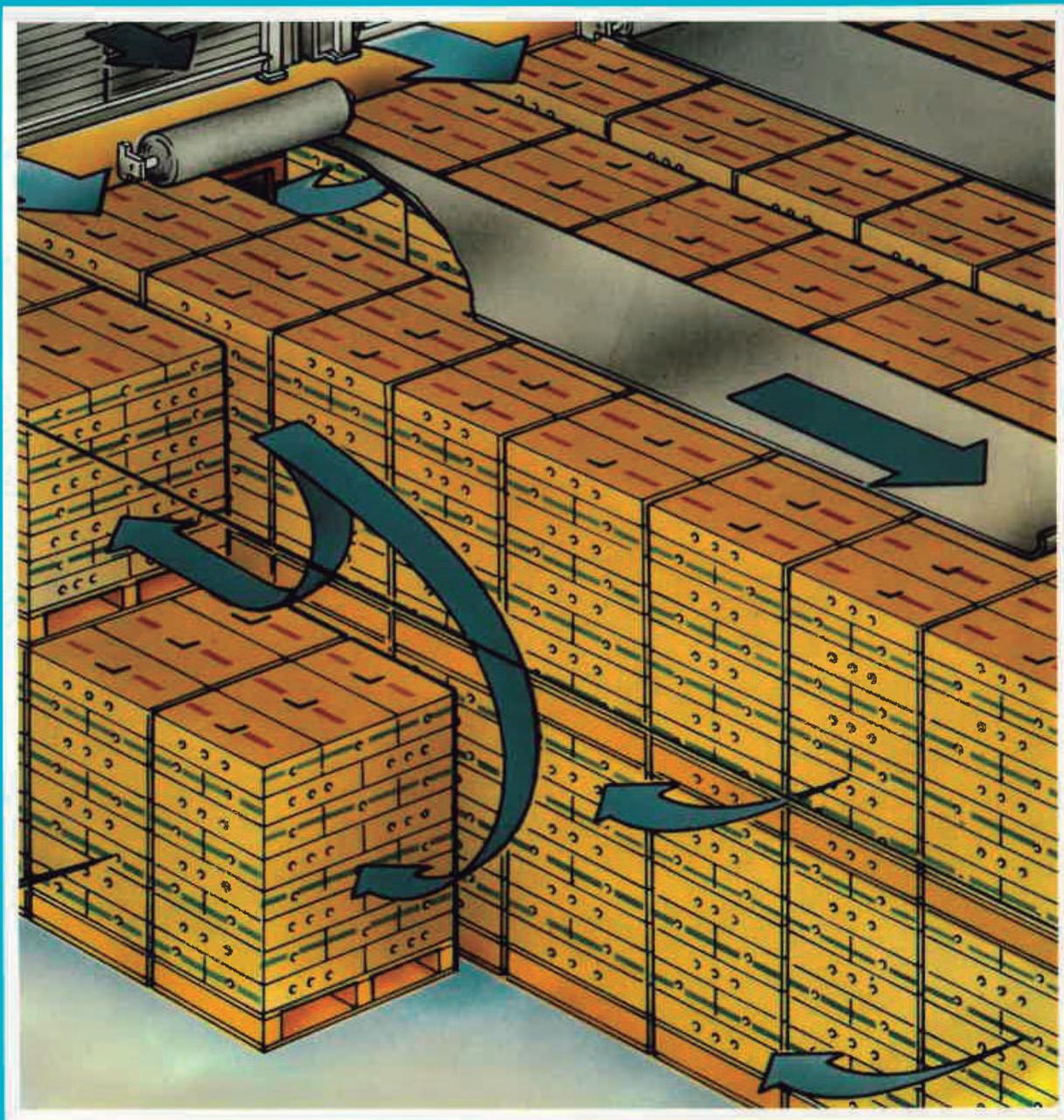


AISLAMIENTO, CÁLCULO Y CONSTRUCCIÓN DE CÁMARAS FRIGORÍFICAS

P. Melgarejo



A. MADRID VICENTE, EDICIONES

A mi esposa.

Foto de la portada por cortesía de GRENCO.

Edita:

A. MADRID VICENTE, EDICIONES
Almansa 94 - 28040 - MADRID (España)
Teléfono 533 69 26 - Fax 553 02 86

Imprime: IRAGRA, S.A., Bardala, 20, 28029 Madrid
ISBN: 84-87440-67-3. Año 1995
Depósito Legal: M-15078-1995

Queda prohibida la reproducción total o parcial de este libro

AISLAMIENTO, CÁLCULO Y CONSTRUCCIÓN DE CÁMARAS FRIGORÍFICAS

Autor: PABLO MELGAREJO MORENO

Dr. Ingeniero Agrónomo

Escuela Politécnica Superior de Orihuela

Universidad Politécnica de Valencia

Primera edición, 1995



A. MADRID VICENTE, EDICIONES

Calle Almansa, 94 - 28040 - MADRID (ESPAÑA-SPAIN)

ÍNDICE

CAPÍTULO 1. Aislamiento térmico en instalaciones frigoríficas: Materiales aislantes.	13
1. INTRODUCCIÓN.	13
2. MATERIALES AISLANTES.	14
2.1. Objetivos.	14
2.2. Aspectos a considerar.	14
2.3. Características de los aislantes.	15
2.4. Clasificación de aislantes.	16
2.5. Subdivisión y formas de aislantes (UNE 100-171-89).	17
2.6. Aplicaciones.	18
3. FABRICACIÓN DE AISLANTES.	20
3.1. Corcho.	20
3.2. Poliestireno expandido.	21
3.2.1. Fabricación por moldeo.	21
3.2.2. Fabricación por proceso continuo.	22
3.3. Espuma de poliuretano.	24
 CAPÍTULO 2. Transmisión de calor.	 27
1. FORMAS DE TRANSMISIÓN DE CALOR.	27
1.1. Transmisión de calor por conducción.	27
1.1.1. Transmisión de calor por conducción en régimen es- tacionario.	28
1.1.1.1. Pared plana homogénea.	30
1.1.1.2. Pared plana heterogénea.	32
1.1.1.3. Pared cilíndrica homogénea.	33
1.1.1.4. Pared cilíndrica heterogénea.	35
1.2. Transmisión de calor por convección.	35
1.3. Transmisión de calor por radiación.	44
2. CÁLCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISIÓN.	47
2.1. Pared plana.	47

2.1.1.	Pared plana homogénea.	47
2.1.2.	Pared plana heterogénea.	54
2.2.	Pared cilíndrica.	56
2.2.1.	Pared cilíndrica homogénea.	56
2.2.2.	Pared cilíndrica heterogénea.	57
3.	TABLAS PARA EL CÁLCULO DE h_e Y h_i ($h = \alpha_c + \alpha_R$).	70
3.1.	Cálculo de h_i y de h_e ($h = \alpha_c + \alpha_R$): Convección forzada en cerramientos verticales y techos para una longitud de la pared en la dirección del viento = 6 m y $Q = 9,28 \text{ W/m}^2$	71
3.2.	Cálculo de h_i y de h_e ($h = \alpha_c + \alpha_R$): Convección forzada en cerramientos verticales y techos para una longitud de la pared en la dirección del viento = 10 m y $Q = 9,28 \text{ W/m}^2$	72
3.3.	Cálculo de h_i y de h_e ($h = \alpha_c + \alpha_R$): Convección forzada en cerramientos verticales y techos para una longitud de la pared en la dirección del viento = 6 m y $Q = 6,96 \text{ W/m}^2$	73
3.4.	Cálculo de h_i y de h_e ($h = \alpha_c + \alpha_R$): Convección forzada en cerramientos verticales y techos para una longitud de la pared en la dirección del viento = 10 m y $Q = 6,96 \text{ W/m}^2$	74
3.5.	Cálculo de h_i y de h_e ($h = \alpha_c + \alpha_R$): Convección natural en cerramientos verticales para una longitud de la pared en la dirección del viento = cualquiera, $Q = 6,96 \text{ W/m}^2$ y $Q = 9,28 \text{ W/m}^2$	75
3.6.	Cálculo de h_i y de h_e ($h = \alpha_c + \alpha_R$): Convección natural en suelos: flujo ascendente.	76
3.7.	Cálculo de h_i y de h_e ($h = \alpha_c + \alpha_R$): Convección natural en techos: flujo descendente.	77

CAPÍTULO 3. Cálculo práctico de aislamientos en instalaciones frigoríficas. 79

1.	CÁLCULO DEL AISLAMIENTO EN SUPERFICIES PLANAS. .	79
1.1.	Cerramientos simples u homogéneos y cerramientos compuestos.	79
1.1.1.	Cálculo del flujo de calor.	79
1.1.2.	Cálculo del coeficiente global de transmisión de calor.	79
1.1.3.	Calculo de los coeficientes superficiales de transmisión de calor.	83
1.2.	Cálculo del espesor de aislante fijando el flujo de calor máximo permitido.	85
1.3.	Cálculo de las temperaturas superficiales exterior e interior. ..	88

1.4.	Cálculo del espesor de aislamiento fijada la temperatura superficial exterior.	91
1.5.	Condensaciones en cerramientos.	91
1.5.1.	Temperatura de rocío.	92
1.5.2.	Cálculo de la temperatura de rocío.	96
1.5.3.	Eliminación del riesgo de condensación superficial por mejora del aislamiento térmico del cerramiento.	100
1.5.4.	Difusión del vapor de agua en un cerramiento.	102
1.6.	Tablas de resistividades y resistencia de distintos materiales al vapor de agua.	104
1.7.	Tablas de conductividad y resistencia térmicas de algunos materiales constructivos y aislantes.	106
1.8.	Cálculo del espesor económico de aislante.	116
1.9.	Ábacos para el cálculo de aislantes en cerramientos planos.	119
2.	CÁLCULO DEL AISLAMIENTO EN SUPERFICIES CILÍNDRICAS: TUBERÍAS.	162
2.1.	Consideraciones previas.	162
2.2.	Aislamiento homogéneo o simple.	162
2.2.1.	Cálculo del flujo de calor.	162
2.2.2.	Cálculo de los coeficientes superficiales de transmisión de calor.	164
2.2.3.	Cálculo del espesor de aislante fijado el flujo de calor máximo permitido.	165
2.2.4.	Cálculo de la temperatura superficial exterior.	168
2.2.5.	Cálculo del espesor de aislante fijada la temperatura superficial exterior.	169
2.3.	Condensaciones.	169
2.3.1.	Temperatura de rocío.	169
2.3.2.	Cálculo de la temperatura de rocío.	170
2.3.3.	Difusión del vapor de agua en el cerramiento.	170
2.4.	Cálculo del espesor económico de aislante.	170
 CAPÍTULO 4. Reglamentos y normas aplicables a los aislamientos.		177
1.	INTRODUCCIÓN.	177
2.	NORMAS Y REGLAMENTOS.	179
2.1.	Reglamento de seguridad para plantas e instalaciones frigoríficas.	179

2.1.1.	MI-IF-005: Materiales empleados en la construcción de equipos frigoríficos.	179
2.1.2.	MI-IF-006: Maquinaria frigorífica y accesorios.	182
2.1.3.	MI-IF-011: Cámaras de atmósfera artificial.	183
2.1.4.	Orden de 23-11-94, por la que se adaptan al progreso técnico las instrucciones técnicas complementarias MI-IF002, MI-IF004, MI-IF009 y MI-IF010 del Reglamento de Seguridad para Plantas e Instalaciones Frigoríficas (<i>BOE</i> n.º 288, de 2-12-94)	187
2.2.	Norma básica de la edificación (NBE-CT-79).	196
2.2.1.	Condiciones básicas exigibles a los materiales empleados para aislamiento térmico.	196
2.2.1.1.	Conductividad térmica.	196
2.2.1.2.	Densidad aparente.	196
2.2.1.3.	Permeabilidad al vapor de agua.	197
2.2.1.4.	Absorción de agua por volumen.	197
2.2.1.5.	Otras propiedades.	198
2.2.1.6.	Presentación, medidas y tolerancias.	198
2.2.1.7.	Garantía de las características.	198
2.2.2.	Control, recepción y ensayos de materiales aislantes.	199
2.2.2.1.	Suministro de los materiales aislantes.	199
2.2.2.2.	Materiales con Sello o Marca de Calidad.	199
2.2.2.3.	Composición de las unidades de inspección.	200
2.2.2.4.	Toma de muestras.	200
2.2.2.5.	Normas de ensayo.	200
2.3.	IT.IC.19: Aislamiento térmico de instalaciones.	203
2.3.1.	Generalidades.	203
2.3.2.	Dimensionamiento.	204
2.3.2.1.	Instalaciones con fluidos calientes.	204
2.3.2.2.	Instalaciones con fluidos fríos.	205
2.3.2.3.	Temperaturas máxima y mínima.	207
2.3.2.4.	Materiales.	208
2.3.2.5.	Colocación.	208
	2.3.2.5.1. Aislamiento térmico de tuberías y accesorios.	211
	2.3.2.5.2. Aislamiento térmico en redes enterradas.	212
	2.3.2.5.3. Aislamiento térmico de conductos.	212

CAPÍTULO 5. Construcción de cámaras frigoríficas. 213

1. INTRODUCCIÓN. 213

2.	LEGISLACIÓN.	213
2.1.	Reglamentación Técnico-Sanitaria sobre las condiciones generales de almacenamiento frigorífico de alimentos y productos alimentarios.	215
3.	ELEMENTOS BÁSICOS Y AUXILIARES.	217
3.1.	Aislamiento.	217
3.1.1.	Aislamiento de cerramientos constituidos por elementos de fábrica.	218
3.1.2.	Aislamiento con paneles prefabricados.	221
3.2.	Barreras antivapor.	226
3.2.1.	Consideraciones previas: Temperaturas y presiones de vapor de agua.	226
3.2.2.	Barreras antivapor, características y materiales.	230
3.2.2.1.	Características.	230
3.2.2.2.	Materiales.	230
3.3.	Revestimientos.	233
3.3.1.	Paredes.	233
3.3.2.	Suelos.	234
3.3.3.	Techos.	237
3.4.	Válvulas de equilibrado de presiones.	237
3.5.	Puertas.	241
3.5.1.	Tipos de puertas según el modo de apertura.	243
3.5.2.	Tipos de puertas según el material constructivo.	246
3.5.3.	Resistencias de calentamiento.	246
3.5.4.	Apertura de puertas.	248
3.6.	Prevención de congelación del suelo.	250
3.7.	Desagües.	252
3.8.	Ventanas para renovación del aire.	252
4.	TIPOS DE CONSTRUCCIONES EN LOS RECINTOS FRIGORÍFICOS.	256
4.1.	Tipos de construcciones.	259
 CAPÍTULO 6. Reglamentación técnico-sanitaria sobre las condiciones generales de almacenamiento frigorífico de alimentos (R.D. 168/1985, de 6 de febrero).		 263
1.	TÍTULO PRELIMINAR: Objeto y ámbito de aplicación.	263
2.	TÍTULO PRIMERO: Definiciones y denominaciones.	264

3. TÍTULO SEGUNDO: Condiciones de los establecimientos y del material.	269
4. TÍTULO TERCERO: Requisitos del funcionamiento y prohibiciones.	275
5. TÍTULO CUARTO: Requisitos del personal.	283
6. TÍTULO QUINTO: Competencias y régimen de instalación.	284
7. TÍTULO SEXTO: Responsabilidades, inspecciones y régimen sancionador.	285
8. TÍTULO SÉPTIMO: Toma de muestras.	286

CAPÍTULO 7. Cálculo del balance térmico de una instalación frigorífica. 287

1. INTRODUCCIÓN.	287
2. CÁLCULO DEL BALANCE TÉRMICO.	289
2.1. Cálculo de las pérdidas por transmisión: Q1.	289
2.2. Cálculo de las pérdidas por enfriamiento y/o congelación: Q2.	296
2.3. Cálculo de las necesidades por conservación: Q3.	306
2.4. Cálculo de las necesidades por renovación de aire: Q4.	308
2.5. Cálculo de las necesidades por calor desprendido por los ventiladores: Q5.	313
2.6. Cálculo de las necesidades debidas al calor desprendido por las personas: Q6.	319
2.7. Cálculo de las necesidades por iluminación: Q7.	320
2.8. Cálculo de las necesidades por servicio: Q8.	321
2.9. Necesidades totales (carga térmica total): NT.	323
3. TABLAS DE INTERÉS PARA EL CÁLCULO DEL BALANCE TÉRMICO.	326

CAPÍTULO 8. Aplicaciones informáticas para el cálculo de aislamientos y del balance térmico en cámaras frigoríficas. 341

1. INTRODUCCIÓN.	341
2. CÁLCULO DE AISLAMIENTOS.	343
2.1. Cálculo del espesor de aislante fijando el flujo de calor máximo permitido a través de un cerramiento plano compuesto.	343

2.1.1.	Programa en qbasic para el cálculo del espesor de aislante (e) en cerramientos compuestos	345
2.1.2.	Ejemplo	350
2.2.	Cálculo del espesor de aislante en tuberías fijado el flujo de calor (q)	352
2.2.1.	Programa en qbasic para el cálculo del espesor de aislante (e) en tuberías fijado el flujo de calor (q) ...	354
2.2.2.	Ejemplo	357
3.	CÁLCULO DEL BALANCE TÉRMICO	357
3.1.	Estadillos de datos para el cálculo de cámaras frigoríficas de refrigeración, congelación y conservación de congelados ...	358
3.2.	Programa en qbasic para el cálculo de las necesidades frigoríficas de una cámara de refrigeración	362
3.3.	Ejemplo	366
	BIBLIOGRAFÍA	371
	NOMENCLATURA, UNIDADES Y EQUIVALENCIAS.	373
	ÍNDICE DE FOTOGRAFÍAS	379

CAPITULO 1

Aislamiento térmico en instalaciones frigoríficas: Materiales aislantes

1. INTRODUCCIÓN

La producción de frío, que garantiza una temperatura adecuada, para la conservación de productos tiene un coste económico, que es superior a medida que la temperatura de conservación del producto es más baja. La obtención de esta temperatura, junto con las adecuadas humedad y composición gaseosa del ambiente, son determinantes en el caso de productos perecederos, por lo que la industria frigorífica ha alcanzado un gran desarrollo y aplicación en la industria agroalimentaria. El control de estas condiciones de temperatura, humedad y composición gaseosa no se comprende sin el uso de las instalaciones frigoríficas ni del material aislante más adecuado.

Los materiales aislantes (malos conductores del calor) utilizados en la industria frigorífica presentan la característica común de estar constituidos por multitud de celdillas o células que contienen aire u otros gases, en reposo, en su interior, con un coeficiente de conductividad muy bajo. En algunos materiales como el corcho o el algodón, el aire se encuentra en sus células de manera natural mientras que en otros como en la fibra de vidrio ha quedado en su interior durante el proceso de fabricación; otros gases como el CO₂, R-11 o R-113 se incorporan durante la expansión. La higroscopicidad del material aislante es una de sus características importantes ya que el agua tiene un coeficiente de conductividad muy superior al del aire seco y otros gases inertes utilizados en la fabricación de aislantes, por lo que el vapor de agua, si es capaz de penetrar en las celdillas

del aislante provocará una disminución del poder aislante del material, al tiempo que aumentará su peso específico.

2. MATERIALES AISLANTES

2.1. Objetivos

Los objetivos fundamentales de los materiales aislantes en las instalaciones frigoríficas, además de cumplir con la legislación, son:

— Facilitar el mantenimiento de la temperatura adecuada en el interior de los recintos o tuberías aislados, ajustando las pérdidas de calor a unos valores prefijados por unidad de superficie o de longitud y evitar las condensaciones.

— Obtener un ahorro energético con un espesor económico óptimo.

2.2. Aspectos a considerar

Algunos aspectos como son la resistencia a la compresión del material aislante, su coeficiente de conductividad térmica, su permeabilidad al vapor de agua, su inflamabilidad, su acabado exterior, su posibilidad de variación de dimensiones, su peso específico, la temperatura admisible para su uso, su posible prohibición desde el punto de vista sanitario, etc., deberán tenerse en cuenta por el ingeniero proyectista.

Otros aspectos como el establecimiento de barreras antivapor adecuadas, cámaras de aireación u otros sistemas equivalentes cuando sea necesario y la eliminación de los posibles puentes térmicos que pudieran crearse, también requerirán un estudio esmerado y un control detallado durante la ejecución de la obra.

2.3. Características de los aislantes.

De entre los materiales aislantes existentes en el mercado, no todos pueden ser utilizados para el aislamiento de instalaciones frigoríficas; a estos se les exige, como cualidades más importantes las siguientes, que deben mantener en el tiempo:

- Baja conductividad térmica.
- Muy poco higroscópico. Es una de las características más importantes.
- Imputrescible.
- Inatacable por los roedores.
- Inodoro y ausencia de fijación de olores.
- Incombustible.
- Neutro químicamente frente a otros materiales utilizados en la construcción y frente a fluidos con los que deba estar en contacto.
- Plástico, adaptándose a las deformaciones de la obra.
- Facilidad de colocación.
- Resistencia a la compresión y a la tracción.

La higroscopicidad es una de las características que hacen inservibles algunos aislantes para su uso en instalaciones frigoríficas. Como ejemplo puede citarse el de una tubería de agua caliente aislada, en la que en su superficie tendremos una temperatura superior a la del ambiente exterior sin riesgo de condensación; sin embargo si por esta tubería circulase un fluido frigorífico frío, el flujo de calor se establece desde el exterior hacia el interior (punto frío) pudiendo existir una diferencia de presiones de vapor entre el ambiente y la superficie de la tubería produciéndose, entonces, la penetración del vapor de agua hacia el interior con el consiguiente riesgo de condensación. Para poner de manifiesto la importancia de la higroscopicidad en un aislante, Rapin (1 984) expone los valores que alcanza el coeficiente de conductividad térmica para el R-11, aire seco, vapor de agua, agua y hielo:

(Kcal /m h °C)

R-11	0'007
Aire seco	0'020
Vapor de agua	0'150
Agua	0'500
Hielo	2'000

2.4. Clasificación de aislantes

a) *Por su origen:*

- Minerales.
- Sintéticos.
- Vegetales.

b) *Por su estructura:*

— Pulvulentos (corcho, diatomeas, kieselguhr, perlitas, vermiculitas).

— Fibrosos (fibra de vidrio, lanas minerales, lanas de escoria, animales y vegetales).

— Espumas (de origen mineral como los hormigones celulares; de origen sintético, con células abiertas y cerradas; y los aglomerantes).

c) *Por su temperatura:*

- Refractarios (más de 800 °C.)
- Semirrefractarios (fibras cerámicas).
- Ordinarios (menos de 800 °C.)

A continuación expondremos la clasificación, según su origen, dada por Margarida (1.984) y Rapin (1.984), en la que básicamente coinciden:

Origen	Reino	Aislantes
Inorgánico	Mineral	Kieselguhr, magnesia, amianto, fibra de vidrio, lana de roca, lana de basalto, vidrio celular o expandido, piedra pómez, vermiculita, perlita, silicato, espuma de vidrio, espumas de urea.
Orgánico Contemporáneo	Vegetal	Corcho (aglomerado, embreado, expandido, fibra de madera, paja, coco, algas, algodón, crin vegetal..
	Animal	Fieltro, lana, seda, crin animal.
Orgánico geológico	Aislantes sintéticos	Espumas de poliestireno (expandido y extruido), espumas de poliuretano, espumas de P.V.C. expandido, espumas de goma o caucho celular, espumas de resinas de fenol, espumas de polietileno.

2.5. Subdivisión y formas de aislantes (UNE 100-171-89)

Los distintos materiales aislantes se subdividen en las siguientes clases:

MIF: Materiales Inorgánicos Fibrosos (lana de roca, fibra de vidrio, amianto), para aplicaciones desde $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ hasta $650\text{ }^{\circ}\text{C}$, según el material.

MIF-f: flexibles, en forma de fieltros o mantas.

MIF-s: semirrígidos, en forma de planchas.

MIF-r: rígidos, en forma de planchas o coquillas.

MIC: Materiales Inorgánicos Celulares (vidrio celular), para aplicaciones desde -50 °C hasta 100 °C, en planchas rígidas.

MIG: Materiales Inorgánicos Granulares (perlita, vermiculita, silicato cálcico).

MIG-b: para aplicaciones de baja temperatura, de 40 a 100 °C (perlita, vermiculita).

MIG-a: para aplicaciones de alta temperatura, hasta 800 °C (silicato cálcico).

MOC: Materiales Orgánicos Celulares (corcho, poliestireno, poliuretano, espumas elastoméricas y fenólicas), para aplicaciones desde -50 °C hasta 100 °C.

MRL: Materiales Reflectantes en Láminas enrollables (aluminio, acero, cobre).

BA: Materiales en láminas para barreras antivapor (polietileno, poliéster, aluminio, papel kraft, pinturas al esmalte, recubrimientos asfálticos).

El uso del material aislante a granel, en forma de borra o burletes, estará limitado a casos específicos, que deberán estar expresamente autorizados.

2.6. Aplicaciones

Los materiales aislantes se aplicarán según la superficie a recubrir y la temperatura del fluido, de acuerdo a lo que se indica a continuación, en orden de preferencia:

— agua fría para usos sanitarios: MOC, MIF + BA;

- agua caliente para usos sanitarios: MIF, MOC;
- agua caliente hasta 50 °C: MIF, MOC;
- agua sobrecalentada, de 101 °C a 200 °C: MIF, MIG-a;
- vapor a baja presión: MIF;
- vapor a media presión: MIF;
- vapor a alta presión: MIF, MIG-a;
- condensado: MIF;
- agua refrigerada: MOC +BA, MIF + BA;
- salmuera o fluido refrigerante: MOC + BA;
- fluido refrigerante a temperatura elevada: MIF, MOC;
- agua caliente y refrigerada (alternativamente): MIF + BA, MOC + BA;
- fluido a temperatura superior a 200 °C: MIG-a, MIF;
- tuberías enterradas: MIG, MIF, MOC (con protección contra inundaciones);
- conductos de aire: MIF-f, MIF-s (con BA cuando el aire sea frío o caliente y frío alternativamente);
- chimeneas: MIF-f, MOC (inyectado), MIG-a.

Para aislamiento interior de conductos rectangulares de chapa véanse las prescripciones de la norma UNE 100-172.

Dada la gran cantidad de aislantes existentes, exponemos a continuación una breve descripción de los más utilizados en las instalaciones frigoríficas, incluyendo al corcho, que aunque prácticamente ya no se usa para este fin, ha sido muy utilizado hasta épocas recientes.

Aislante	Estructura	Peso específico Aprox. (Kg/m ³)	λ (Kcal/h m °C)	Resistividad al v. de H ₂ O (mm Hg m ² día /g cm).	Máx.temp. (°C)
Aglomerado de corcho	celular	110	0'034	0'08	65
Fibra de vidrio	Fibrosa	10-91	0'038-0'031	0'007	250-500
Lana de roca	Fibrosa	30-150	0'036-0'040	0'008-0'009	593-1000

Aislante	Estructura	Peso específico Aprox. (Kg/m ³)	λ (Kcal/h m °C)	Resistividad al v. de H ₂ O (mm Hg m ² día /g cm).	Máx.temp. (°C)
Poliestireno expandido	Celular	10-25	0'049-0'028	0'12-0'22	70
Poliestireno extrusionado	Celular	33	0'024-0'028	0'45-0'90	85
Poliuretano	Celular	32-80	0'020-0'034	0'066-0'166	140
Espuma elastomérica	Celular	60	0'029	41'6	-40 a +105
Coquillas de lana de roca	Fibrosa	110-180	0'036	0'008 - 0'0009	500
Cubretuberías	Fibrosa	110-315	0'038	0'037	120

Los valores expuestos de λ son orientativos y suelen ser adecuados para los cálculos normales, sin embargo como este coeficiente varía con la temperatura, la densidad, la porosidad, etc., se recomienda utilizar la documentación técnica del fabricante o la tabla correspondiente de la NBE-CT-79.

3. FABRICACIÓN DE AISLANTES

A continuación se expone un breve resumen del proceso de fabricación de los aislantes más utilizados en las cámaras frigoríficas.

3.1. Corcho

Es un aislante de origen vegetal, el más antiguo de los utilizados y prácticamente en deshuso en España en la actualidad, a excepción de su utilización en bancadas de compresores y de otras máquinas para reducir la transmisión de vibraciones.

Al principio se utilizaba en placas fabricadas aglomerando este material con aglomerantes orgánicos, más tarde paso a realizarse su aglomerado mediante resina de hulla o carbón y finalmente se ha utilizado en forma de corcho expandido puro. El corcho puro se somete primero a un proceso de molido, se tamiza para obtener granulometrías regulares y posteriormente se deposita sobre moldes metálicos donde se expande hasta el doble de su volumen por caldeo de éstos. Para ello se inyecta vapor a presión y a una temperatura de unos 300°C, formándose alquitrán durante el proceso y obteniéndose una placa de las dimensiones del molde. Los espesores normales están comprendidos entre 2'5 y 20 cm., pudiéndose obtener también en forma de coquillas para el aislamiento de tuberías.

Su densidad suele variar de 110 a 130 Kg / m³, su coeficiente de conductividad térmica suele estar entre 0'034 y 0'035 Kcal/m h °C (0'0395 – 0'0407 W / m K), su resistencia a la rotura está entorno a los 2'2 Kg/cm², quedando limitada su utilización a los 65°C.

En la actualidad todavía pueden encontrarse muchas cámaras que fueron aisladas con este material.

3.2. Poliestireno expandido

Mediante la polimerización de perlas de estireno se obtienen unas perlas blancas de poliestireno expandido que se utilizan para la fabricación de este aislante mediante los procedimientos de moldeo en bloques por vía húmeda y por producción continua por vía seca.

3.2.1. Fabricación por moldeo

Mediante autoclave se polimerizan las perlas de estireno mediante agua y un agente porógeno (pentano), obteniéndose un producto expandible.

La transformación del producto expandible en poliestireno expandido se consigue en varias etapas: se preexpansionan las perlas por acción del vapor, se dejan reposar un tiempo para obtener su estabilización, se introducen en moldes de dimensiones variables (de hasta 5 m. de longitud, de 1'5 m. de ancho y 0'5 m. de espesor), obteniéndose por medio del vapor la expansión final.

Los bloques de poliestireno expandido serán cortados posteriormente en paneles y placas de las dimensiones deseadas.

El producto obtenido suele ser estable entre $-200\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $+85\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Se obtienen distintas densidades de material, desde 10 Kg/m^3 hasta 30 Kg/m^3 , variando asimismo su coeficiente de conductividad térmica que suele ser inferior para los de mayor densidad, entre $0'094$ y $0'028\text{ Kcal/h m }^{\circ}\text{C}$ ($0'057 - 0'032\text{ W/m K}$).

3.2.2. *Fabricación por proceso continuo*

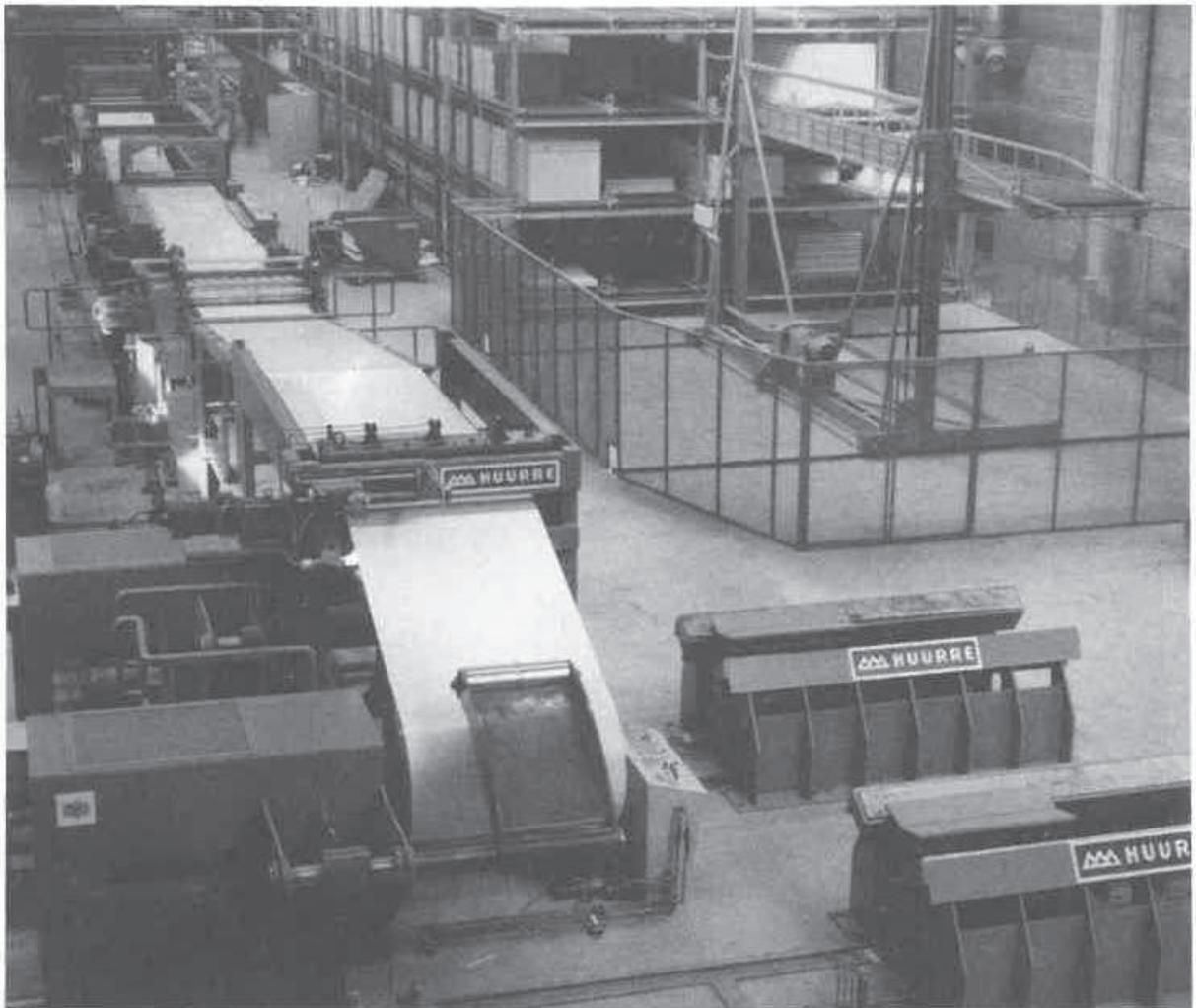
Tiene en común con el procedimiento anterior, la expansión previa de las perlas, la fase de estabilización y la expansión; sin embargo, el método utilizado es distinto. El aglomerado de las perlas expandidas se efectúa después de su paso por aire caliente en dos fases:

1.º Calentamiento previo de las perlas expandidas hasta su reblandecimiento.

2.º Compresión por aglomeración, enfriamiento y nueva compresión hasta llegar al espesor final deseado.

Este procedimiento de fabricación mejora las características finales del producto, como son sus características mecánicas, mejora del coeficiente de conductividad térmica y permeabilidad.

La resistencia mecánica del poliestireno expandido suele variar entre $0'4 - 1'1\text{ Kg/cm}^2$.



**Foto 1. Industria de fabricación de paneles aislantes.
Cortesía de Huurre Ibérica, S.A.**

3.3. Espuma de poliuretano

Se obtiene por la reacción de dos componentes líquidos, isocianato y polioliol, en presencia de catalizadores.

La espuma rígida obtenida, tiene una densidad variable en función del agente utilizado en su hinchado.

Este aislante puede fabricarse en moldes abiertos, obteniéndose bloques que después pueden ser cortados con las medidas deseadas y también puede obtenerse en máquinas "continuas" que permiten obtener placas de gran espesor (50 cm) que se cortan seguidamente, o bien en placas de espesores comerciales revestidas o no con soportes formando barreras antivapor.

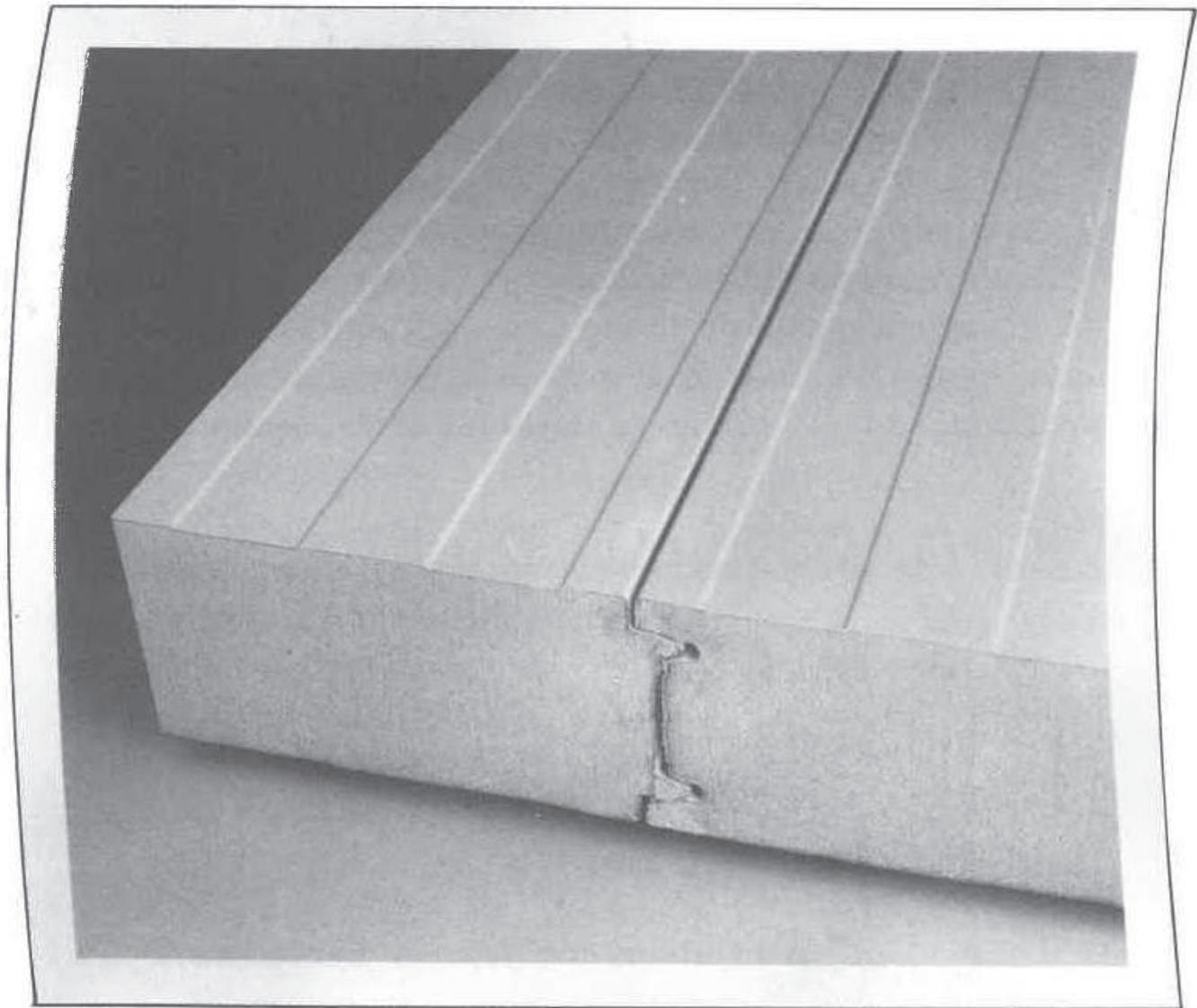
Además de su obtención en fábrica, el poliuretano también puede obtenerse "in situ". Este tipo de fabricación ha sido muy utilizada hasta la fecha, presentando la ventaja añadida de que la expansión puede realizarse en el interior de un molde que se desea aislar.

En la actualidad la competitividad de los paneles prefabricados está reduciendo la obtención de aislamientos mediante espuma de poliuretano proyectado "in situ".

En aplicaciones corrientes suele obtenerse una densidad de 35 -40 Kg/m³, pudiéndose llegar hasta los 80 Kg/m³, siendo su resistencia a la compresión función de su densidad, 2 - 3 Kg/cm² para las densidades de 35 -40 Kg/m³ a 20 °C y superior para densidades superiores.

Su coeficiente de conductividad térmica en el producto comercial está entorno a 0'020 Kcal/h m °C (0'023 W/m K).

Cuando la espuma de poliuretano no ha sido tratada es inflamable; las espumas tratadas, denominadas "autoextinguibles" no propagan las llamas, y se descomponen y carbonizan con éstas a partir de los 200°C.



**Foto 2. Detalle de panel de poliuretano.
Cortesía de Hurre Ibérica, S.A.**

CAPÍTULO 2

Transmisión de calor

1. FORMAS DE TRANSMISIÓN DE CALOR

Cuando dos cuerpos, separados por un medio, se encuentran a temperaturas diferentes, se produce un flujo de calor, desde el más caliente hasta el más frío, hasta que se alcanza el equilibrio térmico. El medio que separa los dos cuerpos no podrá impedir el cambio de calor, aunque sí podrá modificar la intensidad con que éste se produce.

El calor puede transmitirse de un cuerpo caliente a otro más frío de tres modos o formas diferentes:

- Por conducción.
- Por convección.
- Por radiación.

1.1. Transmisión de calor por conducción

En este caso la transmisión de calor se realiza molécula a molécula, sin cambio aparente de materia, dentro de un mismo cuerpo, cuando por dos de sus partes se somete a temperaturas diferentes.

Un ejemplo de este tipo de transmisión lo constituye una barra metálica sometida a calentamiento por uno de sus extremos, entonces se produce una transmisión de calor progresiva a través del me-

tal, sin cambio o desplazamiento de materia, desde la zona más caliente a la más fría.

Los materiales que permiten una buena propagación del calor por conducción se les denomina conductores térmicos, mientras que aquellos que presentan gran resistencia a la propagación del calor por conducción se les denomina aislantes térmicos. Cada material permite una transmisión de calor característica; esta facilidad/dificultad para transmitir una cantidad de calor recibe el nombre de coeficiente de conductividad térmica, λ ($W / m K$) o ($Kcal / m h ^\circ C$).

Coeficiente de conductividad térmica (λ): Es la cantidad de calor que atraviesa en la unidad de tiempo (1 hora) a través de la unidad de área ($1 m^2$) de una muestra de extensión infinita y caras plano-paralelas y de espesor unidad (1 m), cuando se establece una diferencia de temperatura entre sus caras de $1 ^\circ C$. Se expresa en $W / m K$, en el S. I. o en $Kcal / h m ^\circ C$ en unidades térmicas tradicionales.

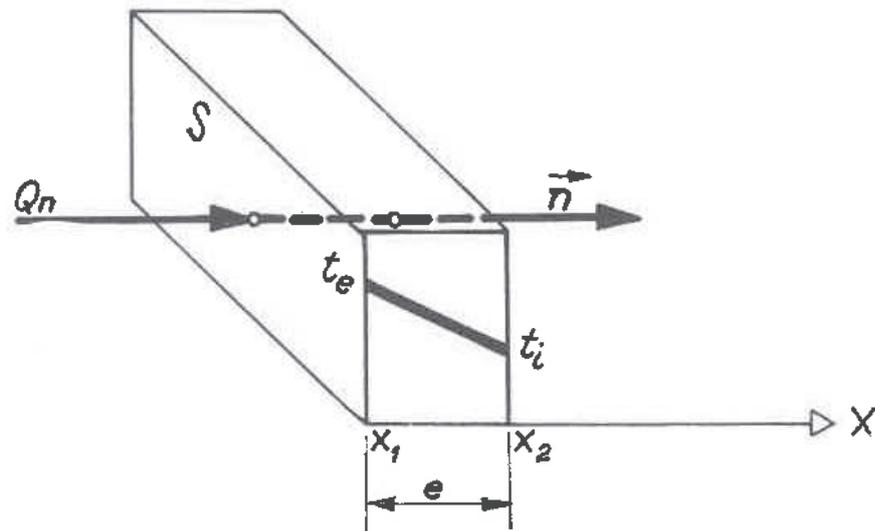
Comentario sobre la temperatura: En este trabajo, al hablar de temperaturas nos estamos refiriendo en muchas ocasiones a gradiente o diferencia de temperaturas, por lo que $1 K = 1 ^\circ C$ (un grado Kelvin es igual a un grado centígrado); no ocurre así en el caso de por ejemplo la constante de los gases o en el caso de la fórmula del calor transmitido por radiación. En el caso de que $1 K = 1 ^\circ C$, puede tomarse indistintamente grados Kelvin (K) o grados centígrados ($^\circ C$) cuando se utilizan unidades del S. I., aunque en rigor debería utilizarse el grado Kelvin; no obstante, el grado centígrado sigue siendo la unidad práctica habitual, por lo que se emplea en numerosos ejemplos.

1.1.1. Transmisión de calor por conducción en régimen estacionario

Aunque en la práctica el flujo de calor no es estacionario (variable o transitorio), se admite con aproximación suficiente para la mayoría de los problemas que se nos pueden presentar en el cálculo del

aislamiento térmico de instalaciones industriales que el flujo de calor es estacionario o constante.

Ley de Fourier



El flujo de calor Q_n en la dirección n , perpendicular a la superficie S de las paredes paralelas de un cuerpo o lámina, cuyas superficies presentan temperaturas diferentes (t_e y t_i), con $t_e > t_i$, vale:

$$Q_n = \frac{dQ}{d\Theta} = -\lambda S \frac{\partial t}{\partial n} \quad (\text{W}) \text{ o } (\text{Kcal/h}),$$

siendo:

λ , el coeficiente de conductividad térmica del material (W/mK) o ($\text{Kcal/h m } ^\circ\text{C}$).

$\partial t / \partial n$, el gradiente de temperatura en la dirección n .

dQ = Diferencial de tiempo (s).

$d\Theta$ = Diferencial de calor (Julios).

El signo (-) es consecuencia del segundo principio de la termodinámica: "el flujo de energía térmica se realiza de más a menos temperatura", y sus dimensiones son:

$$(W / m K) (m^2) (K / m) = W \text{ (vatios)}.$$

En un medio homogéneo y en estado estacionario, se da una linealidad de la temperatura (t) con el espesor (e) (como se aprecia en la figura anterior), siendo $(d t / d e) = \text{cte}$.

1.1.1.1. Pared plana homogénea

La cantidad de calor (flujo de calor) que es capaz de pasar a través de un muro de superficie muy grande en relación a su espesor e , en régimen estacionario, y a cuyos lados existen temperaturas t_e y t_i (exterior e interior, $t_e > t_i$) respectivamente, viene dada, según la ley de Fourier por :

$$\text{Siendo } Q_n = Q \text{ y } (\partial t / \partial n) = (dt / dx); \quad Q = -\lambda S (dt / dx);$$

$$Q dx = -\lambda S dt, \text{ e integrando:}$$

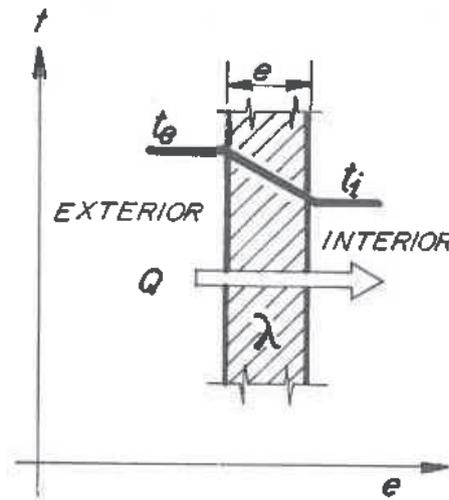
$$Q \int_0^e dx = -\lambda S \int_{t_e}^{t_i} dt; \quad Q e = -\lambda S (t_i - t_e),$$

y despejando:

$$Q = \frac{\lambda}{e} S (t_e - t_i) = S \frac{(t_e - t_i)}{e / \lambda} = S (t_e - t_i) / R$$

ecuación fundamental de la conducción o bien,

$$Q = S \Delta t / R = S K \Delta t$$



donde:

Q = Calor total que atraviesa la pared en 1 hora (W) o (Kcal / h).

S = Superficie total de pared (m^2).

Δt = Diferencia de temperaturas a ambos lados de la pared ($t_e - t_i$) (K o $^{\circ}C$).

K = Coeficiente global de transmisión de calor ($W / m^2 K$) o ($Kcal / h m^2 ^{\circ}C$).

λ = Coeficiente de conductividad térmica ($W / m K$) o ($Kcal / h m ^{\circ}C$).

e = Espesor de aislante (m).

$R = e / \lambda$, es la **Resistencia térmica** ($m^2 K / W$) o ($h m^2 ^{\circ}C / Kcal$).

La resistencia térmica (R) de un cerramiento se define como el inverso de la Conductancia térmica ($C = \lambda / e$): *cantidad de calor transmitida a través de la unidad de área de una muestra de material o de una estructura de espesor e , dividida por la diferencia de temperatura entre las caras caliente y fría, en condiciones estacionarias ($W / m^2 K$).*

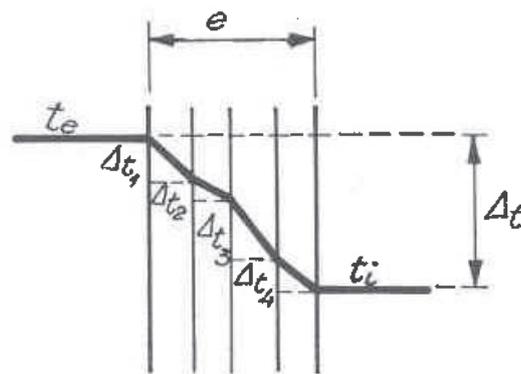
Nota: Obsérvese que en esta definición la resistencia térmica R , sólo contempla el efecto conductivo del material. En lo sucesivo, también incluirá el efecto convectivo del fluido que rodea las superficies, aspecto que se contemplará más adelante (estas resistencias

superficiales que quedan reflejadas en los dibujos siguientes, se cuantifican mediante los términos $1/h_i$ y $1/h_e$).

1.1.1.2. Pared plana heterogénea

En el caso de que el muro esté constituido por varias capas de materiales distintos con espesores $e_1, e_2, e_3, e_4, \dots$, y de conductividades térmicas $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3, \lambda_4, \dots$, perfectamente unidas, es decir sin resistencias térmicas superficiales entre ellas, la resistencia térmica de cada una de estas capas será:

$$R_1 = e_1 / \lambda_1; R_2 = e_2 / \lambda_2; R_3 = e_3 / \lambda_3; R_4 = e_4 / \lambda_4;$$



Por tanto, la resistencia térmica del conjunto valdrá:

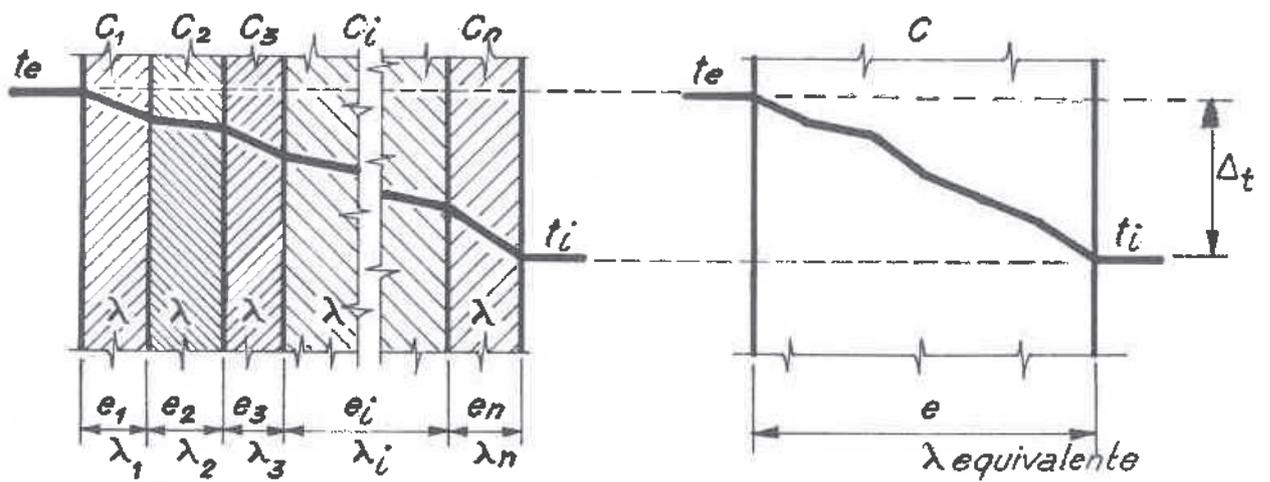
$$R = R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + \dots = \sum (e_n / \lambda_n) = 1 / K$$

$$\Delta t = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \Delta t_3 + \dots = \sum \Delta t_n = t_e - t_i = \Delta t$$

Y por tanto, como en el caso anterior:

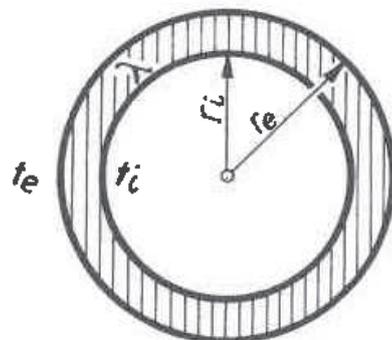
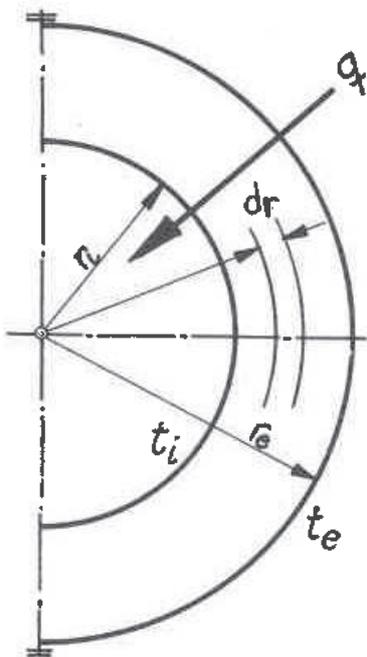
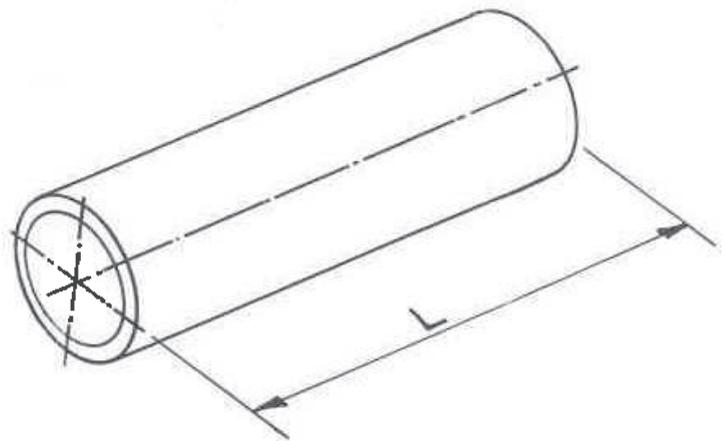
$$Q = S \frac{t_e - t_i}{R} = S \frac{t_e - t_i}{R_1 + R_2 + R_3 + \dots + R_n} = S \frac{t_e - t_i}{\sum (e_n / \lambda_n)}$$

Es habitual utilizar el término $K = 1 / R$, quedando: $Q = S K \Delta t$.



1.1.1.3. Pared cilíndrica homogénea

Supongamos un cilindro hueco, de material homogéneo con un radio interior r_i y exterior r_e y con una temperatura en la cara interior t_i y exterior t_e (constantes y uniformes, con $t_e > t_i$). Según la ley de Fourier el flujo de calor en este caso se calcula de la siguiente forma:



El área del cilindro valdrá: $S = 2\pi r L$, y para $L = 1$ m: $S = 2\pi r$.

Particularizando a este caso la ecuación de Fourier:

$(\partial t / \partial n) = (dt / dr)$. Considerando el material homogéneo y el flujo estacionario o estable:

$$q = -\lambda S (dt / dr) = -\lambda (2\pi r) (dt / dr), \text{ por ser } L = 1 \text{ m.}$$

$$q dr / r = -\lambda 2\pi dt, \text{ e integrando:}$$

$$q \int_{r_i}^{r_e} \frac{dr}{r} = -2\pi \lambda \int_{t_e}^{t_i} dt; q(\ln r_e - \ln r_i) = -2\pi \lambda (t_i - t_e)$$

$$q \ln (r_e / r_i) = 2\pi \lambda (t_e - t_i) = 2\pi \lambda \Delta t,$$

y por tanto,

$$q = \frac{2\pi \lambda (t_e - t_i)}{\ln (r_e / r_i)} = \frac{\Delta t}{(1 / 2\pi \lambda) \ln (r_e / r_i)} = \frac{\Delta t}{R} \text{ (W / m) o (Kcal / hm),}$$

es decir, que se expresa en W por cada m lineal de tubería, donde la resistencia térmica vale: $R = (1 / 2\pi \lambda) \ln (r_e / r_i)$ (K / W) o ($^{\circ}\text{C h} / \text{Kcal}$).

siendo:

q = Cantidad de calor en (W / m) o (Kcal / h y por metro de longitud).

λ = Coeficiente de conductividad térmica (W / m K) o (Kcal / h m $^{\circ}\text{C}$).

$t_e - t_i$ = Temperaturas de la cara exterior e interior, respectivamente ($\Delta t = t_e - t_i$).

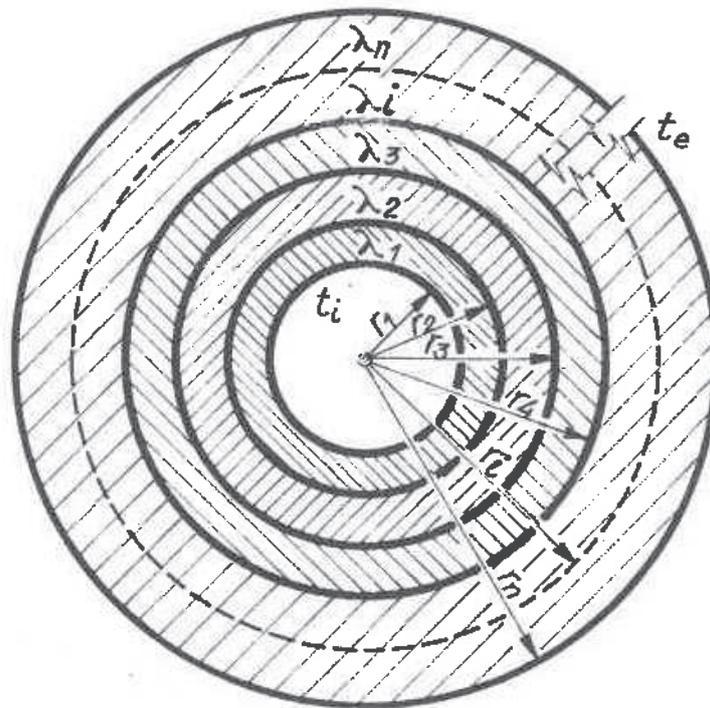
r_i y r_e = Radios interior y exterior del cilindro hueco, respectivamente, en m.

1.1.1.4. Pared cilíndrica heterogénea

Sea un cilindro hueco constituido por varias capas de radios interiores $r_1, r_2, r_3, \dots, r_n$, con conductividades térmicas $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3, \dots, \lambda_n$, y con temperaturas interior y exterior t_i y t_e ($t_e > t_i$), respectivamente. El valor del flujo de calor por metro lineal de tubería, puede obtenerse operando de la misma forma que en el caso de una pared cilíndrica homogénea, resultando:

$$q = \frac{t_e - t_i}{(1/2 \pi \lambda_1) \ln(r_2/r_1) + (1/2 \pi \lambda_2) \ln(r_3/r_2) + (1/2 \pi \lambda_3) \ln(r_4/r_3) + \dots + (1/2 \pi \lambda_{n-1}) \ln(r_n/r_{n-1})}$$

siendo la resistencia térmica global el valor del denominador.



1.2 Transmisión de calor por convección

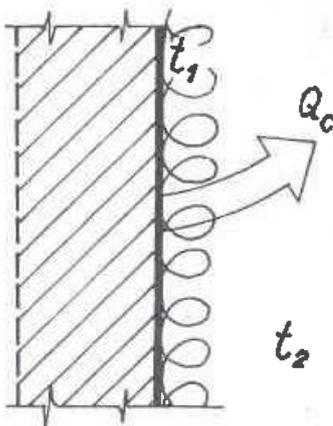
La transmisión de calor por **convección** se debe al movimiento de un fluido (líquido o gas). Este movimiento, denominado de **convección**, es debido a que la diferencia de temperaturas existente en el seno de su masa provoca variaciones de su densidad; el movi-

miento del fluido puede ser natural (**convección natural**), que es un movimiento lento, o forzado artificialmente (**convección forzada**), siendo este último provocado en el caso de instalaciones frigoríficas por la acción de un ventilador. Por tanto la transmisión de calor se realiza por medio del movimiento de grupos de moléculas.

Si consideramos la pared interior de una cámara frigorífica o una aleta de un evaporador, cuya superficie alcanza una temperatura superficial t_1 superior a la del fluido que la rodea, t_2 (es la más alta de la corriente) siendo ambas temperaturas constantes y uniformes, **el flujo de calor** transportado del medio sólido al fluido viene dado por:

$Q_c = \alpha_c S (t_1 - t_2)$ (W) o (Kcal / h), que es la ley de enfriamiento de Newton.

Siendo α_c el coeficiente de transmisión por convección (W / m²K) o (Kcal / m² h°C) y S la superficie en m² en contacto con el fluido.



Si $t_1 > t_2$ el fluido se calienta.

Si $t_1 < t_2$ el fluido se enfría.

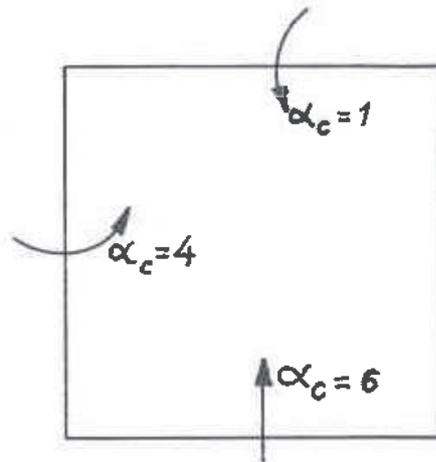
El flujo calorífico transmitido por el cuerpo sólido al fluido depende: de la diferencia de temperatura entre el sólido y el fluido, de la velocidad de desplazamiento del fluido, de la conductividad, de la viscosidad, del calor específico del fluido, de su naturaleza y de la forma y dimensiones del sólido.

Según Rapin (1984), α_c toma los siguientes valores:

- Para aire en calma: $5 - 7 \text{ Kcal} / \text{m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$.
- Para aire fuertemente agitado: hasta $25 \text{ Kcal} / \text{m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$.

A continuación se exponen algunos valores y fórmulas empíricas para el cálculo de α_c :

— En un local cerrado con velocidad del viento menor de $0'2 \text{ m} / \text{s}$ (Croiset, 1976), puede considerarse:



Superficie horizontal y flujo descendente:

$$\alpha_c = 1 \text{ Kcal} / \text{m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}.$$

Superficie horizontal y flujo ascendente:

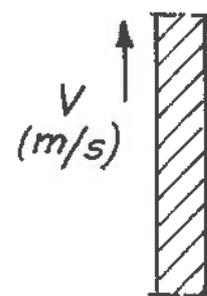
$$\alpha_c = 6 \text{ Kcal} / \text{m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}.$$

Superficie vertical y flujo hacia el interior:

$$\alpha_c = 4 \text{ Kcal} / \text{m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}.$$

— Valores normales de α_c , en una pared vertical exterior (Croiset, 1976), en función de la velocidad del viento son:

Velocidad del viento (m / s)	α_c (Kcal / m ² h °C)
0	4'0
1	7'0
2	9'5
3	11'7
6	16'0



— También puede calcularse α_c cuando el flujo del aire incide sobre superficies planas, en función de la velocidad del viento (m / s) mediante las siguientes fórmulas empíricas :

$$\alpha_c = 5'7 + 3'8 v \text{ (W / m}^2 \text{ K), para } v < 5 \text{ m / s.}$$

$$\alpha_c = 7'4 v^{0'5} \text{ (W / m}^2 \text{ K), para } 5 < v < 30 \text{ m / s.}$$

Siendo los valores de α_c algo mayores para el caso de superficies planas rugosas.

— Para Rice-Heilman:

$$\alpha_c = (3'08 c / d_e^{0'2}) [\Delta t^{0'27} / (\Delta t/2)^{0'18}] (1 + 2'857 v)^{0'50} \text{ (W / m}^2 \text{ K).}$$

siendo:

d_e = Diámetro de una tubería en metros hasta $d_e < 0'6$ m. Para diámetros mayores o superficies planas, $d_e = 0'6$ m.

c =. Coeficiente de acabado y posición de acuerdo con la tabla siguiente.

v = Velocidad en m / s.

Δt = Gradiente de temperatura entre el aire y la pared (K).

Valores de c en la fórmula de Rice-Heilman	
Superficie	Coeficiente c
Conducción cilíndrica horizontal	0'82
Conducción cilíndrica vertical	1'00
Conducciones rectangulares	1'12
Plana horizontal:	
Flujo de calor hacia arriba	1'45
Flujo de calor hacia abajo	0'72
Plana vertical	1'12

Para realizar el estudio físico detallado de la transmisión de calor por convección se debe trabajar con los siguientes números adimensionales:

a) Reynolds:

$$Re = \frac{vl}{\nu} \left[\frac{m / s m}{m^2 s} \right],$$

donde:

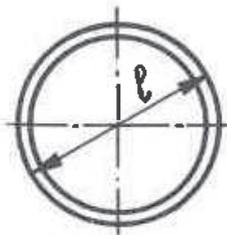
ν = Velocidad del fluido (m / s).

l = Diámetro de la tubería, y en el caso de una placa plana , l es la dimensión de ésta en la dirección del viento (m), debiéndose tomar como la dimensión más pequeña con objeto de obtener un valor de ac más del lado de la seguridad.

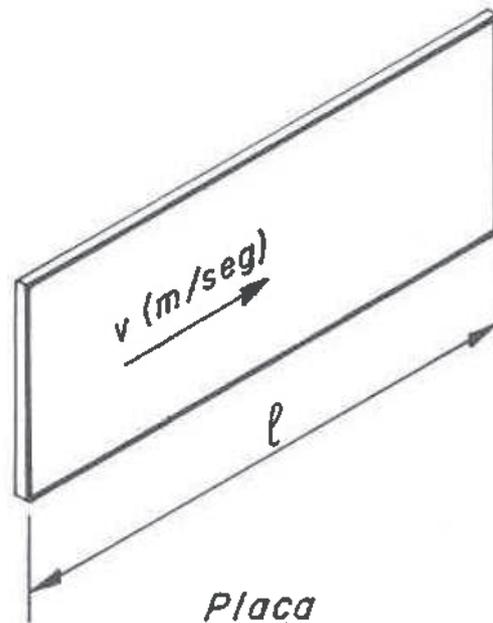
ν = Viscosidad cinemática (m² / s) = μ / δ (m² / s).

μ = Viscosidad dinámica (Kg / m s).

δ = Densidad del fluido (Kg / m³).



Tubería



Placa

b) Grashof:

$$Gr = \frac{g l^3 \beta \Delta T}{\nu^2} \left[\frac{m / s^2 m^3 1 / K K}{m^4 / s^2} \right],$$

donde:

g = Aceleración de la gravedad, $9,81 \text{ m / s}^2$.

ΔT = Salto térmico (K).

$\beta = 1 / T$ = Coeficiente de dilatación térmica (1 / K).

$\beta = -1 / \delta (\partial \delta / \partial T)$; En el caso del aire, gas ideal, $\delta = P / RT$

y derivando tendremos:

$$\frac{\partial(P / RT)}{\partial T} = \frac{-P / R}{T^2}; \quad \beta = - \frac{1}{\delta} \left(\frac{-P / R}{T^2} \right) = \frac{1}{P / RT} \frac{P / R}{T^2} = \frac{1}{T}$$

c) Prandtl:

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda} \left[\frac{\text{m}^2 / \text{s}}{\text{m}^2 / \text{s}} \right],$$

donde:

C_p = Calor específico a presión constante (KJ / Kg K).

λ = Conductividad térmica (W / m² K).

d) Peclet:

$$Pe = \frac{l v \delta C_p}{\lambda} = Re Pr,$$

e) Rayleigh:

$$Ra = Gr Pr.$$

En este caso $l = 4$ área de la placa / perímetro de la placa.

f) Nüsselt:

$$\text{Nü} = \frac{\alpha_c l}{\lambda} \left[\frac{\text{W} / \text{m}^2 \text{K m}}{\text{W} / \text{m K}} \right],$$

donde:

α_c = Coeficiente de transmisión por convección (W / m² K).

$$\alpha_c = \frac{\text{Nü} \lambda}{l}$$

Conocido Nü, se puede determinar α_c y por tanto se puede calcular la parte de Q correspondiente a la convección, $Q_c = \alpha_c S (t_1 - t_2)$.

Existen fórmulas empíricas para el cálculo del número Nü, $\text{Nü} = f(\text{Re}, \text{Gr})$ para convección forzada y también $\text{Nü} = f(\text{Gr}, \text{Pr})$ para convección natural, (Arco, 1984; Chapman, 1990):

— CONVECCIÓN FORZADA:

La convección forzada se produce cuando se obliga a un fluido a pasar sobre un sólido, más caliente o más frío que él; al renovarse continuamente el fluido en contacto con el sólido, las velocidades de transmisión de calor son mayores que cuando la convección es natural. A mayor velocidad del fluido corresponde una mayor velocidad de transmisión de calor.

Para el cálculo de Nü, se exponen, dada la gran variedad de casos posibles, los de más frecuente aplicación práctica:

Para líquidos y gases:

Configuración	Casos	Valor de Nü
Fluidos por el interior de tubos:	$\text{Re} < 4000$	$\text{Nü} = 1'86 \text{Re}^{1/3} \text{Pe}^{1/3} (l/L)$ $L = \text{Longitud tubería (m)}$ $l = \text{Diámetro tubería (m)}$

Configuración	Casos	Valor de Nu
Fluidos por el exterior de tubos:	$Re > 4000$	$Nu = 0.23 Re^{0.8} Pr^n$ $n = 0.4$ para el calentamiento del fluido. $n = 0.3$ para el enfriamiento del fluido.
Fluidos por el exterior de tubos:	Líquidos $0.1 < Re < 200$	$Nu = 0.86 Re^{0.43} Pr^{0.3}$
	Líquidos $Re > 200$	$Nu = (0.35 + 0.47 Re^{0.52}) Pr^{0.3}$
	Gases $0.1 < Re < 1.000$	$Nu = (0.35 + 0.47 Re^{0.52}) Pr^{0.3}$
	Gases $1.000 < Re < 50.000$	$Nu = 0.26 Re^{0.6} Pr^{0.3}$
Superficies planas:	$Re < 500.000$	$Nu = 0.664 Re^{1/2} Pr^{1/3}$
	$Re > 500.000$	$Nu = 0.036 Re^{0.8} Pr^{1/3}$

* Fórmulas simplificadas para el agua:

$$\alpha_c = 2.800 v (1 + 0.014 tm), \quad \text{Kcal / h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C},$$

siendo:

v = Velocidad (m / s).

tm = Temperatura media a lo largo del tubo (K).

También puede tomarse en frecuentes casos la fórmula, muy simplificada, siguiente:

$$\alpha_c = 300 + 1.800 \sqrt{v} \quad \text{Kcal / h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

— CONVECCIÓN NATURAL:

La convección natural o libre se produce cuando un fluido está en contacto con una superficie más caliente o más fría que él.

De acuerdo con Arco (1984) y Chapman (1990), se exponen a continuación las fórmulas empleadas con mayor frecuencia, utilizando para el cálculo de Nu los números de Gr y Pr, $Nu = f(Gr, Pr)$.

Configuración	Casos	Valor de Nu
Pared plana vertical:	$(Gr Pr) < 10^4$	$Nu = 0.7 Pr^{1/2} [Gr / (0.95 + Pr)]^{1/4}$
	$10^4 < (Gr Pr) < 10^9$	$Nu = 0.58 (Gr Pr)^{1/4}$
	$10^9 < (Gr Pr) < 10^{12}$	$Nu = 0.13 (Gr Pr)^{1/3}$
Tubos horizontales:	$10^5 < (Gr Pr) < 10^9$	$Nu = 0.53 (Gr Pr)^{1/4}$
Placas horizontales:	$10^5 < (Gr Pr) < 2 \cdot 10^7$	$Nu = 0.54 (Gr Pr)^{1/4}$
	$2 \cdot 10^7 < (Gr Pr) < 3 \cdot 10^{10}$	$Nu = 0.14 (Gr Pr)^{1/3}$
Placa calentada por cara superior (enfriada por cara inferior): TECHO:	$2.6 \cdot 10^4 < Ra < 10^7$	$Nu = 0.54 Ra^{1/4}$
	$10^7 < Ra < 3 \cdot 10^{10}$	$Nu = 0.15 Ra^{1/3}$
Placa calentada por cara inferior (enfriada por cara superior): SUELO	$3 \cdot 10^5 < Ra < 3 \cdot 10^{10}$	$Nu = 0.27 Ra^{1/4}$
* Fórmulas simplificadas para el aire:		
Tubos horizontales:	$10^4 < (Gr Pr) < 10^9$	$\alpha_c = 1.13 (\Delta t / L)^{1/4} 1.16 (W / m^2 K)$
	$(Gr Pr) > 10^9$	$\alpha_c = 1.07 (\Delta t)^{1/3} 1.16 (W / m^2 K)$
Placas y tubos verticales (L = dimensión vertical):	$10^4 < (Gr Pr) < 10^9$	$\alpha_c = 1.22 (\Delta t / L)^{1/4} 1.16 (W / m^2 K)$
	$(Gr Pr) > 10^9$	$\alpha_c = 1.13 (\Delta t)^{1/3} 1.16 (W / m^2 K)$
Placas horizontales:	$10^4 < (Gr Pr) < 10^9$	$\alpha_c = 1.13 (\Delta t / L)^{1/4} 1.16 (W / m^2 K)$
	$(Gr Pr) > 10^9$	$\alpha_c = 1.31 (\Delta t)^{1/3} 1.16 (W / m^2 K)$

1.3. Transmisión de calor por radiación

El flujo de calor transmitido por radiación por un cuerpo depende de la naturaleza y de la superficie de este, siendo totalmente independiente de los objetos que le rodean, pudiendo por tanto realizarse en el vacío.

En el cuerpo emisor, la energía calorífica se transforma en ondas electromagnéticas que se propagan en línea recta hasta que llegan al cuerpo receptor donde nuevamente se transforman en calor.

Todos los cuerpos emiten, a cualquier temperatura ($> 0 \text{ K} = -273,15 \text{ }^\circ\text{C}$) una radiación térmica que se transmite en línea recta en el espacio pudiendo ser absorbida por otro cuerpo material. La parte no absorbida del flujo calorífico se refleja en el cuerpo receptor.

Existe un caso en el que la ley de radiación es independiente de las características propias del cuerpo considerado, como es el caso del **cuerpo negro**: «aquél que absorbe todas las radiaciones que recibe ya sean visibles o no».

La energía radiada por un cuerpo en el espacio, por unidad de superficie y de tiempo, crece con la cuarta potencia de la temperatura absoluta (Ley de Stephan-Boltzmann):

$$E = \varepsilon \sigma T^4$$

donde:

E = Energía total radiada o emitida (W / m^2) o ($\text{Kcal} / \text{m}^2 \text{ h}$).

T = Temperatura superficial exterior en K ($T = t \text{ } (^\circ\text{C}) + 273,15$)

K = Grados Kelvin.

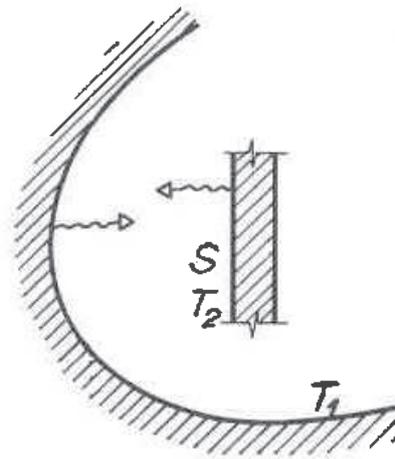
ε = Emisividad ($\varepsilon = 1$ para cuerpos negros y $\varepsilon < 1$ para cuerpos grises)

σ = Constante de Stephan - Boltzmann = $5,670 \times 10^{-8} \text{ (W} / \text{m}^2 \text{ K}^4)$ o $4,965 \times 10^{-8} \text{ (Kcal} / \text{m}^2 \text{ h K}^4)$.

Si se consideran dos cuerpos 1 y 2 y aplicando la ley anterior, entonces la energía radiada por cada uno de ellos sería:

$$\text{Por el cuerpo 1: } E_1 = \varepsilon_1 \sigma T_1^4$$

$$\text{Por el cuerpo 2: } E_2 = \varepsilon_2 \sigma T_2^4$$



donde:

ε_1 y ε_2 son las emisividades de cada uno de los cuerpos considerados (1 y 2).

T_1 y T_2 son las temperaturas superficiales de los cuerpos 1 y 2.

La diferencia de energías radiadas, es decir la cantidad de calor transmitido del cuerpo 1 al cuerpo 2, considerando que $T_1 > T_2$, sería:

$$Q_R = S E_r \sigma (T_1^4 - T_2^4),$$

siendo:

S = superficie (m^2) del cuerpo estudiado cuya temperatura superficial es T_1 .

E_r = Emitancia resultante; $E_r = \left(\frac{1}{\varepsilon_1} - \frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right)$. Esta fórmula es válida para el caso de considerar dos superficies finitas paralelas.

EMITANCIAS			
Superficie	ϵ_2	ϵ_1	E_r
Siendo el cuerpo 2 aire, $\epsilon_2 = 0'95$			
Metálica brillante	0'95	0'49	0'05
Metálica opaca	0'95	0'25	0'25
Metálica oxidada:			
—Metales nobles	0'95	0'56	0'58
—Metales no nobles	0'95	0'74	0'77
Metálicas sucias	0'95	0'82	0'86
No metálicas	0'95	0'86	0'90
Superficies negras mates	0'95	1'0	0'95
Superficies blancas	0'95	0'90	0'86
Siendo el cuerpo 2 yeso, $\epsilon_2 = 0'93$			
Metálica brillante	0'93	0'49	0'47
Siendo el cuerpo 2 metálico esmaltado de blanco, $\epsilon_2 = 0'90$			
Aire	0'90	0'90	0'82
Siendo el cuerpo 2 metálico esmaltado de gris, $\epsilon_2 = 0'93$			
Aire	0'89	0'89	0'80

f = Factor de forma. Si el cuerpo 2 rodea al 1, $f = 1$, siendo éste un caso bastante habitual de una pared respecto al aire o de una tubería respecto al recinto que la contiene.

Por tanto, la ecuación expuesta anteriormente, quedará en este caso:

$$Q_R = S E_r \sigma (T_1^4 - T_2^4)$$

Multiplicando y dividiendo por $(T_1 - T_2)$:

$$Q_R = S E_r \sigma \left(\frac{T_1^4 - T_2^4}{T_1 - T_2} \right) (T_1 - T_2),$$

y llamando

$$\alpha_R = E_r \sigma \frac{T_1^4 - T_2^4}{T_1 - T_2}, \text{ coeficiente de radiación (W / m}^2 \text{ K):}$$

$$Q_R = S \alpha_R (T_1 - T_2) \quad \text{m}^2 (\text{W} / \text{m}^2 \text{K}) \text{K} = (\text{W}) \text{ o } (\text{Kcal} / \text{h}),$$

ecuación análoga a la encontrada para la convección (Q_c).

Desarrollando α_R y teniendo en cuenta la igualdad:

$$(T_1^4 - T_2^4) = (T_1^2 + T_2^2)(T_1 + T_2)(T_1 - T_2),$$

quedará:

$$\alpha_R = E_r \sigma \frac{T_1^4 - T_2^4}{T_1 - T_2} = E_r \sigma (T_1^2 + T_2^2)(T_1 + T_2)$$

y si tomamos una temperatura media:

$$T_m = \left(\frac{T_1 + T_2}{2} \right),$$

resulta:

$$\alpha_R \approx E_r \sigma 4 T_m^3$$

2. CÁLCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISIÓN

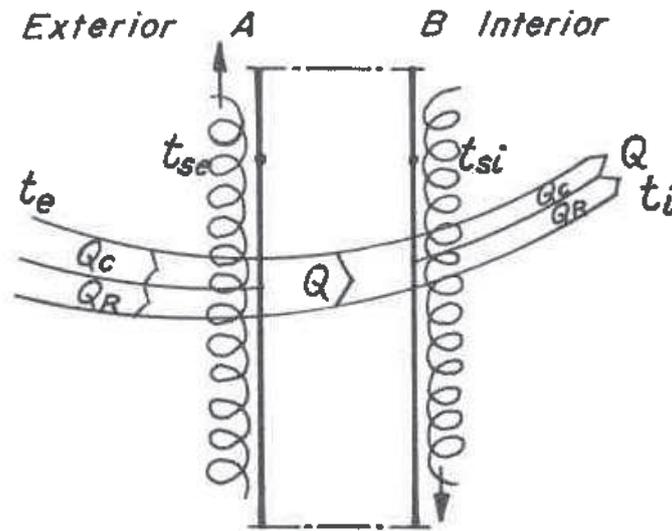
Hemos estudiado la transmisión de calor según los tres modos posibles en que éste puede producirse, separadamente; sin embargo, en la práctica, estas tres formas de transmisión de calor se realizan simultáneamente, sin que puedan separarse.

2.1. Pared plana

2.1.1. Pared plana homogénea

Sea un cerramiento de una cámara frigorífica donde la temperatura interior t_i es inferior a la exterior t_e .

El flujo de calor (Q) que se transmite del exterior al interior pasa primero del ambiente más caliente (exterior) a la superficie de la cara caliente (A) y a continuación pasa de esta cara a la cara fría del cerramiento (B) y finalmente pasará de la cara B al ambiente más frío (interior). Veamos a continuación las expresiones que cuantifican estas transmisiones de calor.



a) *Transmisión del ambiente exterior a la cara A*

— *Por convección:* El flujo de calor transportado del fluido al medio sólido, valdrá

$$Q_{ce} = \alpha_{ce} S (t_e - t_{se}),$$

siendo:

Q_{ce} = Flujo de calor convectivo del ambiente exterior a la superficie exterior (W) o (Kcal / h).

t_{se} = Temperatura superficial exterior (°C).

t_e = Temperatura del ambiente exterior (°C).

α_{ce} = Coeficiente de transmisión por convección exterior (W / m² K) o (Kcal / h m² °C).

S = Superficie en contacto con el fluido, en m².

— *Por radiación:* La cantidad de calor radiada desde el ambiente exterior a la cara exterior del cerramiento, será :

$$Q_{Re} = \alpha_{Re} S (t_e - t_{se})$$

donde:

Q_{Re} = Flujo de calor por radiación del ambiente exterior a la superficie exterior (W) o (Kcal / h).

α_{Re} = Coeficiente de transmisión por radiación (W / m² K) o (Kcal / h m² °C).

— *Transmisión global*: La cantidad global de calor transmitido del ambiente exterior a la cara A, que por la continuidad del flujo coincidirá con la conducción de los materiales, será :

$$\begin{aligned} Q_1 = Q_{ce} + Q_{Re} &= \alpha_{ce} S (t_e - t_{se}) + \alpha_{Re} S (t_e - t_{se}) = \\ &= (\alpha_{ce} + \alpha_{Re}) S (t_e - t_{se}) = h_e S (t_e - t_{se}) \end{aligned}$$

$$Q_1 = h_e S (t_e - t_{se})$$

$$Q_2 = \frac{\lambda}{e} h_e S (t_{se} - t_{si})$$

$$Q_3 = h_i S (t_{si} - t_i)$$

Como $Q_1 = Q_2 = Q_3 = Q$, tendremos:

$$Q = h_e S (t_e - t_{se})$$

$$Q = \frac{\lambda}{e} S (t_{se} - t_{si})$$

$$Q = h_i S (t_{si} - t_i)$$

Despejando los incrementos de temperaturas y sumando, tendremos:

$$(t_e - t_{se}) = \frac{Q}{h_e S}$$

$$(t_{se} - t_{si}) = \frac{Qe}{\lambda S}$$

$$(t_{si} - t_i) = \frac{Q}{h_i S}$$

$$(t_e - t_i) = \frac{Q}{S} \left(\frac{1}{h_e} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_i} \right)$$

de donde:

$$Q = \frac{S (t_e - t_i)}{\left(\frac{1}{h_e} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_i} \right)}$$

$$\text{siendo: } \frac{1}{K} = \frac{1}{h_e} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_i} \quad \text{y} \quad h_e = (\alpha_{ce} + a_{Re}).$$

$$Q_1 = h_e S (t_e - t_{se})$$

y por la continuidad del flujo tendremos:

$$K S \Delta t = \frac{1}{R} S \Delta t ;$$

$$\frac{1}{R} S \Delta t = h_e S (t_e - t_{se}) ;$$

$$\frac{\Delta t}{R} = h_e (t_e - t_{se}) ,$$

de donde:

$$\frac{\Delta t}{h_e} = R (t_e - t_{se})$$

b) *Cantidad de calor transmitido de la cara A a la B:*

En el interior del sólido el calor se transmite por conducción y por tanto, según vimos, la cantidad de calor transmitida valdrá:

$$Q_2 = \frac{\lambda}{e} S (t_{se} - t_{si})$$

siendo, t_{si} = Temperatura superficial de la cara interior.

c) *Transmisión de la cara B al ambiente interior:*

Como en el apartado a) el flujo de calor se transmitirá por convección y por radiación. Por tanto, la cantidad global de calor transmitido, por la continuidad del flujo, será:

$$Q_3 = h_i S (t_{si} - t_i)$$

siendo:

$$h_i = \alpha_{ci} + \alpha_{Ri}$$

t_i = temperatura del ambiente interior.

Finalmente, debemos considerar que el flujo de calor que atraviesa el muro, estudiado en los tres puntos singulares descritos, será el mismo, considerando constantes la temperatura exterior e interior. Por tanto podemos escribir:

$$Q_1 = h_e S (t_e - t_{se})$$

$$Q_2 = \frac{\lambda}{e} S (t_{se} - t_{si})$$

$$Q_3 = h_i S (t_{si} - t_i)$$

Como $Q_1 = Q_2 = Q_3 = Q$, tendremos:

$$Q = h_e S (t_e - t_{se})$$

$$Q = \frac{\lambda}{e} S (t_{se} - t_{si})$$

$$Q = h_i S (t_{si} - t_i)$$

Despejando los incrementos de temperaturas y sumando, tendremos;

$$(t_e - t_{se}) = \frac{Q}{h_e S}$$

$$(t_{se} - t_{si}) = \frac{Q e}{\lambda S}$$

$$(t_{si} - t_i) = \frac{Q}{h_i S}$$

$$(t_e - t_i) = \frac{Q}{S} \left(\frac{1}{h_e} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_i} \right)$$

de donde:

$$Q = \frac{S (t_e - t_i)}{\frac{1}{h_e} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_i}}$$

siendo:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_e} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_i}$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_i}};$$

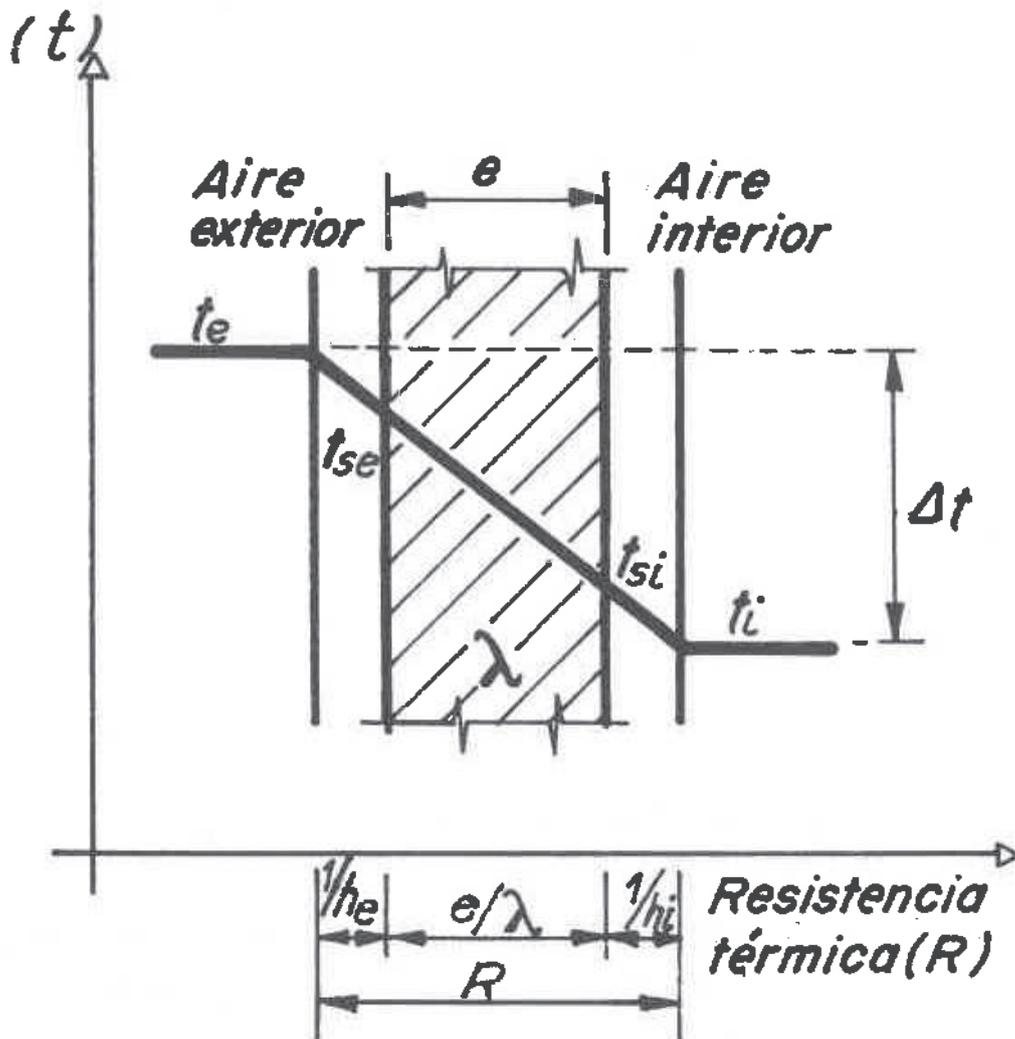
y

$$R = \frac{1}{K}$$

K = Coeficiente global de transmisión (W / m² K) o (Kcal / h m² °C)

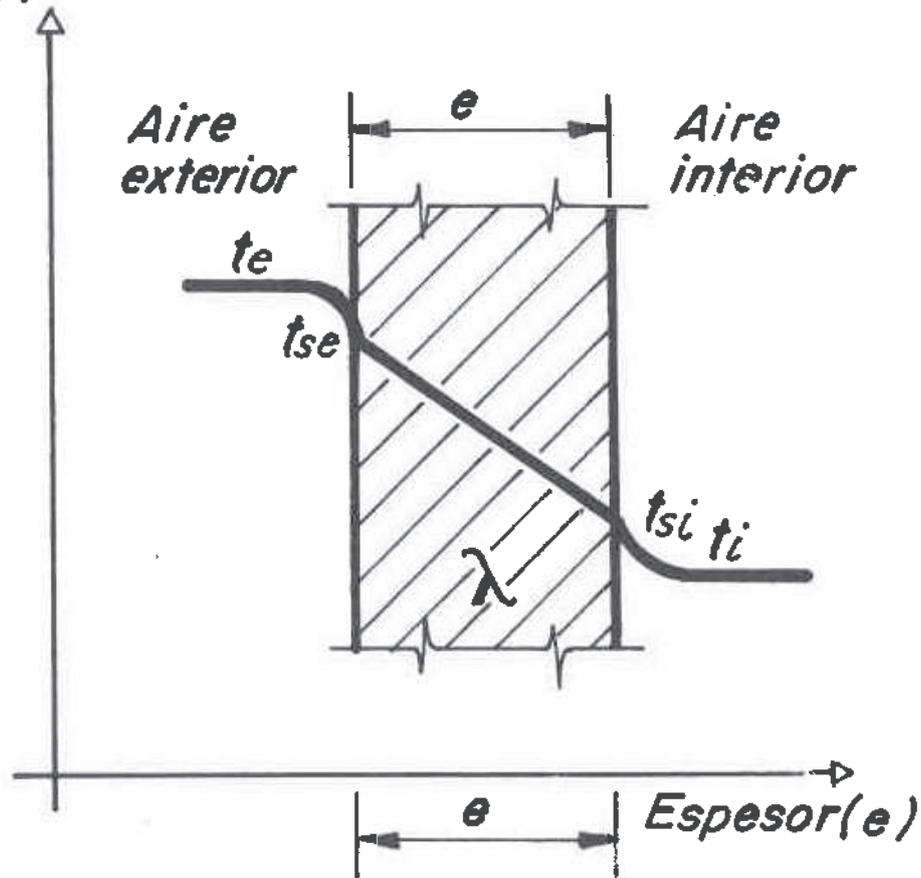
R = Resistencia térmica global (m² K / W) o (h m² °C / Kcal)

Temperatura



Temperatura

(t)

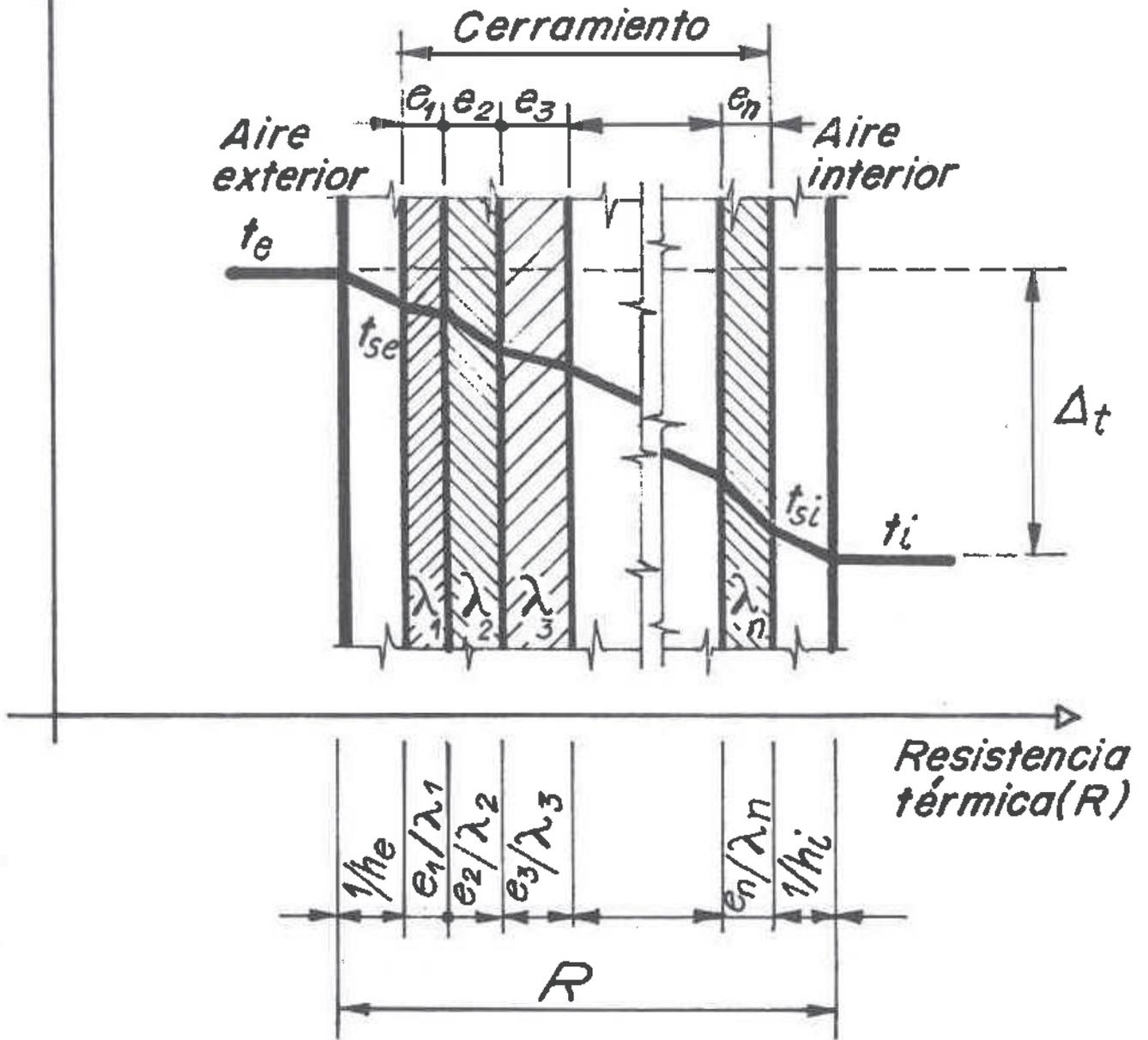


2.1.2. Pared plana heterogénea

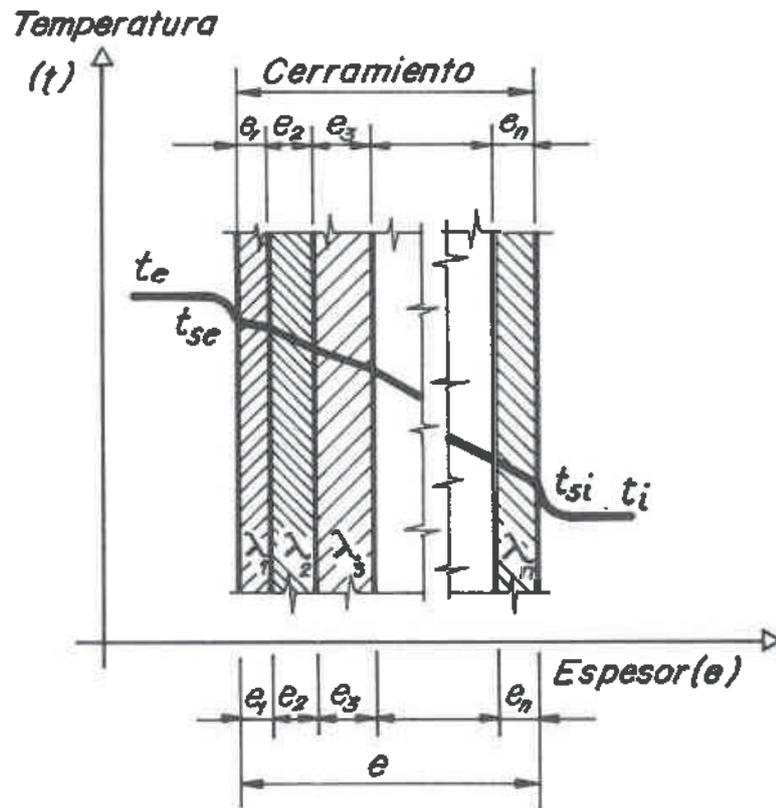
Sea una pared constituida por las capas c_1, c_2, c_n , con espesores $e_1, e_2, e_3, \dots, e_n$ y con coeficientes de conductividad térmica $\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_n$, entonces, el flujo de calor vendrá expresado por:

Temperatura

(t)



$$Q = \frac{S (t_e - t_i)}{\frac{1}{h_e} + \frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{e_2}{\lambda_2} + \frac{e_3}{\lambda_3} + \dots + \frac{e_n}{\lambda_n} + \frac{1}{h_i}} = \frac{S (t_e - t_i)}{\frac{1}{h_e} + \sum \left(\frac{e_i}{\lambda_i} \right) + \frac{1}{h_i}}$$



2.2. Pared cilíndrica

2.2.1. Pared cilíndrica homogénea

Sean r_i y r_e los radios interior y exterior de un cilindro hueco, con coeficiente de conductividad térmica λ ; haciendo las mismas consideraciones que en el caso de la pared plana, el flujo de calor transmitido valdrá:

$$q = \frac{(t_e - t_i)}{\frac{1}{2\pi} \left[\frac{1}{h_i r_i} + \frac{1}{\lambda} \ln(r_2 / r_1) + \frac{1}{h_e r_e} \right]}$$

Siendo:

\ln : el logaritmo neperiano.

q = flujo de calor (Kcal / h m de longitud)

h_e y h_i = Coeficientes superficiales de transmisión, exterior e interior, respectivamente (W / m² K) o (Kcal / h m² °C).

