal·ladores autoritzades.

- Abans de decidir-se per un o altre sistema, no s'ha d'oblidar que en alguns casos és necessari emmagatzemar combustible, amb la conseqüent possibilitat d'explosions, fuites o incendis.

- A més s'haurà de tenir en compte:

. Les dimensions de la vivenda, la seva orientació, ús i la necessitat de escalfar-la total o parcialment.

. L'espai disponible per la ubicació del sistema escollit.

. L'existència o no d'un sistema previ.

. La necessitat o no de disposar de subministrament d'aigua calenta.

. L'ús que es faci de les instal·lacions (hores de servei).

A continuació fem una descripció dels tipus de calefacció que ens podem trobar en el mercat i els avantatges i inconvenients que té cadascun.

CALEFACCIÓ ELÈCTRICA. ACUMULADORS

Els acumuladors de calor són aparells d'aspecte similar a un pannell. Emmagatzemen energia elèctrica durant la nit aprofitant la tarifa nocturna (a la vora d'un 53% més barata) per produir calor en el transcurs del dia, en un màxim de 8 hores, a mesura que les necessitats de calefacció ho requereixin.

Existeixen dos tipus d'acumuladors: estàtics i dinàmics. Els primers són més adequats per habitacions petites, amb necessitats permanents de calefacció, i en les que es desitgi un control exacte de la temperatura. La regulació de descàrrega dels dinàmics és millor, i per tant la seva instal·lació resulta més aconsellable en espais grans, i en locals en les que es desitgi una regulació de temperatura més exacte.

Aquest sistema està recomanat en climes freds i es necessita una inversió a partir d'uns 1.700€.

Fig. C.63. Calefacció elèctrica

- Avantatges

Màxim rendiment amb un manteniment nul. El cost amb tarifa nocturna és menor al dels sistemes de gas. Permet regular diferents temperatures en la vivenda i pot instal·lar-se en qualsevol lloc sense obra. No consumeix oxigen en el punt de producció, ni produeix fums ni gasos contaminants, i redueix el risc per coexistència entre gas i electricitat.

- Inconvenients

Preus elevats en comparació amb els aparells elèctrics tradicionals. Però si es compara amb sistemes basats en caldera i circuit d'aigua, els preus són molt competitius. La regulació de la descàrrega de calor és pitjor que amb els aparells elèctrics convencionals, ja que una part del calor emmagatzemat es descarrega sense la intervenció de l'usuari. En vivendes antigues, amb una instal·lació elèctrica deficient, sol requerir una reforma substancial de la instal·lació elèctrica, i per tan encareix molt el preu final. A més, el preu del kilowatt per hora s'incrementa durant el dia un 3%.

CALEFACCIÓ RADIANT

Encara que en el present estudi estem desenvolupant aquest tipus d'instal·lacions, s'ha decidit fer-ne quatre paraules en aquest apartat que seria una mica de resum d'aquest tipus d'instal·lacions.

La calefacció radiant és el sistema de transmissió de calor més natural, i consisteix en una estructura de canonades o tubs sota el terra que contenen aigua calenta. La superfície de calor és major i realment el cos no arriba a sentir ni fred ni calor, sinó que es manté a la seva temperatura natural (36-37ºC). Es pot integra en el terra, sostre o parets, encara que les dos últimes són més efectives. I és que l'energia radiant viatja a través de l'espai sense escalfar el propi espai, únicament es converteix en calor quan contacta amb una superfície més freda.

Aquest sistema està recomanat en climes freds i es necessita una inversió a partir d'uns 3.000€.

Fig. C.64. Calefacció radiant

- Avantatges

És invisible i confortable. Proporciona un calor més saludable, ja que no resseca l'ambient. El calor s'expandeix ràpida i uniformement per tota la casa i aconseguint una sèrie de graus de forma homogènia. El terra radiant dirigeix el calor a l'interior de l'espai i redueix o elimina les temperatures excessives en les parets exteriors i els sostres. Això pot produir un estalvi d'energia entre un 10 i un 30%. Els sistemes de terra radiant també són capaços de refrescar l'ambient fent circular aigua fresca en comptes de calenta.

- Inconvenients

Per la seva instal·lació, i per detectar i arreglar possibles avaries s'ha d'aixecar el terra de la vivenda. No és recomanable en cases petites, ni en climes molt templats. És una alternativa cara si només s'utilitza dos o tres mesos a l'any.

CALEFACCIÓ AMB BOMBA DE CALOR

Aquest sistema, similar als aparells d'aire condicionat, permet gaudir de calefacció a l'hivern, aire condicionat a l'estiu i deshumedectación en èpoques intermèdies, en un únic aparell. Aquesta possibilitat de fred/calor fa dels aparells amb bomba de calor el sistema ideal per zones temperades o càlides. Per obtenir el màxim confort és imprescindible que el càlcul de frigories i de calories necessàries es realitzi amb suficient fiabilitat. A mode d'exemple, es pot dir que per refredar o escalfar un dormitori és necessari un aparell d'unes 1.750 frigories/calories i per un menjador de 25 m2, un de 3.000 frigories/calories aproximadament.

Aquest sistema està recomanat en climes càlids i es necessita una inversió a partir d'uns 1.200€.

Fig. C.65. Calefacció amb bomba de calor

- Avantatges

El gran avantatge de la bomba de calor és la seva eficiència energètica en calefacció, ja que és capaç d'aportar més energia que la que es consumeix, aproximadament entre 2 i 3 vegades més. Per aconseguir el mateix efecte consumeix menys energia (entre un 30% i un 65%) que els altres aparells o sistemes de calefacció i el seu cost és més reduït. Reuneix dos serveis en un sol aparell i una sola instal·lació, el que limita la inversió necessària i simplifica les instal·lacions. No hi ha perill d'incendi o d'explosió, ni risc d'intoxicacions, ja que no té sortida de fums.

- Inconvenients

En zones a on les condicions climàtiques hivernals són especialment adverses o quan la temperatura exterior és molt baixa, pot tenir dificultats per aportar tot el calor necessari. Si s'instal·la la bomba de calor per conductes, el pressupost s'eleva considerablement, a voltants dels 6.000€, ja que és precís baixar els sostres de la vivenda (fals sostre), incorporar els conductes, etc.

CALEFACCIÓ AMB GAS NATURAL

Aquest sistema de calefacció és un del més utilitzats. El gas natural és net, no contamina i és eficaç. La calefacció individual de gas natural escalfa les vivendes a través dels radiadors i es caracteritza per ser un combustible còmode, ja que no cal preocupar-se ni del seu emmagatzematge ni de la seva distribució. Una vegada instal·lat, pot ser utilitzat tan com calefacció com a producció d'aigua calenta i per la cuina.

Aquest sistema està recomanat en climes freds i es necessita una inversió a partir d'uns 2.400€.

Fig. C.66. Calefacció amb gas natural

- Avantatges

Permet una fàcil regulació del calor per les habitacions. A més, no requereix tancs de combustible, estalviant-se manteniment, revisions i preocupacions de si s'acaba. És possible mantenir tota la casa a la mateixa temperatura, evitant els molestos canvis bruscos de temperatura d'una habitació a una altra. La col·locació estratègica dels radiadors permet un calor homogeni en tota la casa. El sistema de radiadors ofereix un calor saludable, sense excessos, gradual i uniforme evitant els sistemes d'aire tan perjudicial per les persones amb problemes al·lèrgics o respiratoris, ni combustions que emeten gasos tòxics.

- Inconvenients

No totes les poblacions tenen accés a la xarxa de gas natural. En les vivendes a on no hi hagi una instal·lació prèvia (caldera, radiadors, ...) el cost s'incrementa considerablement.

C.9. BALANÇ ENERGÈTIC I ANÀLISI COMPARATIU AMB ALTRES MÈTODES

Una de les principals característiques i avantatge d'un sistema radiant és l'estalvi energètic que produeix en comparació amb altres sistemes que utilitzen la mateixa font d'energia primària. A continuació s'enumera les causes de la seva eficiència energètica:

1. Menor temperatura de l'aigua de distribució.

La temperatura en els tubs generals és com a mínim 25ºC inferior a altres sistemes, i quan aquests passen per dependències o zones que no necessiten calor disminuïm considerablement les pèrdues. En la gràfica següent s'observa la relació existent entre la temperatura de l'aigua, el diàmetre del tub, l'espessor de l'aïllament utilitzat i les pèrdues en watts per metre lineal de tub.

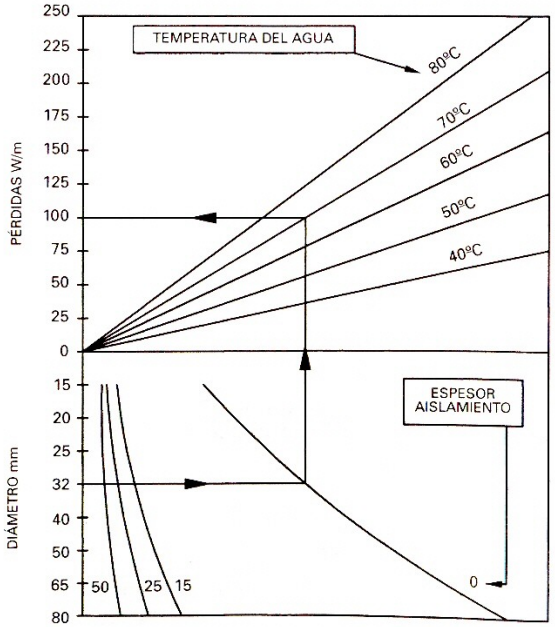


Fig. C.67. Pèrdues de calor en canonades

2. Menors pèrdues pel sostre

En el sostre d'una habitació amb terra radiant estava a una temperatura inferior en 6ºC a la dels altre sistemes, podent arribar fins als 10ºC menys. Aleshores si les pèrdues per transmissió q_T en un tancament de sostre són:

$$q_T = K(T_s - T_{ext}) \qquad \text{(Eq.60)}$$

A on tenim:

q_T = pèrdues en $Kcal/hm^2$ o W/m^2

K = coeficient de transmissió de calor del tancament en $Kcal/hm^2 ºC$ o $W/m^2 ºC$

T_s = temperatura de la superfície interior del sostre

T_{ext} = temperatura ambient exterior que suposem igual a la de la superfície exterior del tancament de sostre.

Si suposem una temperatura exterior de 8ºC, el salt tèrmic entre la superfície interior del sostre i la exterior és de 18ºC per una calefacció convencional, i de 12ºC per un sistema radiant. Per aquestes condicions tindrem que les pèrdues q_{T1} en una calefacció convencional seran:

$$q_{T1} = K \cdot 18$$

I les pèrdues q_{T2} d'una calefacció radiant:

$$q_{cd2} = K \cdot 12$$

Relacionant aquestes dues expressions tindrem que:

$$\frac{q_{cd1}}{q_{cd2}} = \frac{K \cdot 18}{K \cdot 12} = \frac{18}{12} = 1{,}5$$

Amb aquest resultat podem dir que amb una calefacció convectiva, ja sigui per radiadors, ventilo-convectors o per bomba de calor, i per aquests paràmetres tèrmics, perdem aproximadament un 50% més de calor pel sostre. Aquest concepte té gran importància en edificis amb sostre molt alts.