2.2.2. Pared cilíndrica heterogénea

Llamando $r_1, r_2, r_3, \dots, r_{n-1}$, a los radios interiores de las diferentes capas, con coeficientes de conductividad térmica $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3, \dots, \lambda_{n-1}, \lambda_n$ y r_n el radio exterior del cilindro considerado, el flujo de calor vendrá dado por:

$$q = \frac{(t_e - t_i)}{1/2\pi (1/h_i r_1 + 1/\lambda_1 \ln r_2/r_1 + 1/\lambda_2 \ln r_3/r_2 + 1/\lambda_3 \ln r_4/r_3 + \dots + 1/\lambda_{n-1} \ln r_n/r_{n-1} + 1/h_e r_n)}$$

Ejemplo.—Se desea calcular, en una cámara frigorífica, los coeficientes de transmisión de calor (h_e y h_i) en las paredes verticales, así como las temperaturas superficiales y los flujos de calor por convección y radiación.

Datos:

Temperatura del aire exterior: 36°C.

Temperatura del interior de la cámara: 0 °C.

Velocidad del viento exterior: 6 m / s (C. forzada).

Altura de la cámara: 6 m.

Longitud de la cámara: 6 m.

Flujo de calor permitido a través del cerramiento por cada m² de superficie (ver capítulo 3): 9'28 W / m² (8 Kcal / h m²).

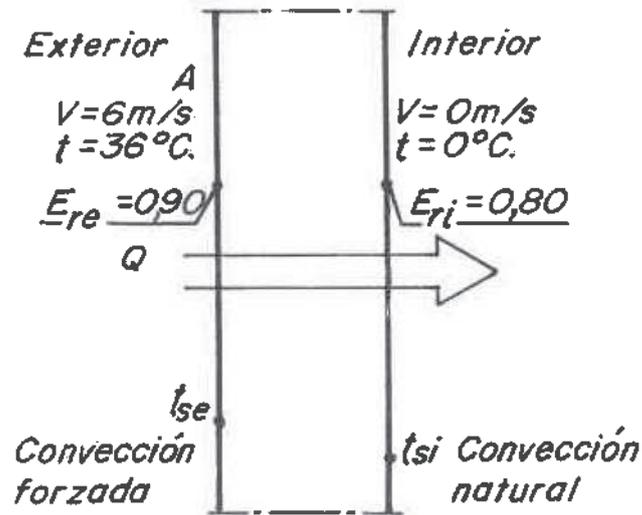
Emisividad resultante de la pared exterior :

$E_{re} = 0'90$ (superficie metálica).

Emisividad resultante de la pared interior:

$E_{ri} = 0'80$ (superficie metálica esmaltada de gris).

Movimiento del aire en el interior: Convección natural.



SOLUCIÓN:

Realizamos un primer tanteo para estimar las temperaturas superficiales. Empleamos, por ejemplo, la fórmula empírica: $\alpha_c = 7,4v^{0,5}$ ($W / m^2 K$) vista en este capítulo. Para la pared exterior:

$$\alpha_{ce} = 7,4 \cdot 6^{0,5} = 18,13 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

Se estima $\alpha_R = 4,64 \text{ W / m}^2 \text{ K}$, como es habitual ($4 \text{ Kcal / h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$).

$$\text{Por tanto } h_e = \alpha_{ce} + \alpha_{Re} = 18,13 + 4,64 = 22,77 \text{ W / m}^2 \text{ K.}$$

La temperatura superficial exterior, t_{se} , será (para $S = 1 \text{ m}^2$):

$$Q = h_e S (t_e - t_{se});$$

$$t_{se} = t_e - \frac{Q}{h_e} = 36 - \frac{9,28}{22,77} = 36 - 0,408 = 35,59 \text{ } ^\circ\text{C.}$$

A partir del valor calculado de t_{se} , podemos recalcular los valores anteriores aplicando la fórmula de Nüsselt:

— Para calcular α_{ce} , como se trata de una convección forzada, recurrimos a $Nu = f(Re, Pr)$.

— Para conocer las propiedades del aire exterior, se calcula la temperatura media de película,

$$t_{me} = \frac{t_{se} + t_e}{2} = \frac{35'59 + 36}{2} = 35'796 \text{ } ^\circ\text{C}$$

e interpolando en la tabla adjunta de Chapman, se obtiene:

Temperatura absoluta = 308'95 K.

$C_p = 1'006 \text{ KJ / Kg K.}$

$\delta = 1'143 \text{ Kg / m}^3.$

$\mu = 18'92 \cdot 10^{-6} \text{ Kg / m s.}$

$\nu = 16'56 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \text{ s.}$

$\lambda = 26'64 \cdot 10^{-3} \text{ W / m K.}$

$Pr = 0'711.$

Se calcula el número de Re, para conocer el régimen del fluido:

$$Re = \frac{v \cdot l}{\nu} = \frac{6 \cdot 6}{16'56 \cdot 10^{-6}} = 2.173.913 > 500.000, \text{ (turbulento);}$$

por tanto la fórmula a aplicar será:

$$Nü = 0'036 Re^{0'80} Pr^{1/3} = 0'036 \cdot 2.173.913^{0'80} \cdot 0'711^{1/3} = 3.773'3,$$

y por tanto:

$$\alpha_{ce} = Nü \frac{\lambda}{l} = 3.773'3 \frac{26'64 \cdot 10^{-3}}{6} = 16'75 \text{ W / m}^2$$

valor que en este caso no está muy alejado del primer tanteo realizado.

Calcularemos ahora con precisión α_{Re} :

$$\alpha_{Re} = E_r \sigma (T_1^2 + T_2^2) (T_1 + T_2)$$

$$T_1 = t_e + 273'15 = 36 + 273'15 = 309'15 \text{ K.}$$

$$T_2 = t_{se} + 273'15 = 35'59 + 273'15 = 308'74 \text{ K.}$$

$$E_{re} = 0'90$$

$$\sigma = 5'670 \cdot 10^{-8} \text{ W / m}^2 \text{ K}^4.$$

$\alpha_{Re} = 0'90 \cdot 5'670 \cdot 10^{-8} (309'15^2 + 308'74^2) (309'15 + 308'74) = 6'02 \text{ W / m}^2 \text{ K}$, valor algo superior al estimado anteriormente. Por tanto,

$$h_e = \alpha_{ce} + \alpha_{Re} = 16'75 + 6'02 = 22'77 \text{ W / m}^2 \text{ K,}$$

valor que coincide con el estimado al principio, casualmente.

Recalcularemos ahora la nueva temperatura superficial exterior (para $S = 1 \text{ m}^2$):

$$t_{se} = t_e - \frac{Q}{h_e} = 35'59 \text{ }^\circ\text{C, que al coincidir con el valor inicial de } t_{se}$$

nos confirma que el último cálculo nos determina la situación térmica exterior (en caso de no haber salido igual, realizaríamos una nueva iteración):

$$\alpha_{ce} = 16'15 \text{ W / m}^2 \text{ K; } Q_{ce} = 16'75 (36 - 35'59) = 6'87 \text{ W / m}^2.$$

$$\alpha_{Re} = 6'02 \text{ W / m}^2 \text{ K; } Q_{Re} = 6'02 (36 - 35'59) = 2'47 \text{ W / m}^2.$$

$$h_e = \alpha_{ce} + \alpha_{Re} = 22'77 \text{ W / m}^2 \text{ K.}$$

$$Q = Q_{ce} + Q_{Re} = 9'3 \text{ W / m}^2 \approx Q \text{ de partida.}$$

Como podemos observar, la radiación alcanza un valor de $6'02 \text{ W / m}^2 \text{ K}$, lo que supone un $26'4 \%$ del valor del coeficiente de transmisión superficial total, h_e ; esto indica que en este caso concreto no se debe despreciar la radiación, incluso encontrándonos ante un caso con velocidad del viento alta (si este ejemplo se hubiese realizado

para una velocidad del viento de 2 m/s, resultaría: $t_{se} = 35'28 \text{ }^\circ\text{C}$, $\alpha_{ce} = 6'97 \text{ W / m}^2 \text{ K}$, $a_{Re} = 6'0 \text{ W / m}^2 \text{ K}$, $h_e = 12'96 \text{ W / m}^2 \text{ K}$, con lo que el peso de α_{Re} sería del 46'3 %).

Respecto a los valores dados por la Norma NBE-CT-79, $\frac{1}{h_e} h_e = 14'3 \text{ Kcal / m}^2 \text{ K} = 16'6 \text{ W / m}^2 \text{ K}$, valor que resulta intermedio al calculado en las situaciones expuestas.

Respecto a los valores dados por Croiset para α_c (ver tabla expuesta anteriormente), se observa que para:

$$\begin{aligned} v = 6 \text{ m / s: } \alpha_c &= 7'4 v^{0'5} = 18'12 \text{ W / m}^2 \text{ K.} \\ v = 2 \text{ m / s: } \alpha_c &= 5'7 + 3'8 v = 13'3 \text{ W / m}^2 \text{ K.} \end{aligned}$$

lo que demuestra que las fórmulas empíricas expuestas no dan en todos los casos valores ajustados al cálculo preciso realizado mediante Nü.

Comprobemos ahora la fórmula de Rice-Heilman:

$$v = 6 \text{ m / s.}$$

$$\Delta t = 36 - 35'59 = 0'41 \text{ }^\circ\text{C.}$$

$$c = 1'12.$$

$$d_e = 0'6 \text{ m.}$$

$$\alpha_c = \frac{3'08 \cdot 1'12}{0'6^{0'2}} \frac{0'41^{0'27}}{\left(\frac{4'41}{2}\right)^{0'18}} (1 + 2'857 \cdot 6)^{0'5} = 17'0 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

valor que en este caso se ajusta bastante al cálculo preciso.

En este ejemplo puede observarse, que al estar el cerramiento bien aislado, el salto térmico entre la temperatura del aire y de la superficie de la pared es pequeño ($< 0'5 \text{ }^\circ\text{C}$), sin embargo, en cerra-

mientos no aislados y bajo las mismas condiciones de trabajo, el salto térmico puede ser muy notable (por ejemplo para $Q = 50 \text{ W / m}^2$, el salto térmico sería de $2,2 \text{ }^\circ\text{C}$, mientras que h_e estaría próximo al calculado para el cerramiento aislado), lo que aumenta las posibilidades de condensaciones en el cerramiento.

De los datos expuestos en el problema, se obtiene que el coeficiente global de transmisión de calor valdrá:

$$K = \frac{9,28}{(36 - 0)} = 3,88 \text{ W / m}^2 \text{ K.}$$

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_e} \sum \frac{e_i}{\lambda_i} + \frac{1}{h_i}$$

$$\frac{1}{3,88} = \frac{1}{22,77} + \dots$$

$$0,258 = 0,044 + \dots$$

$$\frac{0,044}{0,258} = 0,17;$$

17 %, peso en el total pequeño, pero no despreciable.

Realizaremos ahora un tanteo para estimar la temperatura superficial interior:

En este caso consideraremos una velocidad del aire interior $v = 0 \text{ m / s}$, y por tanto la convección será natural. Aplicando la fórmula empírica $\alpha_{ci} = 5,7 + 3,8 v$ (para $v < 5 \text{ m / s}$), tendremos,

$\alpha_{ci} = 5,7 \text{ W / m}^2 \text{ K}$, y estimando, como en el caso anterior, $\alpha_{Ri} = 4 \text{ W / m}^2 \text{ K}$, tendremos:

$$h_i = \alpha_{ci} + \alpha_{Ri} = 5,7 + 4 = 9,7 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

La temperatura superficial interior la obtendremos de $Q = h_i S (t_{si} - t_i)$, de donde

$$\frac{Q}{h_i S} = t_{si} - t_i;$$

y para una superficie unitaria de 1 m^2 ,

$$t_{si} = \frac{Q}{h_i S} + t_i = \frac{9'28 \text{ W}}{9'7 \text{ W / m}^2 \text{ }^\circ\text{C} \cdot 1 \text{ m}^2} + 0 \text{ }^\circ\text{C} = 0'9567 \text{ }^\circ\text{C}$$

A partir de este valor de t_{si} calcularemos $Nü$, y para ello es preciso previamente, considerando que estamos en un caso de convección natural, $Nü = f(\text{Gr}, \text{Pr})$, calcular Gr y Pr:

$$\text{Gr} = \frac{g l^3 \beta \Delta T}{\nu^2}, \text{ y } \quad \text{Pr} = \frac{\mu C_p}{\lambda},$$

donde:

g = Aceleración de la gravedad, $9'8 \text{ m / s}^2$.

ΔT = Salto térmico, K (salto total entre la temperatura superficial de la pared y la temperatura del aire).

$\beta = \frac{1}{T}$, coeficiente de dilatación térmica, $\frac{1}{\text{K}}$.

l^3 = Longitud de la pared, m.

ν = Viscosidad cinemática, m^2 / s .

μ = Viscosidad dinámica, Kg / m s .

C_p = Calor específico a presión constante, KJ / Kg K .

λ = Coeficiente de conductividad térmica, $\text{W / m}^2 \text{ K}$.

Para conocer estas propiedades del aire exterior, se calcula la temperatura media de película de éste,

$$t_{mi} = \frac{t_{si} + t_i}{2} = \frac{0'9567 + 0}{2} = 0'478 \text{ }^\circ\text{C},$$

e interpolando en la tabla de Chapman que se expone a continuación, se obtiene:

$$\text{Temperatura absoluta: } T = 273'15 + 0'478 = 273'628 \text{ K.}$$

$$C_p = 1'005695 \text{ KJ / Kg K.}$$

$$\delta = 1'2946 \text{ Kg / m}^3.$$

$$\mu = 17'17658 \cdot 10^{-6} \text{ Kg / m s.}$$

$$\nu = 13'31 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \text{ s.}$$

$$\lambda = 24'08 \cdot 10^{-3} \text{ W / m K.}$$

$$\text{Pr} = 0'718.$$

$$\text{Gr} = \frac{9'81 \cdot 6^3 \frac{1}{273'628} (273'628 - 273'15)}{(13'31 \cdot 10^{-6})^2} = 2'0894567 \cdot 10^{10}$$

$$(\text{Gr Pr}) = 1'5002299 \cdot 10^{10} \Leftrightarrow 10^9 < (\text{Gr Pr}) < 10^{12};$$

$$\text{Nü} = 0'13 (\text{Gr Pr})^{1/3} = 320'5989.$$

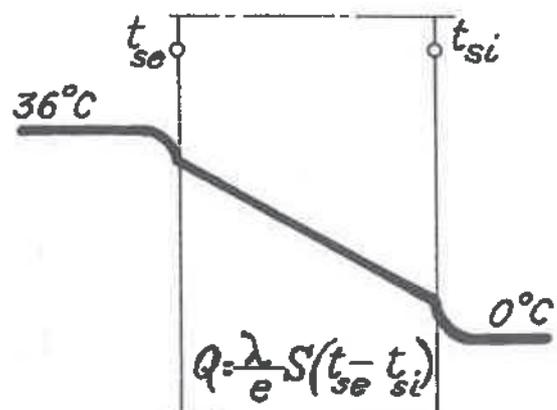
$$\alpha_{ci} = \text{Nü} \frac{\lambda}{l} = 320'5989 (24'08 \cdot 10^{-3} / 6) = 1'286 \text{ W / m}^2 \text{ K.}$$

Calcularemos ahora α_{Ri} con precisión:

$$\alpha_{Ri} = E_r \sigma (T_1^2 + T_2^2) (T_1 + T_2)$$

$$T_1 = t_i + 273'15 = 0 + 273'15 = 273'15 \text{ K.}$$

$$T_2 = t_{si} + 273'15 = 0'9567 + 273'15 = 274'1067 \text{ K.}$$



$$E_{ri} = 0'80.$$

$$\alpha_{Ri} = 0'80 \cdot 5'670 \cdot 10^{-8} (273'15^2 + 274'1067^2) (273'15 + 274'1067) = 3'7172 \text{ W / m}^2 \text{ K.}$$

$h_i = \alpha_{ci} + \alpha_{Ri} = 1'286 + 3'7172 = 5'004 \text{ W / m}^2 \text{ K}$; valor muy distinto al estimado anteriormente. Recalcularemos ahora el valor de la t_{si} :

$$t_{si} = \frac{Q}{h_i S} = 1'8545 \text{ }^\circ\text{C.}$$

Segunda iteración:

Al igual que antes, con esta temperatura superficial interior, $t_{si} = 1'85$, calculamos la temperatura media interior,

$$t_{mi} = \frac{t_{si} + t_i}{2} = (1'85 + 0) / 2 = 0'925 \text{ }^\circ\text{C,}$$

y con esta temperatura interpolamos de nuevo en la tabla de Chapman encontrando los valores correspondientes de:

$$\text{Temperatura absoluta} = T = 273'15 + 0'925 = 274'07 \text{ K.}$$

$$C_p = 1'0057 \text{ KJ / Kg K.}$$

$$\delta = 1'292 \text{ Kg / m}^3.$$

$$\mu = 17'2 \cdot 10^{-6} \text{ Kg / m s.}$$

$$\nu = 13'31 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \text{ s.}$$

$$\lambda = 24'08 \cdot 10^{-3} \text{ W / m K.}$$

$$\text{Pr} = 0'718.$$

Del mismo modo que antes calculamos los valores de :

$$\text{Gr} = 4'036816 \cdot 10^{10}.$$

$$(\text{Gr Pr}) = 2'898 \cdot 10^{10} \Leftrightarrow 10^9 < (\text{Gr Pr}) < 10^{12};$$

$$\text{Nü} = 0'13 (\text{Gr Pr})^{1/3} = 399'0.$$

$$\alpha_{ci} = \text{Nü} \frac{\lambda}{l} = 399'0 (24'08 \cdot 10^{-3} / 6) = 1'601 \text{ W / m}^2 \text{ K.}$$

$$\alpha_{Ri} = E_r \sigma (T_1^2 + T_2^2) (T_1 + T_2)$$

$$T_1 = t_i + 273'15 = 0 + 273'15 = 273'15 \text{ K.}$$

$$T_2 = t_{si} + 273'15 = 1'85 + 273'15 = 275'0 \text{ K.}$$

$$E_{ri} = 0'80.$$

$$\begin{aligned} \alpha_{Ri} &= 0'80 \cdot 5'670 \cdot 10^{-8} (273'15^2 + 275'0^2) (273'15 + 275'0) = \\ &= 3'7354 \text{ W / m}^2 \text{ K.} \end{aligned}$$

$$h_i = \alpha_{ci} + \alpha_{Ri} = 1'601 + 3'7354 = 5'3364 \text{ W / m}^2 \text{ K.}$$

Del mismo modo seguiremos realizando iteraciones hasta que el valor de la t_{si} no varíe, lo cual se conseguirá hacia la cuarta iteración, quedando:

Tercera iteración:

$$t_{si} = \frac{Q}{h_i S} + t_i = 1'739 \text{ }^\circ\text{C.}$$

Al igual que antes, con esta temperatura superficial interior, $t_{si} = 1'85$, calculamos la temperatura media interior,

$$t_{mi} = \frac{t_{si} + t_i}{2} = (1'739 + 0) / 2 = 0'869 \text{ }^\circ\text{C,}$$

y con esta temperatura interpolamos de nuevo en la tabla de Chapman encontrando los valores correspondientes de:

$$\text{Temperatura absoluta} = T = 273'15 + 0'869 = 274'019 \text{ K.}$$

$$\nu = 13'31 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \text{ s.}$$

$$\lambda = 24'08 \cdot 10^{-3} \text{ W / m K.}$$

$$\text{Pr} = 0'718.$$

Del mismo modo que antes calculamos los valores de :

$$Gr = 7'59 \cdot 10^{10}.$$

$$(Gr Pr) = 5'45 \cdot 10^{10} \Leftrightarrow 10^9 < (Gr Pr) < 10^{12};$$

$$Nü = 0'13 (Gr Pr)^{1/3} = 492'48.$$

$$\alpha_{ci} = Nü \frac{\lambda}{l} = 492'48 (24'08 \cdot 10^{-3} / 6) = 1'976 \text{ W / m}^2 \text{ K.}$$

$$\alpha_{Ri} = E_r \sigma (T_1^2 + T_2^2) (T_1 + T_2)$$

$$T_1 = t_i + 273'15 = 0 + 273'15 = 273'15 \text{ K.}$$

$$T_2 = t_{si} + 273'15 = 1'739 + 273'15 = 274'889 \text{ K.}$$

$$E_{ri} = 0'80.$$

$$\alpha_{Ri} = 0'80 \cdot 5'670 \cdot 10^{-8} (273'15^2 + 274'889^2) (273'15 + 274'889) = 3'733 \text{ W / m}^2 \text{ K.}$$

$$h_i = \alpha_{ci} + \alpha_{Ri} = 1'976 + 3'733 = 5'7092 \text{ W / m}^2 \text{ K.}$$

Cuarta iteración:

$$t_{si} = \frac{Q}{h_i S} = t_i = 1'625 \text{ }^\circ\text{C.}$$

Al igual que antes, con esta temperatura superficial interior, $t_{si} = 1'625$, calculamos la temperatura media interior,

$$t_{mi} = \frac{t_{si} + t_i}{2} = (1'625 + 0) / 2 = 0'812 \text{ }^\circ\text{C,}$$

y con esta temperatura interpolamos de nuevo en la tabla de Chapman encontrando los valores correspondientes de:

$$\text{Temperatura absoluta} = T = 273'15 + 0'812 = 273'96 \text{ K.}$$

$$\nu = 13'31 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \text{ s.}$$

$$\lambda = 24'08 \cdot 10^{-3} \text{ W / m K.}$$

$$\text{Pr} = 0'718.$$

Del mismo modo que antes calculamos los valores de:

$$\text{Gr} = 7'0946 \cdot 10^{10}.$$

$$(\text{Gr Pr}) = 5'0939 \cdot 10^{10} \Leftrightarrow 10^9 < (\text{Gr Pr}) < 10^{12};$$

$$\text{Nü} = 0'13 (\text{Gr Pr})^{1/3} = 481'51.$$

$$\alpha_{ci} = \text{Nü} \frac{\lambda}{l} = 481'51 (24'08 \cdot 10^{-3} / 6) = 1'936 \text{ W / m}^2 \text{ K.}$$

$$\alpha_{Ri} = E_r \sigma (T_1^2 + T_2^2) (T_1 + T_2)$$

$$T_1 = t_i + 273'15 = 0 + 273'15 = 273'15 \text{ K.}$$

$$T_2 = t_{si} + 273'15 = 1'625 + 273'15 = 274'775 \text{ K.}$$

$$E_{ri} = 0'80.$$

$$\begin{aligned} \alpha_{Ri} &= 0'80 \cdot 5'670 \cdot 10^{-8} (273'15^2 + 274'775^2) (273'15 + 274'775) = \\ &= 3'7308 \text{ W / m}^2 \text{ K.} \end{aligned}$$

$$h_i = \alpha_{ci} + \alpha_{Ri} = 1'936 + 3'7308 = 5'66 \text{ W / m}^2 \text{ K.}$$

Consideramos que en esta iteración ya se ha estabilizado prácticamente el valor de la temperatura y por tanto el valor de h_i .

PROPIEDADES DEL AIRE SECO A PRESIÓN ATMOSFÉRICA (UNIDADES S.I.)

t °C	c_p KJ / Kg °C	ρ Kg / m ³	$\mu \times 10^6$ Kg / m s	$\nu \times 10^6$ m ² / s	$\lambda \times 10^3$ W / m ² °C	Pr
-50	1'0064	1'5819	14'63	9'25	20'04	0'735
-40	1'0060	1'5141	15'17	10'02	20'86	0'731
-30	1'0058	1'4518	15'69	10'81	21'68	0'728
-20	1'0057	1'3944	16'20	11'62	22'49	0'724
-10	1'0056	1'3414	16'71	12'46	23'29	0'721
0	1'0057	1'2923	17'20	13'31	24'08	0'718
10	1'0058	1'2467	17'69	14'19	24'87	0'716
20	1'0061	1'2042	18'17	15'09	25'64	0'713
30	1'0064	1'1644	18'65	16'01	26'01	0'712
40	1'0068	1'1273	19'11	16'96	27'10	0'710
50	1'0074	1'0924	19'57	17'92	27'81	0'709
60	1'0080	1'0596	20'03	18'90	28'52	0'708
70	1'0087	1'0287	20'47	19'90	29'22	0'707
80	1'0095	0'9996	20'92	20'92	29'91	0'706
90	1'0130	0'9721	21'35	21'96	30'59	0'705
100	1'0113	0'9460	21'78	23'02	31'27	0'704
110	1'0123	0'9213	22'20	24'10	31'94	0'704
120	1'0134	0'8979	22'62	25'19	32'61	0'703
130	1'0146	0'8756	23'03	26'31	33'28	0'702
140	1'0159	0'8544	23'44	27'44	33'94	0'702
150	1'0172	0'8342	23'84	28'58	34'59	0'701
160	1'0186	0'8150	24'24	29'75	35'25	0'701
170	1'0201	0'7966	24'63	30'93	35'89	0'700
180	1'0217	0'7790	25'03	32'13	36'54	0'700
190	1'0233	0'7622	25'41	33'34	37'18	0'699
200	1'0250	0'7461	25'79	34'57	37'81	0'699
210	1'0268	0'7306	26'17	35'82	38'45	0'699
220	1'0286	0'7158	26'54	37'08	39'08	0'699
230	1'0305	0'7016	26'91	38'36	39'71	0'698
240	1'0324	0'6879	27'27	39'65	40'33	0'698
250	1'0344	0'6748	27'64	40'96	40'95	0'698
260	1'0365	0'6621	27'99	42'28	41'57	0'698
270	1'0386	0'6499	28'35	43'62	42'18	0'698
280	1'0407	0'6382	28'70	44'97	42'79	0'698
290	1'0429	0'6268	29'05	46'34	43'40	0'698

Fuente: Chapman, A. J. (1990)

3. TABLAS PARA EL CÁLCULO DE h_e Y h_i ($h = \alpha_c + \alpha_R$)

Tal como se ha expuesto en el ejercicio realizado anteriormente, el cálculo de los coeficientes de transmisión por convección α_c y por radiación α_R mediante el uso del número de Nüsselt, resultan tediosos; por ello, para el cálculo del coeficiente global de transmisión h , hemos utilizado un programa informático elaborado por el profesor Rodríguez Fernández (información personal, 1994), que nos ha facilitado la elaboración de las tablas que se exponen a continuación para el cálculo de h_e y de h_i en distintas situaciones.

En las tablas correspondientes a la convección forzada puede observarse la gran dependencia de h respecto a la velocidad del viento, mientras que para una misma velocidad de viento la influencia de la temperatura es muy pequeña.

En la tabla correspondiente a cerramientos verticales y con convección natural no se refleja la variable «longitud de la pared», ya que el valor de h es independiente de ésta. En ésta, al igual que en el caso anterior, puede observarse una pequeña variación de h al variar la temperatura del aire.

En la tabla correspondiente a suelos con convección natural, puede observarse la pequeña variación que sufre h tanto al variar la temperatura del aire como al variar L , siendo el valor de $L = (4 \text{ área de la placa} / \text{perímetro de la placa})$.

En la tabla correspondiente a techos con convección natural, puede observarse la independencia de h respecto a L y la poca variación que sufre la primera al variar la temperatura del aire.

Los valores de h_e y de h_i , que pueden obtenerse de las tablas, vienen dados en unidades del Sistema Internacional ($W / m^2 K$), sin embargo, dada la frecuencia con que se utilizan las unidades tradicionales ($Kcal / h m^2 ^\circ C$) en el cálculo de aislamientos y de las necesidades frigoríficas, conviene recordar la equivalencia entre estas unidades:

$$1 W = 0'86 Kcal / h; \quad 1 W / m^2 K = 0'86 Kcal / m^2 ^\circ C.$$

$$1 Kcal / h = 1'163 W; \quad 1 Kcal / h m^2 ^\circ C = 1'163 W / m^2 K.$$

3.1. Cálculo de h_e y de h_i ($h = \alpha_c + \alpha_R$): Convección forzada en cerramientos verticales y techos



$$h = \alpha_c + \alpha_R \text{ (W / m}^2 \text{ K)}$$

Longitud de la pared en la dirección del viento = 6 m	CÁLCULO DE $h_e = \alpha_{ce} + \alpha_{Re}$								CÁLCULO DE $h_i = \alpha_{ci} + \alpha_{Ri}$							
	FLUJO DEL AIRE A LA PARED								FLUJO DE LA PARED AL AIRE							
	TEMPERATURAS DEL AIRE EXTERIOR (°C) (t_e)								TEMPERATURAS DEL AIRE INTERIOR (°C) (t_i)							
veloc. del viento (m/s)	20	25	30	35	40	45	50	-20	-15	-10	-5	0	5	10	15	
$Q=9'28$ (W / m ²)	0'1	5'60	5'87	6'14	6'43	6'73	7'04	7'35	3'87	4'07	4'27	4'49	4'71	4'94	5'18	5'43
	1	6'70	6'97	7'23	7'51	7'82	8'13	8'44	7'84	5'15	5'36	5'58	5'80	6'03	6'27	6'52
	5	20'2	20'4	20'2	20'5	20'7	21'0	21'1	19'6	19'6	19'7	19'7	19'8	19'9	20'0	20'1
	10	31'3	31'6	31'0	31'3	31'4	31'7	31'6	31'7	31'6	31'5	31'4	31'4	31'3	31'3	31'3
	15	41'3	41'6	40'7	41'0	41'1	41'3	41'0	42'6	42'4	42'2	42'0	41'8	41'7	41'6	41'4
$E_r=0'9$	20	50'7	51'0	49'8	50'0	50'1	50'4	49'9	52'8	52'4	52'1	51'8	51'6	51'3	51'1	50'9
	25	59'6	59'9	58'4	58'6	58'6	58'9	58'3	62'5	62'0	61'6	61'2	60'8	60'5	60'2	59'9
$Q=9'28$ (W / m ²)	0'1	5'03	5'27	5'51	5'77	6'03	6'31	6'59	3'50	3'67	3'86	4'05	4'25	4'46	4'67	4'89
	1	6'13	6'37	6'59	6'85	7'13	7'40	7'68	7'47	4'76	4'95	5'14	5'34	5'54	5'76	5'96
	5	19'6	19'8	19'6	19'8	20'0	20'3	20'3	19'3	19'3	19'3	19'3	19'4	19'4	19'5	19'5
	10	30'7	31'0	31'4	30'6	30'7	31'0	30'8	31'4	31'2	31'1	31'0	30'9	30'9	30'8	30'8
	15	40'8	41'0	40'1	40'3	40'4	40'6	40'3	42'3	42'0	41'8	41'5	41'4	41'2	41'0	40'9
$E_r=0'8$	20	50'1	50'4	49'1	49'4	49'4	49'6	49'1	52'4	52'1	51'7	51'4	51'1	50'8	50'6	50'3
	25	59'0	59'3	59'7	58'0	57'9	58'2	57'7	62'1	61'6	61'2	60'7	60'4	60'0	59'7	59'3

Nota: Velocidades de 2 m / s corresponden a una simple exposición al aire libre, mientras que el valor de 25 m / s raramente se da, pudiendo considerarse en exposiciones particularmente desfavorables como puede ser el borde del mar o en la montaña (una velocidad de viento de 100 Km / h corresponde a 27'78 m / s). Ej. $t_e=35$ °C, $Q=9'28$ W / m², $E_r=0'9$ y $v=5$ m / s : $h_e=20'5$ W / m² K.

3.2. Cálculo de h_e y de h_i ($h = \alpha_c + \alpha_R$): Convección forzada en cerramientos verticales y techos



$$h = \alpha_c + \alpha_R \text{ (W / m}^2 \text{ K)}$$

Longitud de la pared en la dirección del viento = 10 m	CÁLCULO DE $h_e = \alpha_{ce} + \alpha_{Re}$								CÁLCULO DE $h_i = \alpha_{ci} + \alpha_{Ri}$							
	FLUJO DEL AIRE A LA PARED								FLUJO DE LA PARED AL AIRE							
	TEMPERATURAS DEL AIRE EXTERIOR (°C) (t_e)								TEMPERATURAS DEL AIRE INTERIOR (°C) (t_i)							
veloc. del viento (m/s)	20	25	30	35	40	45	50	-20	-15	-10	-5	0	5	10	15	
$Q=9'28$ (W/m ²)	0'1	5'49	5'76	6'03	6'32	6'62	6'92	7'94	3'75	3'95	4'16	4'38	4'60	4'83	5'07	5'32
	1	8'86	9'13	9'28	9'56	9'84	10'1	10'4	7'40	7'55	7'72	7'89	8'08	8'27	8'48	8'69
	5	18'7	19'0	18'8	19'1	19'3	19'6	19'7	18'1	18'1	18'2	18'2	18'3	18'4	18'5	18'6
	10	28'8	29'0	28'5	28'8	29'3	29'3	29'2	29'0	28'9	28'8	28'8	28'8	28'8	28'8	28'8
	15	37'8	38'1	37'3	37'6	37'7	38'0	37'7	38'8	38'6	38'4	38'3	38'2	38'1	38'0	37'9
$E_r=0'9$	20	46'3	46'5	45'5	45'7	45'8	46'1	45'7	48'0	47'7	47'4	47'2	47'0	46'8	46'6	46'4
	25	54'3	54'6	53'2	53'5	53'5	53'8	53'3	56'7	56'3	56'0	55'6	55'3	55'0	54'8	54'5
	0'1	4'92	5'16	5'40	5'65	5'92	6'19	6'47	3'38	3'56	3'75	3'94	4'14	4'34	4'56	4'78
$Q=9'28$ (W/m ²)	1	8'29	8'53	8'65	8'90	9'14	9'41	9'63	7'03	7'16	7'31	7'45	7'62	7'78	7'96	8'14
	5	18'1	18'4	18'2	18'4	18'6	18'9	18'9	17'7	17'7	17'7	17'8	17'8	17'9	18'0	18'0
	10	28'2	28'4	27'9	28'1	28'3	28'5	28'4	28'6	28'5	28'4	28'3	28'3	28'2	28'2	28'2
	15	37'2	37'5	36'7	36'9	37'0	37'2	37'0	38'5	38'2	38'3	37'8	37'7	37'6	37'5	37'3
	$E_r=0'8$	20	45'7	45'9	44'8	45'1	45'1	45'4	44'9	47'6	47'3	47'0	46'7	46'5	46'3	46'1
25		53'7	54'0	52'6	52'9	52'9	53'1	52'5	56'4	55'9	55'6	55'2	54'9	54'5	54'3	54'0

Nota: Velocidades de 2 m / s corresponden a una simple exposición al aire libre, mientras que el valor de 25 m / s raramente se da, pudiendo considerarse en exposiciones particularmente desfavorables como puede ser el borde del mar o en la montaña (una velocidad de viento de 100 Km / h corresponde a 27'78 m / s). Ej. $t_e=35$ °C, $Q=9'28$ W / m², $E_r=0'9$ y $v=5$ m / s : $h_e=19'1$ W / m² K.

3.3. Cálculo de h_e y de h_i ($h = \alpha_c + \alpha_R$): Convección forzada en cerramientos verticales y techos



$$h = \alpha_c + \alpha_R \text{ (W / m}^2 \text{ K)}$$

Longitud de la pared en la dirección del viento = 6 m		CÁLCULO DE $h_e = \alpha_{ce} + \alpha_{Re}$								CÁLCULO DE $h_i = \alpha_{ci} + \alpha_{Ri}$							
		FLUJO DEL AIRE A LA PARED								FLUJO DE LA PARED AL AIRE							
		TEMPERATURAS DEL AIRE EXTERIOR (°C) (t_e)								TEMPERATURAS DEL AIRE INTERIOR (°C) (t_i)							
	veloc. del viento (m/s)	20	25	30	35	40	45	50	-20	-15	-10	-5	0	5	10	15	
$Q=6'96$ (W / m ²)	0'1	5'61	5'88	6'15	6'44	6'74	7'05	7'36	3'85	4'05	4'26	4'48	4'70	4'93	5'17	5'42	
	1	6'71	6'98	7'23	7'52	7'83	8'32	8'45	7'83	5'14	5'35	5'57	5'79	6'02	6'26	6'51	
	5	20'2	20'4	20'2	20'5	20'7	21'0	21'1	19'6	19'7	19'7	19'7	19'8	19'9	19'7	20'1	
	10	31'3	31'6	31'0	31'3	31'4	31'7	31'6	31'7	31'6	31'5	31'4	31'4	31'3	31'3	31'3	
	15	41'3	41'6	40'7	41'0	41'1	41'4	41'0	42'6	42'4	42'2	42'0	41'8	41'7	41'6	41'4	
	20	50'7	51'0	49'7	50'0	50'1	50'3	49'9	52'8	52'4	52'1	51'8	51'6	51'3	51'1	50'9	
$E_r=0'9$	25	59'6	59'9	58'4	58'6	58'6	58'9	58'3	62'5	62'0	61'6	61'2	60'8	60'5	60'2	59'9	
$Q=6'96$ (W / m ²)	0'1	5'04	5'28	5'52	5'78	6'04	6'32	6'60	3'49	3'66	3'84	4'04	4'24	4'44	4'66	4'88	
	1	6'14	6'38	6'60	6'86	7'14	7'41	7'69	7'47	4'76	4'94	5'13	5'34	5'32	5'75	5'97	
	5	19'6	19'8	19'6	19'8	20'0	20'8	20'3	19'3	19'3	19'3	19'3	19'3	19'4	19'5	19'5	
	10	30'7	31'0	30'4	30'6	30'7	31'0	30'8	31'4	31'2	31'1	31'0	30'9	30'9	30'8	30'8	
	15	40'8	41'0	40'1	40'3	40'4	40'6	40'3	42'3	42'0	41'8	41'5	41'4	41'2	41'0	40'9	
	20	50'1	50'4	49'4	49'4	49'4	49'6	49'1	52'4	52'6	51'7	51'4	51'1	50'8	50'6	50'3	
$E_r=0'8$	25	59'0	59'3	57'7	58'0	57'9	58'2	57'5	62'1	61'6	61'2	60'7	60'4	60'0	59'7	59'3	

Nota: Velocidades de 2 m / s corresponden a una simple exposición al aire libre, mientras que el valor de 25 m / s raramente se da, pudiendo considerarse en exposiciones particularmente desfavorables como puede ser el borde del mar o en la montaña (una velocidad de viento de 100 Km / h corresponde a 27'78 m / s). Ej. $t_e=35$ °C, $Q=6'96$ W / m², $E_r=0'9$ y $v=5$ m / s : $h_e=20'5$ W / m² K.

3.4. Cálculo de h_e y de h_i ($h = \alpha_c + \alpha_R$): Convección forzada en cerramientos verticales y techos

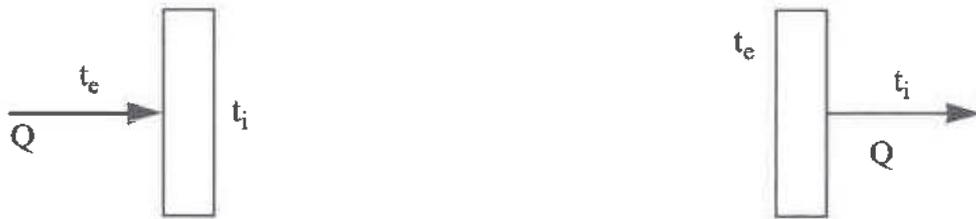


$$h = \alpha_c + \alpha_R \text{ (W / m}^2 \text{ K)}$$

Longitud de la pared en la dirección del viento = 10 m	CÁLCULO DE $h_e = \alpha_{ce} + \alpha_{Re}$								CÁLCULO DE $h_i = \alpha_{ci} + \alpha_{Ri}$							
	FLUJO DEL AIRE A LA PARED								FLUJO DE LA PARED AL AIRE							
	TEMPERATURAS DEL AIRE EXTERIOR (°C) (t_e)								TEMPERATURAS DEL AIRE INTERIOR (°C) (t_i)							
veloc. del viento (m/s)	20	25	30	35	40	45	50	-20	-15	-10	-5	0	5	10	15	
$Q=6'96$ (W / m ²)	0'1	5'50	5'77	6'04	6'33	6'63	6'93	7'25	3'74	3'94	4'15	4'36	4'59	4'82	5'06	5'31
	1	8'87	9'13	9'29	9'57	9'85	10'2	10'4	7'40	7'55	7'72	7'89	8'08	8'27	8'47	8'68
	5	18'7	19'0	18'8	19'1	19'3	19'6	19'7	18'1	18'1	18'1	18'2	18'3	18'4	18'5	18'6
	10	28'8	29'0	28'5	28'8	29'0	29'3	29'2	29'0	29'0	28'8	28'8	28'8	28'7	28'7	28'7
	15	37'8	38'1	37'3	37'6	37'7	38'0	37'7	38'8	38'6	38'4	38'3	38'2	38'1	38'0	37'9
	20	46'3	46'5	45'5	45'7	45'8	46'1	45'7	48'0	47'7	47'4	47'2	47'0	46'8	46'6	46'4
$E_r=0'9$	25	54'3	54'6	53'2	53'5	53'5	53'8	53'3	56'7	56'3	56'0	55'6	55'3	55'0	54'8	54'5
	0'1	4'93	5'17	5'41	5'66	5'93	6'20	6'48	3'37	3'55	3'73	3'93	4'12	4'33	4'54	4'77
	1	8'30	8'53	8'66	8'91	9'15	9'42	9'64	7'03	7'16	7'30	7'45	7'61	7'78	7'96	8'14
	5	18'1	18'4	18'2	18'4	18'6	18'9	18'9	17'7	17'7	17'7	17'8	17'8	17'9	18'0	18'0
	10	28'2	28'4	27'9	28'2	28'3	28'5	28'4	28'6	28'5	28'4	28'3	28'3	28'2	28'2	28'2
	15	37'2	37'5	36'7	36'9	37'0	37'2	37'0	38'5	38'2	38'0	37'9	37'7	37'6	37'5	37'3
$E_r=0'8$	20	45'7	45'9	44'8	45'1	45'1	45'4	44'9	47'6	47'3	47'0	46'7	46'5	46'3	46'1	45'9
	25	53'7	54'0	52'6	52'9	52'8	53'1	52'5	56'4	55'9	55'6	55'2	54'9	54'6	54'3	54'0

Nota: Velocidades de 2 m / s corresponden a una simple exposición al aire libre, mientras que el valor de 25 m / s raramente se da, pudiendo considerarse en exposiciones particularmente desfavorables como puede ser el borde del mar o en la montaña (una velocidad de viento de 100 Km / h corresponde a 27'78 m / s). Ej. $t_e=35$ °C, $Q=6'96$ W / m², $E_r=0'9$ y $v=5$ m / s : $h_e=19'1$ W / m² K.

3.5. Cálculo de h_e y de h_i ($h = \alpha_c + \alpha_R$): Convección natural en cerramientos verticales

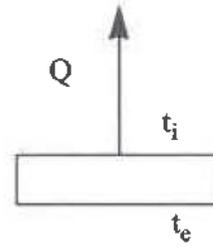
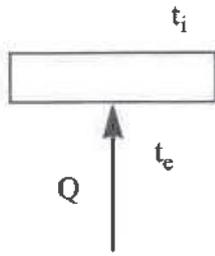


$$h = \alpha_c + \alpha_R \text{ (W / m}^2 \text{ K)}$$

Longitud de la pared en la dirección del viento = cualquiera	CÁLCULO DE $h_e = \alpha_{ce} + \alpha_{Re}$								CÁLCULO DE $h_i = \alpha_{ci} + \alpha_{Ri}$							
	FLUJO DEL AIRE A LA PARED								FLUJO DE LA PARED AL AIRE							
	TEMPERATURAS DEL AIRE EXTERIOR (°C) (t_e)								TEMPERATURAS DEL AIRE INTERIOR (°C) (t_i)							
	20	25	30	35	40	45	50	-20	-15	-10	-5	0	5	10	15	
$Q=9'28$ (W / m ²) $E_r=0'9$	6'85	7'08	7'30	7'55	7'82	8'10	8'37	5'41	5'57	5'73	5'90	6'09	6'28	6'48	6'69	
$Q=9'28$ (W / m ²) $E_r=0'8$	6'32	6'53	6'71	6'94	7'17	7'42	7'66	5'09	5'22	5'36	5'51	5'67	5'83	6'01	6'19	
$Q=6'96$ (W / m ²) $E_r=0'9$	6'71	6'95	7'16	7'42	7'69	7'97	8'25	5'24	5'39	5'36	5'74	5'92	6'12	6'32	6'53	
$Q=6'96$ (W / m ²) $E_r=0'8$	6'18	6'39	6'57	6'80	7'04	7'29	7'53	4'91	5'04	5'19	5'34	5'50	5'67	5'85	6'03	

Ej. $t_e=35$ °C, $Q=6'96$ W / m² y $E_r=0'9$: $h_e=7'42$ W / m² K.

3.6. Cálculo de h_e y de h_i ($h = \alpha_c + \alpha_R$): Convección natural en suelos: flujo ascendente



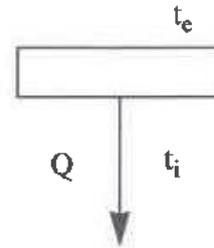
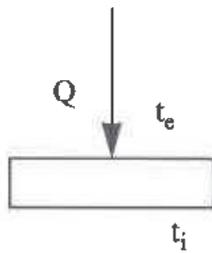
$$h = \alpha_c + \alpha_R \text{ (W / m}^2 \text{ K)}$$

		CÁLCULO DE $h_e = \alpha_{ce} + \alpha_{Re}$								CÁLCULO DE $h_i = \alpha_{ci} + \alpha_{Ri}$							
		FLUJO DEL AIRE A LA PARED								FLUJO DE LA PARED AL AIRE							
		TEMPERATURAS DEL AIRE EXTERIOR (°C) (t_e)								TEMPERATURAS DEL AIRE INTERIOR (°C) (t_i)							
	L	20	25	30	35	40	45	50	-20	-15	-10	-5	0	5	10	15	
Q=9'28 (W / m ²) E _r =0'9	5	5'38	5'63	5'89	6'15	6'43	6'72	7'02	3'96	4'15	4'35	5'55	4'77	4'99	5'22	5'46	
	15	5'25	5'50	5'76	6'03	6'31	6'60	6'86	3'82	4'01	4'21	4'42	4'64	4'86	5'10	5'34	
	40	5'16	5'42	5'68	5'95	6'23	6'52	6'82	3'72	3'92	4'12	4'33	4'55	4'77	5'01	5'25	
Q=9'28 (W / m ²) E _r =0'8	5	4'85	5'07	5'30	5'53	5'78	6'04	6'31	3'61	3'77	3'95	4'13	4'32	4'52	4'72	4'93	
	15	4'72	4'94	5'18	5'41	5'66	5'92	6'19	3'46	3'63	3'81	3'99	4'19	4'38	4'59	4'81	
	40	4'63	4'85	5'09	5'32	5'57	5'83	6'10	3'36	3'54	3'71	3'90	4'09	4'29	4'50	4'72	
Q=6'96 (W / m ²) E _r =0'9	5	5'35	5'60	5'86	6'13	6'41	6'70	7'00	3'91	4'10	4'30	4'50	4'72	4'94	5'18	5'42	
	15	5'23	5'49	5'75	6'01	6'29	6'59	6'89	3'78	3'97	4'17	4'38	4'60	4'82	5'06	5'30	
	40	5'15	5'40	5'67	5'94	6'22	6'51	6'81	3'69	3'88	4'08	4'29	4'51	4'74	4'97	5'22	
Q=6'96 (W / m ²) E _r =0'8	5	4'82	5'05	5'28	5'51	5'75	6'02	6'28	3'55	3'72	3'90	4'08	4'27	4'47	4'67	4'89	
	15	4'70	4'92	5'16	5'39	5'64	5'90	6'17	3'42	3'59	3'77	3'95	4'14	4'34	4'55	4'77	
	40	4'62	4'84	5'08	5'31	5'56	5'82	6'09	3'33	3'50	3'68	3'86	4'06	4'26	4'47	4'68	

L = (4 área de la placa / perímetro de la placa).

Ej. $t_e=35$ °C, $Q=6'96$ W / m², $E_r=0'9$ y $L=5$: $h_e=6'13$ W / m² K.

3.7. Cálculo de h_e y de h_i ($h = \alpha_c + \alpha_R$): Convección natural en techos: flujo descendente



$$h = \alpha_c + \alpha_R \text{ (W / m}^2 \text{ K)}$$

		CÁLCULO DE $h_e = \alpha_{ce} + \alpha_{Re}$									CÁLCULO DE $h_i = \alpha_{ci} + \alpha_{Ri}$								
		FLUJO DEL AIRE A LA PARED									FLUJO DE LA PARED AL AIRE								
		TEMPERATURAS DEL AIRE EXTERIOR (°C) (t_e)									TEMPERATURAS DEL AIRE INTERIOR (°C) (t_i)								
	L	20	25	30	35	40	45	50	55	60	-20	-15	-10	-5	0	5	10	15	
Q=9'28 (W / m ²) E _r =0'9	5	7'1	7'3	7'5	7'8	8'1	8'3	8'6	9'0	9'2	5'7	5'8	6'0	6'2	6'4	6'5	6'7	6'9	
	40	7'1	7'3	7'5	7'8	8'1	8'3	8'6	9'0	9'2	5'7	5'8	6'0	6'2	6'4	6'5	6'7	6'9	
Q=9'28 (W / m ²) E _r =0'8	5	6'6	6'8	7'0	7'2	7'4	7'7	7'9	8'1	8'4	5'4	5'5	5'6	5'8	5'9	6'1	6'3	6'4	
	40	6'6	6'8	7'0	7'2	7'4	7'7	7'9	8'1	8'4	5'4	5'5	5'6	5'8	5'9	6'1	6'3	6'4	
Q=6'96 (W / m ²) E _r =0'9	5	6'9	7'2	7'4	7'6	7'9	8'2	8'5	8'8	9'0	5'5	5'7	5'8	6'0	6'2	6'4	6'6	6'8	
	40	6'9	7'2	7'4	7'6	7'9	8'2	8'5	8'8	9'0	5'5	5'7	5'8	6'0	6'2	6'4	6'6	6'8	
Q=6'96 (W / m ²) E _r =0'8	5	6'4	6'6	6'8	7'0	7'3	7'6	7'7	8'0	8'3	5'2	5'3	5'4	5'6	5'8	5'9	6'1	6'3	
	40	6'4	6'6	6'8	7'0	7'3	7'6	7'7	8'0	8'3	5'2	5'3	5'4	5'6	5'8	5'9	6'1	6'3	

L = (4 área de la placa / perímetro de la placa).

Ej. $t_e = 35$ °C, $Q = 6'96$ W / m², $E_r = 0'9$ y $L = 5$: $h_e = 7'6$ W / m² K.

CAPÍTULO 3

Cálculo práctico de aislamientos en instalaciones frigoríficas

1. CÁLCULO DEL AISLAMIENTO EN SUPERFICIES PLANAS

1.1. Cerramientos simples u homogéneos y cerramientos compuestos

1.1.1. Cálculo del flujo de calor

La cantidad de calor (flujo de calor) que es capaz de atravesar un muro de superficie muy grande en relación a su espesor e , en régimen estacionario, y a cuyos lados existen temperaturas t_e y t_i (exterior e interior, respectivamente, con $t_e > t_i$), viene dado por la fórmula:

$$Q = K S \Delta t$$

donde:

K = Coeficiente global de transmisión de calor de la pared
(W / m² K) o (Kcal / h m² °C).

S = Superficie del cerramiento, (m²).

Δt = Diferencia de temperaturas ($t_e - t_i$), (°C).

1.1.2. Cálculo del coeficiente global de transmisión de calor

En un cerramiento simple de caras planoparalelas, formado por

un solo material homogéneo, el coeficiente global de transmisión de calor (K), viene dado por:

$$K = \frac{1}{(1 / h_i) + (e / \lambda) + (1 / h_e)}$$

donde:

e = Espesor del cerramiento (m).

λ = Conductividad térmica del cerramiento (W / m² K) o (Kcal / h m °C).

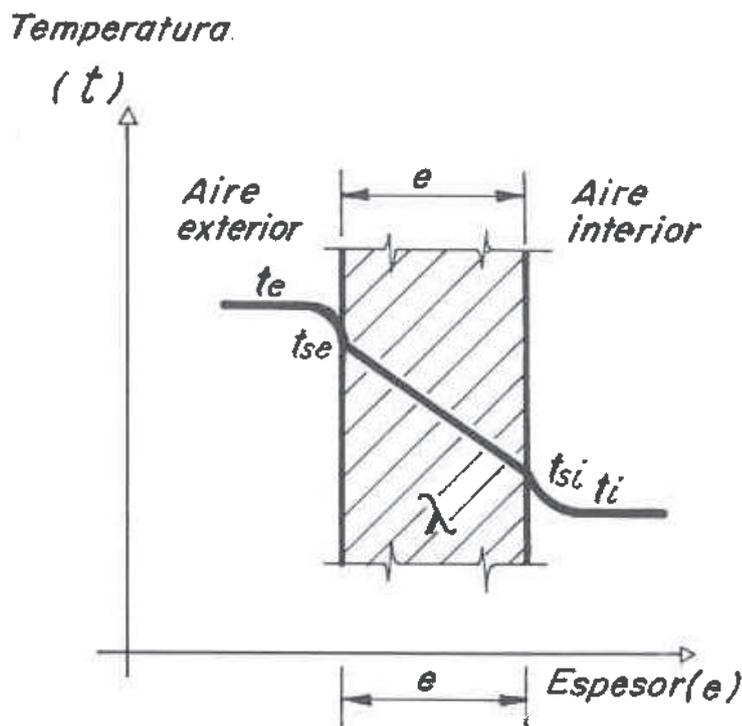
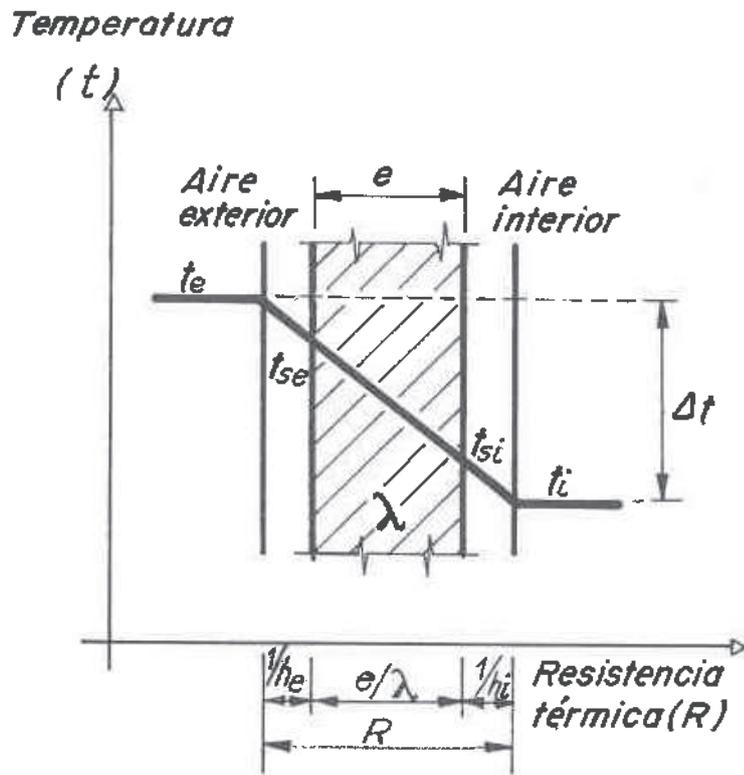
h_i y h_e = coeficientes superficiales de transmisión de calor interior y exterior, respectivamente, (W / m² K) o (Kcal / m² h °C).

El coeficiente superficial de transmisión de calor (NBE-CT-79) es la transmisión térmica por unidad de área hacia o desde una superficie en contacto con aire u otro fluido, debido a la convección, conducción y radiación, dividido por la diferencia de temperatura entre la superficie del material y la temperatura seca del fluido. En el caso del ambiente de un local, será la temperatura seca del mismo, cuando éste está saturado y en reposo, en condiciones de estado estacionario.

El valor del coeficiente superficial depende de muchos factores, tal como el movimiento del aire u otro fluido, las rugosidades de la superficie y la naturaleza y temperatura del ambiente.

$1 / h_i$ y $1 / h_e$, son la recíproca de los coeficientes superficiales de transmisión de calor (resistencias térmicas superficiales) y su valor depende del sentido del flujo de calor y de la situación exterior o interior de las superficies (NBE-CT-79). A (e / λ) , se le denomina resistencia térmica interna (m² K \ W) o (h m² °C / Kcal).

El coeficiente global de transmisión de calor (K), es por tanto el inverso de la resistencia térmica global que ofrece el cerramiento , R.



donde t_{se} y t_{si} son las temperaturas superficiales exterior e interior, respectivamente.

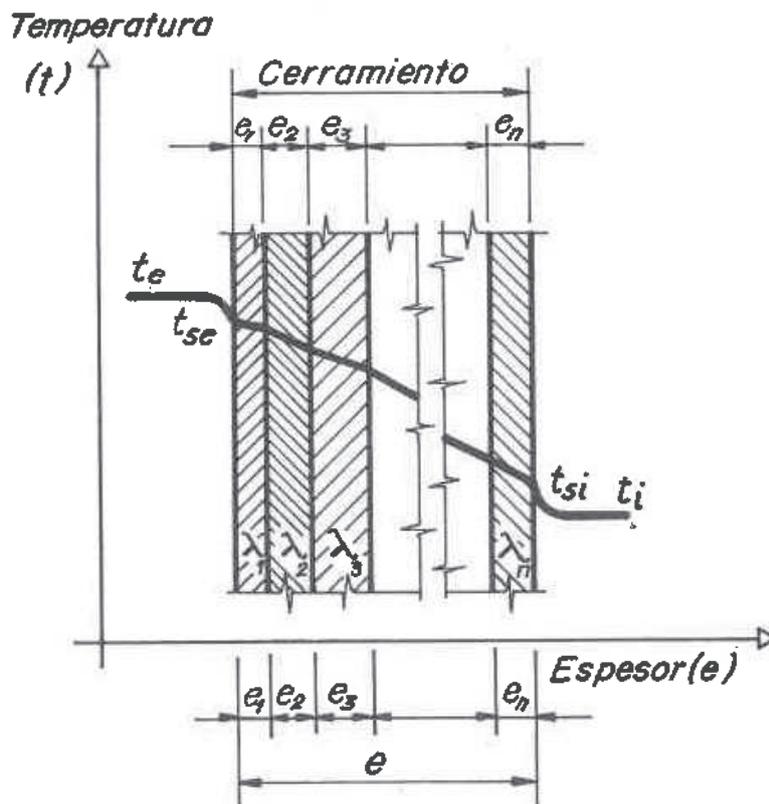
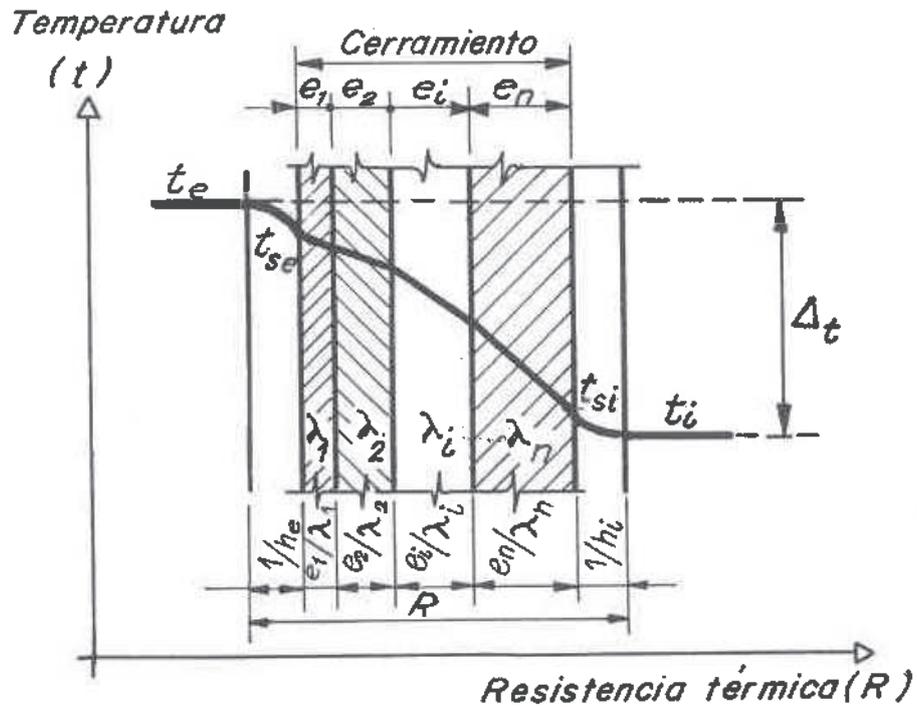
En el caso de un cerramiento compuesto, formado por una serie de capas planoparalelas, de distintos materiales, el coeficiente global de transmisión de calor (K), viene dado por:

$$K = \frac{1}{(1/h_i) + \sum (e_j/\lambda_j) + (1/h_e)}$$

donde:

e_j = Espesor de aislamiento de la capa j (m).

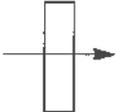
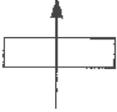
λ_j = Conductividad térmica de la capa j (W / m K) o (Kcal / h m °C).



1.1.3. Cálculo de los coeficientes superficiales de transmisión de calor

De acuerdo la citada NBE, pueden utilizarse los valores de las resistencias térmicas superficiales determinadas experimentalmente y que se exponen a continuación, según la posición del cerramiento y sentido del flujo de calor:

SITUACIÓN DEL CERRAMIENTO

Posición del cerramiento y sentido del flujo de calor	De separación con espacio exterior o local abierto			De separación con otro local, desván o cámara de aire		
	$1/h_i$	$1/h_e$	$(1/h_i+1/h_e)$	$1/h_i$	$1/h_e$	$(1/h_i+1/h_e)$
Cerramientos verticales o con pendiente sobre la horizontal $>60^\circ$ y flujo horizontal 	0'13 (0'11)	0'07 (0'06)	0'20 (0'017)	0'13 (0'11)	0'13 (0'11)	0'26 (0'22)
Cerramientos horizontales o con pendiente sobre la horizontal $< 60^\circ$ y flujo ascendente 	0'11 (0'09)	0'06 (0'05)	0'17 (0'14)	0'11 (0'09)	0'11 (0'09)	0'22 (0'18)
Cerramientos horizontales y flujo descendente 	0'20 (0'17)	0'06 (0'05)	0'26 (0'22)	0'20 (0'17)	0'20 (0'17)	0'40 (0'34)

Resistencias térmicas superficiales en $m^2 h \text{ } ^\circ C / Kcal$ ($m^2 \text{ } ^\circ C / W$)

Por otro lado, Pinazo (1993) y Torrela y Palau (1988), para esti-

mar el valor de los de los coeficientes superficiales de transmisión, a través del cálculo de los coeficientes de convección, utilizan la fórmula de Jurgens, para el caso de superficies planas:

$$h = a + b v^n$$

donde:

h: Coeficiente superficial de transmisión (Kcal / h m² °C).

v: Velocidad del aire (m / s).

Estado de la superficie

	v < 5 m / s			v > 5 m / s		
	a	b	n	a	b	n
Pulida	4'83	3'30	1	0	6'17	0'78
Rugosa	5'32	3'70	1	0	6'54	0'78

Hemos podido comprobar mediante el cálculo de Nüsselt que esta fórmula arroja resultados aceptables.

Otros autores, Torrella y Palau (1986), consideran adecuado recurrir a valores medios calculados experimentalmente, tomando:

$$h_e = 60 \text{ Kcal / h m}^2 \text{ °C.}$$

$$h_i = 20 \text{ Kcal / h m}^2 \text{ °C.}$$

$$(1 / h_e) + (1 / h_i) = 0'066 \text{ Kcal / h m}^2 \text{ °C.}$$

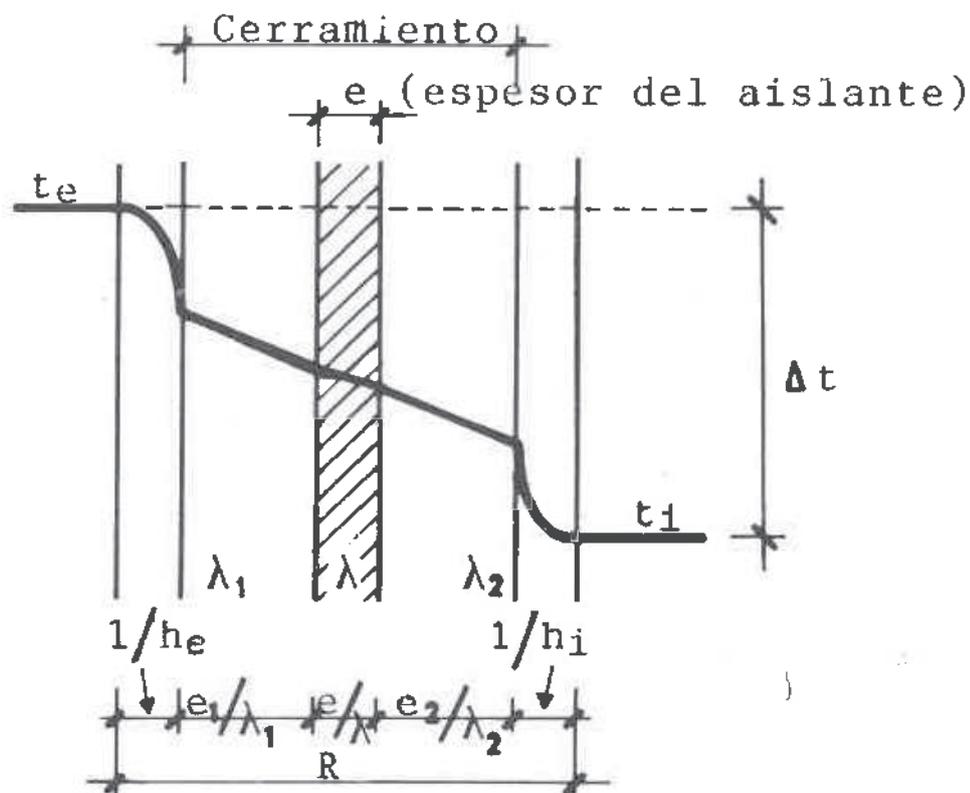
Estos valores pueden ser válidos en situaciones de altas velocidades de viento, tanto en el exterior ($\approx 25 \text{ m / s}$) como en el interior ($\approx 5 \text{ m / s}$).

Por otros métodos, (Margarida, 1984), también se puede obtener el coeficiente global de transmisión de calor (como suma del coeficiente de transmisión por convección y por radiación, $h = \alpha_C + \alpha_R$), como el de Nüsselt para superficies planas o el de Helmann y Koch para tuberías aisladas térmicamente. El método de Nüsselt, tal como

se expuso en el capítulo anterior se considera más exacto, pero debido a lo tedioso de su cálculo para determinar el valor de h , es por lo que muchos autores han desarrollado fórmulas empíricas más fáciles de utilizar para su determinación. No obstante, con el uso del ordenador este trabajo se reduce notablemente, por lo que también puede obtenerse el valor de h calculado mediante el uso del número de Nusselt de las tablas expuestas en el capítulo anterior.

1.2. Cálculo del espesor de aislante fijando el flujo de calor máximo permitido

En la práctica, antes de realizar el cálculo del espesor de aislante se procede a fijar el flujo de calor máximo permisible en el cerramiento. Por razones de economía energética suelen fijarse las pérdidas por m^2 de cerramiento en un máximo de $6 K_{cal} / h$ (cámaras de congelación o de conservación de congelados) o de $8 K_{cal} / h$ (cámaras de refrigeración). Por tanto, como $Q = K S \Delta t$, para $S = 1 m^2$ y $K = Q / \Delta t$, tendremos:



$$Q = K \cdot S \Delta t = K \Delta t = \frac{\Delta t}{R}; R = \frac{\Delta t}{Q}; R = \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_e} + \sum \left(\frac{e_i}{\lambda_i} \right) + \frac{1}{h_i}$$

$$\frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_e} + \sum \left(\frac{e_i}{\lambda_i} \right) + \frac{1}{h_i} = \frac{\Delta t}{Q}; \quad \frac{e}{\lambda} = \frac{\Delta t}{Q} - \left[\frac{1}{h_e} + \sum \left(\frac{e_i}{\lambda_i} \right) + \frac{1}{h_i} \right];$$

$$\Delta t = (t_e - t_i)$$

$$e = \left\{ \left(\frac{\Delta t}{Q} \right) - \left[\left(\frac{1}{h_i} \right) + \left(\frac{1}{h_e} \right) + \sum^0 \left(\frac{e_j}{\lambda_j} \right) \right] \right\} \lambda$$

Siendo, \sum^0 = Sumatorio extendido a todas las capas que componen el cerramiento menos la del material utilizado como aislante.

Sustituyendo el valor adoptado para Q, el valor de $(1 / h_i)$ y $(1 / h_e)$, el valor de λ que depende del tipo de aislante elegido, y el valor de Δt que depende de la temperatura exterior y la de trabajo, obtendremos el valor de e buscado.

Debido a que con el tiempo, los materiales utilizados normalmente en la construcción de cerramientos se humedecen y pierden sus propiedades aislantes, éstos no suelen tenerse en cuenta para el cálculo del aislamiento, considerando para ello solamente el espesor del aislante elegido, con lo que se obtendrá un coeficiente de seguridad por considerarse las condiciones más desfavorables, sirviendo además esta consideración para el caso en que el cerramiento esté formado por paneles prefabricados aislantes.

Ejemplo: Calcular el espesor de aislante necesario para aislar una pared exterior de una cámara frigorífica, utilizando para ello espuma de poliuretano proyectada *in situ*, con coeficiente de conductividad térmica según catálogo comercial de 0'020 Kcal / h m °C (0'20 1'163 = 0'02326 W / m K). La temperatura interior de la cámara es de 0 °C y la temperatura de cálculo exterior es de 35 °C. El valor de las resistencias térmicas superficiales, según la NBE-CT-79 para un cerramiento vertical de separación con espacio exterior vale: $(1 / h_i) + (1 / h_e) = 0'17 \text{ m}^2 \text{ K} / \text{W}$. Se desprecian las re-

sistencias térmicas internas del resto de materiales constructivos, admitiéndose un flujo calorífico máximo por cada m² de cerramiento de 9'3 W.

$$e = [(35 / 9'3) - 0'17] 0'02326 = 0'083 \text{ m} = 8'3 \text{ cm.}$$

Utilizando la fórmula de Jurgens para estimar el valor de las resistencias térmicas superficiales exterior e interior, considerando una velocidad del aire en el interior de la cámara de 0 m / s, una velocidad media del aire exterior de 8 m / s y considerando ambas superficies rugosas, tendremos: $h = a + b v^n$

$$h_i = 5'32 + 3'7 0^1 = 5'32 \text{ Kcal / h m}^2 \text{ }^\circ\text{C} = 5'32$$

$$1'16 = 6'17 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

$$h_e = 0 + 6'54 8^{0'78} = 33'11 \text{ Kcal / h m}^2 \text{ }^\circ\text{C} - 33'11 1'16$$

$$= 38'41 \text{ W / m}^2 \text{ K.}$$

$$(1 / h_i) + (1 / h_e) = 0'19 \text{ m}^2 \text{ K / W}$$

Por tanto:

$$e = [(35 / 9'3) - 0'19] 0'02326 = 0'083 \text{ m} = 8'3 \text{ cm.}$$

Tomando para $(1 / h_e) + (1 / h_i) = 0'066 \text{ Kcal / h m}^2 \text{ }^\circ\text{C} = 0'0567 \text{ W / m}^2 \text{ K}$, valor dado por Palau y Torreola según vimos en páginas anteriores y considerado válido para altas velocidades de viento, tendremos:

$$e = [(35 / 9'3) - 0'0567] 0'02326 = 0'086 \text{ m} = 8'6 \text{ cm.}$$

Si realizamos el cálculo despreciando las resistencias térmicas superficiales, tendremos:

$$e = (35 / 9'3) 0'02326 = 0'087 \text{ m} = 8'7 \text{ cm.}$$

Tomando valores obtenidos para $1/h_i + 1/h_e$ de las tablas expuestas al final de capítulo 2, para el caso de cerramientos verticales, con $t_e = 35^\circ\text{C}$, $t_i = 0^\circ\text{C}$, convección natural en el interior y velocidad del viento = 8 m / s en el exterior, con $E_r = 0.9$ para el interior y el exterior, tendremos:

$$h_e = 20.5 \text{ W / m}^2 \text{ K, para } v = 5 \text{ m / s}$$

y

$$h_e = 31.3 \text{ W / m}^2 \text{ K, para } v = 10 \text{ m / s}$$

$$h_i = 6.09 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

Interpolando entre el valor de h_e encontrado para $v = 5 \text{ m / s}$ y para $v = 10 \text{ m / s}$, obtendremos el valor de h_e para $v = 8 \text{ m / s}$: $h_e = 26.98 \text{ W / m}^2 \text{ K}$.

$$1/h_i + 1/h_e = 0.201 \text{ m}^2 \text{ K / W.}$$

Por tanto:

$$e = [(35 / 9.3) - 0.201] 0.02326 = 0.083 \text{ m} = 8.3 \text{ cm.}$$

1.3. Cálculo de las temperaturas superficiales exterior e interior

En ocasiones puede interesar conocer la temperatura superficial exterior o interior de un cerramiento. Para su determinación tendremos en cuenta que, en estado estacionario, el flujo de calor producirá un gradiente de temperatura en el cerramiento permitiéndonos conocer la temperatura en cualquier punto del mismo. El procedimiento seguido para la determinación de esta temperatura puede ser analítico o gráfico. Seguiremos aquí el procedimiento analítico, y generalizando el problema para un cerramiento compuesto, de acuerdo con los gráficos que se exponen, tendremos, según vimos en el capítulo 2:

a) *Temperatura superficial exterior:*

$Q = h_e S (t_e - t_{se})$, por la continuidad del flujo será igual a $K S \Delta t$:

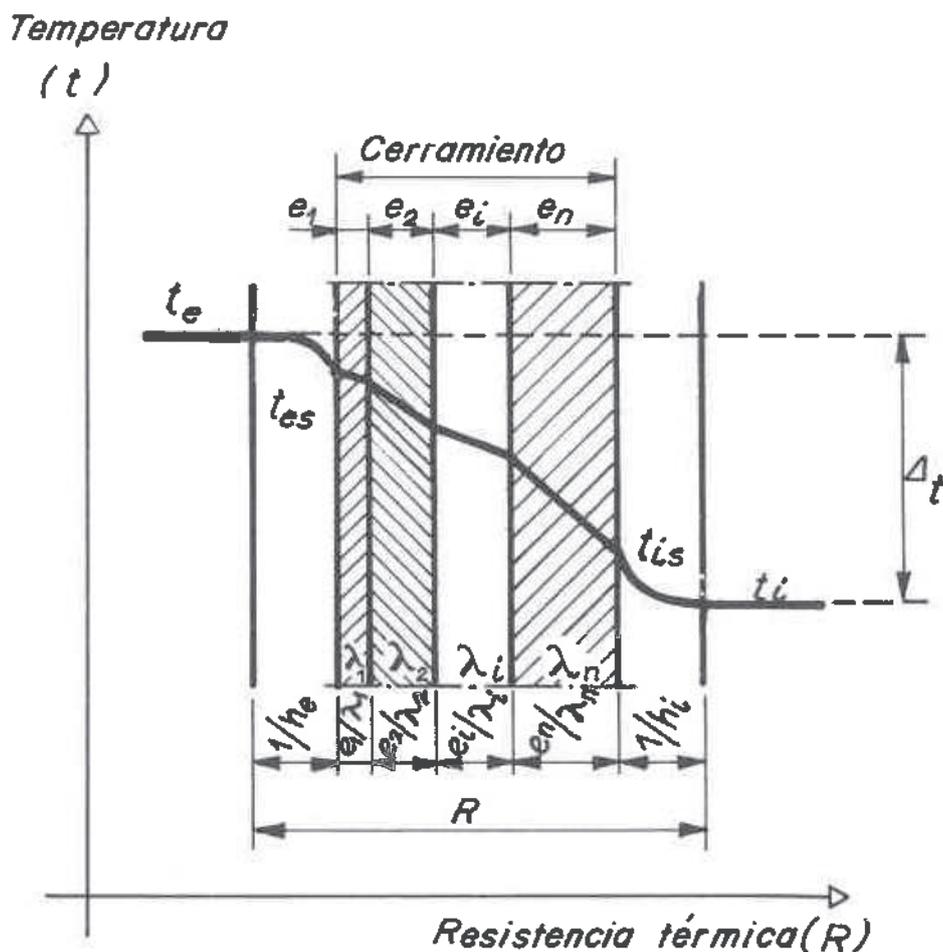
$$Q = h_e S (t_e - t_{se}) = K S \Delta t ; \quad h_e (t_e - t_{se}) = K \Delta t$$

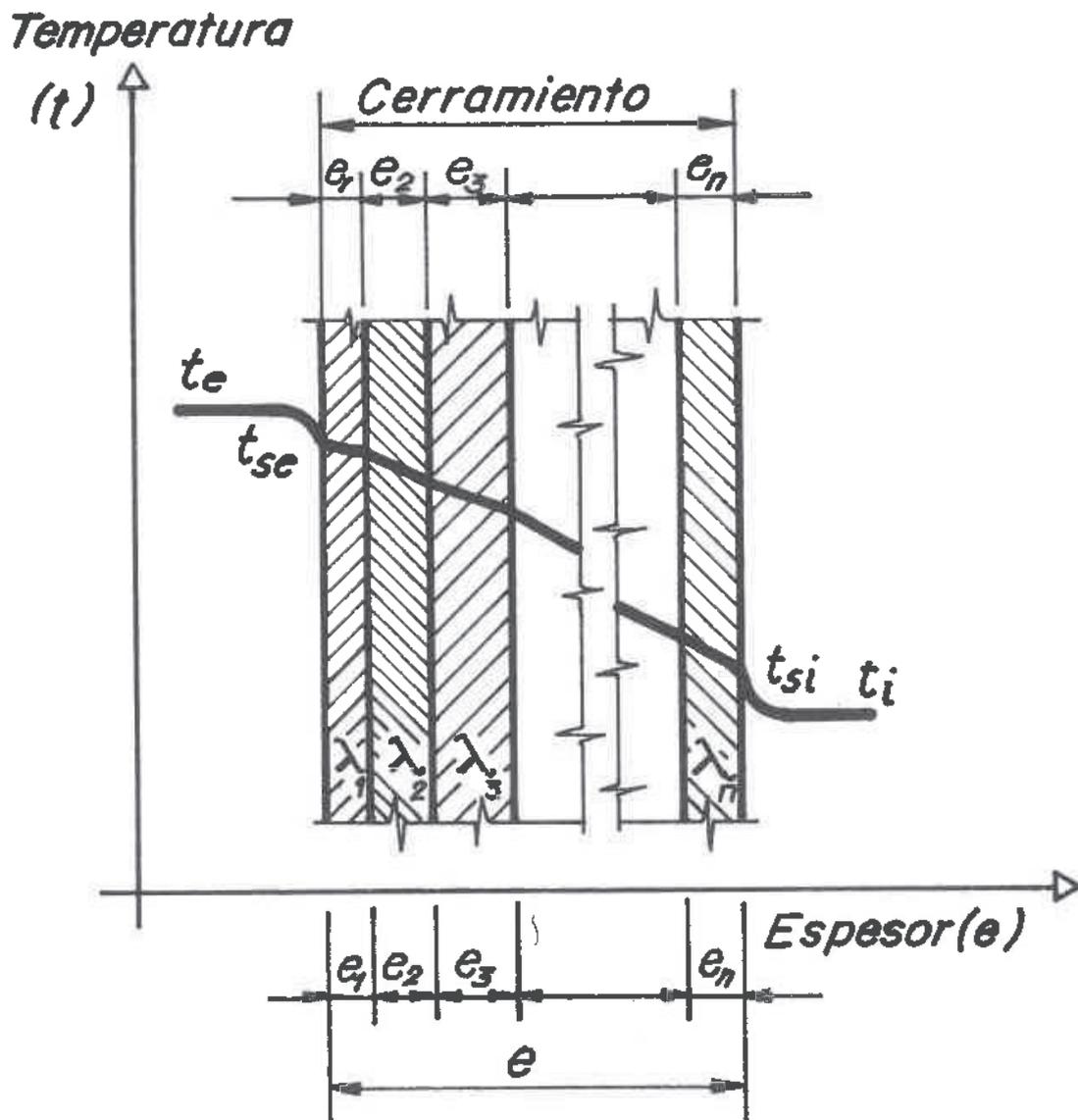
$$t_{se} = t_e - \frac{K \Delta t}{h_e} = t_e - \frac{\Delta t}{R h_e}$$

b) *Temperatura superficial interior:*

$$Q = h_i S (t_{si} - t_i) = K S \Delta t ; \quad h_i (t_{si} - t_i) = K \Delta t$$

$$t_{si} = t_i + \frac{K \Delta t}{h_i} = t_i + \frac{\Delta t}{R h_i}$$





siendo:

t_e : Temperatura del ambiente exterior (K) o ($^{\circ}\text{C}$).

t_i : Temperatura del ambiente interior (K) o ($^{\circ}\text{C}$).

t_{se} : Temperatura superficial exterior del cerramiento (K) o ($^{\circ}\text{C}$).

t_{si} : Temperatura superficial interior del cerramiento (K) o ($^{\circ}\text{C}$).

$e_1, e_2, e_3, \dots, e_n$ = Espesores de cada una de las n capas que constituyen el cerramiento (m).

$\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3, \dots, \lambda_n$ = Coeficientes de conductividad térmica de cada una de las n capas que constituyen el cerramiento ($\text{W} / \text{m K}$) o ($\text{Kcal} / \text{m h } ^{\circ}\text{C}$).

$e_1 / \lambda_1, e_2 / \lambda_2, e_3 / \lambda_3, \dots, e_n / \lambda_n$ = Resistencias térmicas internas de cada una de las n capas que constituyen el cerramiento ($\text{m}^2 \text{K} / \text{W}$) o ($\text{h m}^2 \text{ } ^{\circ}\text{C} / \text{Kcal}$).

R = Resistencia térmica global del cerramiento ($m^2 K / W$) o ($h m^2 ^\circ C / Kcal$).

e = espesor total del cerramiento (m).

$\Delta t = t_e - t_i$.

K = Coeficiente global de transmisión de calor ($W / m^2 K$) o ($Kcal / h m^2 ^\circ C$).

1.4. Cálculo del espesor de aislamiento fijada la temperatura superficial exterior

En ocasiones puede interesar calcular el espesor de aislante fijando una temperatura superficial predeterminada. Para encontrar la expresión que nos permite realizar este cálculo partimos de la expresión expuesta en el punto 1.2.:

$$e = \left\{ \left(\frac{\Delta t}{Q} \right) - \left[\left(\frac{1}{h_i} \right) + \left(\frac{1}{h_e} \right) + \sum_j^0 \left(\frac{e_j}{\lambda_j} \right) \right] \right\} \lambda$$

siendo $\Delta t = t_e - t_i$; Utilizando también la expresión que nos permite calcular la cantidad global de calor transmitido del ambiente exterior a la cara exterior del cerramiento, según el punto 2.1.1.a) del capítulo 2, y para una superficie unitaria de $1 m^2$:

$Q = h_e S (t_e - t_{se}) = h_e (t_e - t_{se})$, y por tanto:

$$e = \left\{ \left(\frac{t_e - t_i}{h_e (t_e - t_{se})} \right) - \left[\left(\frac{1}{h_i} \right) + \left(\frac{1}{h_e} \right) + \sum_j^0 \left(\frac{e_j}{\lambda_j} \right) \right] \right\} \lambda$$

1.5. Condensaciones en cerramientos

Las condensaciones de vapor de agua en determinadas superficies suelen ser un gran inconveniente, por lo que se hace necesario dimensionar un espesor de aislante adecuado para evitarlas.

Para obtener un buen aislamiento es necesario que el material

aislante se conserve seco, ya que con la humedad aumenta su coeficiente de conductividad térmica, por lo que se deberá poner especial atención durante la ejecución de la obra, ya que el vapor de agua tenderá a penetrar hacia el interior del cerramiento y de la cámara frigorífica, debido a la diferencia de presión parcial de vapor. El vapor de agua se difunde de las zonas de mayor presión de vapor a las de menor.

En el caso de cámaras frigoríficas, el aire húmedo exterior que intenta penetrar hacia el interior, va disminuyendo su temperatura, pudiendo llegar a la temperatura de rocío y, producir en este caso condensaciones en ese punto, o incluso, si la temperatura de la cámara es negativa, puede solidificar, pudiendo provocar graves daños en el cerramiento. En cualquier caso, al humedecerse el cerramiento y el aislante, aumenta su conductividad térmica, aumentando el flujo de calor hacia el interior.

Por tanto, en el cálculo de un cerramiento de una cámara frigorífica y su posterior ejecución se deberá cumplir la condición de que no se produzcan condensaciones en ninguna de las capas que constituyen el aislamiento del cerramiento, por lo que la temperatura en cualquier punto del mismo deberá ser superior a la temperatura de rocío. Para evitar que se produzca este fenómeno se tomarán algunas medidas, y en especial se atenderá al establecimiento de barreras antivapor situadas por la cara caliente del aislamiento. Esta pantalla hidrófuga suele estar constituida por emulsiones bituminosas o también por láminas de plástico o metal.

1.5.1. Temperatura de rocío

A una temperatura determinada el aire no puede contener más de una cantidad de agua en estado de vapor, que será inferior a un nivel máximo denominado de saturación, por ejemplo 5 g / Kg a 4 °C (ver ábaco psicrométrico que se expone a continuación). Cuando el contenido de vapor de agua de este aire es menor que esta cantidad má-

xima, por ejemplo 4 g / Kg, entonces el aire no está saturado y se caracteriza por su humedad relativa o relación entre el peso o presión de vapor de agua existente y el vapor de agua al nivel de saturación, es decir, en este caso tendría una humedad relativa de 4 / 5: 80%.

La presión de vapor será más elevada a medida que la temperatura del aire sea más alta, como puede verse en ábaco psicrométrico. Una masa de aire inicialmente no saturada, por ejemplo 80% (10 / 12'5) y 16 mbar a 17'5 °C, llevada a una temperatura más baja puede alcanzar el nivel de saturación sin necesidad de ver modificada su presión de vapor de agua, y a partir de este punto parte del vapor de agua se condensará. La temperatura a partir de la cual se produce esta condensación se denomina punto de rocío del ambiente considerado (≈ 14 °C en este caso).

Por tanto, se producirá el fenómeno de la condensación cuando el aire descienda su temperatura a un nivel igual o inferior a su punto de rocío o cuando el vapor contenido en el aire se encuentre en contacto con un cerramiento u objeto cuya temperatura sea inferior al punto de rocío.

**TABLA DE PRESIONES DE SATURACIÓN EN mbar DEL VAPOR DE AGUA
A TEMPERATURAS SECAS COMPRENDIDAS ENTRE +25 Y - 10 °C.
(NORMA NBE-CT-79).**

°C	.0	.1	.2	.3	.4	.5	.6	.7	.8	.9
+25	31,68	31,86	32,05	32,24	32,44	32,62	32,82	33,01	33,21	33,41
+24	29,84	30,01	30,20	30,38	30,56	30,74	30,93	31,12	31,30	31,49
+23	28,09	28,26	28,42	28,60	28,77	28,94	29,13	29,30	29,48	29,65
+22	26,57	26,60	26,76	26,92	27,09	27,25	27,42	27,58	27,76	27,92
+21	24,86	25,02	25,17	25,33	25,48	25,64	25,80	25,96	26,12	26,28
+20	23,38	23,52	23,66	23,81	23,96	24,10	24,26	24,41	24,56	24,72
+19	21,97	22,10	22,24	22,38	22,52	22,66	22,80	22,94	23,09	23,24
+18	20,64	20,76	20,89	21,02	21,16	21,29	21,42	21,56	21,69	21,82
+17	19,37	19,49	19,61	19,74	19,86	20,00	20,13	20,25	20,37	20,50
+16	18,17	18,29	18,41	18,53	18,65	18,77	18,89	19,01	19,13	19,25
+15	17,05	17,16	17,27	17,39	17,49	17,60	17,72	17,83	17,95	18,07
+14	15,99	16,08	16,19	16,29	16,40	16,51	16,61	16,72	16,83	16,95
+13	14,97	15,07	15,17	15,27	15,37	15,47	15,57	15,68	15,77	15,88
+12	14,03	14,12	14,21	14,31	14,40	14,49	14,59	14,68	14,77	14,88
+11	13,12	13,21	13,31	13,39	13,48	13,57	13,65	13,75	13,84	13,93
+10	12,28	12,46	12,44	12,52	12,61	12,69	12,77	12,87	12,95	13,04
+ 9	11,48	11,56	11,64	11,72	11,79	11,87	11,95	12,03	12,12	12,20
+ 8	10,72	10,80	10,87	10,95	11,03	11,09	11,17	11,25	11,32	11,40
+ 7	10,01	10,08	10,16	10,23	10,29	10,36	10,44	10,51	10,59	10,65
+ 6	9,35	9,41	9,48	9,55	9,61	9,68	9,75	9,81	9,88	9,95
+ 5	8,72	8,79	8,84	8,91	8,97	9,03	9,02	9,16	9,23	9,28
+ 4	8,13	8,19	8,25	8,31	8,36	8,43	8,48	8,55	8,60	8,67
+ 3	7,57	7,63	7,68	7,75	7,80	7,85	7,91	7,96	8,01	8,08
+ 2	7,05	7,11	7,16	7,21	7,27	7,32	7,36	7,41	7,47	7,52
+ 1	6,57	6,61	6,67	6,71	6,76	6,81	6,85	6,81	6,96	7,01
+ 0	6,11	6,15	6,20	6,24	6,28	6,33	6,37	6,43	6,47	6,52
- 0	6,11	6,05	6,00	5,96	5,91	5,87	5,81	5,76	5,72	5,67
- 1	5,63	5,57	5,53	5,48	5,44	5,39	5,35	5,31	5,25	5,21
- 2	5,17	5,13	5,08	5,04	5,00	4,96	4,92	4,88	4,84	4,80
- 3	4,76	4,72	4,68	4,64	4,60	4,56	4,52	4,48	4,44	4,40
- 4	4,37	4,33	4,29	4,25	4,23	4,19	4,15	4,12	4,08	4,04
- 5	4,01	3,97	3,95	3,91	3,88	3,84	3,81	3,77	3,75	3,71
- 6	3,68	3,65	3,61	3,59	3,56	3,52	3,49	3,47	3,44	3,40
- 7	3,37	3,35	3,32	3,29	3,27	3,23	3,20	3,17	3,15	3,12
- 8	3,09	3,07	3,04	3,01	2,99	2,96	2,93	2,91	2,88	2,85
- 9	2,83	2,81	2,79	2,76	2,73	2,71	2,69	2,67	2,64	2,61
-10	2,60	2,57	2,55	2,52	2,51	2,48	2,45	2,44	2,41	2,40

Presión de saturación Ps en mbar del vapor de agua a temperaturas secas entre +25°C y -10°C.

1.5.2. Cálculo de la temperatura de rocío

En algunas ocasiones es preciso calcular un espesor de aislamiento tal que en una determinada superficie no se produzcan condensaciones del vapor de agua existente en el aire.

Para obtener la expresión que nos permite calcular la temperatura de rocío, t_r , se parte de los datos del aire: presión atmosférica, P (en Pascales, Pa; se considera que 1 bar = 10^5 Pa); humedad relativa, H (en tanto por uno) y de la temperatura seca exterior, t_e (en °C).

Se calcula la presión de vapor de saturación, P_{vs} (en Pa),

$$P_{vs} = 10^{\left(\frac{7.5 t_e}{237.3 + t_e} + 2.7858 \right)} \quad (1)$$

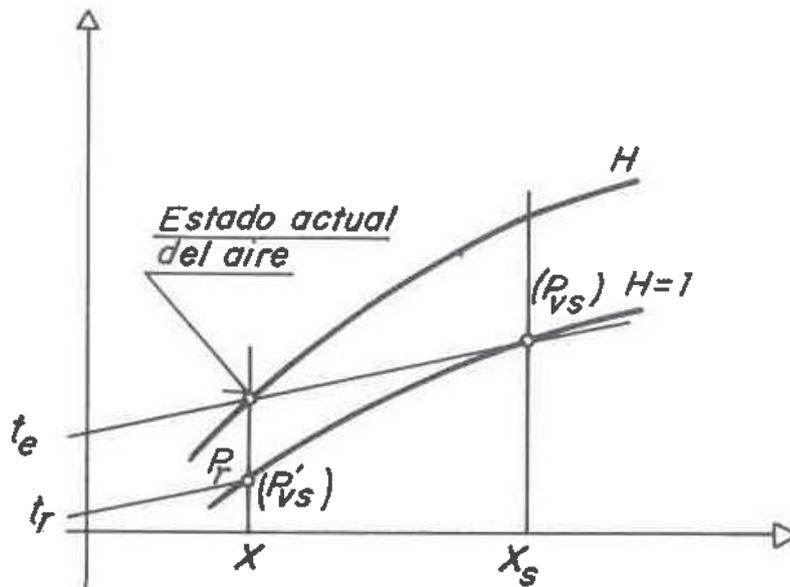
Se calcula la humedad absoluta de saturación del aire, X_s , a la temperatura t_e ,

$$X_s = 0.622 \frac{P_{vs}}{P - P_{vs}} \quad (2)$$

La presión atmosférica, $P \approx 10^5$ Pa

La humedad absoluta del aire, X (Kg de agua / Kg de aire seco), es:

$$X = H X_s \quad (3)$$



La entalpia del aire, i (KJ / Kg de aire seco), vale:

$$i = t_e + X (2501 + 1'93 t_e) \quad (4)$$

o expresada en Kcal / Kg de aire seco, dividiendo la fórmula anterior por 4'1869 KJ / Kcal:

$$i = 0'23884 t_e + X (597'3393 + 0'461 t_e) \quad (5)$$

La presión de vapor de saturación del punto de rocío, P_r , es, despejando de (2) P_{vs} sustituida por P'_{vs} y X_s por X , será:

$$P'_{vs} = \frac{X P}{0'622 + X} \quad (6)$$

Y sustituyendo en (1), cambiando P_{vs} y t_e por la temperatura de rocío (t_r), tendremos:

$$t_r = \frac{237'3 (\lg_{10} P'_{vs} - 2'7858)}{7'5 - (\lg_{10} P'_{vs} - 2'7858)}$$

Ejemplo.—Considerando unas condiciones del aire exterior de:

$$t_e = 35^\circ\text{C}.$$

$$H = 0'5 \text{ (50 \%)}.$$

P atmosférica = 760 mm Hg., que expresada en Pa, valdrá:

$$P = 760 \cdot 133'3 \text{ (mm Hg) (Pa / mm Hg.)} = 101.308 \text{ Pa}$$

Calcular:

- Humedad absoluta del aire (Kg de agua / Kg de aire seco).
- Entalpia (KJ / Kg de aire seco y en Kcal / Kg de aire seco).
- Temperatura de rocío ($^\circ\text{C}$).
- Volumen específico del aire (m^3 / Kg de aire seco).

Resultado:

- Humedad absoluta del aire, X (Kg de agua / Kg de aire seco):

$$X = H X_s$$

La humedad absoluta de saturación del aire, X_s , a la temperatura t_e , vale:

$$X_s = 0,622 \frac{P_{vs}}{P - P_{vs}},$$

donde P = Presión atmosférica considerada; en este caso, P = 101.308 Pa; la presión de vapor de saturación, P_{vs} , valdrá:

$$P_{vs} = 10 \left(\frac{7'5 t_e}{237'3 + t_e} + 2'7858 \right) = 5620'957 \text{ Pa,}$$

por tanto

$$X_s = 3'654 \cdot 10^{-2} \text{ (Kg de agua / kg de aire seco)}$$

y

$$X = 1'827 \cdot 10^{-2} \text{ (kg de agua / Kg de aire seco).}$$

b) *Entalpia del aire:*

$$i = t_e + X (2501 + 1'93 t_e) \text{ (KJ / Kg de aire seco)}$$

o bien,

$$i = 0'23884 t_e + X (597'339 + 0'461 t_e) \text{ (Kcal / Kg de aire seco).}$$

$$i = 35 + 1'83 \cdot 10^{-2} (2501 + 1'93 \cdot 35) = 81'925 \text{ KJ / Kg a. s.} \\ = 19'567 \text{ Kcal / Kg a. s.}$$

$$1 \text{ cal} = 4'1869 \text{ J.}$$

c) *Temperatura de rocío:*

La presión de vapor de saturación del punto de rocío, P_r , valdrá:

$$P'_{vs} = \frac{XP}{0'622 + X} = \frac{1'83 \cdot 10^{-2} \cdot 101308}{0'622 + 1'83 \cdot 10^{-2}} = 2890'67 \text{ Pa}$$

$$t_r = \frac{237'3 (\log_{10} P'_{vs} - 2'7858)}{7'5 - (\log_{10} P'_{vs} - 2'7858)} = \frac{160'22}{6'825} = 23'48^\circ\text{C}$$

d) *Volumen específico del aire:*

$$\rho = \frac{(t_e + 273'15) (287 + X \cdot 461)}{P} = \frac{(35 + 273'15) (287 + 1'83 \cdot 10^{-2} \cdot 461)}{101308} = \\ = 0'8986 \text{ (m}^3 \text{ / Kg a. s.)}$$

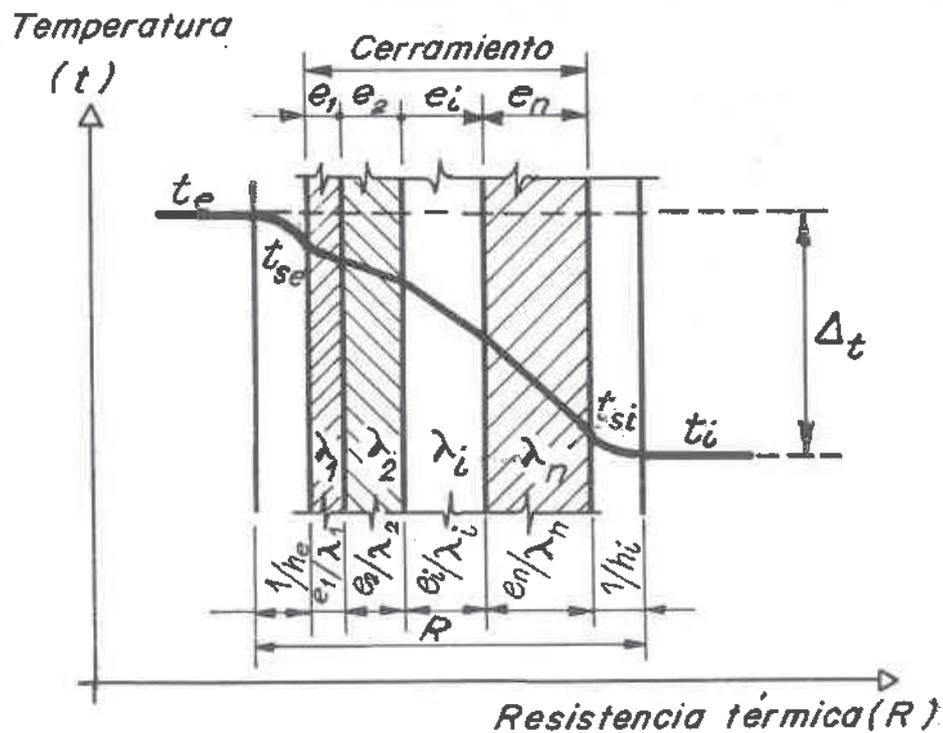
1.5.3. Eliminación del riesgo de condensación superficial por mejora del aislamiento térmico del cerramiento

En ocasiones puede interesar calcular el espesor de aislante tal que se eviten las condensaciones de vapor de agua sobre las superficies exteriores de un cerramiento exterior. El espesor mínimo adicional de aislante en este caso puede determinarse operando del siguiente modo:

$$\frac{t_e - t_i}{t_e - t_{se}} = \frac{R}{1/h_e}$$

$$\frac{t_e - t_i}{t_e - t_{se}} = \frac{h_e}{K}$$

$$K = \frac{(t_e - t_{se}) h_e}{t_e - t_i}$$



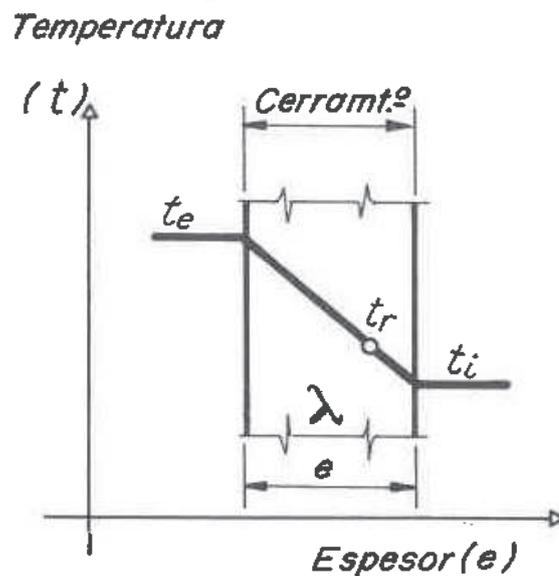
Igualando la temperatura superficial exterior (t_{se}) a la temperatura de rocío (t_r), tendremos:

$$K = \frac{(t_e - t_r) h_e}{t_e - t_i}$$

Por otro lado, considerando que la resistencia térmica total del muro aislado $R = 1 / K$ es igual a la resistencia térmica de éste sin aislar ($1 / K_0$) más la del aislamiento (e / λ), tendremos:

$$1 / K = (1 / K_0) + (e / \lambda)$$

de donde podremos despejar el espesor de aislante, e , y sustituir el valor de K :



$$e = \lambda \left(\frac{t_e - t_i}{h_e (t_e - t_r)} - \frac{1}{K_0} \right)$$

donde:

t_r = Temperatura de rocío del aire exterior, en °C.

t_e = Temperatura del ambiente exterior, en °C.

t_i = Temperatura del ambiente interior, en °C.

t_{se} = Temperatura superficial exterior, en °C.

e = Espesor del material aislante suplementario, en m.

λ = Conductividad térmica del aislamiento en Kcal / m h °C.

K_0 = Coeficiente de transmisión de calor del cerramiento sin aislamiento, en Kcal / m² h °C.

K = Coeficiente global de transmisión de calor del cerramiento Kcal / m² h °C.

1.5.4. *Difusión del vapor de agua en un cerramiento*

El vapor de agua se difunde, como ya hemos indicado, desde los puntos con mayor presión de vapor (también llamada presión parcial de vapor) a los de menor presión de vapor, al igual que ocurre con el flujo de calor, que se difunde desde los puntos de mayor temperatura a los de menor temperatura.

En la práctica, mediante el establecimiento de barreras antivapor tratamos de evitar la difusión o penetración del vapor de agua en el aislante, pero en aquellos casos donde la barrera de vapor falla o el cerramiento está compuesto por fábricas de elementos prefabricados y revestimientos, además de por el propio aislante normalmente intercalado entre éstos, los materiales empleados en la construcción del cerramiento incluido el aislante podrían humedecerse.

La masa de vapor de agua difundida, m_v , ($\mu\text{g} / \text{m}^2 \text{ s}$) o ($\text{g} / \text{m}^2 \text{ día}$), para una pared de espesor o espesores y difusividades (d_v) definidos, puede calcularse mediante:

$$m_v = \frac{P_{vi} - P_{vj}}{\sum R_v \text{ al vapor de } i \text{ a } j}$$

donde:

P_{vi} = Presión parcial de vapor de la capa i (Pa) o (mbar).

P_{vj} = Presión parcial de vapor de la capa j (Pa) o (mbar).

R_v = Resistencia al vapor de agua de los materiales que constituyen el cerramiento ($\text{MN s} / \text{g m}$) o ($\text{mmHg m}^2 \text{ día} / \text{g cm}$).

La resistencia al vapor de agua es el resultado de multiplicar la resistividad al vapor por su espesor:

$$R_v = r_v e; \quad \sum R_v = \sum r_{vi} e_i$$

donde:

e = Espesor de aislante o de otro material (m).

r_v = Resistividad al vapor de agua (MN s / g m o mmHg m² día / g cm), cuyos valores se exponen en la tabla siguiente.

Presión de vapor (mbar): Designada a veces como presión parcial de vapor. En el aire húmedo, la presión de vapor es la presión parcial de vapor de agua que contiene. Entre dos recintos o puntos con distinta presión de vapor, separados por un medio permeable a éste, el vapor de agua se desplaza del de mayor presión de vapor al de menor presión de vapor. En el S. I. la unidad es el Pascal (P_a): $1 P_a = 1 N / m^2$; $1 mbar = 100 P_a = 100 N / m^2$. Otra unidad utilizada es el mmHg o Torricelli (Torr): $1 mmHg = 1,333 mbar$; $1 mbar = 0,75 mmHg$ (Torr). (NBE-CT-79).

Presión de saturación (mbar): La presión de vapor a una temperatura, es la presión del vapor saturado a esa temperatura (NBE-CT-79).

Permeabilidad o difusividad al vapor de agua [g cm / mmHg m² día, y en el S.I.: g m / MN s (gramo metro por meganewton segundo)]. Es la cantidad de vapor que pasa a través de la unidad de superficie de material de espesor unidad cuando la diferencia de presión de vapor entre sus caras es la unidad. Se expresa mediante d_v . (NBE – CT 79). $1 g cm / mmHg m^2 día = 0,868 \cdot 10^{-3} g m / MN s$; $1 g m / MN s = 1152 g cm / mmHg m^2 día$.

Resistividad al vapor (mmHg m² día / g cm; MN s / g m en el S.I.). $r_v = 1 / d_v$. (NBE-CT 79).

Resistencia al vapor de agua (mmHg m² día / g; MN s / g en el S.I.). $1 mmHg m^2 día / g = 11,52 MN s / g$; $1 MN s / g = 0,0868 mmHg m^2 día / g$. En un cerramiento compuesto, la resistencia al paso del vapor de agua será la suma de las resistencias de cada una de las capas, despreciándose las resistencias superficiales (NBE-CT-79). $R_v = r_v \cdot e = (1 / d_v) \cdot e$.

1.6. Tablas de resistividades y resistencia de distintos materiales al vapor de agua

RESISTIVIDADES AL VAPOR DE AGUA (NBE-CT-79):

Material	Resistividad al vapor r_v (l)	
	MN s/g m	mmHg m ² día/g cm
Aire en reposo (cámaras)	5,5	0,004
Aire en movimiento (cámaras ventiladas)	0	0,000
Fábrica de ladrillo macizo	55	0,040
Fábrica de ladrillo perforado	36	0,031
Fábrica de ladrillo hueco	30	0,026
Fábrica de piedra natural	150-450	0,13-0,39
Enfoscados y revocos	100	0,087
Enlucidos de yeso	60	0,052
Placas de amianto-cemento	1,6-3,5	0,001-0,003
Hormigón con áridos normales o ligeros	30-100	0,026-0,086
Hormigón aireado con espumantes	20	0,017
Hormigón celular curado al vapor	77	0,060
Madera	45-75	0,039-0,065
Tablero aglomerado de partículas	15-60	0,013-0,052
Contrachapado de madera	1500-6000	1,30-5,20
Hormigón con fibra de madera	15-40	0,013-0,035
AISLANTES TÉRMICOS		
Aglomerado de corcho UNE 56.904	92	0,08
Espuma elastomérica	48000	41,6
Fibra de vidrio (2)	9	0,007
Lana mineral: Tipos I y II	9,6	0,008
Tipos III, IV y V	10,5	0,009
Perlita expandida	0,000	0,000
Poliisilireno expandido UNE 53.310:		
Tipo I	138	0,12
Tipo II	161	0,14
Tipo III	173	0,15
Tipo IV	207	0,18
Tipo V	253	0,22
Poliestireno extrusionado	523-1047	0,45-0,90
Poliuretano reticulado	9600	8,33
Poliisocianurato, espuma de	77	0,06
Poliuretano aplicado in situ, espuma de:		
Tipo I	96	0,083
Tipo II	127	0,111

RESISTIVIDADES AL VAPOR DE AGUA (NBE-CT-79) (continuación):

Material	Resistividad al vapor r_v (1)	
	MN s/g m	mmHg m ² día/g cm
Tipo III	161	0,142
Tipo IV	184	0,166
Poliuretano aplicado in situ espuma de:		
Tipo I	76	0,066
Tipo II	82	0,071
Urea formaldehido, espuma de	20-30	0,017-0,026

(1) Es el inverso de la permeabilidad al vapor dv

(2) Cualquier tipo sin incluir protecciones adicionales que pudieran constituir barrera de vapor.

RESISTENCIA AL VAPOR DE AGUA (NBE-CT-79)

Materiales en forma de lámina (1)	Resistencia al vapor (2)	
	MN s/g	mmHg m ² día/g
Hoja de aluminio de 8 micras	4000	347
Lámina de polietileno de 0,05 mm	103	9
Lámina de polietileno de 0,10 mm	230	20
Lámina de poliéster de 25 micras	24	2,08
Papel Kraft con oxiasfalto	9,7	0,84
Papel Kraft	0,43	0,037
Pintura al esmalte	7,5-40	0,65-3,48
Papel vinílico de revestimiento	5-10	0,43-0,86

(1) Pueden considerarse como barreras de vapor aquellos materiales laminares cuya resistencia al vapor está comprendida entre 10 y 230 MN s / g (0,86 y 20 mmHg m² día / g)

(2) Es el inverso de la permeancia al vapor.

1.7. Tablas de conductividad y resistencia térmicas de algunos materiales constructivos y aislantes

DENSIDAD Y CONDUCTIVIDAD TÉRMICA DE LOS MATERIALES MÁS USUALES EN CONSTRUCCIÓN SEGÚN D.T.U. (Margarida, M., 1984)

	Densidad kg / m ³	Conductividad térmica λ kcal / h m °C
<i>Piedras pesadas</i>		
Granito, basalto, sílex, etc.	2.400-3.000	3,00
<i>Piedras calcáreas</i>		
Mármol	2.590	2,50
Caliza (dura)	2.350-2.580	1,90
Arenisca (cerrada)	2.160-2.340	1,50
Arenisca (semicerrada)	1.840-2.150	1,20
Guijo seco	1.800	0,55
Guijo húmedo	2.000	2,00
Bloques de tierra comprimida	1.700-1.900	0,95
Tierra cocida	1.800-2.000	1,00
Hormigón armado	2.300-2.400	1,50
Hormigón en masa	2.200-2.400	1,20
Hormigón poroso (% arena río)	1.600-2.000	0,60
<i>Hormigón de arcilla expandida</i>		
De estructura (dosificación de cemento 300 kg / cm ³ y gránulos de 300 a 550 kg / m ³ o superior)		
Con arena de río y sin arena ligera	1.600-1.800	0,90
Sin arena de río y sin arena ligera	1.400-1.600	0,73
Como aislante (dosificación de cemento 300 kg / cm ³ y gránulos de 350 a 550 kg / cm ³)		
Con arena ligera y 10% arena río	1.200-1.400	0,60
Con arena ligera y sin arena río	1.000-1.200	0,40
Poroso o semiporoso (dosificación de cemento 250 kg / cm ³ y gránulos de 350 kg / cm ³)		
Con arena ligera y sin arena río	800-1.000	0,30
Sin arena y con baja dosificación de cemento	600-800	0,22
	< 600	0,17

DENSIDAD Y CONDUCTIVIDAD TÉRMICA DE LOS MATERIALES (continuación)

	Densidad kg / m³	Conductividad térmica λ kcal / h m °C
<i>Hormigón de áridos muy ligeros</i>		
(perlita o vermiculita de 3 a 6 mm colocada en obra)		
Dosificación: 3 / 1	600-800	0,27
Dosificación: 6 / 1	400-600	0,21
<i>Hormigón celular tratado en autoclave</i>		
	775-825	0,28
	725-777	0,25
	675-725	0,23
	625-675	0,21
	575-625	0,19
	525-575	0,17
	475-525	0,17
	475-525	0,16
	425-475	0,15
	375-425	0,14
<i>Hormigón de fibras de madera</i>		
	450-550	0,14
	350-450	0,12
	250-350	0,10
Mortero de cemento para enfoscado	1.800-2.100	1,00
Amianto-cemento	1.800-2.200	0,80
	1.400-1.800	0,56
Amianto-cemento celulosa	1.400-1.800	0,40
	1.000-1.400	0,30
<i>Yesos</i>		
Escayola	1.100-1.200	0,43
Tendido y enlucido	750-1.000	0,30
<i>Yeso perlito o vermiculita</i>		
1 / 1 yeso-perlita o vermiculita	700-900	0,26
1 / 2 yeso-perlita o vermiculita	500-700	0,22
Mezcla con lanas minerales	20-300	0,035

DENSIDAD Y CONDUCTIVIDAD TÉRMICA DE LOS MATERIALES *(continuación)*

	Densidad kg / m³	Conductividad térmica λ kcal / h m °C
<i>Maderas</i>		
Resinosa muy pesada (parquet)	600-750	0,20
Resinosa semipesada (pino)	450-550	0,13
Resinosa ligera (abeto) o muy ligera tipo cedro rojo	300-450	0,100
<i>Maderas especiales</i>		
Muy pesada	800-1.000	0,25
Balsa	60-120	0,045
<i>Paneles de fibra de madera</i>		
Duros y extraduros	850-1.000	0,18
<i>Paneles de partículas de madera prensada</i>		
	650-750	0,15
	550-640	0,12
	450-540	0,10
	360-404	0,09
<i>Paneles de partículas de madera extruidas</i>		
	550-650	0,14
<i>Paneles de partículas de lino</i>		
	500-600	0,10
	410-500	0,09
	320-410	0,07
	230-320	0,06
<i>Corcho</i>		
Comprimido	500	0,09
Expandido puro	100-150	0,037
Expandido aglomerado con brea o resinas	150-250	0,041
	100-150	0,037
Paja comprimida	300-400	0,10
<i>Poliestireno expandido</i>		
Clase I	9-13	0,038
Clase II	13-16	0,036
Clase III	16-20	0,034
Clase IV	20-25	0,034
Clase V	25-35	0,032

DENSIDAD Y CONDUCTIVIDAD TÉRMICA DE LOS MATERIALES (continuación)

	Densidad kg / m ³	Conductividad térmica λ kcal / h m °C
<i>Poliestireno extruido</i>		
Sin lámina superficial	28-32	0,030
Con lámina superficial	{ 30-35 35-40	0,025
<i>Espuma de policloruro de vinilo</i>		
Clase I	25-35	0,027
Clase II	35-48	0,029
<i>Poliuretano expandido</i>		
Bloques expandidos en continuo	30-40	0,025
	{ 30-40	0,026
Bloques expandidos en discontinuo	{ 40-60	0,028
<i>Espuma fenol-formol</i>		
	30-35 } 30-35 }	0,032
	55-65	0,035
	65-85	0,036
<i>Otras espumas plásticas</i>		
	10-60	0,040
<i>Material plástico compacto</i>		
Cauchos sintéticos	1.300-1.500	} 0,35
Fenol-formol	1.000-1.500	
Poliamidas (nylon, etc.)	1.000-1.150	
Poliésteres	1.400-1.700	
Polietileno	900-1.000	
Polimetacrilato de metilo (plexiglás, etc.)	1.200-1.300	} 0,17
Policloruro de vinilo	1.300-1.400	
<i>Mástic o masillas de sellado</i>		
Siliconas, poliuretanos, polisulfuros, acrílicas	1.000-1.650	0,35
<i>Productos asfálticos</i>		
Asfalto puro	2.100	0,60
Asfalto con arena	—	1,15
Cartón impregnado de bitumen	1.000-1.100	0,20
<i>Metales</i>		
Hierro	7.870	62
Acero	7.780	45

DENSIDAD Y CONDUCTIVIDAD TÉRMICA DE LOS MATERIALES (continuación)

	Densidad kg / m³	Conductividad térmica λ kcal / h m °C
Función	7.500	48
Aluminio	2.700	198
Duraluminio	2.800	138
Cobre	8.930	327
Latón	8.400	95
Plomo	11.340	30
Zinc	7.130	96
Vidrio	2.700	0,99
Vidrio celular	120-130	0,043
	130-140	0,047
	140-180	0,054

**CONDUCTIVIDADES TÉRMICAS DE MATERIALES EMPLEADOS
EN CERRAMIENTOS (NBE-CT-79)**

Los datos que aparecen en esta tabla de algunos materiales utilizables en cerramientos, son valores típicos indicativos para los cálculos que se precisan en esta Norma. Pueden tomarse valores más estrictos cuando el material disponga de datos avalados por Marca o Sello de Calidad y, en su defecto, se disponga de ensayos realizados en los últimos dos años por laboratorios oficiales.

Los valores aparecen en unidades tradicionales y entre paréntesis en el Sistema Internacional S.I., y están dados para una temperatura de 0 °C.

MATERIAL	Densidad aparente kg / m³	Conductividad térmica λ kcal / hm °C (W / m °C)
-----------------	---	--

ROCAS Y SUELOS NATURALES

Rocas y terrenos

— Rocas compactas	2.500-3.000	3,00 (3,50)
— Rocas porosas	1.700-2.500	2,00 (2,33)
— Arenas con humedad natural	1.700	1,20 (1,40)
— Suelo coherente humedad natural	1.800	1,80 (2,10)

Arcilla

**Materiales suelos de rellenos desecados al
aire, en forjados, etc.**

— Arena	1.500	0,50 (0,58)
---------	-------	-------------

CONDUCTIVIDADES TÉRMICAS DE MATERIALES EMPLEADOS (continuación)

MATERIAL	Densidad aparente kg / m ³	Conductividad térmica λ kcal / hm °C (W / m °C)	
— Grava rodada o de machaqueo	1.700	0,70	(0,81)
— Escoria de carbón	1.200	0,16	(0,19)
— Cascote de ladrillo	1.300	0,35	(0,41)
PASTAS, MORTEROS Y HORMIGONES			
Revestimientos continuos			
— Morteros de cal y bastardos	1.600	0,75	(0,87)
— Mortero de cemento	2.000	1,20	(1,40)
— Enlucido de yeso	800	0,26	(0,30)
— Enlucido de yeso con perlita	570	0,16	(0,18)
Hormigones normales y ligeros			
— Hormigón armado (normal)	2.400	1,40	(1,63)
— Hormigón con áridos ligeros	600	0,15	(0,17)
Hormigón con áridos ligeros	1.000	0,28	(0,33)
Hormigón con áridos ligeros	1.400	0,47	(0,55)
— Hormigón celular con áridos silíceos	600	0,29	(0,34)
Hormigón celular con áridos silíceos	1.000	0,58	(0,67)
Hormigón celular con áridos silíceos	1.400	0,94	(1,09)
Hormigón celular sin áridos	305	0,08	(0,09)
— Hormigón en masa con grava normal:			
• con áridos ligeros	1.600	0,63	(0,73)
• con áridos ordinarios, sin vibrar	2.000	1,00	(1,16)
• con áridos ordinarios, vibrado	2.400	1,40	(1,63)
— Hormigón en masa con arcilla expandida	500	0,10	(0,12)
Hormigón en masa con arcilla expandida	1.500	0,47	(0,55)
Fábrica de bloques de hormigón incluidas juntas (1)			
— Con ladrillos silicocalcáreos macizo	1.600	0,68	(0,79)
— Con ladrillos silicocalcáreos perfo- rado	2.500	0,48	(0,56)
— Con bloques huecos de hormigón	1.000	0,38	(0,44)
Con bloques huecos de hormigón	1.200	0,42	(0,49)
Con bloques huecos de hormigón	1.400	0,48	(0,56)
— Con bloques hormigón celular cu- rado vapor	600	0,30	(0,35)

CONDUCTIVIDADES TÉRMICAS DE MATERIALES EMPLEADOS (continuación)

MATERIAL	Densidad aparente kg / m ³	Conductividad térmica λ kcal / hm °C (W / m °C)	
Con bloques hormigón celular curado vapor	800	0,35	(0,41)
Con bloques hormigón celular curado vapor	1.000	0,40	(0,47)
— Con bloques hormigón celular curado aire	800	0,38	(0,44)
Con bloques hormigón celular curado aire	1.000	0,48	(0,56)
Con bloques hormigón celular curado aire	1.200	0,60	(0,70)
Placas o paneles			
— Cartón-yeso	900	0,16	(0,18)
— Hormigón con fibra de madera	450	0,07	(0,08)
— Placas de escayola	800	0,26	(0,30)
LADRILLOS Y PLAQUETAS			
— Fábrica de ladrillo macizo	1.800	0,75	(0,87)
Fábrica de ladrillo perforado	1.600	0,76	(0,76)
Fábrica de ladrillo hueco	1.200	0,42	(0,49)
— Plaquetas	2.000	0,90	(1,05)
VIDRIO (2)			
— Vidrio plano para acristalar	2.500	0,82	(0,95)
METALES			
— Fundición y acero	7.850	50,00	(58)
— Cobre	8.900	330	(384)
— Bronce	8.500	55	(64)
— Aluminio	2.700	175	(2,04)
MADERA			
— Maderas frondosas	800	0,18	(0,21)
— Maderas de coníferas	600	0,12	(0,14)
— Contrachapado	600	0,07	(0,14)
— Tablero aglomerado de partículas	650	0,07	(0,08)
PLASTICOS Y REVESTIMIENTOS DE SUELOS			
— Linóleo	1.200	0,16	(0,19)
— Moquetas, alfombras	1.000	0,04	(0,05)

CONDUCTIVIDADES TÉRMICAS DE MATERIALES EMPLEADOS (continuación)

MATERIAL	Densidad aparente kg / m³	Conductividad térmica λ kcal / hm °C (W / m °C)	
MATERIALES BITUMINOSOS			
— Asfalto	2.100	0,60	(0,70)
— Betún	1.050	0,16	(0,17)
— Láminas bituminosas	1.100	0,16	(0,19)
MATERIALES AISLANTES TÉRMICOS			
— Arcilla expandida	300	0,073	(0,85)
— Arcilla expandida	450	0,098	(0,114)
— Aglomerado de corcho UNE 5.690	110	0,034	(0,039)
— Espuma elastomérica	60	0,029	(0,034)
— Fibra de vidrio:			
• Tipo I	10-18	0,038	(0,044)
• Tipo II	19-30	0,032	(0,037)
• Tipo III	31-45	0,029	(0,034)
• Tipo IV	46-65	0,028	(0,033)
• Tipo V	66-90	0,028	(0,033)
• Tipo VI	91	0,031	(0,036)
— Lana mineral:			
• Tipo I	30-50	0,036	(0,042)
• Tipo II	51-70	0,034	(0,040)
• Tipo III	71-90	0,033	(0,038)
• Tipo IV	91-120	0,033	(0,038)
• Tipo V	121-150	0,033	(0,038)
— Perlita expandida	130	0,040	(0,047)
— Poliestireno expandido UNE 53.310:			
• Tipo I	10	0,049	(0,057)
• Tipo II	12	0,038	(0,044)
• Tipo III	15	0,032	(0,037)
• Tipo IV	20	0,029	(0,034)
• Tipo V	25	0,028	(0,033)
— Poliestireno extrusionado	33	0,028	(0,033)
— Poliestireno reticulado	30	0,033	(0,038)
— Polisocianurato, espuma de	35	0,022	(0,026)
— Poliuretano conformado, espuma de			
• Tipo I	32	0,020	(0,023)
• Tipo II	35	0,020	(0,023)
• Tipo III	40	0,020	(0,023)
• Tipo IV	80	0,034	(0,040)

CONDUCTIVIDADES TÉRMICAS DE MATERIALES EMPLEADOS (continuación)

MATERIAL	Densidad aparente kg / m ³	Conductividad térmica λ kcal / hm °C (W / m °C)	
— Poliuretano aplicado <i>in situ</i> , espuma de			
• Tipo I	35	0,020	(0,023)
• Tipo II	40	0,020	(0,023)
— Urea formol, espuma de	10-12	0,029	(0,034)
— Urea formol, espuma de	12-14	0,030	(0,035)
— Vermiculita expandida	120	0,030	(0,035)
— Vidrio celular	160	0,038	(0,044)

- (1) Las densidades se refieren al bloque, no a la fábrica.
 (2) Véase tabla de resistencias térmicas.

RESISTENCIAS TÉRMICAS ÚTILES DE ELEMENTOS CONSTRUCTIVOS (NBE-CT-79)

En las siguientes tablas se dan con carácter orientativo los valores útiles que pueden emplearse de resistencia térmica de algunos elementos constructivos que pueden formar parte del cerramiento o constituir ellos mismos el propio cerramiento.

Muros de cerramiento de ladrillo

En las Tablas siguientes se da el valor de la resistencia térmica útil de un cerramiento de ladrillo de una hoja, en función del tipo de ladrillo, hueco, perforado o macizo, y del espesor del cerramiento, excluidos los revestimientos que pudiera llevar.

Formato métrico

Tipo de ladrillo	Peso específico en kg / m ³	Espesor E, en cm, del cerramiento						
		4,0	5,3	9,0	11,5	24,0	36,0	49,0
Huecos	1.200	0,09 (0,07)	0,13 (0,11)	0,21 (0,18)	0,27 (0,23)	0,57 (0,49)	0,86 (0,74)	1,17 (1,00)
Perforado	1.600	0,06 (0,05)	0,08 (0,07)	0,14 (0,12)	0,18 (0,15)	0,37 (0,32)	0,55 (0,47)	0,75 (0,65)
Macizo	1.800	0,05 (0,04)	0,07 (0,06)	0,12 (0,10)	0,15 (0,13)	0,32 (0,27)	0,48 (0,41)	0,65 (0,60)

Resistencia térmica R en m² h °C / kcal (m² °C / W)

Formato catalán

Tipo de ladrillo	Peso específico en kg / m ³	Espesor E, en cm, del cerramiento						
		4,0	6,5	9,0	14,0	19,0	29,0	44,0
Huecos	1.200	0,09 (0,07)	0,15 (0,13)	0,21 (0,18)	0,33 (0,28)	0,45 (0,39)	0,69 (0,59)	1,04 (0,89)
Perforado	1.600	0,06 (0,05)	0,10 (0,09)	0,14 (0,12)	0,21 (0,18)	0,29 (0,25)	0,45 (0,39)	0,68 (0,58)
Macizo	1.800	0,05 (0,04)	0,09 (0,07)	0,12 (0,10)	0,19 (0,16)	0,25 (0,22)	0,39 (0,34)	0,59 (0,50)

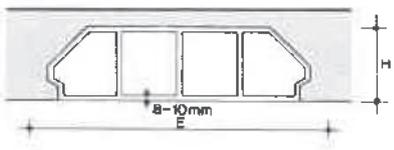
Resistencia térmica R en m² h °C / kcal (m² °C / W)

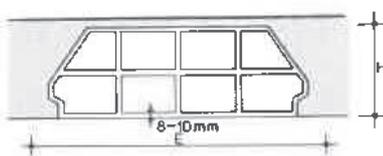
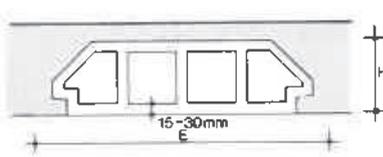
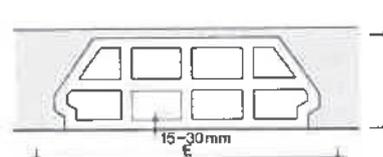
Forjados

En la Tabla siguiente se dan valores de resistencias útiles de algunos tipos de forjados unidireccionales con bovedillas, cerámicas o de hormigón, para distintas alturas de bovedillas y distancias de entrevigado.

Estos valores se dan para hormigón de relleno de senos y capa de compresión, con ácidos normales.

RESISTENCIAS TÉRMICAS ÚTILES DE ELEMENTOS CONSTRUCTIVOS (NBE-CT-79)

Tipo de forjado	Distancia de entrevigado E en cm	Altura H de la bovedilla, en cm				25
		8	12	16	20	
	< 45	0,09 (0,08)	0,13 (0,11)			
	45 a 65	0,13 (0,11)	0,16 (0,14)			
	> 65	0,14 (0,12)	0,19 (0,16)			

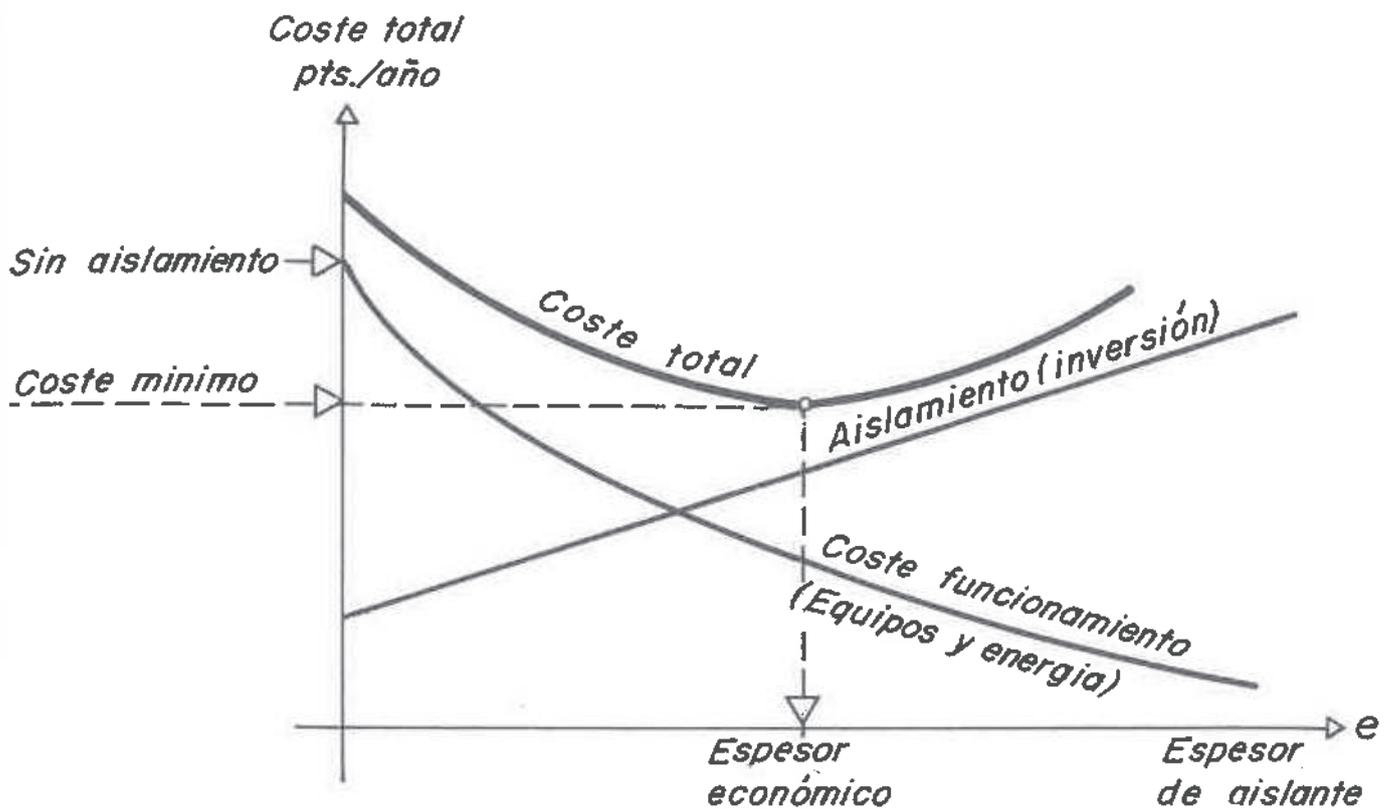
Tipo de forjado	Distancia de entrevigado E en cm	Altura H de la bovedilla, en cm				
		8	12	16	20	25
Bovedilla cerámica 	< 45	0,15 (0,13)	0,20 (0,17)	0,24 (0,21)	0,29 (0,25)	
	45 a 65	0,22 (0,19)	0,27 (0,23)	0,30 (0,26)	0,36 (0,31)	
	> 65	0,27 (0,23)	0,31 (0,27)	0,35 (0,30)	0,40 (0,34)	
Bovedilla de hormigón 	< 65	0,13 (0,11)	0,15 (0,13)	0,17 (0,15)	0,21 (0,18)	
	≥ 65	0,14 (0,12)	0,16 (0,14)	0,19 (0,16)	0,22 (0,19)	
Bovedilla de hormigón 	< 65			0,26 (0,22)	0,29 (0,25)	
	≥ 65			0,27 (0,23)	0,31 (0,27)	

Resistencia térmica R, en $m^2 h ^\circ C / kcal (m^2 ^\circ C / W)$

1.8. Cálculo del espesor económico de aislante

Como se sabe, para una misma instalación frigorífica, a medida que se aumente el espesor de aislante los costos energéticos se reducirán, mientras que los costos por aislamiento aumentarán, por tanto, nos interesa conocer cual es el espesor de aislante más económico, es decir, aquel que minimiza los costos de inversión y funcio-

namiento. Las funciones de costos pueden definirse como se indica en la gráfica siguiente:



Si la función del coste total anual, se expresa en función del espesor de aislamiento, podemos encontrar el espesor más económico derivando e igualando a cero dicha función.

Expuesto el problema, no nos detendremos en demostrar su solución, pudiendo el lector interesado encontrar su desarrollo en distintas obras sobre el tema; destacamos las de Torrella y Palau (1986) y la de Pinazo (1993), de las que extraemos algunas de las principales conclusiones y fórmulas:

— Torrella y Palau, calculan el espesor económico, indicando finalmente que el coste será mínimo para aquel aislante con el que se obtenga un valor mínimo de la función: $A \rho \lambda$,

siendo:

A = Costo unitario del aislante (Ptas. / m^3).

TA = Tasa anual de amortización, conservación, etc. (% / año).

λ = Coeficiente de conductividad térmica (Kcal / $m \text{ h } ^\circ\text{C}$).

indicando al mismo tiempo que, como los valores de TA son prácticamente iguales para todos los aislantes (excepto *foam-glas*), los costos mínimos se conseguirán con el aislante que haga mínimo el valor de $(A \lambda)$.

— Para Pinazo (1993), el espesor que minimiza la función del coste total, es:

$$e_e = \sqrt{\frac{V_a \lambda f_a (t_e - t_i) n}{b}} - \lambda K$$

siendo:

e_e = Espesor económico (m).

$V_a = F(N, i, d) = Si, i < > CO : (1 / CO - 1) [1 - [(1 + i) / (1 + CO)]^N]$. Si, $i = d : N / (1 + i)$

V_a = Función que transforma este coste en pesetas constantes del primer año.

N = Años de vida de la instalación.

CO = Coste de oportunidad del capital (tanto por uno).

t_e = Temperatura exterior (°C).

t_i = Temperatura interior (°C).

n = Número de horas de funcionamiento de la instalación.

f_a = Coste de la frigoría producida (Ptas. / Kcal).

K = Coeficiente global de transmisión de calor (Kcal / h m² °C).

b = Constante que depende de la naturaleza propia del aislante.

Se ha considerado que el pago de la inversión se efectúa al contado y que el valor residual es nulo. Para más detalle puede consultarse la obra «Nuevo curso de ingeniería del frío, pp. 298-301».

En la práctica, el ingeniero proyectista, y sobre todo en el caso de instalaciones industriales agroalimentarias, difícilmente puede predecir variables como las horas de funcionamiento de la instalación, debido a la estacionalidad de estos productos, a la variabilidad anual de las producciones, a la variabilidad del precio de los produc-

tos en los mercados, etc., optando por determinar el tipo y el espesor de aislante atendiendo a:

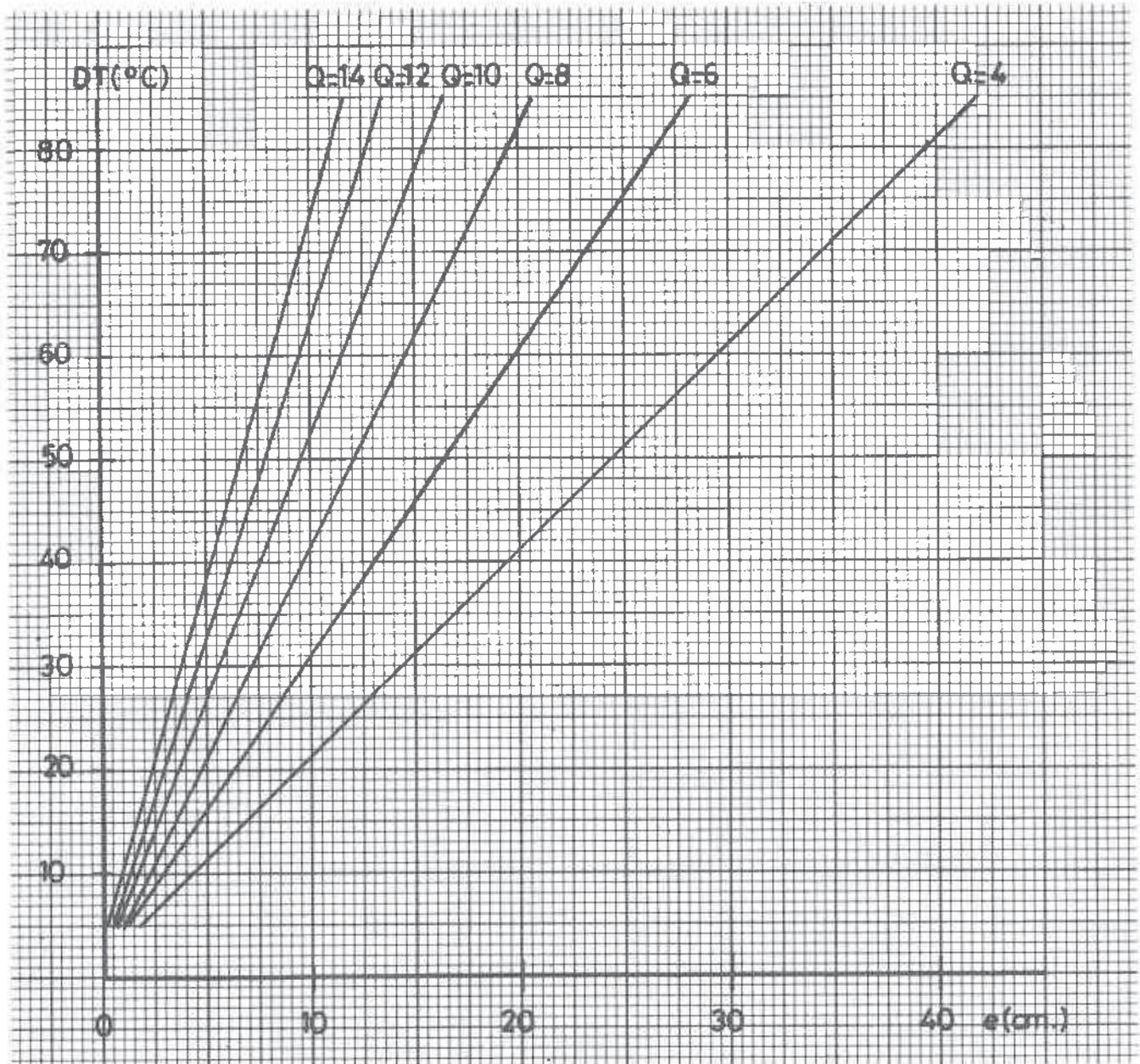
- Criterios técnicos.
- Valor mínimo de $(A \lambda)$.
- Flujo de calor máximo admisible a través del aislante.

1.9. Ábacos para el cálculo de aislantes en cerramientos planos

A continuación se exponen ábacos para el cálculo del espesor de aislante, de acuerdo con lo establecido en la Norma NBE-CT-79, para distintos materiales, despreciando el espesor de los cerramientos, si los hubiera, que nos permiten obtener de una manera rápida el espesor de aislante necesario para distintas situaciones del cerramiento en función de la diferencia de temperaturas entre el exterior y el interior de la cámara o recinto aislado y del flujo de calor máximo permitido a través del cerramiento aislado. Su uso es recomendable para el cálculo rápido del espesor de aislante cuando se trate de anteproyectos, debiéndose realizar el cálculo preciso expuesto anteriormente para cálculos definitivos.

ESPUMA DE POLIURETANO APLICADO «IN SITU» TIPO I

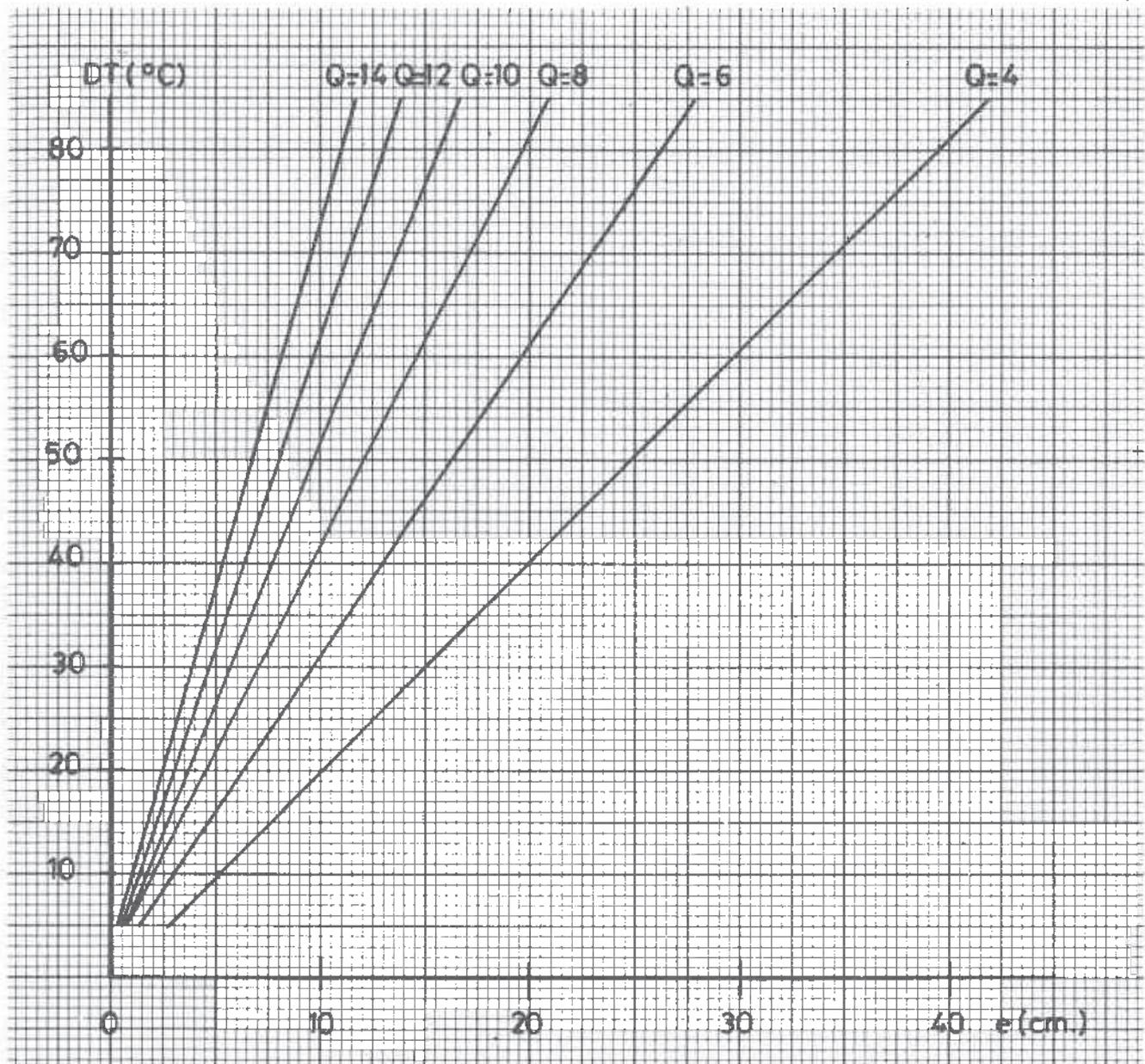
PAREDES SIN CÁMARA DE AIRE



DENSIDAD = 35 kg/m³; $\lambda = 0,020$ Kcal/h m °C
 EQUIVALENTE AL TIPO II: D = 40 kg/m³, $\lambda = 0,020$ Kcal/h m °C
 EQUIVALENTE A LA ESPUMA DE POLIURETANO CONFORMADO
 TIPO I Y TIPO II: D = 32 kg/m³; $\lambda = 0,020$ Kcal/h m °C; D = 35 Kg/m³,
 $\lambda = 0,020$ Kcal/h m °C
 $Q = K Dt$ (Kcal/h m²)

ESPUMA DE POLIURETANO APLICADO «IN SITU» TIPO I

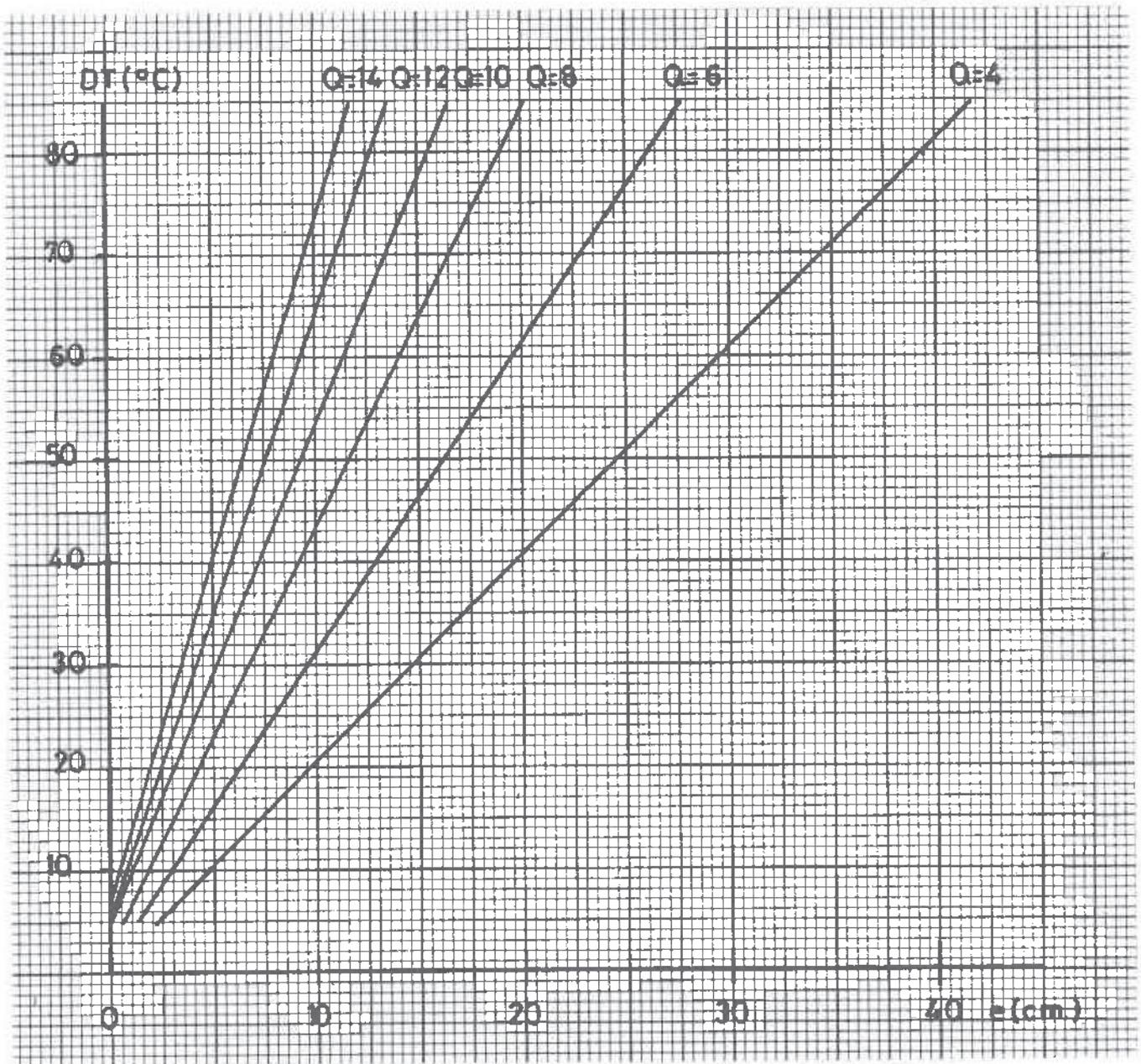
SUELOS SIN CÁMARA DE AIRE



DENSIDAD = 35 kg/m³; $\lambda = 0,020$ Kcal/h m °C
EQUIVALENTE AL TIPO II: D = 40 kg/m³, $\lambda = 0,020$ Kcal/h m °C
EQUIVALENTE A LA ESPUMA DE POLIURETANO CONFORMADO
TIPO I Y TIPO II: D = 32 kg/m³; $\lambda = 0,020$ Kcal/h m °C; D = 35 Kg/m³,
 $\lambda = 0,020$ Kcal/h m °C
 $Q = K Dt$ (Kcal/h m²)

ESPUMA DE POLIURETANO APLICADO «IN SITU» TIPO I

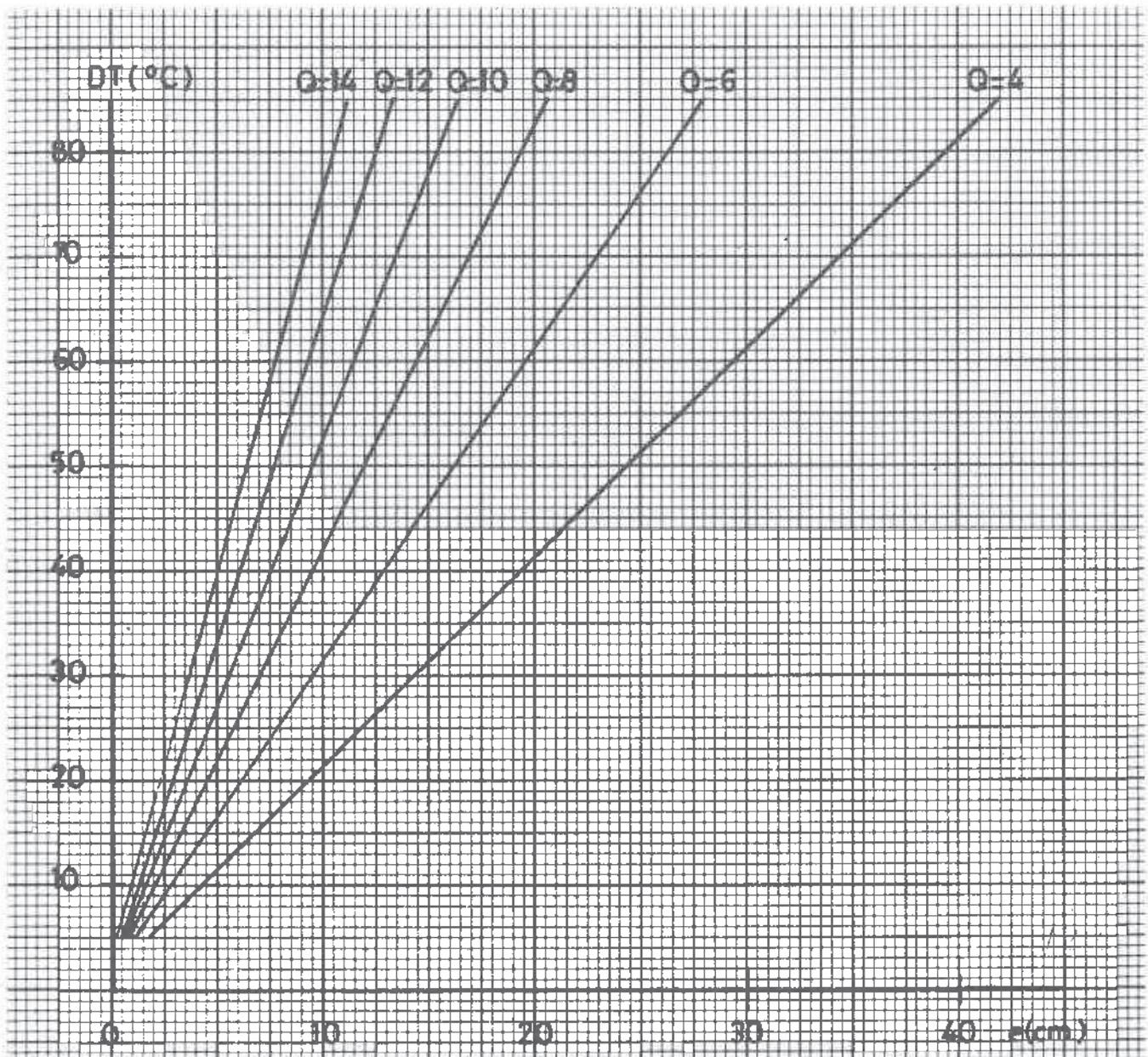
TECHOS SIN CÁMARA DE AIRE



DENSIDAD = 35 kg/m³; $\lambda = 0,020$ Kcal/h m °C
 EQUIVALENTE AL TIPO II: D = 40 kg/m³, $\lambda = 0,020$ Kcal/h m °C
 EQUIVALENTE A LA ESPUMA DE POLIURETANO CONFORMADO
 TIPO I Y TIPO II: D = 32 kg/m³; $\lambda = 0,020$ Kcal/h m °C; D = 35 Kg/m³,
 $\lambda = 0,020$ Kcal/h m °C
 $Q = K Dt$ (Kcal/h m²)

ESPUMA DE POLIURETANO APLICADO «IN SITU» TIPO I

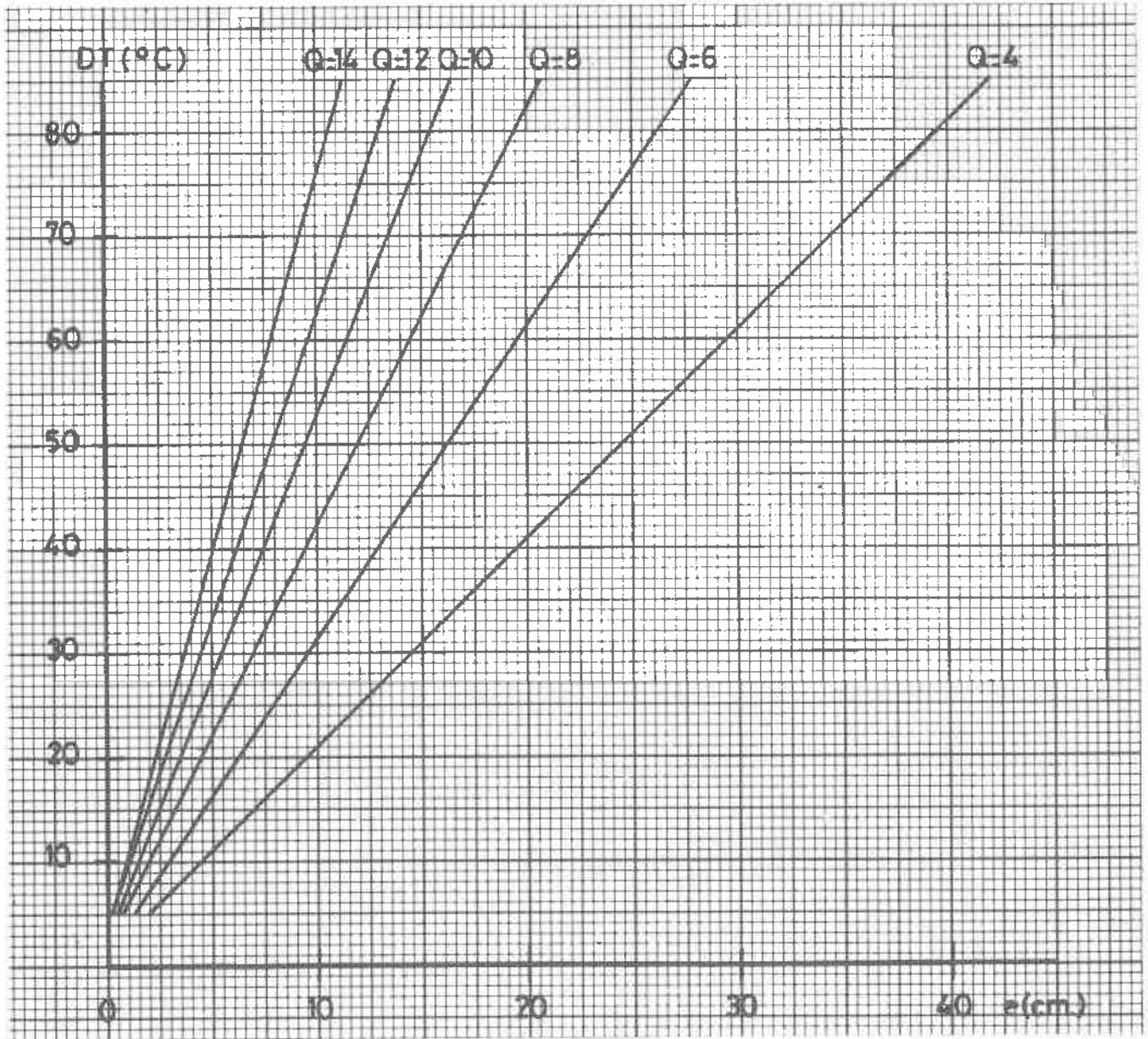
PAREDES CON CÁMARA DE AIRE



DENSIDAD = 35 kg/m³; $\lambda = 0,020$ Kcal/h m °C
EQUIVALENTE AL TIPO II: D = 40 kg/m³, $\lambda = 0,020$ Kcal/h m °C
EQUIVALENTE A LA ESPUMA DE POLIURETANO CONFORMADO
TIPO I Y TIPO II: D = 32 kg/m³; $\lambda = 0,020$ Kcal/h m °C; D = 35 Kg/m³,
 $\lambda = 0,020$ Kcal/h m °C
 $Q = K Dt$ (Kcal/h m²)

ESPUMA DE POLIURETANO APLICADO «IN SITU» TIPO I

SUELOS CON CÁMARA DE AIRE



DENSIDAD = 35 kg/m³; $\lambda = 0,020$ Kcal/h m °C

EQUIVALENTE AL TIPO II: $D = 40$ kg/m³, $\lambda = 0,020$ Kcal/h m °C

EQUIVALENTE A LA ESPUMA DE POLIURETANO CONFORMADO

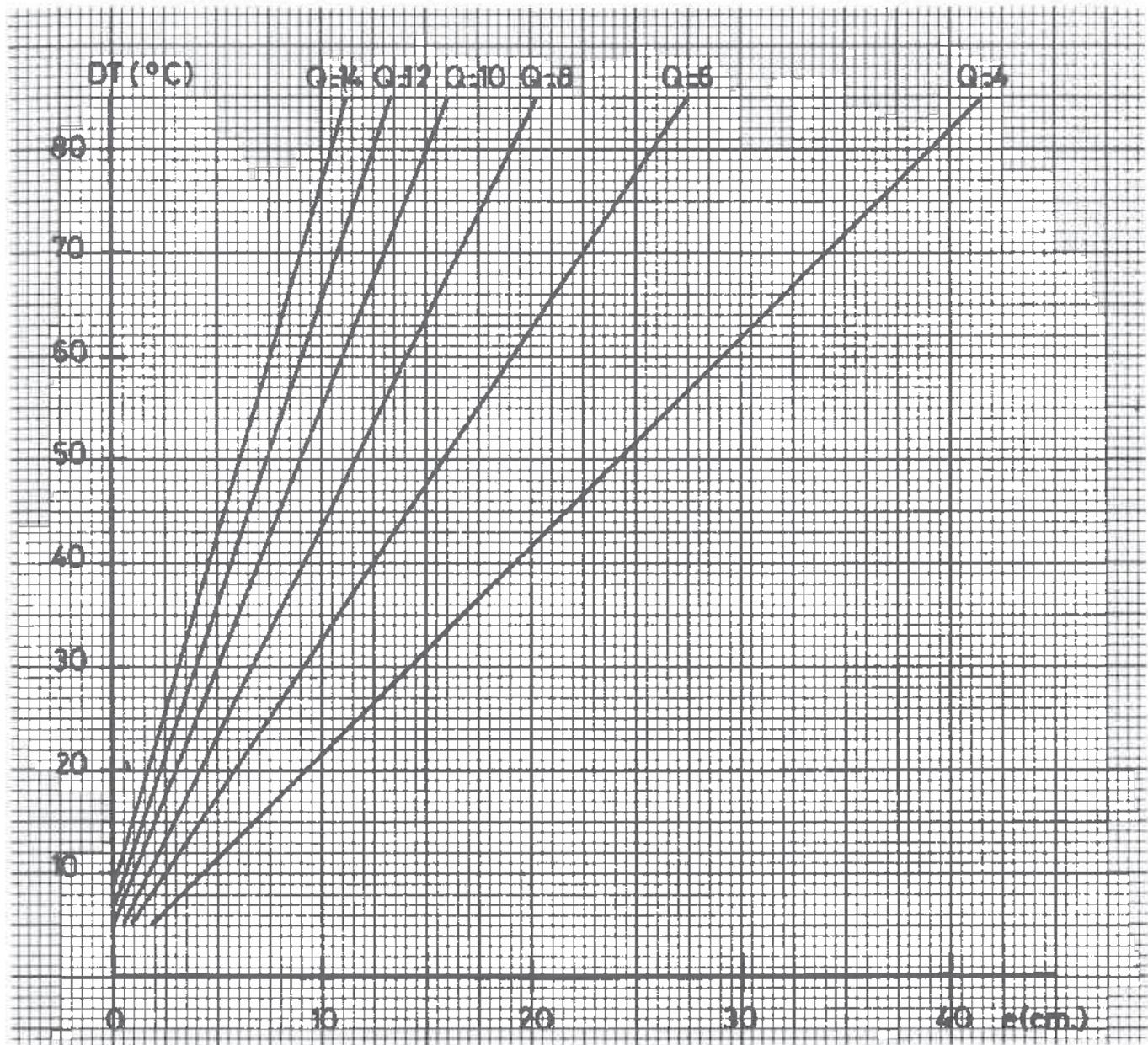
TIPO I Y TIPO II: $D = 32$ kg/m³; $\lambda = 0,020$ Kcal/h m °C; $D = 35$ Kg/m³,

$\lambda = 0,020$ Kcal/h m °C

$Q = K Dt$ (Kcal/h m²)

ESPUMA DE POLIURETANO APLICADO «IN SITU» TIPO I

TECHOS CON CÁMARA DE AIRE



DENSIDAD = 35 kg/m³; $\lambda = 0,020$ Kcal/h m °C

EQUIVALENTE AL TIPO II: $\rho = 40$ kg/m³, $\lambda = 0,020$ Kcal/h m °C

EQUIVALENTE A LA ESPUMA DE POLIURETANO CONFORMADO

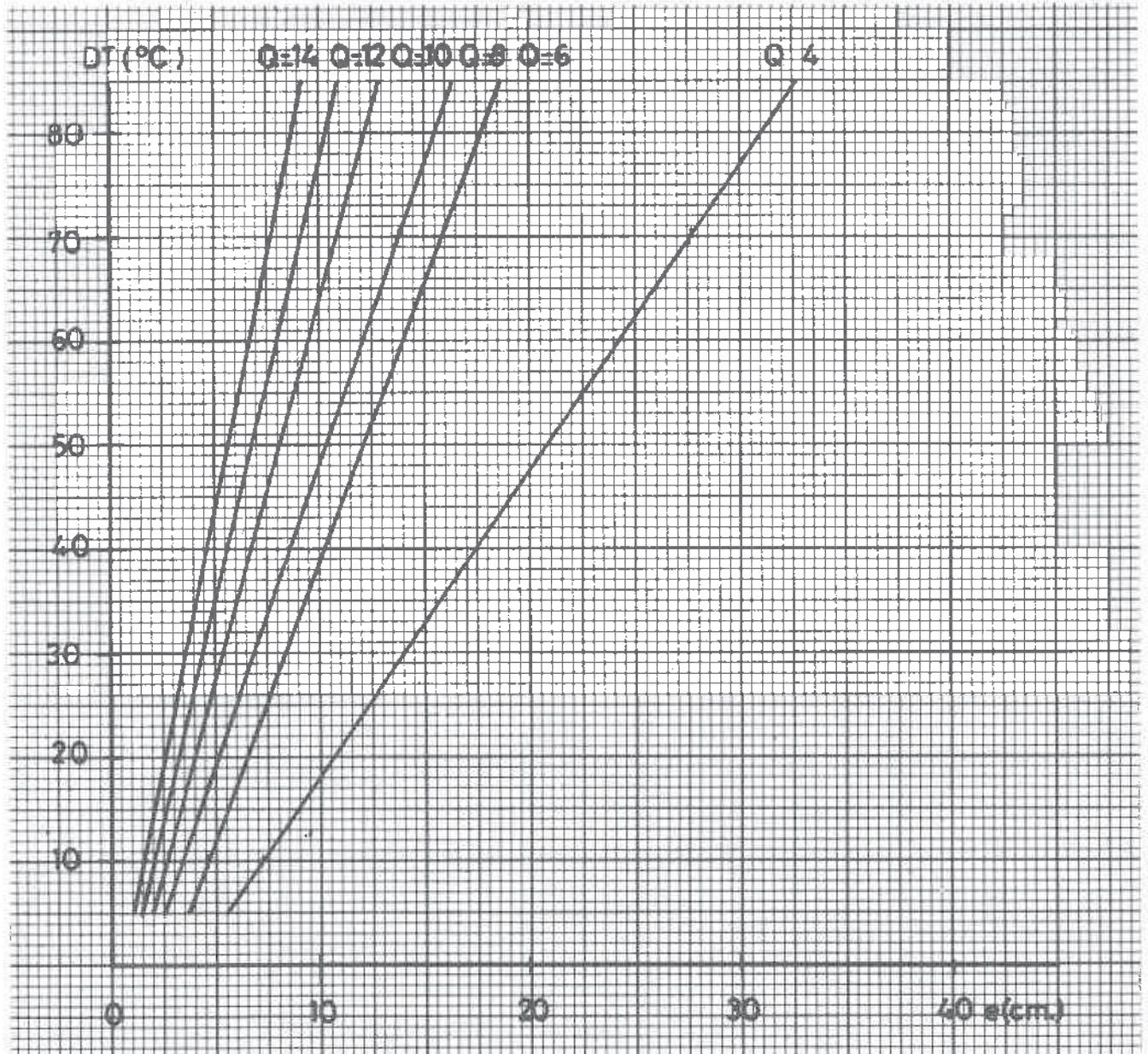
TIPO I Y TIPO II: $D = 32$ kg/m²; $\lambda = 0,020$ Kcal/h m °C; $D = 35$ Kg/m²,

$\lambda = 0,020$ Kcal/h m °C

$Q = K Dt$ (Kcal/h m²)

POLIESTIRENO EXPANDIDO TIPO III

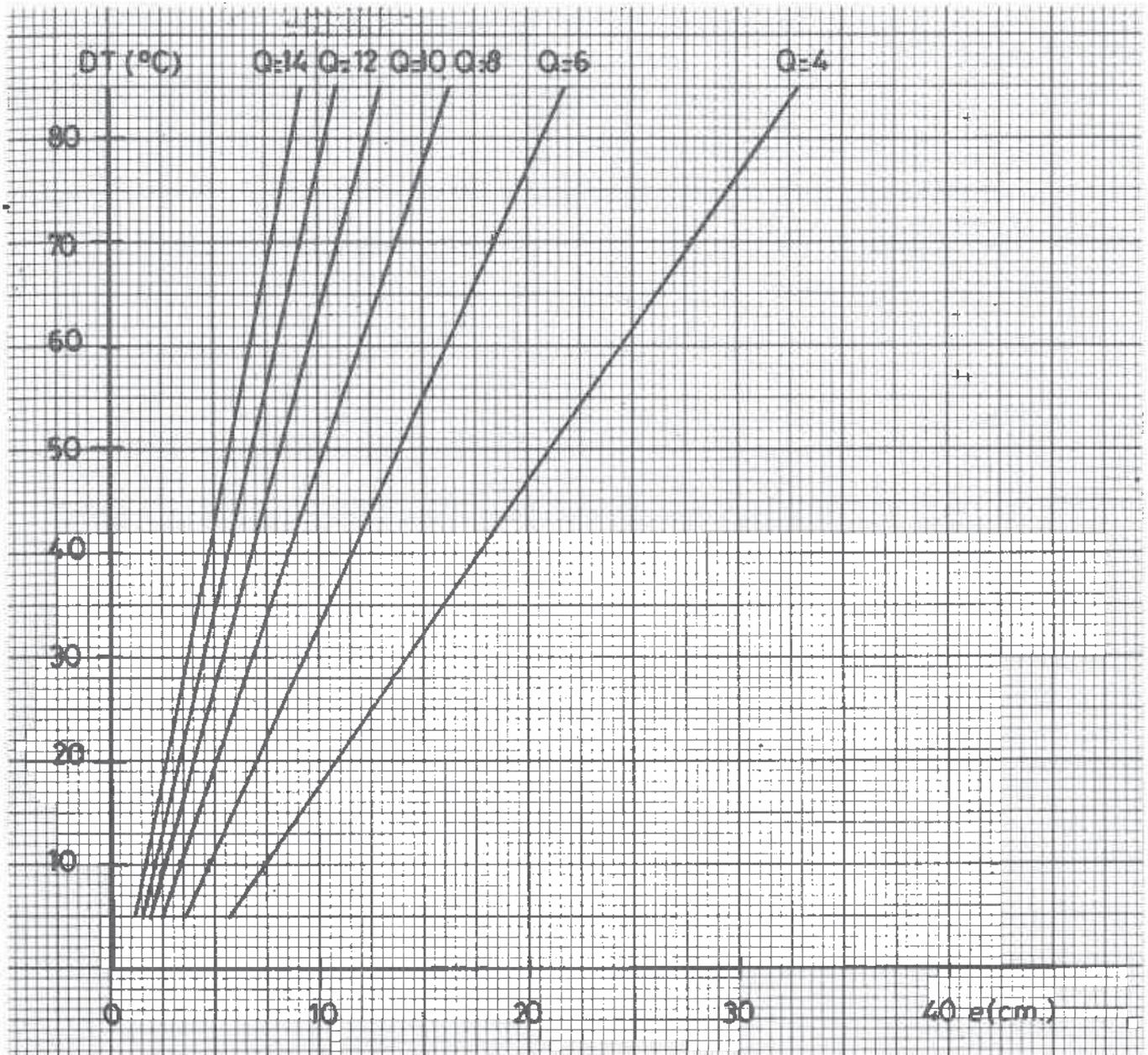
PAREDES SIN CÁMARA DE AIRE



$$Q = K Dt \text{ (Kcal/h m}^2\text{)}$$
$$D = 15 \text{ Kg/m}^3; \lambda = 0,032 \text{ Kg/h m }^{\circ}C$$

POLIESTIRENO EXPANDIDO TIPO III

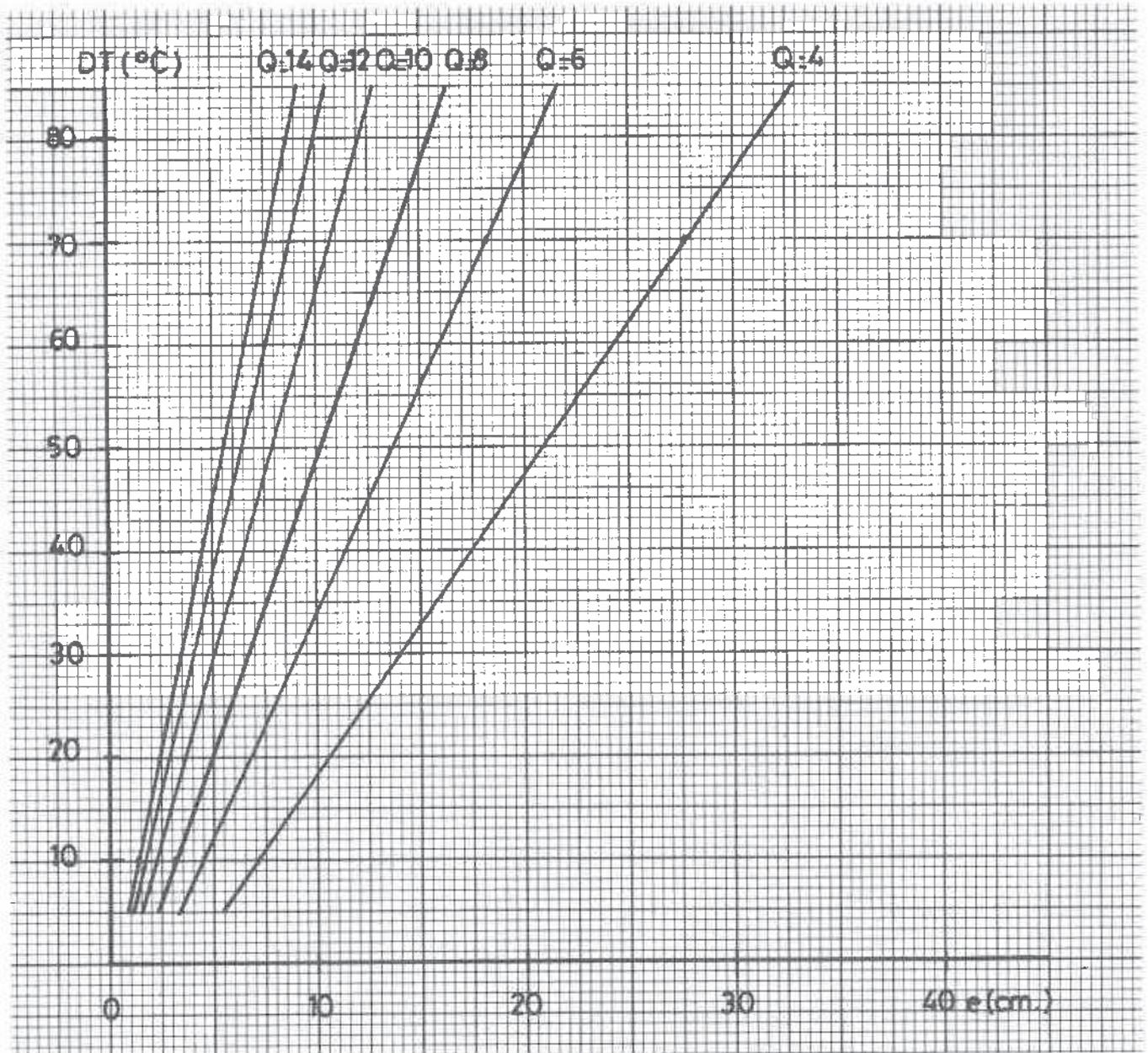
SUELOS SIN CÁMARA DE AIRE



$$Q = K Dt \text{ (Kcal/h m}^2\text{)}$$
$$D = 15 \text{ Kg/m}^3; \lambda = 0,032 \text{ Kg/h m } ^{\circ}C$$

POLIESTIRENO EXPANDIDO TIPO III

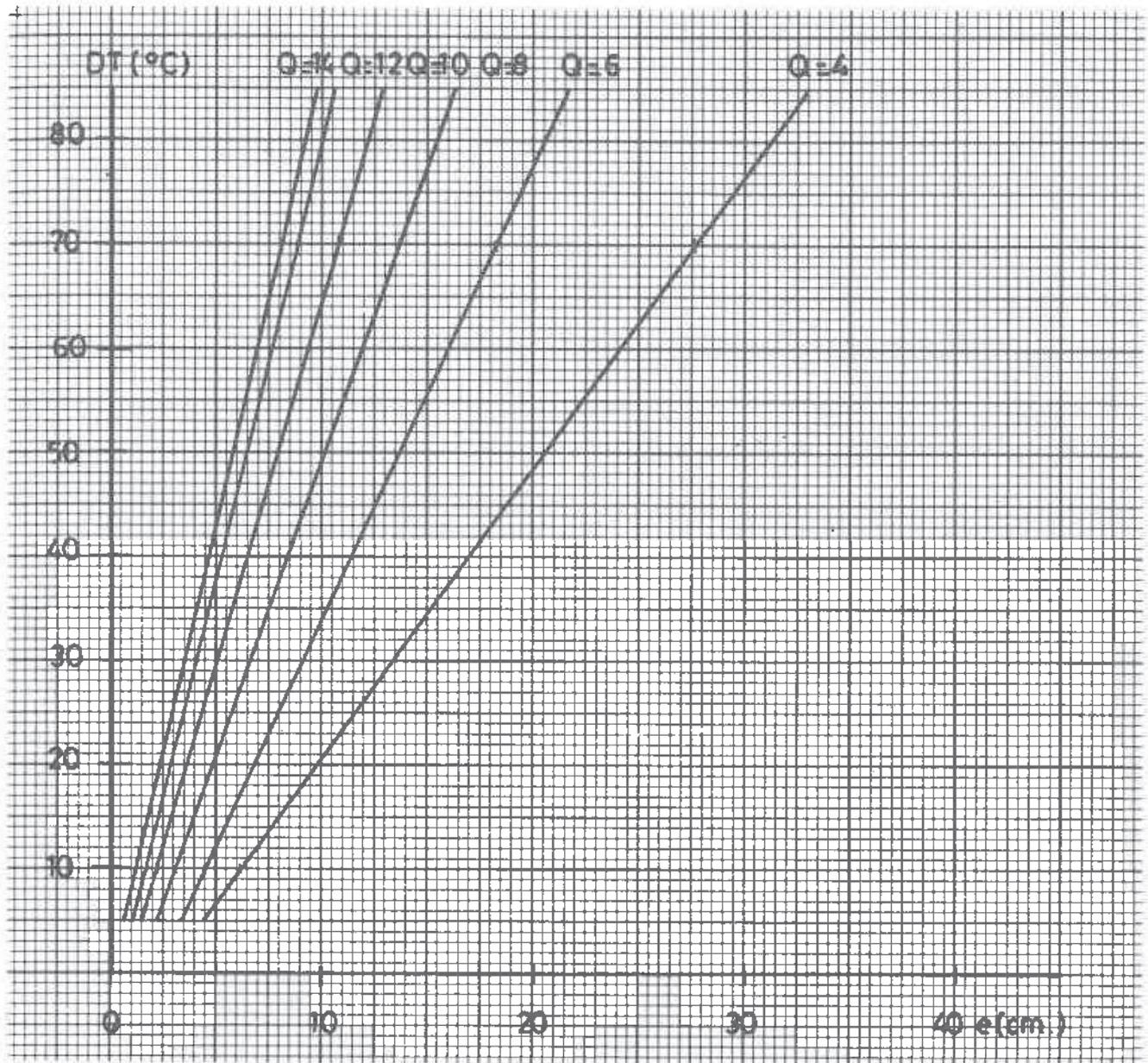
TECHOS SIN CÁMARA DE AIRE



$$Q = K Dt \text{ (Kcal/h m}^2\text{)}$$
$$D = 15 \text{ Kg/m}^3; \lambda = 0,032 \text{ Kg/h m } ^\circ\text{C}$$

POLIESTIRENO EXPANDIDO TIPO III

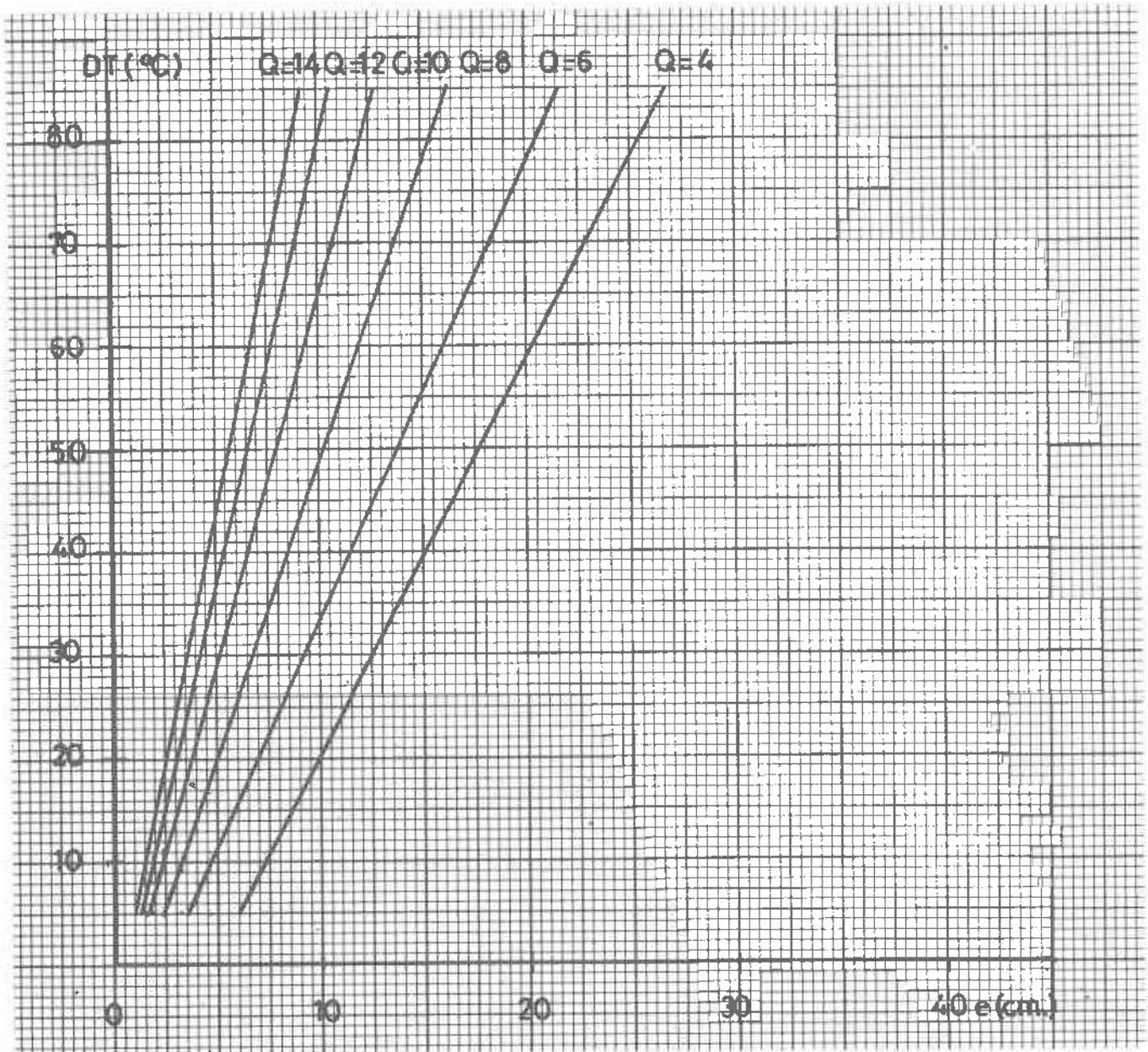
PAREDES CON CÁMARA DE AIRE



$$Q = K Dt \text{ (Kcal/h m}^2\text{)}$$
$$D = 15 \text{ Kg/m}^3; \lambda = 0,032 \text{ Kg/h m } ^\circ\text{C}$$

POLIESTIRENO EXPANDIDO TIPO III

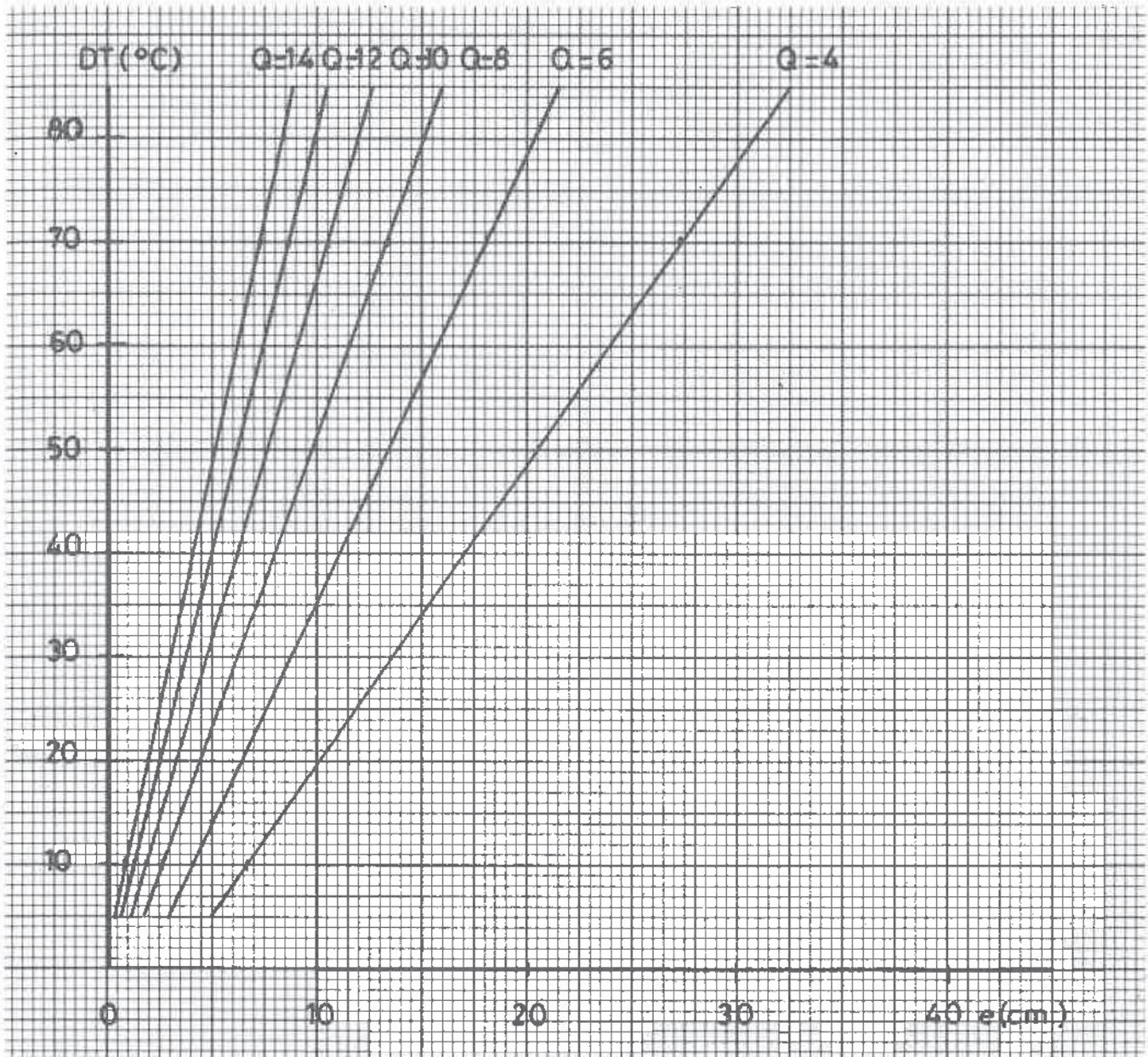
SUELOS CON CÁMARA DE AIRE



$$Q = K Dt \text{ (Kcal/h m}^2\text{)}$$
$$D = 15 \text{ Kg/m}^3; \lambda = 0,032 \text{ Kg/h m }^{\circ}C$$

POLIESTIRENO EXPANDIDO TIPO III

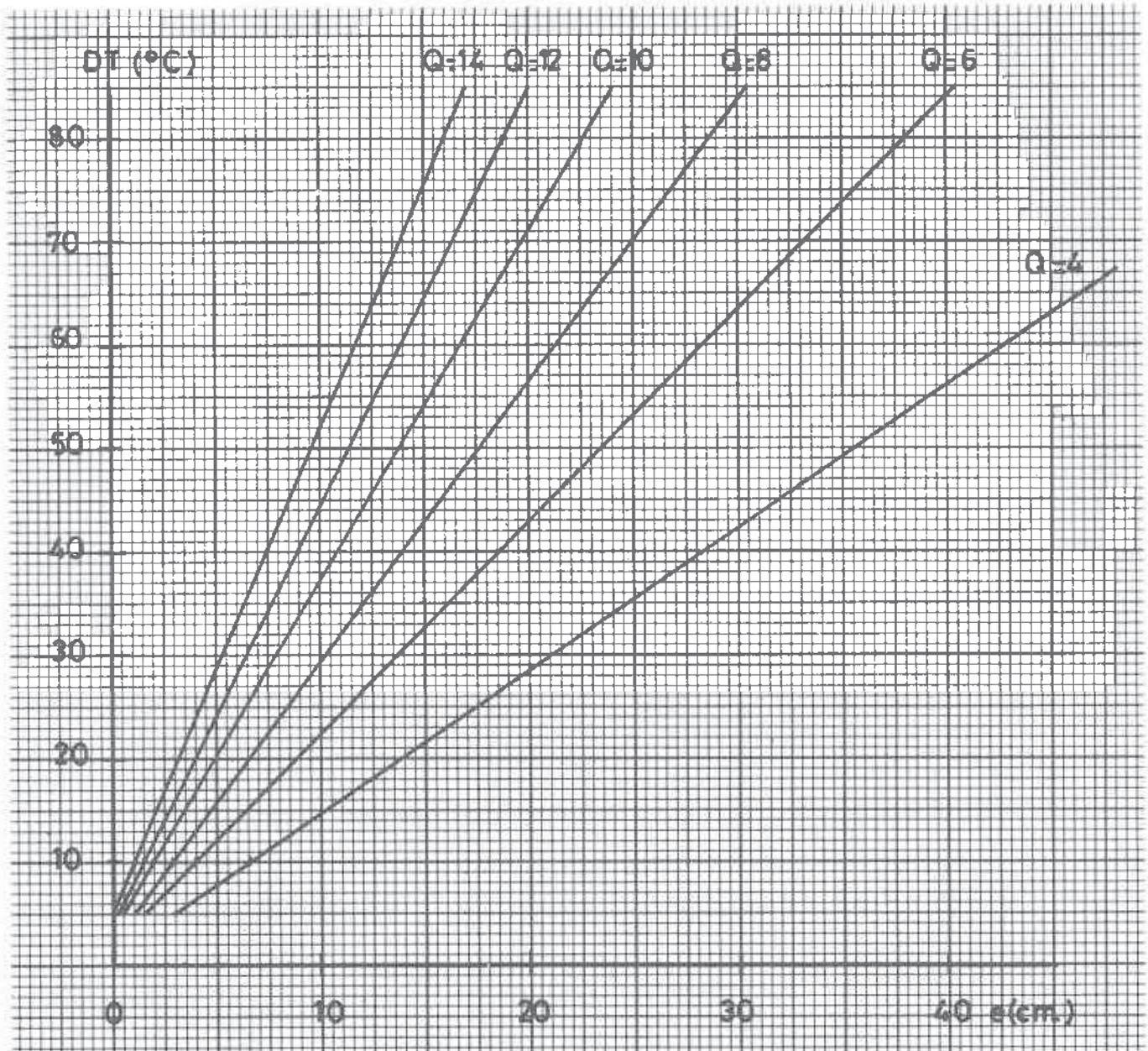
TECHOS CON CÁMARA DE AIRE



$$Q = K Dt \text{ (Kcal/h m}^2\text{)}$$
$$D = 15 \text{ Kg/m}^3; \lambda = 0,032 \text{ Kg/h m } ^\circ\text{C}$$

POLIESTIRENO ESPANDIDO TIPO IV

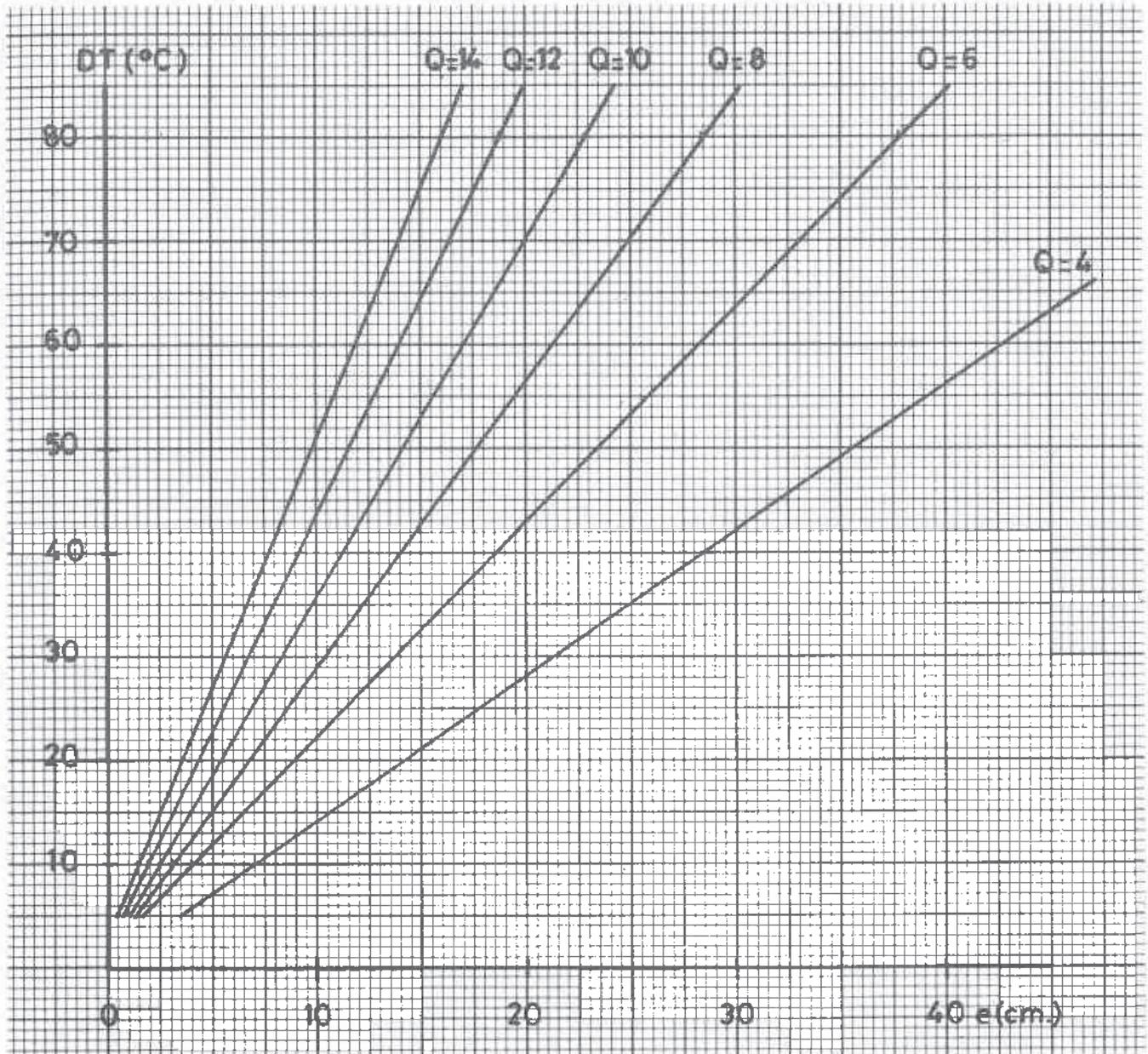
PAREDES SIN CÁMARA DE AIRE



$$Q = K D t \text{ (Kcal / h m}^2\text{)}$$
$$D = 20 \text{ kg/m}^2, \quad \lambda = 0,029 \text{ Kcal/h m } ^\circ\text{C}$$