3. Menor temperatura de l'aire ambient

Amb una calefacció per terra radiant podem tenir l'aire aproximadament als 20ºC per sentir confort, mentre que per radiadors l'aire ha d'estar a uns 22ºC. Quan ventilem voluntariament el local o es produeixen renovacions incontrolades de l'aire interior, llancem el calor contingut en el mateix. El calor q_{Rn} que perdem per m^3 d'aire renovat en un local seria:

$$q_{Rn} = C_{paire} \cdot d_{aire} \cdot (T_a - T_{ext}) \qquad \text{(Eq.61)}$$

On les pèrdues q_{Rn} s'expressa en $Kcal/m^3$.

Per un salt tèrmic entre l'aire exterior i interior de 14ºC les pèrdues q_{Rn1} per unitat de volum d'aire renovat seran:

$$q_{Rn} = C_{paire} \cdot d_{aire} \cdot 14$$

Quan el salt tèrmic és 2 graus menor, llavors tindrem unes pèrdues q_{Rn2}:

$$q_{Rn} = C_{paire} \cdot d_{aire} \cdot 12$$

I relacionant aquestes dues expressions s'obté:

$$\frac{q_{Rn1}}{q_{Rn2}} = \frac{C_{paire} \cdot d_{aire} \cdot 14}{C_{paire} \cdot d_{aire} \cdot 12} = \frac{14}{12} = 1{,}17$$

Amb aquestes condicions establertes, al ventilar un local calefactat per terra radiant perdem aproximadament un 17% menys de calor que si aquest està calefactat per radiadors. En aquesta comparació no s'ha tingut en compte les possibles diferencies de humitat entre l'aire que surt i el que entra, que afectaria el balanç energètic final al tenir en compte el calor latent.

4. Aprofitament de les aportacions gratuïtes de calor

Com ja s'ha vist, una calefacció per terra radiant té més inèrcia tèrmica. Per tant, a efecte contrari i positiu d'aquesta inèrcia en quan al consum energètic és el d'autoregulació.

El terra és capaç d'aprofitar les aportacions gratuïtes de calor com les procedents de la radiació solar, d'aparells que emeten calor, de làmpades halògenes o d'un augment brusc del nombre de persones. L'energia per unitat de superfície que cedeix un terra a una habitació és la suma de l'intercanvi convectiu i de l'intercanvi radiant:

$$q = q_{cv} + q_{rd} \qquad \text{(Eq.62)}$$

I segons les expressions *Eq.11* i *Eq.17* que s'expressen en l'apartat de convecció i radiació *(C.3)* tenim:

$$q = h_c(T_t - T_a) + h_r(T_r - T_{rm})$$

I considerant també que podem dir que la temperatura radiant del terra és la seva temperatura superficial i que la temperatura radiant mitja és igual a la temperatura de l'aire de l'ambient, assignant aquestes variables els valors de 24 i 20ºC respectivament, tenim que el calor q_1 cedit pel terra en aquestes condicions serà:

$$q_1 = h_c(24-20) + h_r(24-20) = (h_c + h_r)\cdot 4$$

Si una habitació comença a rebre de sobte una carrega tèrmica deguda a algun dels motius anteriors, pujarà la temperatura de les seves superfícies i augmentarà la temperatura ambient. Si aquesta augmenta dos graus, el calor q_2 cedit pel terra a la habitació serà:

$$q_2 = h_c(24-22) + h_r(24-22) = (h_c + h_r)\cdot 2$$

Relacionant les dues expressions tenim:

$$\frac{q_1}{q_2} = \frac{4}{2} = 2$$

Amb el que demostra que el terra reduirà a la meitat la seva aportació de calor si la temperatura ambient augmentés 2ºC.

En una calefacció per radiadors el calor que cedeixen aquests a l'habitació pot expressar-se mitjançant la següent expressió:

$$q = P_{elm}\left(\frac{T_{ent} - T_{sor}}{2} - T_a\right) \qquad \text{(Eq.63)}$$

On tenim:

P_{elm} = el coeficient de potència cedida per element, característic del propi emissor

T_{ent} = temperatura d'entrada al radiador

T_{sor} = temperatura de sortida del radiador

T_a = temperatura de l'aire ambient

Per una habitació a 20ºC i una temperatura mitja d'entrada i sortida de 70ºC tenim una emissió convectiva q_1 de:

$$q_1 = P_{elm}(70-20) = P_{elm} \cdot 50$$

Si la temperatura de l'habitació augmenta 2ºC, la temperatura mitja de l'aigua de calefacció es manté als 70ºC, el calor q_2 cedit a l'habitació serà:

$$q_1 = P_{elm}(70-22) = P_{elm} \cdot 48$$

Relacionant les dues expressions anteriors tindrem:

$$\frac{q_1}{q_2} = \frac{50}{48} = 1{,}04$$

On es dedueix que l'emissió varia menys d'un 4% si l'ambient augmenta 2 graus la seva temperatura. El que demostra que mentre un sistema radiant estalvia en aquestes circumstàncies fins un 50% de combustible, un altre sistema no arriba ni a estalviar un 5%.

Segons això, és evident la incidència en el consum de combustibles, sobretot en locals com classes, teatres, auditoris, etc. a on s'irromp bruscament un nombre considerat de persones, i en els que els sistemes convectius tenen dificultats per adaptar-se amb rapidesa a la nova situació.

Tenint en compte tots els factors que incideixen en l'estalvi energètic dels sistemes radiants, els calculistes i empreses que subministren o instal·len aquests sistemes estimen un estalvi entre un 10 i un 20% d'energia respecte a altres sistemes de calefacció, suposició conservadora que a la realitat normalment supera àmpliament, sobretot en sistemes que incorporen el refrescament radiant.

5. Capacitat de redistribució del calor

Encara que difícilment quantificable, quan per incidència de la radiació solar, o per algun altre factor més o menys circumstancial, es produeix una aportació gratuïta de calor o fred en una zona del terra o superfície radiant, el sistema de tubs encastats absorbeix aquesta fluctuació tèrmica repartint-la per la resta de circuits o superfícies, i com a conseqüència entre diferents ambients.

C.10. IMPACTE AMBIENTAL, ENERGÈTIC I ECONÒMIC

Les baixes temperatures pròpies de l'època hivernal en què estem i conseqüentment les altes temperatures en l'època estival, han obligat que en moltes cases es posin en marxa els sistemes de calefacció, de refrigeració i climatització. A conseqüència d'aquest fet, s'ha vist en els darrers anys un augment considerable del consum energètic.

Segons dades de l'Institut per a la Diversificació i Estalvi de l'Energia (IDAE), del Ministeri d'Indústria i Energia, més de la quarta part del consum final d'energia i de les emissions de CO_2, tenen el seu origen en les cases (habitatges i vehicles). Un estudi elaborat per aquest organisme assenyala que cada família gasta generalment 1.200 euros anuals en energia i emet 4,6 tones de CO_2. La suma de la despesa familiar arriba a la xifra de més de 15.000 milions d'euros, que representa un 3,5% del Producte Interior Brut (PIB). El consum es distribueix a parts iguals entre l'habitatge i el vehicle privat.

La calefacció representa el 64% del consum energètic total d'una casa; una despesa excessiva que es pot rebaixar si fem un ús correcte dels sistemes de calefacció. Triar el sistema de calefacció més adequat per a cada habitatge i família és una tasca que requereix un conscienciós estudi de les característiques de la nostra llar, del cost que estem disposats a assumir i del tipus de clima del lloc on residim. L'oferta és àmplia i hi ha sistemes per a totes les necessitats.

Els sistemes d'instal·lacions per superfícies radiants són adequats per treballar amb qualsevol tipus de generador, ja que no necessiten un gran aportació d'energia perquè treballen a temperatures d'entre 40 i 55ºC a l'hivern i d'uns 14ºC a l'estiu. És per aquest motiu que és un sistema molt desitjable per la seva utilització amb sistemes solars, amb refrigeradors per pous, sistemes geotèrmics, és a dir, amb sistemes d'energia renovables.

Les energies renovables són fruit de la activitat solar, de l'aigua, del vent, de la biomassa, així com de la geotèrmia. Es produeixen de forma continua i són, per tant, inesgotables. L'interès que presenten les energies renovables són varis.

En primer lloc, perquè la producció, la transformació, el transport i el consum d'energies fòssils són la principal causa de l'impacte negatiu que té l'activitat humana en el medi ambient: augment de l'efecte hivernacle, contaminació atmosfèrica, contaminació del terra, de l'aigua, pluges àcides,...

En segon lloc, perquè els combustibles fòssils són una font d'energia limitada, que s'esgotarà al cap de poc temps.

Finalment, la utilització d'aquests tipus d'energies involucra solucions interessants al usuaris d'aquestes pel que fa al respecte al medi ambient i respecte al tema econòmic.

C.11. SUPERFÍCIES RADIANTS, PROPOSTA DE FUTUR

Com s'ha pogut comprovar en aquest estudi i en la realització d'aquest, els sistemes de climatització per superfícies radiants s'estan desenvolupant ràpidament. Des dels primeres canonades de ferro i coure encastades al terra, fins als sistemes de pannells amb tubs capil·lars per terres, parets i sostres.

Sembla ser que aquests tipus de sistemes són els que s'aniran imposant cada vegada més en les nostres llars, ja sigui pel confort que donen, com per la utilització d'energies renovables pel seu funcionament.

Actualment aquest sistemes de pannells de tubs capil·lars resulten una mica impactants, pel fet que la gent no hi acaba de confiar, però igual que ha passat amb els sistemes convencionals d'instal·lacions de calefacció per terra radiant, els sistemes de tubs capil·lars per la seva utilització tan a l'hivern com a l'estiu esdevindran uns dels sistemes més utilitzat de cares al futur.

Aquests sistemes estan en fase d'expansió, i és per aquest motiu que es pot trobar algun inconvenient respecte altres sistemes convencionals. Això però, no significa que aquest sistema ja estigui del tot acabat, ja que actualment ja s'està portant a terme noves idees i nous projectes per millorar aquests sistemes, com ara seria el tema de regulació. Aquest ve a ser un punt molt determinant perquè uns superfície radiant per climatització treballi a ple rendiment sense tenir problemes, i és per això que ja han sortit al mercat les primeres sondes que mesuren les radiacions que provoquen aquestes instal·lacions.

A més, el fet de que la majoria de fabricants i instal·ladors, s'hagin adaptat a aquests sistemes de climatització, significa que aquest sistema té molt bones perspectives de futur.

C.12. METODOLOGIA PER AL CÀLCUL I DISSENY D'INSTAL·LACIONS PER SUPERFÍCIES RADIANTS

Per realitzar una instal·lació de calefacció i/o refrescament per superfícies radiants és necessari fer prèviament un estudi tècnic de l'edifici per un tècnic especialitzat.

El càlcul d'una instal·lació de calefacció o refrescament per superfícies radiants es pot sistematitzar en una sèrie de passos que es descriuen a continuació. Primerament es definiran els passos per realitzar una instal·lació per tubs capil·lars pel sostre i a continuació es s'explicarà igualment els passos per una instal·lació convencional de calefacció per terres radiants, encara que molts passos siguin iguals o variïn poc.

C.12.1. Càlcul i disseny d'una instal·lació per tubs capil·lars

La potència de qualsevol equip de producció de fred està condicionada per la càrrega de refrigeració necessària avaluada segons la suma dels guanys de calor externs i interns. L'inconvenient és la complexitat d'avaluar el que suposa la inèrcia tèrmica de l'edifici en termes d'atenuació del salt tèrmic entre el interior i l'exterior, incloent-hi la dificultat de càlcul del que suposa el impacte per radiació solar sobre la pell de l'edifici, a l'objecte de determinar els intercanvis per transmissió a través dels tancaments.