POLIESTIRENO ESPANDIDO TIPO IV

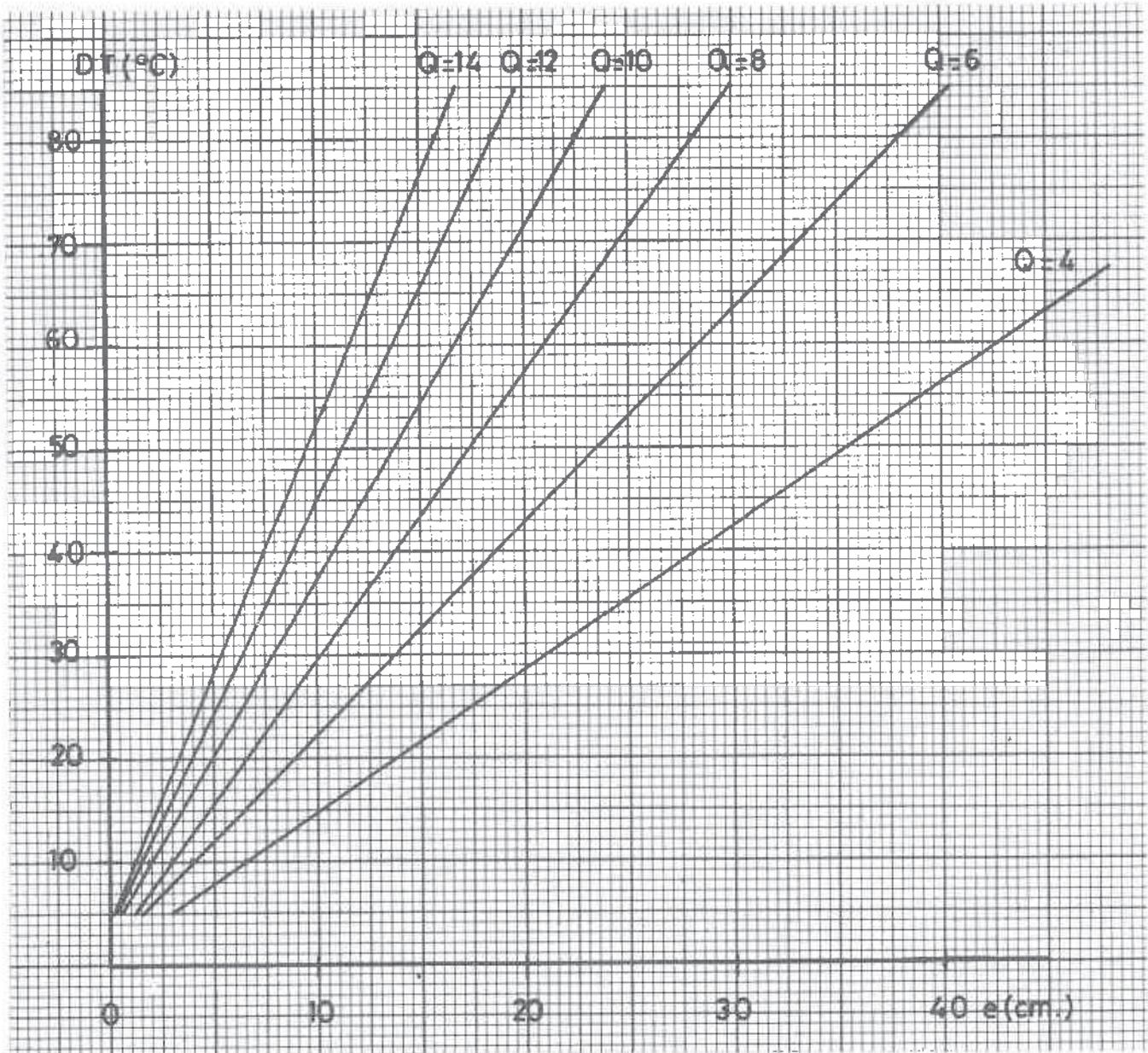
SUELOS SIN CÁMARA DE AIRE



$$Q = K Dt \text{ (Kcal / h m}^2\text{)}$$
$$D = 20 \text{ kg/m}^2, \quad \lambda = 0,029 \text{ Kcal/h m } ^\circ\text{C}$$

POLIESTIRENO ESPANDIDO TIPO IV

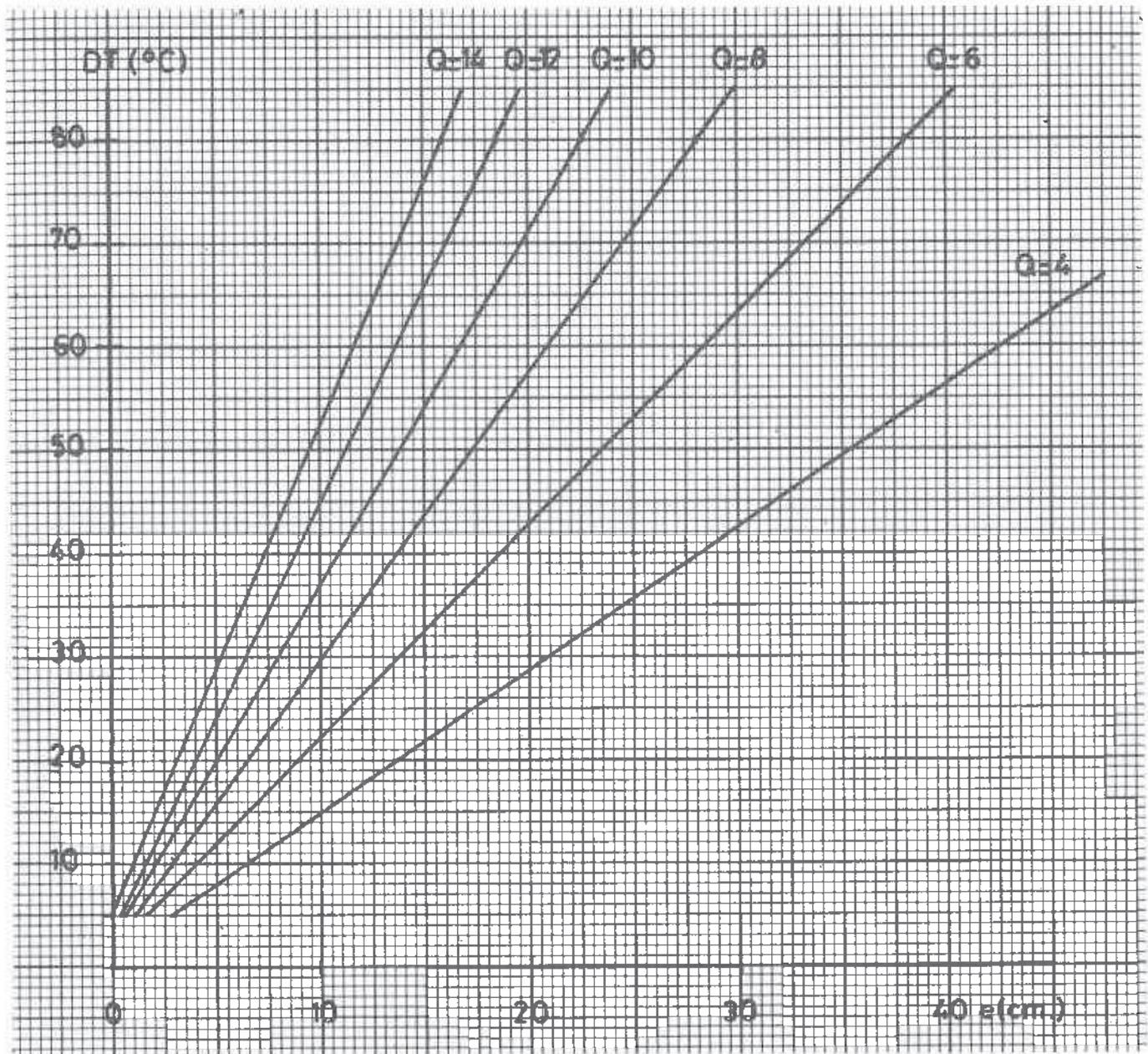
TECHOS SIN CÁMARA DE AIRE



$$Q = K Dt \text{ (Kcal / h m}^2\text{)}$$
$$D = 20 \text{ kg/m}^2, \quad \lambda = 0,029 \text{ Kcal/h m } ^\circ\text{C}$$

POLIESTIRENO ESPANDIDO TIPO IV

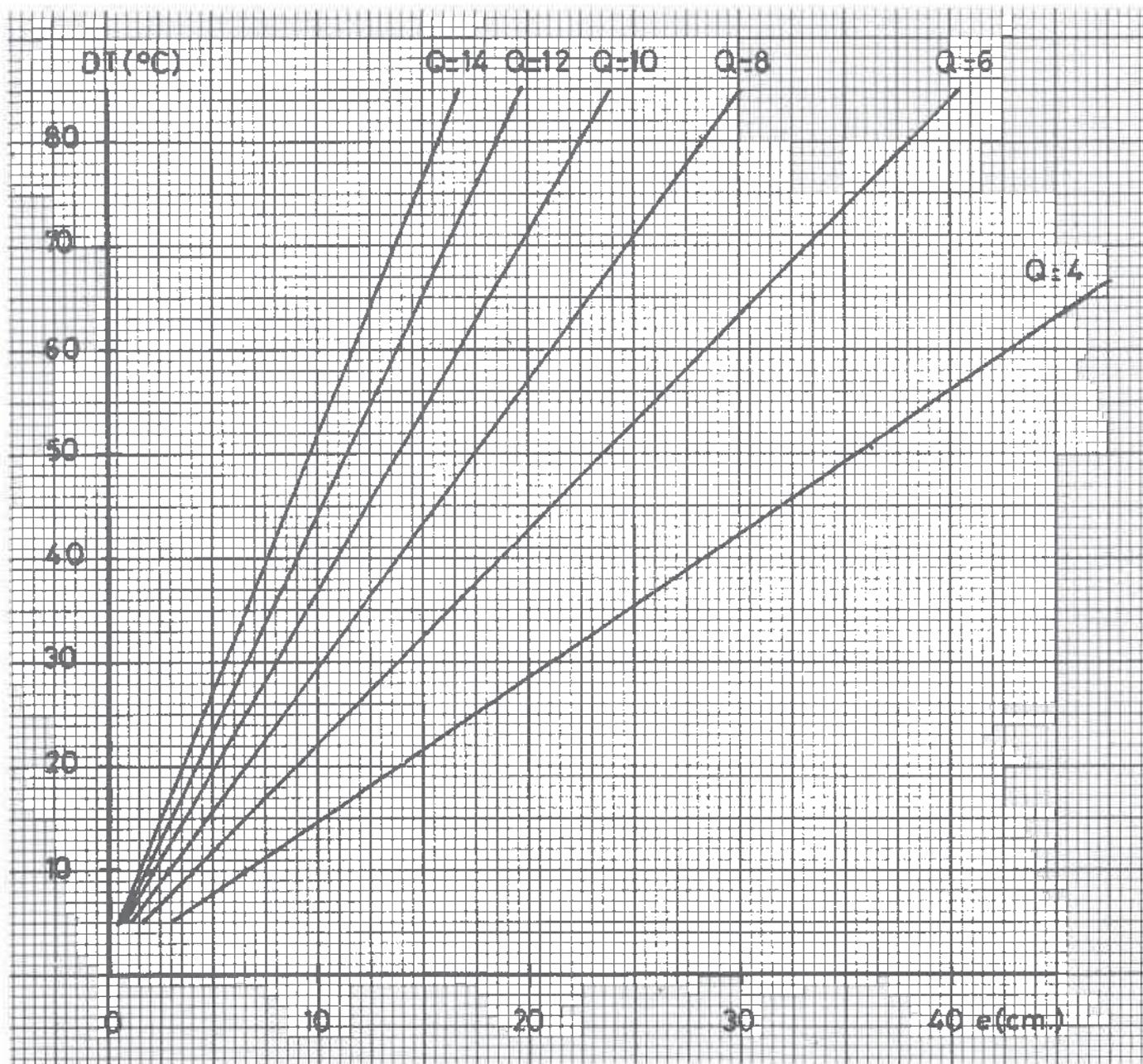
PAREDES CON CÁMARA DE AIRE



$$Q = K Dt \text{ (Kcal / h m}^2\text{)}$$
$$D = 20 \text{ kg/m}^2, \quad \lambda = 0,029 \text{ Kcal/h m } ^\circ\text{C}$$

POLIESTIRENO ESPANDIDO TIPO IV

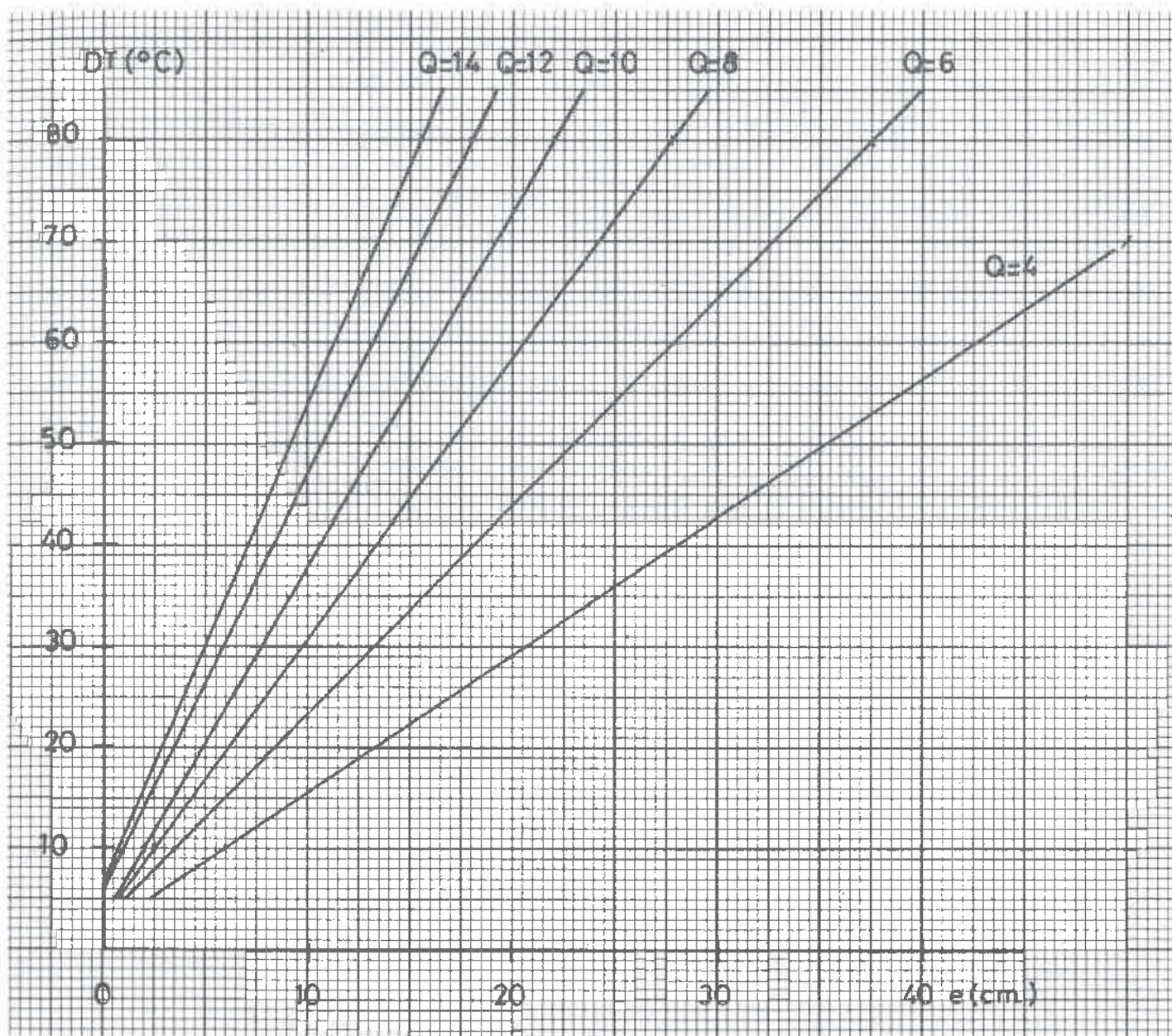
SUELOS CON CÁMARA DE AIRE



$$Q = K Dt \text{ (Kcal / h m}^2\text{)}$$
$$D = 20 \text{ kg/m}^2, \quad \lambda = 0,029 \text{ Kcal/h m } ^\circ\text{C}$$

POLIESTIRENO ESPANDIDO TIPO IV

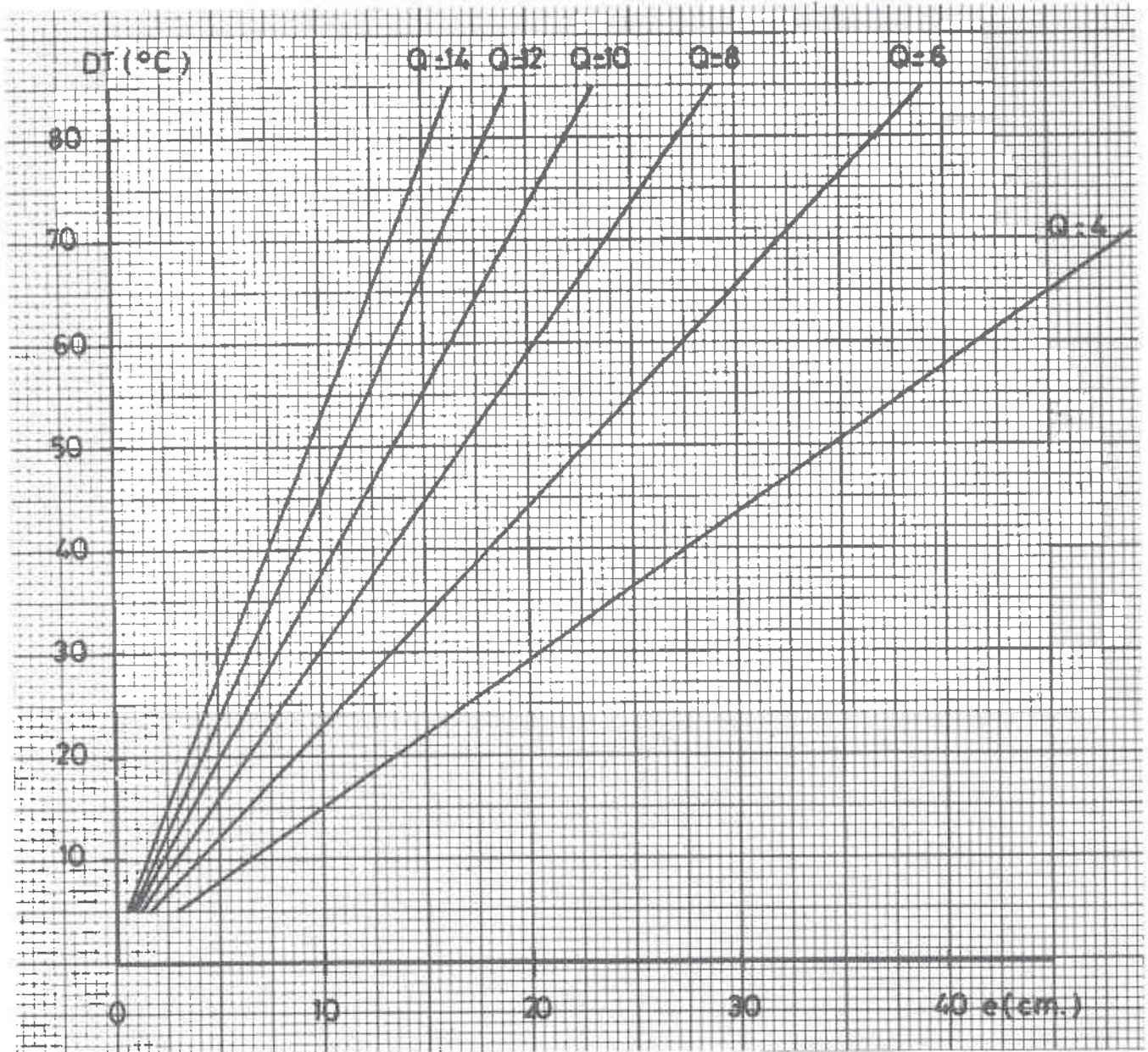
TECHOS CON CÁMARA DE AIRE



$$Q = K Dt \text{ (Kcal / h m)}$$
$$D = 20 \text{ kg/m}^2, \quad \lambda = 0,029 \text{ Kcal/h m } ^{\circ}C$$

POLIESTIRENO EXTRUSIONADO

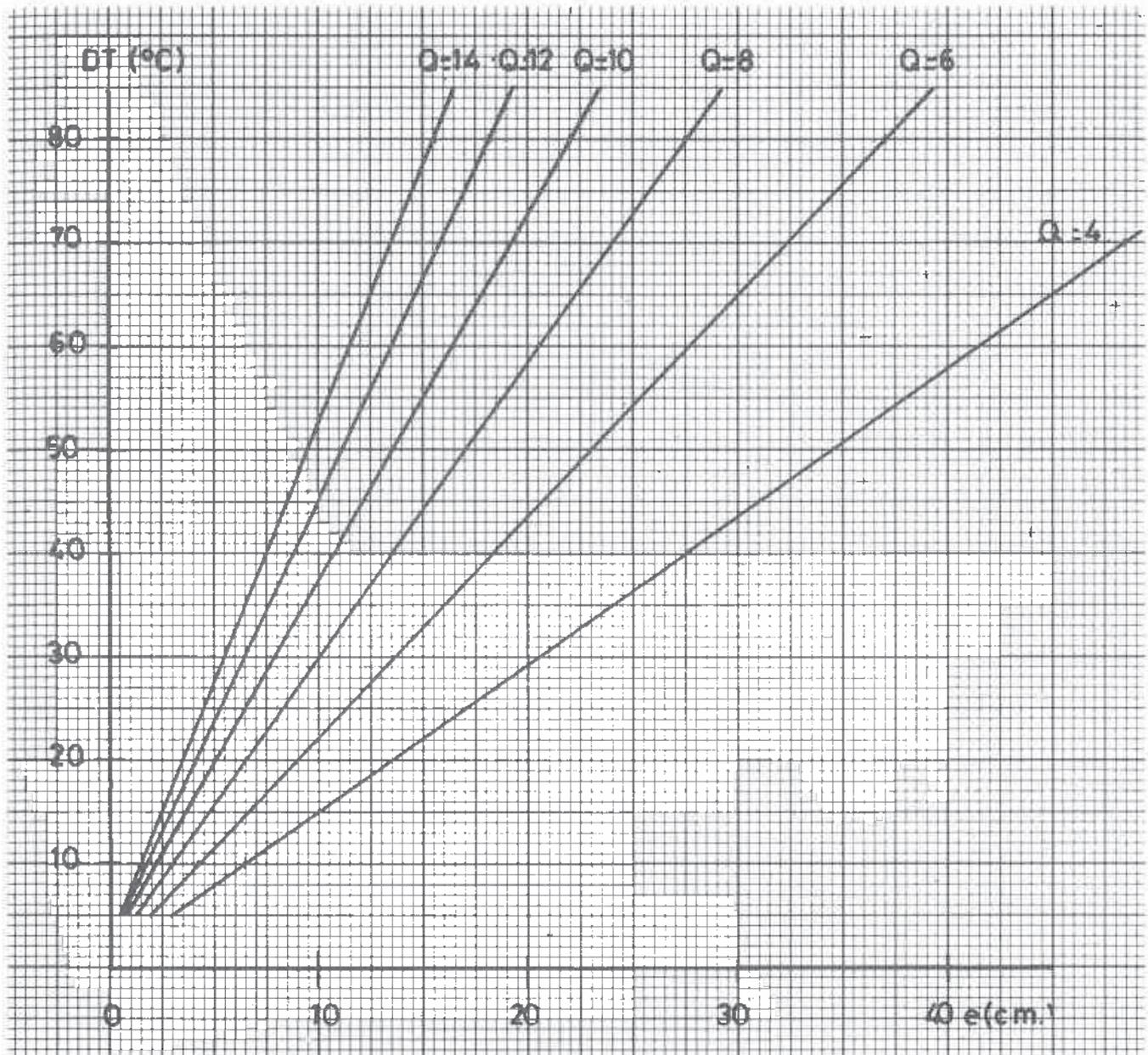
PAREDES SIN CÁMARA DE AIRE



$$Q = K Dt \text{ (Kcal / h m}^2\text{)}$$
$$D = 33 \text{ kg/m}^3, \quad \lambda = 0,028 \text{ Kcal/h m }^{\circ}C$$

POLIESTIRENO EXTRUSIONADO

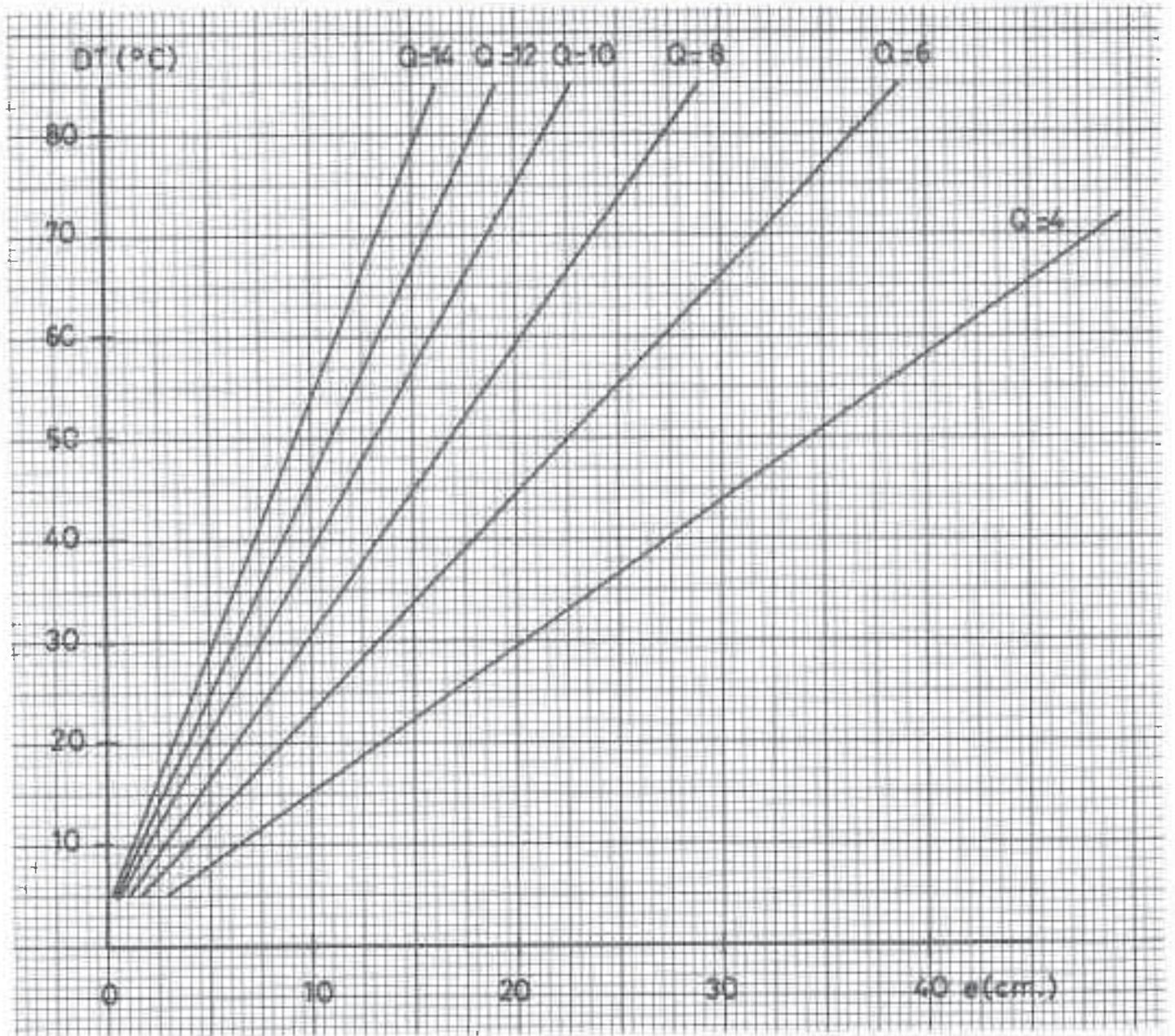
SUELOS SIN CÁMARA DE AIRE



$$Q = K D t \text{ (Kcal / h m}^2\text{)}$$
$$D = 33 \text{ kg/m}^3, \quad \lambda = 0,028 \text{ Kcal/h m } ^\circ\text{C}$$

POLIESTIRENO EXTRUSIONADO

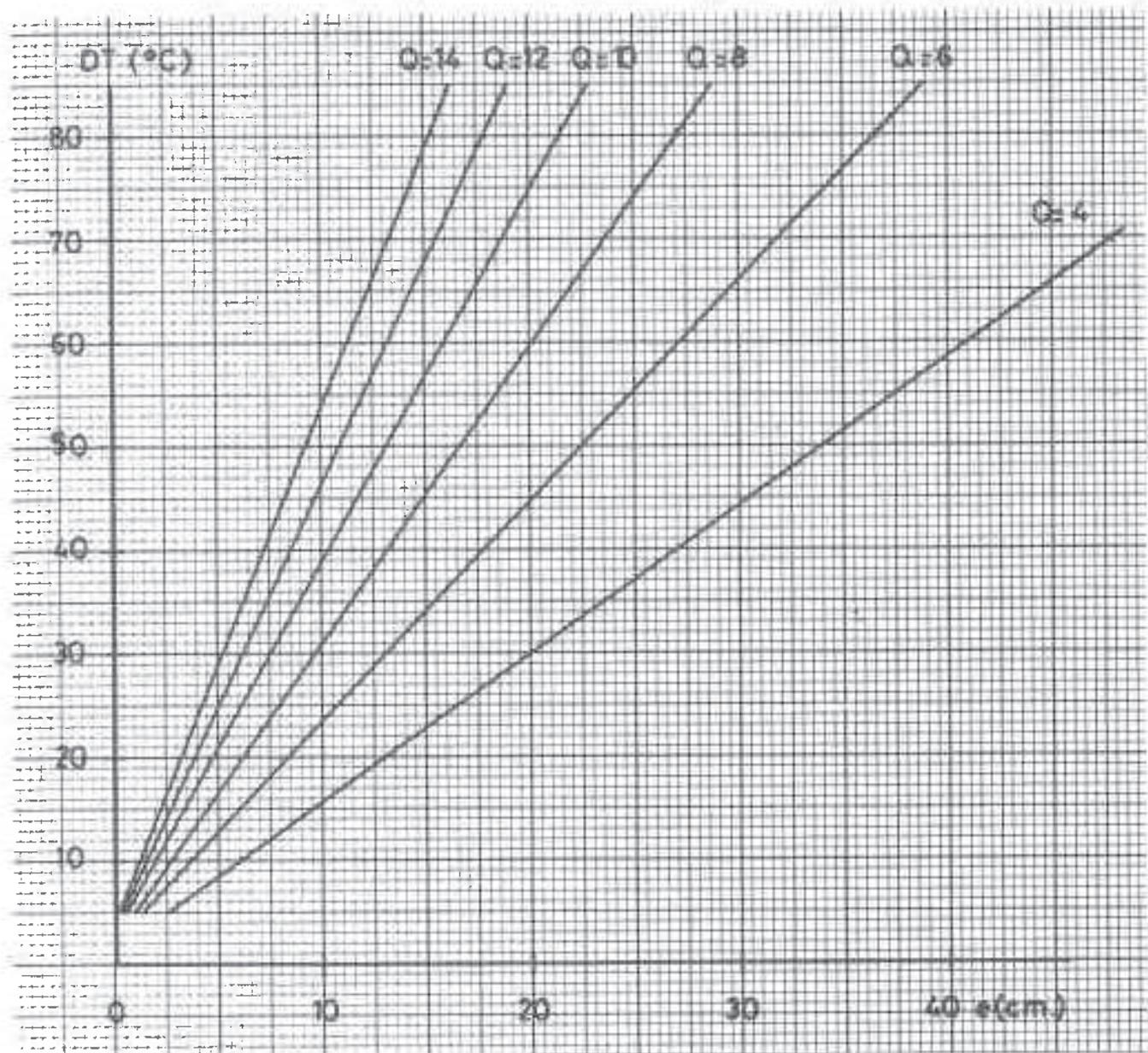
TECHOS SIN CÁMARA DE AIRE



$$Q = K Dt \text{ (Kcal / h m}^2\text{)}$$
$$D = 33 \text{ kg/m}^3, \quad \lambda = 0,028 \text{ Kcal/h m }^{\circ}C$$

POLIESTIRENO EXTRUSIONADO

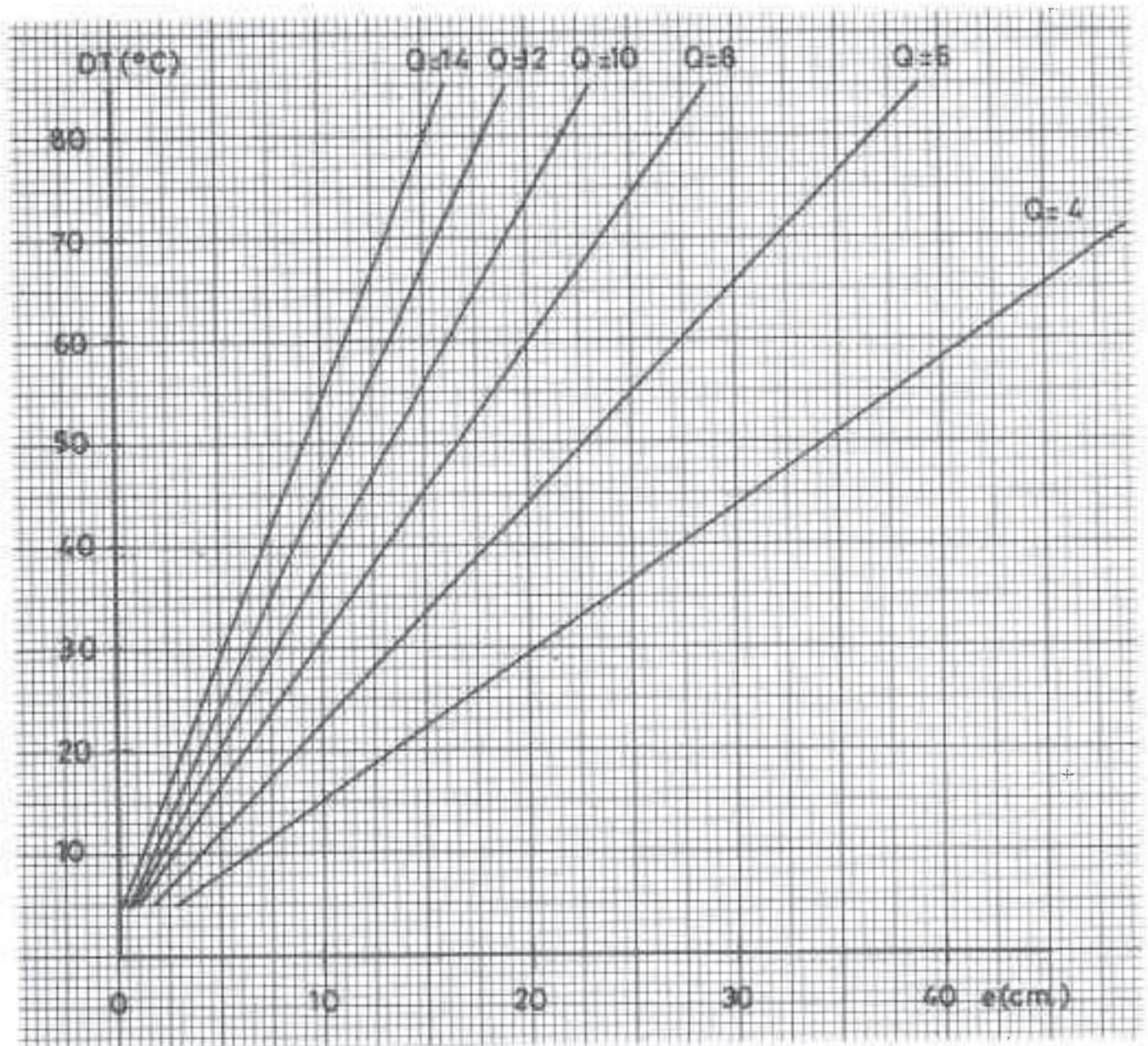
PAREDES CON CÁMARA DE AIRE



$$Q = K Dt \text{ (Kcal / h m}^2\text{)}$$
$$D = 33 \text{ kg/m}^3, \quad \lambda = 0,028 \text{ Kcal/h m } ^\circ\text{C}$$

POLIESTIRENO EXTRUSIONADO

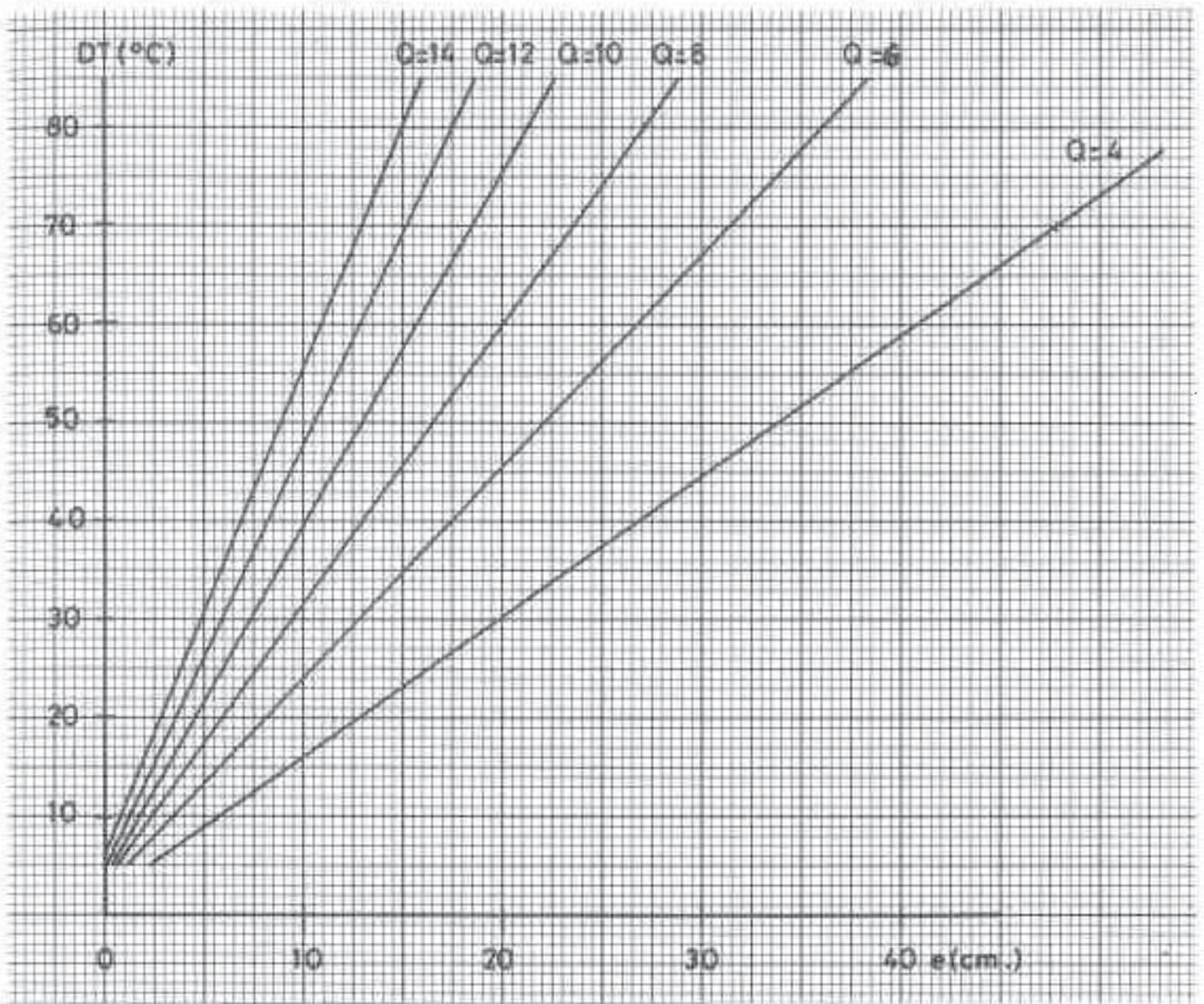
SUELOS CON CÁMARA DE AIRE



$$Q = K Dt \text{ (Kcal / h m}^2\text{)}$$
$$D = 33 \text{ kg/m}^3, \quad \lambda = 0,028 \text{ Kcal/h, m }^{\circ}C$$

POLIESTIRENO EXTRUSIONADO

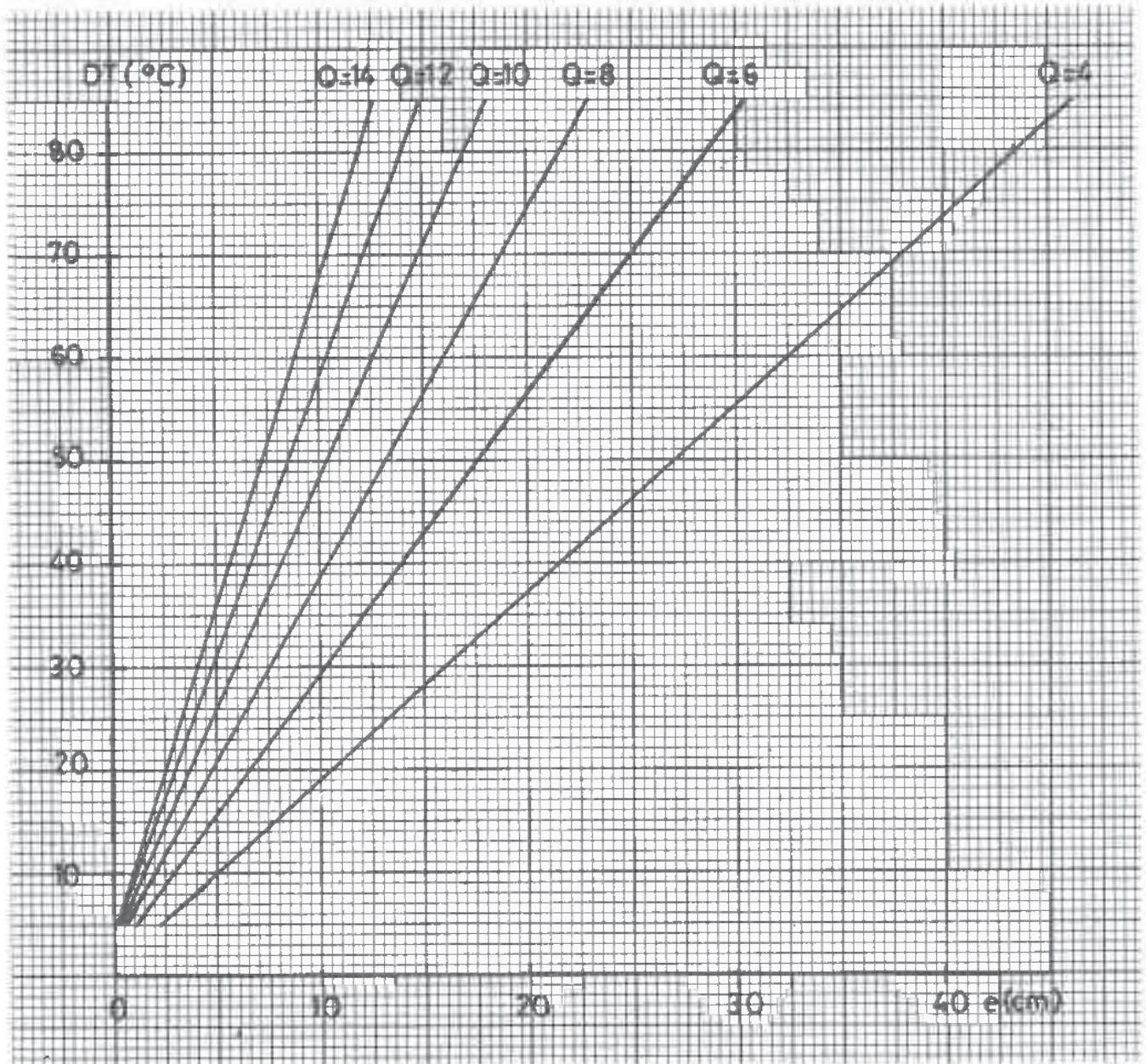
TECHOS CON CÁMARA DE AIRE



$$Q = K Dt \text{ (Kcal / h m}^2\text{)}$$
$$D = 33 \text{ kg/m}^3, \quad \lambda = 0,028 \text{ Kcal/h m }^{\circ}C$$

ESPUMA DE POLIISOCIANURATO

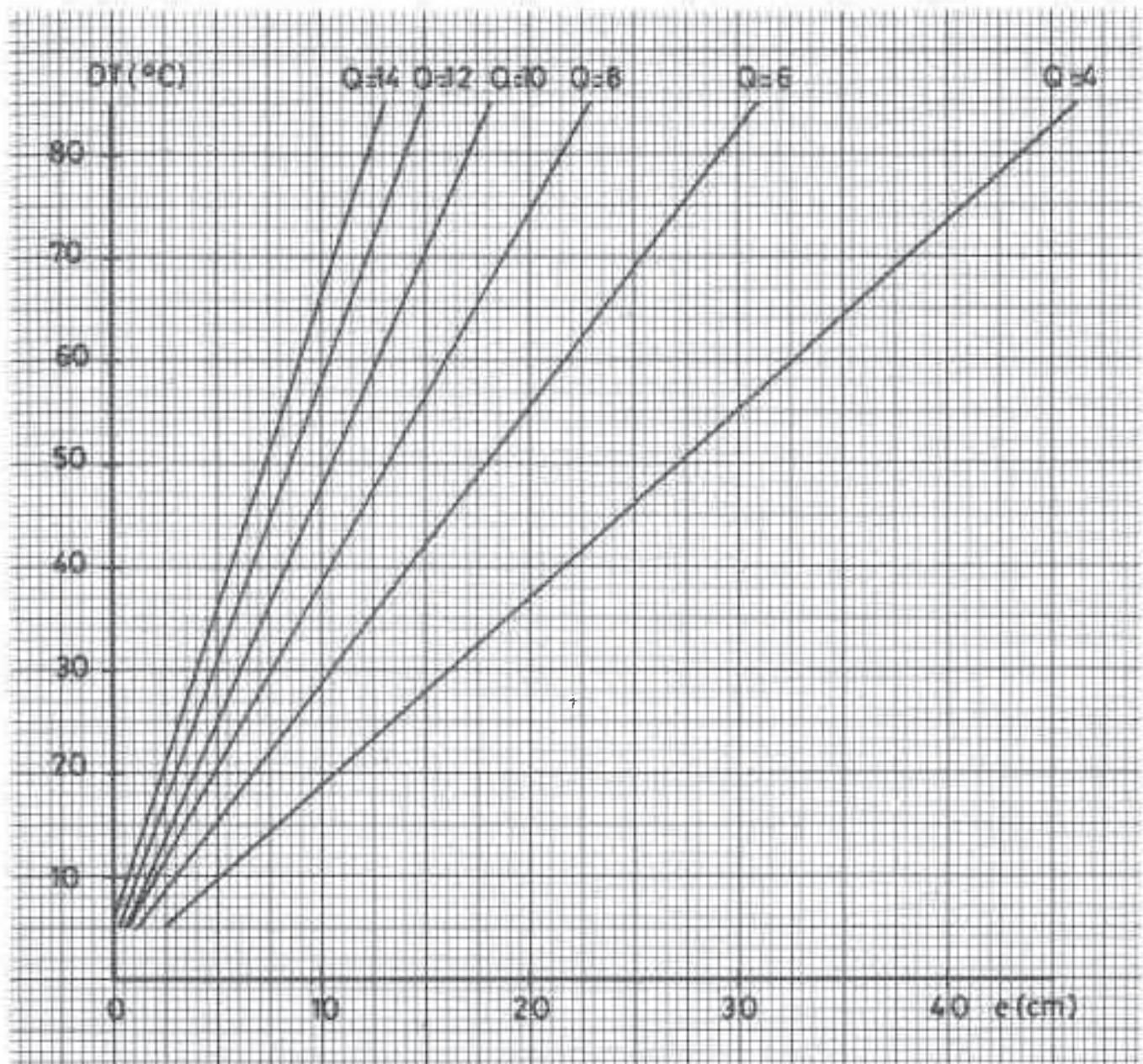
PAREDES SIN CÁMARA DE AIRE



$$Q = K Dt \text{ (Kcal/h m}^2\text{)}$$
$$\text{DENSIDAD} = 35 \text{ kg/m}^3$$
$$\lambda = 0,022 \text{ Kcal/h m } ^{\circ}\text{C}$$

ESPUMA DE POLIISOCIANURATO

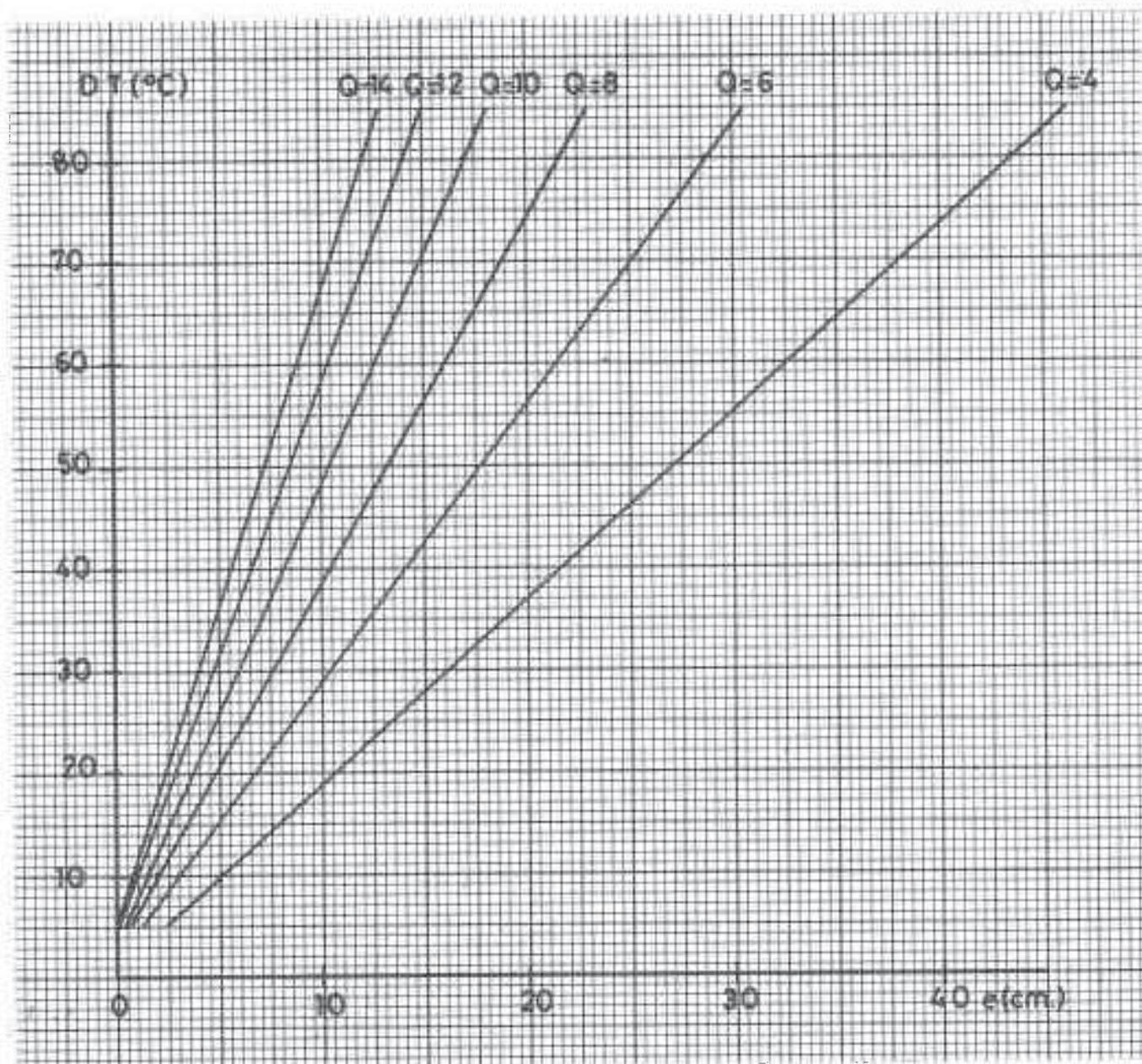
SUELOS SIN CÁMARA DE AIRE



$$Q = K Dt \text{ (Kcal/h m}^2\text{)}$$
$$\text{DENSIDAD} = 35 \text{ kg/m}^3$$
$$\lambda = 0,022 \text{ Kcal/h m } ^{\circ}C$$

ESPUMA DE POLIISOCIANURATO

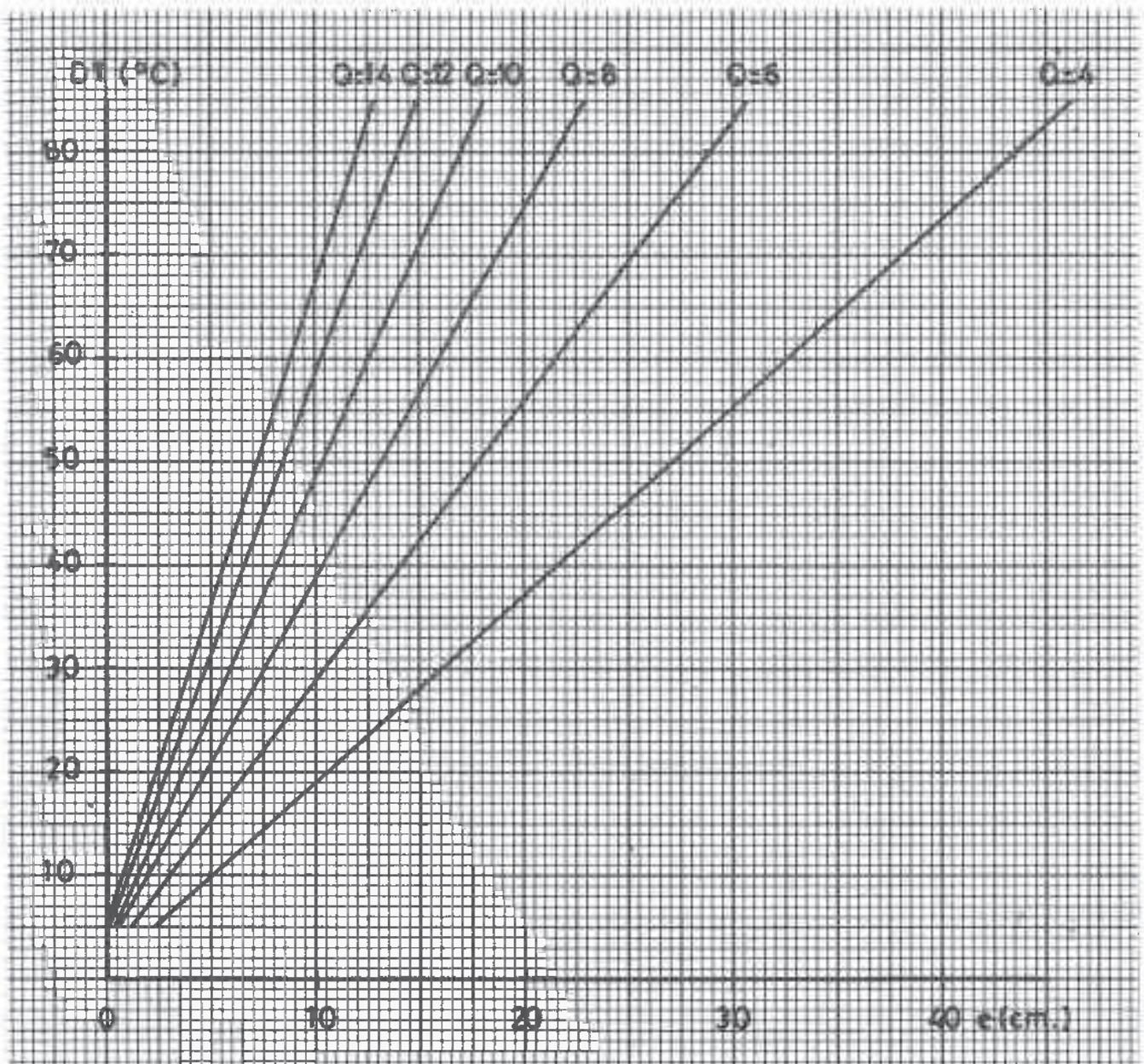
TECHOS SIN CÁMARA DE AIRE



$$Q = K Dt \text{ (Kcal/h m}^2\text{)}$$
$$\text{DENSIDAD} = 35 \text{ kg/m}^3$$
$$\lambda = 0,022 \text{ Kcal/h m }^{\circ}C$$

ESPUMA DE POLIISOCIANURATO

PAREDES CON CÁMARA DE AIRE

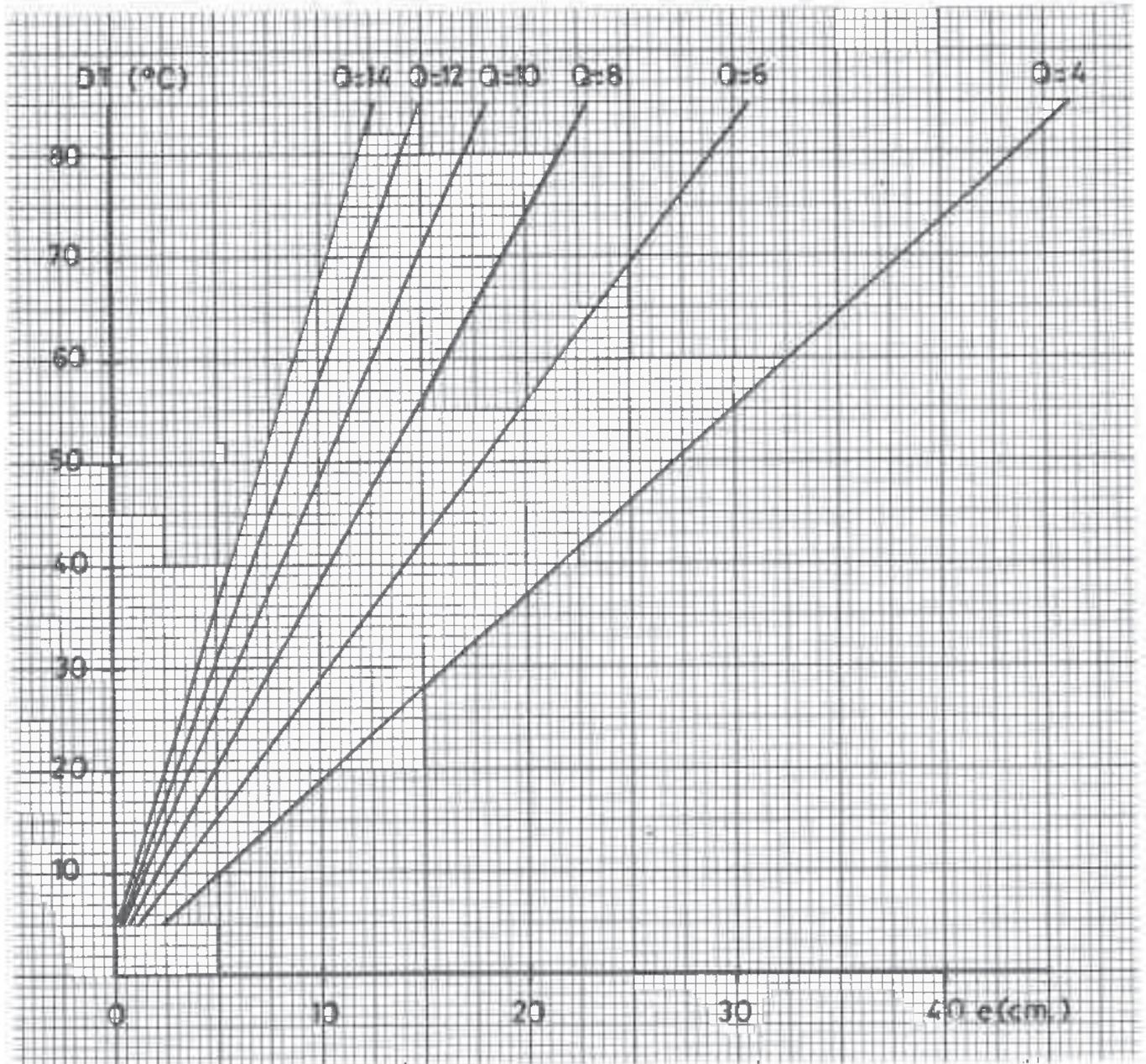


$$Q = K Dt \text{ (Kcal/h m}^2\text{)}$$

DENSIDAD = 35 kg/m³
 $\lambda = 0,022 \text{ Kcal/h m }^{\circ}C$

ESPUMA DE POLIISOCIANURATO

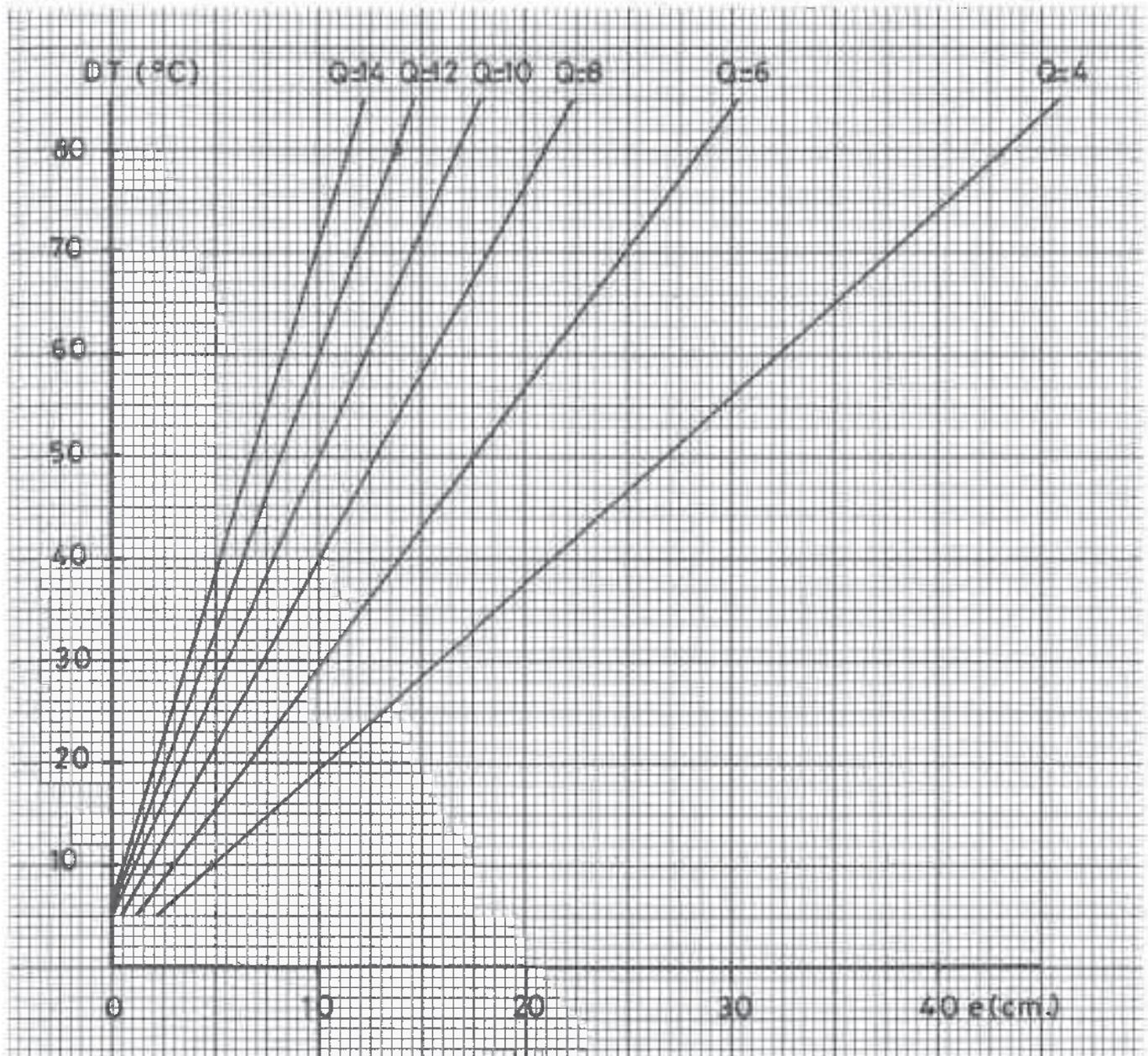
SUELOS CON CÁMARA DE AIRE



$$Q = K Dt \text{ (Kcal/h m}^2\text{)}$$
$$\text{DENSIDAD} = 35 \text{ kg/m}^3$$
$$\lambda = 0,022 \text{ Kcal/h m }^{\circ}C$$

ESPUMA DE POLIISOCIANURATO

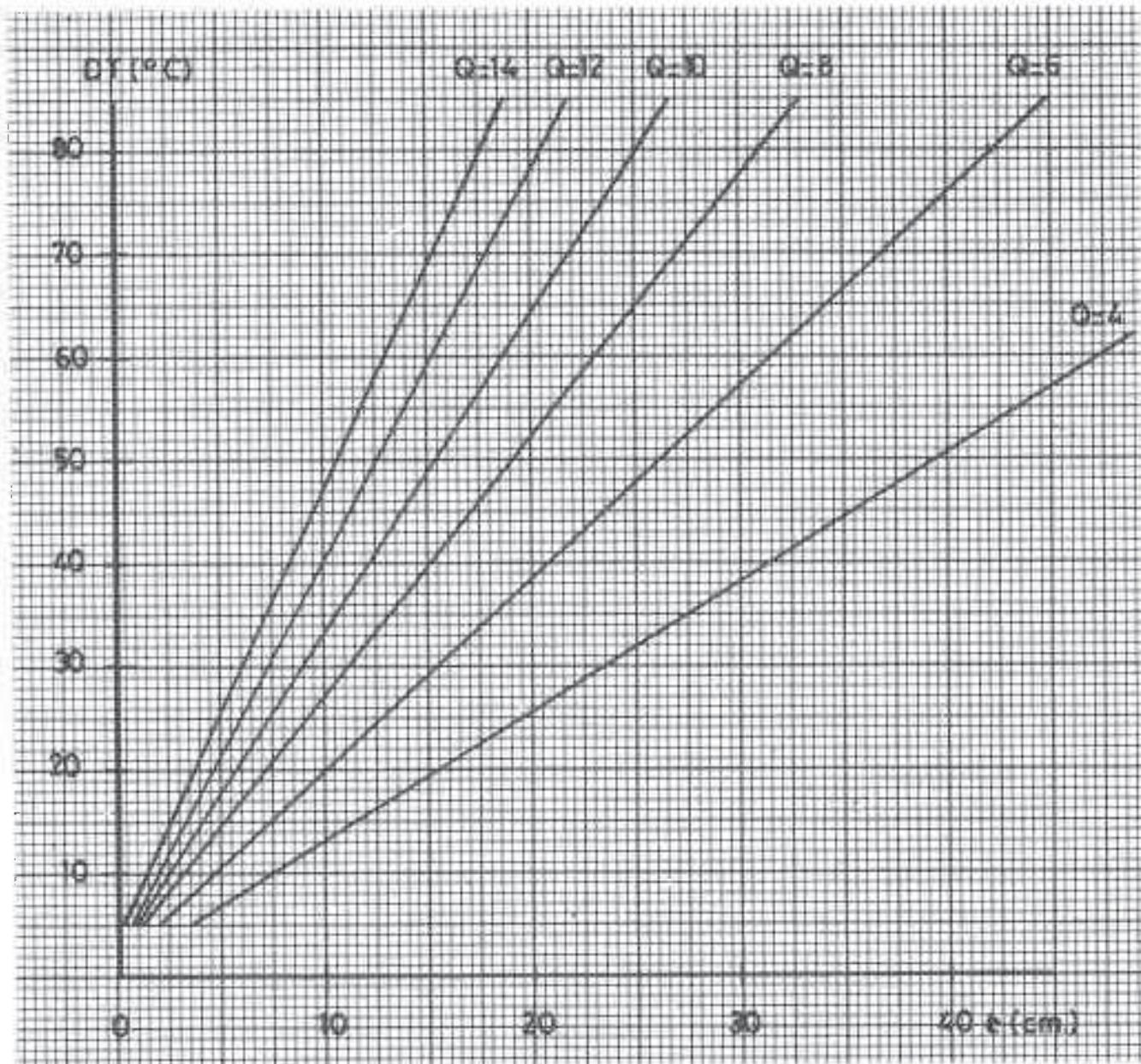
TECHOS CON CÁMARA DE AIRE



$$Q = K Dt \text{ (Kcal/h m}^2\text{)}$$
$$\text{DENSIDAD} = 35 \text{ kg/m}^3$$
$$\lambda = 0,022 \text{ Kcal/h m } ^\circ\text{C}$$

FIBRA DE VIDRIO TIPO II

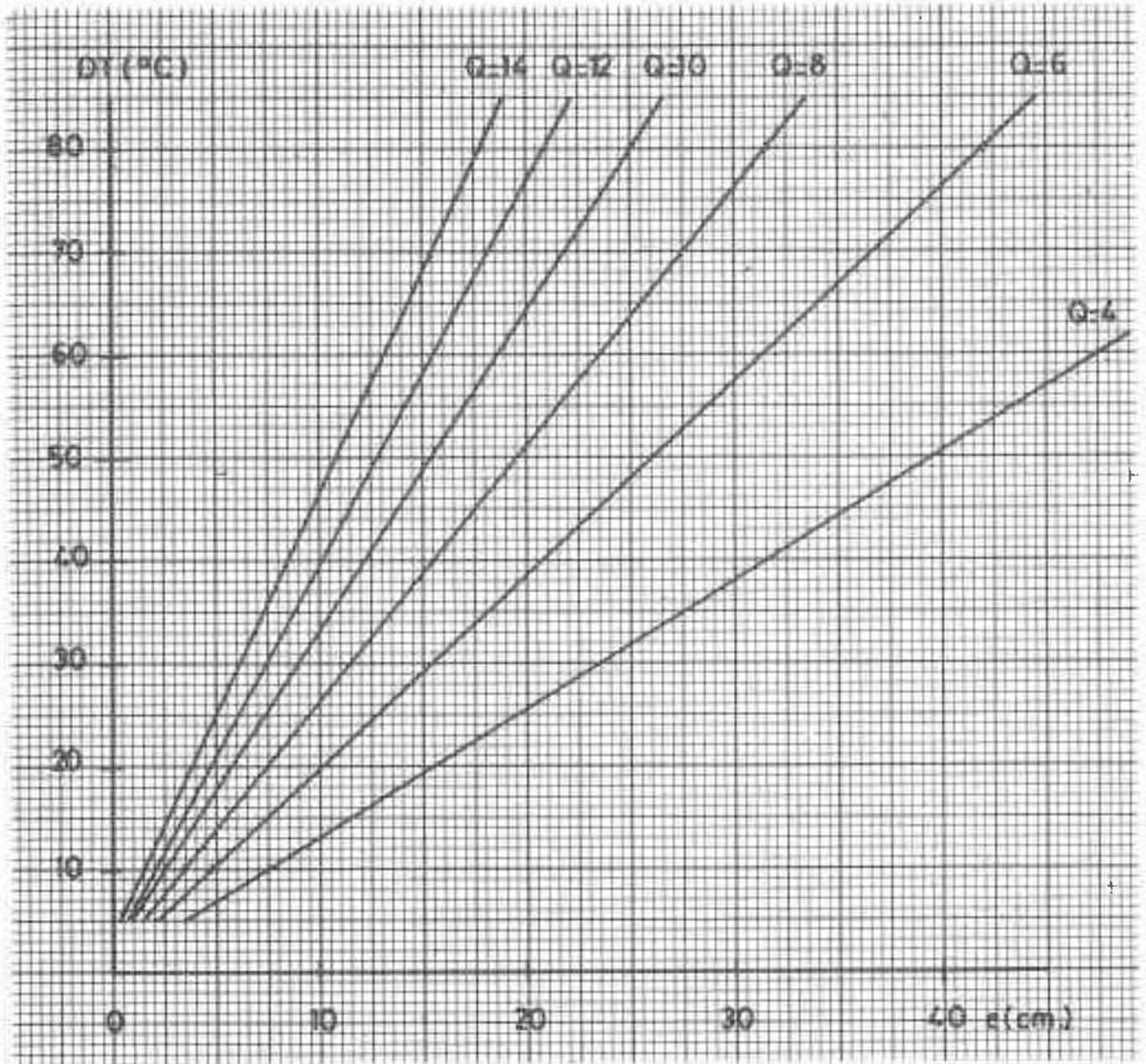
PAREDES SIN CÁMARA DE AIRE



$$Q = K Dt \text{ (Kcal/h m}^2\text{)}$$
$$D = 19 - 30 \text{ kg/m}^3$$
$$\lambda = 0,032 \text{ Kcal/h m } ^\circ\text{C}$$

FIBRA DE VIDRIO TIPO II

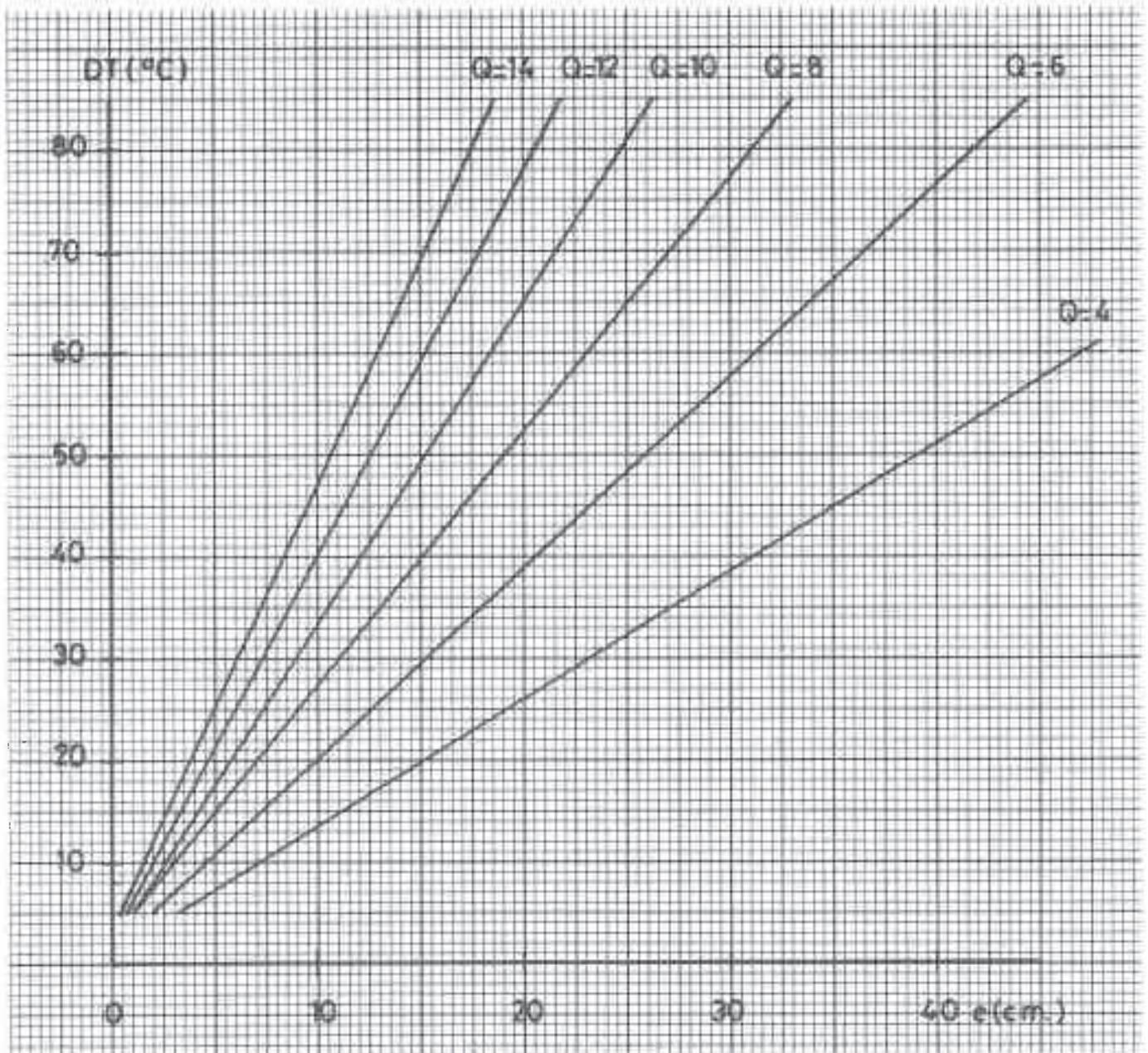
SUELOS SIN CÁMARA DE AIRE



$$Q = K Dt \text{ (Kcal/h m}^3\text{)}$$
$$D = 19 - 30 \text{ kg/m}^3$$
$$\lambda = 0,032 \text{ Kcal/h m } ^\circ\text{C}$$

FIBRA DE VIDRIO TIPO II

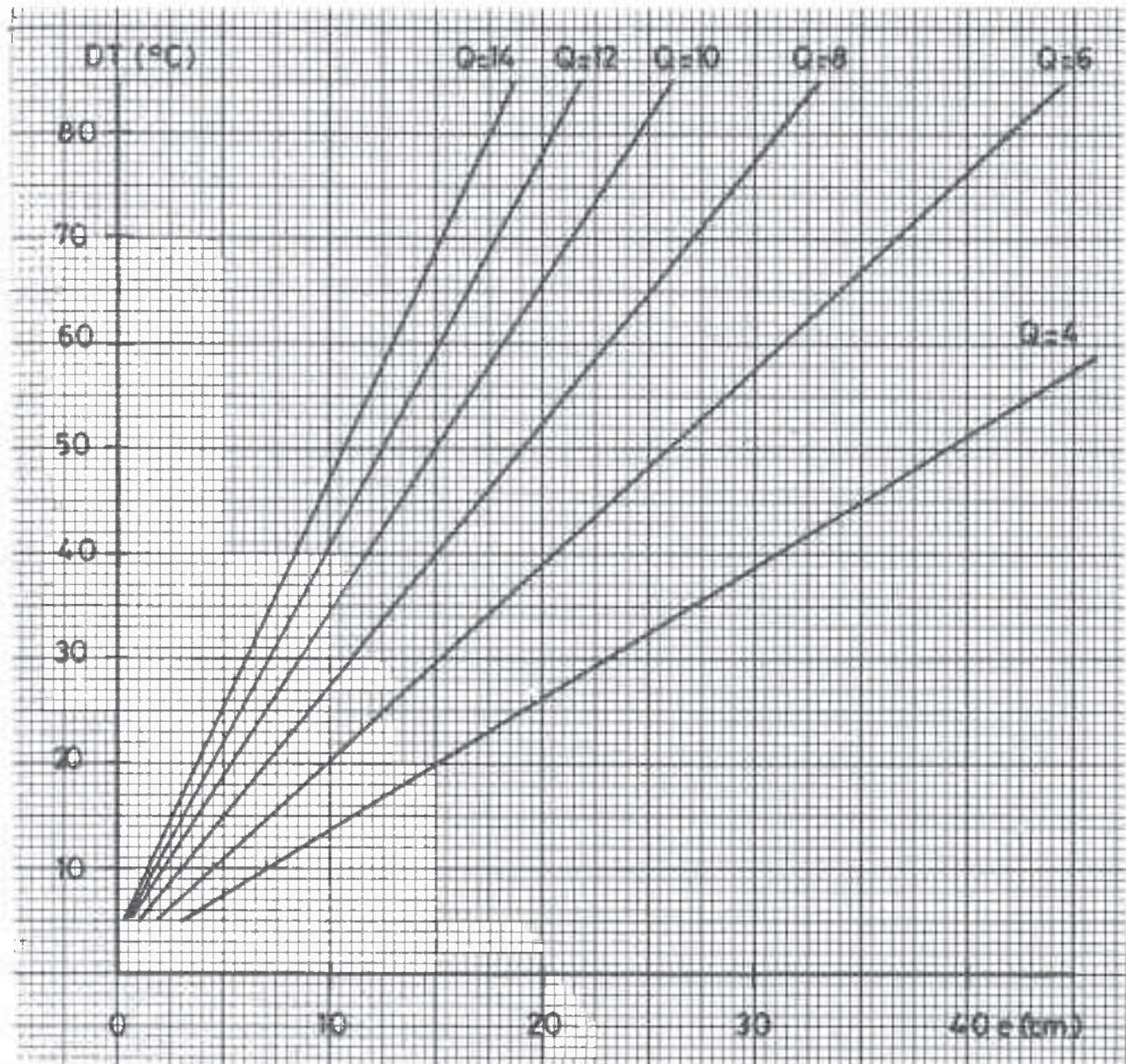
TECHOS SIN CÁMARA DE AIRE



$$Q = K Dt \text{ (Kcal/h m}^2\text{)}$$
$$D = 19 - 30 \text{ kg/m}^3$$
$$\lambda = 0,032 \text{ Kcal/h m } ^\circ\text{C}$$

FIBRA DE VIDRIO TIPO II

PAREDES CON CÁMARA DE AIRE



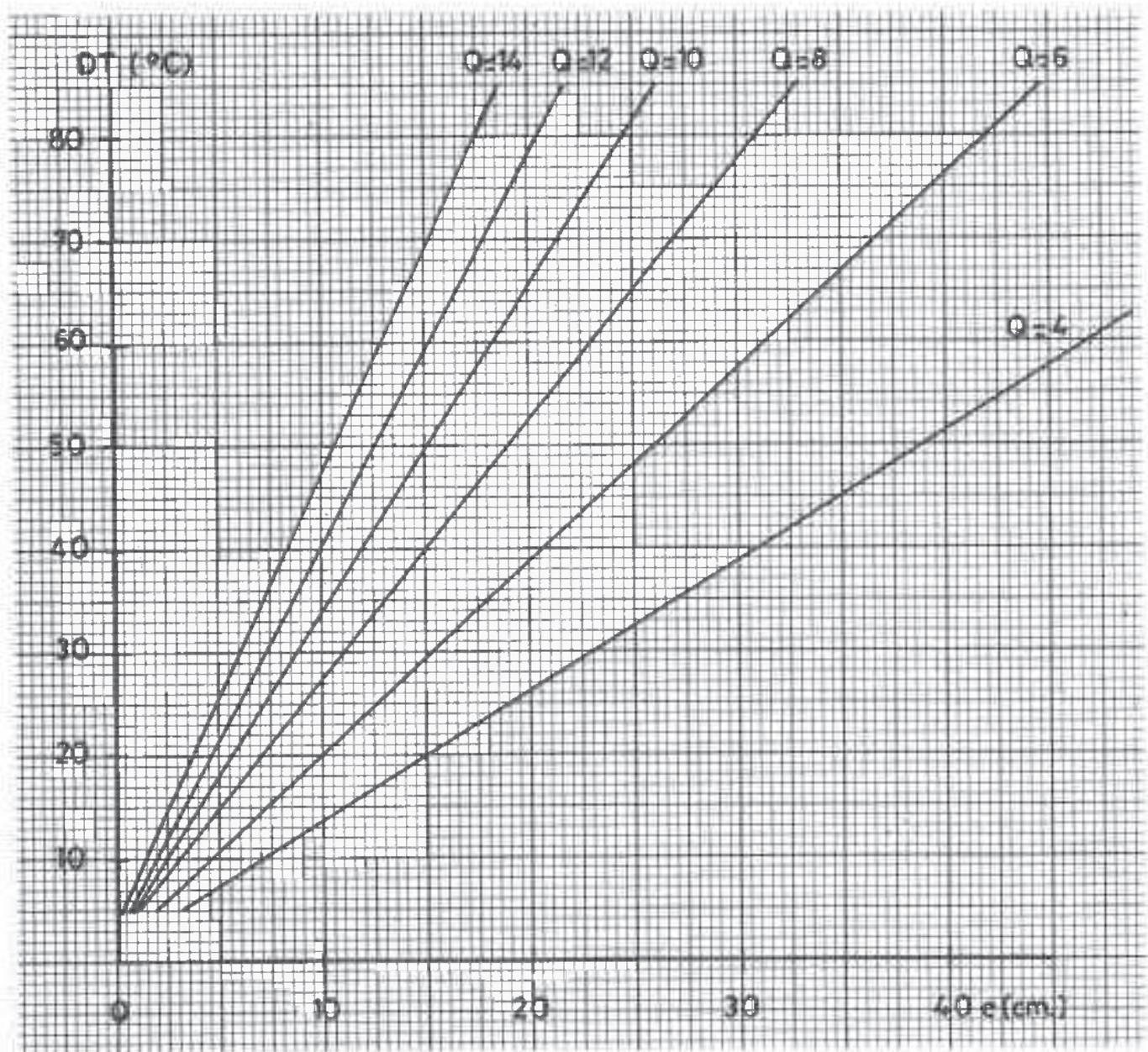
$$Q = K Dt \text{ (Kcal/h m}^3\text{)}$$

$$D = 19 - 30 \text{ kg/m}^3$$

$$\lambda = 0,032 \text{ Kcal/h m } ^\circ\text{C}$$

FIBRA DE VIDRIO TIPO II

SUELOS CON CÁMARA DE AIRE



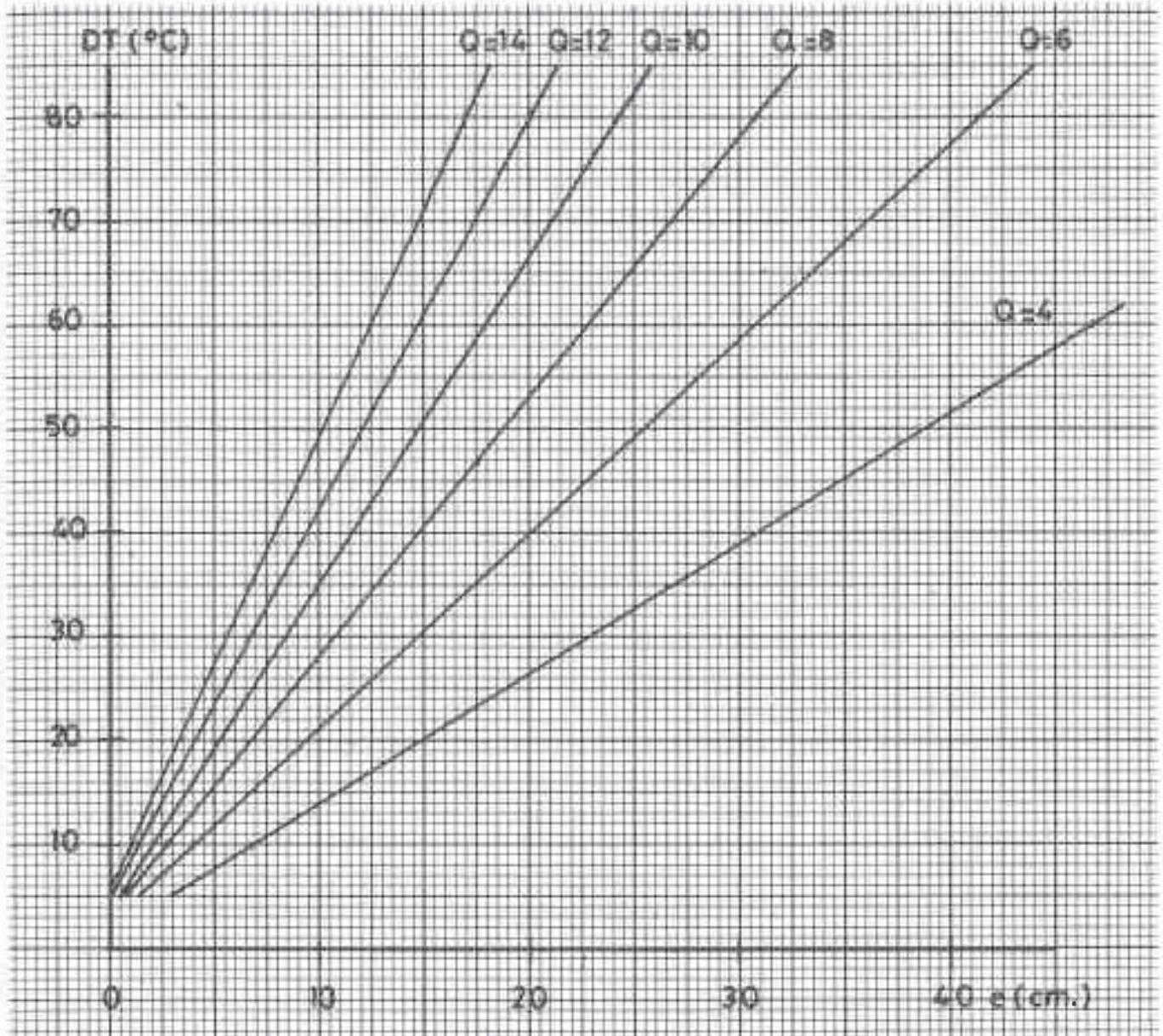
$$Q = K Dt \text{ (Kcal/h m}^3\text{)}$$

$$D = 19 - 30 \text{ kg/m}^3$$

$$\lambda = 0,032 \text{ Kcal/h m }^{\circ}C$$

FIBRA DE VIDRIO TIPO II

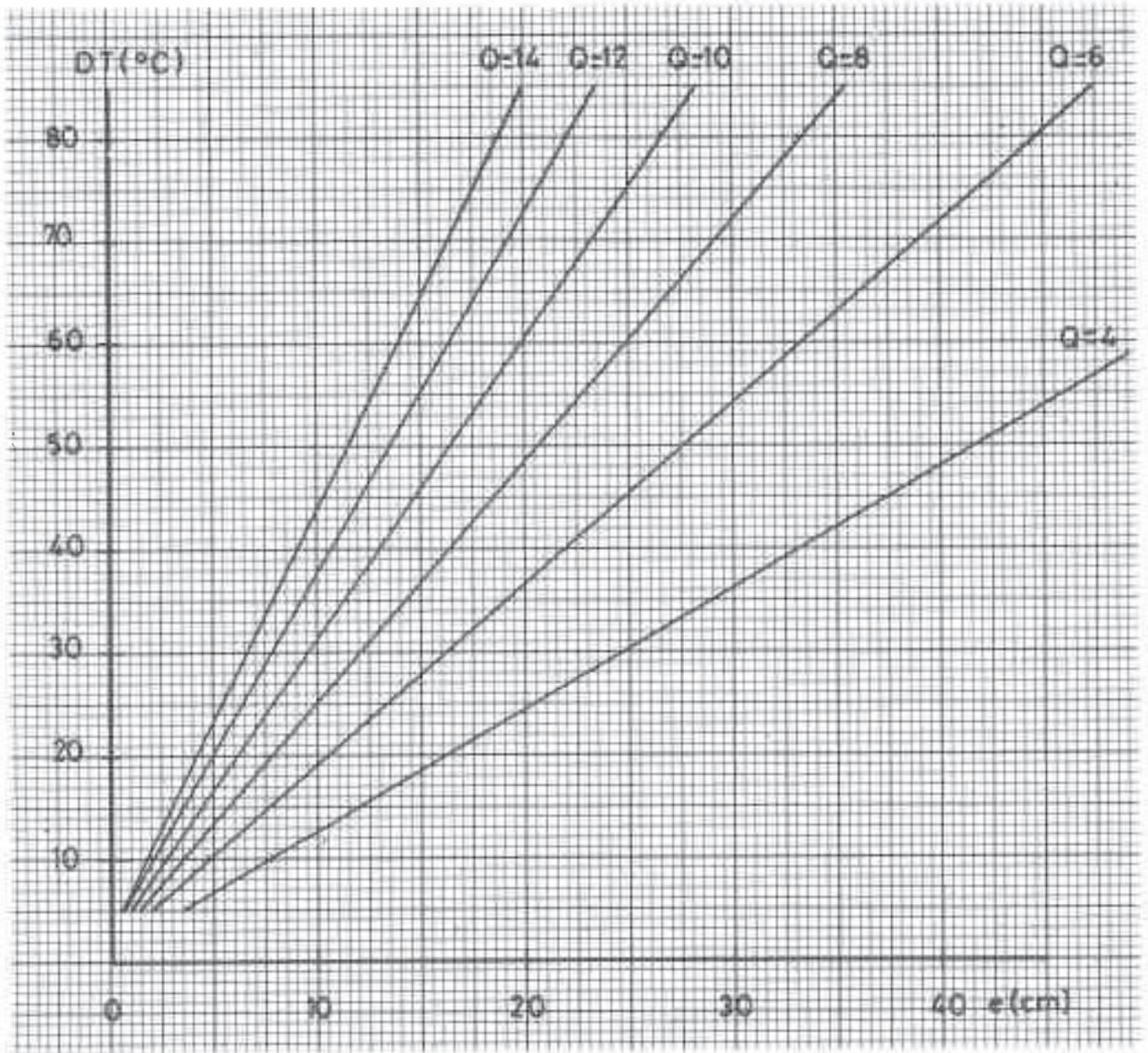
TECHOS CON CÁMARA DE AIRE



$$Q = K Dt \text{ (Kcal/h m}^2\text{)}$$
$$D = 19 - 30 \text{ kg/m}^3$$
$$\lambda = 0,032 \text{ Kcal/h m } ^\circ\text{C}$$

AGLOMERADO DE CORCHO (UNE 5690)

PAREDES SIN CÁMARA DE AIRE



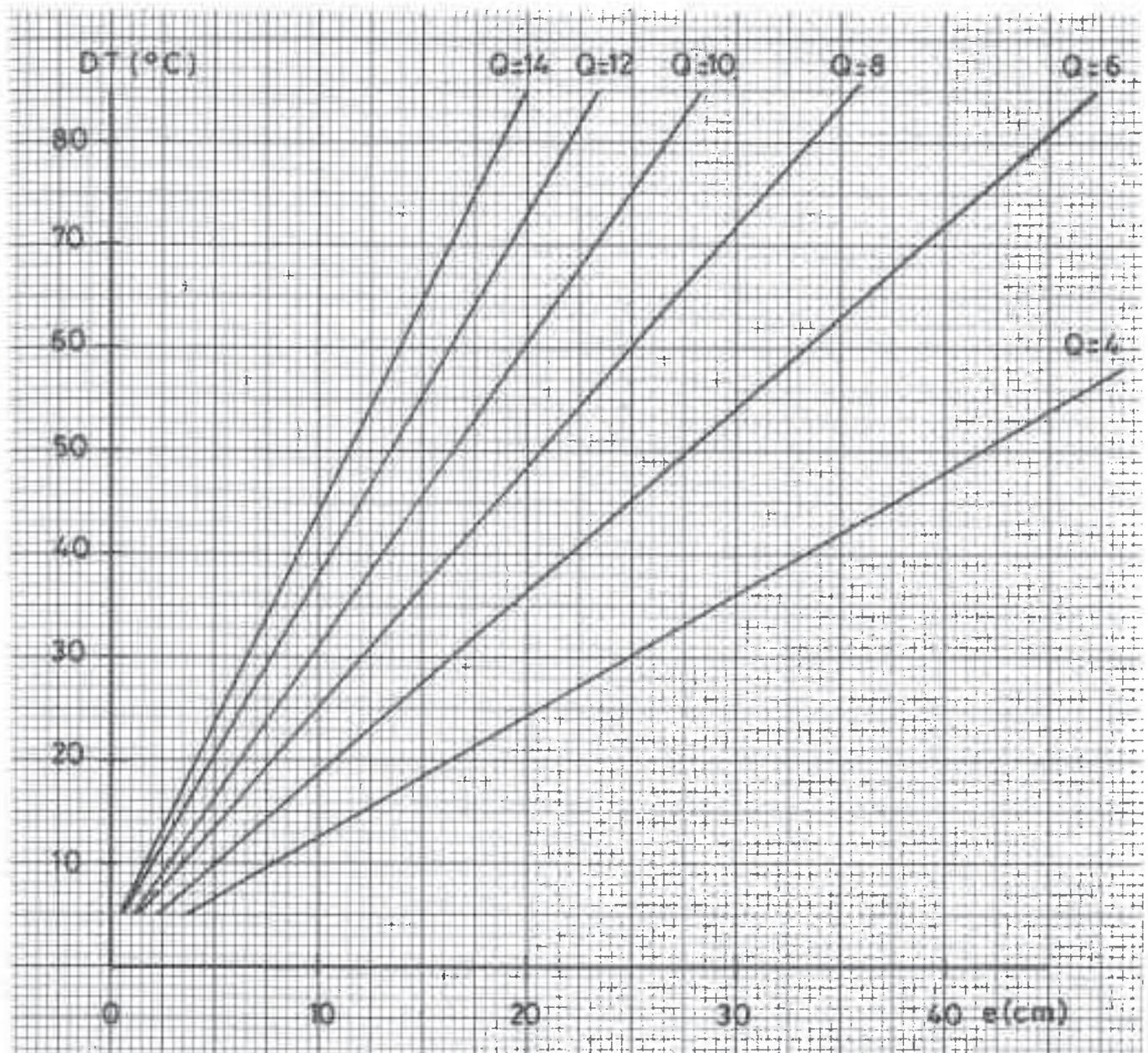
$$Q = K Dt \text{ (Kcal/h m}^2\text{)}$$

$$D = 110 \text{ kg/m}^3$$

$$\lambda = 0,034 \text{ Kcal/h m } ^\circ\text{C}$$

AGLOMERADO DE CORCHO (UNE 5690)

SUELOS SIN CÁMARA DE AIRE



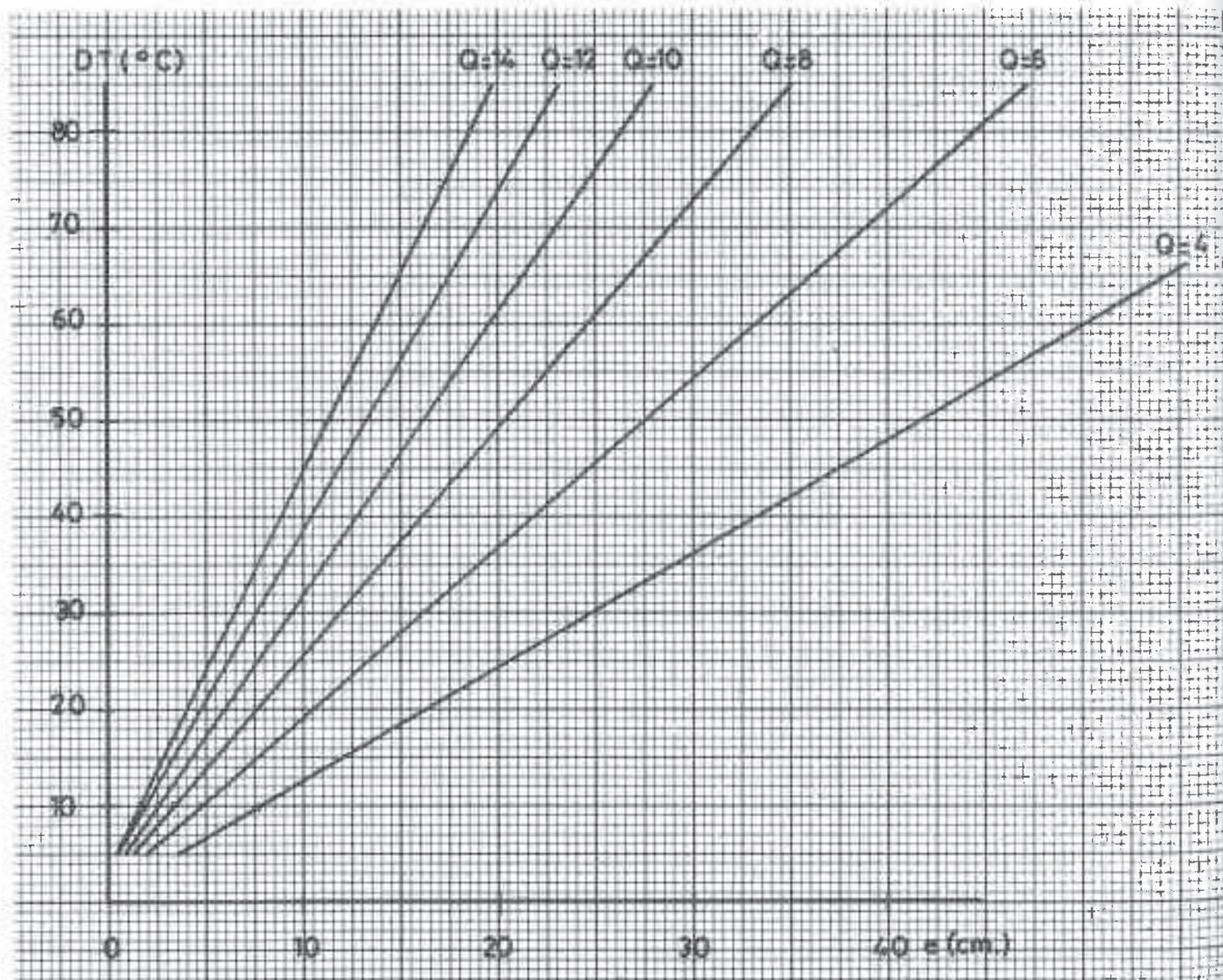
$$Q = K D t \text{ (Kcal/h m}^2\text{)}$$

$$D = 110 \text{ kg/m}^3$$

$$\lambda = 0,034 \text{ Kcal/h m }^{\circ}\text{C}$$

AGLOMERADO DE CORCHO (UNE 5690)

TECHOS SIN CÁMARA DE AIRE



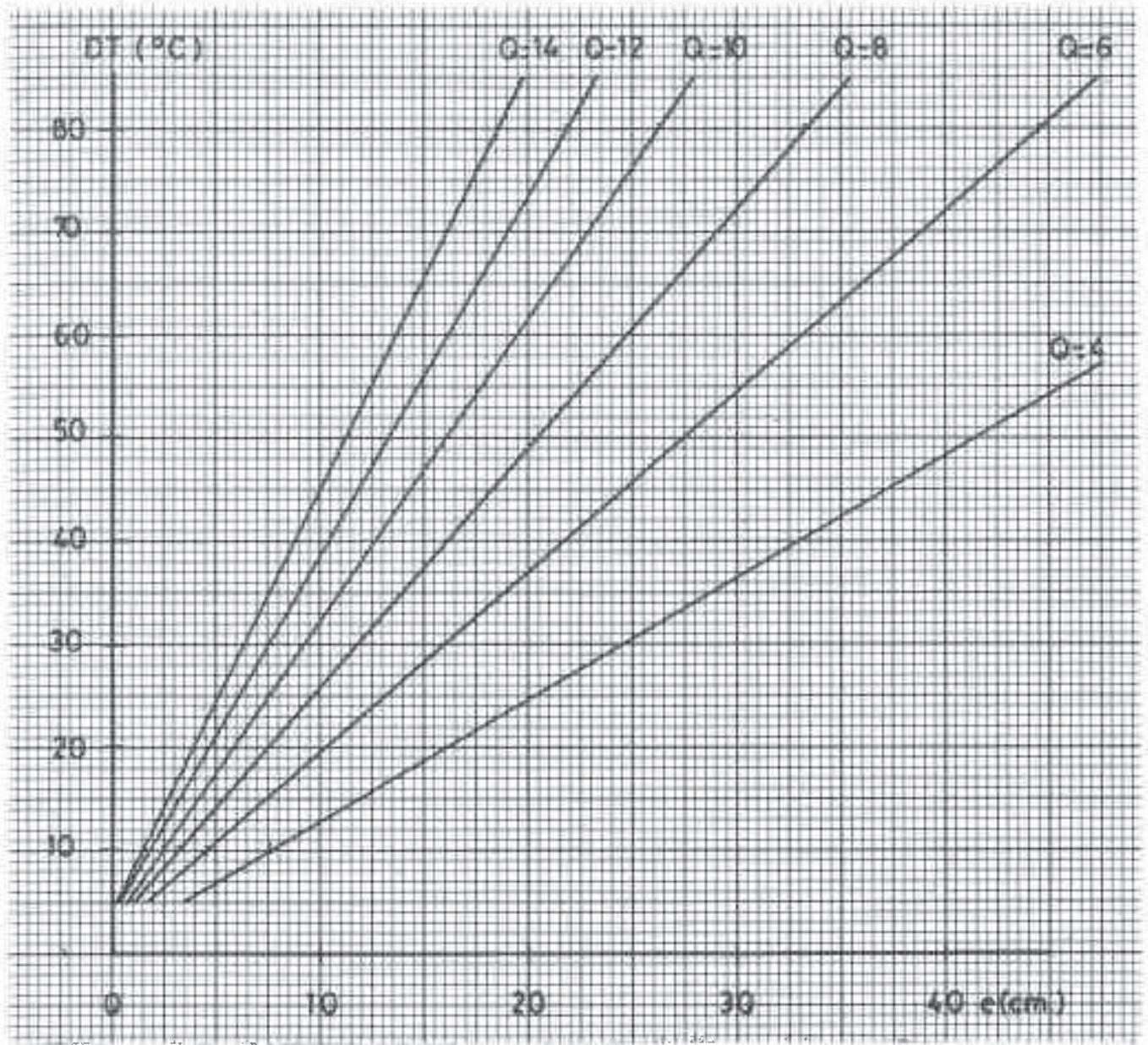
$$Q = K D t \text{ (Kcal/h m}^2\text{)}$$

$$D = 110 \text{ kg/m}^3$$

$$\lambda = 0,034 \text{ Kcal/h m } ^\circ\text{C}$$

AGLOMERADO DE CORCHO (UNE 5690)

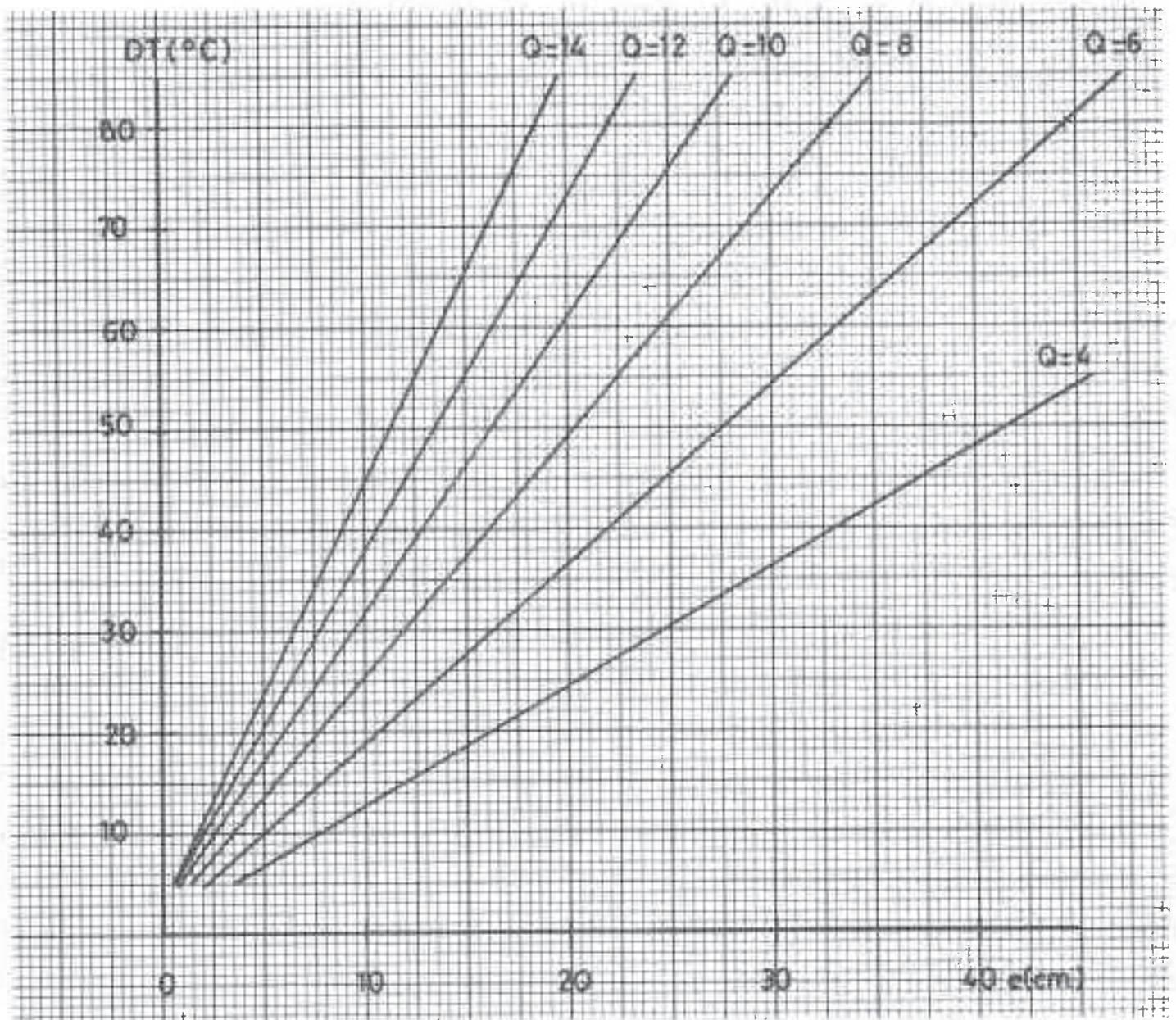
PAREDES CON CÁMARA DE AIRE



$$Q = K Dt \text{ (Kcal/h m}^2\text{)}$$
$$D = 110 \text{ kg/m}^3$$
$$\lambda = 0,034 \text{ Kcal/h m } ^\circ\text{C}$$

AGLOMERADO DE CORCHO (UNE 5690)

SUELOS CON CÁMARA DE AIRE



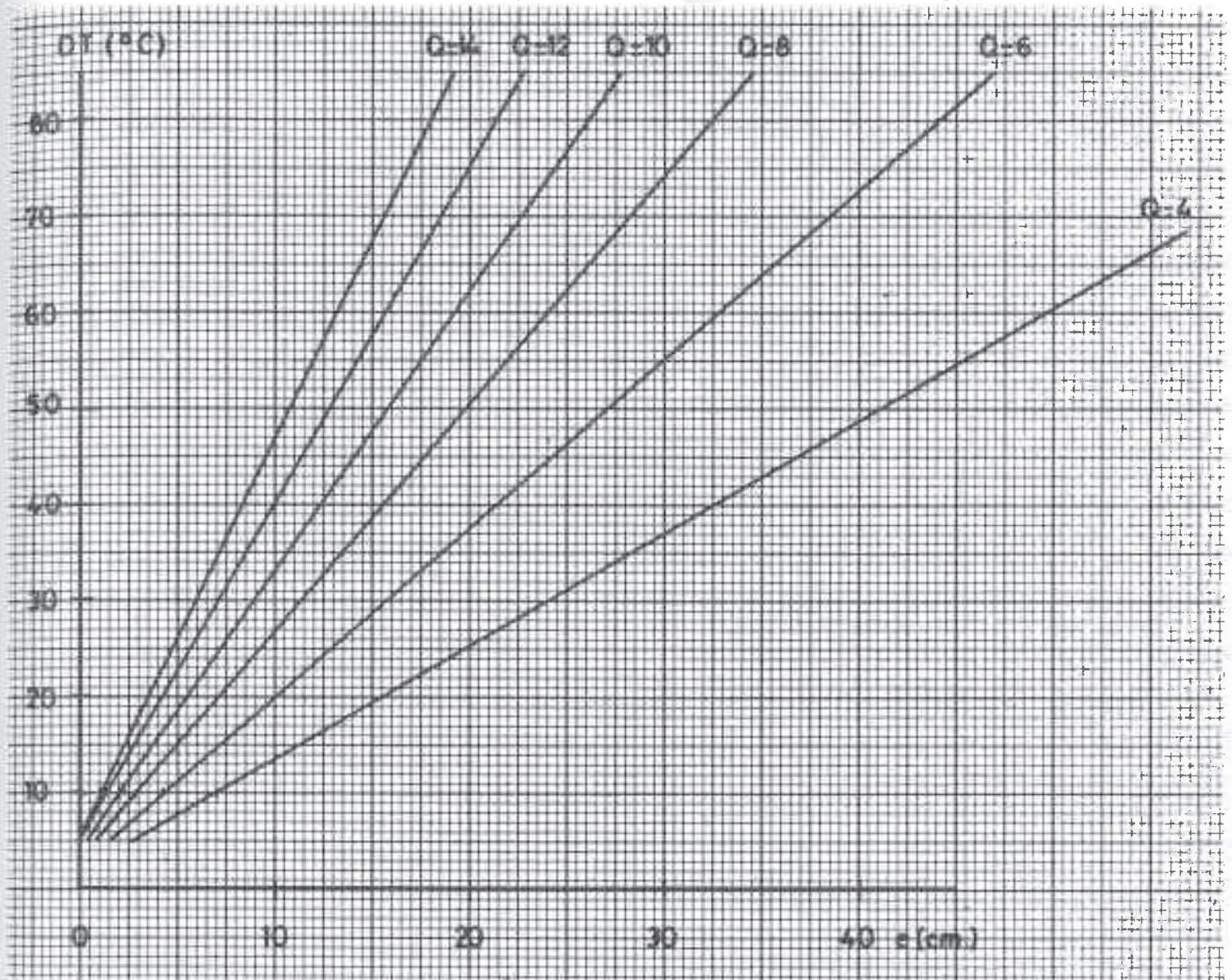
$$Q = K D t \text{ (Kcal/h m}^2\text{)}$$

$$D = 110 \text{ kg/m}^3$$

$$\lambda = 0,034 \text{ Kcal/h m }^{\circ}C$$

AGLOMERADO DE CORCHO (UNE 5690)

TECHOS CON CÁMARA DE AIRE



$$Q = K Dt \text{ (Kcal/h m}^2\text{)}$$
$$D = 110 \text{ kg/m}^3$$
$$\lambda = 0,034 \text{ Kcal/h m } ^\circ\text{C}$$

2. CÁLCULO DEL AISLAMIENTO EN SUPERFICIES CILÍNDRICAS: TUBERÍAS

2.1. Consideraciones previas

En la práctica admitimos que las tuberías están constituidas por un sólo material y bajo este supuesto admitiremos también que la resistencia térmica que presenta este material al flujo de calor es despreciable frente a la resistencia térmica que ofrecerá el material utilizado para su aislamiento; normalmente, y sobre todo en el caso de instalaciones frigoríficas, sólo se utiliza una capa de aislamiento, por lo que consideraremos una sólo capa para realizar su cálculo.

Por otro lado, el material aislante utilizado suele ser casi con exclusividad la espuma elastomérica, ya que presenta una baja conductividad térmica y una alta resistividad al vapor de agua, constituyendo al mismo tiempo una verdadera barrera antivapor, evitando las condensaciones. Éste material se fabrica en planchas y coquillas del espesor adecuado para cada situación.

Otros materiales, como la lana de roca o la fibra de vidrio, presentan un valor más alto del coeficiente de conductividad térmica y una resistividad al vapor de agua muy inferior, por lo que siendo adecuados para el aislamiento de tuberías por las que circula un fluido caliente (no existe peligro de condensaciones), no lo son tanto para aquellas por las que circula un fluido frío, en las que existe peligro de condensaciones y por tanto habrá que proceder a establecer una barrera antivapor mediante el uso de materiales bituminosos o chapas metálicas, lo que dificulta y encarece la instalación.

2.2. Aislamiento homogéneo o simple

2.2.1. Cálculo del flujo de calor

Como ya hemos indicado en el capítulo 2, el flujo de calor a través de una superficie cilíndrica, en régimen estacionario, se calcula, para cada metro de tubería:

Sean d_1 y d_2 los diámetros interior y exterior de un cilindro hueco, con coeficiente de conductividad térmica λ ; haciendo las mismas consideraciones que en el caso de la pared plana, el flujo de calor transmitido valdrá:

$$q = \frac{(t_e - t_i)}{\frac{1}{2\pi} \left[\frac{1}{h_i r_1} + \frac{1}{\lambda} \ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right) + \frac{1}{h_e r_2} \right]} = \frac{(t_e - t_i)}{R}$$

siendo:

\ln : Logaritmo neperiano. $\ln = 2.3$ logaritmo decimal.

q = Flujo de calor (W / m de longitud) o (Kcal / h m de longitud).

λ = Coeficiente de conductividad térmica (W / m K) o (Kcal / h m °C).

$t_e - t_i$ = Temperaturas de la cara interior y exterior, respectivamente ($\Delta t = t_e - t_i$).

r_1 = Radio interior de la tubería (m).

e = Espesor de aislamiento (m).

r_2 = Radio exterior de la tubería (m) + aislamiento(m). $r_2 = r_1 + e$.

h_i = Coeficiente superficial de transmisión interior (W / m² K) o (Kcal / h m² °C).

h_e = Coeficiente superficial de transmisión exterior (W / m² K) o (Kcal / h m² °C).

El denominador es la resistencia térmica, cuyo valor es:

$$\frac{1}{2\pi} \left[\frac{1}{h_i r_1} + \frac{1}{\lambda} \ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right) + \frac{1}{h_e r_2} \right] \text{ (m K / W) o (m °C h / Kcal)}$$

Ejemplo: Calcular el flujo de calor transmitido al calorificar una tubería de cobre de diámetro exterior $d_1 = 22$ mm, con coquilla de espuma elastomérica con coeficiente de conductividad térmica $\lambda = 0.029$ Kcal / h m °C y con un espesor de 9 mm. $\Delta t = t_e - t_i = 35 - (-10) = 45$ °C.

El valor de h_i lo estimamos en 872 W / m² K (750 Kcal / h m² °C),

y para determinar el valor de h_e de la forma expuesta en la tabla del apartado 1.1.3. de este capítulo, considerando una velocidad del viento de 1 m / s y para un diámetro comprendido entre 0 y 0'026 m, $h_e = 17'9 \text{ Kcal} / \text{h m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ ($20'82 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ K}$).

$$q = \frac{(t_e - t_i)}{\frac{1}{2\pi} \left[\frac{1}{h_i r_1} + \frac{1}{\lambda} \ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right) + \frac{1}{h_e r_2} \right]} = \frac{(t_e - t_i)}{R}$$

$$q = \frac{45}{\frac{1}{2\pi} \left[\frac{1}{772 \cdot 0'011} + \frac{1}{0'337} \ln \left(\frac{0'011 + 0'009}{0'011} \right) + \frac{1}{20'82 \cdot 0'011} \right]} = 45'28 \text{ W} / \text{m}$$

$$45'2 \text{ W} / \text{m} = 38'9 \text{ Kcal} / \text{h m}$$

Si la tubería no estuviese aislada el flujo de calor transmitido valdría:

Conductividad térmica del cobre: $380'3 \text{ W} / \text{m K}$ ($327 \text{ Kcal} / \text{h m }^\circ\text{C}$). En este caso consideraríamos $r_1 = r_2$, y por tanto, $\ln (r_1 / r_2) = \ln 1 = 0$.

$$Q = [45 / (0'159) (0'1177 + 0 + 4'366)] = 63'1 \text{ W} / \text{m} (54,3 \text{ Kcal} / \text{h m}).$$

De donde se deduce que el porcentaje de ahorro energético sería de : $[(63'1 - 45'2) / 63'1] 100 = 28'37 \%$.

2.2.2. *Cálculo de los coeficientes superficiales de transmisión de calor.*

Para el caso de superficies cilíndricas (tuberías), el coeficiente de transmisión por convección que se da en la tabla siguiente, puede utilizarse para estimar el coeficiente superficial de transmisión externo (h_e), siendo la misma aceptada por distintos autores (Margarida, 1984; Pinazo, 1993):

Diámetro exterior tubería (m)	Velocidad del viento (m / s)				
	0-1	1-2	2-5	5-10	< 25
0-0'026	17'9	24'5	39'8	63'0	115'0
0'026-0'052	11'9	17'4	31'0	50'0	93'0
0'052-0'076	9'9	15'0	27'3	43'8	83'0
0'076-0'102	8'8	13'5	24'8	40'2	76'0
0'102-0'152	7'5	11'7	21'9	35'5	68'0
0'152-0'203	6'8	10'7	20'1	32'6	63'0
0'203-0'300	5'7	9'1	17'3	28'1	55'0
0'300-0'500	4'9	7'9	14'9	24'3	47'4
< 0'500	4'3	7'1	13'3	21'9	42'7

Para el uso de la tabla anterior debe considerarse que la velocidad media del viento de 2 m / s puede corresponder a una simple exposición al aire libre, mientras el valor de 25 m / s , que raramente se da, podrá considerarse en exposiciones particularmente desfavorables, como puede ser al borde del mar o en la montaña.

El coeficiente superficial interno (h_i), suele ser despreciable, pudiendo estimarse su valor por las ecuaciones de convección forzada dentro de tuberías. Se le suelen asignar a este coeficiente valores entre 700 – 800 Kcal / h m² °C.

2.2.3. *Cálculo del espesor de aislante fijando el flujo de calor máximo permitido*

Si se desea calcular el espesor de aislante, tal que éste permita un determinado flujo de calor en las condiciones de diseño, se procederá, partiendo de la expresión que nos permite calcular el flujo de calor, de la siguiente forma:

Según se expuso anteriormente,

$$q = \frac{(t_e - t_i)}{\frac{1}{2\pi} \left[\frac{1}{h_i r_1} + \frac{1}{\lambda} \ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right) + \frac{1}{h_e r_2} \right]} = \frac{(t_e - t_i)}{R}$$

de donde :

$$\frac{(t_e - t_i)}{q} = \frac{1}{2\pi} \left[\frac{1}{h_i r_1} + \frac{1}{\lambda} \ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right) + \frac{1}{h_e r_2} \right]$$

Donde podremos calcular el espesor de aislante teniendo en cuenta que :

ln: Logaritmo neperiano. $\ln = 2.3$ logaritmo decimal.

q = Flujo de calor (W / m de longitud) o (Kcal / h m de longitud)

λ = Coeficiente de conductividad térmica (W / m K) o (Kcal / h m °C).

$t_e - t_i$ = Temperaturas de la cara interior y exterior, respectivamente ($\Delta t = t_e - t_i$).

r_1 = Radio interior de la tubería (m).

e = Espesor de aislamiento (m).

r_2 = Radio exterior de la tubería (m) + aislamiento (m). $r_2 = r_1 + e$.

h_i = Coeficiente superficial de transmisión interior (W / m² K) o (Kcal / h m² °C).

h_e = Coeficiente superficial de transmisión exterior (W / m² K) o (Kcal / h m² °C).

Para calcular el espesor será preciso realizar las iteraciones necesarias. Para la resolución de este problema suelen utilizar métodos de aproximaciones sucesivas como el de Newton y métodos gráficos.

Ejemplo: Calcular el espesor de aislante necesario para calorigar una tubería de cobre de diámetro exterior $d_1 = 22$ mm, con coquilla de coeficiente de conductividad térmica $\lambda = 0.337$ W / m K, siendo la temperatura exterior de 35 °C, la temperatura interior de -10 °C, el flujo de calor máximo permitido de 40 W / m, $h_e = 20.82$ W / m² K y $h_i = 872$ W / m² K.

Solución gráfica

Llamando $c_1 = 2\pi (t_e - t_i) / q$; $c_2 = 1 / h_i r_1$; $c_3 = 1 / \lambda$, la ecuación

$$\frac{(t_e - t_i)}{q} = \frac{1}{2\pi} \left[\frac{1}{h_i r_1} + \frac{1}{\lambda} \ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right) + \frac{1}{h_e r_2} \right]$$

podrá expresarse como:

$$(c_1 - c_2 - 1/h_e (r_1 + e)) = c_3 \ln (r_1 + e / r_1),$$

de donde podremos escribir:

$$y_1 = (c_1 - c_2 - 1/h_e (r_1 + e))$$

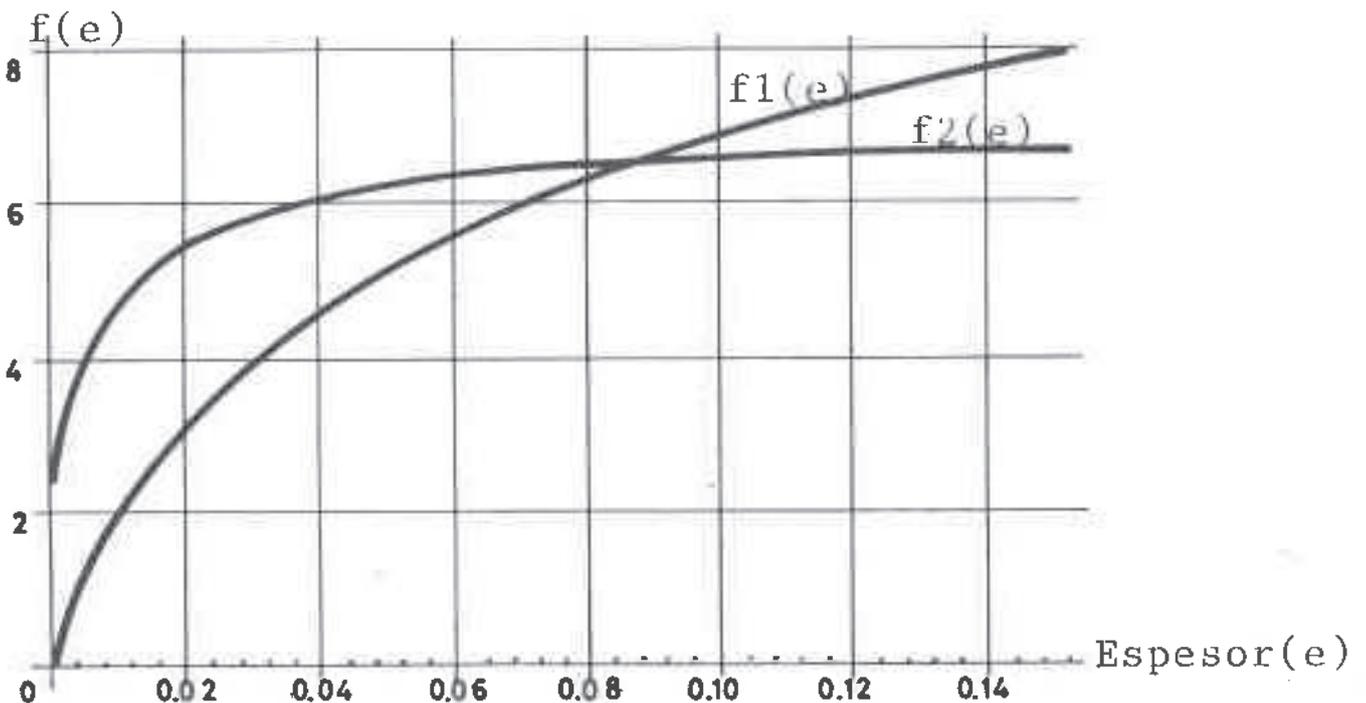
$$y_2 = c_3 \ln (r_1 + e / r_1)$$

Para los valores indicados en el enunciado, tendremos:

$$y_1 = f_1(e) = 7'06852 - 0'1042535 - (1 / 20'82 (0'011 + e))$$

$$y_2 = f_2(e) = 2'967359 \ln ((0'011 + e) / 0'011)$$

Dibujando estas curvas encontraremos el valor de e buscado, que corresponde al punto donde ambas se cortan ($e = 0'08639 \text{ m} = 8'369 \text{ cm}$).



Del mismo modo podemos realizar un programa informático, que mediante aproximaciones sucesivas o mediante el método de Newton indicado anteriormente, nos permita encontrar rápidamente el valor de e buscado.

2.2.4. Cálculo de la temperatura superficial exterior

En ocasiones puede interesar conocer la temperatura superficial exterior de una tubería. Para su determinación tendremos en cuenta que, en estado estacionario, el flujo de calor producirá un gradiente de temperatura permitiéndonos conocer la temperatura en cualquier punto del aislamiento.

Particularizando para la superficie exterior, de modo similar al utilizado en en caso de cerramientos planos, tendremos:

$$q = \frac{(t_e - t_i)}{R}$$

$$q = \frac{(t_e - t_i)}{\frac{1}{2\pi} \left[\frac{1}{h_i r_1} + \frac{1}{\lambda} \ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right) + \frac{1}{h_e r_2} \right]} = \frac{(t_e - t_{se})}{\frac{1}{2\pi h_e r_2}}$$

siendo, t_{se} = Temperatura superficial exterior (°C).

Despejando t_{se} de la ecuación anterior, tendremos:

$$t_{se} = t_e - \frac{(t_e - t_i)}{2\pi R h_e r_2}$$

siendo $r_2 = r_1 + e$; y e = espesor de aislante en m.

Ejemplo: Calcular la t_{se} en una tubería de cobre por la que circula agua, siendo su radio exterior de 0'045 m, está aislada con un material cuyo coeficiente de conductividad térmica es de

0'03489 W / m K, siendo la temperatura exterior de 20 °C, la temperatura interior de 5 °C, $h_e = 10'2344$ W / m² K y $h_i = 872'25$ W / m² K.

Solución

$$R = 0'7080 \text{ m K} / \text{W}$$

$$K = 1 / R = 1'41 \text{ W} / \text{m K}$$

$$q = \frac{(t_e - t_i)}{R} = 21'1595 \text{ W} / \text{m}$$

$$t_{se} = t_e - \frac{(t_e - t_i)}{2\pi R h_e r_2} = 13'28 \text{ °C}$$

2.2.5. *Cálculo del espesor de aislante fijada la temperatura superficial exterior*

Tomando la expresión siguiente, expuesta en 2.2.4., y realizando las iteraciones precisas, podemos determinar el espesor de aislante que corresponde a la temperatura superficial exterior predeterminada:

$$q = \frac{(t_e - t_i)}{\frac{1}{2\pi} \left[\frac{1}{h_i r_1} + \frac{1}{\lambda} \ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right) + \frac{1}{h_e r_2} \right]} = \frac{(t_e - t_{se})}{\frac{1}{2\pi h_e r_2}}$$

2.3. Condensaciones

2.3.1. Temperatura de rocío

Dada la importancia que la condensación del vapor de agua tiene en las tuberías que transportan fluidos frigoríficos, ya expuesta en el caso de cerramientos planos, nos remitimos a lo expuesto entonces.

2.3.2. Cálculo de la temperatura de rocío

Para calcular la temperatura de rocío usaremos la misma fórmula utilizada en 1.5.2.

2.3.3. Difusión del vapor de agua en el cerramiento

Una vez determinada la temperatura superficial exterior, habrá que comprobar que ésta es superior a la temperatura de rocío, colocando además sobre el aislante, en el exterior, un material impermeabilizante. En caso de utilizar coquillas de espuma elastomérica de resistividad alta, no será preciso su impermeabilización.

2.4. Cálculo del espesor económico de aislante

En este caso podemos realizar las mismas consideraciones que para superficies planas, vistas en el apartado 1.6. de este capítulo, pudiendo realizar este cálculo mediante la expresión que minimiza la función del coste total, resultando (Pinazo, 1993):

Coste total = $2 \pi (r_1 + e) (a e + b) + V_a n f_a (t_e - t_i) / R$. Operando y buscando el mínimo, obtiene:

$$(r_1 a + 2 a e + b) (r_1 + e) \left[\frac{1}{h_i r_1} + \frac{1}{\lambda} \ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right) + \frac{1}{h_e r_2} \right]^2 = \\ = n f_a V_a (t_e - t_i) \left(\frac{1}{\lambda} - \frac{1}{h_e r_2} \right)$$

Por lo que habrá que realizar las iteraciones precisas para obtener el valor del espesor de aislante buscado.

siendo:

$$R = \frac{1}{2\pi} \left[\frac{1}{h_i r_1} + \frac{1}{\lambda} \ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right) + \frac{1}{h_e r_2} \right]$$

a y b = Constantes que dependen de la naturaleza propia del material aislante.

$$V_a = F(N, i, CO) = Si, i < CO: (1 / CO - 1) [1 - [(1+i) / (1 + CO)]N]; \quad Si, i = CO: N / (1 + i)$$

CO = Coste de oportunidad del capital (tanto por uno).

t_e = Temperatura exterior (°C).

t_i = Temperatura interior (°C).

n = Número de horas de funcionamiento de la instalación.

f_a = Coste de la frigoría producida (Ptas. / Kcal).

En la práctica, el ingeniero proyectista recurre, en muchos casos, a los mismos criterios expuestos en el punto 1.6. de este capítulo, cuidando muy especialmente el establecimiento de la barrera de vapor exterior adecuada para evitar condensaciones o eligiendo materiales como las coquillas de espuma elastomérica que presenten una resistividad muy alta y por tanto constituyen por si mismas una barrera de vapor. Dada la amplia utilización de este tipo de coquillas, reproducimos a continuación varias tablas de coquillas Armaflex:

SH / Armaflex: CALEFACCIÓN E HIDROSANITARIA:

Cobre Φ	Diámetro exterior del tubo			Equivalencia de espesores			AF / Armaflex espesor 9 mm Para el ahorro energético superior al 70% en instalaciones no recogidas en el Reglamento
	Pulgadas	Pulgadas	Pulgadas	Temperatura del fluido:			
				40 °C a 60 °C	66 °C a 100 °C		
exterior mm	O.D. tubo de cobre	de hierro	I.P.S. tubo I.T.I.C.19	SH / Arm.	I.T.I.C.19	SH / Arm.	Reglamento
12	1 / 2"	—	20	18	20	18	9 - 12
15	5 / 8"	1 / 4"	20	18	20	18	9 - 15
18	3 / 4"	3 / 8"	20	18	20	18	9 - 18
22	7 / 8"	1 / 2"	20	18	20	18	9 - 22
28	1.1 / 8"	3 / 4"	20	18	20	18	9 - 28
35	1.3 / 8"	1"	20	18	30	27	9 - 35
42	1.5 / 8"	1.1 / 4"	20	18	30	27	9 - 42
—	—	1.1 / 2	20	18	30	27	9 - 48
54	2.1 / 8"	—	30	27	30	27	9 - 54
—	—	2"	30	27	30	27	9 - 60
76	—	2.1 / 2"	30	27	30	27	9 - 76
88	3.1 / 2"	3"	30	27	40	36	9 - 88
100	3.5 / 8"	3.1 / 2"	30	27	40	36	9 - 101
—	4.1 / 8"	4"	30	27	40	36	9 - 114
—	—	5"	—	—	—	—	9 - 139

Fuente: Catálogo 8 / 92 de Armstrong World Industries, S.A.

AF / Armaflex: AIRE ACONDICIONADO:

Cobre métrico. Φ exterior mm	Diámetro exterior del tubo			Equivalencia de espesores			AF / Armaflex. Para ahorro de energía frigorífica y evitar las condensaciones en instalaciones no recogidas en el Reglamento F = 9mm H = 13 mm	
	Pulgadas	Pulgadas	I.P.S. tubo I.T.I.C.19	Temperatura del fluido: 0°C a + 10 °C				
	O.D. tubo de cobre			de hierro	AF/Armaflex			
			Referencia	Espesor nom.	Espesor nom. D = 6 mm			
10	3 / 8"	1 / 8"	20	AF-18-10	18	D-10	F-10	H-10
12	1 / 2"	—	20	AF-18-12	18	D-12	F-12	H-12
15	5 / 8"	1 / 4"	20	AF-18-15	18	D-15	F-15	H-15
18	3 / 4"	3 / 8"	20	AF-18-18	18	D-18	F-18	H-18
22	7 / 8"	1 / 2"	20	AF-18-22	18	D-22	F-22	H-22
25	1"	—	20	AF-18-25	18	D-25	F-25	H-25
28	1.1 / 8"	3 / 4"	20	AF-18-28	18	D-28	F-28	H-28
35	1.3 / 8"	—	30	AF-27-35	27		F-35	H-35
42	1.5 / 8"	1.1 / 4	30	AF-27-42	27		F-42	H-42
—	—	1.1 / 2	30	AF-27-48	27		F-48	H-48
54	2.1 / 8"	—	30	AF-27-54	27		F-54	H-54
—	—	2"	30	AF-27-60	27		F-60	H-60
64	2.5 / 8"	—	30	AF-27-67	27		F-67	H-67
76	—	2.1 / 2"	30	AF-27-76	27		F-76	H-76
88	3.1 / 2"	3"	40	AF-36-88	36		F-88	H-88
100	3.5 / 8	3.1 / 2"	40	AF-36-101	36		F-101	H-101
—	4.1 / 8"	4"	40	AF-36-114	36		F-114	H-114
—	—	5"	—	—	—		F-139	H-139

Fuente: Catálogo 8 / 92 de Armstrong World Industries, S.A..

AF / Armaflex: INSTALACIONES DE FRIO INDUSTRIAL, REFRIGERACIÓN Y CLIMATIZACIÓN:

Tubo de cobre Φ exterior mm	tubo de hierro		Coquillas (con espesor técnico)					
	Pulgadas	Φ exterior mm	mínimo interno mm	D espesor nominal = 6 mm	F espesor nominal = 9mm	H espesor nominal =13mm	M espesor nominal =19mm	T espesor nominal =32mm
6	—	—	6'5	D-06	F-06	H-06•	—	—
8	—	—	8'5	D-08•	F-08•	H-08•	—	—
10	1 / 8	10'2	11'0	D-10	F-10	H-10	M-10	—
12	—	—	12'5	D-12	F-12	H-12	M-12	—
14	1 / 4	13'5	14'5	D-14•	F-14•	H-14•	M-14•	—
15	—	—	16'0	D-15	F-15	H-15	M-15	—

INSTALACIONES DE FRIO INDUSTRIAL, REFRIGERACIÓN Y CLIMATIZACIÓN (continuación):

Tubo de cobre Φ exterior mm	tubo de hierro		Coquillas (con espesor técnico)					
	Pulgadas	Φ exterior mm	mínimo interno mm	D espesor nominal = 6 mm	F espesor nominal = 9mm	H espesor nominal =13mm	M espesor nominal =19mm	T espesor nominal =32mm
—	3 / 8	17'2	18'0	D-17•	F-17•	H-17•	M-17•	T-17•
18	—	—	19'0	D-18	F-18	H-18	M-18	T-18•
22	—	21'3	22'5	D-22	F-22	H-22	M-22	T-22•
25	—	25	26'0	D-25	F-25	H-25	M-25	T-25•
—	3 / 4	26'9	28'5	D-27•	F-27•	H-27•	M-27•	T-27•
28	—	—	29'0	D-28	F-28	H-28	M-28	T-28•
30	—	30	31'0	D-30•	F-30•	H-30•	M-30•	T-30•
—	1	33'7	34'5	D-34•	F-34	H-34	M-34	T-34•
35	—	—	36'5	D-35•	F-35	H-35	M-35	—
38	—	38	38'5	—	F-38•	—	—	—
42	1.1 / 4	42'4	43	—	F-42	H-42	M-42	T-42•
—	—	44'5	45'5	—	F-45•	H-45•	M-45•	T-45•
—	1.1 / 2	48'3	49'5	—	F-48	H-48	M-48	T-48•
54	—	54	55'0	—	F-54	H-54	M-54	T-54•
57	—	57	58'0	—	F-57•	H-57•	M-57•	T-57•
—	2	60'3	61'0	—	F-60	H-60	M-60	T-60•
64	—	63'5	64'5	—	F-67	H-67	M-67	T-63•
(70)	—	70	71'0	—	F-70•	H-70•	M-70•	T-70•
76'1	2.1 / 2	76'1	77	—	F-76	H-76	M-76	T-76•
(80)	—	—	81'0	—	F-80•	H-80•	M-80•	T-80•
88'9	3	88'9	90'0	—	F-88	H-88	M-88	T-88•
—	3.1 / 2	101'6	103'0	—	F-101•	H-101	M-101	T-101•
—	—	(104'3)	105'5	—	F-104•	H-104•	M-104•	T-104•
108	—	108	109'0	—	F-108•	H-108•	M-108•	T-108•
114	4	114'3	116'0	—	F-114	H-114	M-114	T-114•
—	—	(125)	127'0	—	F-125•	H-125	M-125•	T-125•
133	—	133	135'0	—	F-133•	H-133•	M-133•	T-133•
—	5	139'7	141'5	—	F-139	H-139	M-139	T-139•
159	—	(160)	161'5	—	F-160•	H-160•	M-160•	T-160•

• = se fabrica contra pedido.

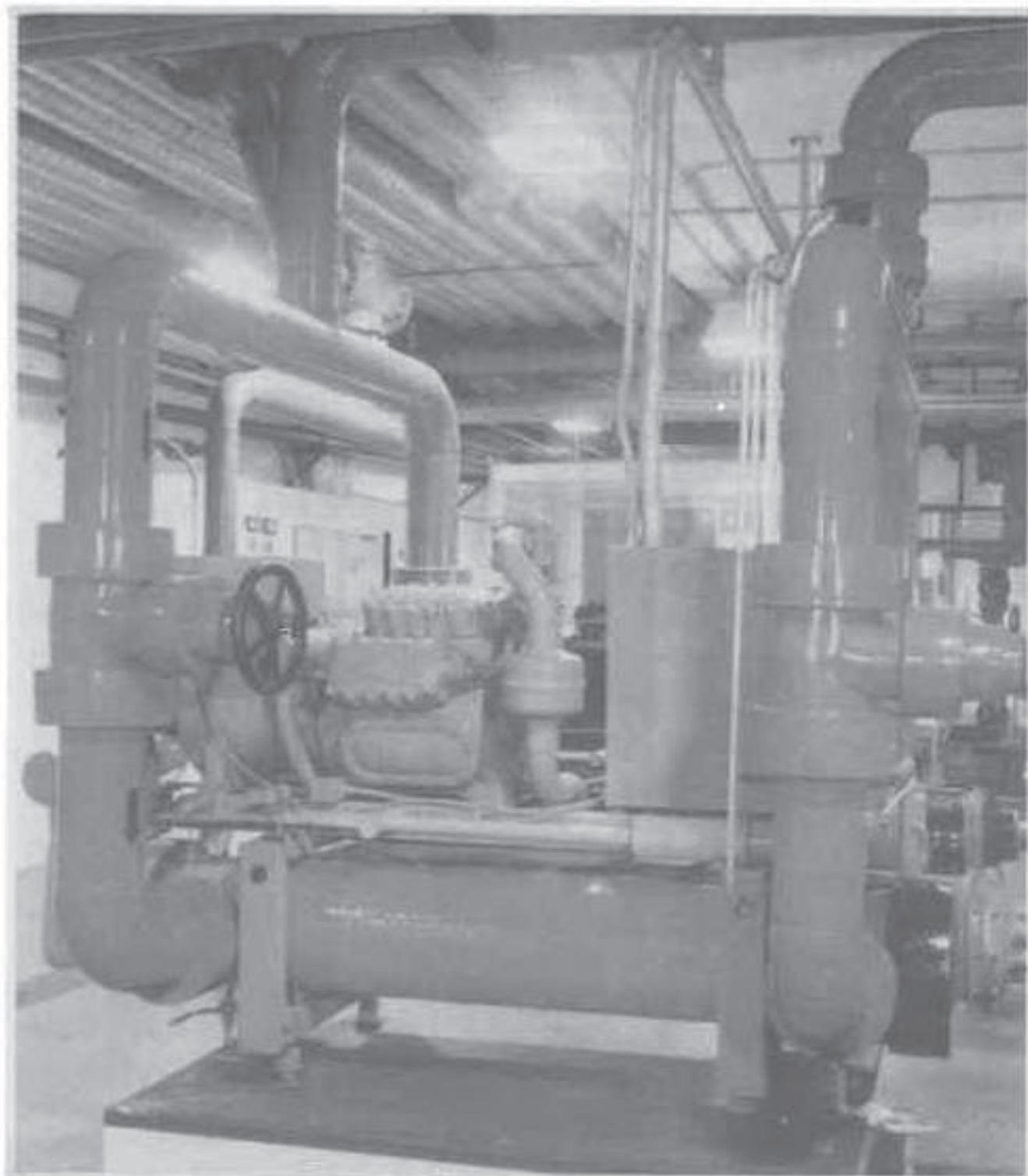
Esta espuma elastomérica se fabrica también en planchas y planchas en rollos con espesores de 9 a 32 mm, y como cinta aislante de 3 mm de espesor.

Conductividad térmica a 0 °C : 0'035 W / m K (UNE 92201 y 205).

Factor de resistencia al vapor de agua: $\mu > 3000$ (UNE 92225). Reacción al fuego: M-1 (UNE 23727).

Temperaturas de utilización: -Coquillas (de - 40 °C a + 105 °C); -Plancha y cinta (de - 40 °C a + 85 °C).

Fuente: Catálogo 6 / 92 de Armstrong World Industries, S.A.

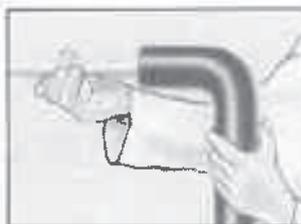


**Foto 3. Aislamiento de tuberías en sala de máquinas frigoríficas.
Cortesía de Armstrong World Industries, S.A.**

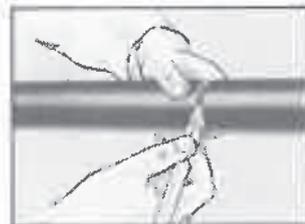
Antes de instalar las tuberías



Embutir simplemente el Armaflex en las tuberías.

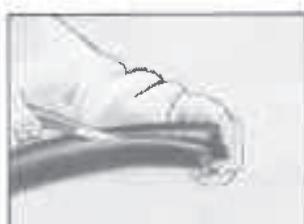


y en los codos.



Encolar las juntas con Adhesivo Armstrong 520. Terminado.

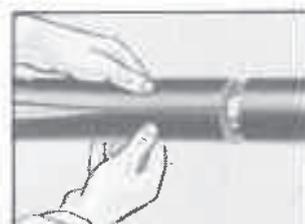
Después de instalar las tuberías



Cortar longitudinalmente la coquilla Armaflex.

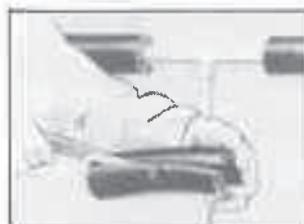


Colocarlos sobre la tubería, encolar las dos juntas con Adhesivo Armstrong 520.



Comprimir fuertemente. Terminado.

Para una unión en «T»



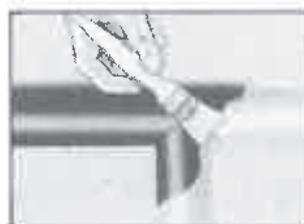
Cortar la coquilla Armaflex y hacer un agujero del diámetro de la tubería.



Recortar una media luna en la coquilla a embutir.



Encolar las juntas con Adhesivo Armstrong 520. Terminado.



Armaflex a la intemperie se pintará con dos capas de Armafinish.

Foto 4. Esquema de aislamiento de tuberías con coquilla elastomérica. Cortesía de Armstrong World Industries, S.A.

CAPÍTULO 4

Reglamentos y normas aplicables a los aislamientos

1. INTRODUCCIÓN.

Como ya hemos indicado en el capítulo 1, los objetivos perseguidos con la utilización de materiales aislantes son:

— Facilitar el mantenimiento de la temperatura en el interior de los recintos o tuberías aislados, ajustándose las pérdidas de calor a unos valores prefijados por unidad tiempo y de superficie o de longitud y evitar las condensaciones.

— Obtener un ahorro energético con un espesor económico óptimo.

Estos objetivos, unidos a otros encaminados a garantizar la seguridad de las instalaciones, su calidad ,etc. provocan que el Gobierno dicte Reglamentos y Normas que afectan al proyecto y ejecución de los aislamientos tanto en la construcción de viviendas como en las instalaciones industriales y comerciales. De entre la Normativa aplicable destacaremos :

1.º Reglamento de seguridad para plantas e instalaciones frigoríficas (R.D. 3099 / 1977 de 8 de septiembre)

El objeto de este Reglamento, según su artículo 2º, es: Definir las condiciones que deben cumplirse en las instalaciones frigoríficas

en orden a la seguridad de las personas y los bienes y, en general, para mejorar las circunstancias de seguridad en los trabajos relacionados con estas instalaciones.

Su ámbito de aplicación (artículo 9º) alcanza a todas las instalaciones frigoríficas, quedando excluidas las correspondientes a medios de transporte aéreos, marítimos y terrestres, que se regirán por sus disposiciones especiales.

Mediante la Orden de 24 de enero de 1978, se aprueban las instrucciones complementarias, denominadas MI-IF, de acuerdo con R.D. citado anteriormente. Eludiendo aquí citar todas las MI-IF, por no ser el objeto de este capítulo, haremos referencia solamente a los materiales que pueden ser objeto de aislamiento en la construcción de instalaciones frigoríficas (MI-IF-005), a accesorios como las puertas isotérmicas (MI-IF-006) y a la construcción y manejo de las cámaras de atmósfera artificial (MI-IF-011).

2.º Norma Básica de la Edificación NBE-CT-79, sobre condiciones térmicas de los edificios (R.D. 2429 / 79, de 6 de julio)

En esta Norma se incluyen, además de prescripciones encaminadas al ahorro de energía, otros aspectos térmicos o higrométricos que afectan a la edificación y a sus condiciones de habitabilidad, tales como los fenómenos de condensación en cerramientos exteriores que afectan al bienestar de los usuarios de los edificios. Esta Norma es de obligatoria observancia en todos los proyectos de edificaciones públicas y privadas.

Aunque esta norma está más orientada a construcciones distintas de las industrias frigoríficas, en ella se contienen conceptos y datos de aplicación en la construcción de cámaras frigoríficas, por lo que la consideramos de gran interés. Merecerá especial atención su anexo 5: Condiciones de los materiales, que incluye las «condiciones básicas exigibles a los materiales empleados en el aislamiento térmico» y los aspectos referentes a «control, recepción y ensayos de materiales aislantes», por lo incluiremos íntegramente en este capítulo.

3.º Reglamento de instalaciones de calefacción, climatización y agua caliente sanitaria (R.D. 1618 / 1980, de 4 de julio)

El objeto de este Reglamento, según su artículo 2º, es: *Definir las condiciones que deben cumplir las instalaciones que consumen energía con fines térmicos no industriales para conseguir un uso racional de la misma, teniendo en cuenta la calidad y seguridad de las mismas y la protección del medio ambiente, quedando excluidas de este Reglamento las instalaciones realizadas en medios de transporte aéreo, marítimo o terrestre, que se regirán por disposiciones especiales.*

Posteriormente, mediante la Orden de 16 de julio de 1981, se aprueban las instrucciones técnicas complementarias, denominadas IT.IC, con arreglo a lo dispuesto en el Reglamento antes citado, con el fin de racionalizar el consumo energético de estas instalaciones. Dentro de éstas se encuentra la IT.IC.19: Aislamiento térmico de instalaciones, que aunque no es de aplicación a las instalaciones industriales, tal como se indica en el objeto del Reglamento citado, es interesante su conocimiento por el técnico proyectista, sobre todo por su aplicación al aislamiento térmico de tuberías, tanto si transportan fluidos fríos como calientes. Por ello reproduciremos el texto íntegro de esta IT.IC. en este capítulo.

2. NORMAS Y REGLAMENTOS

2.1. Reglamento de seguridad para plantas e instalaciones frigoríficas

2.1.1. MI-IF - 005: Materiales empleados en la construcción de equipos frigoríficos

1. NORMAS DE DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN

Se utilizarán con prioridad las normas UNE, completadas por códigos o recomendaciones aceptados nacional o internacionalmente.

Se prestará especial atención al cálculo de espesores y selección de

materiales para aquellos recipientes cuya temperatura de servicio sea inferior a $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$.

2. RESISTENCIA DE LOS MATERIALES EMPLEADOS EN LA CONSTRUCCIÓN DE EQUIPOS FRIGORIFICOS

De acuerdo con lo dispuesto en el artículo 22 del Reglamento de Seguridad para Plantas e Instalaciones Frigoríficas, cualquier elemento de un equipo frigorífico debe ser proyectado, construido y ajustado de manera que cumpla las prescripciones señaladas en el vigente Reglamento de Aparatos y Recipientes a Presión .

3. MATERIALES EMPLEADOS EN LA CONSTRUCCIÓN DE EQUIPOS

De acuerdo con lo dispuesto en el artículo 23 del Reglamento de Seguridad para Plantas e Instalaciones Frigoríficas, cualquier material empleado en la construcción e instalación de un equipo frigorífico debe ser resistente a la acción de las materias con las que entre en contacto, de forma que no pueda deteriorarse en condiciones normales de utilización, y, en especial, se tendrá en cuenta la resiliencia a efectos de su fragilidad a baja temperatura .

3.1. *Empleo de metales no férricos y sus aleaciones*

Conforme a lo previsto en el párrafo anterior, queda prohibido el uso de los siguientes metales y sus aleaciones:

a) El cobre con el amoniaco y el formiato de metilo. Las aleaciones de cobre (por ejemplo, latón, bronce) pueden utilizarse después de un minucioso examen de su compatibilidad con los materiales con que puedan estar en contacto.

b) El aluminio con el cloruro de metilo.

c) El magnesio, salvo en casos especiales en que se utilicen aleaciones de bajo porcentaje del mismo. En estos casos se comprobarán minuciosamente, antes de su empleo, sus resistencias a los productos con los que vayan a entrar en contacto.

d) El cinc con el amoniaco, cloruro de metilo y fluidos frigorígenos clorados.

e) El plomo con los fluidos frigorígenos fluorados, salvo en la construcción de juntas.

f) El estaño y las aleaciones plomo-estaño con hidrocarburos fluorados, cuando se prevean temperaturas de servicio inferiores a $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$.

g) Las aleaciones de estaño para soldaduras blandas a temperaturas de servicio inferiores a $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$. Se podrán utilizar a otras temperaturas siempre y cuando vayan a estar sometidas a tensiones mecánicas pequeñas.

Los componentes de las aleaciones para soldadura fuerte se examinarán en función de su compatibilidad con los fluidos frigorígenos.

3.2. *Tubos de material férrico*

Los tubos de material férrico empleados en la construcción de elementos del equipo frigorífico o en conexiones y tuberías de paso de refrigerante deberán ser siempre de acero estirado, no estando permitido el uso de tubo de acero soldado longitudinalmente.

Excepcionalmente, la Dirección General de Industrias Alimentarias y Diversas podrá autorizar el empleo de otros tipos de tubo de acero, siempre que su utilización esté debidamente justificada.

3.3. *Uniones soldadas en tubo de cobre*

Con refrigerantes del grupo primero podrán hacerse uniones por soldadura blanda.

Con refrigerantes de los grupos segundo y tercero deberán ser siempre por soldadura fuerte.

3.4. *Protección de conductos de cobre*

Los conductos de paso de refrigerante, de cobre dulce, deberán estar protegidos por tubos metálicos, rígidos o flexibles, cuando se utilicen en equipos con refrigerantes de los grupos segundo y tercero.

3.5. *Uniones conexiones y elementos del equipo en conductos de aire*

Si el aire circulado está destinado a acondicionamiento para confort humano, deberán poder resistir sin pérdida de estanqueidad la temperatura de 535 °C. A este objeto se prohíbe el empleo de soldadura blanda.

2.1.2. *MI-IF - 006: Maquinaria frigorífica y accesorios*

Destacaremos de esta MI-IF el apartado 8, donde se hace referencia a las puertas isotérmicas.

8. Puertas isotérmicas.

Todas las puertas isotérmicas llevarán dispositivos de cierre, que permitan su apertura tanto desde fuera como desde dentro, aunque desde el exterior se cierren con llave y candado.

En el interior de toda cámara frigorífica, que pueda funcionar a temperatura bajo cero o con atmósfera artificial, y junto a su puerta, se dispondrá de un hacha tipo bombero.

2.1.3. *MI-IF - 011: Cámaras de atmósfera artificial*

1. PRESCRIPCIONES GENERALES

1.1. *Válvula equilibradora de presiones*

Las cámaras de atmósfera artificial dispondrán de una válvula equilibradora de presiones, que actuará cuando la diferencia la presión entre el interior y el exterior sea superior a 10 milímetros de columna de agua.

Cuando esta válvula funcione a base de un nivel de agua, ésta llevará anticongelante.

1.2. *Aislamiento. Capa estanca*

Cuando la estanqueidad se realice en la cara fría del aislamiento, ésta y la capa estanca deberán resistir sobrepresiones de hasta 37'8 Kg/m² (37'8 milímetros de columna de agua).

1.3. *Situación de los dispositivos de regulación y control*

Los dispositivos de regulación y control, así como la valvulería, estarán situados al exterior de las cámaras.

1.4. *Precauciones generales*

En las cámaras de atmósfera artificial, el descenso de temperatura deberá efectuarse con la puerta o ventanillo entreabiertos, trabándolos con el fin de impedir su cierre, hasta haber alcanzado la temperatura normal de régimen, a fin de evitar la depresión provocada en esta operación.

En todas las cámaras se dispondrá un rótulo en la puerta de las

mismas con la indicación «Peligro, atmósfera artificial», prohibiéndose la entrada a ellas hasta la previa ventilación y recuperación de las condiciones normales; caso necesario, se entrará provisto de equipo autónomo de aire comprimido, periódicamente revisado para comprobar su correcto funcionamiento.

Caso de existir, en la cámara, lámpara de rayos ultravioleta, ésta deberá apagarse automáticamente al abrirse la puerta de acceso a la misma.

Asimismo, se cumplirá lo dispuesto para estas cámaras en la Instrucción MI-IF-012 (instalaciones eléctricas).

2. PRESCRIPCIONES ESPECIFICAS PARA CÁMARAS DE MADURACIÓN ACELERADA Y DE DESVERDIZACIÓN

En las cámaras de atmósfera sobreoxigenada para maduración acelerada o desverdización, y que utilicen gases combustibles, inflamables o que puedan formar con el aire mezclas explosivas, se cumplirán, además de los requisitos generales, especificados en el número anterior, los siguientes:

- a) Se construirán con materiales autoextinguibles.
- b) Las distancias mínimas a los depósitos de almacenamiento, que a continuación se especifican, serán las siguientes:
 - Depósitos de almacenamiento de líquidos o gases combustibles o inflamables: 15 metros.
 - Depósitos de almacenamiento de materiales combustibles: 10 metros.
- c) No estarán emplazadas en sótanos o locales situados a nivel inferior al terreno circundante.
- d) Los recipientes para almacenamiento de oxígeno gaseoso se

situarán en el exterior de la cámara, en lugar bien ventilado y colocados sobre o a nivel del suelo.

e) En un lugar de fácil acceso y visibilidad se colocará una válvula de seccionamiento que corte la alimentación de oxígeno en casos de emergencia.

Tanto los envases de oxígeno como la válvula de seccionamiento se situarán a una distancia mínima de la puerta del local de tres metros, para impedir que la llama acceda a ellos en caso de incendio.

f) La calefacción se efectuará con radiadores de agua caliente o resistencias blindadas con caja de conexión antideflagrante, prohibiéndose la llama y la resistencia al rojo.

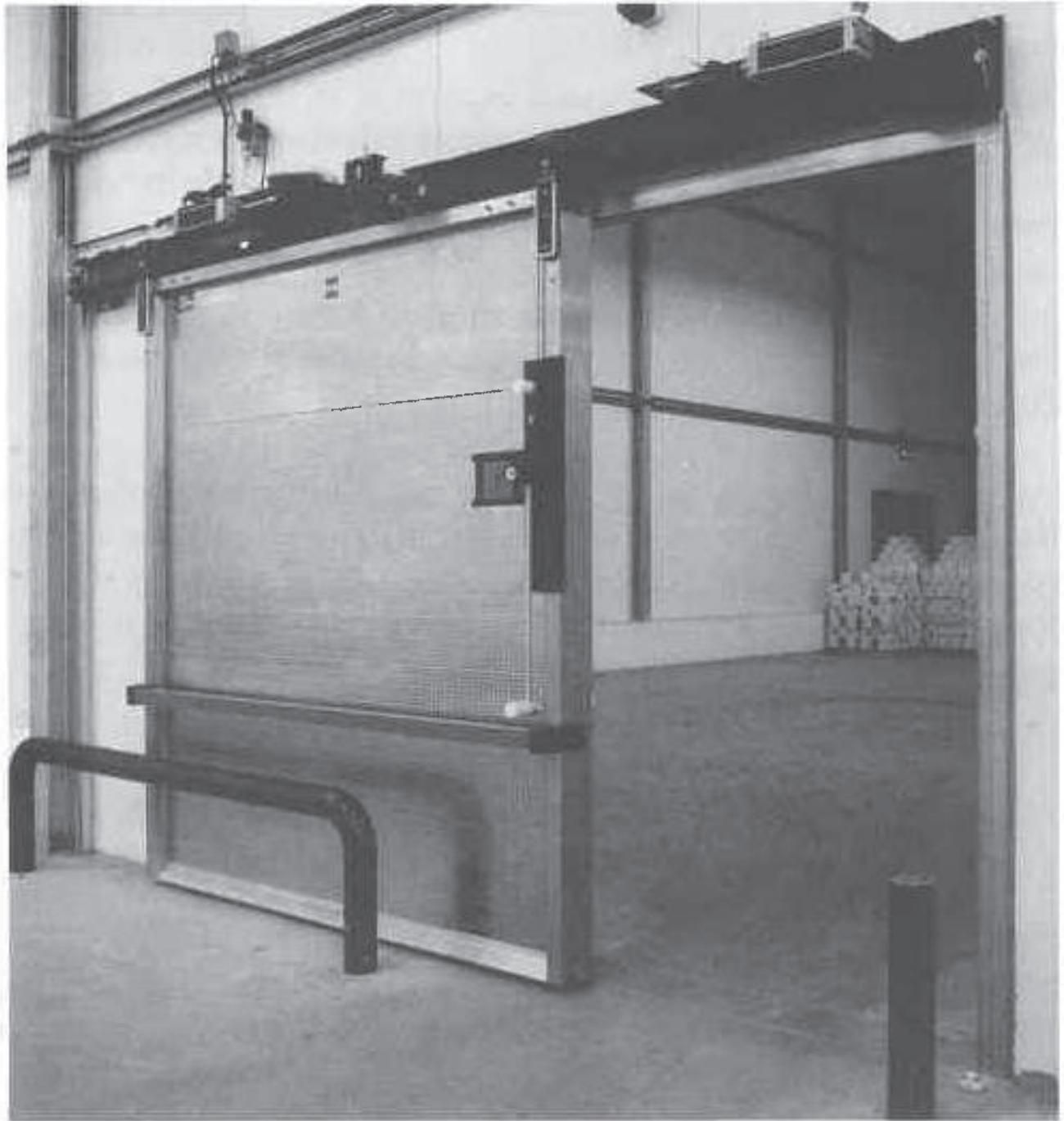
g) La instalación, aparatos y elementos eléctricos cumplirán los requisitos establecidos en la Instrucción MIBT-026, para los locales con riesgo de incendio o explosión, clase I, división I, en el vigente Reglamento Electrotécnico para Baja Tensión. Los aparatos de conexión y corte se instalarán preferentemente al exterior.

h) Estas cámaras deberán ser estancas, efectuándose una prueba de estanqueidad de las mismas antes de su puesta en marcha.

Esta prueba consistirá en someter a las cámaras a una sobrepresión o depresión de 20 milímetros de columna de agua, no debiendo equilibrarse con la exterior hasta una hora después. Una vez realizada satisfactoriamente, se extenderá el correspondiente certificado suscrito por el técnico competente director de la instalación, que se unirá al dictamen establecido en el capítulo VII del Reglamento de Seguridad para Plantas e Instalaciones Frigoríficas y en la Instrucción MI-IF – 014.

i) La eliminación de la atmósfera sobreoxigenada y de los gases estimulantes se efectuará por medio de ventiladores y dejando la puerta abierta.

j) Antes de entrar a las cámaras se comprobará mediante analiza-



**Foto 5. Puerta aislada de cierre hermético.
Cortesía de Tané.**

dores adecuados que el contenido en oxígeno no excede del 21 por 100 y que se han eliminado los gases estimulantes, interrumpiéndose su alimentación. Mientras haya personal trabajando en las mismas, la puerta debe permanecer abierta mediante ganchos de fijación.

En las cámaras se prohibirá fumar y a la entrada se dispondrá de un cartel de «prohibido fumar», no permitiéndose la entrada de personas que lleven aparatos productores de llama o todo aquello que pueda producir chispas, incluido el calzado.

k) Se prohíbe el empleo de etileno no mezclado con nitrógeno, acetileno, carburo de calcio, petróleo y combustibles derivados del mismo, como medios para conseguir la aceleración de la maduración o desverdización.

3. GENERADORES DE ATMÓSFERA (REDUCTORES DE OXÍGENO)

Cumplirán lo dispuesto en el vigente Reglamento de aparatos que utilizan combustibles gaseosos, cuando empleen este tipo de combustibles.

Quedan prohibidos los aparatos que produzcan monóxido de carbono.

2.1.4. Orden de 23 de noviembre de 1994 por la que se adaptan al progreso técnico las instrucciones técnicas complementarias MI-IF 002, MI-IF 004, MI-IF 009 y MI-IF 010 del Reglamento de Seguridad para Plantas e Instalaciones Frigoríficas (B.O.E. n.º 288 de 2 de diciembre de 1994)

El Real Decreto 3099/1977, de 8 de septiembre, aprobó el Reglamento de Seguridad para Plantas e Instalaciones Frigoríficas y en su disposición adicional cuarta facultó al Ministerio de Industria y

Energía para dictar las disposiciones y normas necesarias para el mejor desarrollo de lo establecido en el mismo.

Así, por Orden de 24 de enero de 1978 (publicada en el «Boletín Oficial del Estado» número 29, de 3 de febrero) se aprobaron las instrucciones complementarias de dicho Reglamento, denominadas MI-IF.

En el preámbulo de dicha Orden se prevé que las ITC «han de ser objeto en el futuro de las revisiones que exija la necesidad de adaptarlas al desarrollo y evolución de la técnica».

La aparición de nuevos refrigerantes alternativos tipo HCFCs, HFCs y sus mezclas, cuyas características se han contrastado por los organismos internacionales hace precisa la modificación de las correspondientes tablas de las ITC, para incluir dichos productos, ya que las tablas tienen carácter restringido y deben ser modificadas expresamente.

Ello es hoy particularmente urgente, dado que el protocolo de Montreal, los reglamentos y las decisiones de la Unión Europea, relativas a las sustancias que agotan la capa de ozono, prohíben la producción de CFCs a partir de 1995, y limitan y en algún caso prohíben determinados usos de HCFCs.

En su virtud, este Ministerio tiene a bien disponer:

Primero.—Se modifican las instrucciones técnicas complementarias MI-IF del Reglamento de Seguridad para Plantas e Instalaciones Frigoríficas en la forma que se indica a continuación:

1. Instrucción técnica complementaria MI-IF02.

1.1. Se amplía el grupo primero, refrigerante de alta seguridad de la tabla I, sobre clasificación de los refrigerantes, con la inclusión de los que se indican a continuación:

TABLA I
GRUPO PRIMERO: REFRIGERANTES DE ALTA SEGURIDAD

NÚMERO DE IDENTIFICACIÓN DEL REFRIGERANTE	NOMBRE QUÍMICO	FÓRMULA QUÍMICA	PESO MOLECULAR	PUNTO DE EBULLICIÓN CA 1.013 BAR
R-23	Trifluorometano	CHF_3	70'01	- 82'15
R-123	2,2-dicloro-1,1,1-Trifluorometano	$\text{CHCl}_2\text{-CF}_3$	153'0	27'96
R-124	2 Cloro-1,1,1,2-tetrafluorometano	CHClF-CF_3	136'5	- 12'05
R-125	Pentafluorometano	$\text{CHF}_2\text{-CF}_3$	120'02	- 48'41
R-134a	1,1,1,2-Tetrafluorometano	$\text{CH}_2\text{F-CF}_3$	102'0	- 26'14
R-401A (53/13/34)	Clorodifluorometano (R-22) 1,1-Difluorometano (R-152a) 2 Cloro-1,1,1,2-tetrafluorometano (R-124)	CHClF_2 (53 %) $\text{CH}_3\text{-CHF}_2$ (13 %) CHClF-CF_3 (34 %)	94'44	- 33'08
R-401B (61/11/28)	Clorodifluorometano (R-22) 1,1-Difluorometano (R-152a) 2 Cloro-1,1,1,2-tetrafluorometano (R-124)	CHClF_2 (61 %) $\text{CH}_3\text{-CHF}_2$ (11 %) CHClF-CF_3 (28 %)	92'84	- 34'6
R-401C (33/15/52)	Clorodifluorometano (R-22) 1,1-Difluorometano (R-152a) 2 Cloro-1,1,1,2-tetrafluorometano (R-124)	CHClF_2 (33 %) $\text{CH}_3\text{-CHF}_2$ (15 %) CHClF-CF_3 (52 %)	101'04	- 28'43
R-402A (60/2/38)	Pentafluorometano (R-125) Propano (R-290) Clorodifluorometano (R-22)	$\text{CHF}_2\text{-CF}_3$ (60 %) C_3H_8 (2 %) CHClF_2 (38 %)	101'55	- 49'19
R-402B (38/2/60)	Pentafluorometano (R-125) Propano (R-290) Clorodifluorometano (R-22)	$\text{CHF}_2\text{-CF}_3$ (38 %) C_3H_8 (2 %) CHClF_2 (60 %)	94'71	- 47'36
R-404A (44/4/52)	Pentafluorometano (R-125) 1,1,1,2-tetrafluorometano (R-134a) 1,1,1-Trifluoroetano (R-143a)	$\text{CHF}_2\text{-CF}_3$ (44 %) $\text{CH}_2\text{F-CF}_3$ (4 %) CH_3CF_3 (52 %)	97'6	- 46'69
R-407C (23/25/52)	Difluorometano (R-32) Pentafluorometano (R-125) 1,1,1,2-tetrafluorometano (R-134a)	CH_2F_2 (23 %) $\text{CHF}_2\text{-CF}_3$ (25 %) $\text{CH}_2\text{F-CF}_3$ (52 %)	86'2	- 43'44

1.2. Se amplía el grupo primero, refrigerantes de alta seguridad, de la tabla II, sobre los efectos fisiológicos de los refrigerantes, con la inclusión de los siguientes que a continuación se indican:

TABLA II
EFECTOS FISIOLÓGICOS DE LOS REFRIGERANTES

NÚMERO DE IDENTIFICACIÓN	NOMBRE QUÍMICO	FÓRMULA QUÍMICA	PORCENTAJE EN VOLUMEN DE CONCENTRACIÓN EN AIRE			CARACTERÍSTICAS	ADVERTENCIAS
			Lesión Mortal o importante en pocos minutos	Peligroso de los 30 a los 60 minutos	Unecuo de una a dos horas		
R-23	Trifluorometano	CHF ₃	> 60 •	> 23	5	a, b	
R-123	2,2-dicloro-1,1,1-Trifluoretano	CHCl ₂ -CF ₃	2 •	0'5	0'1	a, b	
R-124	2 Cloro-1,1,1,2-tetrafluoretano	CHClF-CF ₃	2'5 •	10'4	5	a, b	
R-125	Pentafluoretano	CHF ₂ -CF ₃	10 •	10	5	a, b	
R-134a	1,1,1,2-Tetrafluoretano	CH ₂ F-CF ₃	7'5 •	20	5	a, b	
R-401A (53/13/34)	Clorodifluorometano (R-22) 1,1-Difluoretano (R-152a) 2 Cloro-1,1,1,2-tetrafluoretano (R-124)	CHClF ₂ CH ₃ -CHF ₂ CHClF-CF ₃	5 •	10	5	a, b	
R-401B (61/11/28)	Clorodifluorometano (R-22) 1,1-Difluoretano (R-152a) 2 Cloro-1,1,1,2-tetrafluoretano (R-124)	CHClF ₂ CH ₃ -CHF ₂ CHClF-CF ₃	5 •	10	5	a, b	
R-401C (33/15/52)	Clorodifluorometano (R-22) 1,1-Difluoretano (R-152a) 2 Cloro-1,1,1,2-tetrafluoretano (R-124)	CHClF ₂ CH ₃ -CHF ₂ CHClF-CF ₃	2'5 •	10	5	a, b	

TABLA II (Continuación)
EFECTOS FISIOLÓGICOS DE LOS REFRIGERANTES

NÚMERO DE IDENTIFICACIÓN	NOMBRE QUÍMICO	FÓRMULA QUÍMICA	PORCENTAJE EN VOLUMEN DE CONCENTRACIÓN EN AIRE			CARACTERÍSTICAS	ADVERTENCIAS
			Lesión Mortal o importante en pocos minutos	Peligroso de los 30 a los 60 minutos	Unocuo de una a dos horas		
R-402A (60/2/38)	Pentafluoretano (R-125)	$\text{CHF}_2\text{-CF}_3$	5 •	10	5	a, b	
	Propano (R-290)	C_3H_8					
	Clorodifluorometano (R-22)	CHClF_2					
R-402B (38/2/60)	Pentafluoretano (R-125)	$\text{CHF}_2\text{-CF}_3$	5 •	10	5	a, b	
	Propano (R-290)	C_3H_8					
	Clorodifluorometano (R-22)	CHClF_2					
R-404A (44/4/52)	Pentafluoretano (R-125)	$\text{CHF}_2\text{-CF}_3$	5 •	10	5	a, b	
	1,1,1,2-tetrafluoretano (R-134a)	$\text{CH}_2\text{F-CF}_3$					
	1,1,1-Trifluoroetano (R-143a)	CH_3CF_3					
R-407C (23/25/52)	Difluorometano (R-32)	$\text{CH}_2\text{-F}_2$	5 •	10	5	a, b	
	Pentafluoretano (R-125)	$\text{CHF}_2\text{-CF}_3$					
	1,1,1,2-tetrafluoretano (R-134a)	$\text{CH}_2\text{F-CF}_3$					

Las letras de la columna «CARACTERÍSTICAS» significan:

a) A altas concentraciones producen efectos soporíferos.

b) A altas concentraciones provoca una disminución de la capacidad de oxígeno originando sofoco y peligro de asfixia.

• Estos valores son los mínimos que junto con la presencia de adrenalina en el torrente sanguíneo (como consecuencia de tensión, nerviosismo o ansiedad puede ocasionar sensibilización cardíaca).

2. Instrucción técnica complementaria MI-IF004.

Se amplía la tabla I, sobre carga máxima de refrigerante del grupo primero por equilibrio, utilizando sistemas de refrigeración directos, con la inclusión de los que se indican a continuación:

TABLA I

a	b	c	d
R-23	Trifluorometano	CHF ₃	0'28
R-123	2,2-dicloro-1,1,1-Trifluoretano	CHCl ₂ -CF ₃	0'28
R-124	2 Cloro-1,1,1,2-tetrafluoretano	CHClF-CF ₃	0'28
R-125	Pentafluoretano	CHF ₂ -CF ₃	0'28
R-134a	1,1,1,2-Tetrafluoretano	CH ₂ F-CF ₃	0'28
R-401A	Clorodifluorometano (R-22)	CHClF ₂	(53 %)
(53/13/34)	1,1-Difluoretano (R-152a)	CH ₃ -CHF ₂	(13 %)
	2 Cloro-1,1,1,2-tetrafluoretano (R-124)	CHClF-CF ₃	(34 %)
R-401B	Clorodifluorometano (R-22)	CHClF ₂	(61 %)
(61/11/28)	1,1-Difluoretano (R-152a)	CH ₃ -CHF ₂	(11 %)
	2 Cloro-1,1,1,2-tetrafluoretano (R-124)	CHClF-CF ₃	(28 %)
R-401C	Clorodifluorometano (R-22)	CHClF ₂	(33 %)
(33/15/52)	1,1-Difluoretano (R-152a)	CH ₃ -CHF ₂	(15 %)
	2 Cloro-1,1,1,2-tetrafluoretano (R-124)	CHClF-CF ₃	(52 %)

TABLA I (Continuación)

a	b	c	d
R-402A (60/2/38)	Pentafluoretano (R-125) Propano (R-290) Clorodifluorometano (R-22)	CHF ₂ -CF ₃ (60 %) C ₃ H ₈ (2 %) CHClF ₂ (38 %)	0·41
R-402B (38/2/60)	Pentafluoretano (R-125) Propano (R-290) Clorodifluorometano (R-22)	CHF ₂ -CF ₃ (38 %) C ₃ H ₈ (2 %) CHClF ₂ (60 %)	0·39
R-404A (44/4/52)	Pentafluoretano (R-125) 1,1,1,2-tetrafluoretano (R-134a) 1,1,1-Trifluoroetano (R-143a)	CHF ₂ -CF ₃ (44 %) CH ₂ F-CF ₃ (4 %) CH ₃ CF ₃ (52 %)	0·39
R-407C (23/25/52)	Difluorometano (R-32) Pentafluoretano (R-125) 1,1,1,2-tetrafluoretano (R-134a)	CH ₂ -F ₂ (23 %) CHF ₂ -CF ₃ (25 %) CH ₂ F-CF ₃ (52 %)	0·35

a = Denominación simbólica numérica del refrigerante.

b = Nombre químico del refrigerante.

c = Fórmula química del refrigerante.

d = Carga máxima en kg por metro cúbico de espacio habitable.

3. Instrucción técnica complementaria MI-IF009.

Se amplía la tabla que aparece en la ITC, para el cálculo de la capacidad mínima de evacuación de la válvula de seguridad, con la inclusión de los que se indican a continuación:

Refrigerante	Valor de f
R-123, R-124, R-134a, R-401A, R-401B, R-401C, R-407C	414
R-402A, R-402B, R-404A, R-125	623

4. Instrucción técnica complementaria MI-IF010.

Se amplía la tabla I sobre presiones relativas mínimas de prueba de estanquidad en kilogramos por centímetro cuadrado, con la inclusión de los que se indican a continuación:

TABLA I

REFRIGERANTES:

Kg/cm²

NÚMERO DE IDENTIFICACIÓN	NOMBRE QUÍMICO	FÓRMULA QUÍMICA	SECTOR	
			ALTA	BAJA
R-23	Trifluorometano	CHF ₃	60'45	60'45
R-123	2,2-dicloro-1,1,1-Trifluoretano	CHCl ₂ -CF ₃	3'34	1'73
R-124	2 Cloro-1,1,1,2-tetrafluoretano	CHClF-CF ₃	10'83	6'52
R-125	Pentafluoretano	CHF ₂ -CF ₃	35'26	21'81
R-134a	1,1,1,2-Tetrafluoretano	CH ₂ F-CF ₃	19'13	11'17
R-401A (53/13/34)	Clorodifluorometano (R-22) 1,1-Difluoretano (R-152a) 2 Cloro-1,1,1,2-tetrafluoretano (R-124)	CHClF ₂ CH ₃ -CHF ₂ CHClF-CF ₃	20'31	12'28
		(53 %) (13 %) (34 %)		

TABLA I (Continuación)

REFRIGERANTES:	NÚMERO DE IDENTIFICACIÓN	NOMBRE QUÍMICO	FÓRMULA QUÍMICA	Kg/cm ²	
				ALTA	BAJA
R-401B (61/11/28)	Clorodifluorometano (R-22) 1,1-Difluoretano (R-152a) 2 Cloro-1,1,1,2-tetrafluoretano (R-124)	CHClF ₂ CH ₃ -CHF ₂ CHClF-CF ₃	(61 %)	20'91	13'24
			(11 %)		
			(28 %)		
R-401C (33/15/52)	Clorodifluorometano (R-22) 1,1-Difluoretano (R-152a) 2 Cloro-1,1,1,2-tetrafluoretano (R-124)	CHClF ₂ CH ₃ -CHF ₂ CHClF-CF ₃	(33 %)	17'55	10'45
			(15 %)		
			(52 %)		
R-402A (60/2/38)	Pentafluoretano (R-125) Propano (R-290) Clorodifluorometano (R-22)	CHF ₂ -CF ₃ C ₃ H ₈ CHClF ₂	(60 %)	32'67	21'4
			(2 %)		
			(38 %)		
R-402B (38/2/60)	Pentafluoretano (R-125) Propano (R-290) Clorodifluorometano (R-22)	CHF ₂ -CF ₃ C ₃ H ₈ CHClF ₂	(38 %)	32'0	20'0
			(2 %)		
			(60 %)		
R-404A (44/4/52)	Pentafluoretano (R-125) 1,1,1,2-tetrafluoretano (R-134a) 1,1,1-Trifluoroetano (R-143a)	CHF ₂ -CF ₃ CH ₂ F-CF ₃ CH ₃ CF ₃	(44 %)	31'02	19'89
			(4 %)		
			(52 %)		
R-407C (23/25/52)	Difluorometano (R-32) Pentafluoretano (R-125) 1,1,1,2-tetrafluoretano (R-134a)	CH ₂ -F ₂ CHF ₂ -CF ₃ CH ₂ F-CF ₃	(30 %)	29'32	18'80
			(10 %)		
			(60 %)		

2.2. Norma básica de la edificación (NBE-CT-79)

Como ya se ha indicado, exponemos aquí únicamente el Anexo 5: Condiciones de los materiales.

«Anexo 5: Condiciones de los materiales:»

Este apartado se refiere a los materiales cuyo empleo básico es contribuir al aislamiento térmico de los cerramientos, que se exige en esta Norma.

El fabricante dará los valores de las características higrotérmicas que a continuación se señalan en el Sistema Internacional de Medidas, y en el sistema tradicional .

2.2.1. *Codiciones básicas exigibles a los materiales empleados para aislamiento térmico*

2.2.1.1. *Conductividad térmica*

Es la principal característica que se debe dar de un material aislante, y debe darse con el procedimiento o método de ensayo que en cada caso establezca la Comisión de Normas UNE correspondiente.

Para materiales aislantes comercializados en espesores fijos y determinados, además de su conductividad térmica podrá indicarse la resistencia térmica correspondiente a tales espesores.

2.2.1.2. *Densidad aparente*

Es la relación entre el peso de la muestra en gramos y su volumen aparente en centímetros cúbicos, o bien en Kg/m^3 . El fabricante indicará la densidad aparente de cada uno de los tipos de productos fabricados, relacionándolos con la conductividad térmica en cada tipo diferente, y con su resistencia térmica en materiales comercializados en espesores determinados.

2.2.1.3. *Permeabilidad al vapor de agua*

Es la cantidad de vapor de agua que se transmite a través de un material de espesor dado por unidad de área, unidad de tiempo y de diferencia de presión parcial de vapor de agua. Normalmente se expresa en $\text{g cm/m}^2 \text{ mmHg día}$ o g m/MN s en el S.I.

Teniendo en cuenta la importancia que el contenido de humedad de un material aislante tiene en otras propiedades como la conductividad térmica y la densidad, esta propiedad deberá indicarse en los materiales aislantes, para cada tipo, con indicación del método de ensayo que para cada tipo de material establezca la Comisión de Normas UNE correspondiente.

También podrá darse su valor inverso, que es la resistividad al vapor. Para materiales aislantes comercializados en espesores fijos y determinados se podrá dar asimismo su resistencia a la difusión al vapor en $\text{g/m}^2 \text{ mmHg día}$ o g/MN s en el S I., o su inversa la permeancia.

En materiales compuestos que llevan incorporada una lámina o barrera contra el vapor se deberá dar el valor de la resistencia al vapor o permeancia del conjunto, debiendo tenerse en cuenta que tal resistencia es la propia del material sin incluir las juntas que eventualmente pueda tener el aislamiento.

2.2.1.4. *Absorción de agua por volumen*

Esta propiedad, íntimamente ligada a la conductividad térmica y densidad, se define por el peso de agua que absorbe una probeta de un material aislante sumergido en agua durante un tiempo determinado y a una temperatura especificada. También podrá indicarse en peso o en porcentaje sobre el peso de la probeta tipo.

2.2.1.5. *Otras propiedades*

El fabricante indicará además otras propiedades que puedan interesar en función del empleo y condiciones en que se vaya a colocar el material aislante, como:

- Resistencia a la compresión.
- Resistencia a la flexión.
- Envejecimiento ante la humedad, el calor y las radiaciones.
- Deformación bajo carga (módulo de elasticidad).
- Coeficiente de dilatación lineal.
- Comportamiento frente a parásitos.
- Comportamiento frente a agentes químicos.
- Comportamiento frente al fuego.

2.2.1.6. *Presentación, medidas y tolerancias*

Los materiales aislantes, en sus distintas formas de presentación, se expedirán en embalajes que garanticen su transporte sin deterioro hasta su destino, debiendo indicarse en el etiquetado las características señaladas en los apartados 2.2.1.1 al 2.2.1.4, incluidos ambos.

Asimismo, el fabricante indicará en la documentación técnica de sus productos las dimensiones y tolerancias de los mismos.

Para los materiales fabricados «in situ» se darán las instrucciones correspondientes para su correcta ejecución, que deberá correr a cargo de personal especializado, de modo que se garanticen las propiedades enunciadas por el fabricante.

2.2.1.7. *Garantía de las características*

El fabricante garantizará las características térmicas básicas señaladas anteriormente.

Esta garantía se materializará mediante las etiquetas o marcas que preceptivamente deben llevar los productos según el epígrafe anterior.

El consumidor puede a costa suya, encargar a un laboratorio que realice ensayos o análisis de comprobación y extienda el correspondiente certificado de los resultados obtenidos.

2.2.2. *Control, recepción y ensayos de materiales aislantes*

2.2.2.1. *Suministro de los materiales aislantes*

Las condiciones de suministro de los productos serán objeto de convenio entre el consumidor y el fabricante, ajustado a las condiciones particulares que figuren en el proyecto de ejecución.

Los fabricantes para ofrecer la garantía de las características mínimas exigidas anteriormente de sus productos, realizarán los ensayos y controles que aseguren el autocontrol de su producción.

Los ensayos de recepción, que según indica el apartado 2.2.1.7 el consumidor puede encargar de cada partida se realizarán dividiendo la partida en unidades de inspección, de acuerdo con los apartados 2.2.2.2 y siguientes.

2.2.2.2. *Materiales con Sello o Marca de Calidad*

Los materiales que vengan avalados por Sellos o Marcas de Calidad deberán tener la garantía por parte del fabricante del cumplimiento de los requisitos y características mínimas exigidas en esta Norma, por lo que podrá realizarse su recepción sin necesidad de efectuar comprobaciones o ensayos.

2.2.2.3. *Composición de las unidades de inspección*

Las unidades de inspección estarán formadas por materiales aislantes del mismo tipo y proceso de fabricación, con el mismo espesor en el caso de los que tengan forma de placa o manta. La superficie de cada unidad de inspección, salvo acuerdo en contrario la fijará el consumidor.

2.2.2.4. *Toma de muestras*

Las muestras para preparación de las probetas utilizadas en los ensayos se tomarán de productos de la unidad de inspección sacados al azar.

La forma y dimensiones de las probetas serán las que señale para cada tipo de material la Norma de ensayo correspondiente.

2.2.2.5. *Normas de ensayo*

Las Normas UNE que a continuación se indican se emplearán para la realización de los ensayos correspondientes. Asimismo, se emplearán en su caso las normas UNE que la Comisión Técnica de Aislamiento Térmico del IRANOR redacte con posterioridad a la publicación de esta NBE.

Ensayo de conductividad térmica

UNE 53-037-76 Materiales plásticos. Determinación de la conductividad térmica de materiales celulares, con el aparato de placas.

Ensayo de densidad aparente:

UNE 53.144 Materiales plásticos. Espumas flexibles de poliuretano. Determinación de la densidad aparente.

UNE 53.215 Materiales plásticos. Determinación de la densidad aparente.

UNE 56-906-74 Aglomerado expandido puro de corcho para aislamiento térmico. Placas. Determinación de la densidad aparente.

Ensayo de permeabilidad al vapor de agua:

UNE 53.312 Materiales plásticos. Materiales celulares rígidos. Permeabilidad al vapor de agua de materiales aislantes térmicos.

Ensayo de permeabilidad al aire de ventanas

UNE 7-405-76 Métodos de ensayo de ventanas. Ensayo de permeabilidad al aire (concuerta con la EN 42).

UNE 85-205-78 Métodos de ensayo de ventanas. Presentación del informe de ensayo (concuerta con la EN 78).

Ensayo de absorción de agua por volumen:

UNE 53 028 Materiales plásticos. Determinación de la absorción de agua.

Otras Normas de ensayo para materiales aislantes térmicos:

UNE 53.029 Materiales plásticos. Determinación de la resistencia química.

UNE 53.126 Materiales plásticos. Coeficiente de dilatación lineal.

- UNE 53.127 Inflamabilidad de las espumas y láminas de plástico.
- UNE 53.181 Materiales plásticos. Espumas flexibles de poliuretano. Determinación de la deformación remanente.
- UNE 53.182 Materiales plásticos. Espumas flexibles de poliuretano. Determinación de la resistencia a la compresión.
- UNE 53.205 Materiales plásticos. Materiales celulares rígidos. Determinación de la resistencia a la compresión.
- UNE 53-310-78 Materiales plásticos. Espumas de poliestireno expandido utilizadas como aislantes térmicos en habitáculos y en instalaciones isotérmicas y frigoríficas. Características y ensayos.
- UNE 53-351-78 Plásticos. Espumas rígidas de poliuretano utilizadas como aislantes térmicos en habitáculos y en instalaciones isotérmicas y frigoríficas. Características y métodos de ensayo.
- UNE 56-904-76 Aglomerado expandido puro de corcho para aislamiento térmico. Placas. Características, muestreo y embalado.
- UNE 56-905-74 Aglomerado expandido puro de corcho para aislamiento térmico. Placas. Determinación de dimensiones.
- UNE 56-906-74 Aglomerado expandido puro de corcho para aislamiento térmico. Placas. Determinación de la densidad aparente.
- UNE 56-907-74 Aglomerado expandido puro de corcho para aislamiento térmico. Placas. Determinación de la resistencia a la rotura por flexión.

- UNE 56-908-74 Aglomerado expandido puro de corcho para aislamiento térmico Placas. Determinación del comportamiento en agua hirviendo.
- UNE 56-909-74 Aglomerado expandido puro de corcho para aislamiento térmico. Placas. Determinación del contenido de humedad.
- UNE 56-910-74 Aglomerado expandido puro de corcho para aislamiento térmico. Placas. Determinación de la deformación bajo presión constante.

2.3. IT.IC.19: Aislamiento térmico de instalaciones

2.3.1. Generalidades

Con el fin de evitar los consumos energéticos superfluos, los aparatos equipos y conducciones que contengan fluidos a temperatura inferior a la ambiente o superior a 40 °C dispondrán de un aislamiento térmico para reducir las pérdidas de energía.

El aislamiento térmico de aparatos equipos y conducciones metálicas cuya temperatura de diseño sea inferior a la del punto de rocío del ambiente en que se encuentren será impermeable al vapor de agua o al menos quedará protegido una vez colocado por una capa que constituya una barrera de vapor.

Los aparatos, equipos y conducciones de la instalación deberán quedar aislados de acuerdo con las exigencias de carácter mínimo que a continuación se indican entendiéndose que en cualquier caso las pérdidas térmicas globales horarias no superan los indicado en la Instrucción Técnica IC 04.

2.3.2. Dimensionamiento

2.3.2.1. Instalaciones con fluidos calientes

En las instalaciones que contengan fluidos a temperatura superior a 40 °C se dispondrá un aislamiento térmico equivalente a los espesores que se indican en los siguientes apartados para un material cuyo coeficiente de conductividad térmica λ es de 0'040 W / m °C a 20 °C.

Para materiales con conductividad térmica distinta a 0'040 W / m °C, el espesor se determinará aplicando la fórmula siguiente; utilizable cuando el aislamiento adopta formas con superficies plano-paralelas:

$$e = (\text{valor tabla}) \frac{1}{0'040} \text{ (mm)}$$

En el caso de conductos o tuberías de sección circular se empleará la siguiente fórmula, en la que se tiene en cuenta que el cálculo de las pérdidas de calor se hace sobre la superficie exterior del aislamiento térmico y que permite calcular los espesores equivalentes para dos materiales con conductividades λ y λ' :

$$\frac{r_e \ln (r_e / r_i)}{\lambda} = \frac{r_e' \ln (r_e' / r_i)}{\lambda'}$$

Donde r_i es el radio interior del aislamiento, igual al radio exterior del conducto o tubería; r_e y r_e' son los radios exteriores del aislante en un y otro caso; λ y λ' son las conductividades térmicas.

a) Tuberías que discurren por locales no calefactados:

El espesor será como mínimo el que se indica en la siguiente en función del diámetro de la tubería y de la temperatura del fluido.

Diámetro D de la tubería en mm	Temperatura del fluido en °C.			
	40 a 65	66 a 100	101 a 150	> 150
$D \leq 32$	20	20	30	40
$32 < D \leq 50$	20	30	40	40
$50 < D \leq 80$	30	30	40	50
$80 < D \leq 125$	30	40	50	50
$125 < D$	30	40	50	60

Espesor mínimo de aislamiento térmico en mm.

A los efectos de este artículo serán considerados como locales no calefactados las cámaras visitables patinillos de ventilación y casos similares.

b) *Tuberías que discurren por el exterior*

El espesor será como mínimo el indicado en la Tabla anterior incrementado en 10 mm.

c) *Generadores de calor, depósitos acumuladores de calor*

Cuando la superficie de pérdidas sea superior a 2 m² el espesor del aislamiento será como mínimo de 50 mm.

En el caso de depósitos acumuladores e intercambiadores de calor con superficie de pérdidas inferiores a 2 m² el espesor será como mínimo de 30 mm.

En generadores de calor con potencia inferior a 50 KW instalados en locales calefactados no se exige aislamiento térmico.

2.3.2.2. *Instalaciones con fluidos fríos*

Las instalaciones que contengan fluidos a temperatura inferior de la del ambiente dispondrán de un aislamiento térmico equivalente

a los espesores que se indican en los siguientes apartados para un material cuyo coeficiente de conductividad térmica fuese de 0'040 W / m °C a 20 °C.

Para materiales con conductividad térmica distinta a 0'040 W / m °C el espesor se determinará aplicando la fórmula siguiente; utilizable cuando el aislamiento adopta formas con superficies planoparalelas:

$$e = (\text{valor de la Tabla}) \frac{\lambda}{0'040} \text{ (mm)}$$

En el caso de conductos o tuberías de sección circular se empleará la siguiente fórmula en la que se tiene en cuenta que el cálculo de las pérdidas de calor se hace sobre la superficie exterior del aislamiento térmico, y que permite calcular los espesores equivalentes para dos materiales con conductividades λ y λ' :

$$\frac{r_e \ln (r_e / r_i)}{\lambda} = \frac{r_e' \ln (r_e' / r_i)}{\lambda'}$$

Donde r_i es el radio interior del aislamiento, igual al radio exterior del conducto o tubería; r_e y r_e' son los radios exteriores del aislante en uno y otro caso; λ y λ' son las conductividades térmicas.

a) *Tuberías que discurren por locales*

El espesor será como mínimo el que se indica en la tabla siguiente, en función del diámetro de la tubería y de la temperatura de fluido.

En cualquier caso el proyectista deberá comprobar que no hay condensaciones superficiales.