Donada aquesta complexitat, per realitzar el dimensionament de la potència frigorífica s'utilitza algun dels procediments de càlcul sobre condicionament de locals, i donat que el sistema radiant funciona acumulant fred en el propi edifici, podem suposar una temperatura exterior de com a mínim de 4ºC menys que la temperatura mitja de les màximes del mes més calorós de la localitat o zona on s'instal·li. En climes càlids de la península ibèrica això suposa una potència frigorífica de l'ordre de 1/3 inferior de la que es demanaria amb un sistema d'aire.

Coneguda la potència frigorífica P_f, la càrrega frigorífica q per unitat de superfície refrescant serà:

$$q = \frac{P_f}{S_u} \qquad \text{(Eq.64)}$$

En la que S_u és la superfície total en la que es col·locaran els tubs.

No obstant, la principal limitació del refrescament radiant és la temperatura mínima a que es pot arribar a la superfície per evitar condensacions de la humitat ambient. Per això és

convenient comprovar la humitat mitja de l'aire en els mesos amb necessitats de refrigeració i la temperatura ambient mitja en les hores de sol, i utilitzant el diagrama psicromètric comprovar a quina temperatura condensa, i si es refreda l'aire amb aquesta humitat i temperatura.

Una vegada localitzat el punt de temperatura i humitat corresponent a les característiques mitges de l'aire exterior amb un desplaçament horitzontal s'arriba fins la corba de saturació (humitat relativa 100%) i baixant verticalment obtenim la temperatura de rosada en l'eix de temperatures seques. Si coneguem la temperatura mínima a que podem arribar a la superfície, podem determinar la potència màxima a absorbir per metre quadrat per l'expressió:

$$q = \alpha \cdot (T_a - T_s) \qquad \text{(Eq.65)}$$

On a és el coeficient d'emissivitat tèrmica per una superfície refrigerant, suma del coeficient de termotransferència per convecció, que té un valor que depèn del salt tèrmic entre l'aire i la superfície i de la posició relativa d'aquesta respecte de la massa d'aire, i del coeficient de termotransferència per radiació:

$$\alpha = (h_c + h_r) \qquad \text{(Eq.66)}$$

Per un terra radiant i amb una diferencia de 10ºC es té un valor d'uns 7.5 $W/m^2 ºC$, si la superfície radiant fos el sostre seria d'uns 9.5 $W/m^2 ºC$.

Si l'aire i les parets de l'ambient estiguessin a una temperatura mitja de 28ºC, aleshores la potència emissora màxima d'un terra a 18ºC seria de $75\ W/m^2$, que és normalment suficient per locals característics per aquest tipus d'instal·lacions.

Càlcul de les càrregues tèrmiques dels locals

El coneixement de les càrregues tèrmiques de cada un dels locals a calefactar és un pas previ per al dimensionament de la instal·lació. És imprescindible conèixer les càrregues tèrmiques a eliminar o aportar (refrigeració o calefacció) en cada un dels locals. Els processos de càlcul segueixen el que especifica en la NBE-CT-79.

La càrrega tèrmica d'un local indica les pèrdues o guanys energètics (expressades en W) que han de ser compensades per el sistema de calefacció o refrigeració per aconseguir les condicions interiors de confort desitjades.

Per fer un càlcul perfecte de les càrregues s'haurà de conèixer el moment en que es produeix la càrrega màxima, el que significa que s'hauria de fer un càlcul hora a hora i tots els mesos

de l'any. De totes maneres, la majoria de les instal·lacions tenen el moment de màxima càrrega sobre les 15h solars del mes de juliol per refrigeració i sobre les 7h solars del mes de gener per la calefacció.

Les càrregues tèrmiques d'un local poden ser de dos tipus:

- Càrregues sensibles: aquelles que afecten a la temperatura.
- Càrregues latents: aquelles que afecten a la humitat (quantitat de vapor d'aigua).

Abans de començar amb el càlcul de les càrregues, s'haurà de definir les condicions exteriors i interiors d'un projecte, mitjançant la norma UNE 100001/85, UNE 100002/88 i 100014/84, o mitjançant el IT1.1.4.1 del Reglament d'Instal·lacions Tèrmiques de l'Edificació.

Així, els valors que se sols adoptar a la pràctica són els següents:

	Estiu		Hivern	
	T (ºC)	HR (%)	T (ºC)	HR (%)
Confort general	25	55	21	40
Comerços	25	55	20	40
Aplicacions amb alta càrrega latent	25	60	20	40

Taula C.17. Valors normalment adoptats per al càlcul de càrregues tèrmiques

Càrregues de refrigeració

Es solen dividir en càrregues exteriors i interiors depenent de la seva procedència:

· Càrregues exteriors

- Càrregues a través dels tancaments
- Càrregues a través de superfícies envidrades
- Càrregues degudes a la ventilació
- Càrregues per infiltracions

· Càrregues interiors

- Ocupants
- Il·luminació
- Maquinària i equips

a. Càrregues a través de tancaments

Q_{tc} depèn de les temperatures interior i exterior, de la conductivitat tèrmica dels tancaments del local i de la magnitud de les superfícies de transmissió de calor segons l'expressió:

$$Q_{tc} = \Sigma[K \cdot A \cdot (T_e - T_i)] \qquad \text{(Eq.67)}$$

Q_{tc} = Càrrega per transmissió a través de tancaments *(W)*

K = Coeficient global de transmissió tèrmica del tancament *(W/m²ºC)*

A = Superfície de transmissió de calor per tancament *(m²)*

T_i = Temperatura interior de disseny del local *(ºC)*

T_e = Temperatura de càlcul exterior *(ºC)*

En el cas de tancaments compostos de varies capes amb materials diferents, el coeficient de transmissió tèrmica del tancament es calcula de la següent manera:

$$K = \frac{1}{\Sigma(\frac{e}{\lambda}) + \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}} \qquad \text{(Eq.68)}$$

e = Espessor de la capa *(m)*

• = Conductivitat tèrmica del material de la capa *(W/m²ºC)*

h_i = Coeficient superficial de transmissió de calor interior *(W/m²ºC)*

h_e = Coeficient superficial de transmissió de calor exterior *(W/m²ºC)*

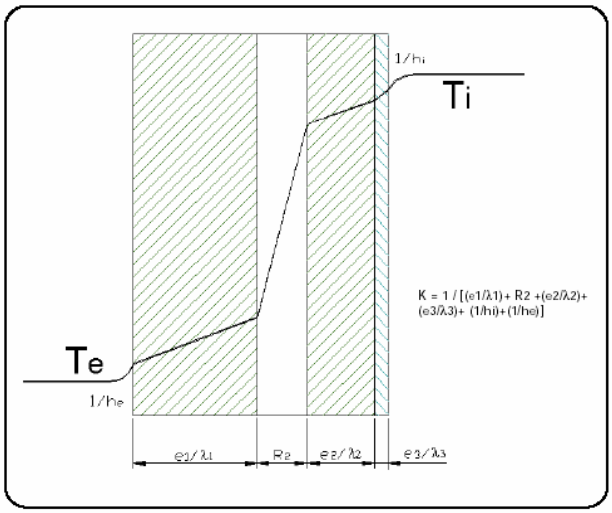


Fig. C.68. Coeficient de transmissió tèrmica

b. Càrregues a través de superfícies envidriades

Transmissió per conducció - convecció i radiació solar.

$$Q_v = k_v \cdot A_v \cdot (T_e - T_i) + A_v \cdot I \cdot F_s \cdot F_{ps} \qquad \text{(Eq.69)}$$

k_v = coeficient global de transmissió de la finestra *(W/m² ºC)*

A_v = Superfície de la finestra *(m²)*

T_i = Temperatura interior de projecte*(ºC)*

T_e = Temperatura exterior de projecte *(ºC)*

I = Intensitat de radiació directa que incideix a la finestra *(W/m²)*, segons la següent fórmula:

$$I = 0.67L + 130 \qquad \text{(Eq.70)}$$

on L és la latitud nord en graus del lloc on està l'edifici.

F_s = és el factor de reducció solar degut al tipus de vidre utilitzat.

F_{ps} = és el factor de protecció solar degut al tipus de protecció solar utilitzat.

c. Càrrega deguda a la ventilació

La ventilació és la renovació de l'aire interior del local amb l'objectiu de mantenir unes condicions sanitàries adequades dintre del local. Pot ser espontània (infiltracions a través d'escletxes de portes i finestres) o forçada. La càrrega tèrmica de ventilació, és per tant, la pèrdua energètica derivada de condicionar tèrmicament l'aire entrant d'acord a la temperatura interior de disseny del local. Les quantitats d'aire de ventilació requerides segons les aplicacions s'indiquen en la norma UNE 100011.

$$Q_v = n \cdot V \cdot \rho \cdot C_p \cdot (T_e - T_i) \cdot 1{,}163 + n \cdot V \cdot \rho \cdot hfg \cdot (W_e - W_i) \qquad \text{(Eq.71)}$$

n = nº de renovacions d'aire per hora *(h^{-1})*

V = volum del local *(m^3)*

$\rho \cdot C_p$ = *és la d*ensitat per el calor específic de l'aire a pressió constant de l'aire; és una constant i val *0,299 kcal/m³ºC*

T_i = Temperatura interior de disseny del local *(ºC)*

T_e = Temperatura de càlcul exterior *(ºC)*

hfg = és el calor latent de canvi de fase de l'aigua *(J/kg)*

W_e = és la humitat de l'aire exterior (Kg/Kg)

W_i = és la humitat de l'aire del local (Kg/Kg)

d. Càrrega deguda a infiltracions

És probablement la càrrega més difícil d'estimar perquè és altament subjectiva. Es tracta, com en el cas de la ventilació, d'una càrrega instantània, que aporta tan calor sensible com calor latent al local. S'avalua de forma semblant al que s'ha vist per la càrrega de ventilació, substituint el cabal de ventilació per el cabal d'aire infiltrat.

e. Ocupació

Els valors estimats típics de càrrega dissipada per una persona (en repòs) són:

$$Q_{sen} = 60\ kcal/h = 70\ W$$
$$Q_{lat} = 50\ kcal/h = 60\ W$$

A més es sol tenir en compte un factor de simultaneïtat de les persones presents:

$$Q = Q_{pers}\ (n^o\ persones)\ x\ 0.75 \qquad \text{(Eq.72)}$$

f. Il·luminació

El calor desprès per les llums d'un local és tot calor sensible. Es sol agafar un valor aproximat de *20 W/m²*.

Temperatura interior

Una vegada calculades les càrregues tèrmiques a vèncer en el local, aplicarem les condicions interiors de càlcul per saber la temperatura interior a aconseguir en l'habitació. En aquest cas la temperatura interior de l'habitació serà de T_i=25ºC.

La temperatura percebuda és aproximadament 2*k* menor que la temperatura de l'habitació. L'ésser humà percep la temperatura de l'habitació com la temperatura mitja entre la temperatura de l'aire de l'habitació i la temperatura de les superfícies que composen els tancaments. La temperatura percebuda també serà influenciada per el tipus de roba i el grau d'activitat.

En aquest sentit, és possible permetre que la temperatura de l'habitació arribi als *27ºC*. Conseqüentment, la capacitat de refrigeració s'incrementa però es manté els límits de confort, ja que la temperatura percebuda seguirà sent de *25ºC*.

El factor decisiu per la capacitat de refrigeració serà fonamentalment, depenent de les condicions d'instal·lació, la diferència de temperatura entre la temperatura de l'habitació i la temperatura mitja de l'aigua.