Diámetro D de la tubería en mm	Temperatura del fluido en °C.			
	> -10	-10 a 0	0 a 10	>10
$D \leq 32$	40	30	20	20
$32 < D \leq 50$	50	40	30	20
$50 < D \leq 80$	50	40	30	30
$80 < D \leq 125$	60	50	40	30
$125 < D$	60	50	40	30

Espesor mínimo del aislamiento térmico en mm

Los espesores mínimos de esta tabla expresan exclusivamente exigencias de ahorro energético. No obstante el proyectista deberá determinar que el espesor del aislamiento es el suficiente para evitar condensaciones superficiales.

b) *Tuberías que discurren por el exterior*

El espesor del aislamiento será como mínimo el indicado en la tabla anterior incrementado en 20 mm.

c) *Depósitos acumuladores, evaporadores e intercambiadores de calor*

Cuando la superficie de pérdida sea inferior a 2 m², el espesor mínimo será de 30 mm.

Cuando la superficie de pérdida sea superior a 2 m², el espesor mínimo será de 50 mm.

2.3.2.3. *Temperaturas máxima y mínima*

En cualquier caso e independientemente de los espesores mínimos citados la superficie exterior del aislamiento no podrá presentar en servicio una temperatura superior a 15 °C o inferior a 5 °C, de la del ambiente.

En las redes de tubería enterradas de sistemas urbanos o colectivos podrá justificarse en proyecto otra solución diferente a la aquí exigida.

2.3.2.4. *Materiales*

El material de aislamiento no contendrá sustancias que se presen a la formación de microorganismos en él. No desprenderá olores a la temperatura a que va a estar sometido, no sufrirá deformaciones como consecuencia de las temperaturas ni debido a una accidental formación de condensaciones. Será compatible con las superficies a que va a ser aplicado sin provocar corrosión de las tuberías en las condiciones de uso.

La conductividad térmica del aislamiento será la especificada por la norma NBE-CT Condiciones Térmicas en los edificios. El proyectista podrá considerar en sus cálculos la variación del coeficiente de conductividad térmica respecto a la temperatura. El aislamiento de las calderas o de partes de la instalación que van a estar próximas a focos de fuego será de materiales incombustibles.

En cualquier caso se recomienda la utilización de materiales incombustibles.

2.3.2.5. *Colocación*

La aplicación del material aislante deberá cumplir las exigencias que a continuación se indican:

Antes de su colocación deberá haberse quitado de la superficie aislada toda materia extraña, herrumbre, etc.

A continuación se dispondrán dos capas de pintura antioxidante u otra protección similar en todos los elementos metálicos que no estén debidamente protegidos contra la oxidación.



**Foto 6. Coquilla y planchas de espuma elastomérica.
Cortesía de Armstrong World Industries, S. A.**

El aislamiento se efectuará a base de mantas, fieltros, placas segmentos, coquillas soportadas de acuerdo con las instrucciones del fabricante, cuidando que haga un asiento compacto y firme en las piezas aislantes y de que se mantenga uniforme el espesor.

Cuando el espesor del aislamiento exigido requiera varias capas de éste se procurará que las juntas longitudinales y transversales de las distintas capas no coincidan y que cada capa quede firmemente fijada.

El aislamiento irá protegido con los materiales necesarios para que no se deteriore en el transcurso del tiempo.

El recubrimiento o protección del aislamiento se hará de manera que éste quede firme y lo haga duradero. Se ejecutará disponiendo amplios solapes para evitar pasos de humedad al aislamiento y cuidando que no se aplaste.

En las tuberías y equipos situados a la intemperie las juntas verticales y horizontales se sellarán convenientemente y el terminado será impermeable e inalterable a la intemperie recomendándose los revestimientos metálicos sobre base de emulsión asfáltica o banda bituminosa.

La barrera antivapor, si es necesaria, deberá estar situada en la cara exterior del aislamiento con el fin de garantizar la ausencia de agua condensada en la masa aislante.

Cuando sea necesaria la colocación de flejes distanciadores, con objeto de sujetar el revestimiento y protección y conservar un espesor homogéneo del aislamiento, para evitar paso de calor dentro del aislamiento (puentes térmicos) se colocarán remachadas, entre los mencionados distanciadores y la anilla distanciadora correspondiente plaquitas de amianto o material similar de espesor adecuado.

Todas las piezas de material aislante, así como su recubrimiento

protector y demás elementos que entren en este montaje se presentarán sin defectos ni exfoliaciones.

2.3.2.5.1. Aislamiento térmico de tuberías y accesorios

Hasta un diámetro de 150 mm el aislamiento térmico de tuberías colgadas o empotradas deberá realizarse siempre con coquillas; no admitiéndose para este fin la utilización de lanas a granel o de fieltros; sólo podrán utilizarse aislamientos a granel en tuberías empotradas en el suelo.

En ningún caso, en las tuberías, el aislamiento por sección y capa presentará más de dos juntas longitudinales.

Las válvulas, bridas y accesorios se aislarán preferentemente con casquetes aislantes desmontables, de varias piezas, con espacio suficiente para que al quitarlos se puedan desmontar aquellas (dejando espacio para sacar los tornillos) del mismo espesor que el calorifugado de la tubería en que están intercalados de manera que al mismo tiempo que proporciona un perfecto aislamiento sean fácilmente desmontables para la revisión de estas partes sin deterioro del material aislante. Si es necesario dispondrán de un drenaje.

Los casquetes se sujetarán por medio de abrazaderas de cinta metálica provista de cierres de palanca para que sea sencillo su montaje y desmontaje.

Delante de las bridas se instalará el aislamiento por medio de coronas frontales engatilladas y de tal forma que puedan sacarse con facilidad los pernos de dichas bridas.

En el caso de accesorios para reducciones, la tubería de mayor diámetro determinará el espesor del material a emplear.

Se evitará en los soportes el contacto directo entre éstos y la tubería.

El recubrimiento o protección del aislamiento de las tuberías y sus accesorios deberá quedar liso y firme. Podrán utilizarse protecciones adicionales de plástico, aluminio, etc., siendo éstas recomendables en las tuberías y equipos situados a la intemperie.

En estos casos, en los codos, arcos, tapas, fondos de depósitos y demás elementos de forma se realizará la protección en segmentos individuales engatillados entre si.

2.3.2.5.2. Aislamiento térmico en redes enterradas

El aislamiento térmico de redes enterradas deberá protegerse de la humedad y de las corrientes de agua subterráneas o escorrentía.

Si las redes aisladas contienen agua sobrecalentada, fluidos térmicos o vapor de agua, el material deberá mantener un coeficiente de conductividad térmica suficiente a la temperatura de servicio.

2.3.2.5.3. Aislamiento térmico de conductos

El aislamiento térmico de conductos será el suficiente para que la pérdida de calor a través de sus paredes no sea superior al 1% de la potencia que transportan y siempre el suficiente para evitar condensaciones.

Se tomarán las disposiciones necesarias para evitar condensaciones en el interior de las paredes de los mismos.

CAPITULO 5

Construcción de cámaras frigoríficas

1. INTRODUCCIÓN

La construcción de cámaras frigoríficas requiere que se preste especial atención a determinados detalles, ya que de otra forma difícilmente se alcanzarían los objetivos perseguidos en su construcción y aislamiento, pudiendo incluso llegarse a producir daños importantes a la construcción. Por ello en este capítulo haremos referencia a los aspectos constructivos que ineludiblemente deberán observarse tanto en la redacción del proyecto como en la ejecución de las cámaras.

Una vez elegido el material aislante más conveniente para nuestro caso, se iniciarán los trabajos preparatorios para su instalación, prestando una atención muy especial a la ejecución de la barrera antivapor, ya que como anteriormente se indicó, el vapor de agua puede penetrar en él, aumentando su conductividad térmica y pudiendo, incluso, provocar daños muy importantes en las cámaras de temperatura negativa.

2. LEGISLACIÓN

Además de las Normas y Reglamentos aplicables a los aislamientos e instalaciones frigoríficas, y al ser empleado el frío en numerosos sectores industriales y comerciales de la alimentación como un medio eficaz para la conservación tanto de materias primas como de productos elaborados, resultó oportuno aprobar la

Reglamentación Técnico-Sanitaria sobre «Condiciones Generales de Almacenamiento Frigorífico de Alimentos y Productos Alimentarios» (R.D. 168 / 1985, de 6 de febrero), para reglamentar la utilización de aquellas instalaciones donde se mantienen bajo régimen de frío artificial productos alimenticios y alimentarios conforme al principio de «frío continuo» a proporcionar al producto, una vez refrigerado o congelado hasta que es consumidor, el cual, junto a los de «producto sano» y «frío inmediato» fundamentan la correcta aplicación de las técnicas frigoríficas en el campo de la alimentación.

Otras Reglamentaciones Técnico-Sanitarias regulan el funcionamiento de las cámaras implicadas directa y exclusivamente en procesos de fabricación de las industrias elaboradoras de alimentos, entre las que destacamos, por su importancia, las siguientes:

R.D. 2561/82 de 24 de septiembre, por el que se aprueba la Reglamentación Técnico-Sanitaria de Almacenamiento, Transporte y Comercialización de Leche y Productos Lácteos. (B.O.E. de 13-10-82).

R.D. 362/92 de 10 de abril. Normas de Orden Sanitario y de Policía Sanitaria relativas a la leche tratada térmicamente, exigibles para los intercambios intracomunitarios. (B.O.E. de 15-4-92).

R.D. 1437/92 de 29 de noviembre, por el que se fijan las normas sanitarias aplicables a la producción y comercialización de los productos pesqueros y de la acuicultura. (B.O.E. de 13-1-93).

R.D. 147/93 de 29 de enero, por el que se establecen las condiciones sanitarias de producción y comercialización de carnes frescas. (B.O.E. de 12-3-93).

R.D. 1904/93 de 29 de octubre, por el que se establecen las condiciones sanitarias de producción

y comercialización de productos cárnicos y de otros determinados productos de origen animal. (B.O.E. de 11-2-94).

R.D. 1436/92 de 27 de noviembre, por el que se aprueba la Reglamentación Técnico-Sanitaria por la que se establecen los requisitos relativos a la producción y a los intercambios intracomunitarios de carnes picadas, de carnes en trozos de menos de 100 g, y de preparados de carnes destinados al consumo humano directo o de la industria y por el que se modifica la Norma Técnico-Sanitaria y la Reglamentación Técnico-Sanitaria aprobadas, respectivamente, por los Reales Decretos 1728/87 de 23 de diciembre y 644/89 de 19 de mayo. (B.O.E. de 27-2-84.)

R.D. 379/84 de 25 de enero, por el que se aprueba la Reglamentación Técnico-Sanitaria de Industrias, Almacenes al por Mayor y envasadores de Productos y Derivados Cárnicos Elaborados y de los Establecimientos de Comercialización al por Menor de la Carne y Productos Elaborados. (B.O.E. de 27-2-84.)

2.1. Reglamentación Técnico-Sanitaria sobre las condiciones generales de almacenamiento frigorífico de alimentos y productos alimentarios

TÍTULO PRELIMINAR

Objeto y ámbito de aplicación

Artículo 1. **Objeto.**—La presente Reglamentación tiene por objeto:

1.º Definir técnicamente los diversos términos relacionados con el almacenamiento frigorífico de productos alimenticios y alimentarios.

2.º. Unificar en todo el territorio nacional el régimen a tenor del cual han de funcionar los establecimientos destinados al almacenamiento frigorífico de productos alimenticios y alimentarios.

3.º. Fijar con carácter obligatorio las condiciones y requisitos técnico-sanitarios generales que han de reunir los almacenes frigoríficos públicos, privados y mixtos, así como el almacenamiento de productos conservados por el frío.

Artículo 2. *Ámbito de aplicación.*—Esta reglamentación obliga a las personas naturales o jurídicas que, en uso de las autorizaciones reglamentarias concedidas por los Organismos competentes, realicen actividades de almacenamiento frigorífico de alimentos y productos alimentarios y se refiere a los almacenes frigoríficos terrestres, instalaciones fijas donde se mantienen los alimentos a la temperatura adecuada, según el tratamiento frigorífico que hayan recibido previamente.

Quedan exceptuadas de esta Reglamentación Técnico-Sanitaria, regulándose por las disposiciones específicas correspondientes:

— Las cámaras implicadas directa y exclusivamente en procesos de fabricación de las industrias elaboradoras de alimentos.

— Las cámaras, vitrinas, góndolas o cualquier otro elemento de almacenamiento frigorífico, destinado a la puesta a disposición del público, de los productos refrigerados y congelados en los establecimientos del comercio minorista de alimentación.

Dada la importancia de los títulos que integran esta Reglamentación:

Título primero: Definiciones y denominaciones.

Título II: Condiciones de los establecimientos y del material.

Título III: Requisitos del funcionamiento y prohibiciones.

Título IV: Requisitos de personal.

Título V: Competencias y régimen de instalación.

Título VI: Responsabilidades, inspecciones y régimen sancionador.

Título VII: Toma de muestras.

todos ellos de gran interés, tanto para el ingeniero proyectista como para el industrial usuario de la futura instalación, reproducimos íntegramente su contenido en el capítulo siguiente.

3. ELEMENTOS BÁSICOS Y AUXILIARES

El título II de la Reglamentación antes citada es sin duda el más importante a la hora de realizar el diseño y estudio técnico de una industria frigorífica, o en su defecto aquellas Reglamentaciones que afecten a la industria, si ésta estuviese exceptuada de cumplir la anterior. Aspectos tan importantes como tipos de productos a conservar, tipo de construcción elegido y el ahorro energético serán determinantes en el diseño.

Como elementos constitutivos básicos de cualquier cámara frigorífica consideramos el aislamiento, la barrera antivapor y los revestimientos. Otros elementos, a veces tan importantes como los citados son: válvulas de equilibrado de presiones, puertas, resistencias en puertas, protección del suelo contra el hielo, existencia de railes y estanterías fijas o móviles, tuberías, desagües, extractores de aire, aerotermos, ventanas barométricas, equipos de humidificación, equipos de inyección de gases, iluminación, etc.

3.1. Aislamiento

En la actualidad son muy pocos los materiales utilizados en España para el aislamiento de las cámaras frigoríficas, siendo los más importantes el poliuretano, el poliestireno expandido y el poliestireno extrusionado, cuando se aíslan cerramientos, y la espuma elastomérica para el aislamiento de tuberías. Citaremos a continuación las soluciones más utilizadas en el aislamiento de cámaras frigoríficas.

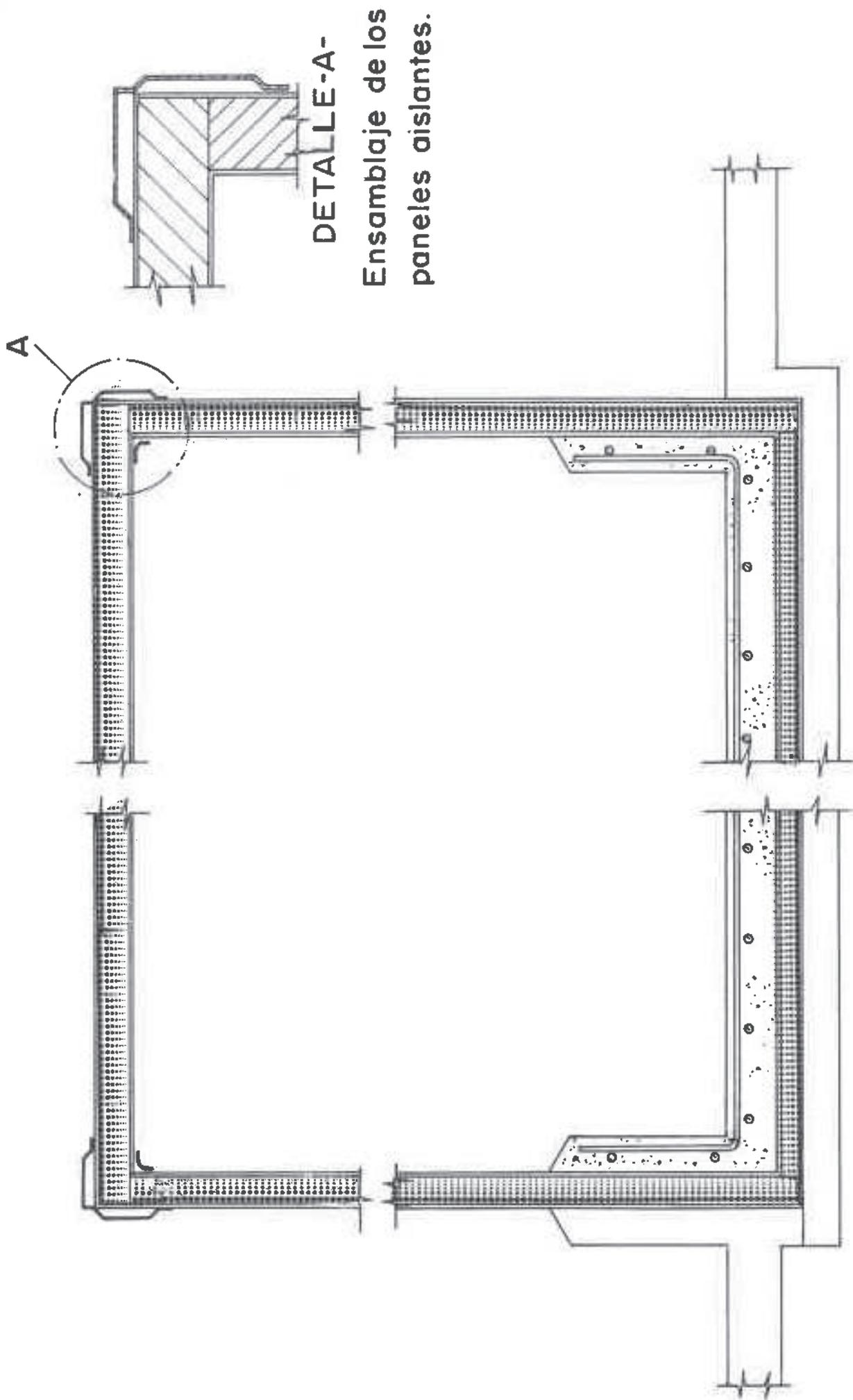
3.1.1. *Aislamiento de cerramientos constituidos por elementos de fábrica*

— Cerramientos verticales: Cuando los cerramientos verticales se proyectan de fábrica de ladrillo o de fábrica de bloques de hormigón prefabricados, resulta necesario, previo a la instalación del aislamiento, colocar una barrera antivapor sobre la cara interior del cerramiento. En este caso los materiales más usados son la espuma de poliuretano proyectada «in situ» y el poliestireno expandido. Más raramente suelen utilizarse paneles aislantes prefabricados, en este caso, salvo que el cerramiento haya sido construido por imperativo estético y/o que los paneles aislantes se hayan proyectado como la mejor solución técnica a un determinado problema.

Los cerramientos de fábrica son enfoscados y fratasados con mortero de cemento para ser pintados a continuación. En ocasiones, y sobre todo por el interior suelen chaparse mediante piezas cerámicas, colocadas sobre fábrica de ladrillo, pueden fratasarse con mortero de cemento para su posterior pintado, o también pueden revestirse de materiales impermeables y de fácil limpieza como lo son las placas de poliéster o placas metálicas.

Los paramentos verticales, suelen estar protegidos por un bordillo o murete de hormigón armado en su base, con objeto de proteger al revestimiento del aislamiento y al propio aislamiento de posibles golpes de carretillas elevadoras, al tiempo que facilitan la circulación del aire entre la mercancía y el paramento vertical. Estos muretes construidos en todo el perímetro interior de la cámara, excepto en las puertas, suelen tener un espesor de 8-15 cm. y una altura de unos 30-50 cm.

— *Techos*: Cuando los techos no tienen que soportar cargas algunas, suelen construirse mediante materiales ligeros sobre los que se aplica poliuretano proyectado in situ; se colocan placas de poliestireno, o cualquier otro aislante, siendo preciso establecer exteriormente la correspondiente barrera antivapor.



DETALLE-A-
Ensamblaje de los
paneles aislantes.

Sección de cámara frigorífica de refrigeración construida
con paneles aislantes prefabricados

Para el soporte de los techos suelen utilizarse estructuras auxiliares metálicas o de vigas de madera, uniendo el material aislante a éstas evitando los puentes térmicos.

— *Suelos*: Tras haber compactado el terreno mediante la aportación de materiales adecuados, suele establecerse una capa de hormigón de limpieza que al mismo tiempo permite nivelar la superficie y formar las pendientes de la cámara en caso necesario. Conviene que el acabado de esta capa de hormigón, que suele tener de 5 a 10 cm. de espesor, sea lo más fino posible, ya que sobre ella se ejecutará la barrera antivapor; seguidamente se colocará el espesor del material aislante necesario, debiendo reunir este material las características de densidad y resistencia a la compresión adecuadas a la carga que recibirá. Sobre el material aislante se ejecutará la solera definitiva (que suele tener unos 12-15 cm. de espesor), utilizando para ello hormigón de la resistencia adecuada y en otros casos el acabado del suelo se realiza mediante pavimentos cerámicos impermeables, morteros hidráulicos, morteros de resina epoxi u hormigón fratasado mecánicamente y pintado o no con resinas epoxi o pinturas adecuadas.

En el caso de cámaras con temperatura negativa resulta adecuado proteger el suelo de los riesgos de congelación.

En cualquier caso, si el material aislante está constituido por placas, el espesor total necesario deberá dividirse al menos en dos capas.

También deberá prestarse especial atención al anclaje del material aislante a los paramentos, sobre todo en los verticales y techo, ya que la unión del aislante con la barrera antivapor no suele ser buena, pudiendo desprenderse o separarse el aislante del cerramiento. Para evitar este problema se procede a fijar la primera capa de aislante a las paredes o techo mediante soportes metálicos o de materiales no conductores como barillas de poliamida, etc., evitando en cualquier caso la formación de puentes térmicos.

3.1.2. *Aislamiento con paneles prefabricados.*

En la actualidad los paneles prefabricados constituyen, con diferencia, el material prefabricado más utilizado para la construcción de cámaras frigoríficas, utilizándose como material aislante el poliestireno expandido y con mucha mayor frecuencia la espuma de poliuretano. En ambos casos el aislante suele estar recubierto por dos chapas de acero de 0'6 mm, que pueden estar galvanizadas o lacadas.

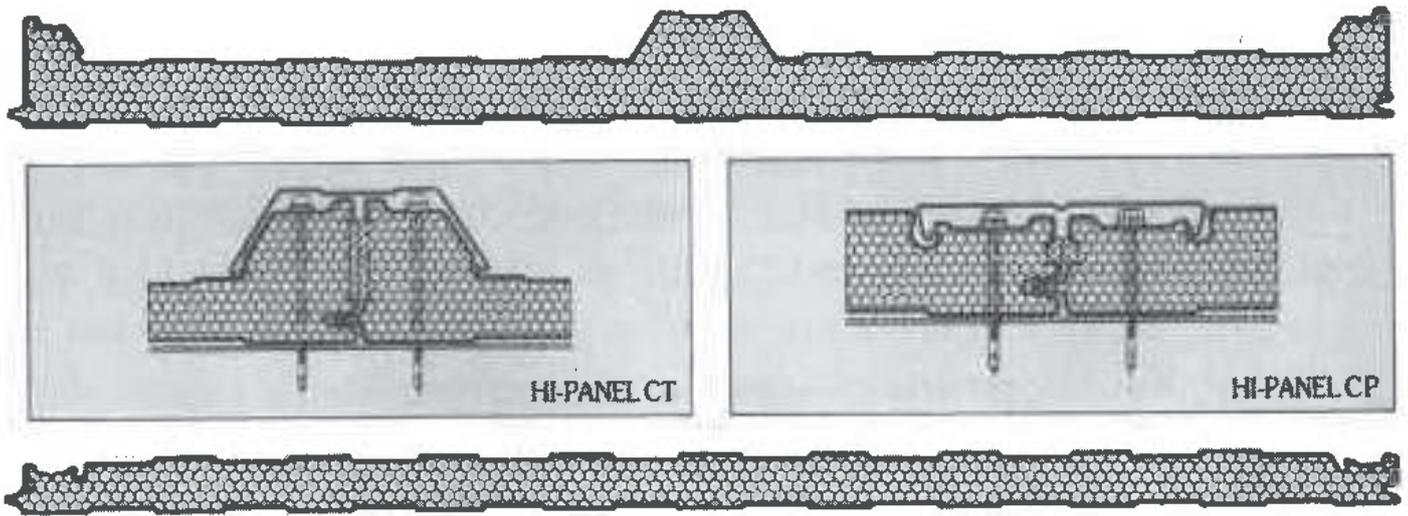
Los paneles de poliestireno suelen tener un espesor de 50 a 250 mm. y una longitud de hasta 12 m.

Los paneles de poliuretano suelen tener un espesor de 30 a 180 mm. y una longitud de hasta 12 m..

La unión de paneles se suele realizar mediante juntas machihembradas, juntas machihembradas provistas de un mecanismo de gancho excéntrico que al ser accionado asegura la estanqueidad entre paneles y una mayor verticalidad de los mismos, y por último los denominados de junta húmeda, en los que la unión de paneles se efectúa mediante la inyección de espuma de poliuretano en la junta de unión.

Los paneles son autoportantes y pueden utilizarse tanto para el aislamiento interior de una estructura metálica, como para el aislamiento exterior, constituyendo en este caso además la cubierta de esta estructura, utilizándose esta última solución, cada día más, para el aislamiento de naves que no serán destinadas a la construcción de cámaras, por constituir no sólo una solución técnica o estética, sino también a veces una solución económica; incluso se están utilizando en la actualidad como paramentos verticales interiores para separar distintas zonas de la industria.

Este auge en el uso de los paneles prefabricados se debe por un lado a que constituyen una solución técnica muy adecuada, de fácil instalación, gran rapidez de montaje, fácil mantenimiento y por



CT	PESO (kg/m ²)	W/m ² °C	kcal/h m ² °C	CP	PESO (kg/m ²)	W/m ² °C	kcal/h m ² °C
30	12.0	0.58	0.51	35	11.1	0.57	0.45
45	12.6	0.42	0.36	50	11.7	0.39	0.33
60	13.2	0.33	0.28	60	12.0	0.34	0.29
				75	12.6	0.26	0.23

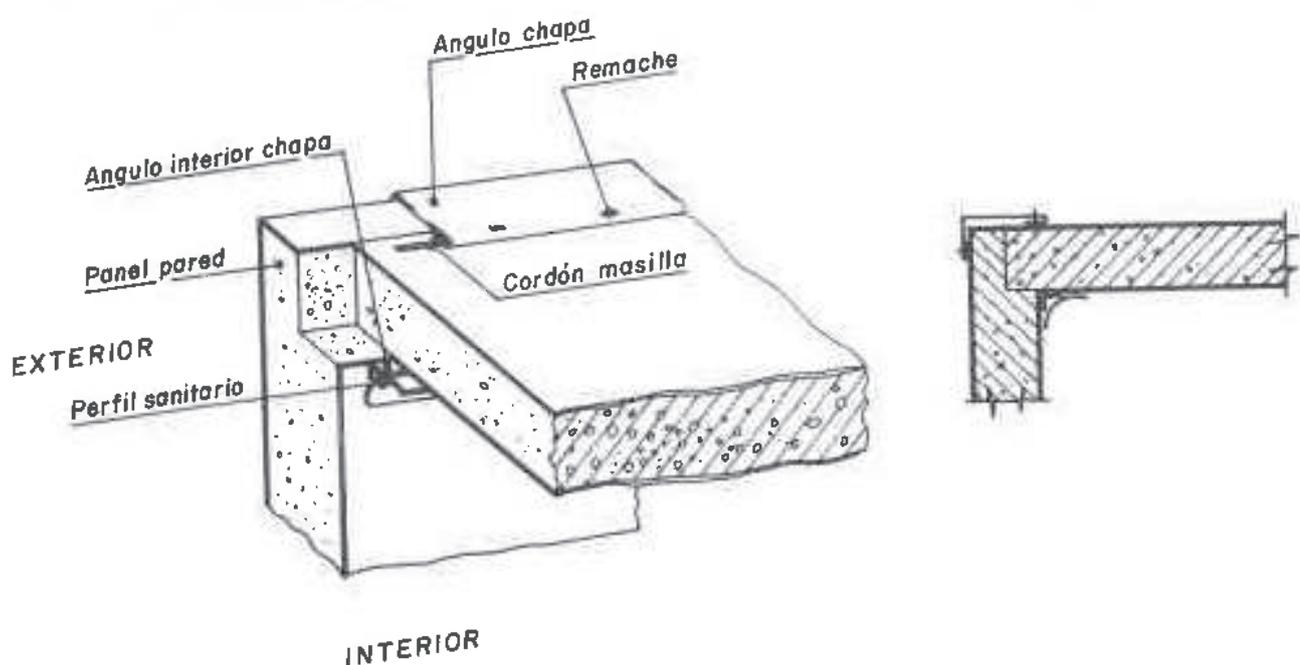
HURRE IBERICA, S.A. se reserva el derecho de introducir las modificaciones que considere convenientes.

Foto 7. Detalles de panel utilizado para cubiertas y cerramientos exteriores o interiores. Cortesía de Hurre Ibérica, S.A.

otro, a su constante reducción de precio, resultando en muchas ocasiones competitivos con las fábricas de ladrillo o bloque tradicionales, sobre todo cuando éstas deben ser aisladas. Presentan los paneles además la ventaja, de no necesitar barrera antivapor ya que las chapas de acero constituyen en si una barrera de vapor.

Además de lo anteriormente expuesto, esta solución mejora la estanqueidad de las cámaras, reduciendo las pérdidas frigoríficas.

Desde el punto de vista del acabado exterior, los paneles constituyen una solución muy adecuada ya que para ellos se fabrican todo tipo de remates, que permiten salvar incluso las máximas exigencias de la legislación técnico-sanitaria. Para asegurar la estanqueidad entre paneles, paredes y techos, etc., son complementos necesarios la espuma de poliuretano, la masilla butílica o la silicona.



Detalles de la unión de paneles techo-pared.

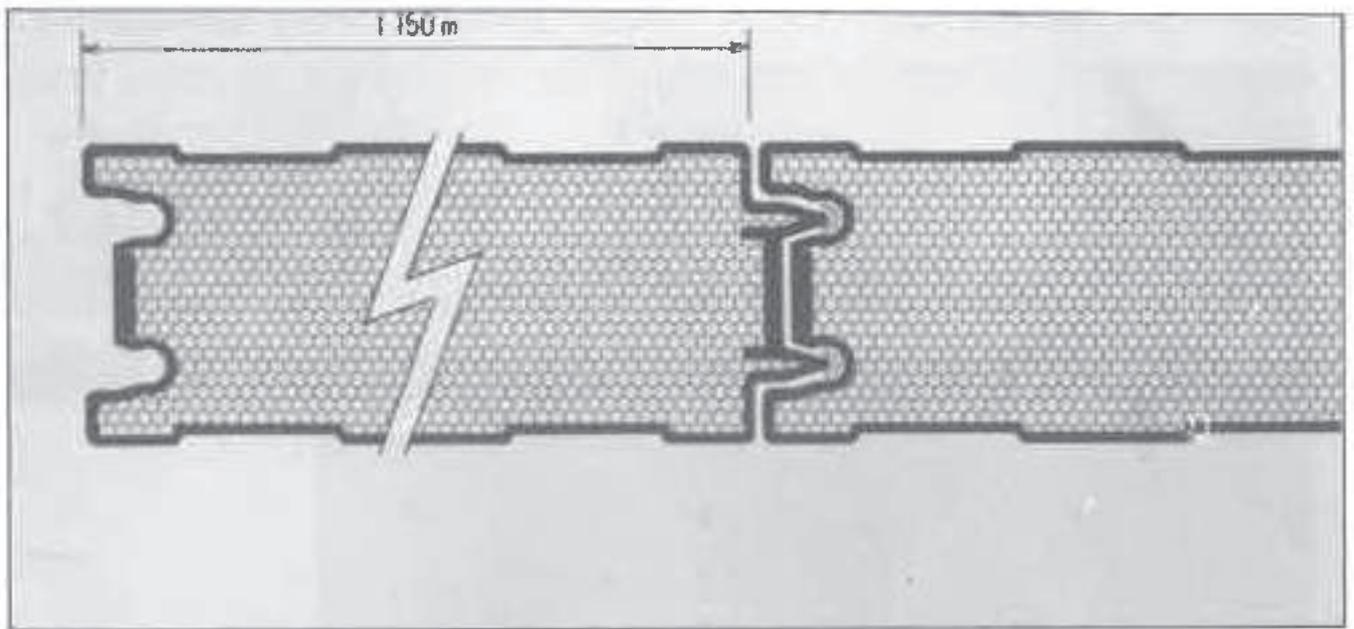
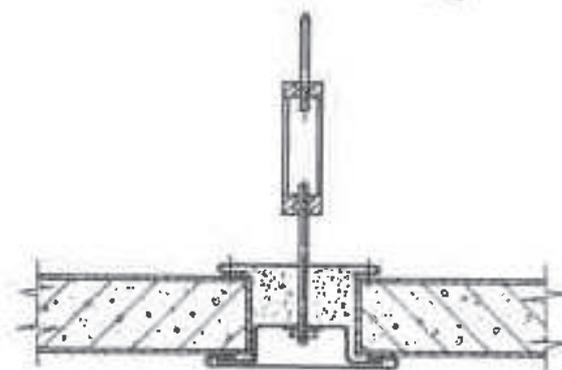
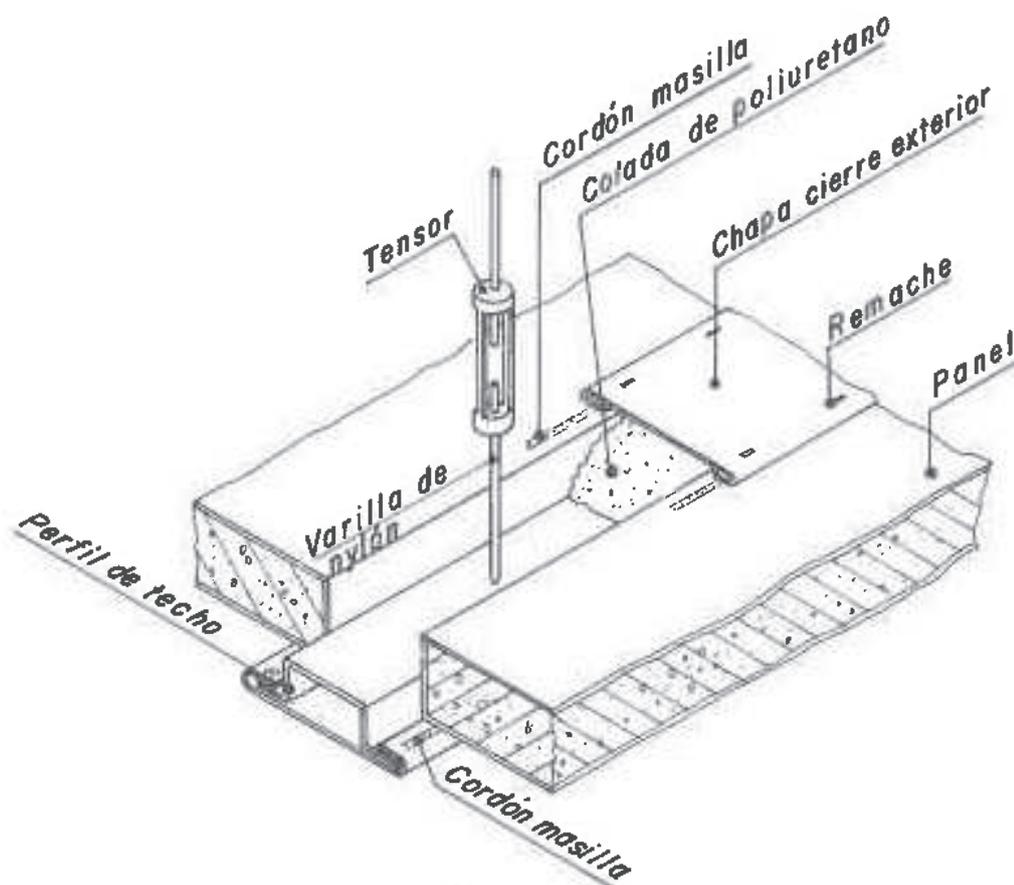


Foto 8. Detalle de la unión de paneles con junta seca.
Cortesía de Huurre Ibérica, S.A.



SECCION

Detalle: Suspensión de techos en cámaras.

Cuando se utiliza esta solución constructiva, tanto paredes como techos se construyen con paneles, pudiendo estos reforzarse mediante una estructura metálica auxiliar.

También suelen protegerse los paneles con muretes perimetrales, tanto interior como exteriormente, asegurando su estabilidad mecánica frente a golpes o vientos y facilitando al mismo tiempo en el interior de las cámaras una mejor recirculación del aire.

Finalmente, el aislamiento del suelo puede ejecutarse como en el caso anterior, mediante el uso de placas de poliuretano o de poliestireno expandido o extrusionado (en 2 o más capas) o mediante poliuretano proyectado. En cualquier caso deberá preverse la barrera antivapor en las cámaras de refrigeración, y en las de temperatura negativa, además, un sistema que evite la posible congelación del suelo. Se considera buena práctica colocar una lámina de polietileno sobre el material aislante, antes de proceder al hormigonado de la solera, evitando así que el agua que posee el hormigón pueda penetrar en el aislante y reducir sus buenas características aislantes.

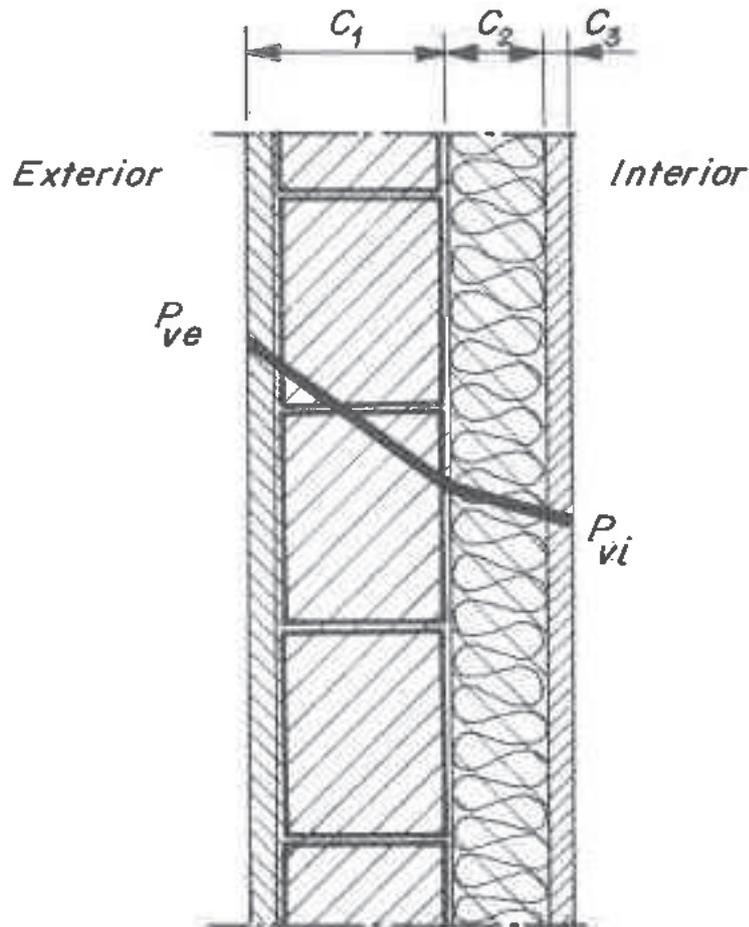
3.2. Barreras antivapor

3.2.1. Consideraciones previas: Temperaturas y presiones de vapor de agua

Como ya se indicó en el capítulo 3, el vapor de agua se difunde desde los puntos de mayor presión de vapor a los de menor presión de vapor. En la práctica, además de calcular el espesor de aislante que evite la formación de condensaciones, para lo cual la temperatura en cualquier punto de éste deberá ser superior a la temperatura de rocío (su cálculo puede verse en el capítulo citado), se establecen barreras antivapor que se sitúan por la cara caliente del aislamiento, con lo que se pretende evitar el paso o difusión del vapor de agua hacia el interior del aislamiento, evitando así su condensación aún cuando se alcanzase la temperatura de rocío.

En el caso de cámaras frigoríficas la temperatura a ambos lados del aislamiento suele ser diferente, así como la humedad relativa. En éstas la temperatura exterior suele ser mayor que la interior, pasando por tanto el flujo de calor desde el exterior hacia el interior, y de la misma manera las humedades relativas en ambos ambientes también serán diferentes. El aire exterior estará a una temperatura t_e , y a una humedad relativa H_{Re} , a la que corresponderá una determinada presión parcial de vapor P_{ve} ; el aire interior estará a una temperatura t_i , ($t_e > t_i$) y a una humedad relativa H_{Ri} , a la que corresponderá una

determinada presión parcial de vapor P_{vi} , entonces, al igual que representabamos gráficamente la caída de temperaturas desde el exterior al interior de un cerramiento aislado, si $P_{ve} > P_{vi}$, podemos obtener el siguiente gráfico, suponiendo un cerramiento compuesto por fábrica de bloques de hormigón prefabricados en el exterior, una capa homogénea de material aislante y un revestimiento interior del aislamiento:



En el dibujo puede observarse la caída de presión de vapor de agua para el caso de un cerramiento compuesto, donde:

c_1 = capa de fábrica de bloques revestida.

c_2 = capa de material aislante.

c_3 = capa de revestimiento interior.

Podemos realizar aquí el mismo análisis efectuado al estudiar la temperatura de rocío (ver capítulo 3). Supongamos un cerramiento de una cámara frigorífica cuya temperatura de régimen sea de $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$,

con una $HR_i = 80 \%$, siendo la temperatura exterior considerada de $25 \text{ }^\circ\text{C}$ y $HR_e = 60 \%$. Las presiones parciales de vapor de agua en el exterior y en el interior podemos determinarlas en el ábaco psicrométrico expuesto en el capítulo 3 o efectuar su cálculo mediante el procedimiento descrito en este mismo capítulo. En este caso, del ábaco citado se obtiene:

$$P_{ve} = 18'9 \text{ mm Hg.}$$

$$P_{vi} = 3'0 \text{ mm Hg.}$$

La diferencia de tensiones de vapor entre el exterior y el interior ($P_{ve} - P_{vi} = 15'9 \text{ mm Hg.}$), provocará el flujo de vapor desde el exterior hacia el interior, realizándose éste con mayor rapidez a medida que el cerramiento presente menor resistencia a su paso, dependiendo fundamentalmente de :

- La diferencia de presiones de vapor entre el exterior y el interior.
- La permeabilidad de los materiales que componen el cerramiento.
- El espesor de las capas de materiales que constituyen el cerramiento.

Si el cerramiento es compuesto, la caída de presión de vapor en las distintas capas, al igual que ocurre con la caída de temperatura, no será lineal, sino que presentará un perfil quebrado, del tipo expuesto en el gráfico anterior.

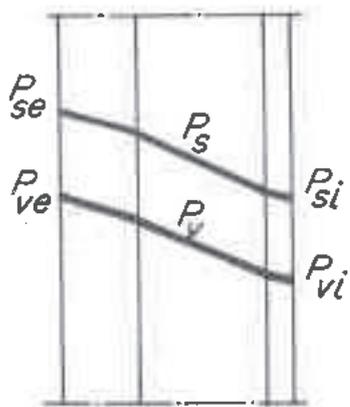
Siempre que la temperatura del aislante sea inferior a la temperatura de rocío, si no se establecen barreras antivapor, se producirán condensaciones; éstas, además de los perjuicios que pueden acarrear al cerramiento y los de tipo económico (por aumento de la conductividad térmica), pueden provocar daños importantísimos cuando la temperatura alcanzada en el cerramiento donde se producen las condensaciones es negativa, ya que en este caso el vapor de agua puede congelarse, con el consiguiente aumento de volumen y rotura de los cerramientos.

Si la curva de presiones de saturación es constantemente superior a la de presiones parciales de vapor, no se producirán condensaciones del vapor de agua en el interior del cerramiento.

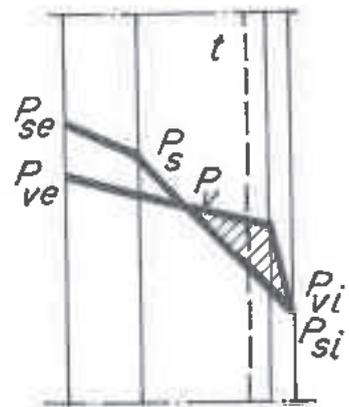
Si la curva de presiones de saturación alcanza valores inferiores, en algún punto del cerramiento, a la de presiones parciales, en la zona del cerramiento donde se den estas condiciones se producirán condensaciones en el espesor o zona del cerramiento donde se den estas condiciones. Si entre tramo existiese una temperatura inferior a $0\text{ }^{\circ}\text{C}$, se producirá la congelación del vapor de agua.

Si $t > 0\text{ }^{\circ}\text{C}$, no habrá congelación en ese punto.

Si $t < 0\text{ }^{\circ}\text{C}$, habrá congelación en ese punto.

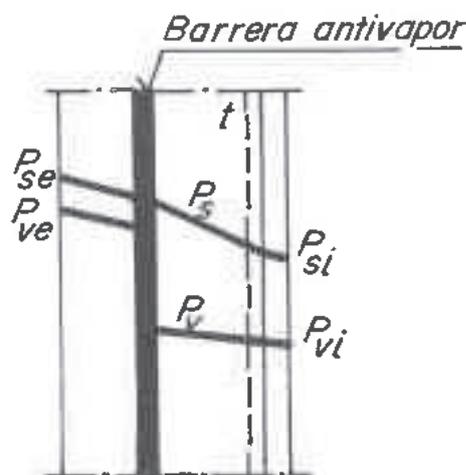


a) No hay condensaciones



b) Hay condensaciones

Si en la figura b) se coloca una pantalla antivapor, constituida por materiales impermeables al vapor de agua, tendremos:



c) Efecto de la barrera de vapor.

3.2.2. Barreras antivapor. características y materiales

3.2.2.1. Características

De lo expuesto hasta el momento se deduce la necesidad de establecer barreras antivapor en las cámaras frigoríficas, ya que con ello conseguiremos:

- a) Mantener el valor de la conductividad térmica del material aislante.
- b) Evitar deterioros en el aislante y en la obra de albañilería que constituye los paramentos verticales u horizontales.
- c) Un menor consumo energético y mayor vida útil tanto de cerramientos y de materiales aislantes como de la maquinaria frigorífica.

Su ejecución debe ser esmerada, además de:

- Estar situada en la cara caliente del aislamiento.
- No dejar discontinuidades en ningún punto del perímetro aislado.
- Estar constituida por materiales muy impermeables al vapor de agua (prácticamente nula).

3.2.2.2. Materiales

Para el establecimiento de barreras antivapor se utilizaron, inicialmente, materiales como betunes, asfaltos en caliente, alquitranes o emulsión de oxiasfalto en caliente. En la actualidad estos materiales prácticamente no se utilizan debido a los inconvenientes que presentan, como son:

- Olor más o menos desagradable.
- Preparación y aplicación más engorrosa que otros materiales.

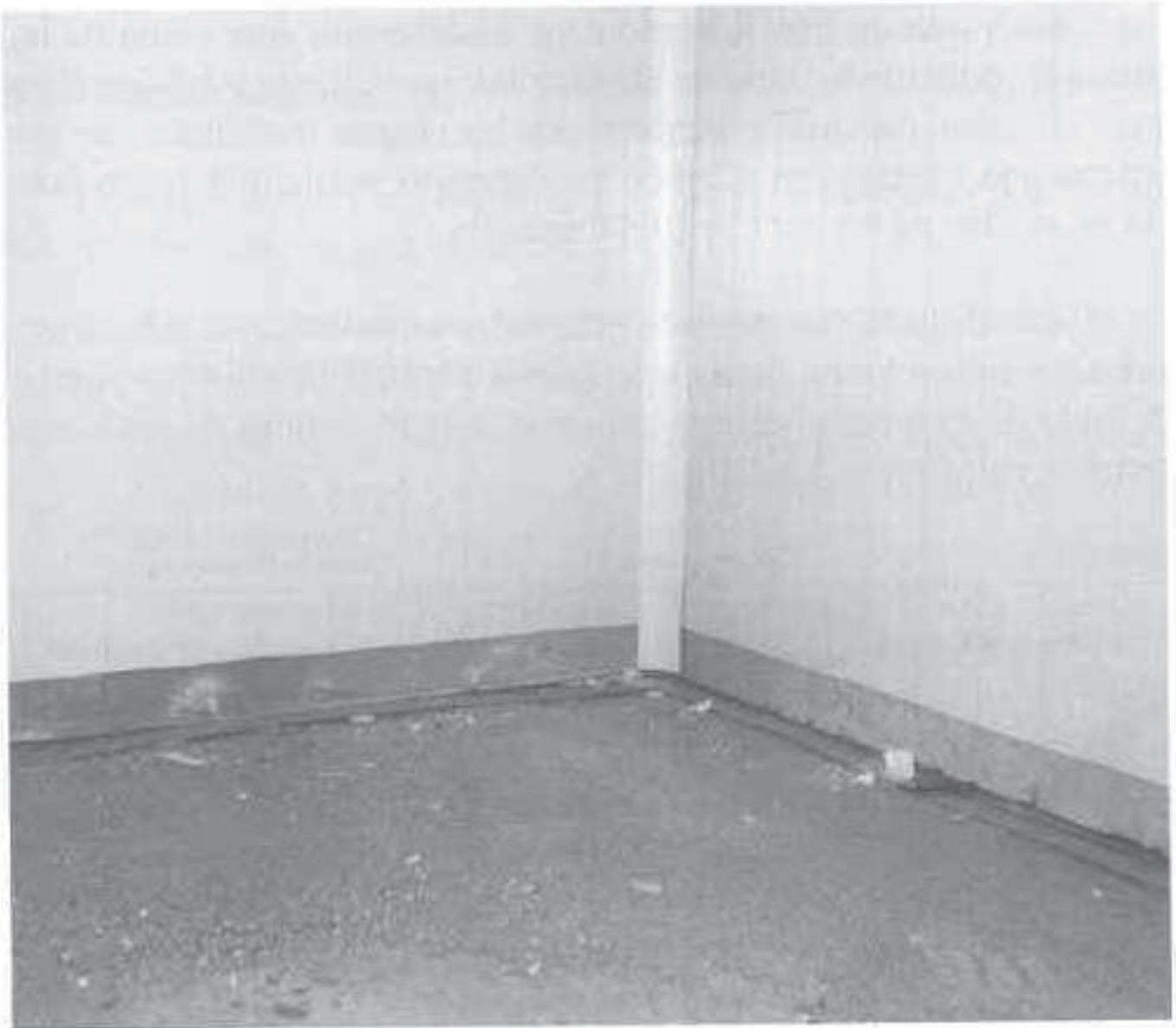


Foto 9. Aspecto que presentan la presolera y los paneles aislantes antes de aplicar la barrera antivapor. Detalle de perfil sanitario curvo en el ángulo formado por los dos paramentos verticales.

- Necesitan más tiempo para su secado.
- Incompatibilidad con determinados materiales aislantes celulares por la temperatura de aplicación en el proceso de impregnación (Rapin, 1982).

Estos materiales fueron sustituyéndose por las emulsiones acuosas bituminosas en frío, los productos soldables en obra como las láminas de polietileno, láminas de aluminio-polietileno o telas asfálticas con o sin aluminio y también por las chapas metálicas, que generalmente constituyen además un elemento estructural como ocurre en el caso de los paneles prefabricados.

El uso de cada uno de estos materiales se recomienda para determinadas aplicaciones, desaconsejándose algunos de ellos para otras. A título de ejemplo podemos indicar el uso de algunos de estos materiales, en cámaras frigoríficas:

Material	Tipo de cámara	Tipo de aislamiento
Emulsión bituminosa en frío.	Cámaras de refrigeración.	Poliuretano proyectado <i>in situ</i> . Placas de poliuretano. Placas de poliestireno expandido. Otros.
Láminas asfálticas con o sin aluminio.	Cámaras de refrigeración. Cámaras de congelación. Cámaras de conservación de congelados.	Idem anterior.
Láminas de polietileno.	Idem anterior.	Idem anterior.
Chapa metálica	Idem anterior.	Generalmente como elemento constructivo de paneles.

En el caso de cámaras de temperatura negativa adquieren especial interés las láminas asfálticas solas o con láminas de aluminio.

Éstas presentan la ventaja frente a las emulsiones bituminosas en frío de evitar las discontinuidades en la barrera de vapor, en caso de agrietamiento de cerramientos o soleras, gracias a su extensibilidad.

3.3. Revestimientos

Tradicionalmente los materiales aislantes se revestían por distintas razones entre las que destacan:

- Razones mecánicas. Las protecciones evitan la rotura accidental del material aislante.
- Son una protección contra la penetración de agua, acción de un posible fuego y evitan el crecimiento de microorganismos en el aislante.
- Presentan superficies lisas que facilitan su limpieza y permiten cumplir con las reglamentaciones técnico-sanitarias.

3.3.1. Paredes

Con la utilización de la espuma de poliuretano proyectado, se han aislado bastantes cámaras frigoríficas para la conservación de frutas y hortalizas en los últimos años, sin revestimiento por el interior de la cámara, quedando el aislante al descubierto. En el caso de las industrias cárnicas y otras donde la legislación era más exigente, cuando se utilizaba este aislante, u otro, se protegía con un revestimiento adecuado. En la actualidad, las cámaras existentes sin revestimiento interior, acabadas con espuma de poliuretano visto, se están comenzando a proteger por exigencias de los propios compradores de las grandes cadenas de supermercados extranjeros unas veces y por iniciativa de la propia empresa, para mejorar su conservación, limpieza e imagen, en otras (las menos). Los revestimientos utiliza-

dos en estos casos suelen ser chapas de acero galvanizadas y lacadas, los materiales plásticos y las fibras de vidrio con resinas de poliéster.

Los revestimientos utilizados antiguamente estaban constituidos por mortero de cemento (generalmente) tratado superficialmente con pinturas lavables y productos antifúngicos o bien tras acondicionar la superficie del aislante con mortero de cemento, mallas metálicas, etc., se chapaba el paramento mediante piezas cerámicas o de terrazo.

En la actualidad, los paneles aislantes provistos de chapas metálicas prelacadas están desplazando a las otras soluciones, incluso en el caso de la industria cárnica.

3.3.2. *Suelos*

En el caso del suelo, el proceso seguido en su ejecución es el siguiente: sobre el terreno compactado se extiende una capa de hormigón de limpieza que con un espesor de 5 a 10 cm permite nivelar el suelo y mediante un fratasado más o menos fino permitirá aplicar o disponer la barrera antivapor antes de ser aislado. Una vez aislado, se extenderá una capa de hormigón (H-175 o de mayor resistencia, generalmente), de unos 12-15 cm de espesor, provista de mallazo de reparto y acabada mediante fratasado mecánico, adicionándole previamente una mezcla de cuarzo y cemento con objeto de constituir un pavimento antideslizante de gran resistencia a la rodadura de las carretillas elevadoras y a los golpes; esta mezcla puede ir provista de un pigmento que le dará el color deseado, o bien puede acabarse con una pintura adecuada, con un mortero epoxi, con resinas epoxi o mediante un solado de las características deseadas; es decir, se elige el acabado en función del uso de la cámara.

Sobre el suelo se suele levantar un murete de hormigón armado de unos 30-50 cm. de altura y de unos 8-15 cm. de espesor, que protegerá las paredes de golpes accidentales, facilitando al mismo tiempo la circulación del aire en la cámara.



**Foto 10. Nave con cerramientos exteriores y cubierta de paneles aislantes.
S. Coop. Gregal.**

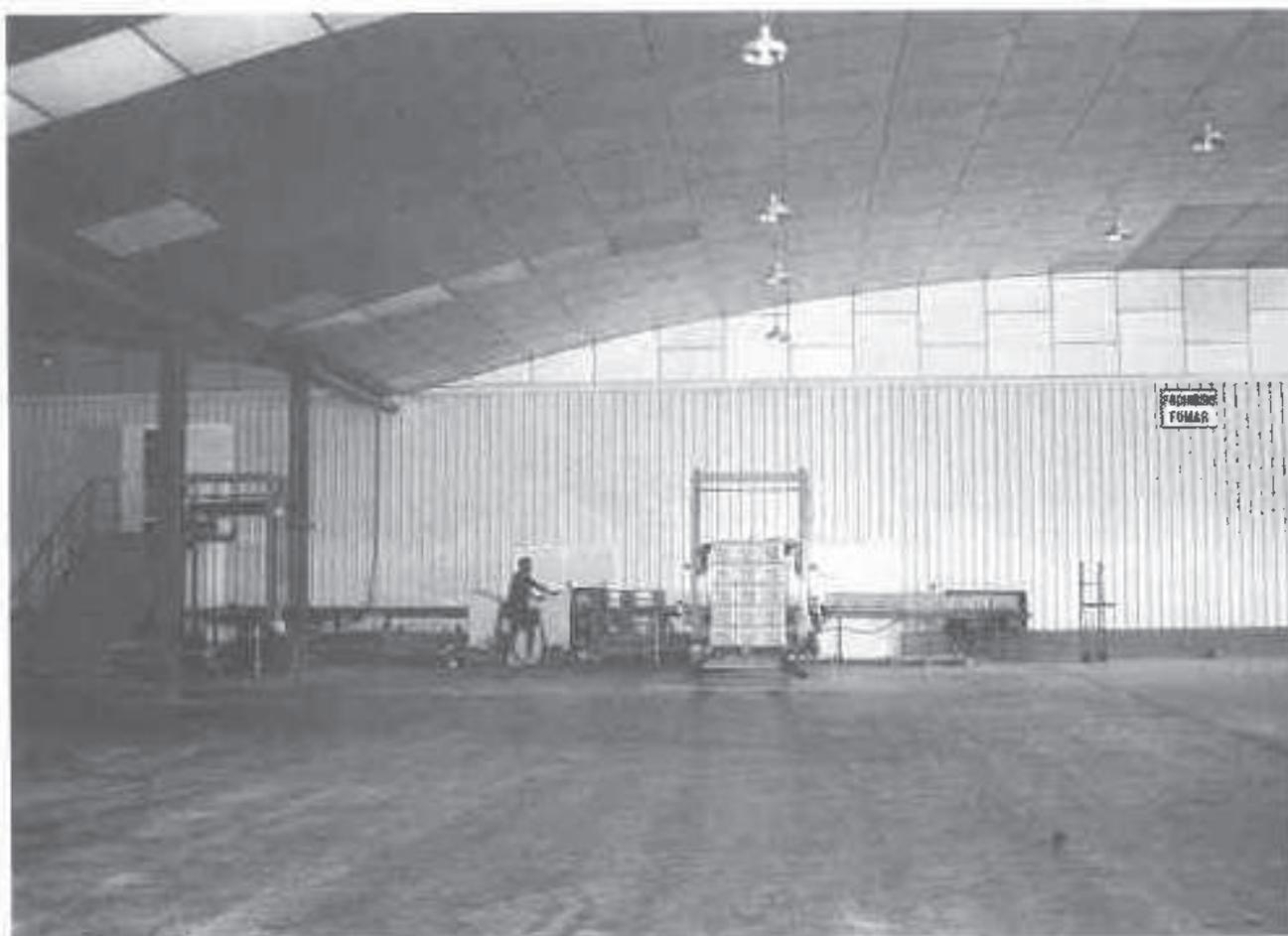


Foto 11. Paramento vertical construido con paneles aislantes de poliuretano, acabado en zona superior con placas aislantes de fibra de vidrio recubiertas exteriormente de papel aluminio, al igual que las utilizadas para el aislamiento de la cubierta. S. Coop. Gregal.

Cuando las cámaras son de temperatura negativa, deben adoptarse soluciones que eviten la congelación del suelo.

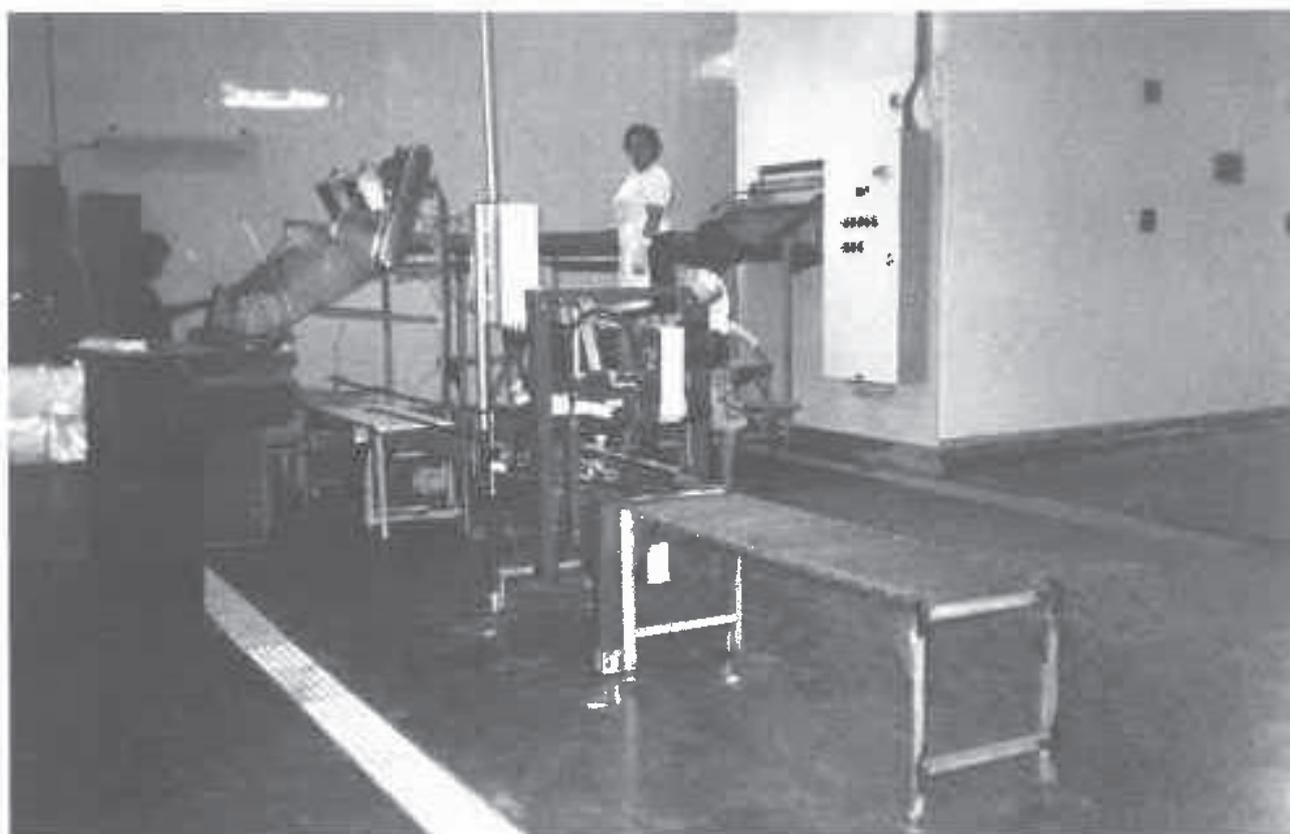


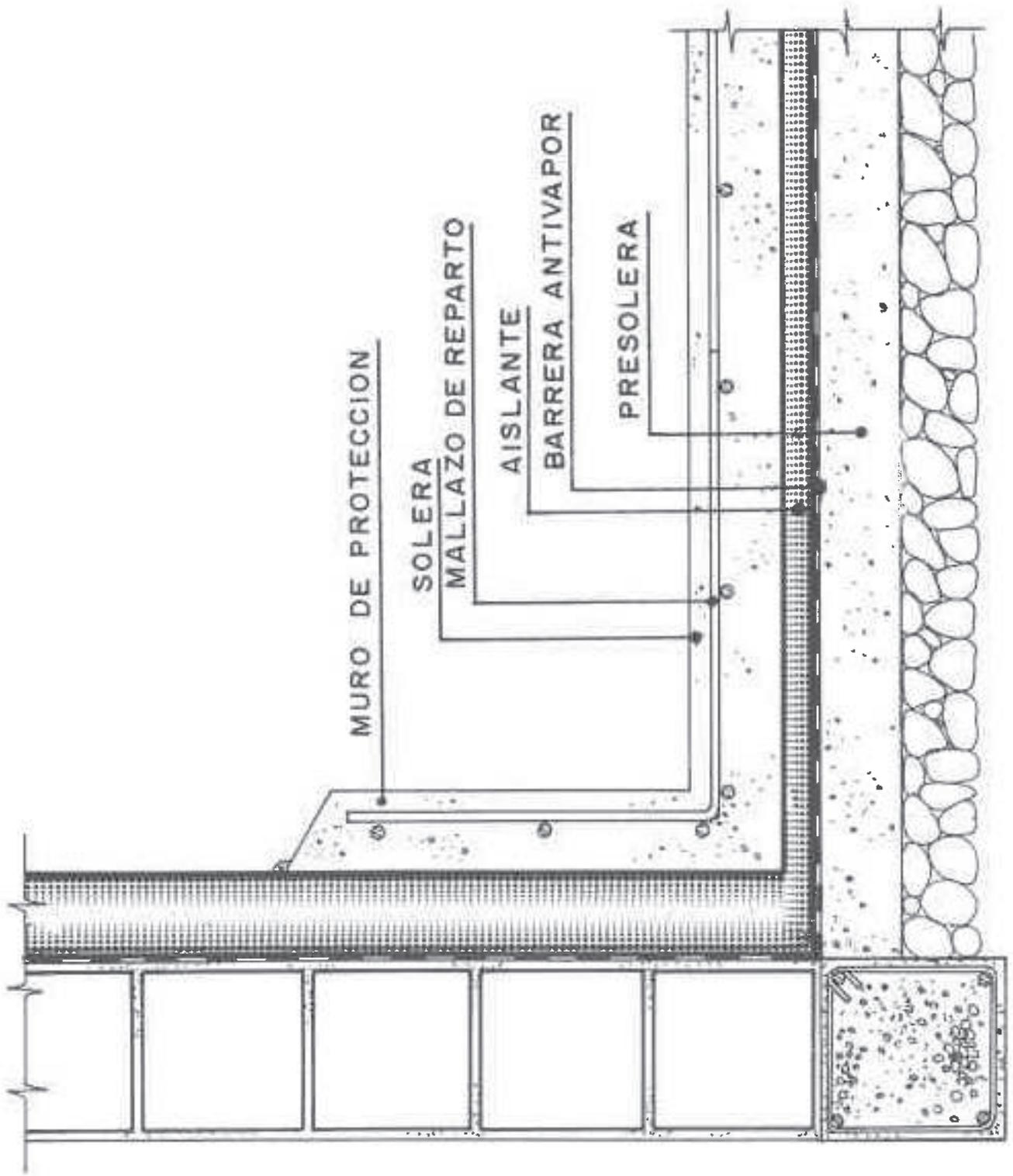
Foto 12. Detalle de línea de envasado a granel en la salida de un tunel de congelación de lecho fluido.

3.3.3. Techos

Para los techos pueden tenerse en cuenta las mismas consideraciones hechas para paredes, debiendo construirse a una altura adecuada para evitar golpes con los palets al ser manejados con carretillas elevadoras.

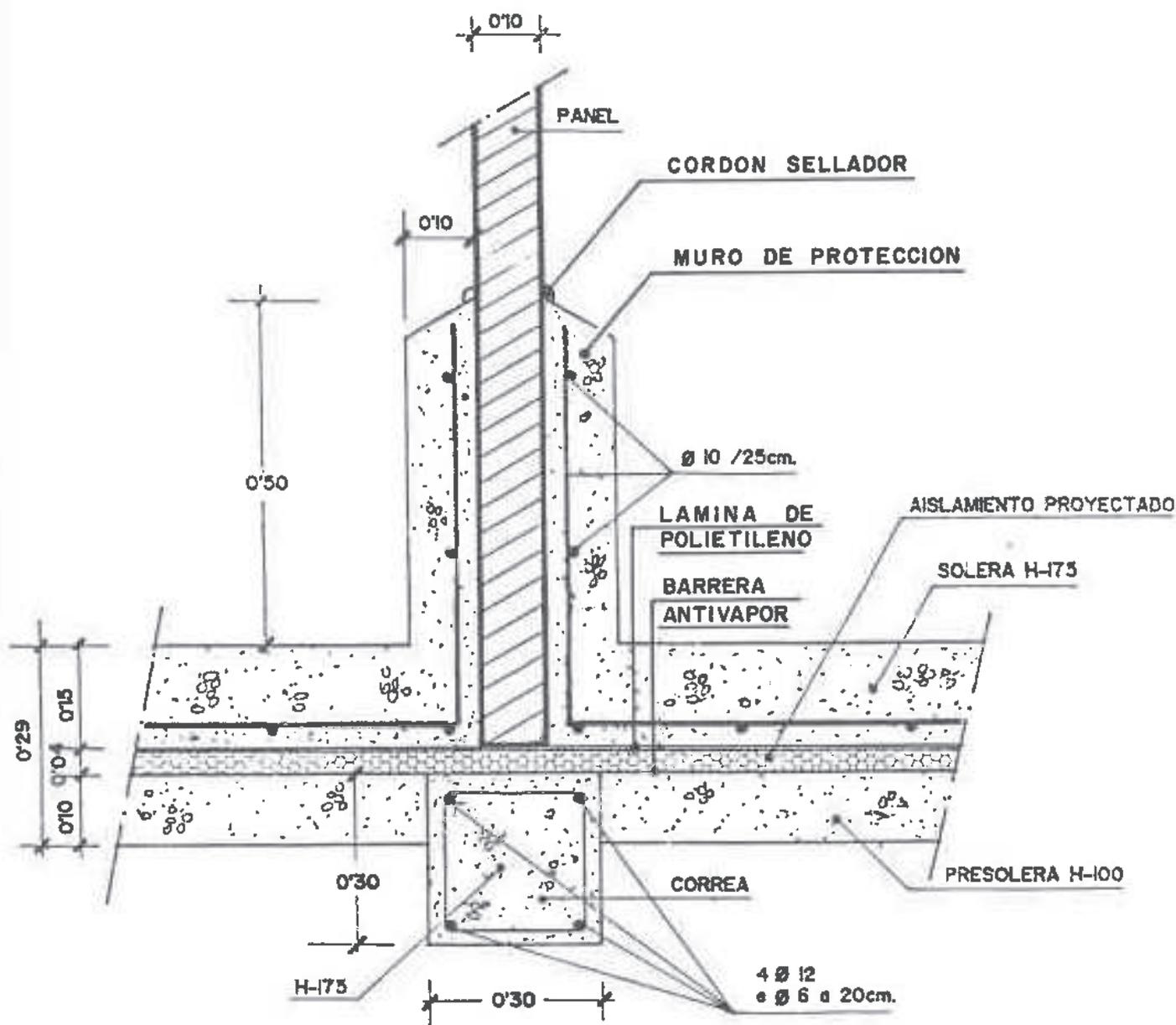
3.4. Válvulas de equilibrado de presiones

Algunos aspectos relacionados con el funcionamiento y manejo de las cámaras frigoríficas como son: puesta en marcha de las cámaras, descongelación de evaporadores, entradas importantes de mer-



Detalle en cámara frigorífica
de refrigeración aislada,
con poliuretano proyectado
in situ.

cancia, introducción rápida de gases, etc. pueden provocar sobrepresiones o depresiones en el interior de las cámaras. Los daños provocados por este efecto pueden ser muy graves, por lo que debe preverse el equilibrado de presiones de manera automática entre el ex-



Detalle montaje de paneles interiores de cámaras.

terior y el interior del recinto frigorífico; con este objeto, y sobre todo, en cámaras de temperatura negativa se instalan elementos para el equilibrado de presiones, estando provistos de válvulas móviles estancas, una de admisión y otra de escape, reguladas para actuar, generalmente, a partir de una presión de 10 mm. c.d.a., permitiendo el equilibrado entre las presiones exterior e interior.

Cuando las cámaras son de temperatura negativa suelen estar provistas de un sistema de calentamiento para evitar la formación de hielo y facilitar su funcionamiento.

Una fórmula utilizada para el cálculo del número de válvulas para el equilibrado de presiones (Torres, 1993) es la siguiente:

$$\text{Núm. V.} = \frac{1'3 V}{t' (273 - t)},$$

donde:

Núm. V = Número de válvulas calculado.

V = Volumen de la cámara (m³).

t' = Variación de temperatura x tiempo (minutos x °C).

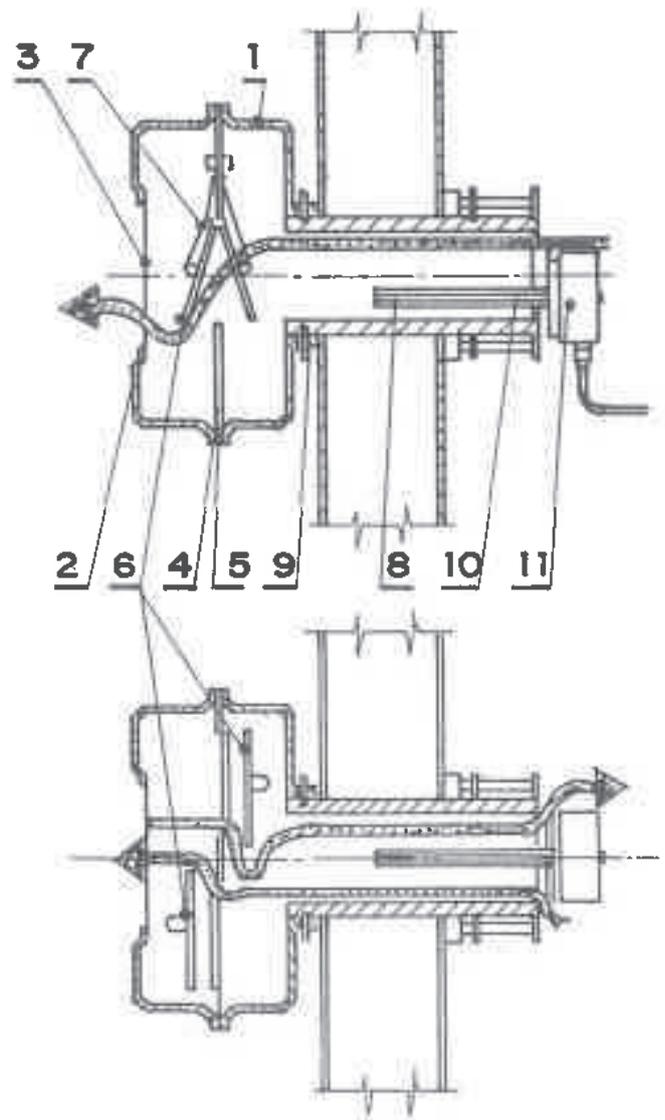
t = Temperatura en el interior de la cámara (°C).

1'3 y 273 = Constantes.

Ejemplo. Sea una cámara frigorífica de conservación de congelados, con un volumen de 6.000 m³, con una temperatura de régimen de - 20°C y t' = 15 minutos para 1°C.

$$\text{Núm. V.} = \frac{1'3 V}{t' (273 - t)} = \frac{1'3 \cdot 6000}{15 (273 - 20)} = 2'05 \text{ válvulas.}$$

1. Caja exterior en aluminio fundido.
2. Tapa en poliestireno anti-choque con rejilla de protección.
3. Rejilla de protección inoxidable.
4. Pletina en aluminio anodizado con junta de estanqueidad.
5. Junta de estanqueidad.
6. Membranas móviles en aluminio anodizado con Neopreno para estanqueidad.
7. Resortes en acero inoxidable, que mantienen las membranas cerradas.
8. Tubo de fibrocemento pasante, contenedor de la cana calefactora.
9. Juntas de estanqueidad.
10. Caja calefactora 25 W-220 V. con toma de tierra.
11. Caja de conexión.



Estructura básica de una válvula de seguridad para equilibrado de presiones.

3.5. Puertas

Las puertas son elementos de las cámaras frigoríficas que se encuentran sometidas frecuentemente a un uso muy importante, por lo que sus características constructivas y mecánicas deberán cumplir las máximas exigencias.

Al ser las puertas elementos que sustituyen al cerramiento y al aislante en determinadas superficies de las paredes de las cámaras, deberemos exigirles las mismas características que a ambos, además de las propias por la función que desempeñan. Entre las cualidades más destacables citaremos:

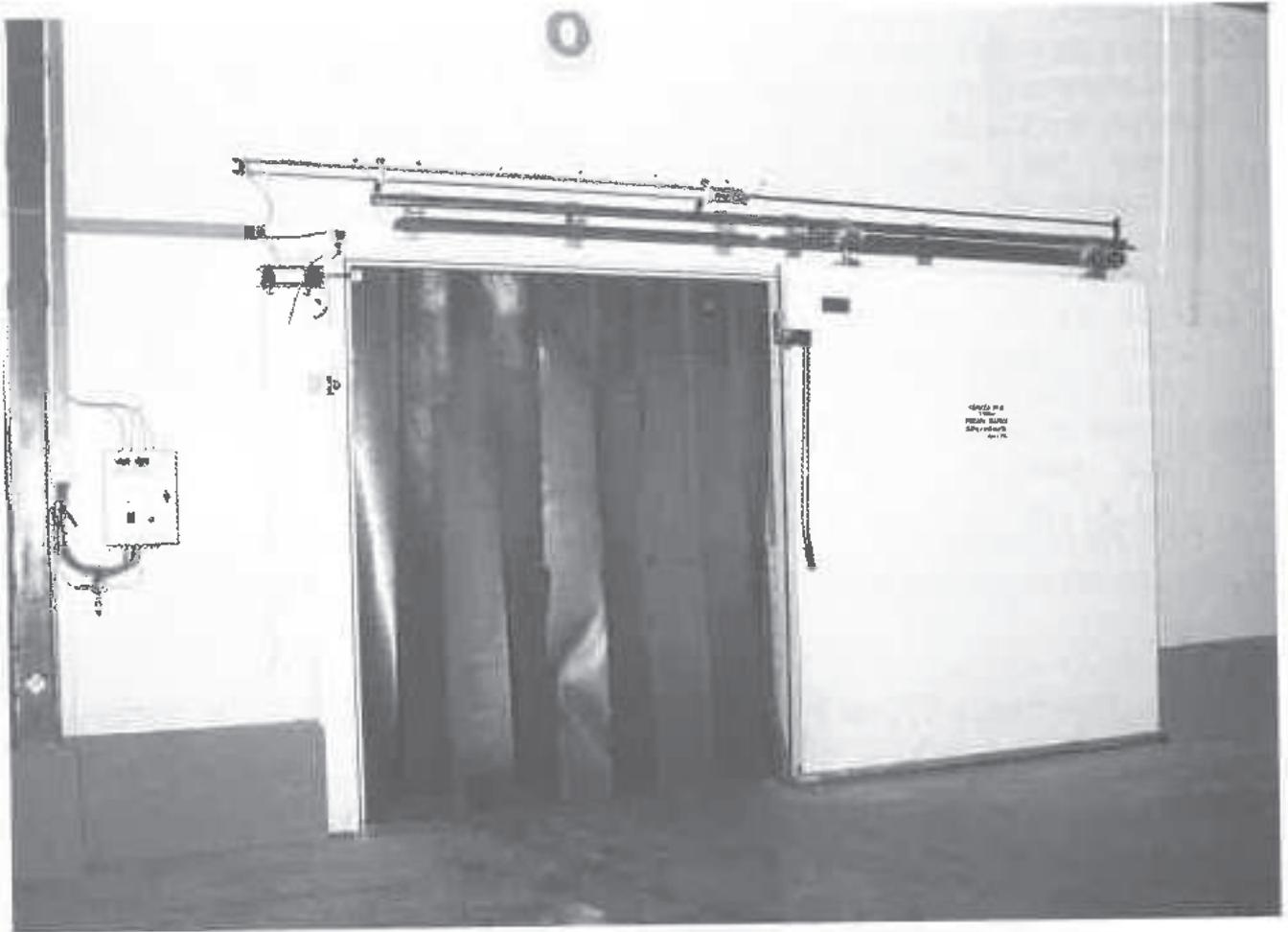


Foto 13. Detalle de puerta frigorífica con mecanismo de apertura neumático y de contrapuerta de lamas de PVC. Obsérvese el bordillo de hormigón para protección de paneles contra golpes. S. Coop. Gregal.

- Que sea isoterma, es decir, deberá estar aislada adecuadamente, utilizándose generalmente en la actualidad el poliuretano como material aislante.
- Que sea estanca al vapor de agua y al aire.
- Que sea resistente a golpes, a su repetida apertura y cierre, indeformable y de construcción ligera para facilitar su uso.
- Que sea de dimensiones y características adecuadas al tipo de cámara, sistema de trabajo, elementos de transporte interno utilizados y de fácil mecanización para su apertura y cierre.

Los marcos o bastidores suelen ser de madera y en ocasiones pueden ser metálicos (caso de puertas basculantes o de guillotina, utilizadas generalmente en muelles de carga).

3.5.1. Tipos de puertas según el modo de apertura

- Pivotantes.
- Correderas.
- Guillotina.
- Basculantes.

Las puertas pivotantes o abatibles (se abaten sobre un eje situado en el marco, constituido generalmente por tres bisagras), suelen ser de pequeñas dimensiones. En este caso, salvo instalaciones antiguas no permiten el paso de carretillas elevadoras.

Se ha utilizado bastante este tipo de puertas en la industria cárnica, como en el caso de los mataderos, donde la mercancía suspendida de railes no precisa del uso de carretillas elevadoras, siendo puertas de dimensiones aproximadas 1,2 - 1,4 m. de ancho por 2,7 - 3,5 m. de altura incluyendo la capilla para el paso del rail (cuando existe) o de 2 - 2,2 m. de altura cuando no existe rail.

Las puertas correderas, cuyo uso se ha extendido más durante los últimos años, precisan un menor espacio para su apertura, ya que corren paralelas a la pared o cerramiento de la cámara mediante una



**Foto 14. Puertas con capillas que permiten el paso de los raíles aéreos.
Matadero Industrial Torre Pacheco, S.A.**

guía, En este caso, al iniciarse la apertura de la puerta, esta se levanta mediante una pendiente en el rail de suspensión para facilitar su apertura y cierre, evitando que las lengüetas que hacen de burlete y aseguran la estanqueidad rocen sobre el suelo durante la apertura y cierre. Igualmente, en las puertas pivotantes el levantamiento de la puerta para evitar este mismo problema se obtiene por medio de rampas helicoidales montadas en las bisagras.

Las puertas correderas suelen ser de dimensiones superiores a las pivotantes, de 1,8 - 2,2 m. de anchura y de 2,8 - 3 m. de altura. Estas permiten una fácil mecanización de la apertura y cierre mediante un mecanismo de accionamiento neumático (generalmente).

Tanto las puertas de guillotina como las basculantes se utilizan con poca frecuencia, restringiéndose su uso, generalmente, a muelles de carga de productos refrigerados y congelados donde suele existir un recinto aislado.



Foto. 15. Puertas de guillotina en abrigos de muelles de carga. Las plataformas de los muelles son de altura regulable.

La apertura automática de puertas queda plenamente justificada cuando la frecuencia de uso es alta, constituyendo hoy una tendencia

bastante generalizada en las cámaras de conservación de productos congelados, evitándose gran cantidad de tiempos muertos y por tanto aumentando el rendimiento de operarios, de las carretillas elevadoras y reduciendo las pérdidas de frío.

3.5.2. *Tipos de puertas según el material constructivo*

- Madera.
- Madera y metal.
- Materiales plásticos.

Las puertas de madera puede decirse hoy que corresponden al pasado, aunque todavía pueden observarse en instalaciones antiguas.

Las puertas constituidas por madera y recubiertas de una lámina de metal, que suele ser acero galvanizado y lacado o acero inoxidable, son hoy las más utilizadas. Estas cumplen las máximas exigencias técnico - sanitarias.

Las puertas constituidas por materiales plásticos o acabadas con materiales plásticos suelen utilizarse como contrapuertas en cámaras frigoríficas, siendo generalmente transparentes en la parte superior y dotadas de un material más resistente a los golpes en la parte inferior. Este tipo de puertas también se utilizan en zonas refrigeradas de trabajo como salas de despiece, obradores, salas de envasado, etc.

3.5.3. *Resistencias de calentamiento*

La utilización de resistencias de calentamiento es imprescindible en las puertas de las cámaras frigoríficas de temperatura negativa, ya que la junta entre la puerta y su marco son la zona más débil del aislamiento y por tanto por donde el vapor de agua puede penetrar, condensarse y congelarse, pudiendo impedir o dificultar la apertura posterior de la puerta. Para evitar la formación de hielo en esta junta se instalan resistencias en el marco que permiten mantener la tempe-



Foto 16. Puerta abatible aislada, con mirilla, para salas de trabajo refrigeradas y con protección de aluminio. Cortesía de Vizquete, S.L.

ratura en esta zona a un nivel igual o superior a la del ambiente exterior, con lo que se evitan las condensaciones de vapor de agua y su posterior congelación.

Con este objeto, se colocan junto a los marcos de las puertas transformadores de tensión que alimentan a baja tensión a las resistencias blindadas dispuestas en el marco, que a su vez disponen de una placa de latón superpuesta que transmite el calor de una forma uniforme. La temperatura que se alcanza en esta zona suele estar entre 30 - 40°C, permitiendo además mantener la junta de caucho existente con una flexibilidad adecuada, lo que aumenta la estanqueidad de la junta.

3.5.4. *Apertura de puertas*

La apertura de puertas se realiza tanto desde el exterior como desde el interior de las mismas, debiéndose asegurar sobre todo la apertura fácil desde el interior, independientemente del sistema de apertura automático, si existiese.

En ocasiones algunas puertas, y sobre todo las contrapuestas suelen abrirse por la acción de un carro o de una carretilla elevadora a su paso por ellas. Para evitar el deterioro que los sucesivos impactos de los elementos de transporte pueden producir sobre estas puertas, se protegen en la zona de impacto mediante defensas de chapa de acero inoxidable, de materiales plásticos o de láminas de caucho que dificultan su deterioro.

Por último, resulta imprescindible en las cámaras de temperatura negativa, como ya se ha indicado, la colocación de resistencias eléctricas que impidan la condensación y congelación del vapor de agua, evitando así que la puerta y el marco queden unidos por el hielo. En estas cámaras también deberán tenerse en cuenta las medidas de seguridad prescritas por el Reglamento de Seguridad de Plantas e Instalaciones Frigoríficas como son la existencia de alarmas luminosas y sonoras en el exterior que se



Foto 17. Puerta de PVC con bastidor metálico. Cortesía de G. Torres.

accionan desde el interior y la existencia de un hacha de bombero junto a la puerta.

Asimismo conviene instalar alumbrado de emergencia sobre las puertas de las cámaras en previsión de accidentes, en caso de fallo del sistema de iluminación.

3.6. Prevención de congelación del suelo

En las cámaras de conservación de congelados y en las de congelación, la temperatura superficial exterior en el suelo puede ser negativa, pudiéndose producir la congelación del vapor de agua que haya condensado sobre esta superficie si no existe una circulación de aire que evacue el frío que atraviesa el aislante.

En estos casos, la ejecución de la solera de la cámara debe ir precedida de la construcción de un vacío sanitario que permita la circulación del aire, si la cámara no está construida en una planta alta de un edificio.

Para que el aire circule por el vacío sanitario evacuando las frigorías que atraviesan el aislante, de modo natural es preciso prever una pequeña diferencia de cotas entre el orificio de entrada y salida del aire en el vacío sanitario. En el caso de que no sea posible esta diferencia de cotas, se podrá recurrir a su ventilación mecánica.

Cuando no sea posible construir el vacío sanitario, puede también recurrirse al calentamiento del suelo mediante la colocación de resistencias que trabajan a baja tensión, como en el caso de las puertas, manteniendo la temperatura del suelo por encima de 0°C o también puede recurrirse al calentamiento del suelo por otros sistemas como el que resulta de colocar tuberías embutidas en el mismo y por el que circula agua glicolada caliente que puede obtenerse a través de un intercambiador de calor colocado en la sala de máquinas frigoríficas. Este último sistema supedita su funcionamiento al funcionamiento de la instalación.



**Foto 18. Cámaras frigoríficas con puertas correderas de apertura manual y puertas abatibles con mirilla y protección inferior contra golpes. Observense los tubos metálicos para protección de paneles aislantes y el acabado del suelo mediante pintura de resinas epoxi.
Cortesía de Vizuite, S.L.**

De entre los sistemas citados resulta evidente que la construcción de un vacío sanitario que permita la circulación del aire, es el sistema más recomendable por lo que en la práctica es el más usado.

El empleo de estos sistemas de calefacción del suelo evitará la congelación del agua y la rotura de los suelos.

El proceso de congelación de un suelo, si no se toman las medidas anteriores será más o menos largo, pero el frío que penetre hacia el suelo se irá acumulando, pudiendo congelar el vapor de agua condensado, levantar el suelo resquebrajándose la barrera antivapor, permitirá el ascenso del vapor de agua hacia la solera de hormigón y su posterior congelación, con lo que en poco tiempo podrá romperse incluso la solera de la cámara.

3.7. Desagües

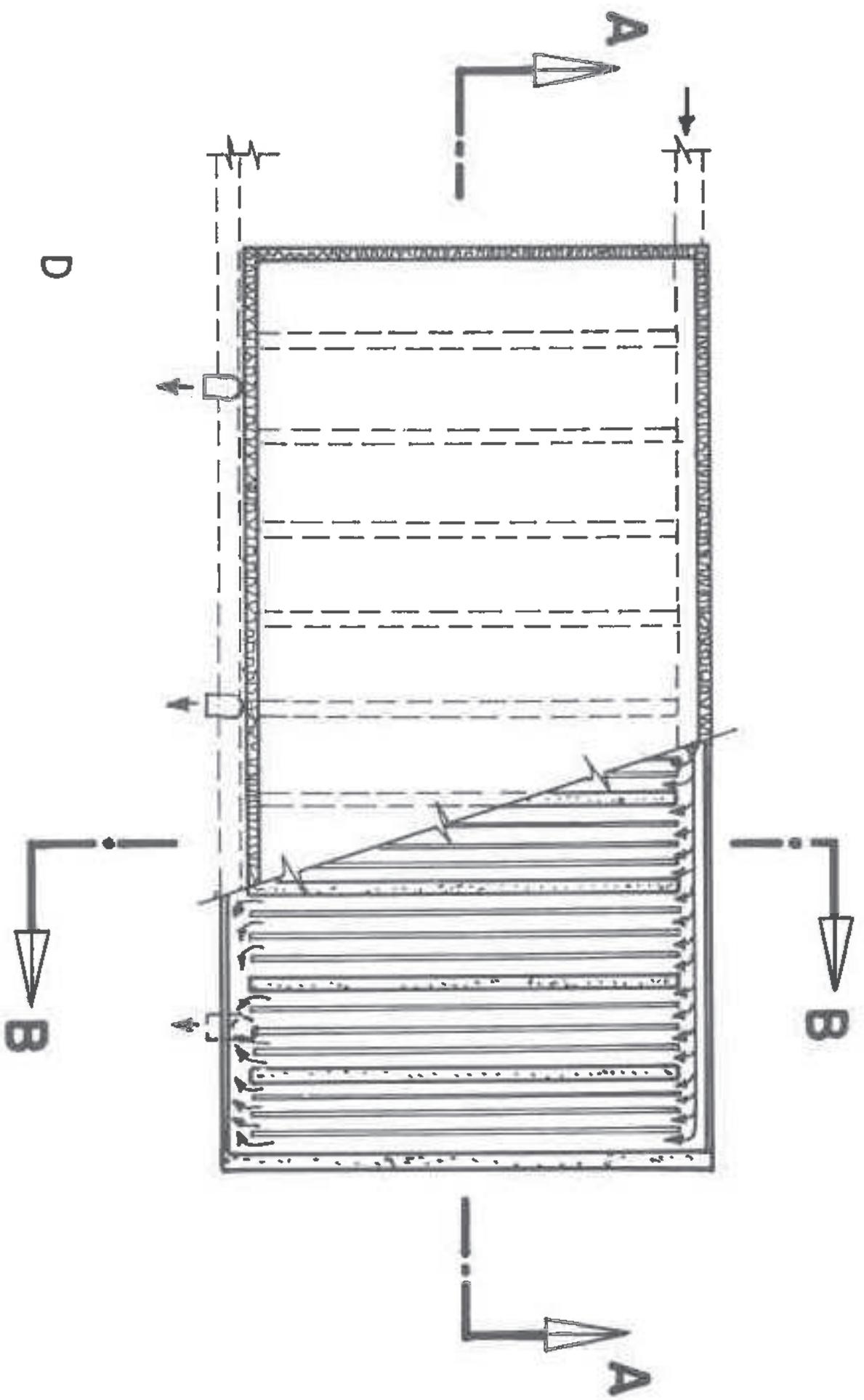
Los desagües deberán ser sifónicos para impedir el retroceso de olores y estarán dotados de rejilla que impida la entrada de roedores o de insectos a las cámaras frigoríficas.

La pendiente dada a la solera debe ser mínima ya que de lo contrario las pilas de cajas o palets almacenados pueden alcanzar inclinaciones excesivas.

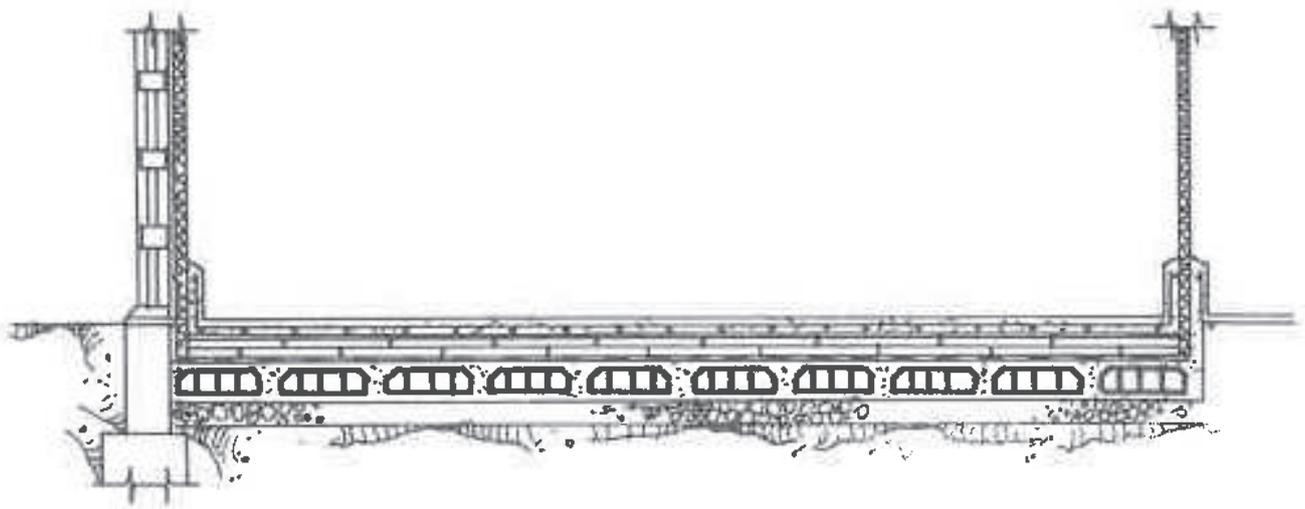
Cuando el producto almacenado se encuentra en estanterías o suspendido de railes, las pendientes pueden ser mayores, facilitándose la limpieza con agua.

3.8. Ventanas para renovación de aire

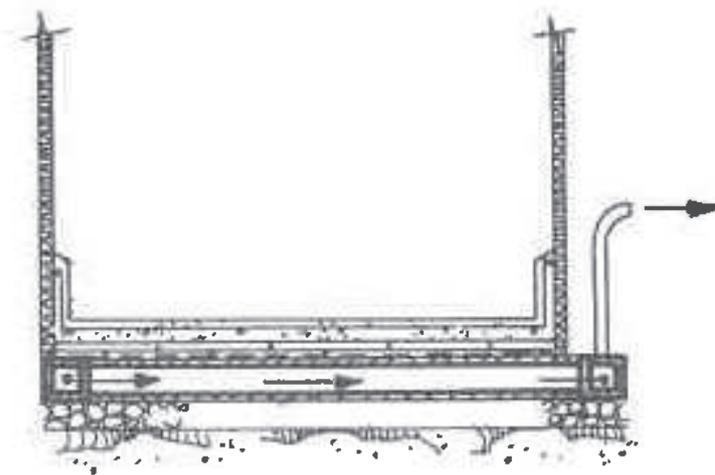
En ocasiones, cuando el producto almacenado es un fruto u órgano vivo, y por tanto respira, se instalan ventanas dotadas de extractores de aire para permitir la renovación del aire interior eliminando los gases producidos en la respiración.



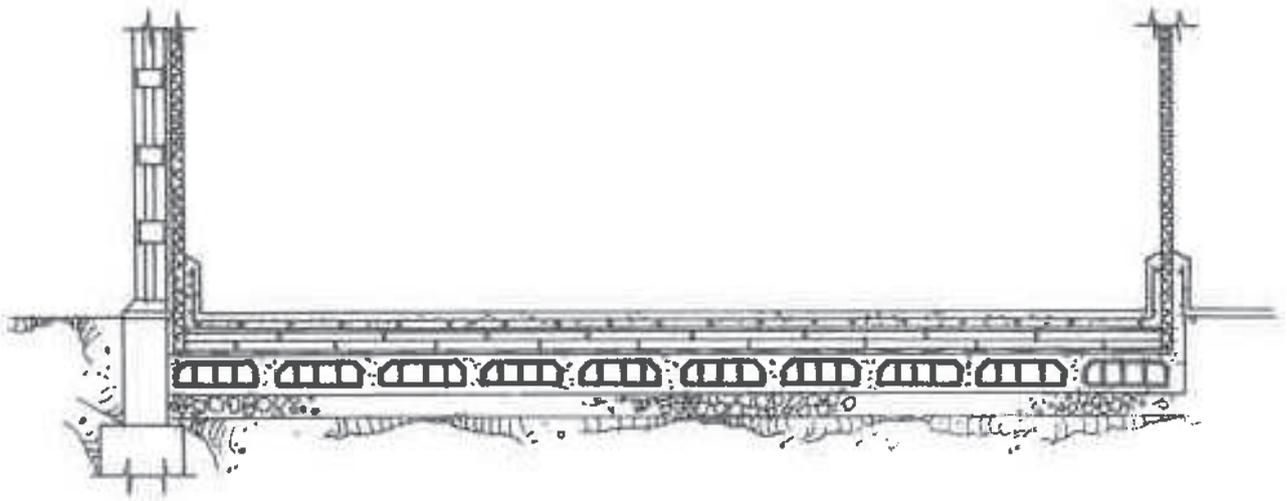
Detalles de cámara de aireación en cámaras de congelación o de conservación de congelados.