Humitat de l'aire de l'habitació

Com en el cas de la temperatura de l'habitació, s'agafa el mateix valor que per el càlcul de les càrregues tèrmiques. En aquest cas s'agafa una humitat del 50%. Amb aquest valor i la temperatura interior de l'habitació, es pot calcular la temperatura de rosada. Si la temperatura baixa per sota la temperatura de rosada, el sostre refrigerant provocarà problemes de condensació.

Mitjançant el diagrama psicromètric determinarem la temperatura de rosada, que en el nostre cas per una temperatura de 25ºC i una humitat del 50% serà de 13,9ºC.

Temperatura d'impulsió i retorn de l'aigua

Les temperatures d'impulsió i retorn d'un sistema de pannells capil·lars són determinades a partir del punt de rosada. La diferència entre la temperatura mitja de l'aigua i la temperatura ambient de l'habitació és decisiva per la capacitat del sistema. Per aquesta raó, la temperatura d'impulsió s'ha de fixar tan pròxima com sigui possible a la temperatura de rosada amb el necessari factor de seguretat, i la variació de temperatura (2 o 3k). Una major variació de temperatura portaria a una reducció del flux màssic, però reduiria la diferència de temperatura entre temperatura mitja de l'aigua i la temperatura ambient, i a conseqüència es reduiria la capacitat del sistema.

Tipus de sostres

En principi els pannells de tubs capil·lars poden ser instal·lats sense problemes en qualsevol tipus de sostre. El tipus de sostre i la estructura del sostre refrigerant, és a dir, la localització dels elements refrigerants en el sostre i els materials de la superfície, tenen una influència decisiva en la capacitat específica d'un sostre refrigerant.

Els tipus de sostre més comuns són els següents:

Els tubs capil·lars dels pannells s'instal·len en la capa de lliscat, ja sigui de guix, de ciment o com els lliscats acústics, tots són adequats. Els tubs principals del pannell es col·loquen en espais en blanc o en falsos sostres dels locals.

Els avantatges que tenim són:

- Altura mínima, especialment indicat per habitacions de baixa altura
- No hi ha pèrdua d'altura quan s'instal·la en locals ja existents

Tots els tipus i formes de plaques metàl·liques poden ser equipades amb els pannells de tubs capil·lars. En aquest cas els pannells de tubs capil·lars s'enganxen a les plaques metàl·liques i es cobreixen amb un aïllament. S'utilitza tubs flexibles per unir les línies d'impulsió i retorn als pannells de tubs capil·lars. Aquestes línies d'impulsió i retorn es col·loquen en els espais lliures sobre els pannells metàl·lics.

Avantatges:

- Els pannells de tubs capil·lars estan col·locats sobre la cara interna del sostre i per tant es pot connectar fàcilment a les canonades d'anada i de retorn.
- L'àrea del sostre és accessible sempre i els pannells es poden obrir durant el funcionament del sistema.
- Els sostres metàl·lics existents es poden equipar amb el sistema sense problemes.
- Unions ràpides, netes i sense complicacions

Determinació de la capacitat específica de refrigeració

La capacitat específica d'un sostre refrigerant es calcula mitjançant test certificats (DIN 4715) depenent del tipus de sostre. Aquests certificats contenen detalls exactes sobre el tipus de sostre i l'estructura.

La norma DIN es basa en una diferència entre la temperatura mitja de l'aigua i la temperatura ambient de 10k, però en aquest cas aquesta diferència de temperatures no se sol escollir, degut a la separació per seguretat del punt de rosada. D'acord amb els paràmetres de cada tipus de sostre i la diferència de temperatures entre la temperatura mitja de l'aigua i la temperatura ambient, la capacitat específica i les condicions de disseny es poden determinar mitjançant el següent diagrama:

Capacitat total del sostre refrigerant

La capacitat total del sistema es calcula multiplicant la capacitat específica per la superfície activa de l'habitació. Si aquesta potència frigorífica no és suficient per contrarestar les càrregues tèrmiques de l'habitació, la porció que es mantingui haurà de ser eliminada mitjançant ventilació o altres sistemes.

Inclòs si la potència necessària per vèncer les càrregues de l'habitació és menor que la potència frigorífica subministrada per tota la superfície del sostre, el sostre ha de ser cobert

completament per proporcionar un perfil uniforme de temperatures en l'habitació. El tamany de les pannells així com el tipus de pannell depenen del disseny del sostre.

La superfície d'instal·lació en una zona mai pot sumar el 100% de la superfície del sostre. Depèn de l'execució i del disseny del sostre així com de les unions instal·lades. Com a norma, el grau de instal·lació ha d'estar a la vora del 75%. Degut a la flexibilitat dels tubs capil·lars, es pot deixar forats per la col·locació de làmpades, ruixadors, altaveus i objectes similars, simplement desviant el traçat dels capil·lars.

Disseny dels circuits

El sistema de pannells de tubs capil·lars normalment es connecta separat de la resta del sistema mitjançant un intercanviador de calor. Això és degut a la permeabilitat a l'oxigen del polipropilè i així s'independitza el circuit secundari (construït tot en plàstic) del primari, per evitar la corrosió dels elements del primari.

Cada local o zona independent, estarà dotada d'un circuit independent. D'aquesta manera es possibilita la regulació de temperatures de cada estança de manera independent.

La pèrdua de càrrega total, serà la major entre les pèrdues de càrrega de tots els traçats possibles que pugi seguir l'aigua des de la impulsió de la bomba fins al seu retorn a aquesta.

Pèrdues de càrrega dels circuits

Les pèrdues de càrrega del circuit estaran determinades per la suma de les pèrdues de càrrega dels pannells capil·lars, les de les canonades, les dels elements singulars (col·lectors, colzes, derivacions, ...) i la pèrdua de càrrega del intercanviador de calor.

Cabal màssic i pèrdues de càrrega dels pannells capil·lars

El cabal màssic requerit es determina normalment a partir de capacitat de refrigeració específica requerida o a partir dels valors experimentals per cabals màssics normals basats en l'execució de diferents variants del sistema.

Així, s'estableix les bases per determinar les pèrdues de càrrega, les quals estan considerablement afectades per la longitud dels pannells capil·lars. Quan major és la longitud dels pannells de tubs capil·lars i quan més alt sigui el flux màssic, més altes seran les pèrdues de càrrega per pannell, que augmenten linealment. La influència de l'amplada dels pannells, quan les dimensions són les normals (longitud > amplada), és pràcticament despreciable. No obstant, si entre les mides, la relació és la contraria (longitud < amplada), es necessita fer un càlcul més exhaustiu.

Com que els pannells estan connectats a la línia d'impulsió en paral·lel i al ser tots del mateix tamany dins una mateixa zona, no es requereix un balanç hidràulic addicional.

Pèrdues de càrrega de les canonades d'impulsió i retorn

Les pèrdues de càrrega de les canonades d'anada i de retorn es determinen a partir dels mètodes clàssics de càlcul. A la següent gràfica podem obtenir els valors de la pèrdua de càrrega en kPa/m en funció del cabal en l/s.

Les pèrdues de càrrega en el intercanviador de calor es determinen a partir de les instruccions del fabricant en funció de les conduccions de servei (dimensions de l'intercanviador, capacitat, cabals màssics, primari/secundari, etc.).

Disseny de la bomba

A partir de la pèrdua de càrrega total del sistema i del cabal, es determina la bomba a seleccionar entrant en el gràfic de corbes característiques. S'escollirà la velocitat que quedi per sobre el punt característic de funcionament de la instal·lació.

Al estar situada en el circuit secundari, s'ha d'escollir una bomba resistent a la corrosió.

Disseny del intercanviador de calor

A l'igual que la bomba, el intercanviador de calor ha de ser escollit resistent a la corrosió. El intercanviador de calor s'escollirà en funció de la capacitat requerida per les temperatures corresponents de primari i secundari.

C.12.2. Càlcul i disseny d'una instal·lació convencional de terra radiant per calefacció

Càlcul de les càrregues tèrmiques dels locals

Els components de la càrrega són pràcticament els mateixos que en el cas de la refrigeració, però en aquest cas, les càrregues internes no són pèrdues sinó guanys, que tendiran a disminuir les necessitats de l'equip proposat:

- Càrregues a través dels tancaments
- Càrrega deguda a ventilació
- Càrrega deguda a infiltracions
- Càrregues internes

La estimació de la potència tèrmica per calefacció és més simple, calculant per la situació més desfavorable (temperatura mínima, radiació solar nul·la, mínima presència de persones, llums i càrregues internes). En el cas de calefacció, s'ha de tenir en compte que les càrregues són

pèrdues de calor, al mantenir-se una temperatura ambient superior a la temperatura exterior, excepte en el cas de les càrregues internes.

a. Càrregues a través de tancaments

$$Q_{tc} = \Sigma\left[K \cdot A \cdot \left(T_i - T_e\right)\right] \qquad \text{(Eq.73)}$$

Q_{tc} = Càrrega per transmissió a través de tancaments *(W)*

K = Coeficient global de transmissió tèrmica del tancament *(W/m²ºC)*

A = Superfície de transmissió de calor per tancament *(m²)*

T_i = Temperatura interior de disseny del local *(ºC)*

T_e = Temperatura de càlcul exterior *(ºC)*

b. Càrregues a través de superfícies vidrades

Només es tindran en compte les aportacions per conducció i convecció:

$$Q_v = k_v \cdot A_v \cdot \left(T_i - T_e\right) \qquad \text{(Eq.74)}$$

c. Càrrega deguda a la ventilació

S'utilitza d'igual manera que el indicat en el cas de la càrrega per refrigeració.

d. Càrrega deguda a infiltracions

Igualment que el cas anterior, encara que en molts casos és una càrrega que no es considera.

e. Càrregues internes

Aquest tipus de càrrega, en el cas de calefacció, és una càrrega aportada (ha d'anar amb signe negatiu en el balanç total).

f. Ocupants

En calefacció només es contabilitzen les persones que obligatòriament han d'estar en l'espai calefactat. S'ha de distingir per tan dos tipus de instal·lacions: aquelles on obligatòriament existeix un numero important de persones (hospital, etc ...) i en aquelles on no se sol

considerar aquesta aportació, ja que això suposa que el sistema ha de ser capaç de funcionar amb una única persona present (vivendes, restaurants, etc ...).

g. Il·luminació

S'aplica el mateix argument que amb els ocupants.

Localització dels col·lectors

Els col·lectors es situen en un lloc centrat respecte a la zona calefactable a la que donen servei. S'ha de buscar, dins aquesta àrea centrada, una ubicació que no distorsioni l'aspecte estètic de l'espai habitable; és usual localitzar els col·lectors en envans de lavabos, banys o en fondos d'armaris encastats.

En funció del número de circuits es determina el número de col·lectors a ubicar a cada planta. Com a mínim es precisa un col·lector per planta calefactada. Cada col·lector té un màxim de 12 circuits. En el cas d'existir més circuits emissors es necessita un altre col·lector.

Disseny dels circuits

Es recomana que cada local (dormitori, cuina, etc.) sigui calefactat per circuits independents. D'aquesta manera es possibilita la regulació de temperatures de cada estança de forma independent.