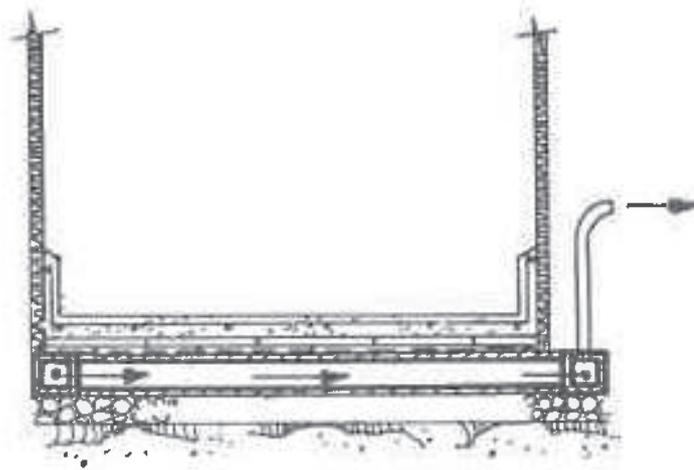
SECCION A-A



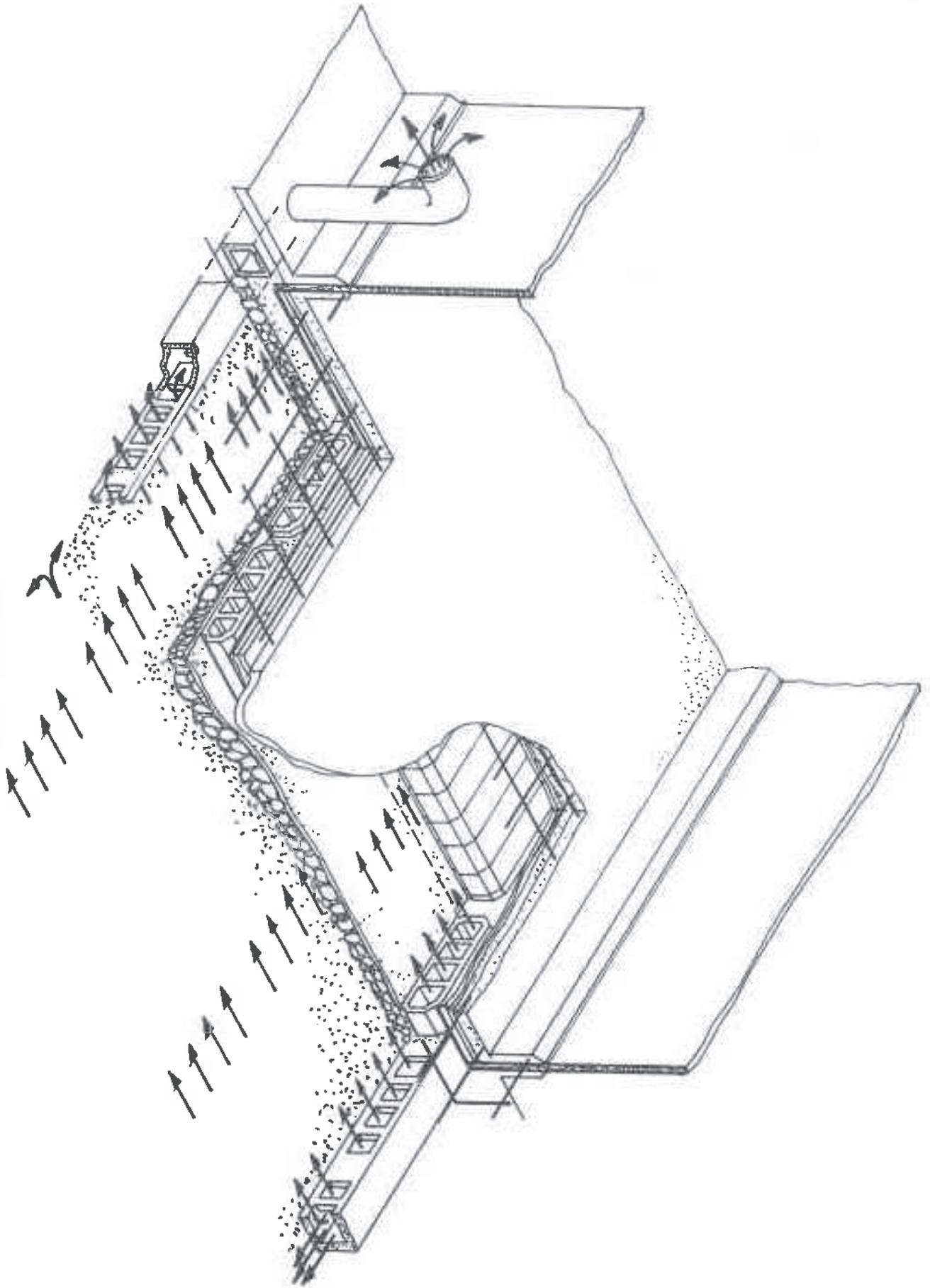
SECCION B-B



SECCION A-A



SECCION B-B



Estas ventanas pueden tener una portezuela abatible o bien una lámina de acero galvanizado corredera instalada generalmente en la parte inferior de la cámara para facilitar su apertura y cierre, mientras el hueco donde se instala el ventilador suele situarse en la parte alta del lado opuesto (en el otro extremo de la diagonal que une dos esquinas opuestas, una superior y otra inferior de la cámara) y no suele llevar sistema de cierre.

En otras ocasiones, se instalan ventiladores que impulsan aire por la parte alta del cerramiento y en la parte inferior opuesta se instalan ventanas denominadas « barométricas », cuya apertura se efectúa cuando la sobrepresión generada por la impulsión de aire al interior de la cámara vence el peso de las lamas que la forman, permitiéndose así la salida del aire y cerrándose al disminuir la presión interior. Este sistema suele utilizarse en las cámaras de desverdización.

4. TIPOS DE CONSTRUCCIONES EN LOS RECINTOS FRIGORIFICOS

Antes de decidir el tipo de construcción o solución constructiva que puede adoptarse al diseñar un almacén frigorífico o una industria con cámaras frigoríficas, el Ingeniero Proyectista deberá hacer consideraciones como son: tipo de producto que se va a someter al tratamiento del frío, dimensión de las instalaciones frigoríficas necesarias, orientación de las cámaras, tipo de instalación frigorífica, etc.

Dentro de las soluciones constructivas posibles, la construcción de cámaras frigoríficas y otros recintos utilizando papeles aislantes prefabricados en lugar de fábricas de ladrillo o bloques más aislamiento, es el sistema más utilizado, sobre todo cuando la instalación es de cierta envergadura. En efecto, el precio de los paneles prefabricados durante estos últimos años se ha hecho tan competitivo que en ocasiones, incluso cuando un cerramiento no precisa ser aislado, está sustituyendo a los cerramientos de obra; se están utilizando también los paneles para el aislamiento de cubiertas de naves y para



Foto 19. Detalle de evaporador y de ventilador para renovación de aire en cámaras de refrigeración. S. Coop. Gregal.

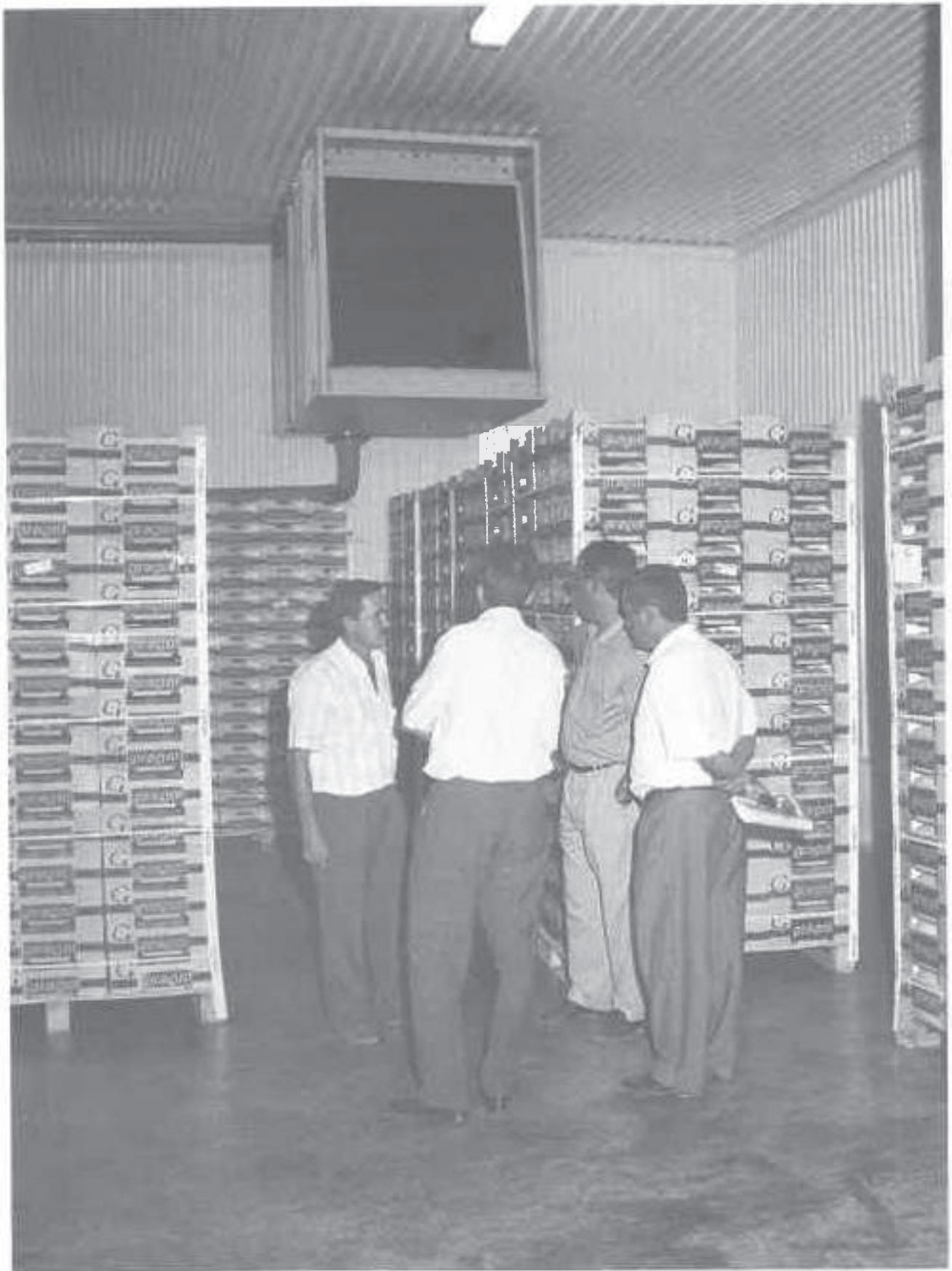


Foto 20. Intercambiador agua-aire en cámara de preenfriamiento, alimentado por agua fría procedente de balsa exterior. S. Coop. Gregal.

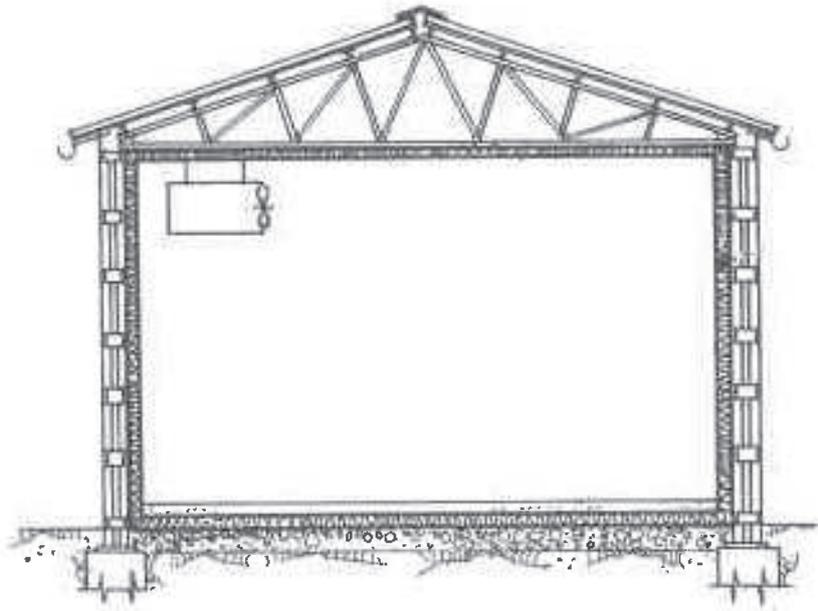
sus cerramientos laterales, consiguiéndose soluciones muy acertadas desde todos los puntos de vista.

4.1. Tipos de construcciones

Podemos distinguir las construcciones frigoríficas ejecutadas mediante obra en su totalidad, en las que el material aislante constituye una capa del cerramiento y se hace imprescindible la utilización de una barrera antivapor ejecutada escrupulosamente, así como los acabados exteriores y/o interiores que permitan proteger el aislante y cumplir con la reglamentación técnico-sanitaria correspondiente y de las construcciones en las que los cerramientos verticales y techo suelen estar constituidos por paneles prefabricados.

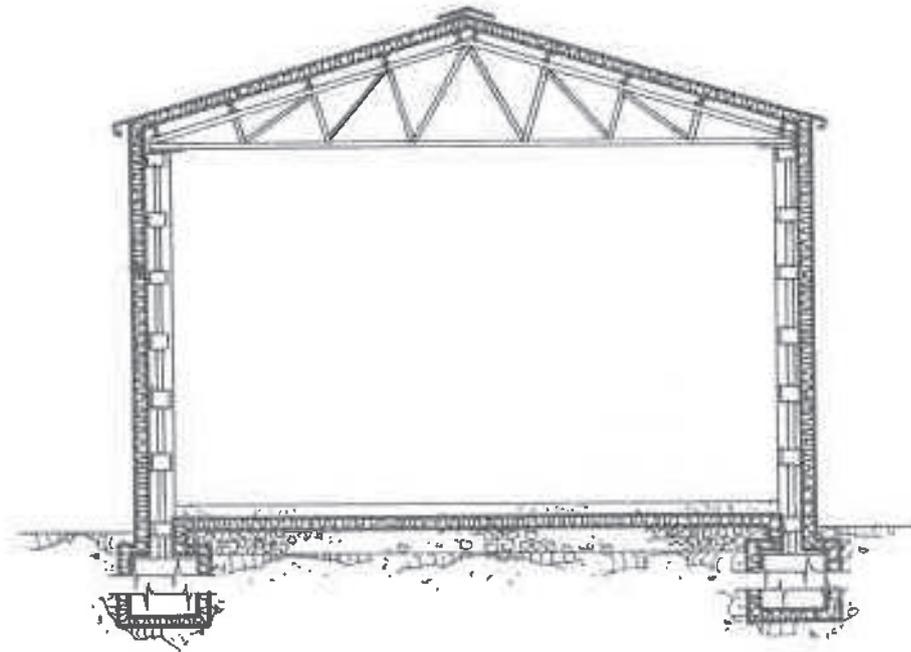
Este último tipo es el más utilizado en la actualidad. En cualquier caso, tanto los parámetros verticales como el techo necesitan de una estructura capaz de soportar las solicitaciones a las que pueda estar sometida la cámara frigorífica. La estructura podrá ser de hormigón, metálica o mixta.

La estructura metálica es la más utilizada en los edificios de instalaciones frigoríficas, dada su facilidad de construcción, rapidez de montaje y versatilidad. Centrándonos en este tipo, ésta puede ser exterior (caso más frecuente), o interior. El primer tipo, presenta ventajas como: menor superficie a aislar y menor volumen a enfriar, frente a los inconvenientes derivados de las mayores variaciones de temperatura a las que se verá sometida y la necesidad de evitar los posibles puentes térmicos. El segundo tipo (estructura interior) presenta las ventajas de reducir las variaciones térmicas en la estructura y de facilitar al mismo tiempo la suspensión de elementos de la instalación como tuberías y evaporadores sin crear puentes térmicos; con el inconveniente de tener que enfriar mayores volúmenes.



Panel
aislante

Estructura exterior



Panel
aislante

Estructura interior



**Foto 21. Almacén aislado con estructura metálica interior.
S. Coop. Gregal.**

CAPITULO 6

Reglamentación técnico-sanitaria sobre las condiciones generales de almacenamiento frigorífico de alimentos (R.D. 168/1985, de 6 de febrero)

1. TÍTULO PRELIMINAR

Objeto y ámbito de aplicación

Artículo 1. *Objeto.*—La presente reglamentación tiene por objeto:

1.º Definir técnicamente los diversos términos relacionados con el almacenamiento frigorífico de alimentos.

2.º Unificar en todo el territorio nacional el régimen a tenor del cual han de funcionar los establecimientos destinados al almacenamiento frigorífico de productos alimenticios y alimentarios.

3.º Fijar con carácter obligatorio las condiciones y requisitos técnicos-sanitarios generales que han de reunir los almacenes frigoríficos públicos, privados y mixtos, así como el almacenamiento de productos conservados por el frío.

Artículo 2. *Ámbito de aplicación.*—Esta Reglamentación obliga a las personas naturales o jurídicas que, en uso de las autorizaciones reglamentarias concedidas por los Organismos competentes realicen actividades de almacenamiento frigorífico de alimentos

y productos alimentarios y se refiere a los almacenes frigoríficos terrestres, instalaciones fijas donde se mantienen los alimentos a la temperatura adecuada, según el tratamiento frigorífico que hayan recibido previamente.

Quedan exceptuadas de esta Reglamentación Técnico-Sanitaria, regulándose por las disposiciones específicas correspondientes:

— Las cámaras implicadas directa y exclusivamente en procesos de fabricación de las industrias elaboradoras de alimentos.

— Las cámaras, vitrinas, góndolas o cualquier otro elemento de almacenamiento frigorífico destinado a la puesta a disposición del público, de los productos refrigerados y congelados en los establecimientos del comercio minorista de alimentación.

2. TÍTULO PRIMERO

Definiciones y denominaciones

Artículo 3. A los efectos de esta Reglamentación, se establecen las siguientes definiciones, sin menoscabo de que se vean completadas con las especificadas en la correspondientes reglamentaciones particulares:

3.1. Alimento congelado.- Es aquel en que la mayor parte de su agua de constitución (agua libre) se ha transformado en hielo, al ser sometido a un proceso de congelación especialmente concebido para preservar su integridad y calidad y para reducir, en todo lo posible, las alteraciones físicas, bioquímicas y microbiológicas, tanto durante la fase de congelación como en la conservación ulterior.

Nota: Para conocer las condiciones que deberán cumplir las industrias exceptuadas del cumplimiento de esta Reglamentación, se deberá, en cada caso, contemplar la reglamentación Técnico-Sanitaria específica de la industria o comercio.

3.2. Alimento congelado rápidamente.- Cuando se utiliza el término “alimento congelado rápidamente” (sinónimo: “ultracongelado”) significa:

— Que la congelación se efectúa de forma que el intervalo de máxima cristalización (1° a 5°C) transcurra rápidamente.

— Que la temperatura de equilibrio alcanza -18°C o una temperatura inferior a aquella a la que se pretende conservar el producto.

— Que la temperatura del producto se mantiene a -18°C o a una temperatura inferior en el curso de su almacenamiento, transporte y distribución, con el mínimo de variación o fluctuación que se indique en su reglamentación específica.

3.3 Alimento conservado por el frío.—Es aquel que, previamente refrigerado o congelado, ha sido envasado, en su caso, y sometido a un almacenamiento frigorífico en las condiciones adecuadas.

3.4. Alimento refrigerado.- Se entiende por tal aquel que ha sido enfriado hasta la temperatura óptima de almacenamiento, de forma que en todos sus puntos aquella sea superior a la de su punto de congelación.

3.5. Almacén frigorífico (“Frigorífico”).—Es un establecimiento industrial integrado por locales, instalaciones y equipos dedicados de forma permanente o circunstancial al almacenamiento frigorífico de alimentos, pudiendo constituir por si mismo una industria frigorífica autónoma, ser anejo de otro establecimiento principal o disponer de anejos a su actividad.

Cuando en el almacén frigorífico existen equipos para la congelación o para la manipulación de alimentos, dichos equipos serán considerados como anejos de la industria frigorífica principal.

Según “el uso”, los almacenes frigoríficos se pueden clasificar en:

Almacenes frigoríficos de uso público: Son aquellos que funcionan como prestatarios de servicios, para asegurar el almacenamiento frigorífico adecuado de productos alimenticios por cuenta de terceros.

Almacenes frigoríficos de uso privado: Son los que se utilizan para asegurar el almacenamiento frigorífico adecuado de productos alimenticios que son propiedad de su Empresa.

Almacén frigorífico de uso mixto: Son los que funcionan combinando los dos usos anteriormente indicados, previo cumplimiento de las correspondientes disposiciones legales vigentes (fiscal, administrativa, etc.).

3.6. Almacenamiento frigorífico.—Se entiende por almacenamiento frigorífico de alimentos, su permanencia en cámaras frigoríficas en las condiciones (temperatura, humedad relativa, circulación de aire y, eventualmente, composición de la mezcla de gases ambiente) más adecuadas al mantenimiento durante el mayor tiempo posible de las características de aquellos en el momento de ser introducidos en las mismas.

3.7. Anejo.—Se aplica el término “anejo” a los establecimientos o equipos no autónomos, dependientes técnica, funcional y espacialmente de otras industrias o establecimientos.

3.8. Antecámara.—Local que da acceso a una o varias cámaras frigoríficas. Puede estar acondicionado térmicamente.

3.9. Cámara de almacenamiento frigorífico en atmósfera controlada.—Son cámaras frigoríficas para productos refrigerados, suficientemente estancas a los gases, provistas de dispositivos para equilibrar su presión con la exterior y para regular y mantener la mezcla gaseosa que se desee en su interior (especialmente, los contenidos de oxígeno y de anhídrido carbónico).

3.10. Cámara frigorífica.—Es todo local aislado térmica-

mente, en cuyo interior pueden mantenerse razonablemente constantes la temperatura y la humedad relativa requeridas mediante la acción de una instalación frigorífica.

3.11. Cámara frigorífica para productos congelados.—Cámara frigorífica concebida para recibir y almacenar alimentos y productos alimentarios previamente congelados.

3.12. Cámaras frigoríficas para productos refrigerados.—Cámara frigorífica concebida para recibir y almacenar alimentos y productos alimentarios previamente refrigerados.

3.13. Cámara frigorífica bitémpera.—Cámara frigorífica concebida para recibir y almacenar, alternativamente, alimentos y productos alimentarios previamente refrigerados o congelados.

3.14. Cámara frigorífica mixta.—Se denominan mixtas (enfriamiento y conservación refrigerada) aquellas con suficiente capacidad frigorífica instalada para poder enfriar en un plazo máximo de veinticuatro horas los productos introducidos en las mismas a temperatura ambiente, manteniéndolos luego a la temperatura de almacenamiento refrigerado adecuada.

3.15. Centro térmico.—El centro térmico de una masa de producto es el punto del interior de la misma que presenta la temperatura más alta, recién finalizado el proceso de congelación o refrigeración.

3.16. Descongelación.—Proceso que consiste en suministrar a un producto congelado la energía necesaria para fundir el hielo contenido en el mismo y conseguir que recupere al máximo las características que tenía con anterioridad a su congelación, con un mínimo de pérdida de calidad.

3.17. Equipos de congelación.—Son aquellos locales o instalaciones (túneles, tanques, congeladores, armarios) en los que pueden congelarse los productos alimenticios conforme a lo establecido en

las definiciones 3.1 y 3.2, sin que, en ningún caso, esta actividad de congelación pueda ser la principal en un almacén frigorífico.

3.18. Equipos de manipulación.—Están constituidos por la maquinaria e instalaciones utilizadas en la limpieza, tratamiento, selección, clasificación, acondicionamiento y envasado de alimentos, sin que, en ningún caso, esta actividad de manipulación pueda ser la principal en un almacén frigorífico.

3.19. Estiba.—Colocación ordenada de los productos en el interior de la cámara frigorífica de modo que, aprovechando al máximo el volumen de ésta, se permita la adecuada distribución del aire frío entre los mismos, la necesaria circulación de personas y cargas y la inspección de aquellos.

3.20. Humedad relativa.—Es la relación existente entre la presión parcial del vapor de agua en el aire húmedo y la presión parcial del vapor de agua en el aire saturado de humedad, a igualdad de temperatura y presión. Casi siempre, se expresa en tantos por ciento.

3.21. Instalaciones y elementos industriales.—Tendrán la consideración de instalaciones y elementos industriales de estos almacenes frigoríficos de alimentos, toda clase de instalaciones fijas y móviles (agua, energía eléctrica, calefacción, refrigeración, control de la composición de la atmósfera, acondicionamiento de productos y cargas, manutención, transporte interior, tarimas, bastidores, estantes, envases, motores, herramientas, etc.) y, genéricamente, cuanto sea preciso utilizar de forma permanente o circunstancial para lograr la finalidad de dichos almacenes.

3.22. Locales.—Tendrán la consideración de locales las naves, edificios, salas de trabajo, cámaras frigoríficas, antecámaras, andenes de carga, oficinas, servicios del personal, en cuanto se destinen o queden vinculadas de forma permanente o circunstancial al almacenamiento frigorífico de alimentos.

3.23. Merma.—Es la pérdida de peso que experimentan los

productos alimenticios durante el tratamiento frigorífico recibido previamente a su almacenamiento y a lo largo de éste.

3.25. Temperatura de equilibrio (temperatura media).—Se entiende por temperatura de equilibrio de un paquete o de una masa de producto alimenticio o alimentario, aquella que alcanza la masa después de estabilización térmica en condiciones adiabáticas, es decir, sin suministro o extracción de calor.

3.26. Tratamiento frigorífico.—Es el que se aplica al producto alimenticio para hacer descender su temperatura hasta el nivel deseado (refrigeración, congelación), previamente a su almacenamiento.

3. TITULO SEGUNDO

Condiciones de los establecimientos y del material

Artículo 4. *Condiciones de los establecimientos.*—Las instalaciones industriales de todos los establecimientos incluidos en esta Reglamentación, deberán ajustarse a un diseño o esquema que garantice el adecuado tratamiento técnico e higiénico-sanitario de las materias primas, sus productos y subproductos, y que facilite una correcta aplicación de las distintas prácticas de almacenamiento en aras de la salud pública.

Con este fin, los establecimientos contemplados en la presente Reglamentación, cumplirán obligatoriamente las siguientes exigencias:

4.1. Ubicación.—Los establecimientos amparados por esta Reglamentación se ubicaran de acuerdo con el reglamento de Actividades Molestas, Insalubres, Nocivas y Peligrosas.

4.2. Zonas de maniobra de vehículos.—Los almacenes frigoríficos contarán con una zona de maniobras, pavimentada y urbanizada, lo suficientemente amplia para que los medios de transporte puedan evolucionar en ella.

4.3. Muelles de carga y descarga.—Los andenes o muelles tendrán una anchura suficiente y estarán, al menos, cubiertos con marquesinas para proteger el producto y para que las operaciones de carga y descarga se realicen al abrigo del sol o de las inclemencias del tiempo. Deberán contar con dispositivos que salven el posible desnivel entre su superficie y la de los planos de carga de los diferentes vehículos y estar contruidos de modo que permita su fácil limpieza.

4.4. Locales (que no sean cámaras frigoríficas, ni antecámaras acondicionadas térmicamente) y anejos.—Los pasillos, antecámaras, salas de trabajo, de máquinas y servicios serán adecuados a las funciones que desempeñen y sus dimensiones permitirán el desarrollo de las mismas sin aglomeraciones de personas ni de equipo.

Los pavimentos de los locales y anejos por donde transiten los alimentos susceptibles de contaminación serán impermeables, resistentes, lavables, ignífugos y se mantendrán en buen estado de conservación.

Cuando en los suelos de los locales y anejos citados en los párrafos anteriores existan desagües, éstos estarán provistos de dispositivos adecuados que eviten el retroceso de materias orgánicas y de olores, y el acceso de roedores, contando el suelo con inclinación suficiente hacia los sumideros. Los desagües desembocarán directamente en la red municipal de evacuación de aguas residuales. De no ser posible esto, se realizará una depuración primaria de los efluentes.

Los revestimientos interiores de estos locales serán lavables y desinfectables, cuando reglamentariamente lo exijan los productos que por ellos transiten.

Las uniones de paredes y suelos serán redondeadas, a no ser que la solución constructiva no permitiese realizar esta unión de forma eficaz, en aquellos locales donde se manipulen, reciban tratamiento frigorífico o transiten productos alimenticios sin envasar. En todo

caso, se estará a lo establecido en la Reglamentación Técnico-Sanitaria de cada producto.

Su ventilación e iluminación, naturales o artificiales, serán las reglamentarias y, en todo caso, apropiadas a la capacidad y dimensiones del local, según la finalidad a que se le destine.

Las salas de máquinas estarán aisladas del resto de las instalaciones, al menos por pared de obra.

Los almacenes frigoríficos pondrán a disposición de las Autoridades sanitarias una dependencia durante el ejercicio de sus funciones.

Cuando la actividad lo requiera, los almacenes frigoríficos dispondrán de locales separados para el almacenamiento de envases y embalajes.

4.5. Cámaras frigoríficas y antecámaras acondicionadas térmicamente.—Todas las cámaras frigoríficas de almacenamiento y sus anejos deberán ser aptas para el uso a que se destinan y estar separadas de cualquier otro local ajeno a sus cometidos específicos.

Su capacidad será proporcionada a las previsiones de almacenamiento, teniendo presentes las necesidades de espacio para la manutención, y sus instalaciones frigoríficas permitirán mantener a niveles razonablemente constantes en su interior las condiciones adecuadas para la conservación de cada producto.

En su construcción o reparación se utilizarán materiales idóneos y, en ningún caso, capaces de originar intoxicaciones o contaminaciones.

Las superficies interiores de las paredes de las cámaras frigoríficas estarán concebidas y realizadas de modo que su limpieza y desinfección estén plenamente aseguradas. Contarán con la debida protección de los aislamientos contra eventuales choques.

Las uniones de paredes y suelos, en las cámaras frigoríficas de refrigeración y bitéperas donde se almacenen productos alimenticios sin envasar o sin acondicionar adecuadamente, serán redondeadas, a no ser que la solución constructiva no permitiese realizar esta unión de forma eficaz. En todo caso, se estará a lo establecido en la Reglamentación Técnico-Sanitaria específica.

Los techos de las cámaras serán de fácil limpieza y desinfección y las luminarias en ellos instaladas no deberán sobresalir excesivamente, de modo que pudieran representar un obstáculo en las operaciones de manutención o para la circulación del aire, y tendrán pantallas de seguridad.

Los suelos de las cámaras serán lisos, impermeables, antideslizantes, resistentes a las cargas y, en su caso, a la acción degradante de las ruedas de las carretillas elevadoras. Serán limpiados y desinfectados cada vez que sea necesario y deberá contarse con los medios adecuados para asegurar la eliminación del agua caída eventualmente en ellos.

Las puertas de las cámaras serán isotermas, de cierre hermético y suficientemente anchas y altas para que se realicen a través de ellas sin agobios las operaciones de manutención previstas. Contarán con un revestimiento adecuado que las proteja de los choques y de la corrosión y que sean también fácilmente lavable y desinfectable. Las cámaras de conservación de congelados contarán con medios o dispositivos que reduzcan los efectos de la apertura de las puertas.

Cada cámara frigorífica contará con un termómetro fiable, de fácil lectura y regularmente contrastado, cuyo elemento sensible estará situado de tal modo que mida la temperatura más alta en el interior de la cámara. La sensibilidad del termómetro será del 2 por 100. Si la cámara es de conservación de productos refrigerados y éstos están sin envasar herméticamente, también contará con un higrómetro de fácil lectura y periódicamente contrastado, cuya sensibilidad será del 4 por 100.

Las cámaras en las que se almacenan productos refrigerados durante más de ocho días dispondrán de un sistema de registro gráfico de temperatura.

4.6. Huecos.—Los almacenes frigoríficos contarán con dispositivos adecuados que eviten el acceso de roedores, de insectos y de otros animales (telas metálicas en ventanas, etc.).

4.7. Agua.—Los almacenes frigoríficos dispondrán en todo momento de agua corriente potable, en cantidad suficiente para el aseo del personal, limpieza de alimentos y lavado y limpieza de instalaciones y elementos industriales en contacto con productos alimenticios. El agua será por lo menos sanitariamente permisible para la limpieza y lavado de locales, instalaciones y elementos industriales que no estén en contacto con los alimentos. Se podrá utilizar agua no potable en la refrigeración de compresores, en condensadores, en la producción de vapor y en las bocas de incendio, pero entonces los circuitos de distribución de aguas potables y no potables serán independientes, reconocibles y netamente separados, de modo que no haya posibilidad de mezcla de aquellas.

4.8. Vestuarios.—Con esta finalidad, existirán locales secos, ventilados y, cuando sea necesario, dotados de calefacción, con amplitud adecuada al número de trabajadores adscritos al almacén frigorífico, separados por sexos, provistos de taquillas individuales fabricadas con materiales de fácil limpieza y desinfección, con orificios de ventilación y colgadores, perchas y llaves.

El paso desde el exterior a los vestuarios no deberá hacerse a través de los locales de almacenamiento o de las salas de trabajo.

4.9. Aseos.—Junto a cada vestuario o grupo de vestuarios, deberá estar situado un cuarto de aseo, con instalación de lavabos y duchas con agua corriente potable, caliente y fría, de fácil acceso, sin que se entorpezca la circulación de personas ya lavadas y mudadas de ropa, y con el equipamiento de servicios higiénicos, en número y con características acomodadas a las previstas en la Ordenanza General de Seguridad e Higiene en el Trabajo.

Junto a los retretes, deberán existir lavamanos dotados de agua corriente potable, fría y caliente, dosificador de jabón, cepillo de uñas y dispensador de toallas de un solo uso o secadores de aire caliente. Si los productos almacenados no están envasados o adecuadamente acondicionados, el sistema de cierre del lavamanos será de accionamiento no manual.

Estos servicios estarán alojados en locales independientes de los demás del almacén frigorífico y el acceso a los mismos no deberá hacerse directamente desde los locales de almacenamiento o desde las salas de trabajo de aquel.

4.10. Comedores.- En caso de haberlos, estarán separados del resto de los locales de almacén.

Art. 5. Condiciones del material.:

5.1. Equipo auxiliar.- El almacén dispondrá de cuantos elementos de manutención, fijos y móviles, sean necesarios, de acuerdo con la naturaleza y volumen de productos a trasladar: Carretillas elevadoras, redes de carriles aéreos, cintas transportadores, tarimas, jaulas, estantes, etc. También dispondrá, si son necesarios, de suficientes elementos para controlar la masa de las partidas de productos.

Los embalajes recuperables y los elementos auxiliares de manutención y estiba estarán hechos de materiales y tendrán una forma tales que puedan ser lavados y desinfectados perfectamente antes de cada uso.

5.2. Materiales de la maquinaria e instalaciones.- Todas las máquinas, instalaciones, recipientes, elementos de transporte, que estén en contacto con productos alimenticios, o estén instalados en los mismos locales donde éstos se almacenen o transiten sin envasar, serán de características tales que no puedan transmitir al producto alimenticio propiedades nocivas y originar, en contacto con él, reacciones químicas perjudiciales. Estarán contruidos, además, en forma

tal que puedan conservarse en perfectas condiciones de higiene y limpieza.

5.3. Depósitos de basuras y desperdicios.- Dispondrán de recipientes o depósitos estancos a líquidos y olores, contruidos con materiales autorizados, de fácil limpieza y desinfección, cuyas tapas ajusten bien y sean fáciles de abrir, para el almacenamiento y evacuación diarios de los posibles desechos, basuras y envases o embalajes deteriorados. Deberán estar situados o almacenarse en locales o recintos dedicados expresamente a ello y que reúnan condiciones para su limpieza y desinfección.

En el caso de que el Ayuntamiento en cuya demarcación esté situado el almacén frigorífico tenga un reglamento sobre los recipientes de recogida de basuras, éste será respetado, evitándose sacar dichos recipientes al exterior, para su retirada por los Servicios Municipales, en horas de carga o descarga de los productos a almacenar.

5.4. Protección del personal y prevención, y lucha contra incendios.- Los almacenes frigoríficos dispondrán de los medios necesarios de protección de personal y los de prevención y lucha contra incendios previstos en las Instrucciones Complementarias del Reglamento de Seguridad para Plantas e Instalaciones Frigoríficas MI-IF, en la Norma Básica de la Edificación NBE-CPI-82, en la Ordenanza General de Seguridad e Higiene en el Trabajo y en las normas de ámbito local que les sean de aplicación.

4. TÍTULO TERCERO

Requisitos del funcionamiento y prohibiciones

Art. 6. *Requisitos de funcionamiento de los almacenes frigoríficos:*

6.1. Control de las características ambientales de las cámaras frigoríficas .- Durante todo el periodo de almacenamiento, la tempe-

ratura y, en su caso, la humedad relativa en el interior de las cámaras frigoríficas corresponderán a las condiciones de conservación reglamentaria de cada producto y al tratamiento frigorífico recibido por éste y resultarán lo más constantes que sea posible, dentro de las tolerancias permitidas.

La circulación forzada del aire mediante ventiladores en el interior de las cámaras frigoríficas será la adecuada, de modo que se obtenga una homogeneidad de temperatura y humedad relativa en aquellas, evitándose tanto las zonas de aire estancado, como las ventiladas en exceso.

Será necesario controlar la temperatura y, en su caso, la humedad relativa de las cámaras mediante lecturas periódicas de sus termómetros e higrómetros (dos veces al día, como mínimo, en intervalos regulares) estas medidas se anotarán en cuadernos de registro o en partes, o quedarán, en su caso, registradas automáticamente, debiéndose conservar todos estos registros, ordenados cronológicamente, durante un año a disposición de las Autoridades que lo requieran.

En el caso de conservación en atmósfera controlada, se deberá analizar la composición de ésta a diario, registrándose los resultados en un cuaderno o en partes. Estos registros deberán conservarse, ordenados cronológicamente, durante un año a disposición de las Autoridades que lo requieran. Estas cámaras estarán provistas de una ventana especial, desde la que se pueda tener fácil acceso a las muestras de los productos almacenados, que habrán de disponerse cerca de ella.

6.2. Manutención y control de los productos almacenados.— Se tomarán las medidas necesarias para que los productos que hayan sufrido tratamiento frigorífico estén sometidos lo menos posible a las temperaturas exteriores a las cámaras, realizando sus entradas y salidas de las mismas con la máxima celeridad.

Las manipulaciones que hubiera que realizar con los productos a

la entrada o a la salida de las cámaras frigoríficas, serán llevadas a cabo en el interior del almacén.

Las temperaturas de los productos deberán ser controladas antes de su introducción en las cámaras de almacenamiento. Si este control indicase que la temperatura del producto no responde a la exigida reglamentariamente, se someterá la partida al régimen de frío con la intensidad que proceda, aislándola al máximo de los demás productos almacenados, y dando aviso a la Autoridad sanitaria para que provea.

Las Empresas tendrán previsto un plan de emergencia para el caso en que se produzca una avería en la instalación frigorífica. Si a consecuencia de la misma pudiera resultar perjudicada la calidad de los productos, se procederá al salvamento de éstos, avisándose a las Autoridades sanitarias y, en su caso, al propietario de los mismos.

Los almacenes frigoríficos contarán con un sistema de control de mercancías en el que queden consignados: La fecha de su entrada en el almacén, el tipo de almacenamiento a que son sometidas y, si reglamentariamente fuese necesario el documento sanitario de procedencia, el número del mismo. Asimismo deben quedar consignadas la fecha de salida de cámara y las eventuales incidencias durante su almacenamiento.

Las Empresas están obligadas a proporcionar a los servicios de inspección la información y ayuda necesarias para la realización de la misma.

Las Autoridades sanitarias comprobarán regularmente el estado de los productos alimenticios almacenados y proveerán en relación con aquellos que presenten síntomas de alteración o deterioro. El titular del almacén frigorífico aislará con prontitud aquellos productos almacenados que, a su juicio, presenten síntomas de posible alteración o deterioro y avisará rápidamente a la Autoridad sanitaria correspondiente y, en su caso, al cliente.

Si, a consecuencia de maniobras accidentales en el almacén frigorífico, o de otra causa, sufrieran daño los envases de productos alimenticios envasados, las unidades dañadas deberán ser separadas del resto de la partida, debiendo la Autoridad sanitaria determinar si su contenido queda inutilizado para el consumo humano, o si puede ser aprovechado para esta finalidad y en qué condiciones (con las oportunas y expresas indicaciones, entonces, en su etiquetado).

La retirada y destrucción de los decomisos se hará a través de Empresas legalmente autorizadas para efectuar estas actividades y registradas en los Ministerios de Sanidad y Consumo y de Agricultura, Pesca y Alimentación, que justificarán la realización del servicio solicitado mediante entrega del certificado correspondiente.

6.3. Estiba de productos.—La estiba de los productos en el interior de las cámaras entorpecerá al mínimo la circulación del aire, de modo que no se interfiera en el intercambio de calor aire-producto, ni se creen atmósferas localizadas que puedan perjudicar a los alimentos almacenados, los cuales se distribuirán, por lo tanto, a granel o en pilas o lotes que guarden las distancias mínimas entre ellos, de 10 centímetros en la base, salvo que las características del envase no lo requieran, de 15 centímetros con paredes, o de 30 centímetros con la superficie de los serpentines, en el caso de sistemas de convección natural, de 10 centímetros con los suelos, de 50 centímetros con los techos y de 150 centímetros con los evaporadores con sistemas de ventilación forzada, debiendo prever también pasillos o espacios libres que permitan las visitas de la inspección de las cargas.

En la estiba a granel de productos se tomarán además las precauciones necesarias para que no puedan tener lugar corrimientos de las cargas, evitándose así los daños que podrían producirse a las personas, a las instalaciones y al propio producto.

6.4. Incompatibilidades.—En el almacenamiento frigorífico de alimentos habrá que tener en cuenta, además de la temperatura y la humedad relativa requeridas por cada producto, la transmisión de

olores de unos productos a otros, evitando su permanencia simultánea en un mismo local, o consecutiva, sin realizar entre ambas permanencias la oportuna ventilación o desodorización de aquél.

Para el posible almacenamiento simultáneo de productos alimenticios en la misma cámara frigorífica, se tendrán presentes las siguientes incompatibilidades:

6.4.1. Productos refrigerados.—No deben almacenarse simultáneamente en la misma cámara frigorífica: Materias primas con productos elaborados por transformación de aquellas, ni productos de origen vegetal con productos de origen animal, salvo que estén envasados o acondicionados y cerrados debidamente.

Entre los productos de origen animal, deberán almacenarse aislados:

- Los productos lácteos.
- Los huevos.
- Las aves.
- La caza con pelo y pluma.
- Las canales de caza.
- Los pescados y los mariscos.
- Las carnes y los despojos de équidos.
- Las canales y los despojos de animales de abastos.
- Las tripas.

Los productos de origen vegetal se mantendrán separados de acuerdo con las condiciones tecnológicas de almacenamiento de cada uno, las cuales pueden diferir incluso entre variedades de la misma especie, y teniendo presente, evitando su permanencia simultánea en un mismo local, la emisión de sustancias por parte de algunos de ellos que pueden influir en la evolución de otros durante su almacenamiento.

6.4.2. Productos congelados.—Los productos congelados que se encuentren envasados o acondicionados y cerrados debidamente

no presenten incompatibilidad para poder almacenarse simultáneamente en la misma cámara frigorífica, debiendo respetarse las condiciones tecnológicas de conservación de cada uno.

Si no están envasados o debidamente acondicionados, deberán almacenarse, aislándolos, los siguientes productos:

- La carne de équidos o sus despojos.
- Los pescados y mariscos.
- La caza.
- Los despojos de animales de abasto.
- Las tripas.

6.5. Otras operaciones.—Para que puedan congelarse productos alimenticios en los equipos anejos a los almacenes frigoríficos, aquellos habrán de presentar todas las características del producto fresco-refrigerado y, siempre, previo control sanitario y respetando las prescripciones tecnológicas de la reglamentación específica de los mismos.

Excepcionalmente, se podrán congelar productos cuya congelación en estos equipos no esté permitida en su reglamentación específica, previa autorización expresa y concreta de la Dirección General de Salud Pública.

Si, como consecuencia de otras operaciones realizadas en el almacén frigorífico distintas del almacenamiento, hubiera que envasar en el mismo productos alimenticios, se estará a lo dispuesto en la norma general de etiquetado, presentación y publicidad de los productos alimenticios envasados y a lo que, al respecto, establezca la Reglamentación Técnico-Sanitaria de cada producto a envasar.

6.6. Limpieza, desinfección, desinsectación y desratización.—Todos los locales se mantendrán constantemente en estado de pulcritud y limpieza, la cual será llevada a cabo con los medios más apropiados, para no levantar polvo ni producir alteraciones ni contaminación.

Las cámaras de los almacenes frigoríficos serán desinfectadas cuantas veces lo haga posible el almacenamiento de productos alimenticios y siempre que queden vacías. Habrá que poner especial cuidado en la limpieza y desinfección de la irregular superficie de los elementos de la instalación frigorífica que se encuentre en el interior de la cámara.

Los almacenes frigoríficos se someterán a las desinfecciones, desratizaciones y desinsectaciones necesarias, las cuales serán realizadas por el personal idóneo, con los procedimientos y productos aprobados por el Organismo competente y sin que en ningún caso se puedan utilizar sobre los alimentos o sobre las superficies con los que entre en contacto; se utilizarán según las prescripciones del fabricante, evitando que transmitan a los alimentos propiedades nocivas o características anormales.

En caso de emplear en locales o en cámaras de almacenamiento aparatos o dispositivos productores de ozono, éstos deberán disponer de sistemas automáticos de regulación, de manera que la cantidad de ozono no sobrepase nunca las 0'05 ppm.

Estos aparatos no funcionarán mientras existan obreros trabajando en el local donde estén instalados.

Art. 7. *Prohibiciones.*—Se prohíbe:

7.1. Utilizar locales, instalaciones, maquinaria, utillaje y herramientas para usos distintos de los autorizados.

7.2. Hacer funcionar motores que emitan productos de combustión o contaminantes en el interior de las cámaras frigoríficas cuando puedan alterar los productos alimenticios almacenados, o producir fuegos o humos en las mismas.

7.3. Fumar, comer, mascar goma o tabaco o escupir en los locales de almacenamiento y de trabajo del almacén frigorífico.

7.4. Detener el funcionamiento de la instalación frigorífica durante un intervalo tal que la consiguiente elevación de temperatura en las cámaras pueda perjudicar la calidad de los productos almacenados.

7.5. Admitir en el almacén frigorífico alimentos que no lleguen acompañados del documento sanitario que acredite su procedencia y calidad sanitaria, cuando éste sea preceptivo.

7.6. Almacenar partidas de alimentos alterados, contaminados o adulterados.

7.7. Almacenar productos refrigerados en cámaras de almacenamiento de productos congelados y viceversa.

7.8. Congelar productos en cámaras de almacenamiento de productos congelados.

7.9. La recongelación de productos descongelados parcial o totalmente, salvo en el caso de que sean utilizados en una transformación industrial, o que su reglamentación específica lo prevea o, en caso de no haberla, autorización previa de los Ministerios competentes.

7.10. La descongelación de productos alimenticios congelados para su venta al consumidor como productos frescos.

7.11. Congelar simultáneamente en los equipos anejos a los almacenes frigoríficos lotes de productos alimenticios incompatibles, conforme a los criterios establecidos en el punto 6.4, o consecutivamente, sin una previa limpieza y desinfección del equipo.

7.12. La presencia en el mismo local de productos alimenticios junto a sustancias tóxicas, parasiticidas, rodenticidas y otros agentes de prevención y exterminio.

7.13. Almacenar productos no alimentarios en las cámaras frigoríficas dedicadas al almacenamiento de productos alimentarios, a

excepción de la autorización específica de los Ministerios competentes. Concedida ésta, no se podrán almacenar simultáneamente en dichas cámaras productos alimentarios y no alimentarios y, para su posterior utilización, se estará siempre a lo establecido en las condiciones fijadas en cada caso.

7.14. La admisión en los almacenes frigoríficos para productos alimenticios de productos decomisados u opoterápicos, salvo específica autorización de los Ministerios competentes.

7.15. Formar las estibas a granel de modo que los operarios, al ir acumulando los productos sobre los ya colocados, puedan contaminar éstos.

7.16. La permanencia en los locales del almacén frigorífico de toda clase de animales.

7.17. Utilizar aguas no potables tanto en el lavado de productos como en el lavado o limpieza de locales, de maquinaria y elementos auxiliares que puedan estar en contacto con los productos alimenticios.

7.18. Encharcar los suelos de las cámaras de conservación de productos refrigerados, cuando en las mismas hayan productos almacenados.

7.19. Esparcir con fines de limpieza serrín o productos pulverulentos en los pavimentos de aquellos locales del almacén frigorífico donde puedan estar los alimentos.

5. TÍTULO CUARTO

Requisitos del personal

Art. 8. *Requisitos del personal.*—El personal adscrito a los almacenes frigoríficos que puedan estar en contacto con los alimentos

deberá cumplir los requisitos establecidos con carácter general en el Real Decreto 2505/1983, de 4 de agosto, por el que se aprueba el Reglamento de Manipuladores de Alimentos.

6.- TÍTULO QUINTO

Competencias y régimen de instalación

Art. 9. *Competencias.*—Los Departamentos responsables velarán por el cumplimiento de lo dispuesto en la presente Reglamentación, en el ámbito de sus respectivas competencias y a través de los Organismos Administrativos encargados, que coordinarán sus actuaciones, y, en todo caso, sin perjuicio de las competencias que correspondan a las Comunidades Autónomas y a las Corporaciones Locales.

Las funciones que, en aplicación de este Reglamento, correspondan al Ministerio de Sanidad y Consumo serán desarrolladas a través de sus Servicios Veterinarios oficiales.

Art. 10. *Régimen de instalación.*—La regulación industrial, la clasificación y la inscripción en el Censo de la Industria Frigorífica Nacional de las cámaras y almacenes frigoríficos objeto de esta Reglamentación se regirán por lo dispuesto en las disposiciones vigentes, o por las normas que sobre estas materias dicten, en su día, los Ministerios de Industria y Energía, y de Agricultura, Pesca y Alimentación, dentro del ámbito de sus respectivas competencias.

Además de lo especificado en el párrafo anterior, las cámaras y almacenes frigoríficos objeto de esta Reglamentación no podrán iniciar el almacenamiento de productos alimenticios y alimentarios si no cuenta con la preceptiva autorización e inscripción en el Registro Sanitario del Ministerio de Sanidad y Consumo.

Las instalaciones industriales deberán cumplir, además de la normativa recogida en la presente Reglamentación Técnico-Sanita-

ria, las condiciones establecidas en las normas técnicas que resulten aplicables por razones de seguridad, protección del medio ambiente, y ordenación de consumos energéticos, así como en los apartados de almacenamientos de las reglamentaciones técnico-sanitarias y normas de calidad de productos que en cada caso correspondan. A estos efectos, se citan, sin que la relación tenga carácter limitativo, las siguientes disposiciones:

- Ley de Pesas y medidas.
- Código Alimentario Español.
- Reglamento de Actividades Molestas, Insalubres, Nocivas y Peligrosas.
- Ordenanza General de Seguridad e Higiene en el Trabajo.
- Reglamento de Seguridad para Plantas e Instalaciones Frigoríficas y sus Instrucciones Complementarias (MI-IF).
- Reglamento de Recipientes a Presión.
- Reglamentos Electrotécnicos (en alta y en baja).
- Reglamentos de Aparatos Elevadores.
- Normas Básicas y Tecnológicas de la Edificación.

7. TÍTULO SEXTO

Responsabilidades, inspecciones y régimen sancionador

Art. 11. *Responsabilidades*.—Salvo prueba en contrario, las responsabilidades se establecen conforme a las siguientes presunciones:

La responsabilidad inherente a la identidad del producto alimenticio conservado por el frío contenido en envases no abiertos e íntegros, corresponde al fabricante, elaborador, envasador o importador, en su caso.

La responsabilidad inherente a la identidad de producto alimenticio, envasado y conservado por el frío y posteriormente abierto, corresponde al tenedor de los mismos.

La responsabilidad inherente a productos alimenticios no envasados, conservados por el frío, o contenidos en envases abiertos, corresponde al propietario de los mismos.

Corresponde al tenedor del producto alimenticio conservado por el frío, la responsabilidad inherente a la inadecuada conservación frigorífica del mismo.

En su caso, la responsabilidad alcanzará al almacenista que altere o modifique las condiciones del envasado, o las de almacenamiento fijadas en la presente Reglamentación.

Art. 12. *Inspecciones*.—Las inspecciones serán realizadas por los Servicios oficiales de la Administración de acuerdo con las competencias que la legislación vigente les atribuya y con la frecuencia e intensidad que consideren necesarias.

Art. 13. *Régimen sancionador*.—Las infracciones a lo dispuesto a cualquiera de las normas que se contienen en esta Reglamentación serán sancionadas a tenor del Real Decreto 1945/1983, de 22 de junio, por el que se regula la infracción y sanción en materia de defensa del consumidor y la de producción agroalimentaria.

8. TÍTULO SEPTIMO

Toma de muestras

Art. 14. *Toma de muestras y medida de temperaturas*.—Los métodos de toma de muestras y medida de temperaturas de los productos almacenados en régimen de frío, serán establecidos a propuesta de la Comisión Interministerial para la Ordenación Alimentaria.

CAPÍTULO 7

Cálculo del balance térmico de una instalación frigorífica

1. INTRODUCCIÓN

El cálculo del *balance térmico* de una instalación frigorífica pretende determinar la potencia frigorífica necesaria para cubrir las necesidades de la instalación y, en consecuencia, realizar la elección de los equipos frigoríficos de acuerdo con éste cálculo: compresor o compresores precisos capaces de abastecer las necesidades calculadas, evaporadores, condensadores, etc. Las necesidades de la instalación, serán función de:

- Régimen de trabajo.
- Clima.
- Tipo, cantidad y estado del producto a su entrada en la instalación.
- Temperatura del producto a su entrada en la cámara.
- Calor específico del producto (antes y después de su congelación, si ésta fuese precisa).
- Renovaciones de aire precisas, tiempo de funcionamiento, etc.
- Calor de respiración del producto, presencia o entrada de personal en el recinto.
- Calor desprendido por la iluminación y otros elementos instalados en la cámara.
- Calor introducido en los desescarches, apertura de puertas, entrada de carretillas elevadoras, existencia de puentes térmicos, etc.

Por tanto, podemos decir que la producción frigorífica bruta de los

compresores (Q_t) será la suma de las necesidades frigoríficas para el enfriamiento de la mercancía o del baño líquido (Q_p) más el conjunto de aportaciones caloríficas exteriores (Q_e) que deberán ser aportadas también por el compresor o compresores ($Q_t = Q_p + Q_e$).

El cálculo de estas *necesidades frigoríficas totales o balance térmico de la instalación frigorífica* es el objeto de este capítulo y, en la mayoría de los casos, el cálculo que con más frecuencia se realiza en los proyectos de instalaciones frigoríficas, ya que con este dato resulta posible elegir de entre los equipos comerciales existentes en el mercado aquellos que mejor se adaptan a las necesidades del Proyecto. Su cálculo se realiza para las condiciones más desfavorables.

Para obtener muchos de los datos utilizados en el cálculo de las necesidades frigoríficas, tales como los valores del calor específico del producto, calor de respiración, etc., se suele recurrir a tablas donde, generalmente, se expresan en unidades tradicionales y por ello se utilizan éstas con más frecuencia que las del Sistema Internacional (S.I.). Si se desean expresar estos datos en el S.I., se deberán recordar las siguientes equivalencias:

$$1 \text{ W} = 0'86 \text{ Kcal/h}; 1 \text{ Kcal/h} = 1'163 \text{ W.}$$

$$\Delta t: 1 \text{ K} = 1 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$1 \text{ Kcal} = 4186'8 \text{ J} = 4'1868 \text{ KJ} = 1'163 \cdot 10^{-3} \text{ KW h}$$

$$1 \text{ J} = 2'39 \cdot 10^{-4} \text{ Kcal}; 1 \text{ KJ} = 0'239 \text{ Kcal}$$

$$1 \text{ W h} = 0'860 \text{ Kcal} = 36 \cdot 10^{-3} \text{ KJ}$$

Con objeto de facilitar al Ingeniero Proyectista su labor, se pensó en automatizar el cálculo del *balance térmico de una instalación frigorífica*, mediante el uso del ordenador, liberando a éste del trabajo rutinario que dedica a estos cálculos, a la vez que se le faci-

lita la obtención de un anejo de cálculo impreso, con lo que se eliminan los errores mecanográficos que con cierta frecuencia se producen en los proyectos. Por ello, antes de abordar el problema del cálculo computerizado, estableceremos en este capítulo las bases y conceptos necesarios para su comprensión y ejecución.

2. CÁLCULO DEL BALANCE TÉRMICO

2.1. Cálculo de las pérdidas por transmisión: Q1

El calor transmitido (flujo de calor) a través de una superficie de espesor e , en régimen estacionario, y a cuyos lados existen temperaturas t_e y t_i (exterior e interior, $t_e > t_i$) viene dado, según vimos en el capítulo 2, por la expresión:

$$Q = K S \Delta t \quad (1),$$

donde:

Q = Calor total que atraviesa la pared por unidad de tiempo, en W (Kcal/h).

K = Coeficiente global de transmisión de calor, función de los materiales utilizados en la pared, en $W/m^2 K$ (Kcal/h m^2 °C).

S = Superficie de la pared, en m^2 .

Δt = Diferencia de temperatura entre el exterior y el interior, en K (°C).

El coeficiente global de transmisión, K , se obtiene de la expresión:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_i} + \sum_i \frac{e_i}{\lambda_i} + \frac{1}{h_e} \quad (2),$$

donde,

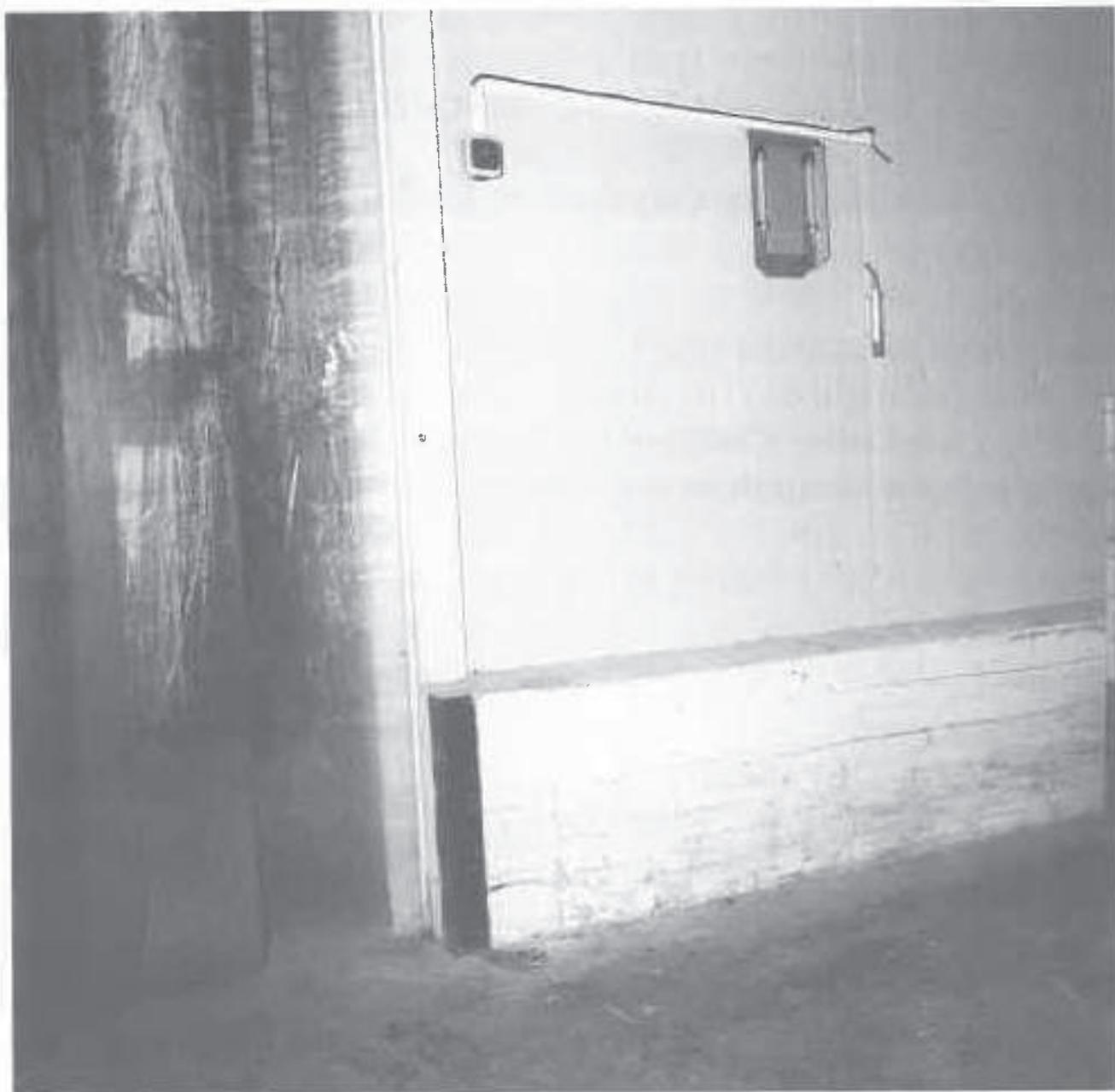


Foto 22. Detalles de termómetros seco y húmedo, sonda de temperatura/humedad y bordillo de protección interior en cámara frigorífica de refrigeración. S. Coop. Gregal.

h_i y h_e = Coeficientes globales de transmisión de calor por convección y radiación, en la cara externa e interna, respectivamente, de la pared, en $W/m^2 K$ ($Kcal/h m^2 ^\circ C$). Estos coeficientes pueden calcularse o estimarse según los procedimientos expuestos en el capítulo 2.

e_i = Espesor de cada uno de los materiales que componen el paramento, en m.

λ_i = Conductividad térmica de cada uno de los materiales que componen el paramento, en $W/m K$ ($Kcal/h m ^\circ C$).

En la práctica, debido a que con el tiempo los materiales que componen el paramento pueden humedecerse aumentando por tanto su conductividad térmica, o en el caso de utilización de paneles, se suele despreciar el espesor de cada una de las capas que forman el paramento, a excepción de la capa de aislante que es por tanto la única considerada, simplificándose de esta forma el problema. Bajo este supuesto, la expresión anterior quedaría:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_i} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_e} \quad (3),$$

donde,

La elección del tipo de aislante vendrá determinada por factores de tipo económico y de tipo técnico. Dilucidado el factor técnico, la elección estará determinada por el costo del mismo, siendo el más económico, según Torrella y Palau (1986), aquel que haga mínimo el valor la expresión: $A TA \lambda$,

dónde,

A = Costo unitario

TA = Tasa anual de amortización, conservación, etc...

λ = Coeficiente de conductividad térmica.

por lo que, elegido el tipo de aislante, también conoceremos el

valor de su conductividad térmica. Por tanto, en la expresión (3) sólo nos queda conocer el valor de K para poder determinar el espesor de aislante. El valor de K puede obtenerse de la expresión (1), considerando el valor de las pérdidas Q comprendidas entre 6'98 y 14 W (6 y 12 Kcal/h), siendo más frecuente fijar dicho valor en 9'3 W (8 Kcal/h) para cámaras de refrigeración y en 6'98 W (6 Kcal/h) para cámaras de congelación o de conservación de congelados, con lo que calcularíamos el espesor de aislante, e.

Vamos a obtener, por tanto, el valor de K de la expresión (1):

$$Q = K S \Delta T$$

de donde:

$$K = \frac{Q}{S \Delta t} \quad (4),$$

considerando unas pérdidas en el cerramiento de Q (W o Kcal/h), prefijadas según las condiciones de proyecto y para una superficie $S = 1 \text{ m}^2$, tendremos:

$$K = \frac{Q}{\Delta t} \quad (\text{W/m}^2 \text{ K}) \text{ o } (\text{Kcal/h m}^2 \text{ }^\circ\text{C}),$$

con lo que fijadas t_e y t_i obtendremos el valor de K, por lo que en la expresión (3) podemos despejar el valor de e (m) buscado:

$$e = \left[\frac{1}{K} - \left(\frac{1}{h_e} + \frac{1}{h_i} \right) \right] \lambda = \left[\frac{\Delta t}{Q} - \left(\frac{1}{h_e} + \frac{1}{h_i} \right) \right] \lambda, \quad (5)$$

Una vez fijado el valor de Q (W/m^2) o (Kcal/h m^2), podemos calcular las pérdidas por transmisión Q1 (KJ/día) o (Kcal/día), mediante la expresión:

$$Q1 = Q S 24 \quad (\text{Wh/día}) \text{ o } (\text{Kcal/día}), \quad (6),$$

Unidades de Q_1 :

— En el S.I. $(W/m^2) (m^2) (24 \text{ h/día}) = W \text{ h/día}$.

— En el S. tradicional $(Kcal/h m^2) (m^2) (24 \text{ h/día}) = Kcal/día$ y como $1 \text{ Wh} = 3,6 \text{ KJ}$:

$$Q_1 = Q S 24 \cdot 3,6 \text{ (KJ/día)}$$

donde:

$Q = K \Delta t$, (W/m^2) o $(Kcal/h m^2)$, considerando una superficie de 1 m^2 .

$S =$ Superficie de transmisión (m^2) .

$24 =$ Horas del día.

Obsérvese que en la fórmula anterior:

1.º K se ha calculado (para determinar el espesor de aislante) considerando constantes las pérdidas a través de los cerramientos Q y la diferencia de temperatura Δt , cuando ambos parámetros suelen variar durante el día. Como la temperatura interior del recinto frigorífico es constante, el flujo Q irá variando con la temperatura exterior.

2.º En rigor sería:

$$Q_{24 \text{ horas}} = Q_1 = K S \int_{0 \text{ h}}^{24 \text{ h}} (t_e - t_i) dt$$

— Si suponemos que $t_e = \text{cte.}$ durante todo el día: $(t_e - t_i) = \Delta t = \text{cte.}$, entonces,

$$Q_{24 \text{ horas}} = K S \Delta t \int_{0 \text{ h}}^{24 \text{ h}} dt = K S \Delta t 24$$

— Si como en realidad ocurre $t_e \neq \text{cte.}$, la expresión $Q_1 = K S \Delta t 24$, es en realidad una carga térmica mayorada.

Las unidades de Q_1 serán:

$Q_1 = (\text{KJ/día})$ o (Kcal/día) , es decir KJ/día en el S. I. o Kcal/día en unidades térmicas tradicionales.

Con el término “pérdidas por transmisión”, expresamos las pérdidas frigoríficas (ganancias de calor) por transmisión a través de los paramentos (paredes, suelo y techo) del recinto considerado.

Ejemplo: Calcular las pérdidas por transmisión Q_1 a través de un cerramiento aislado de tal forma que el flujo de calor que lo atraviesa se ha fijado en $9'3 \text{ W/m}^2$, siendo la superficie de transmisión de 50 m^2 .

De acuerdo con la expresión (6) expuesta, tendremos:

$$Q_1 = Q S 24 = 9'3 \cdot 50 \cdot 24 = 11160 \text{ W h/día} = 11160 \cdot 3'6 \text{ KJ/día} = 40176 \text{ KJ/día,}$$

en unidades del S.I., y expresado en unidades térmicas tradicionales, tendremos:

$$Q_1 = 11160 \text{ W h/día} = 11160 \cdot 0'860 \text{ Kcal/día} = 9597'6 \text{ Kcal/día.}$$

Como ya hemos indicado, Q varía con la temperatura exterior, si consideramos constante la temperatura interior del recinto frigorífico. Para determinar el valor de Δt , según la orientación de los cerramientos existen distintos métodos, de los que citaremos dos:

1.º Método:

- Temperatura en techo = $\text{TEB} + 15 \text{ °C}$.
- Temperatura en la orientación Oeste = $\text{TEB} + 10 \text{ °C}$.
- Temperatura en la orientación Este o Sur = $\text{TEB} + 5 \text{ °C}$.
- Temperatura en suelo = 15 °C . En caso de existir un vacío sanitario, esta temperatura se tomará como la semisuma entre la de diseño y $+15 \text{ °C}$, es decir:

$$\text{Temperatura en suelo} = (\text{TEB} + 15)/2.$$

donde:

TEB = Temperatura exterior base o temperatura de proyecto exterior. Para la determinación de esta temperatura se han desarrollado fórmulas empíricas que tratan de evitar que se sobredimensione la instalación frigorífica cuando se considera la temperatura máxima exterior, ya que la misma debe estar preparada para funcionar en estas condiciones extremas. Una fórmula usada para este fin es:

$$TEB = (0'6 \text{ TMÁX}) + (0'4 \text{ TM}),$$

donde:

TMÁX = Temperatura máxima de la zona.

TM = Temperatura media de la zona.

2.º Método:

- Temperatura en techo = $12 \text{ °C} + \text{TEB}$.
- Temperatura en la orientación Sur = $5 \text{ °C} + \text{TEB}$.
- Temperatura en la orientación Oeste = $0'8 \text{ TEB}$.
- Temperatura en la orientación Norte = $0'6 \text{ TEB}$.
- Temperatura en la orientación Este = $8 \text{ °C} + \text{TEB}$.
- Temperatura en suelo = $(\text{TEB} + 15)/2$.

Un método práctico que proponemos, con el que se han obtenido buenos resultados en distintas instalaciones proyectadas y ejecutadas en la Región de Murcia, es el siguiente:

— Temperatura de techos de cámaras próximos a la cubierta de la nave = 50 °C . Cuando el techo de la cámara no está protegido por una cubierta, también puede tomarse esta temperatura para considerar la radiación.

— Temperatura en techos alejados de la cubierta con buena circulación de aire = 30 °C .

— Temperatura en paredes interiores o intermedias: 25 - 30 °C.

— Temperatura exterior (sin distinción de orientación) = 36 °C.

Si se desea considerar la orientación, utilizar los métodos expuestos anteriormente.

— Temperatura en suelo = 18 °C. Si el suelo está dotado de una cámara de aireación debe tomarse una temperatura superior.

— Temperatura en suelo en cámaras situadas en el primer piso de un edificio = 25 °C.

2.2. Cálculo de las pérdidas por enfriamiento y/o congelación: Q2

Las necesidades frigoríficas por enfriamiento de la mercancía, son sin duda, las mayores de todas las que intervienen dentro del computo total de necesidades o pérdidas de la instalación frigorífica, en el caso de túneles, y con menor diferencia también suelen ser las mayores en el caso de cámaras de refrigeración.

En el cálculo de estas pérdidas, se tendrán en cuenta algunos aspectos técnicos, que deberán ser fijados por el proyectista en función del producto o técnica a utilizar (refrigeración o congelación), entre los que destacan:

— Plazo en que debe ser enfriado el producto.

— Masa de producto a enfriar.

— Necesidad o no de congelación del producto.

Teniendo en cuenta los aspectos citados, el cálculo de las pérdidas por enfriamiento y/o congelación, Q2 se obtiene mediante la siguiente expresión:

$$Q2 = Q21 + Q22 + Q23 \quad (7),$$

donde:

Q21 = Necesidades por enfriamiento del producto. Cuando existe

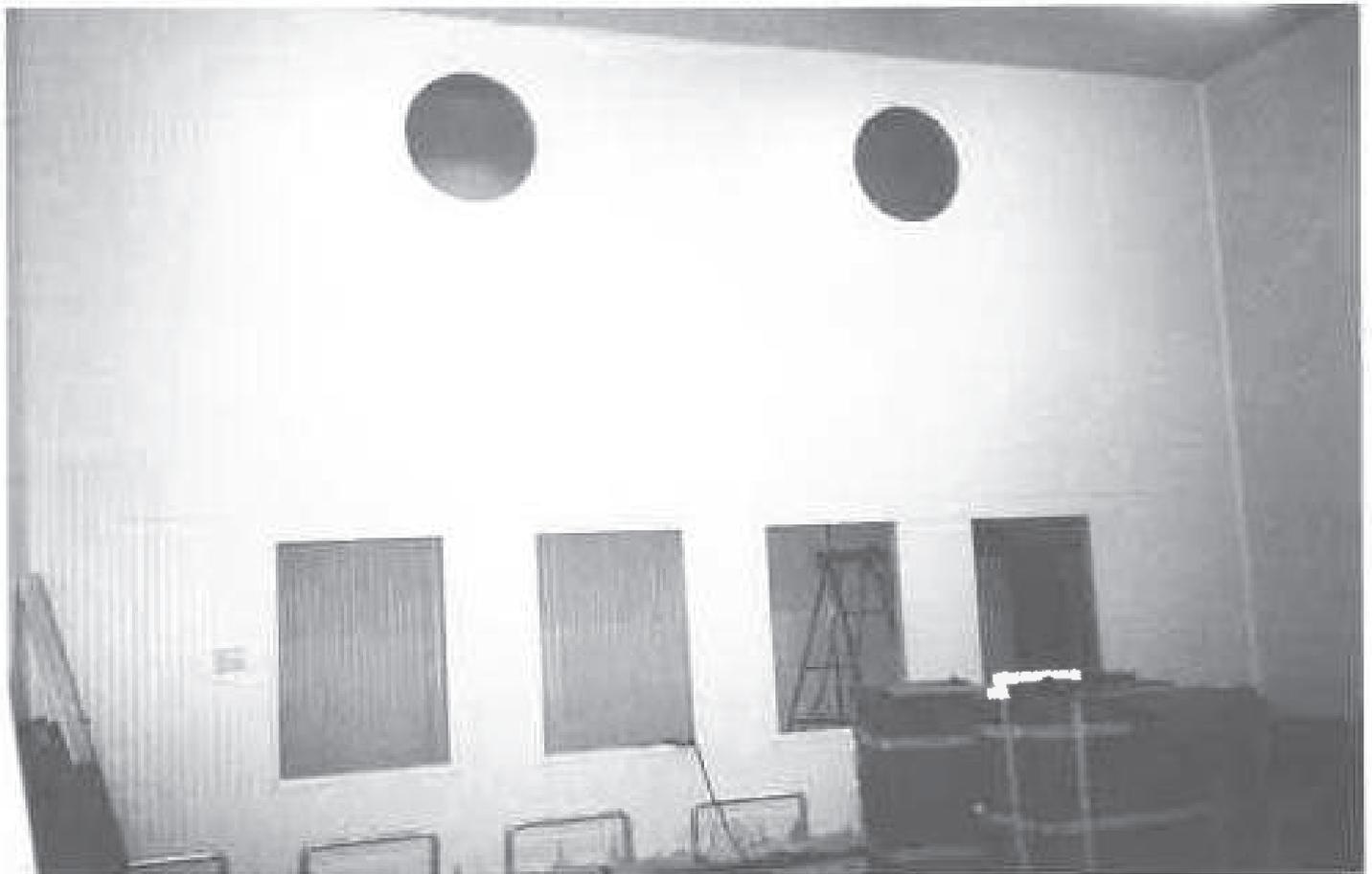


Foto 23. Detalle de huecos realizados en paneles para instalar ventiladores y rejillas en el parámetro de separación entre el nicho de enfriamiento del aire y la cámara de preenfriamiento. Cortesía de Termomecanic Murcia, S.A.



Foto 24. Estructura de acero inoxidable, en nicho de cámara anterior, para colocación de paneles intercambiadores aire-agua, para el enfriamiento y humidificación del aire. Cortesía de Termomecanic Murcia, S.A.

congelación Q21 son las necesidades de enfriamiento del producto hasta la temperatura de congelación.

Q22 = Necesidades por congelación. Cuando no existe congelación; Q22 = 0.

Q23 = Necesidades por enfriamiento del producto tras la congelación hasta la temperatura de régimen.

En el cálculo de Q2, intervienen además de la masa y de la diferencia de temperatura inicial y final del producto:

a) El calor específico del producto antes de la congelación: C1, cuando la cámara es de refrigeración o en el caso de cámaras de congelación. Su valor puede verse en la tabla número 1 (calor específico de alimentos y sus componentes), expuesta al final de este capítulo y de la que exponemos a continuación su formato de presentación con varios ejemplos. En caso de que el producto no se encuentre en esta tabla, el valor de C1 puede calcularse si se conoce su contenido en agua en tanto por ciento, de la siguiente manera:

$$C1 = \frac{a_1 + \text{CEMO } b_1}{100} \quad (\text{KJ/Kg K}) \text{ o } (\text{Kcal/Kg } ^\circ\text{C}) \quad (8),$$

donde:

a_1 = Contenido de agua en el género, en %.

b_1 = Contenido de materia sólida, en %.

Calor específico aproximado de la materia orgánica (CEMO):

— En unidades térmicas tradicionales. CEMO = 0'4 Kcal/Kg °C.

— En el S.I.: CEMO = 0'4 Kcal/Kg °C \cdot 4'1868 KJ/Kcal = 1'675 KJ/Kg K.

b) El calor latente de solidificación (congelación) o de fusión: C2, cuando existe congelación del producto. Su valor puede verse en la tabla nº 1, y en caso de no encontrarse puede calcularse, me-

diante la expresión:

$$C2 = \frac{CLSA a_1}{100} \text{ (KJ/Kg) o (Kcal/Kg)} \quad (9),$$

donde:

Calor latente de solidificación del agua (CLSA):

— En unidades térmicas tradicionales: CLSA = 80 Kcal/Kg.

— En el S.I.: CLSA = 80 Kcal/Kg $\cdot 4'1668$ KJ/Kcal = 334'9 KJ/Kg.

a_1 = Contenido en agua del género, en %.

c) El calor específico del producto después de la congelación: C3, cuando se trata de cámaras o túneles de congelación y de cámaras de conservación de congelados. Su valor puede verse en la tabla número 1, y en caso de no encontrarse puede calcularse mediante la expresión:

$$C3 = \frac{CEH a_1 + CEMO b_1}{100} \text{ (KJ/Kg K) o (Kcal/Kg } ^\circ\text{C)} \quad (10),$$

donde:

Calor específico del hielo (CEH):

— En unidades térmicas tradicionales: CEH = 0'5 Kcal/Kg $^\circ\text{C}$.

— En el S.I. : CEH = 0'5 Kcal/Kg $^\circ\text{C}$ $\cdot 4'1868$ KJ/Kcal = 2'09 KJ/Kg K.

Calor específico aproximado de la materia orgánica (CEMO):

— En unidades térmicas tradicionales. CEMO = 0'4 K_{cal}/Kg $^\circ\text{C}$.

— En el S.I.: CEMO = 0'4 Kcal/Kg $^\circ\text{C}$ $\cdot 4'1868$ KJ/K_{cal} = 1'675 KJ/Kg K.

a_1 = Contenido de agua en el género, en %.

b_1 = Contenido de materia sólida, en %.

Los valores de C1, C2 y C3 calculados con las expresiones anteriores son aproximados y considerados en la bibliografía como válidos en las aplicaciones corrientes.

En caso de que el producto este embalado, será necesario añadir a las frigorías calculadas en Q2, las necesarias para el enfriamiento del embalaje, calculadas como:

$$Q_e = C_e M_e (t_{ee} - t_q) \quad (11),$$

donde:

C_e = Calor específico del material embalaje en KJ/Kg K o en Kcal/Kg °C.

M_e = Masa del embalaje en Kg.

t_{ee} = Temperatura de entrada del embalaje en °C.

t_q = Temperatura al final de enfriamiento en °C.

La diferencia de temperaturas ($t_{ee} - t_q$) tiene el mismo valor, con independencia de que se expresen en °C o en K.

Este valor puede calcularse de la forma expuesta, estimarse incrementando el valor de los Kg de entrada de producto diario en un porcentaje, o bien considerar que su valor está incluido en Q8. (Cálculo de las necesidades por servicio).

Veamos ahora como se realiza el cálculo de cada uno de los términos de la expresión (7):

— En el supuesto de que la *cámara sea de refrigeración*, las necesidades Q2 se reducen al *enfriamiento del producto* desde la temperatura de entrada hasta la de conservación. Las necesidades por enfriamiento, serán:

$$Q_{21} = KG C_1 (TEP - TR) \quad (12),$$

donde:

KG = Kilogramos de entrada diaria de producto (Kg/día).

C1 = Calor específico del producto (KJ/Kg K) o (Kcal/Kg °C).

TEP = Temperatura de entrada del producto (K) o (°C).

TR = Temperatura de régimen (K) o (°C).

En este supuesto, al no existir congelación, no existirán necesidades por este concepto, y por tanto $Q_{22} = 0$ KJ/día o Kcal/día, y por el mismo motivo no existirán necesidades para el enfriamiento del producto tras la congelación, por lo que $Q_{23} = 0$ KJ/día o Kcal/día, y las necesidades totales por enfriamiento del producto serán:

$$Q_2 = Q_{21} + Q_{22} + Q_{23} = Q_{21} \text{ (KJ/día) o (Kcal/día).}$$

— En el supuesto de que la *cámara sea de conservación de congelados*, las necesidades Q_2 , se reducen al enfriamiento tras la congelación. éstas serán:

$$Q_{23} = KG C_3 (TEP - TR) \quad (13),$$

dónde:

C3 = Calor específico del producto congelado (KJ/Kg K) o (Kcal/Kg °C).

En este supuesto, al no existir congelación, no existirán necesidades por este concepto, y por tanto $Q_{22} = 0$ (KJ/día) o (Kcal/día), quedando:

$$Q_2 = Q_{21} + Q_{22} + Q_{23} = Q_{23} \text{ (KJ/día) o (Kcal/día).}$$

— En el supuesto de que se trate de una *cámara de congelación* las necesidades Q_2 serán la suma de $Q_{21} + Q_{22} + Q_{23}$. Su cálculo se realizará como sigue:

— *Necesidades por enfriamiento:*

$$Q21 = KG \ C1 \ (TEP - TCON) \quad (14),$$

donde:

TCON = Temperatura de congelación (K) o (°C).

— *Necesidades por congelación:*

$$Q22 = KG \ C2 \quad (15),$$

donde:

C2 = Calor latente de congelación (KJ/Kg) o (Kcal/Kg).

— *Necesidades por enfriamiento tras la congelación:*

$$Q23 = KG \ C3 \ (TCON - TR) \quad (16),$$

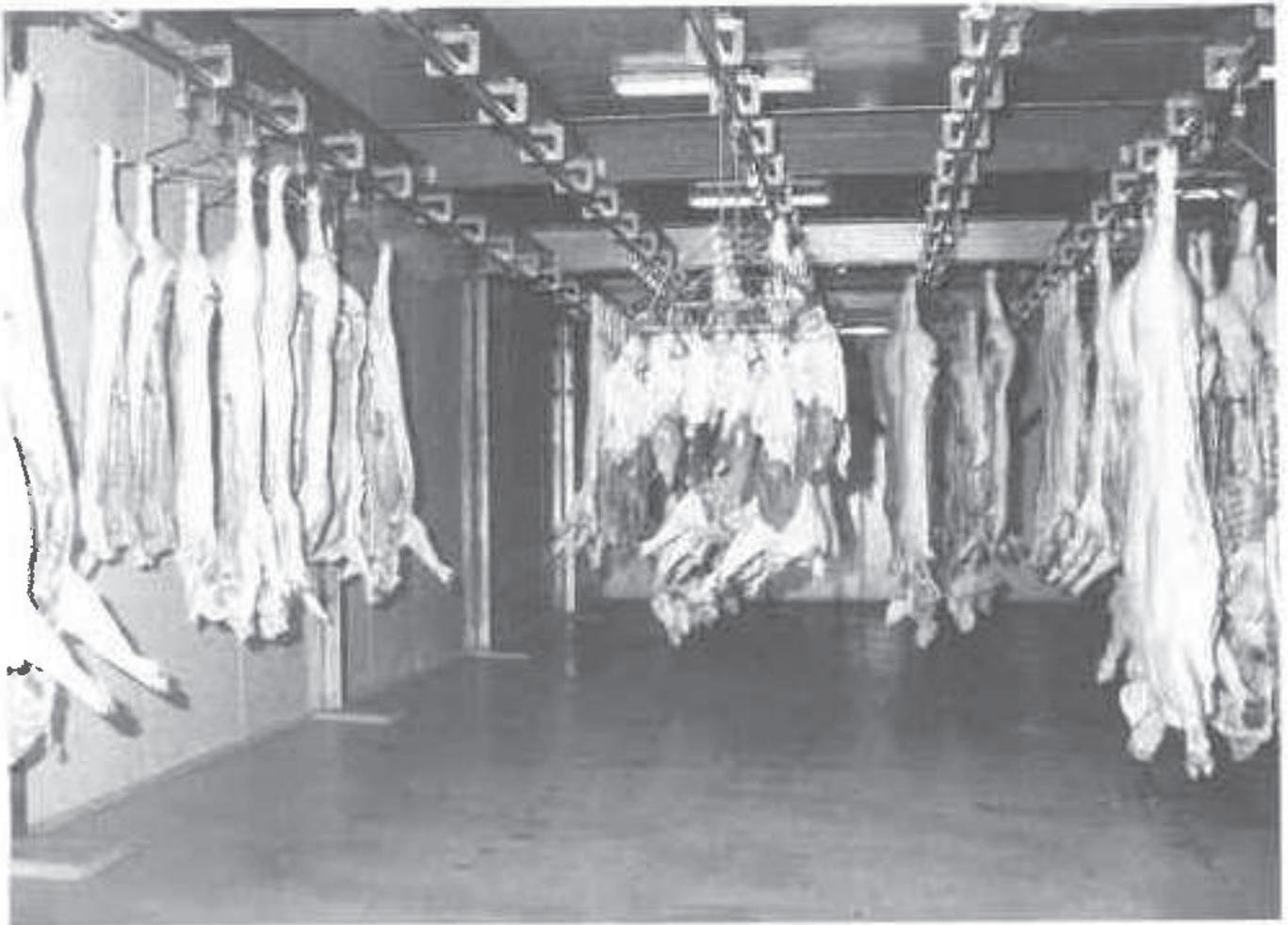
Por tanto, bajo este supuesto: $Q2 = Q21 + Q22 + Q23$ (KJ/día) o (Kcal/día).

TABLA NÚM. 1
Calor específico de alimentos y sus componentes

Producto	Agua (1) (%)	Componentes sólidos (%)	Calor específico		C2 calor de solidificación o de fusión en Kcal/Kg
			C1 antes de la solidificación en Kcal/Kg °C	C3 después de la solidificación en Kcal/Kg °C	
Aceite	—	—	0'40	0'35	—
Anguilas	62	38	0'70	0'39	50
Ciruelas	87	13	0'92	0'41	70
Limones	83-89	17-11	0'92	0'46	66-71
Zanahorias	83	17	0'87	0'45	66

(1) El contenido en agua de los alimentos es muy diferente según el contenido en grasa de los mismos; según sea la relación también varía el calor específico y el calor de solidificación.

FUENTE: García Vaquero, E., tomado de Pohlmann, 1979.



**Foto 25. Cámara de oreo de canales de porcino.
Estructura interior para soporte de raíles, para evitar puentes térmicos.
Solera acabada con mortero de resinas epoxi.
Matadero Industrial Torre Pacheco, S.A.**

Ejemplo: Calcular las necesidades frigoríficas por congelación de una cámara frigorífica en la que se desean congelar 1000 Kg/día de anguilas que se encuentran a una temperatura de 20 °C hasta la temperatura de -20 °C.

$$Q_2 = Q_{21} + Q_{22} + Q_{23} \text{ (KJ/día) o (Kcal/día).}$$

Por tanto, según vimos anteriormente, buscando en la tabla nº 1 los valores de: $C_1 = 0,70 \text{ Kcal/Kg } ^\circ\text{C} = 2,93076 \text{ KJ/Kg K}$, $C_2 = 50 \text{ Kcal/Kg} = 209,34 \text{ KJ/Kg}$, y $C_3 = 0,39 \text{ Kcal/Kg} = 1,63285 \text{ KJ/Kg K}$, y suponiendo que la temperatura de congelación del producto es de -2 °C, tendremos:

$$Q_{21} = \text{Kg } C_1 (\text{TEP} - \text{TCON}); \quad 1 \text{ K} = 1 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ y } 1 \text{ Kcal} = 4,1868 \text{ KJ.}$$

$$\begin{aligned} Q_{21} &= 1000 \text{ Kg/día } 2,93076 \text{ KJ/Kg } ^\circ\text{C} [(20 - (-2))] ^\circ\text{C} = \\ &= 64476,72 \text{ KJ/día} = 15400 \text{ Kcal/día} \end{aligned}$$

$$Q_{22} = \text{KG } C_2$$

$$\begin{aligned} Q_{22} &= 1000 \text{ Kg/día } 209,34 \text{ KJ/Kg} = 209340 \text{ KJ/día} = \\ &= 50000 \text{ Kcal/día.} \end{aligned}$$

$$Q_{23} = \text{KG } C_3 (\text{TCON} - \text{TR})$$

$$\begin{aligned} Q_{23} &= 1000 \text{ Kg/día } 1,63285 \text{ KJ/Kg } ^\circ\text{C} [(-2) - (-20)] ^\circ\text{C} = \\ &= 29391,3 \text{ KJ/día} = 7020 \text{ Kcal/día.} \end{aligned}$$

Por tanto:

$$\begin{aligned} Q_2 &= Q_{21} + Q_{22} + Q_{23} = 64476,72 + 209340 + 29391,3 = \\ &= 303208,02 \text{ KJ/día} = 72419,991 \text{ Kcal/día.} \end{aligned}$$

La temperatura de congelación de los distintos productos es variable, pudiéndose tomar como orientativos los siguientes valores, o consultar la bibliografía especializada para mayor precisión:

Producto	Temperatura de congelación (°C)
Carnes de ave	-2'7
Carnes de conejo	-2'7
Carnes de ovino	-2
Carnes de porcino	-2
Carnes de vacuno	-2
Frutas frescas	De -0'3 a -3
Hortalizas	De -0'5 a -1'5
Huevos	-2'2
Leche	-0'6
Mantequilla	-5'6
Pescados	-2'2
Queso	-1'7

2.3. Cálculo de las necesidades de conservación: Q3

Durante la conservación, algunos productos continúan desprendiendo cierta cantidad de calor que deberá extraerse para garantizar la temperatura idónea de la cámara, función del tipo de producto a conservar. Esta cantidad de calor se produce como consecuencia de la respiración (caso de frutos y hortalizas) o de fermentaciones del producto conservado.

Dado que las cantidades de calor producidas durante la conservación por los fenómenos indicados suelen ser pequeños, se indican en KJ/Tm día o Kcal/Tm día, en vez de en KJ/Kg día o Kcal/Kg día.

En el cálculo de estas necesidades intervienen: la masa del producto almacenado y el calor de respiración del producto. Estas necesidades se obtienen mediante la expresión:

$$Q3 = N CR \quad (17),$$

donde:

N = Cantidad de producto almacenado en la cámara (Tm).

CR = Calor de respiración, en KJ/Tm día o Kcal/Tm día.

Por tanto las unidades de Q3 serán: (Tm) (KJ/Tm día) = KJ/día, o bien: (Tm) (Kcal/Tm día) = Kcal/día.

En el caso de que se trate de un producto en fermentación, CR representará el calor de fermentación en Kcal/Tm día, y en caso de que ambos fenómenos se den simultáneamente en el producto conservado, CR será la suma del calor de respiración y del calor de fermentación.

Para los cálculos más frecuentes, en la conservación de frutos y hortalizas, CR, puede obtenerse de la tabla número 2 (calor de respiración y desprendimiento de CO₂ de frutas y verduras) expuesta al final del capítulo y de la que se expone un ejemplo:

TABLA NÚM. 2
Calor de respiración y desprendimiento de CO₂ de frutas y verduras
(según Hawkins)

Producto	Temperatura °C	Cantidad de CO ₂ producida mg/Kg h	Cantidad de calor producido en Kcal/Tm 24 h
Manzanas	4'4	5-8	275-440
Naranjas	1'7	2	110
Plátanos verdes	12'2	15	825
Peras	0	3-4	165-220
Judías cortadas	4'4	—	680
Fresas	0	15-17	825-935

Fuente: García Vaquero, E., tomado de Pohlmann, 1979.

Para el caso de maduración y conservación de quesos (García-Vaquero, E.,1979), pueden tomarse los siguientes valores:

— Quesos en maduración, a +12/+14 °C. desprenden 1800 Kcal/Tm día = 7536'24 KJ/Tm día.

— Quesos en conservación, a +2/+4 °C, desprenden 180 Kcal/Tm día = 753'624 KJ/Tm día.

Ejemplo: Se desea conocer las necesidades frigoríficas por conservación, debidas a la respiración del producto, de una cámara de refrigeración donde se conservan 20 Tm de naranjas a la temperatura de 1'7 °C. El volumen de la cámara es de 100 m³.

$$Q_3 = N \text{ CR}$$

De la tabla n° 2 podemos obtener el valor de CR para el producto considerado a la temperatura de conservación. En este caso CR = 110 Kcal/Tm día = 460'548 KJ/Tm día.

Por tanto,

$$Q_3 = 20 \text{ Tm } 460'548 \text{ KJ/Tm día} = 9219'96 \text{ KJ/día} = \\ = 2203'57 \text{ Kcal/día.}$$

2.4. Cálculo de las necesidades por renovación de aire: Q4

El aire de las cámaras frigoríficas con temperatura de trabajo superior al punto de congelación, debe renovarse por aire fresco con una frecuencia que dependerá del producto almacenado.

Los productos almacenados, desprenden gases como etileno, CO₂ y otros, ejerciendo una influencia negativa sobre su conservación, por lo que deben ser eliminados del ambiente de la cámara, recurriéndose para ello a la renovación de este aire viciado por aire más puro, del exterior.

La renovación del aire es una variable que puede descomponerse en suma de otras dos:

— *Número de renovaciones técnicas*, aquellas técnicamente aconsejables para la buena conservación del producto (ver tabla n°3 donde se exponen las condiciones de conservación) y,

— *Número de renovaciones equivalentes*, aquellas obtenidas en función de las pérdidas por infiltraciones, según el vo-



Foto 26. Cámara de refrigeración. S. Coop. Gregal.

lumen de la cámara y el número de veces que se abren las puertas, dependiendo también del nivel de temperatura (ver tabla n.º 4, al final del capítulo, donde se facilitan algunos valores prácticos).

Por tanto, debido a esta necesidad de renovación del aire (necesidad técnica o debida al funcionamiento), nuestro balance se verá gravado. La cantidad de frigorías necesarias por este concepto dependerá de las condiciones del aire exterior y de las condiciones del aire interior a renovar (temperatura y humedad relativa).

En la tabla n.º 3 (temperaturas favorables para almacenamiento de los productos a refrigerar), se exponen los valores de temperatura, necesidad de renovación del aire, humedad y tiempo de almacenaje para distintos productos conservados en condiciones de refrigeración tradicional, y en la tabla n.º 4 (número de renovaciones en 24 horas, debido a apertura de puertas e infiltraciones, según el volumen de la cámara y el nivel de temperatura de la misma) se exponen el número de renovaciones equivalentes. A continuación se expone la configuración de ambas tablas con algunos ejemplos, pudiéndose consultar las tablas completas al final del capítulo.

TABLA NÚM. 3

Material o referencia	Temperatura (°C)	Movimiento del aire	Humedad relativa (%)	Tiempo almacenaje
Carne de vaca grasa	-0'5/+0'5	f	80-85	15 días
Huevos en cámara fría	-0'5/+0'5	f	75-85	8-9 meses
Melones	0/+4	1	80-85	2-6 semanas
Melocotón	0/+1	1	85-90	1-2 meses

FUENTE: García Vaquero, E. 1979. f = gran renovación del aire; 1 = ligera renovación del aire; o = oscuridad.

TABLA NÚM 4

Número de renovaciones del aire en 24 h, debido a apertura de puertas e infiltraciones, según el volumen de la cámara y el nivel de temperatura de la misma.

Volumen de la cámara (m³)	TEMPERATURAS		Volumen de la cámara (m³)	TEMPERATURAS	
	SOBRE 0 °C	BAJO 0 °C		SOBRE 0 °C	BAJO 0 °C
5	47	36	200	6	4'5
30	17	13	1.200	2'2	1'7
60	12	9	3.000	1'4	1'1
150	7	5'5	15.000	0'90	0'80

FUENTE: Maestre Albert, J. 1988. Información personal. Nota: En caso de tráfico de mercancías muy elevado, pueden elevarse las cifras anteriores hasta duplicarlas.

El volumen de aire infiltrado en una cámara frigorífica por la apertura de la puerta también puede estimarse mediante el uso de expresiones empíricas, como la que se expone a continuación, siendo este función de la temperatura y dimensiones de la puerta:

$$V_i = \frac{a_2 h}{4} \sqrt{0'072 h \Delta t} \quad \text{m}^3/\text{s de apertura,}$$

siendo:

a_2 = Anchura de la puerta (1'2 – 2'0 m).

h = Altura de la puerta (2'2 – 3'5 m).

Δt = Diferencia de temperatura entre el aire exterior y el interior (°C).

Por tanto, en el cálculo de Q_4 , intervienen: la diferencia de entalpías entre el aire exterior y el aire de la cámara, la densidad del aire y el número de renovaciones establecido. La expresión utilizada para su cálculo es:

$$Q_4 = \text{VOL } D_i \delta_m N1 \quad (18),$$

donde:

VOL = Volumen de la cámara o recinto frigorífico (m^3).

$Di = (i_1 - i_2)$: Diferencia de entalpía entre el aire exterior y el aire de la cámara (KJ/Kg) o (Kcal/Kg).

VE = Volumen específico medio del aire entre las condiciones interiores y exteriores (m^3/Kg).

$\delta_m = \frac{1}{VE}$: Densidad media del aire entre las condiciones interiores y exteriores (Kg/m^3).