Previ al disseny de circuits, s'han de mesurar les àrees que es calefactaran amb cada un dels circuits. Posteriorment s'ha de mesurar la distància existent entre l'àrea a calefactar i el col·lector. El càlcul de la longitud L de cada circuit es determina:

$$L = \frac{A}{e} + 2 \cdot l \qquad \text{(Eq.75)}$$

A = Àrea a calefactar coberta pel circuit *(m^2)*

e = distancia entre tubs *(m)*

l = distància entre el col·lector i l'àrea a calefactar *(m)*

La longitud màxima dels circuits emissors ve determinada per:

- La longitud màxima dels rotllos que dependrà de cada fabricant
- La potència de la bomba de la instal·lació (punt de funcionament de la instal·lació per sota d'alguna de les corbes característiques de la bomba)
- Circuits de longitud molt reduïda que puguin dificultar l'equilibri hidràulic de la instal·lació si en aquesta mateixa hi ha present circuits de longituds més elevades.

La distància entre tubs ha de ser la mateixa en tots els circuits de la instal·lació. Es recomana un distància entre tubs c/c 20cm. Aquest valor serà diferent si el pannell aïllant escollit només permet altres distàncies entre tubs (per exemple c/c 16cm).

Càlcul de la temperatura mitja superficial del paviment

La temperatura mitja superficial del paviment (T_{ms}) és funció únicament de la demanda tèrmica que a efectes de simplificació de càlculs i en el que es segueix considerant igual a la carrega tèrmica del local (Q) i de la temperatura interior de disseny del local (T_i) (Taula 1). Es calcula d'acord a la expressió:

$$Q = \alpha \cdot \left(T_{ms} - T_i\right) \qquad \text{(Eq.76)}$$

α = Coeficient de transmissió de calor del terra *(W/m²ºC)* (en el rang de temperatures que ens movem el seu valor varia entre 10 y 12 *W/m²ºC*. Té dos components: coeficient de transmissió per radiació i coeficient de transmissió per convecció).

És convenient, per motius de confort de l'usuari de la instal·lació, que la temperatura mitja superficial del paviment no superi els 30ºC.

El següent gràfic mostra les temperatures màximes superficials del paviment (T_s) en funció de Q i de T_i, considerant c/c 20cm i salt tèrmic de 10ºC.

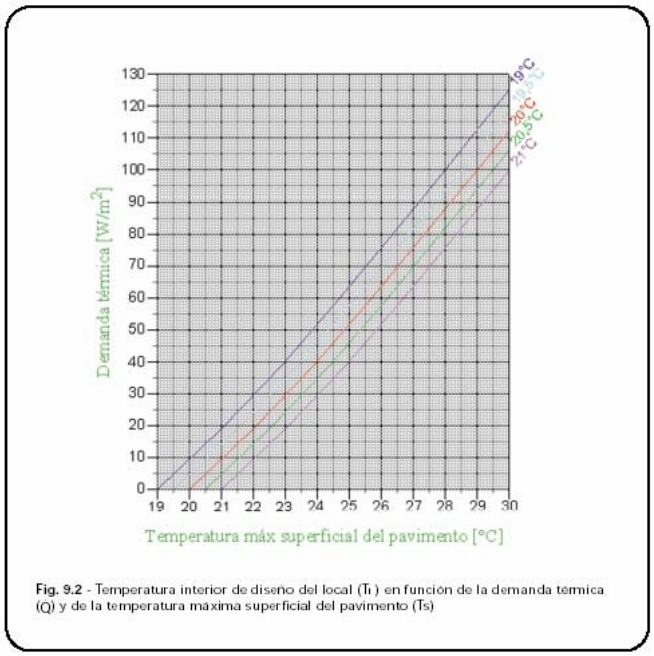


Fig. C.69. Temperatures màximes superficial del paviment

Càlcul de la temperatura de l'aigua

El salt tèrmic entre l'aigua d'impulsió i el de retorn es fixa en 10ºC.

La magnitud de la temperatura mitja de l'aigua en els tubs emissors (T_{ma}) depèn de la demanda tèrmica del local (Q), la temperatura interior de disseny (T_i) i del coeficient de transmissió tèrmica (k_a) segons la fórmula:

$$Q = k_a \cdot [T_{ma} - T_i] \qquad \text{(Eq.77)}$$

El coeficient de transmissió tèrmica de la capa sobre tubs [ka] es calcula aplicant la fórmula:

$$K_a = \frac{1}{\Sigma(\frac{e}{\lambda}) + \frac{1}{\alpha}} \qquad \text{(Eq.78)}$$

e = Espessor de la capa *(m)*

λ = Conductivitat tèrmica del material de la capa *(W/m²ºC)(Taula 4)*

α = Coeficient de transmissió de calor del terra *(W/m²ºC)*

A continuació es mostra el gràfic que relaciona la demanda tèrmica (Q), la resistència tèrmica del paviment (R) per obtenir la temperatura d'impulsió de l'aigua en el circuit corresponent (T_a) i la temperatura superficial màxima (T_s) (La temperatura de retorn serà T_a-10ºC).

Posteriorment al càlcul de totes les T_a de tots els circuits es selecciona la major d'aquestes.

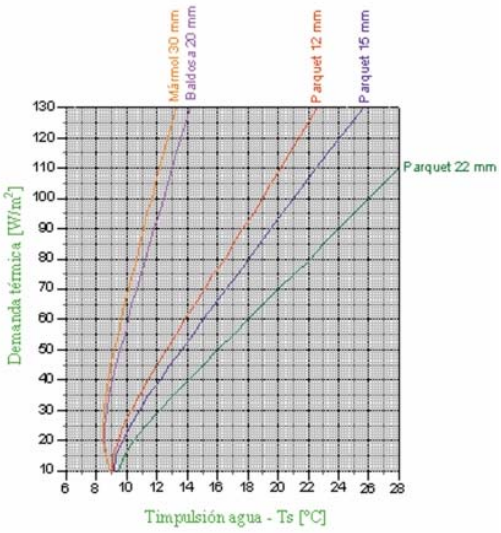


Fig. C.70. Temperatura d'impulsió de l'aigua

Càlcul del cabal d'aigua

El cabal d'aigua a través d'un circuit de calefacció per terra radiant és funció de la potència tèrmica emesa, que suposem d'un valor idèntic a la carrega tèrmica (Q), i del salt tèrmic entre la impulsió al circuit i el retorn des d'aquest.

Com s'ha comentat abans, el sal tèrmic és una constant de valor 10ºC, per tant, el cabal és únicament funció de la carrega tèrmica segons la expressió:

$$Q = m \cdot C_p \cdot \left(T_{imp} - T_{ret}\right) \qquad \text{(Eq.79)}$$

m = Cabal de l'aigua *(kg/h)*

C_p = Calor específic de l'aigua *(1 kcal/kg ºC)*

$T_{imp} - T_{ret}$ = Sal tèrmic impulsió – retorn = *10ºC*

Càlcul de muntants i canonades de distribució

Per al càlcul de la xarxa de canonades de connexió entre la sala de calderes i col·lectors s'ha de conèixer el cabal circulant per cada tram.

Una vegada coneguda aquesta dada, s'agafa el gràfic de pèrdues de carrega i es selecciona la dimensió de la canonada d'acord a un límit de pèrdua de carrega lineal que dependrà de la potencia de la bomba disponible. Usualment aquest valor de pèrdua de carrega es fixa en 0,2 *KPa/m*.

Els accessoris precisos són colzes, derivacions en T i ràcords amb sortida roscada.

Càlcul de les pèrdues de càrrega

Dibuixant un esquema de la instal·lació, la pèrdua de carrega en aquesta serà la major de entre les pèrdues de carrega de tots els traçats possibles que pugui seguir l'aigua des de la impulsió del distribuïdor fins al retorn d'aquest.

Les pèrdues de carrega en circuits emissors i en muntants i canonades de distribució es troben a les gràfiques de pèrdues de càrrega corresponents.

A les pèrdues de carrega a les canonades del trajecte més desfavorable s'hi han de sumar les pèrdues singulars: col·lectors, colzes, desviacions en T, vàlvules, ...

Selecció de la bomba

La bomba es selecciona entrant al gràfic de corbes característiques i seleccionant la velocitat que quedi per sobre del punt característic de funcionament de la instal·lació que ve determinat pel cabal i la pèrdua de càrrega.

Selecció del grup d'impulsió

El grup d'impulsió, al barrejar aigua del retorn del terra radiant i de la impulsió del generador tèrmic, aconsegueix una temperatura d'impulsió correcta als col·lectors de terra radiant.

S'ha de seleccionar el tipus de bomba que incorpora i determinar quin tipus de grup d'impulsió es desitja. La vàlvula mescladora divideix la instal·lació en un circuit primari (a partir del generador de calor) i un de secundari (des de la vàlvula mescladora fins als circuits). També s'ha de calcular el K_v d'equilibri del grup d'impulsió entre el primari i el secundari.

Selecció del generador de calor

La potència útil en caldera o en un altre generador de calor és:

$$Pot_{util} = Q_i \cdot \eta \qquad \text{(Eq.80)}$$

$$\eta = \eta_c \cdot \eta_d \qquad \text{(Eq.81)}$$

η_c = rendiment de la caldera o altre generador de calor. És funció del tipus i model de generador de calor.

η_d = rendiment de distribució: dóna idea de les pèrdues de calor en muntants i canonades de distribució. És funció de la temperatura de circulació de l'aigua en muntants i canonades de distribució i de l'aïllament tèrmic aplicat a aquestes.

C.13. PROCESSOS PER UNA INSTAL·LACIÓ DE SUPERFÍCIES RADIANTS

C.13.1. Sistema de pannells capil·lars per sostre o paret

A continuació es descriuran els passos a seguir pel muntatge de pannells de tubs capil·lars per la seva instal·lació al sostre. Existeixen moltes maneres i formes pel muntatge d'aquests sistemes ja que això dependrà de cada fabricant i de cada muntador i del tipus que s'instal·li, ja siguin pannells prefabricats on ja incorporen els tubs capil·lars o bé els mateixos tubs capil·lars encastats al mateix sostre o paret sobre el guix.

Muntatge de tubs capil·lars encastats sobre el guix del sostre o parets

Pas 1

S'uneixen els pannells capil·lars entre sí, mitjançant les unions ràpides dels tubs distribuïdors.

Pas 2

Es fixen els pannells capil·lars al sostre, per exemple, mitjançant una guia, i després es fixen els tubs distribuïdors.

Pas 3

Es projecta una primera capa de guix sobre el sostre.

Pas 4

S'estenen els pannells capil·lars sobre el guix fresc del sostre i es pressiona sobre aquests. Es realitza la prova d'estanquitat a 6 kg/cm².

Pas 5

Es projecta el lliscat sobre els pannells prèviament fixats al sostre.

Muntatge per falsos sostres metàl·lics o plaques de guix

Pas 1

S'encolen els pannells capil·lars als mòduls del fals sostre (guix, metàl·lic, etc). Posteriorment es col·loca l'aïllament tèrmic (llana de roca) sobre la superfície de tubs capil·lars.

Pas 2

En el cas de falsos sostre d'escaiola, es fixen mecànicament els pannells capil·lars sobre les guies, entre les quals ha d'haver-hi col·locat l'aïllament tèrmic.

Pas 3

Es fixen al sostre les canonades de connexió amb els col·lectors. Es connecten els pannells capil·lars entre sí o bé amb la canonada de connexió (anada o retorn). Per realitzar això es sol utilitzar tubs flexibles d'unió.

Pas 4

Es realitza la prova d'estanquitat a 6kg/m². Després d'això es col·loquen els mòduls de fals sostre.

Muntatge de pannells capil·lars prefabricats per parets

La primera operació consisteix en dibuixar, o més ben dit marcar, la línia per els perfils U a través de tot el perímetre de la paret. A continuació es marquen els forats necessaris per fixar la resta de perfils i suports intermitjos.

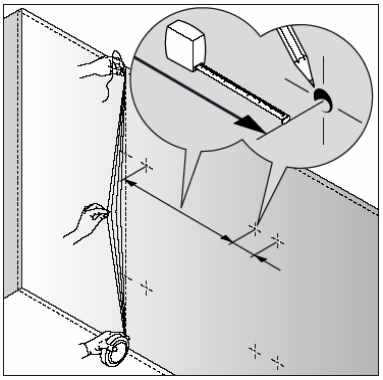


Fig. C.71. Distribució dels punts de fixació

Es fixen els perfils U i els suports necessaris mitjançant tacs i cargols.

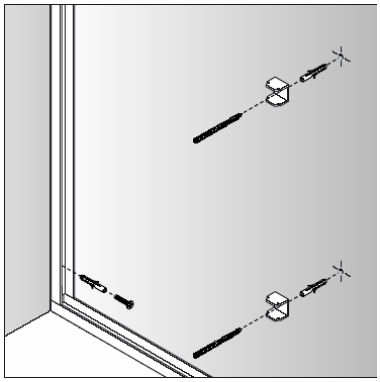


Fig. C.72. Muntatge suports

Anivellar tots els suports i perfils que tinguem muntats. Acabar de muntar els perfils C que tenim sobre els suports, tal i com s'indica a la següent figura.

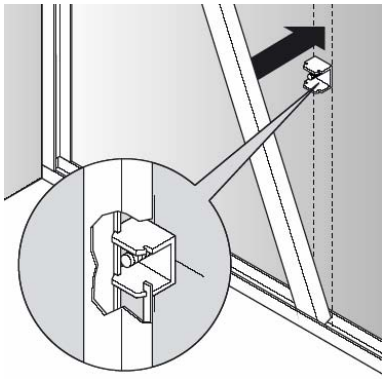


Fig. C.73. Muntatge dels perfils de fixació del pannells

Col·locar aïllament (llana de roca) en les zones on aniran els tubs dels col·lectors i les canonades de distribució dels diferents pannells. Es munten les canonades o col·lectors lineals amb tots els accessoris necessaris (tes, colzes, ràcords, etc) i es fixen amb les guies.

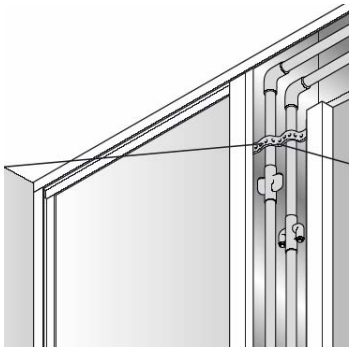


Fig. C.74. Col·locació col·lectors lineals

Encolar les cantonades dels pannells per tal que quedin més resistents. En cas de tenir superfícies més petites, es poden tallar els pannells amb diferents submòduls.

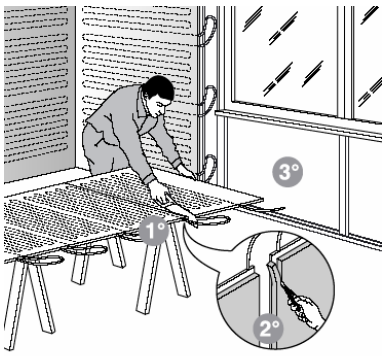


Fig. C.75. Tall de submoduls

Fixar els pannells a les guies i parets.

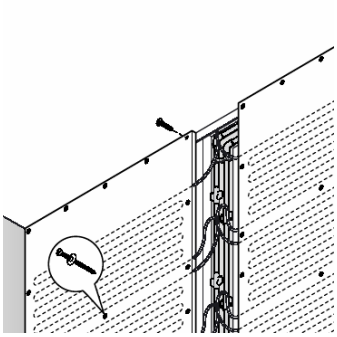


Fig. C.76. Col·locació del pannells

Connectar els tubs capil·lars que surten de cada pannell a les canonades de distribució.

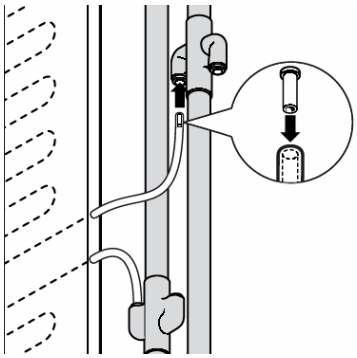


Fig. C.77. Connexió tubs capil·lars

Col·locar les plaques sobre les zones de connexions i de distribucions.

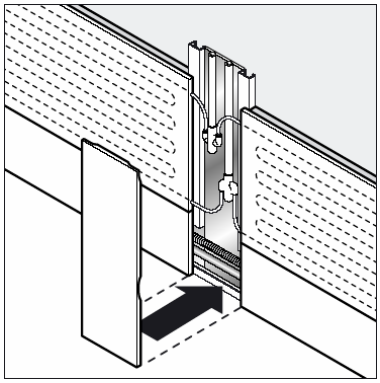


Fig. C.78. Plaques per tapar les zones de distribució

C.13.2. Sistema de terra radiant

Preparació de l'obra

La preparació i coordinació correcta de cada un dels professionals que intervenen en una obra és necessària en qualsevol tipus de climatització que s'instal·li.

En el cas de les superfícies radiants és necessari tenir en compte des d'un principi una sèrie de consideracions en el que es refereix a la preparació de l'obra.

- *Alçada del sostre.*

Tan si és un sistema per terra o si és per sostre s'ha de tenir en compte les altures que ocuparan els elements necessaris segons cada cas. Encara que existeixin làmines d'aïllament de fins a 1 cm i es pot treballar amb sistemes de poca inèrcia amb els espessors mínims de morter per envoltar els tubs, el mínim recomanable són 2 cm de placa aïllant, 16 mm de diàmetre de tub i 35 mm de morter per sobre la generatriu superior del tub, més l'espessor del material del paviment, el que ve a ser un total de entre 8 i 10 cm des del forjat a la solera acabada.

- *Delimitació dels circuits.*

És convenient que els envans i parets d'obra estiguin acabats, ja que aquests delimiten les zones i els circuits. No obstant, sempre i quan estigui clara la divisió per zones d'ús i estances, es podrà estendre els circuits, continuar amb la pavimentació del terra i posteriorment col·locar els envans.

- *Lliscats.*

Els envans haurien d'estar lliscats de guix fins al sòcol, i d'aquí fins a baix amb un morter hidràulic fins arribar al forjat. Els banys i cuines han d'enrajolar-se fins al nivell superior del paviment.

- *Instal·lacions elèctriques i fontaneria*

Les instal·lacions elèctriques i d'aigua s'han de fer pels sostres i parets complint les prescripcions de les normatives, i només si és estrictament necessari es passarà per sobre el forjat, sempre en línies transversals o longitudinals als envans i preferiblement al costat d'aquests, i mai formant diagonals.

- *Conduccions d'evacuació*

Especialment en els banys s'ha d'intentar que els desaigües interfereixin en la mínima superfície possible. Per això, és molt útils passar-los verticalment a través del forjat al fals sostre de la planta inferior.

- *Forjat.*

El forjat ha d'estar escombrat i net de residus, i es imprescindible que estigui el més anivellat possible.

Col·locació dels distribuïdors o col·lectors

Abans del muntatge de les canonades d'aigua calenta i freda sanitària i de les canalitzacions de corrugat per el cablejat elèctric, telefònic, etc., és convenient col·locar les canonades generals d'anada i de retorn dels distribuïdors i dels generadors de calor i fred. Al mateix temps, es fixaran els distribuïdors en la seva situació, dintre d'armaris o caixes encastades.

El número de distribuïdors depèn del número de plantes i del número de circuits per planta. En una planta seria necessari més d'un distribuïdor si la quantitat de circuits d'aquesta planta és superior a la màxima comercialitzada pel fabricant. A vegades el plantejament de regulacions de l'ambient és per zones independents, formades per agrupacions de circuits, degut a que poden tenir necessitats de temperatura ambient semblants, activitats dels ocupants diferents a altres zones, horaris d'ús típic diferents a altres zones, o inclòs de que hi hagi zones que poden tenir necessitats de calefacció o refrescament simultàniament.

Per la instal·lació dels distribuïdors, s'haurà de tenir en compte les següents consideracions:

- Es col·loca com a mínim un distribuïdor per planta.
- El distribuïdor ha d'estar a una altura superior a la dels circuits, 50 cm des del forjat al col·lector inferior poden ser suficients per la col·locació dels tubs de plàstic es puguin corbar bé. A més alçada, més facilitat de treball es tindrà.
- Els distribuïdors es col·loquen el més cèntric possible en el local. D'aquesta manera es redueixen el metres de tub necessaris per l'anada i el retorn dels circuits.
- S'han de col·locar en llocs accessibles per la seva manipulació, i si es troben en caixes o armaris s'ha de preveure que l'alçada i l'amplada siguin suficients per la introducció de eines per tal de poder-los manipular sense problemes.
- Es poden col·locar en l'interior d'armaris metàl·lics prefabricats per encastar a la paret.
- S'ha de preveure una toma en els col·lectors per muntar-hi un purgador automàtic d'aire en cada un. Els purgadors han d'estar previstos d'una vàlvula de pas, automàtica o manual, per evitar que es deteriorin les proves de pressió.

Una vegada col·locats els distribuïdors i les canonades generals es deixaran tancades les vàlvules dels circuits i taponades totes les obertures per evitar que entri brutícia en l'interior. És necessari també cobrir-los per protegir-los de la brutícia pròpia de l'obra.

Col·locació de la banda perimetral

S'ha de col·locar recta, sense tensions, a la base de tots els murs i envans, fent-la passar per sota dels marcs de les portes. En un principi pot fixar-se amb maons, clavant-la o enganxant-la (algunes incorporen material autoadhesiu).

Els fabricants i les cases distribuïdores de material per terra radiant recomanen les següents precaucions:

- Per superfícies molt grans pot ser convenient utilitzar-la com a junta de dilatació cada 40 o 50 m2 aproximadament, encara que això es consultarà i es deixarà a criteri del director d'obra.
- Aquestes juntes poden estendre's també en els vans de les portes per independitzar les lloses de les habitacions de les del passadissos.
- Es col·locaran en passadissos sempre que en aquests la longitud sigui superior a tres vegades la amplada.
- Sempre es col·locarà prolongant les juntes de dilatació de l'edifici.
- Quan els tubs creuin les juntes de dilatació hauran d'enfundar-se en vaines de corrugat, per evitar fregaments que puguin desgastar el plàstic i trencar-lo.
- La tira es tallarà una vegada col·locat el paviment o enrajolat al nivell de la solera acabada, quan actuï com a junta de dilatació. Si es prolonguen les de l'edifici, llavors es tallaran també a nivell del terra acabat.

Muntatge de les planxes d'aïllament

Abans del muntatge de l'aïllament base alguns fabricants recomanen col·locar una làmina de plàstic sobre el forjat, habitualment de polietilè, si aquest està en contacte amb el terreny o amb locals airejats o no calefactats; si es va a utilitzar la instal·lació per refrescament radiant això pot ser molt necessari, ja que en aquest cas són més probables les condensacions de la humitat de l'aire que es difon a través del material de l'obra. L'idea és impedir que l'aïllant absorbeixi humitat, per les condensacions que puguin existir en la seva cara freda, augmentant la seva conductivitat tèrmica.

Es col·loquen les planxes començant per una cantonada i seguint la línia paral·lela d'una de les parets. Si són maxembrades deixarem enganxada a la paret la solapa superior, per poder muntar sobre la inferior oposada la següent planxa. El maxembrat en ocasions no dóna la suficient estabilitat a la unió entre planxes, i per tant es sol utilitzar grapes per unir-les, o brides per agafar els semitetons que formen un tetó al unir les dos planxes. Al arribar a la paret del davant es talla la planxa a la mesura de la peça necessària per completar la línia, i amb la resta de material es comença la següent línia. D'aquesta manera aprofitem al màxim el material. Quan l'aïllant ve en rotllos, es mesura l'amplada de l'habitació i se li resta dos vegades l'espessor de la banda perimetral, es tallen bandes d'aquesta longitud resultant que s'estenen solapant-se unes amb les altres. Acabada una habitació es seguirà el fil de la mateixa partint de la planxa que hagi quedat sota el marc de la porta. Quan ens trobem amb una tira lateral com a junta de dilatació, tallarem la planxa i seguirem amb la resta per l'altre costat, així fins a cobrir tota la superfície del forjat; inclòs s'han de cobrir les zones on no si vagin a estendre circuits. Encara que s'hagi d'evitar, si per el terra transcorren conduccions de fontaneria, elèctriques o d'evacuació, les planxes es tallaran en línia amb aquestes a pesar de que aparegui el corresponent pont tèrmic.

Una vegada feta aquesta operació comprovarem que la pel·lícula de plàstic que porta la tira lateral quedi per sobre les planxes d'aïllament que estan al costat de la paret. Si la banda perimetral no portés plàstic, col·locarem una tira de pel·lícula adossada a la mateixa i muntant sobre l'aïllament base. Quan la placa base no sigui maxembrada, es recomanable cobrir-la amb una pel·lícula de plàstic per evitar la penetració de morter fresc entre les unions dels aïllaments i per no crear ponts tèrmics per on fugi el calor. No obstant, si la instal·lació va a utilitzar-se també com a sistema de refrescament radiant, aquesta pel·lícula de plàstic s'ha de col·locar sota els pannells aïllants perquè actuï com a barrera antivapor, evitant l'absorció per part del material aïllant de la humitat de l'aire que es difon a través del sostre, amb el conseqüent augment de conductivitat tèrmica.

Una vegada col·locat l'aïllament s'ha d'evitar caminar per sobre, si fos necessari col·locarem uns taulons o planxes perquè l'aïllament no es deteriori.

Col·locació del tub

Si l'aïllament és pla i no té dibuixades línies de referència traçarem els circuits respectant les distàncies en el càlcul. Aquesta operació pot fer-se amb un tiralínies de paleta. La línia més pròxima a la paret interiors es traçarà a uns 10 cm, mentre que en les parets exteriors es faran a uns 15cm. El traçat no és necessari si l'aïllament porta incorporat el sistema de fixació per tetons, avui dia molt estès per la comoditat i la facilitat en la instal·lació. Els passadissos i zones de distribució solen ser calefactats per els tubs que passen per ells cap a les diferents habitacions, i per tant, s'ha de tenir en compte un bon repartiment d'aquests, determinant el número de tubs que passaran per calcular la equidistància a que es separaran. En els vestíbuls, entrades, etc. a vegades és necessari estendre el tub d'algun dels circuits més petits o més pròxims per no deixar zones fredes. Una vegada traçats els circuits col·locarem les grapes o el sistema de fixació que es vagi a utilitzar.

Partirem del distribuïdor deixant suficient quantitat de tub per poder fer la connexió al col·lector d'anada. Existeixen varies formes possibles de procedir:

- Un operari, que va al davant i caminant enrere amb el rotllo de tub entre els dos braços, rossolarà el rotllo girant-lo de manera que el tub surti per sota i mai per dalt, ja que es crearien tensions que l'aixecarien del terra. Un altre operari l'anirà fixant en l'aïllament caminant endavant. Al arribar a una corba se li donarà al rotllo un gir de 180º en el sentit de la mateixa, perquè al agafar la següent línia segueixi sortint el tub per la part inferior del rotllo. L'operari que fixa el tub al terra ha de portar una bossa amb grapes si en algun moment les tensions fa que el tub s'aixequi. Aquesta forma de col·locar el tub és apropiada per rotlles de tubs grans i de diàmetre de 16/20.
- Un sol operari porta el rotlle sobre la seva espatlla i el deslliça al mateix temps que el fixa amb un peu o amb una màquina grapadora. Aquesta forma és aplicable únicament quan el rotlle és petit i el diàmetre del tub és de 12/16.
- L'operari que porta el rotlle va darrera, el tub surt rossolant-se per sobre i passa per sobre les espatlles de l'operari que va al davant caminant en la direcció en que s'estén el tub i fixant-lo.

Els radis de curvatura seran amplis; no s'ha de troncar el tub, ni forçar la corba amb l'aplicació de flama directa. Per augmentar la flexibilitat del tub es poden deixar els rotlles

una estona al sol abans del muntatge, insuflar-li aire calent o emplenar-los d'aigua calenta amb el conseqüent augment de pes.

Quan s'arribi al distribuïdor tallarem el tub, preferiblement amb tisores per plàstics, deixant suficient quantitat per poder fer la connexió còmodament en el col·lector de retorn. Existeixen corbes guia rígides, en el interior de les quals s'introdueix la canonada per que agafi la forma ascendent cap al distribuïdor; una alternativa econòmica al colze guia és la utilització de funda corrugada de canalització elèctrica d'alta resistència. Tant la corba guia com la funda protegeixen el tub de fregaments provocats per la dilatació i contracció de la llosa de morter.

La unió del tub als distribuïdors es farà amb ràcords d'ajust a compressió amb femella boja. La fixació d'aquesta femella no es farà amb massa força, ja que podríem tallar el tub amb l'anell de compressió. Quan la instal·lació es provi, si alguna de les unions donés alguna fuga, apratariem la femella fins que desapareixés el goteig.

Si durant la operació de muntatge del tub hagués de creuar algun envà, el faríem passar per l'interior d'una vaina col·locada en el forat de l'envà, ja que el fregament del tub per dilatació i contracció podria produir la ruptura d'aquest. S'ha d'envainar també el tub al passar a través de juntes de dilatació de qualsevol tipus. També s'ha d'envainar quan ens trobem amb algun escaló.

Cal dir que si tenim una estància amb dos altures és convenient haver previst dos circuits, un per cada nivell. Si això no fos així, haurem de portar el tub des del distribuïdor a la altura del nivell superior, estenent-lo primer per aquest i llavors pel nivell més baix i tornar al distribuïdor. Això evita l'acumulació d'aire en els circuits.

Neteja i prova de pressió. Protecció contra gelades

Prèviament a la prova d'estanqueïtat de les canonades i unions realitzades, amb els circuits aïllats perquè tenim les vàlvules tancades, s'efectuarà una neteja de les conduccions generals amb aigua de xarxa de la manera descrita en el RITE. A continuació es realitzarà la prova de pressió, que resulta imprescindible, ja que és la única garantia per l'instal·lador i l'usuari de que la instal·lació és absolutament estanca i de que no existiran problemes deguts a fugues en les canonades generals i els tubs del terra. Les condicions de prova han de ser més dures que les de treball.

La IT 2.2.2 exigeix provar les instal·lacions a una pressió en fred equivalent com a mínim a una vegada i mitja la de treball, amb un mínim de 6 bar. Acabada la inspecció de les canonades generals i dels elements i vàlvules hidràuliques s'obriran els circuits un a un, introduint l'aigua per un col·lector del distribuïdor i, per evitar la formació de bombolles en el interior del circuit, deixant sortir l'aire i l'aigua per una aixeta de buidat oberta prèviament en l'altre col·lector, i al que se li haurà connectat una canonada que enviarà aquesta aigua en una zona d'evacuació per no inundar el terra. Una vegada que no s'observen bombolles d'aire en el circuit es tanca l'aixeta de buidat i es tanquen les dos vàlvules del circuit. Es torna a obrir l'aixeta de buidat del següent circuit i es procedeix al seu ompliment. Quan estiguin plens tots els circuits es donarà pressió a tota la instal·lació, segons l'establert per la normativa i es tornarà a inspeccionar la instal·lació. S'ha de deixar la instal·lació a pressió de prova mentre es cobreixen els tubs amb la mescla de morter.

En llocs on les temperatures poden baixar dels 0ºC es convenient prevenir la contingència, a l'hivern, de que l'aigua es congeli en les canonades, augmentant el volum i provocant ruptures. Això ho podem fer afegint anticongelant a la instal·lació. En la taula següent es pot veure la quantitat d'anticongelant per metre de tub instal·lat que s'ha de posar per protegir contra diferents temperatures per sota dels 0ºC.

Litres d'anticongelant per metre lineal		
T_e en ºC	d_{16}	d_{20}
-5	0,024	0,03
-10	0,04	0,05
-15	0,05	0,07
-20	0,06	0,08
-25	0,07	0,09

Taula C.18. Quantitat d'anticongelant per protegir contra glaçades

Provada la instal·lació és convenient que no es tinguin els tubs descoberts durant gaire temps. Caminar sobre ells, ensopegar, moure carretilles de mà o treballar amb eines pesades que puguin caure al cim són causes de deteriorament accidental dels tubs i dels circuits que s'ha d'evitar.

Preparació i aplicació del morter

Els tubs s'han de cobrir amb una capa de morter de com a mínim 3,5 cm d'espessor per sobre de la generatriu superior del tub. La mescla de ciment i sorra del morter és imprescindible afegir-hi un additiu especial. Per la preparació del morter s'ha de tenir en compte les següents consideracions:

- L'àrid (sorra o grava) ha de ser d'un diàmetre tal que permeti que la massa s'introdueixi bé entre el tub i l'aïllament, envoltant el tub en la seva totalitat. Per facilitar-ho, les planxes d'aïllament base solen incorporar unes estries o sortints de recolzament perquè el tub quedi retirat uns mil·límetre de la base. És suficient sorra de menys de 5mm de diàmetre de gra.
- L'additiu és un líquid especial que millora les característiques de fluïdesa del morter fresc; és un plastificant o fluïdificant.
- L'additiu no ha de ser airejant per que no apareixin bombolles que amb el fraguat quedin atrapades en l'interior del morter, amb la conseqüent pèrdua de conductivitat i de capacitat calorífica.
- L'additiu ha de millorar la resistència a la compressió del morter.
- No interessa afegir accelerants del fraguat per evitar l'aparició d'esquerdes de retracció, que podrien provocar traccions en els tubs. Les esquerdes del forjat per la reacció química inicial de fraguat són menys importants. Si apareixen esquerdes durant el fraguat, aquestes es poden emplenar amb morter ric en ciment, o morter especial per esquerdes.

- Si l'additiu actua com a retardant del fraguat això produeix menor augment de temperatura, propi de les reaccions químiques d'hidratació, i disminueix la probabilitat d'aparició d'esquerdes.
- No s'ha d'utilitzar ciments de fraguat ràpid.

La proporció dels tres components, ciment, àrid i additiu ha de ser dictada per un tècnic competent o pel fabricant de l'additiu; sol estar al voltant de ½ litre d'additiu fluïdificant per cada 50kg de ciment.

Quan s'apliqui el morter, els tubs estaran plens d'aigua i amb una pressió de 3kg/cm². Aquesta pressió es mantindrà fins a l'acabat del terra.

En quan a la manera d'escampar la mescla s'ha de realitzar buidant-la en direcció longitudinal als tubs. Per transportar les càrregues amb carretilles per sobre del terra amb aïllament i tubs s'han de disposar tablers de fusta, o d'algun altre material, per no fer malbé i aixecar els tubs, ni deformar els aïllaments base. Pot aplicar-se una primera capa per cobrir els tubs, amb el que queden protegits i se pot seguir realitzant aquesta feina a l'obra, posteriorment s'aplicarà la capa fins completar el nivell per col·locar el paviment. Si és necessari, s'acabarà amb una capa fina de ciment pobre en sorra per lliscar i posteriorment solar. Una altra manera de fer-ho seria aprofitant la segona capa de la mescla per col·locar directament la solera. La llosa de morter ha de respectar les juntes de dilatació, les que divideixen la superfície en porcions de 40 m^2, les que separen les habitacions unes de les altres o de passadissos i les proies de l'edifici. Si la llosa de morter fos molt gruixuda, per tenir una estància amb dos nivells de terra, per augmentar la resistència al trencament o a la deformació per el pes s'utilitzarà a la capa superior que no està amb contacte amb el tub, un mallasso electrosoldat o tela de galliner com a component estructural.

Quan el morter s'aplica en llocs i temporada d'hivern, en obra oberta, pot existir risc de congelació de l'aigua, amb la conseqüent trencament de la llosa per temperatures sota zero. Per protegir-lo es cobreix amb mantes de polietilè.

Una vegada aplicat el morter, no s'ha de trepitjar en tres dies, no suportarà càrregues al menys durant tres setmanes i no es pavimentarà abans de que hagin passat quatre setmanes, tot això per prescripció de les cases comercials o atenent al que digui el director d'obra.

L'operació de pavimentació ha de fer-se amb la diligència i les garanties de qualitat adequades, ja que si aquest treball no es fa correctament poden aparèixer lloses aixecades i trencades, fet que no té res a veure amb el sistema radiant i les seves condicions de treball.

Posta en marxa

Abans de posar en marxa la instal·lació és necessari que hagin transcorregut al mínim de quatre setmanes des de l'aplicació del morter. S'haurà de seguir els següents passos:

1. Si els circuits hidràulics generals no estan nets, o es varen netejar abans de la prova de pressió i es va tornar a treballa amb ells posteriorment, el primer que es farà, comprovant que les vàlvules dels circuits estan tancades, és realitzarà un buidat i neteja de les canonades generals i en cas de tenir-ne, dels filtres de les bombes i els demés elements de la instal·lació.
2. Omplir la instal·lació fins a la pressió de funcionament. Aquesta pressió amb aigua freda ha d'estar entre 1 i 2 kg/cm2, un dèficit de pressió pot provocar problemes de cavitació en els rodets de les bombes a formar-se en la aspiració bombolles d'aire, que xoquen contra els àlabs malmetent-los. Una vegada omplert el circuit hidràulic general s'obriran les vàlvules dels circuits que han de tenir l'aigua de prova de pressió. Si faltés pressió s'augmentaria i si en sobrés s'eliminarà obrint una de les vàlvules de buidat. La línia d'emplenat de la instal·lació ha d'incloure com a mínim d'una clau de pas i d'una vàlvula de retenció o antiretorn. Pròxim a la clau de per omplir hem de tenir un manòmetre per controlar la pressió de emplenat. El manòmetre sol col·locar-se juntament a la vàlvula de seguretat i el vas d'expansió. Les calderes de gas i els grups tèrmics de gas-oil solen portar incorporats aquests elements.
3. Comprovar el perfecte purgat del circuit. Es realitza millor amb les bombes de circulació en funcionament. Si durant la purga automàtica o manual es perd pressió s'hauria de tornar a la inicial.
4. Posar en marxa la calefacció sense regulació de temperatura d'anada, fixant aquesta a 25ºC, bé en el termòstat de generador o mitjançant la fixació de la posició de la vàlvula de mescla. S'ha de mantenir funcionant amb aquest règim uns 2 o 3 dies. No oblidar que la regulació del sistema per temperatura ambient, en cas d'existir, ha d'estar activada.
5. Una vegada en marxa la instal·lació es farà un preajust dels detentors de regulació de cabal dels circuits. Per tant, s'obren tots completament, i comptarem el número de voltes total des de que estiguin tancats fins que estan oberts al màxim. El circuit amb més superfície es deixarà obert al màxim, la resta de circuits es tancaran un número de voltes proporcional a la seva superfície en relació a la del circuit patró, això és:

$$n^o \text{ de voltes d'obertura de circuit } n = n^o \text{ de voltes total } x \frac{S_{circuit\ major}}{S_{cn}} \qquad \text{(Eq.82)}$$

6. Transcorregut el període inicial es farà funcionar la instal·lació en règim de regulació i control normal, però augmentant el límit de temperatura d'anada als circuits en 5ºC per dia, fins a arribar a la màxima prevista en el projectes (habitualment entre 45 a 50ºC).
7. Es procedirà al ajust de corbes de treball de la centraleta, dels termòstats d'ambient, dels programadors horaris de temperatures ambient segons els períodes del dia, etc. A efectes de programació horària, una dada important a conèixer seria el retràs de la ona tèrmica des de que comença a augmentar la temperatura de l'aigua dels tubs fins al moment que es noti aquest en la superfície del terra. Per això podem utilitzar la següent expressió, que d'una manera bastant aproximada ens indica el temps de retràs de la calefacció degut a la inèrcia del sistema. Aquest temps ens suggereix també la antelació amb que hem de canviar les consignes de temperatura o amb la que hem de desconnectar el generador, si a una hora donada volem varia la sensació tèrmica o apagar la calefacció o el refrescament. Aquesta expressió no serveix quan el material del paviment és fusta, plàstic, moqueta o qualsevol altre amb característiques aïllants.

$$\phi = \frac{e}{2}\sqrt{\frac{T}{7.85 \cdot 10^{-3}}} \qquad \text{(Eq.83)}$$

On tenim:

Φ: és el retrà en hores de la ona tèrmica

e: la suma dels espessors de la capa de morter i de la solera en metres

T: període en hores entre l'apagada i la posta en marxa de la instal·lació, o entre la variació de les consignes de temperatura ambient.

Amb aquestes operacions s'ha completat la posta en marxa del sistema, a continuació s'haurà de procedir a un ajust fi del mateix mitjançant l'actuació sobre els mecanismes de regulació i control. Durant la posta en marxa, i especialment en obra nova en la que els materials de construcció contenen molta humitat, poden produir-se vapors, i per tant s'hauria de tenir l'interior de l'edifici ventilat. Això influeix en la sensació tèrmica i en la temperatura ambient dels locals, ja que part del calor cedit pel terra s'inverteix en el secat de l'edifici com calor latent de vaporització.

Ajust de circuits

Abans de procedir a l'equilibri definitiu dels circuits és necessari que l'obra estigui seca. Els circuits presenten diferents longituds de tub, depenent de la superfície de cada habitació i de la distància de separació entre tubs. Durant la posta en marxa s'ha tingut en compte només la superfície ocupada pels circuits, però no el fet de que aquests estiguin alimentats per distribuïdors als que els hi arribarà amb major o menor facilitat el cabal impulsat per la bomba, ni tampoc el fet de que a cada circuit té diferent quantitat de metres de tub i transporta el calor a les zones amb diferents necessitats tèrmiques. Per tant és necessari un equilibrat tèrmic més precís.

En distribuïdors o sistemes en els que només es coneix la temperatura d'anada, el primer ajust sobre els detentors s'ha explicat en l'apartat anterior. Després, segons els comentaris dels usuaris relatius a les seves sensacions tèrmiques, o bé mesurant temperatures en la superfície de cada habitació, es tanquen o obren els detentors segons que unes habitacions s'escalfin més o menys que altres. Quan el distribuïdor incorpora termòmetres en cada retorn dels circuits, o si es disposa de termòmetre de contacte fiable, i una vegada que la instal·lació estigui en regim, una forma per equilibrar la temperatura mitja de tots ells és la següent:

- Es realitza una lectura de la temperatura de retorn de cada circuit i tanquem progressivament els detentors dels que tenen una temperatura més elevada, fins a igualar la temperatura de retorn de tots ells. D'aquesta manera s'actua variant el cabal que va a cada habitació i s'aconsegueix temperatures molt similars en totes elles. En

una posterior regulació es podria mesurar la temperatura ambient de cada habitació i obrir els detentors de les estàncies més fredes i tancar els de les més calentes.

En qualsevol cas la manera millor per equilibrar hidràulica i tèrmicament una instal·lació és conèixer la temperatura d'anada, les temperatures de retorn per cada circuit i el cabal que circula per cada un d'ells. El distribuïdor ha d'incorporar un termòmetre a l'anada, un en el retorn per cada circuit i un cabalímetre per circuit. Sabent que:

$$C = \frac{q}{T_{anada} - T_{retorn}} \qquad \text{(Eq.84)}$$

Actuant sobre els detentors es varia el cabal *C (l/h)*, i per tant la temperatura de retorn T_{retorn}, de manera que modifiquem la potència d'emissió per metre quadrat de superfície de terra. Com que segons el nostre càlcul de la instal·lació coneixem la potència $q\ (W/m^2)$, que s'ha de cedir en cada habitació, ajustem els detentors per que es compleixi l'expressió anterior. S'ha de tenir en compte que la actuació sobre un circuit afecte al cabal de pas dels altres, per tant les actuacions han de ser reiteratives i en cap cas brusques.

Banys	Menjadors i dormitoris	Passadissos i distribuïdors	Sales d'estar	Cuines
22 a 24	18 a 20	18	20 a 22	18

Taula C.19. Temperatures de l'aire ambient en ºC recomanades per diferents estàncies en sistemes de calefacció radiant.

Si no s'aconseguís de cap manera la temperatura desitjada en les habitacions, la opció que tindríem seria augmentar la temperatura d'anada actuant sobre la centraleta de regulació o sobre el termòstat d'anada, sempre i quan no es sobrepassi el valor dels 55ºC. Per aquest motiu s'ha de realitzar el càlcul de la instal·lació per temperatures de treball inferior, i així tindrem sempre un marge de maniobra per augmentar les temperatures de les estàncies. Una altra manera d'intentar solucionar el problema, seria substituir la bomba i augmentar el cabal de la instal·lació per una mateixa temperatura d'anada.

En sistemes que han de funcionar a l'estiu i a l'hivern, els ajustos definitius els farem amb el sistema en situació de refrescament, per ser aquest el més crític. Si fos necessari la calefacció es regularia actuant sobre els termòstats i programadors d'ambient i/o sobre les corbes de la centraleta.

Control de funcionament

Una vegada que la instal·lació estigui equilibrada, pot passar que els residents vulguin segons les seves necessitats augmentar o disminuir el calor de les diferents zones, o inclòs decideixin el tall d'alguna de les estàncies. Per això, a part del control general que pot portar una

centraleta o un programador d'ambient, les vàlvules de pas muntades en el col·lector d'anada permet actuar manualment sobre els diferents circuits i habitacions, baixant el nivell de calefacció o fins i tot tallant-la. També el sistema pot incorporar mecanismes de control de la temperatura ambient amb accés a la manipulació dels usuaris, que actuïn de manera automàtica sobre la parada o la posta en marxa dels generadors, sobre l'obertura o tancament dels circuits o conjunt de circuits, sobre l'arrencada i parada de les bombes que serveixin en zones concretes, sobre electrovàlvules de dos i tres vies que permetin o impedeixin el pas del fluid als distribuïdors, etc.

Els diferents fabricants ofereixen varies possibilitats de regulació automàtica, que ja s'han descrit en l'apartat de control i funcionament del capítol C.6.12.