$N1 = N^\circ$ de renovaciones de aire por día (N° de veces).

Las unidades de $Q4$ vendrán dadas en KJ/día o en Kcal/día.

Para el cálculo de la diferencia de entalpías y de la densidad del aire, puede utilizarse el ábaco psicrométrico i, x para el aire húmedo de Mollier, de $-10^\circ C$ a $75^\circ C$ y de $-50^\circ C$ a $0^\circ C$, que se exponen a continuación. Tanto la entalpía del aire como el volumen específico del aire, pueden calcularse también mediante el procedimiento numérico descrito en el apartado 1.5.2. del capítulo 3 y del ejemplo expuesto allí.

Ejemplo: Calcular las necesidades frigoríficas por renovación de aire en una cámara frigorífica de $200 m^3$ donde se conservan melocotones a $0^\circ C$, siendo la temperatura del aire exterior considerada de $36^\circ C$, con humedades exterior e interior, respectivamente del 50% y 90%.

Según puede verse en la tabla n° 3 expuesta, estos frutos necesitan una renovación del aire ligera, por lo que consideraremos 2 renovaciones técnicas diarias.

Para el volumen de la cámara indicado y para la temperatura de conservación, según la tabla n° 4, el n° de renovaciones equivalentes es de 6. Por tanto, $N1 = 8$.

Del ábaco psicrométrico para el aire húmedo de Mollier, para las condiciones indicadas, se obtiene:

$$i_1 = 20 \text{ Kcal/Kg} = 83'736 \text{ KJ/Kg};$$

$$i_2 = 2 \text{ Kcal/Kg} = 8'3736 \text{ KJ/Kg}; \text{ y } \delta_m = 1/VE = 1'247 \text{ Kg/m}^3.$$

Por tanto:

$$Q4 = \text{VOL } D_i \delta_m N1 = 200 (83'736 - 8'3736) 1'247 \cdot 8 =$$

$$= 150363'06 \text{ KJ/día} = 35913'6 \text{ Kcal/día.}$$

2.5. Cálculo de las necesidades por calor desprendido por los ventiladores: Q5

Este cálculo pretende obtener el equivalente calorífico del trabajo realizado por los motores instalados en el evaporador (ventiladores, bombas de circulación de líquidos) y otros que eventualmente pudieran utilizarse.

Para determinar el calor desprendido por estos motores, es preciso conocer su potencia, considerando que por cada hora de funcionamiento el calor desprendido por éstos será de 630 Kcal/CV o 860 Kcal/KW. Luego la expresión que permite calcular Q5, será:

$$Q5 = 630 \text{ PE H} \quad (19),$$

donde:

PE = Potencia unitaria de los motores en CV.

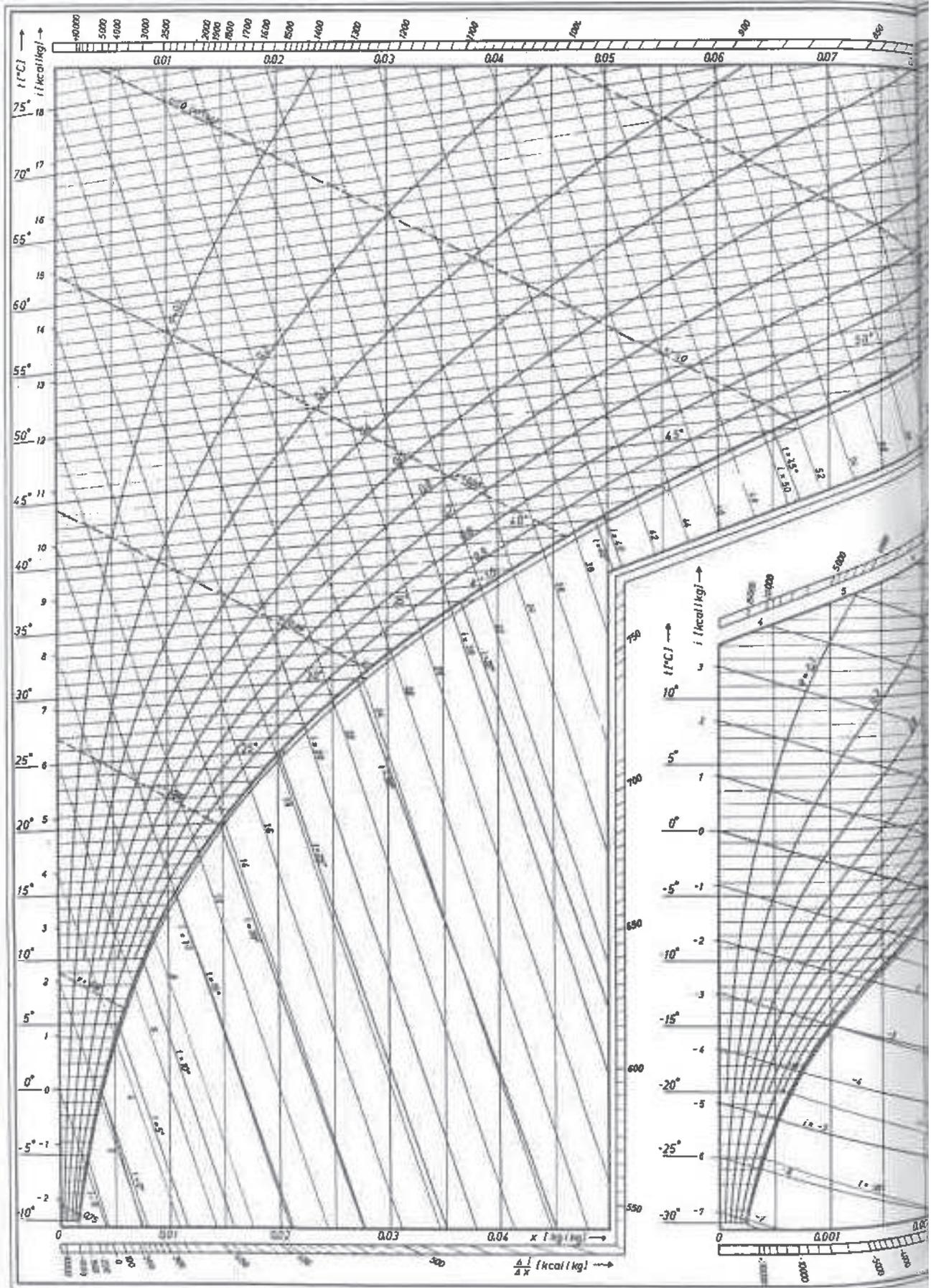
H = Número de horas de funcionamiento de los motores.

o bien,

$$Q5 = 860 \text{ PE H} \quad (20),$$

donde:

PE = Potencia unitaria de los motores en KW.



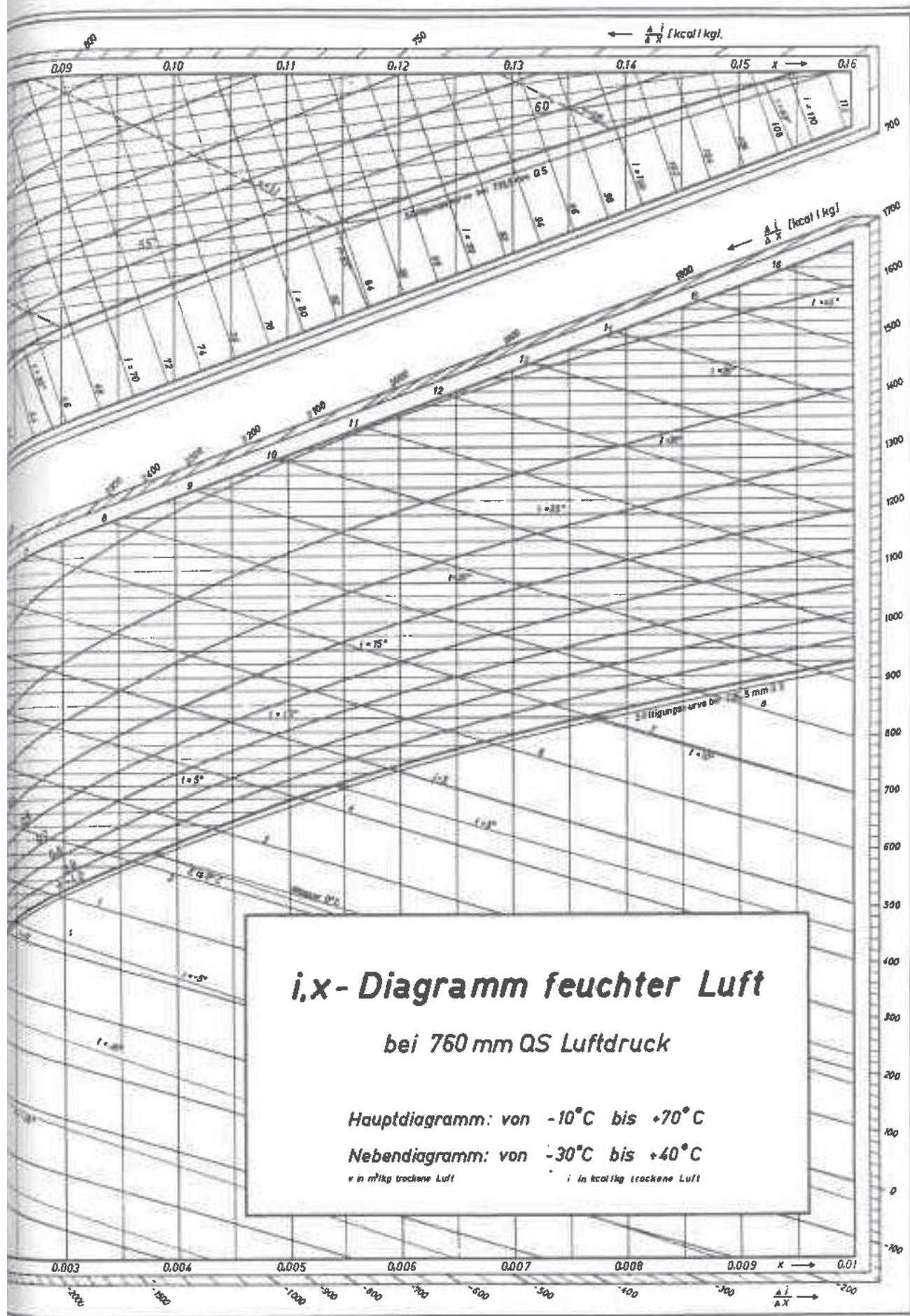
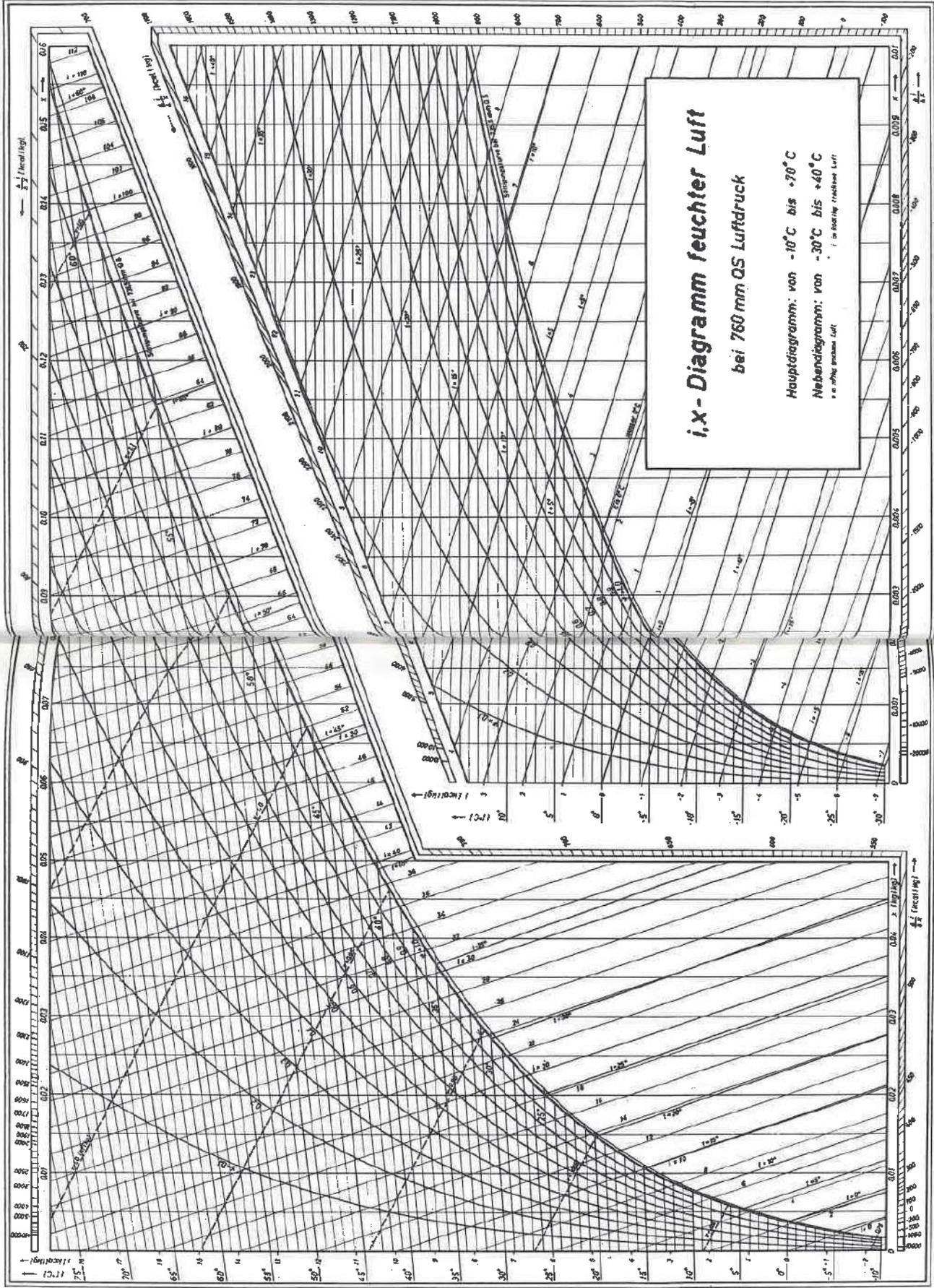


Diagramme *i, x* pour l'air humide Pression atmosphérique 760 mm Hg
 diagramme supérieur: de -10°C à $+70^{\circ}\text{C}$
 diagramme inférieur: de -30°C à $+40^{\circ}\text{C}$
v en m³/kg d'air sec i en kcal/kg d'air sec

Verlag C. F. Müller Karlsruhe

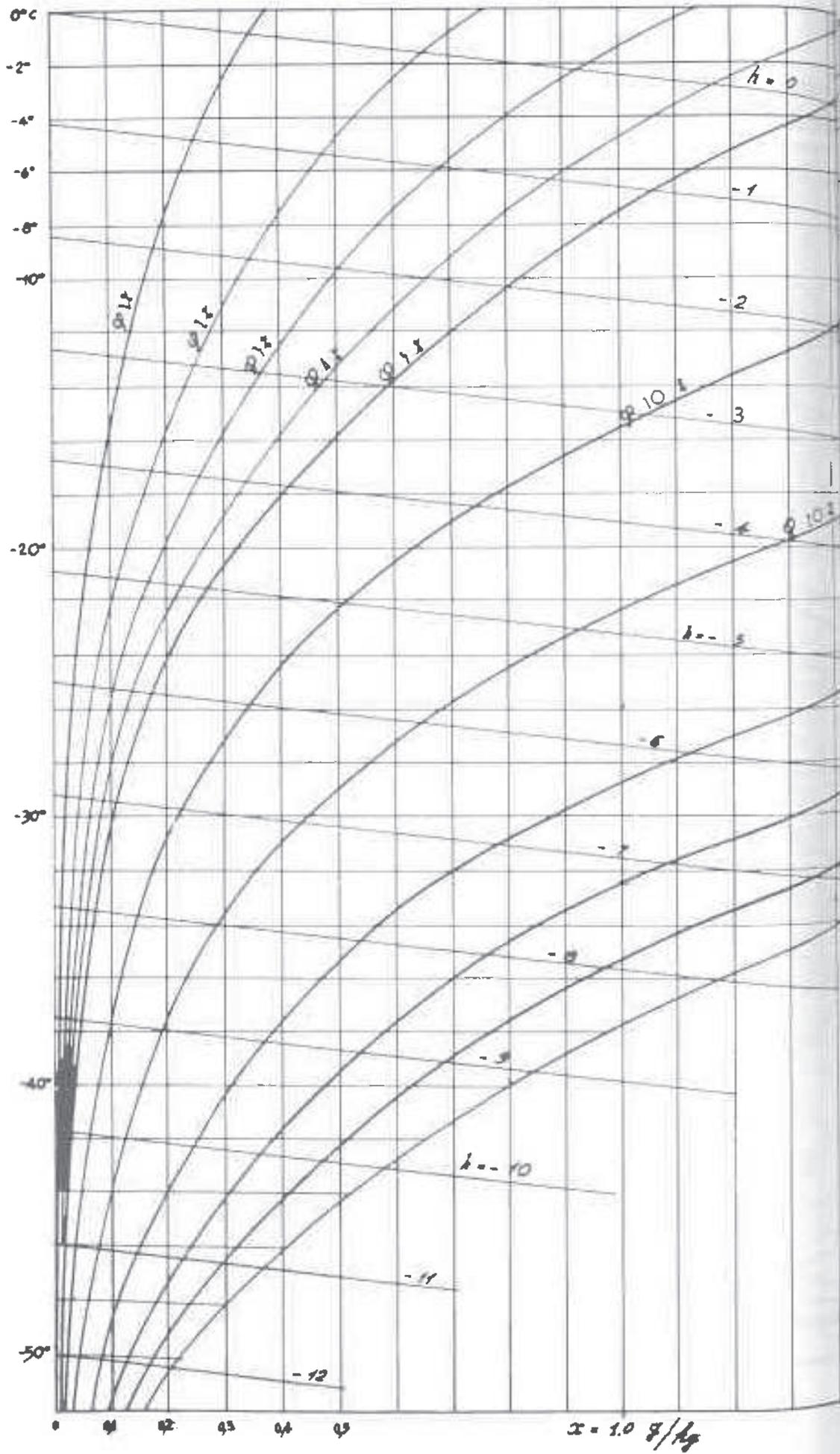
Diagramme 12

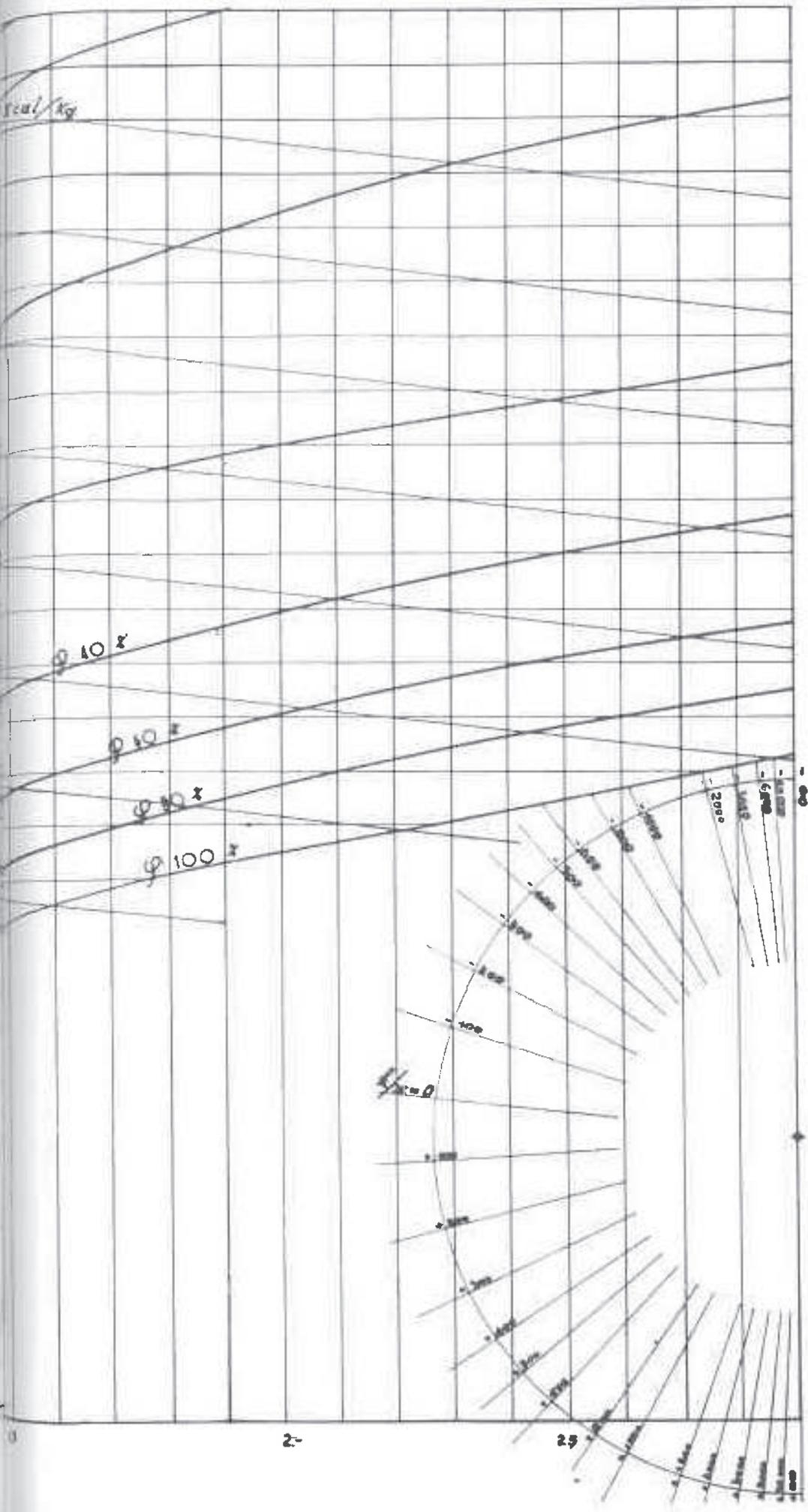


Kalorienrechnungen, 5. Auflage

Diagramme 1, 2 pour l'air humide Pression atmosphérique 760 mm Hg
diagramma superiore di -10°C a $+70^{\circ}\text{C}$
diagramma inferiore: da -30°C a $+40^{\circ}\text{C}$
© 1919, 1924, 1928, 1934, 1938, 1942, 1948, 1954, 1960, 1966, 1972, 1978, 1984, 1990, 1996, 2002, 2008, 2014, 2020

Verlag C. F. Müller, Karlsruhe





Debido a que PE y H no son conocidos a priori, tampoco podremos conocer el valor exacto de Q5. Por tanto Q5 sólo podrá conocerse con exactitud una vez realizado el balance térmico y elegidos los equipos adecuados, por lo que en la práctica se opta por realizar una estimación de Q5 en función del volumen de la cámara. Valores prácticos del calor desprendido por los ventiladores están comprendidos en el caso de cámaras entre 10 y 50 Kcal/m³ día. Estos valores pueden ser muy superiores en el caso de cámaras de congelación.

La expresión que utilizamos para el cálculo del calor desprendido por los ventiladores de los evaporadores es:

$$Q5 = VOL \cdot CDV \quad (21),$$

donde:

VOL = Volumen de la cámara o recinto frigorífico (m³).

CDV = Calor desprendido por los ventiladores (KJ/m³ día) o (Kcal/m³ día).

Una vez elegidos los equipos, podrá efectuarse la comprobación sobre la estimación realizada y calcular de nuevo, si se desea, el valor de Q5.

Ejemplo: Calcular las necesidades frigoríficas por calor desprendido por los ventiladores de los evaporadores de una cámara de refrigeración de hortalizas, sabiendo que ésta tiene un volumen de 500 m³.

En este caso optamos por estimar Q5 mediante la expresión:

$$Q5 = VOL \times CDV$$

Tomando CDV = 41'868 KJ/m³ día = 10 Kcal/m³ día y VOL = 500 m³, tendremos:

$$Q5 = 500 \cdot 41'868 = 20934 \text{ KJ/día} = 5000 \text{ Kcal/día.}$$

2.6. Cálculo de las necesidades debidas al calor desprendido por las personas: Q6

Éstas dependerán del número de personas que entren diariamente en la cámara, del trabajo que en ella realicen y del tiempo de permanencia en la misma. El calor aportado por las personas será:

$$Q6 = N CP HP \quad (22),$$

donde:

N = N° de personas

CP = Calor emitido por cada persona en una hora (KJ/h) o (Kcal/h).

HP = Núm. de horas que cada persona permanece en el interior de la cámara o recinto/día.

De lo expuesto, se deduce la dificultad de cálculo. Basta pensar en el n° de veces que será necesario entrar al día, peso de la persona que entra, etc.. Por ello, el valor de esta carga térmica conviene en muchas ocasiones estimarlo, a pesar de poder considerar que la entalpia liberada por una persona es de unos 628 KJ/h (150 Kcal/h), siendo esta potencia calorífica superior al disminuir la temperatura de la cámara o recinto frigorífico, pudiendose considerar los siguientes valores aproximados en función de ésta:

Temperatura del recinto (°C)	Potencia calorífica liberada por persona (KJ/h)
15	645
10	754
5	862
0	971
-5	1080
-10	1185
-15	1294
-20	1403
-25	1516

Por tanto, cuando se trate de cámaras frigoríficas en las que difi-

cilmente podremos calcular con alguna precisión las horas que en ellas permanecen las personas, el valor de Q6 convendrá estimarlo considerándolo englobado en Q8, pero cuando se trate de cámaras o salas de trabajo donde se puede determinar con bastante precisión el n° de trabajadores y el n° de horas de trabajo (ej.: sala de despiece de una industria cárnica) convendrá considerar su valor calculado mediante la expresión de Q6.

Ejemplo: Calcular la carga térmica debida a las personas en una sala de envasado de productos hortofrutícolas, sabiendo que:

— Se trata de un trabajo poco intenso. Se considera un valor de la potencia calorífica emitida por las personas de 628'02 KJ/h (150 Kcal/h).

— El número de trabajadores permanentes es de 5.

— Se considera un periodo de trabajo de 24 h/día.

$$Q6 = N \cdot CP \cdot H = 5 \cdot 628'02 \cdot 24 = 75362'4 \text{ KJ/día} = 18000 \text{ Kcal/día.}$$

2.7. Cálculo de las necesidades por iluminación: Q7

Éstas dependen del nivel lumínico proyectado en el recinto frigorífico y del tiempo de utilización. Generalmente el nivel lumínico será bajo, entre 20 y 60 lux (en el caso de cámaras frigoríficas, con tendencia al alza en las instalaciones modernas), por lo que la potencia instalada será del orden de unos 1-10 W/m², dependiendo del tipo de luz utilizada, siendo el periodo de utilización también corto ya que sólo debe estar conectada durante los periodos en que se realicen trabajos en su interior. En este caso el valor de Q7 convendrá considerarlo englobado en Q8.

Cuando el recinto frigorífico sea una sala de trabajo convendrá, una vez determinada la potencia eléctrica instalada por este concepto, considerarla como una carga térmica independiente, Q7, cuyo valor calcularemos de la siguiente forma:

$$Q7 = 860 P H \quad (23),$$

donde:

P = Potencia de las luminarias en KW.

H = N° de horas de funcionamiento diario.

1 KW = 860 Kcal/h = 860 Kcal/h \cdot 4'1868 KJ/Kcal = 3600'648 KJ/h.

Ejemplo: Calcular las necesidades frigoríficas debidas a la iluminación de una sala de trabajo refrigerada en la que la potencia instalada en las luminarias es de 1000 W (1 KW), considerando un período de uso de 8 h/día.

$$Q7 = 3600'648 \cdot 1 \cdot 8 = 28815'184 \text{ KJ/día.}$$

$$Q7 = 860 \cdot 1 \cdot 8 = 6880 \text{ Kcal/día.}$$

2.8. Cálculo de las necesidades por servicio: Q8

Se incluyen bajo este apartado una serie de pérdidas diversas, de difícil cálculo hasta tanto no se realice la elección de los equipos que componen la instalación. Por ello, en la práctica, nos vemos obligados a realizar una estimación de las mismas, obteniendo un resultado aceptable al utilizar para su cálculo la expresión:

$$Q8 = Z (Q1 + Q2 + Q3) \quad (24),$$

donde:

Q1 = Pérdidas por transmisión, (KJ/día) o (Kcal/día).

Q2 = Necesidades por enfriamiento y/o congelación, (KJ/día) o (Kcal/día).

Q3 = Necesidades por calor desprendido por el producto, (KJ/día) o (Kcal/día).

Z = Coeficiente (0'1-0'15).

Es decir, tomamos como Q8 un 10-15% de (Q1 + Q2 + Q3). De esta manera estimamos:

a) Pérdidas por convección-radiación, Q81:

Nos referimos aquí a la transmisión de calor que se produce hacia algunos elementos de la instalación. Un ejemplo lo constituyen las tuberías de la instalación. El cálculo aproximado de estas necesidades frigoríficas no podrá realizarse hasta el final del cálculo del balance térmico, por lo que su influencia debemos estimarla.

b) Pérdidas por condensación de la humedad exterior, Q82:

Esta humedad intentará penetrar al interior, produciéndose esta penetración en mayor o menor grado en función del tipo de aislamiento, apertura de puertas, de la barrera antivapor y del grado de buena ejecución. Esta posible entrada de vapor de agua, en caso de efectuarse, se condensará sobre las paredes frías interiores, conlleva un cambio de fase, lo que conlleva a su vez un calor latente que deberá ser suministrado por la instalación.

c) Carga térmica debida al personal, Q83:

Puede estimarse aquí, con las consideraciones realizadas anteriormente, si no se ha calculado en Q6.

d) Carga térmica debida al desescarche, Q84:

En las instalaciones que funcionan con temperaturas inferiores a 0 °C, es necesario realizar el desescarche, ya que de lo contrario disminuiría el rendimiento del evaporador llegando incluso en muy breve plazo a no alcanzar la temperatura de régimen de la cámara, por lo que resulta imprescindible aumentar la temperatura del material del evaporador y del refrigerante interior por encima de 0 °C, siendo incluso inevitable la transferencia de calor al resto del recinto. Esta carga, de difícil evaluación práctica, queda también incluida en el porcentaje adoptado.

e) Carga térmica debida a la iluminación, Q85:

Puede estimarse aquí, con las consideraciones realizadas anteriormente, si no se ha calculado en Q7.

f) Otras cargas térmicas, Q86:

Incluimos bajo este epígrafe un número indeterminado de cargas que dependerán, por un lado de las instalaciones interiores de las cámaras como por ejemplo de la existencia o no de estanterías móviles, cuadros eléctricos interiores, ventiladores de renovación de aire, etc. y por otro lado, del sistema de trabajo, como son, el uso de carretillas eléctricas o de gasoil, la mejor o peor utilización de la cámara, la existencia de contrapuertas de plástico rígido o cortinas de aire, la automatización o no del sistema de apertura, etc.

2.9. Necesidades totales (carga térmica total): NT

Las necesidades totales se obtienen como suma de los diferentes conceptos enunciados, por tanto:

$$NT = Q1 + Q2 + Q3 + Q4 + Q5 + Q6 + Q7 + Q8 \quad (25)$$

Estas necesidades totales, NT, están referidas a un período de 24 horas, por lo que debemos fijar el número de horas de funcionamiento del compresor o compresores (NH), con objeto de calcular la carga térmica horaria (CTH), por tanto:

$$CTH = \frac{NT}{NH} \quad (24)$$

El número de horas de funcionamiento NH, adoptado en proyecto, suele ser en el caso de instalaciones comerciales de unas 14-16 horas/día, mientras que en el caso de máquinas industriales suele adoptarse un valor de 18-20 horas/día.

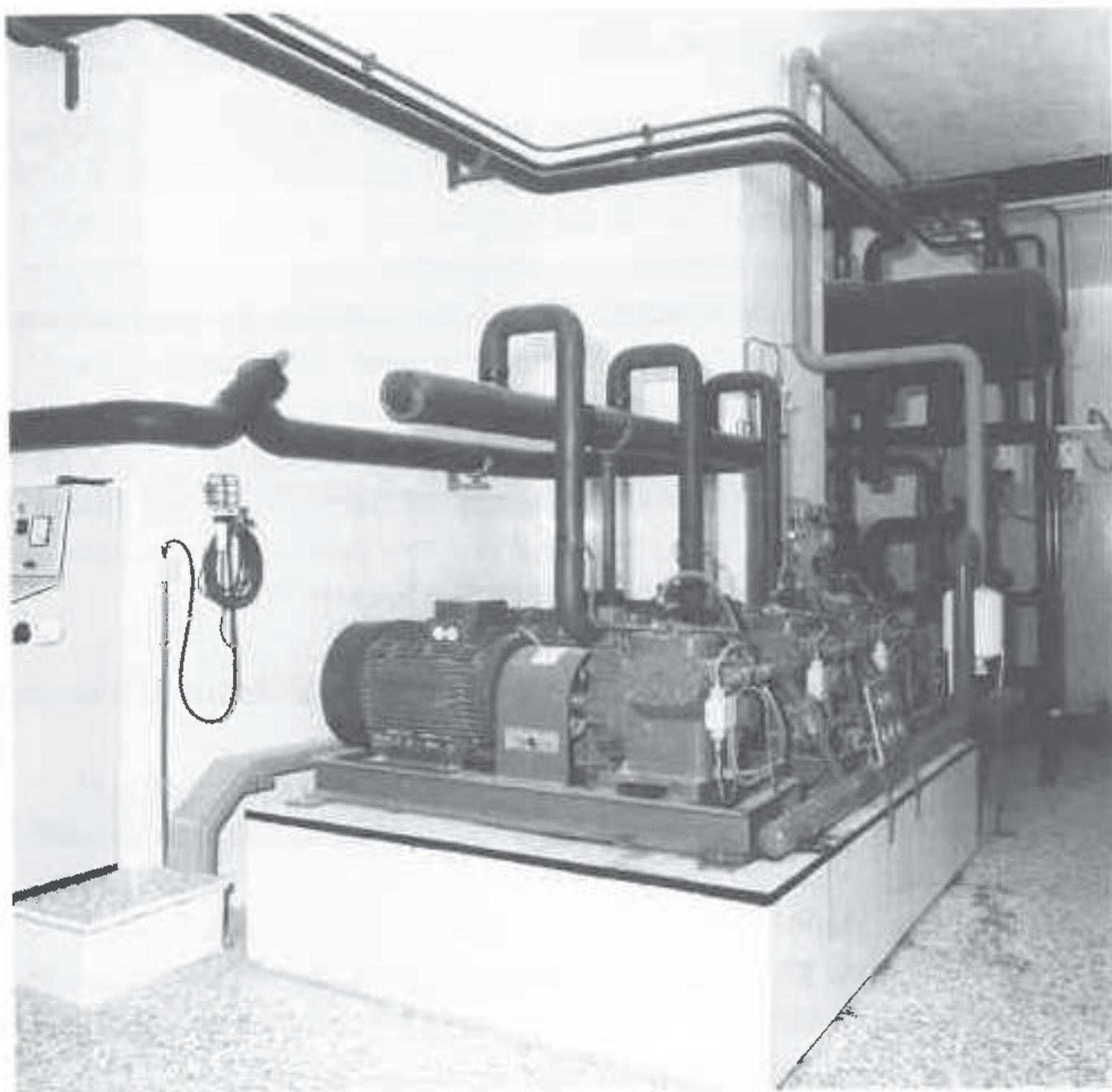


Foto 27. Sala de máquinas frigoríficas (vista parcial). S. Coop. Gregal.



Foto 28. Trajes especiales para uso en caso de accidente en salas de máquinas frigoríficas que utilicen amoníaco como refrigerante. Son impermeables a este gas y van equipados con mascarilla y equipo autónomo de aire comprimido.

Por tanto la CTH (KJ/h) o (Kcal/h = fr/h), expresa la potencia frigorífica que como mínimo deberá suministrar el compresor (recuérdese que $1W = 0'860$ Kcal/h).

3. TABLAS DE INTERÉS PARA EL CÁLCULO DEL BALANCE TÉRMICO

A continuación se exponen una serie de tablas con datos útiles para la realización del cálculo del balance térmico de una instalación frigorífica.

TABLA N.º 1
Calor específico de alimentos y sus componentes

	Agua %	Componentes sólidos %	Calor específico		C2 Calor de solidificación o de fusión en kcal/kg
			C1 antes de la solidificación en kcal/kg °C	C3 después de la solidificación en kcal/kg °C	
Aceite	—	—	0,40	0,35	—
Anguilas	62	38	0,70	0,39	50
Apio	88-95	12-5	0,94	0,47	70-76
Aves	74	26	0,70-0,76	0,40	59
Azúcar	0,1	99,9	—	0,30	—
Bayas	84-88	16-12	0,91	0,4-0,5	67-70
Bulbos, flores	91	9	0,93	0,48	73
Carne de carnero mag.	67	33	0,73	0,41	53
Carne de carnero grasa	50	50	0,60	0,35	40
Carne de cerdo grasa	39-46	61-54	0,51	0,32	31-36,6
Carne de ternera	63	37	0,704	0,40	50
Carne vacuna grasa	51	49	0,608	0,355	41
Carne magra	72	28	0,776	0,42	56
Caviar	50-60	50-40	0,70	0,31	40-50
Caza	74	26	0,80	0,40	59
Cebollas comestibles	80-89	20-11	0,91	0,46	64-71
Cereza	82	18	0,87	0,44	66
Cerveza	89-91	—	0,90	—	72
Ciruelas	87	13	0,92	0,41	70
Col	91	9	0,93	0,48	73
Crema helada (helados)	60-65	40-35	0,78	0,45	52
Chocolate	1,6	98,4	0,76	—	20-30
Espárragos	94	6	0,93	0,47	75
Fresas	90	10	0,92	0,47	71,6
Grasas vegetales	—	—	0,47-0,50	0,35	—
Grosella	90	10	0,92	0,46	72

TABLA N.º 1 (Continuación)
Calor específico de alimentos y sus componentes

	Agua %	Componentes sólidos %	Calor específico		C2 Calor de solidificación o de fusión en kcal/kg
			C1 antes de la solidificación en kcal/kg °C	C3 después de la solidificación en kcal/kg °C	
Guisantes verdes	75	25	0,80	0,42	60
Harina	12-13,5	88-86,5	0,43-0,45	—	—
Hielo (agua)	100	—	1,00	0,50	80
Huevos	70	30	0,76	0,40	56
Judías verdes	89	11	0,92	0,47	71
Langosta/cangrejos	77	23	0,81	0,43	62
Leche	88	12	0,94	0,60	70
Limonos	83-89	17-11	0,92	0,46	66-71
Manteca	0,7	99,3	0,60	0,40	29-35
Mantequilla	14-15	86-85	0,60-0,64	0,30	35 + 12 (2)
Manzanas	83	17	0,92	0,42	647
Margarina	17-18	83-82	0,65-0,70	0,35	15 + 15
Melones	89	11	0,92	0,40	71
Miel	19	81	0,35	0,26	14
Naranjas	84	16	0,92	0,44	68
Nata	59	41	0,85	0,36	47
Nueces	7,2	94,8	0,25	0,22	9
Ostras	80	20	0,84	0,44	63
Pan de centeno	40	60	—	—	—
Pan de trigo	34	66	—	—	—
Pasta	—	—	0,45	—	—
Patatas	74	26	0,80	0,42	58
Peras	83	17	0,92	0,42	67
Pescado ahumado	—	—	0,76	—	—
Pescado fresco graso	60	40	0,68	0,38	50
Pescado fresco seco	73	27	0,82	0,43	61
Pescado seco	—	—	0,54	0,34	36
Plátanos	75	25	0,80	—	60
Polvo de cacao	0,5	99,5	0,50	—	—
Queso graso	35-50	65-50	0,45-0,60	0,30	26-36
Queso seco	53	47	0,68	0,40	42
Requesón	80	20	0,70	0,45	64
Tocino (Bacon)	—	—	0,55	0,31	17
Tomates	94	6	0,93	0,49	75
Uvas	81	19	0,88	0,45	63
Vino	—	—	0,90	—	—
Zanahorias	83	17	0,87	0,45	66

(1) El contenido en agua de los alimentos es muy diferente según el contenido en grasa de los mismos; según sea la relación, también varía el calor específico y el calor de solidificación.

(2) Calor de solidificación de la grasa + calor de congelación del agua.

FUENTE: García Vaquero, E., tomado de W. Poblmann, 1979.

TABLA N.º 2
Calor de respiración y desprendimiento de CO₂ de frutas y verduras
(según Hawkins)

	Temperatura °C	Cantidad de CO ₂ producida mg/kg h	Cantidad de calor producido en kcal/t en 24 h
Manzanas	0	3-4	165-220
Manzanas	4,4	5-8	275-440
Manzanas	15,6	20-30	1.100-1.650
Manzanas	29,4	30-70	1.650-3.850
Naranjas	1,7	2	110
Naranjas	15,6	8	440
Naranjas	26,7	15	825
Plátanos verdes	12,2	15	825
Plátanos verdes	20	38	2.090
Plátanos madurando	20	42	2.310
Plátanos maduros	20	38	2.090
Peras	0	3-4	165-220
Peras	15,6	40-60	2.200-3.300
Judías cortadas	4,4	—	680
Fresas	0	15-17	825-935
Fresas	4,4	22-35	1.210-1.925
Fresas	15,6	49-69	2.700-3.750
Frambuesas	1,7	20-30	1.100-1.650
Frambuesas	15,6	70-80	3.850-4.400
Patatas	0	3,5	165-275
Patatas	10	4-8	220-440
Patatas Iris Cobbler	4,5	5-8	275-440
Patatas Iris Cobbler	21,1	10-16	550-880
Patatas Sweet Potatoes	4,4	4-6	220°-330
Patatas Sweet Potatoes	29,4	30-40	1.650-2.200
Zanahorias	4,4	—	350
Cerezas ácidas	0	6-8	330-440
Cerezas ácidas	15,6	50-60	2.750-3.300
Lechuga	4,4	—	1.820
Maíz	4,4	—	960
Melocotón	1,7	7-9	385-490
Melocotón	15,6	30-40	1.650-3.300
Melocotón	26,7	70-100	3.850-5.500
Remolacha	4,4	—	470
Apio	4,4	—	65-
Uvas	1,7	3-5	165-275
Uvas (Corniekon y Tokaier)	15,6	10-12	550-660
Uvas (Corniekon y Tokaier)	26,7	25-30	1.375-1.650
Uvas (Concord)	1,7	6	330
Uvas (Concord)	15,6	30	1.650
Uvas (Concord)	26,7	70	3.850
Limonas	1,7	2	110
Limonas	15,6	8	440
Limonas	26,7	15	825

TABLA N.º 2 (Continuación)
Calor de respiración y desprendimiento de CO₂ de frutas y verduras
(según Hawkins)

	Temperatura °C	Cantidad de CO ₂ producida mg/kg h	Cantidad de calor producido en kcal/t en 24 h
Cebollas	0	3-5	165-275
Cebollas	10	8-9	440-495
Cebollas	21,1	14-19	770-1.045

FUENTE: García Vaquero, E., tomado por W. Pohlmann, 1979.

TABLA N.º 3
Temperaturas favorables para almacenamiento de los productos a refrigerar

f a = gran renovación de aire
l a = ligera renovación de aire

o = oscuridad

Material a ref.	Temperatura °C	Movimiento del aire	Humedad relativa %	Tiempo de almacenaje
<i>Cervecerías:</i>				
Cavas para cerveza	+ 1/1,5	l	90	—
Bodegas para ferm. de cerveza ..	+ 3,5/+ 6	f	—	—
Cerveza en barriles para trans. ...	+ 6/+ 8	l	—	—
<i>Cerveza en la venta:</i>				
Pilsen	hasta + 6	—	—	—
Munich	hasta + 7	—	—	—
Cerveza fermentada en bodegas	+ 5/+ 8	l	—	—
Cerveza en botellas	+ 7,5	—	—	3 meses
Cámara de levadura	+ 12/+ 16	f	—	—
Cámara almacenaje de lúpulo	- 2/0	l	76	6 meses
Área de malta	+ 9/+ 10	l	85	—
<i>Carne:</i>				
De vaca, grasa	- 0,5/+ 0,5	f	80-85	15 días
De vaca, magra	0/+ 0,5	f	80-85	15 días
Carne de cerdo	- 2/- 1	f	80-85	15 días
Carnero y ternera	- 1/+ 1	f	80-85	15 días
Vísceras, Tripería	0/+ 1	f	75-80	3 días
Carne congelada	- 15/- 18	o	85-90	10 meses
Embutido hervido	+ 1/+ 3	f	80-85	15 días
Carne ahumada	+ 1/+ 5	f	75-80	6 meses
Embutido ahumado y lengua	+ 1/+ 5	f	80-85	6 meses
Manteca	+ 2/+ 4	f o	75-80	3 meses
Tocino	- 8/- 10	f o	80-85	6 meses
Carne de conserva	0/+ 2	—	75-80	12 meses
Tripería congelada	- 15/- 18	—	85-90	6 meses
Bacón	- 3/+ 2	f o	75-80	20 días
Salazones	0/+ 2	f	80-85	—

TABLA N.º 3 (continuación)

Temperaturas favorables para almacenamiento de los productos a refrigerar

Material a ref.	Temperatura °C	Movimiento del aire	Humedad relativa %	Tiempo de almacenaje
<i>Pescado:</i>				
Refrigerado en hielo	0/- 1	—	100	5-10 días
Congelado pescado graso	- 23/- 28	1	90-95	8 meses
Congelado pescado no graso	- 20	1	90-95	12 meses
Congelado filetes	- 23/- 28	1	90	6-9 meses
Pescado salado	- 2	1	85-95	10 meses
Arenque en salmuera	- 4	—	90-95	12 meses
Bacalao	+ 2/+ 4	1	75-80	12 meses
Conservas de pescado	0/+ 1	—	75-80	12 meses
Caviar prensado	- 4/- 2	o	85-90	6 meses
Caviar granulado	- 3/- 1	o	85-90	6 meses
Ostras con cáscara	- 1/+ 2	1	—	1-2 meses
Ostras abiertas	- 4/- 6	1	—	—
Pescado ahumado	- 6/- 8	o	—	—
<i>Huevos:</i>				
Huevos en cámara fría	- 0,5/+ 0,5	f	75-85 según el empaquetado	8-9 meses
Huevos en antecámara	+ 6/+ 8	f	—	—
Huevos batidos congelados en bidones	- 18	—	—	hasta 12 meses
Huevos en polvo	0/+ 1	1	debajo de 75	hasta 6 meses
<i>Caza y volátiles:</i>				
Caza congelada	- 8/- 10	1	85-90	hasta 9 meses
Aves frescas	- 1/+ 0,5	1	80-85	hasta 8 días
Aves congelada	- 15/- 18	1 o	85-90	4-10 meses. según contenido en grasas
<i>Leche, mantequilla, queso:</i>				
Cámara frigorífica para leche ordeñada a la tarde	+ 10	1	—	—
Leche	0/+ 2	1	—	—
Cámara para madurar la nata	+ 14/+ 18	—	—	—
Cámara para preparar la mantequilla	+ 12/+ 15	—	—	—
Mantequilla, almacenaje de corta duración	- 1/14	f	75-80	hasta 6 meses
Mantequilla, almacenaje de larga duración	- 10/- 14	1 o	80-85	12 meses
Margarina	- 10	1 o	75-80	3-4 meses
Leche en polvo	0/+ 2	1	70-75	6 meses
Requesón	+ 1	1	75-80	2 meses

TABLA N.º 3 (continuación)

Temperaturas favorables para almacenamiento de los productos a refrigerar

Material a ref.	Temperatura °C	Movimiento del aire	Humedad relativa %	Tiempo de almacenaje
Queso blando	+ 2/+ 4	1	80-85	2-6 meses
Máquina para madurar queso suizo	+ 15	1	80-85	—
Margarina	- 10	1 o	75-80	3-4 meses
Cámara para queso suizo	+ 1,5/+ 4	1	70	4-12 meses
Cámara para leche embotellada .	+ 10/+ 12	0	—	—
<i>Verduras:</i>				
Coliflor	- 1/0	1	90	4 semanas
Judías verdes	+ 2	1	90	3-4 semanas
Judías secas	+ 5/+ 7	—	70-75	9-12 meses
Guisantes con vainas	0	—	85-90	1-2 semanas
Champñones frescos	0/+ 1	1 o	90	—
Pepinos sueltos	0/+ 4	—	85	1-2 semanas
Remolacha	0/+ 1	—	90-95	4 meses
Patatas	+ 3/+ 6	1	80-90	6-9 meses
Col	- 1,5/- 0,5	1	85-90	2-6 meses
Rábanos	0/+ 1	—	85-90	2-4 meses
Ensalada	0	—	90-95	5 semanas
Chucrut	+ 3	—	—	6-9 meses
Apio	0/+ 0,5	—	90	9 meses
Apio bulbo	- 1/- 0,5	—	85-90	5-6 meses
Espárragos	+ 0,5/+ 1	—	85-90	4 semanas
Espinacas	- 1/- 0,5	—	90	8-10 días
Tomates verdes	+ 5/+ 10	1	85-90	3-4 semanas
Tomates maduros	0/+ 1	1	80-90	10-14 días
Cebollas	- 2/2,5	f	75-80	6-8 meses
Verduras en lata	+ 2/+ 4	—	70-75	1-2 años
Verdura congelada	- 23/- 18	—	—	1-2 meses
<i>Frutas:</i>				
Piña	+ 4	—	85	2-4 semanas
Manzanas según clase	- 1/+ 3	1	90-95	3-10 meses
Naranjas	+ 5/+ 7	—	70-75	9-12 meses
Albaricoques	0/+ 1	1	85-90	4-6 semanas
Albaricoques secos	- 1/0	—	60-70	12 meses
Plátanos	+ 11,5	1	85	3 semanas
Peras	- 1/+ 2	1	90-95	1-8 meses
Dátiles	+ 7	—	75	6 semanas
Fresas	- 1/+ 1	1	90	2-3 semanas
Higos	+ 7	—	75	6 meses
Frambuesas	- 1/+ 1	1	90	1/2 semanas
Grosella	0/+ 1	1	90	2-4 semanas
Castañas	+ 1	—	85-90	10 meses
Cerezas	0/+ 1	1	85-90	3-4 meses
Melones	0/+ 4	1	80-85	2-6 semanas

TABLA N.º 3 (continuación)

Temperaturas favorables para almacenamiento de los productos a refrigerar

Material a ref.	Temperatura °C	Movimiento del aire	Humedad relativa %	Tiempo de almacenaje
Ciruelas amarillas	0	1	85	3 semanas
Nueces	- 2/- 3	1	75-80	8-12 meses
Mandarinas	0/+ 0,5	1	85	1-2 meses
Melocotón	0/+ 1	1	85-90	4-6 semanas
Ciruelas	0/+ 1	1	85-90	4-6 semanas
Ciruelas secas	—	—	—	—
Arándano	0/+ 1	1	90	1-2 meses
Grosellas espinosas	0/+ 1	1	85-90	2-4 semanas
Uvas	—	0,5/+ 2	1	3-6 semanas
Limonos	+ 2/+ 5	1	80-85	1-2 meses
Ciruelas	0/+ 1	1	80-90	3-5 semanas
<i>Frutas congeladas:</i>				
Jugo de frutas	- 23/- 10	—	—	6-12 meses
Fruta seca	- 1/+ 4	—	70-75	9-12 meses
<i>Plantas y flores:</i>				
Saúco y lirio	- 4/- 6	1	80	
Lirios y gladiolos	- 4	—	80	
Rosas	- 4/- 6	1	80	
Ruibarbo	- 1/- 3	—	—	
Fuxia, hierba	- 4/- 6	—	—	
Ortensia	- 2/- 3	—	—	
Tabaco contra parásitos animales	- 4/- 10	—	—	
Flores cortadas	+ 2	1	85	
Helechos	- 2	1	—	
Rosas silvestres	0	1	—	
<i>Pielés y lanas:</i>				
Gusanos seda, almacén vivos	0/+ 4	—	—	
Gusanos de seda muertos	- 15/- 20	—	—	
Plumas de adorno	+ 2/- 2	—	—	
Pielés	+ 2/- 2	—	90	
Lanas	+ 2/+ 5	—	80	
Pielés	+ 1/+ 2	—	95	
<i>Pan, harinas y otras cosas:</i>				
Pan	+ 8/+ 10	—	—	
Pan (para evitar el que se seque)	- 25/- 30	—	—	
Harina	+ 2/+ 4	—	—	
Miel	+ 7/+ 10	—	—	
Pasas	+ 8/+ 10	—	—	
Pasteles	+ 6/+ 8	—	—	
Almacenaje de chocolate	+ 4/+ 6	—	—	
Arroz, copos de avena	+ 6/	—	—	
Trigo sarraceno	+ 6	—	—	
Cereales secos	+ 7	—	—	

TABLA N.º 3 (Continuación)

Material a ref.	Temperatura °C	Movimiento del aire	Humedad relativa %
Jarabe de arce	+ 7	—	—
<i>Vinos y jugos:</i>			
Vinos del Rin y Mosela	+ 6/+ 10	—	—
Bordeaux y de Borgoña	+ 10/+ 14	—	—
Vinos densos	+ 10/+ 18	—	—
Sidra	0/+ 1	—	—
Mosto	0/+ 1	1	90
Jarabe	+ 7	—	—
Aguardientes	+ 3	—	—
<i>Varios:</i>			
Cámaras de restaurantes	+ 2/+ 4	—	80-85
Vitrinas	+ 6/+ 8	—	—
Cámara endurecer mantecados	- 25/- 30	—	—
Almacenaje de mantecados según con- tenido en grasas	- 15/- 20	—	—
Almacenaje de pieles.....	0/- 2	—	—
Almacenaje hielo seco	- 4/- 6	—	—
Conservador de hielo com.	- 8/- 12	—	—
Pista hielo art. cubierta	+ 15	—	—
Pista hielo artificial al aire	- 5	—	—
Buques de guerra almacenaje de muni- ciones	+ 30/+ 38	—	—
Cámara para desvestir cadáveres	+ 10	—	—
Depósito de cadáveres	- 5	—	—
Celdas para congelar cadáveres	- 20	—	—
Vitrinas para cadáveres	0/- 5	—	—
Libros en bibliotecas	+ 18/+ 25	1 o	55-65

FUENTE: García Vaquero, E., 1979.

TABLA N.º 4

Número de renovaciones de aire en 24 horas, debido a apertura de puertas e infiltraciones, según el volumen de la cámara y el nivel de temperatura de la misma

Volumen de la cámara (m ³)	TEMPERATURAS		Volumen de la cámara (m ³)	TEMPERATURAS	
	SOBRE 0° C	BAJO 0° C		SOBRE 0° C	BAJO 0° C
5	47	36	200	6	4,5
7	39	30	200	5	3,7
10	32	24	400	4,1	3,2
15	26	20	500	3,6	2,8
20	22	17	700	3	2,3
25	19	15	1.000	2,5	1,9
30	17	13	1.200	2,2	1,7
40	15	11	1.500	2	1,5

TABLA N.º 4 (continuación)

Número de renovaciones de aire en 24 horas, debido a apertura de puertas e infiltraciones, según el volumen de la cámara y el nivel de temperatura de la misma

Volumen de la cámara (m³)	TEMPERATURAS		Volumen de la cámara (m³)	TEMPERATURAS	
	SOBRE 0° C	BAJO 0° C		SOBRE 0° C	BAJO 0° C
50	13	10	2.000	1,7	1,3
60	12	9	3.000	1,4	1,1
80	10	8	4.000	1,2	1,1
100	9	7	5.000	1,1	1
125	8	6	10.000	0,95	0,8
150	7	5,5	15.000	0,90	0,8

NOTA; En caso de tráfico de mercancías muy elevado pueden elevarse las cifras anteriores hasta duplicarlas.

Tabla cedida por J. Maestre Albert.

TABLA N.º 5
Experiencias de prerrefrigeración

Fruto	Varietad	Procedencia	Temp. °C	H.R.	Observaciones
Albaricoque	Búlida	Cieza, Alguazas			
		Mula	2	85/90	
Albaricoque	Búlida	Mula	2	85/90	
Melocotón	Maruja	Ricón de Seca	3	85/90	
Paraguay		Blanca	3	85/90	
Pera	Williams y Max Real	Lérida	2	90	En 18 horas. Inmadura, fuerte textura.
	Bartleet.				
Tomate	Liso V.F.	Águilas	6	90	Maduro, rojo, poca textura
Tomate	Liso V.F.	Águilas	10	90	Inmaduro, verde virando, fuerte textura.
Melón	Amarillo Liso, Tendral	Torre Pacheco y			
	Negro, Pintasapo y Cúper	San Javier	5	85/90	
Pimiento	Lamuyo	Alicante y Murcia	5	85/90	Maduro, rojo.
Pimiento	Morrón de Conserva	Badajoz y Toledo	5	85/90	Maduro, rojo.
Guisantes	Liso Conserva	Campo de Cartagena	0/1	90	
Alcachofas	Violeta y Blanca de Tudela	Campo de Cartagena	0/1	90	
Fresa		Hta. de Murcia	0/1	90	
Apio		Campo de Cartagena	0/1	90	

FUENTE: Artés, F., 1987.

TABLA N.º 6

Experiencias de refrigeración con frutos de hueso

Fruto	Variiedad	Procedencia	Temp. °C	H.R. %	Tratamiento	Duración (días)	Destino	Pérdidas %
Albaricoque	Búlida	Cieza	0/22	85/90	Escasa renov. aire	21	Consumo fresco/orellón	10
		Aiguazas			Sin tratam. de precons.		28	Pulpa
		Mula	1	95	Aire continuo/sin trat. de preconservación	21	Cons. en fresco	8
Albaricoque	Real fino	Abarán	0/1	95	Aire continuo/sin trat. de preconservación	21	Cons. en fresco o para industrial.	2
						28	Orellón al agua o en almíbar	10
Melocotón	Maruja	Rincón de Seca	0/1	85/90	Escasa renov. de aire Sin tratam. de precons.	35/40	Cons. en fresco o para industr. *	8
						56	Pulpa	14
Melocotón	Collins	Santomera	0/1	95	Sin tratam. de precons.	35	Cons. en fresco	20,7
Melocotón	Jerónimo	Cieza	1	90/95	Sin tratam. de precons.	35	Cons. en fresco o para industrializar *	7,5
Paraguay		Blanca	0,5	90	Escasa renov. de aire Sin tratam. de precons.	35	Cons. en fresco	8
Nectarina	Armking	S. Pedro Pinatar	1	90/95	Iprodione (400 ppm)	7	Cons. en fresco	5,8
						30	Cons. en fresco	13
						37	Cons. en fresco	16,6

* Como frutos enteros o medios frutos.

FUENTE: Artés, F., 1987.

TABLA N.º 7
Experiencias de refrigeración con cítricos

Fruto	Variedad	Proced.	Temp. °C	H.R. %	Tratamiento	Duración (días)	Destino	Pérdidas %	
Naranja	Verna	Beniaján	2/4	85/90	Intensa renov. de aire Sin tratam. preconserv.	120	Consumo en fresco	13	
Naranja	Salustiana	Santomera	{ 2 4	85/90	tiabendazol (2.000 ppm)	120	Consumo en fresco	12	
				85/90	tiabendazol (2.000 ppm)	120		14	
Naranja	Blanca Capuchina	Santomera	2	85/90	tiabendazol (2.000 ppm)	{ 94 120	Consumo en fresco	9'6	
								15	
Naranja	Blanca Capuchina	Santomera	4	85/90	tiabendazol (2.000 ppm)	94	Consumo en fresco	13'1	
						120		18	
Naranja	Navalate	Castellón	2	90	{ 2'5 ortofenilfeno/Embal P.V.C. individual 2'5 ortofenilfeno/Cera Embal P.V.C. individual	31	Consumo en fresco	21*	
								35*	
Mandarina	Clementina	Beniaján	{ 3'5 3'5	85/90	Renov. de aire diaria/Cera tiabendazol (2.000 ppm)	40	Consumo en fresco	6'8	
					Ozonizador				
				85/90	Sin tratam. preconserv.	40		Consumo	6'8
			4	85/90	tiabendazol (2.000 ppm)	35	en fresco	13/15	
Mandarina	Clementina	Pizarra (Málaga)	4	95	Cera/Tiaben. (2.000 ppm)	35	Consumo en fresco	7'6 a 15'5**	
Mandarina	Satsuma	Hta. de Murcia	4	95	Sin tratamiento de preconservación	35	Consumo en fresco	7'6 a 15'5**	
Limón	Fino o Primofiori	Los Garres	12	85/90	Renov. de aire diaria/Cera tiabendazol (2.000 ppm)	50	Consumo en fresco	10	
Limón	Fino	Beniaján	12	90/95	tiabendazol (2.000 ppm)	48	Consumo en fresco	12	
Limón	Fino	Santomera	{ 12 13	95	Benomilo (250 ppm)	55	Consumo en fresco	6	
				90/95	Benomilo (250 ppm)	55		8	
Limón	Fino (recolec- ción tardía)	Santomera	14	95/99	Benomilo (250 ppm)	60	Consumo en fresco	45***	
Limón (Sim- ple injerto)	Verna	Librilla	12	85/90	Renov. de aire diaria/Cera Tiabendazol (2.000 ppm)	30	Consumo en fresco	8'5	
						60		26'05*	
Limón (Doble injero)	Verna	Librilla	12	85/90	Renov. de aire diaria/Cera tiabendazol (2.000 ppm)	30	Consumo en fresco	8	
						60		18'6*	
Limón	Verna	Santomera	13	85/90	Benomilo (200 ppm)	60	Consumo en fresco	13'8	
Limón	Verna (Rodrejos)	Santomera	13	85/90	Benomilo (250 ppm)	60	Consumo en fresco	10****	
Limón	Verna (r. tardía)-	Santomera	12	95/99	Benomilo (250 ppm)	60	Cons. en fresco	30****	
Limón	Verna (Rodr.)	Santomera	13	95/99	Benomilo (250 ppm)	60	Cons. en fresco	10/20****	
Pomelo	Marsh	Los Montesinos	11/12	85/90	Tiabendazol (2.000 ppm) Ozonizador	45	Consumo en fresco	10	
						60		12'6	

FUENTE: Artés, F., 1987.

TABLA N.º 8
Experiencias de refrigeración con frutos de pepita

Fruto	Variedad	Proced.	Temp. H.R.		Tratamiento	Duración (días)	Destino	Pérdidas %
			°C	%				
Manzana	Golden Delicious	Francia	0	90	Sin tratam. de preconservación	170	Consumo en fresco	10
						185		12
Pera	Passa Crassana	Francia	4'5	90	Sin tratam. de preconservación	84	Consumo en fresco	8
						100		10
Pera	Williams y Max Red Barlett	Lérida	0	90	Sin tratam. de preconservación	150	Elaboración almíbar y agua	14
Pera	Conferencia	Francia	0	95	Sin tratam. de preconservación	150	Consumo en fresco	12
						180		15
Pera	Decana del Comicio	Francia	0	95	Sin tratam. de preconservación	155	Consumo	15
Pera	Aranjuez Blanquilla	Lérida	0	95	Sin tratam. de preconservación	126	Consumo en fresco	8
						140		10

FUENTE: Artés, F. 1987.

TABLA N.º 9
Experiencias de refrigeración con otros productos hortofrutícolas

Fruto	Variedad	Proced.	Temp. H.R.		Tratamiento	Duración (días)	Destino	Pérdidas %
			°C	%				
Granada		Crevillente	2	90	Sin tratam. de preconservación	60	Consumo en fresco	10*
Tomate	Liso(verde)	Aguilas	12	85/90	Escasa renov. y recirc. aire	60	Consumo en fresco	10*
Tomate	Liso (maduro)	Aguilas	5/7	85/90	Escasa renov. de aire	15	Consumo en fresco	10*
Pimiento	Lamuyo	S. Pedro Pinatar	7	90	Sin tratam. de preconservación	10	Consumo en fresco	4
	Morrón de conserva	San Javier Badajóz, Toledo Navarra, Zaragoza						
Alcachofa	Violeta	S. P. Pinatar Pilar Horadada	1	95	Sin tratam. de preconservación	14/21	C. en fresco/ para industr.	10*
Alcachofa	Violeta	S. P. Pinatar Pilar Horadada	1	95/99	Sin tratam. de preconservación	28	C. en fresco/ para industr.	25*
Alcachofa	Blanca	Tudela (Nav.)	1	95	Sin tratam. de preconservación	14/21	C. en fresco/ para industr.	10*
	Amarillo liso Pintasapo Cuper	Torre Pacheco Fuente Alamo Murcia	15/16	75/80	Muy intensa renov. aire Iprodione (250 ppm), tiabendazol (2.000 ppm) o belomino (250 ppm)	90	Consumo en fresco	10/15

TABLA N.º 9 (Continuación)
Experiencias de refrigeración con otros productos hortofrutícolas

Fruto	Variedad	Proced.	Temp. H.R.		Tratamiento	Duración (días)	Destino	Pérdidas %
			°C	%				
Melón	Tendral negro	Torre Pacheco	Muy intensa	renov. aire	Iprodione (250 ppm) tiabendazol (2.000 ppm) o belomino (250 ppm)	90Consumo	10/15 en fresco	
		Fuente Alamo Murcia	15/16	75/80				
Champiñón	De París		0/1	90	Sin tratam. de preconservación	3/5	Transform. indust.	

FUENTE: Artés, F. 1987.

TABLA N.º 10
Condiciones recomendadas de conservación frigorífica de frutas

Producto	Temperatura en °C	Humedad relativa en %	Duración aproximada de almacenamiento
Cereza	-1 a 0	85 a 90	4 semanas máx.
Ciruela	-0,5 a 1	85 a 90	2 a 8 semanas
Dátil (según variedades)	-2 a 8	70	4 a 8 meses
Fresa	0	85 a 90	1 a 2 días
Granada	1 a 25	90	2 a 4 meses
Higo fresco	0 a 1	85 a 90	7 a 10 días
verde	11 a 14,5	85 a 90	1 a 4 meses
coloreado	9 a 4,5	85 a 90	3 a 6 semanas
Mandarina	4 a 7	85 a 90	3 a 6 semanas
Manzana (según variedades)	0 a 4	87 a 92	2 a 6 meses
Melocotón	0 a 1	85 a 90	1 a 4 semanas
Melón (según variedades)	0 a 15	75 a 90	1 a 12 semanas
Membrillo (según variedades)	0 a 3	87 a 92	2 a 3 meses
Naranja (según variedades)	0 a 4	85 a 90	2 a 4 meses
Níspero	0	85 a 90	10 a 20 días
Peras (según variedades)	-1 a 1	85 a 90	1 a 5 meses
Plátano			
verde	11,5 a 13,5	85 a 90	10 a 20 días
coloreado	14	85 a 90	5 a 10 días
Pomelo	10	85 a 90	3 a 9 meses
Sandía	2 a 4	85 a 90	2 a 3 semanas
Uva (según variedades)	-1 a 0	85 a 90	3 semanas a 5 meses
Acelga	0 a 1	90 a 95	10 a 14 días
Aceitunas	7 a 10	85 a 90	4 a 6 semanas

FUENTE: Institut International du Froid 1979, tomado de Artés, F. 1987.

TABLA N.º 10 (continuación)
Condiciones recomendadas de conservación frigorífica de frutas

Producto	Temperatura en °C	Humedad relativa en %	Duración aproximada de almacenamiento
Alcachofa	0 a 1	90 a 95	1 a 3 semanas
Ajo	-1,5 a 0	70 a 75	6 a 8 meses
Batata	13 a 15	80 a 85	4 a 6 meses
Berenjena	7 a 10	85 a 90	10 días
Calabaza	10 a 13	70 a 75	2 a 6 meses
Cebolla (según variedades)	-3 a 0	70 a 75	6 meses
	0 a 1	85 a 90	2 meses
Col de Bruselas	0 a 1	85 a 90	3 a 6 semanas
Coliflor	0 a 1	85 a 90	2 a 3 semanas
Champiñón	0 a 1	85 a 90	3 a 5 días
Espárrago	0 a 1	85 a 90	2 a 3 semanas
Espinaca	0,5 a 1	90 a 95	10 a 14 días
Guisante (vainas)	-0,5 a 0,5	85 a 90	1 a 2 semanas
Haba (según variedades)	2 a 5	85 a 90	10 a 12 días
Judía verde (según variedades)	2 a 7	85 a 90	10 a 12 días
Lechuga	0 a 1	90 a 95	1 a 3 semanas
Nabo	0 a 1	90 a 95	4 a 5 meses
Patatas tempranas	3 a 4	85 a 90	Algunas semanas
Patata tardía			
para consumo	4,5 a 10	85 a 90	4 a 8 meses
para siembra	2 a 7	85 a 90	4 a 8 meses
Pepino	10 a 12	85 a 90	5 a 8 meses
Pimiento verde	7 a 8	85 a 90	2 a 3 semanas
Puerro	0 a 1	90 a 95	1 a 3 meses
Rábano	0 a 1	90 a 95	10 a 14 días
Remolacha	0	90 a 95	1 a 3 meses
Setas	10 a 13	70 a 75	2 a 6 semanas
Tomate			
verde	11,5 a 13	85 a 90	3 a 5 semanas
maduro	0	85 a 90	1 a 2 semanas
Zanahoria desmochada	-1 a 1	90 a 95	4 a 6 meses

TABLA N.º 11
Temperatura de la sangre en algunos animales (°C)

Pepino	39,3-40,0	Gallina	42,5-43,3
Macho cabrío	39,5	Gallo	43,9
Cabra	40,0	Ganso	41,7
Buey	38,9	Trucha	14,4
Cerdo	38-40	Ostras	27,8
Caballo	38	Cangrejo	26,1
Paloma	42,1		

FUENTE: García-Vaquero, E. 1979.



Foto 29. Interior de cámara frigorífica para conservación de productos refrigerados. Realización de Ingeniería del Frío, S.A. (INFRISA)



Foto 30. Cámaras frigoríficas para almacenamiento de pescado congelado con capacidad total de 27.000 m³. Realización de Ingeniería del Frío, S.A. (INFRISA)

CAPITULO 8

Aplicaciones informáticas para el cálculo de aislamientos y del balance térmico en cámaras frigoríficas

1. INTRODUCCIÓN

La computerización de los procedimientos de cálculo constituyen una herramienta de uso casi obligado que permite liberar al ingeniero de los cálculos rutinarios, largos o complejos. De este modo se pueden evitar los errores de cálculo e incluso los errores mecanográficos que con tanta frecuencia se producen en los proyectos, permitiendo obtener resultados impresos, si se han previsto en el programa las sentencias correspondientes para ello.

Para el cálculo de aislamientos utilizaremos los procedimientos descritos en los capítulos 2 y 3, y para el cálculo del balance térmico seguiremos el procedimiento expuesto en el capítulo 7 básicamente.

En el mercado existen algunos programas en castellano que permiten realizar estos cálculos de manera sencilla. Podemos destacar aquí los programas elaborados por los profesores Pinazo y Meseguer, de la Universidad Politécnica de Valencia; el paquete informático diseñado por éstos permite realizar el cálculo, selección y diseño de instalaciones frigoríficas, incluyendo aislamientos.

En este capítulo intentaremos abordar el problema de manera

sencilla esbozando el nucleo fundamental de algunos programas informáticos diseñados por nosotros, de acuerdo con este libro, para el cálculo de aislamientos y del balance térmico con objeto de mostrar al lector no especializado en informática algún procedimiento sencillo para abordar algunos problemas concretos. De entre los programas elaborados y que se corresponden con este trabajo citaremos algunos que resultan de interés práctico para el ingeniero proyectista:

- Cálculo del espesor de aislante en cerramientos planos compuestos, fijado el flujo de calor máximo permitido a través del cerramiento.
- Cálculo del flujo de calor y del coeficiente global de transmisión en cerramientos planos compuestos, fijado el espesor de aislante.
- Cálculo del espesor de aislante en tuberías fijado el flujo de calor máximo permitido a través del recubrimiento.
- Cálculo del flujo de calor en tuberías fijado el espesor de aislante.
- Cálculo del balance térmico en cámaras de refrigeración y salas de trabajo refrigeradas.
- Cálculo del balance térmico en cámaras frigoríficas de congelación.
- Cálculo del balance térmico en cámaras frigoríficas de conservación de congelados.

Expondremos algunos ejemplos concretos, aplicables a problemas prácticos, en los que podrá verse el nucleo fundamental de algunos de estos programas escritos en QBASIC. También la hoja de cálculo constituye una magnífica herramienta de trabajo, usada por muchos ingenieros, por lo que los programas citados anteriormente también han sido diseñados mediante esta herramienta informática.

2. CÁLCULO DE AISLAMIENTOS

2.1. Cálculo del espesor de aislante fijando el flujo de calor máximo permitido a través de un cerramiento plano compuesto

En la práctica, antes de realizar el cálculo del espesor de aislante se procede a fijar el flujo de calor máximo permitible en el cerramiento. El flujo máximo de calor permitido por cada m^2 de cerramiento suele fijarse, por razones de economía energética, en 6'98 W (6 Kcal / h) para cámaras de congelación y cámaras de conservación de congelados y en 9'3 W (8 Kcal / h) para cámaras de refrigeración y prerrefrigeración. Según se expuso en el capítulo 2, como el flujo de calor vale: $Q = K S \Delta t$, y considerando una superficie de cerramiento de $1 m^2$, tendremos:

$$Q = K \Delta t ,$$

de donde

$$K = \frac{Q}{\Delta t} ,$$

obteniéndose que

$$e = \left\{ \left(\frac{\Delta t}{Q} \right) - \left[\left(\frac{1}{h_i} \right) + \left(\frac{1}{h_e} \right) + \sum^0 \left(\frac{e_j}{\lambda_j} \right) \right] \right\} \lambda ,$$

siendo:

$Q =$ Flujo de calor a través del cerramiento (W).

$K =$ Coeficiente global de transmisión de calor ($W / m^2 K$).

$S =$ Superficie (m^2).

$Dt =$ Diferencia de temperaturas entre el exterior y el interior (K).

$e =$ Espesor de aislante que deseamos calcular (m).

$h_{i,e} =$ Coeficiente superficial total de transmisión de calor interior, exterior ($W / m^2 K$).

Σ° = Sumatorio extendido a todas las capas que componen el cerramiento menos la del material utilizado como aislante.

e_j = Espesor (m) de la capa j de un material homogéneo con coeficiente de conductividad térmica λ_j (W / m K)

Como en este caso $1 \text{ K} = 1 \text{ }^{\circ}\text{C}$., utilizaremos $^{\circ}\text{C}$ por ser la unidad de medida de la temperatura utilizada habitualmente.

En ocasiones también puede interesar calcular las temperaturas superficiales interior (t_{si}) y exterior (t_{se}) del cerramiento. Para ello podemos utilizar el procedimiento descrito en el apartado 1.3. del capítulo 3, resultando:

$$t_{se} = t_e - \frac{K\Delta t}{h_e} = t_e - \frac{\Delta t}{R h_e}$$

$$t_{si} = t_i + \frac{K\Delta t}{h_i} = t_i + \frac{\Delta t}{R h_i}$$

donde:

t_e = Temperatura del ambiente exterior (K).

t_i = Temperatura del ambiente interior (K).

Al igual que se indicó anteriormente, al trabajar con diferencias de temperaturas, $1 \text{ K} = 1^{\circ}\text{C}$, por lo que utilizaremos el $^{\circ}\text{C}$ como unidad de medida de éstas.

t_{se} = Temperatura superficial exterior del cerramiento (K) o ($^{\circ}\text{C}$).

t_{si} = Temperatura superficial interior del cerramiento (K) o ($^{\circ}\text{C}$).

t = $t_e - t_i$ (K) o ($^{\circ}\text{C}$).

K = Coeficiente global de transmisión de calor ($\text{W}/\text{m}^2 \text{ K}$).

R = Resistencia térmica global del cerramiento ($\text{m}^2 \text{ K}/\text{W}$).

Por último, también puede interesarnos conocer la temperatura de

rocío, t_r , lo que nos permitirá conocer si habrá o no condensaciones. Si $t_{se} > t_r$ no existirán condensaciones, y por el contrario, si $t_{se} \leq t_r$ habrán condensaciones. Para realizar el cálculo de la temperatura de rocío puede utilizarse el ábaco psicromático, de acuerdo con el punto 1.5.1. del capítulo 3 o bien seguir el procedimiento descrito en el punto 1.5.2. de este mismo capítulo, lo que nos permitirá introducir los algoritmos correspondientes en el programa informático evitándose la utilización del ábaco usado, quedando:

Siendo:

P'_{vs} = Presión de saturación en el punto de rocío.

En el cálculo de P'_{vs} se ha tomado la presión atmosférica $P = 760$ mm Hg, que expresada en Pascales será $P = 760$ (mm Hg) $133'3$ (Pa / mm Hg) = 101308 Pa.

Una vez planteado el procedimiento de cálculo a seguir, cuyo desarrollo completo con los ejemplos correspondientes puede verse en los capítulos 2 y 3, exponemos el núcleo básico de un programa escrito en QBASIC que permite realizar el cálculo propuesto y cuyos resultados se obtendrán por la pantalla del ordenador debiéndose completar con las sentencias correspondientes si se desean obtener los resultados por impresora. Debe tenerse en cuenta que los ejemplos que se expondrán están adaptados al formato de este libro, por lo que algunas líneas de programa podrían eliminarse incluyéndolas en otras para que la presentación en pantalla resulte más atractiva.

2.1.1. *Programa en qbasic para el cálculo del espesor de aislante (e) en cerramientos compuestos*

CLS

PRINT "CÁLCULO DEL ESPESOR DE AISLANTE (e)"

PRINT "FIJANDO EL FLUJO DE CALOR MÁXIMO"

PRINT "PERMITIDO (Q) A TRAVÉS DE UN CERRAMIENTO"

```

PRINT "COMPUESTO POR VARIAS CAPAS."
PRINT
INPUT "NOMBRE DEL CERRAMIENTO:"; NCERRA$
INPUT "Nº DE CAPAS QUE CONSTITUYEN EL"
PRINT "CERRAMIENTO, EXCLUIDA LA DEL AISLANTE:"; ncc
'DIM a(ncc)
PRINT "INDIQUE LAS CARACTERÍSTICAS DE LOS"
PRINT "MATERIALES QUE CONSTITUYEN EL CERRAMIENTO"
PRINT "A EXCEPCIÓN DE LA DEL AISLANTE:"
PRINT
FOR I = 1 TO ncc STEP 1
INPUT "CAPA:"; ncc(I)
PRINT "Capa:"; ncc(I)
INPUT "Espesor (m):"; e(I)

INPUT "Conductividad térmica del material (W/m K):"; l(I)
A = A + e(I) / l(I)
NEXT I

INPUT "Temperatura exterior del recinto, TE (°C):"; TE
INPUT "Temperatura interior del recinto, TI (°C):"; TI
INPUT "Humedad relativa exterior (en tanto por uno):"; HRE
INPUT "Humedad relativa interior (en tanto por uno):"; HRI
INPUT "Coeficiente superficial de transmisión exterior, he (W/m² K):"; HE
INPUT "Coeficiente superficial interior, hi (W/m² K):"; HI
INPUT "Flujo de calor máximo permitido a través del cerramiento, Q (W):"; Q
INPUT "Nombre del aislante utilizado:"; NA$
INPUT "Coeficiente de conductividad térmica del aislante, l (W/m K):"; l

```

‘Cálculos:

‘Cálculo del coeficiente global de transmisión de calor, K (W/m² K):

$$K = Q / (TE - TI)$$

‘Cálculo de la resistencia térmica global del cerramiento, R (m² K/W):

$$R = 1 / K$$

‘Cálculo del espesor de aislante, e (m):

$$e = (((TE - TI) / Q) - (1 / HI) - (1 / HE) - A) * 1$$

‘Cálculo de la temperatura superficial exterior, tse (°C):

$$TSE = TE - (TE - TI) / (R * HE)$$

‘Cálculo de la temperatura superficial interior, tsi (°C):

$$TSI = TI + (TE - TI) / (R * HI)$$

‘Cálculo de la temperatura de rocío, tr:

‘Presión atmosférica, PA (Pa);

$$PA = 760 \text{ mmHg} * 133.3 \text{ Pa/mmHg} = 101308 \text{ Pa}$$

$$PA = 101308$$

‘Condiciones interiores:

‘Presión de vapor de saturación en el interior, PVSI (Pa):

$$PVSI = 10^{(((7.5 * TI) / (237.3 + TI)) + 2.7858)}$$

‘Humedad absoluta de saturación interior, XSI (Kg de agua/Kg

‘de a.s.):

$$XSI = .622 * PVSI / (PA - PVSI)$$

‘Humedad absoluta del aire interior, XI=HRI*XSI (Kg de ‘agua/Kg de a.s.):

$$XI = HRI * XSI$$

‘Entalpia del aire interior, II (KJ/Kg de a.s.):

$$II = TI + XI * (2501 + 1.93 * TI)$$

‘Volumen específico del aire interior,IE (KJ/Kg de a.s.):

$$VEI = ((TI + 273.15) * (287 + XI * 461)) / PA$$

‘Condiciones exteriores:

‘Presión de vapor de saturación exterior, PVSE (Pa):

$$PVSE = 10^{(((7.5 * TE) / (237.3 + TE)) + 2.7858)}$$

‘Humedad absoluta de saturación exterior:

$$XSE = .622 * PVSE / (PA - PVSE)$$

‘Humedad absoluta del aire exterior, XE=HRE*XSI (Kg de ‘agua/Kg de a.s.):

$$XE = HRE * XSE$$

‘Entalpia del aire exterior:

$$IE = TE + XE * (2501 + 1.93 * TE)$$

‘Volumen específico del aire exterior:

$$VEE = ((TE + 273.15) * (287 + XE * 461)) / PA$$

‘Diferencia de entalpias:

$$DI = (IE - II)$$

‘Presión de vapor de saturación exterior en el punto de rocío: PVS’=PVSP:

$$PVSP = (XE * PA) / (.622 + XE)$$

$$\text{‘Log}_{10}(\text{PVSP})=0.4342944 * \ln(\text{PVSP})=Z$$

$$Z = .4342944 * \text{LOG}(\text{PVSP})$$

‘Temperatura de rocío:

$$TR = 237.3 * (Z - 2.7858) / (7.5 - (Z - 2.7858))$$

‘Salidas:

CLS

PRINT “CÁLCULO DEL ESPESOR DE AISLANTE (e) FIJADO EL FLUJO MÁXIMO DE CALOR”

PRINT “EN CERRAMIENTOS COMPUESTOS:”

PRINT

PRINT “Nombre del cerramiento:”; NCERRA\$

PRINT “Aislante utilizado:”; NA\$

PRINT “Temperatura exterior: te=”; TE + 273.15; “ K”; “=”; TE; “ °C.”

PRINT “Temperatura interior: ti=”; TI + 273.15; “ K”; “=”; TI; “ °C.”

PRINT “Humedad relativa exterior: Hre=”; HRE * 100; “ % .”

PRINT “Humedad relativa interior: Hri=”; HRI * 100; “ % .”

PRINT “Flujo de calor: Q=”; Q; “ W”; “=”; Q * .86; “Kcal/h.”

PRINT “Coeficiente global de transmisión de calor: K=”; K; “ W/m²K”; “=”; K * .86; “Kcal/hm²°C.”

PRINT “Resistencia térmica global del cerramiento: R=”; R; “ m²K/W”; “=”; R * 1.163; “hm²°C/Kcal.”

PRINT

PRINT “Espesor de aislamiento: e=”; e; “ m.”

PRINT

PRINT “Temperatura superficial exterior: tse=”; TSE + 273.15;

PRINT “ K”; “=”; TSE; “ °C.”

PRINT “Temperatura superficial interior: tsi=”; TSI + 273.15; “ K”;

PRINT “=”; TSI; “ °C.”

```

PRINT "Entalpia del aire exterior: IE="; IE; " KJ/Kg a.s."; "=";
PRINT IE / 4.1868; "Kcal/Kg a.s."
PRINT "Entalpia del aire interior: II="; II; " KJ/Kg a.s."; "=";
PRINT "II / 4.1868; "Kcal/Kg a.s."
PRINT
PRINT "Temperatura de rocío: tr="; TR + 273.15; " K"; "="; TR; " °C."
PRINT
IF TSE > TR THEN
PRINT "Como la temperatura superficial exterior es mayor que la";
PRINT "temperatura"
PRINT "de rocío,no habrá condensaciones en el exterior del";
PRINT "cerramiento."
ELSE
PRINT "Habrá condensaciones, ya que la temperatura superficial";
PRINT "exterior"
PRINT "es inferior a la temperatura de rocío."
END IF

```

El programa expuesto, elaborado para facilitar el cálculo del espesor de aislante (e) necesario en un cerramiento compuesto fijado el flujo de calor máximo permitido a través del cerramiento, permite además calcular:

- El coeficiente global de transmisión de calor, K.
- La resistencia térmica global del cerramiento, R.
- La temperatura superficial exterior, t_{se} .
- La temperatura superficial interior, t_{si} .
- La entalpía del aire interior, IE.
- La entalpía del aire exterior, II.

Finalmente, mediante un mensaje, nos indica si se producen o no condensaciones en el exterior del cerramiento dadas sus características y espesor de aislante calculado.

Este programa, así como los que expondremos más adelante, únicamente pretenden exponer el núcleo fundamental de cálculo que nos permite resolver el problema concreto planteado.

2.1.2.- *Ejemplo:* Calcular el espesor de aislante necesario en un cerramiento compuesto por las siguientes capas (c_i):

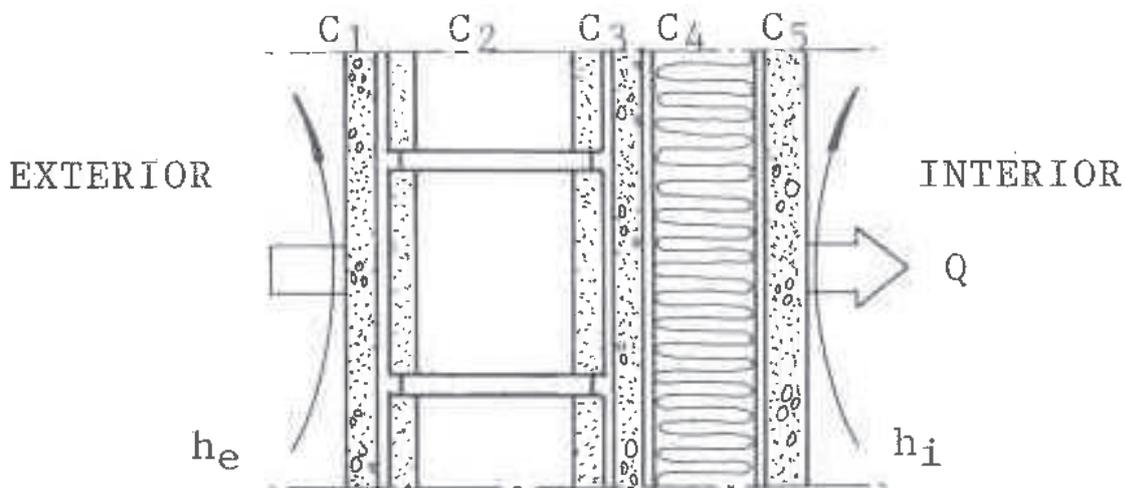
C_1 = Capa de mortero de cemento de espesor 0'015 m y conductividad térmica $\lambda = 1'4 \text{ W / m K}$.

C_2 = Fábrica de bloques de hormigón prefabricados de espesor 0'2 m y conductividad térmica $\lambda = 0'49 \text{ W / m K}$.

C_3 = Capa de mortero de idénticas características a C_1 .

C_4 = Capa de aislante cuyo espesor se desea calcular sabiendo que su conductividad térmica $\lambda = 0'02326 \text{ W / m K}$ (poliuretano proyectado).

C_5 = Capa de mortero de cemento de espesor 0'02 m y conductividad térmica $\lambda = 1'4 \text{ W / m K}$.



Siendo:

La temperatura exterior, $t_e = 35 \text{ }^\circ\text{C}$.

La temperatura interior, $t_i = 0 \text{ }^\circ\text{C}$.

La humedad relativa exterior, $H_{re} = 55\%$.

La humedad relativa interior, $H_{ri} = 80\%$.

El coeficiente superficial de transmisión exterior, $h_e = 31'3 \text{ W/m}^2 \text{ K}$.

El coeficiente superficial de transmisión interior, $h_i = 6'09 \text{ Wm}^2 \text{ K}$.

El flujo de calor máximo permitido a través del cerramiento, $Q = 7'75 \text{ W}$.

Al ejecutar el programa expuesto se obtienen los siguientes resultados:

Nombre del cerramiento: "Nombre introducido".

Aislante utilizado: "Nombre introducido".

Temperatura exterior: $t_e = 308 \text{ K} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$.

Temperatura interior: $t_i = 273'15 \text{ K} = 0 \text{ }^\circ\text{C}$.

Humedad relativa exterior: $H_{re} = 55 \%$.

Humedad relativa interior: $H_{ri} = 80 \%$.

Flujo de calor: $Q = 7'75 \text{ W} = 6'665 \text{ Kcal} / \text{h}$.

Coeficiente global de transmisión de calor: $K = 0'22 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ K} = 0'1892 \text{ Kcal} / \text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$.

Resistencia térmica global del cerramiento: $R = 4'516 \text{ m}^2 \text{ K} / \text{W} = 5'252108 \text{ h m}^2 \text{ }^\circ\text{C} / \text{Kcal}$

Espesor de aislamiento: $e = 0'09 \text{ m}$.

Temperatura superficial exterior: $t_{se} = 307'9 \text{ K} = 34'75 \text{ }^\circ\text{C}$.

Temperatura superficial interior: $t_{si} = 274'42 \text{ K} = 1'27 \text{ }^\circ\text{C}$.

Entalpia del aire exterior: $IE = 86'617 \text{ KJ} / \text{Kg a. s.} = 20'68811 \text{ Kcal} / \text{Kg a. s.}$

de donde :

$$\frac{(t_e - t_i)}{q} = \frac{1}{2\pi} \left[\frac{1}{h_i r_1} + \frac{1}{\lambda} \ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right) + \frac{1}{h_e r_2} \right]$$

donde:

- ln = Logaritmo neperiano. ln = 2,3 logaritmo decimal.
- q = Flujo de calor (W / m de longitud).
- λ = Coeficiente de conductividad térmica (W / m K).
- $t_e - t_i$ = Temperaturas de la cara interior y exterior respectivamente (K).
- r_1 = Radio interior de la tubería (m).
- r_2 = Radio exterior de la tubería (m) + espesor de aislamiento (m). $r_1 = r_2 + e$.
- h_i = Coeficiente superficial de transmisión interior (W / m² K).
- h_e = Coeficiente superficial de transmisión exterior (W / m² K).

El planteamiento expuesto considera una sola capa de aislamiento con un material homogéneo, que es el caso más frecuente en las instalaciones frigoríficas. Si se desea calcular el espesor de aislante para un cerramiento compuesto por varias capas, puede recurrirse a la fórmula general expuesta en el capítulo 2.

Para calcular el espesor de aislante será preciso realizar varias iteraciones. Para solucionar este problema pueden utilizarse métodos de aproximaciones sucesivas como el de Newton y métodos gráficos, tal como se expuso en el capítulo 3.

A continuación exponemos el núcleo fundamental de un programa escrito en qbasic que permite realizar el cálculo propuesto, utilizando para ello el método de aproximaciones sucesivas de Newton, debiéndose completar con las sentencias precisas si se desea obtener los resultados por impresora.

2.2.1. Programa en qbasic para el cálculo del espesor de aislante (e) en tuberías, fijando el flujo de calor (q)

```
CLS
PRINT "CÁLCULO DEL ESPESOR DE AISLANTE (e) Y DEL"
PRINT "COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISIÓN DE CALOR (K),"
PRINT "FIJANDO EL FLUJO DE CALOR (q) EN TUBERÍAS."
PRINT
INPUT "NOMBRE DE LA TUBERÍA:"; NTUB$
INPUT "Nº DE CAPAS QUE CONSTITUYEN EL RECUBRIMIENTO:"; ncc
PRINT
PRINT " Se considera una sola capa de material aislante"
INPUT "RADIO EXTERIOR DE LA TUBERÍA (m):"; R1
PRINT "INDIQUE LAS CARACTERÍSTICAS DEL MATERIAL"
PRINT "QUE CONSTITUYE EL RECUBRIMIENTO:"
    INPUT " Nombre del aislante:"; NAS$
    INPUT " Conductividad térmica del material (W/m K):"; l

INPUT "Flujo de calor máximo permitido a través del aislante, q (W/m)"; q
INPUT "Temperatura exterior, TE (°C):"; te
INPUT "Temperatura interior de la tubería, TI (°C):"; ti
INPUT "Humedad relativa exterior (en tanto por uno):"; HRE
INPUT "Coeficiente superficial de transmisión exterior, he (W/m² K):"; he
INPUT "Coeficiente superficial interior, hi (W/m² K):"; hi
'Cálculos:

c1 = 2 * 3.141592 * (te - ti) / q
c2 = 1 / (hi * R1)
c3 = 1 / l

FOR e = .005 TO .5 STEP .00001
y1 = (c1 - c2 - 1 / (he * (R1 + e))) / c3
y2 = LOG((R1 + e) / R1)

'PRINT y1, y2
IF (y1 - y2) <= 0 THEN GOTO e1
```

```

NEXT e
e1:
    PRINT " espesor, e="; e; " m."
    tse = te - q / (2 * 3.141592 * he * (R1 + e))
    PRINT "temperatura superficial exter. (°C) , tse = "; tse

R2 = R1 + e
R=(1/(2 * 3.141592)) * ((1/(hi * R1))+((1/l) * LOG(R2/R1))+1/(he * R2)))
K = 1 / R
tse = te - (te - ti) / (2 * 3.141592 * R * he * R2)
PA = 101308
PVSE = 10 ^ (((7.5 * te) / (237.3 + te)) + 2.7858)
XSE = .622 * PVSE / (PA - PVSE)
XE = HRE * XSE
IE = te + XE * (2501 + 1.93 * te)
VEE = ((te + 273.15) * (287 + XE * 461)) / PA
PVSP = (XE * PA) / (.622 + XE)
    ' Log10(PVSP)=0.4342944 *ln(PVSP)=Z
    Z = .4342944 * LOG(PVSP)
TR = 237.3 * (Z - 2.7858) / (7.5 - (Z - 2.7858))
'Salidas:

CLS
PRINT "CÁLCULO DEL ESPESOR DE AISLANTE EN"
PRINT "TUBERÍAS FIJADO EL FLUJO DE CALOR q:"
PRINT
PRINT "Nombre del cerramiento:"; NTUB$
PRINT "Aislante utilizado:"; NA$
PRINT "Temperatura exterior: te="; te + 273.15; " K"; "="; te; " °C."
PRINT "Temperatura interior: ti="; ti + 273.15; " K"; "="; ti; " °C."
PRINT "Humedad relativa exterior: Hre="; HRE * 100; " %"
PRINT "Flujo de calor a través del aislante: q="; q; " W/m."
PRINT
PRINT "Espesor de aislante: e="; e; " m."
PRINT
PRINT "Coeficiente global de transmisión de calor: K=";

```

```

PRINT K; " W/mK"; "="; K * .86; "Kcal/hm°C."
PRINT "Resistencia térmica global del cerramiento: R=";
PRINT R; " mK/W"; "="; R * 1.163; "hm°C/Kcal."
PRINT
PRINT "Entalpia del aire exterior: IE="; IE; " KJ/Kg a.s."; "=";
PRINT IE / 4.1868; "Kcal/Kg a.s.."
PRINT
PRINT "Temperatura superficial exterior: tse="; tse + 273.15; " K"; "="; tse; "°C."
PRINT "Temperatura de rocío: tr="; TR + 273.15; " K"; "="; TR; "°C."

PRINT
IF tse > TR THEN
    PRINT "Como la temperatura superficial exterior es mayor que";
    PRINT "la temperatura"
    PRINT "de rocío,no habrá condensaciones en el exterior del";
    PRINT "cerramiento."
ELSE
    PRINT "Habrá condensaciones, ya que la temperatura ";
    PRINT "superficial exterior"
    PRINT "es inferior a la temperatura de rocío."
END IF

```

El programa expuesto, además de calcular el espesor de aislante necesario, muestra otros resultados de cálculo como:

- Coeficiente global de transmisión de calor, K.
- Resistencia térmica global del cerramiento, R.
- Entalpia del aire exterior, IE.
- Temperatura superficial exterior, t_{se} .
- Temperatura de rocío, t_r .
- Por último, nos muestra un mensaje indicandonos si existen o no condensaciones en el cerramiento para los datos utilizados en el cálculo.

2.2.2. **Ejemplo:** Calcular el espesor de aislante necesario para calorifugar una tubería de cobre de radio exterior $r_1 = 11$ mm, con coquilla elastomérica de coeficiente de conductividad térmica = $0'035$ W / m K., siendo la temperatura exterior de 35 °C y la interior de -10 °C, el flujo de calor máximo permitido de 18 W / m, $h_e = 20'82$ W / m² K, $h_i = 872$ W / m² K, $H_{re} = 60\%$.

Al ejecutar el programa informático expuesto, se obtienen los siguientes resultados en pantalla:

3. CÁLCULO DEL ESPESOR DE AISLANTE EN TUBERÍAS FIJADO EL FLUJO DE CALOR q :

Nombre de la tubería: "T-1".

Aislante utilizado: "coquilla elastomérica".

Temperatura exterior: $t_e = 308'15$ K = 35 °C.

Temperatura interior: $t_i = 263'15$ K = -10 °C.

Humedad relativa exterior: $H_{re} = 60\%$.

Flujo de calor a través del aislante: $q = 18$ W / m = $15'48$ Kcal / h m.

Espesor de aislante: $e = 6'23 \times 10^{-3}$ m = $6'23$ mm.

Coficiente global de transmisión de calor: $K = 0'399$ W / m K = $0'343$ Kcal / h m °C.

Resistencia global de transmisión de calor: $R = 2'50$ m K / W = $2'90$ h m °C / Kcal.

Entalpia del aire exterior: $IE = 91'310$ KJ / Kg a.s. = $21'809$ Kcal / Kg a.s.

Temperatura superficial exterior: $t_{se} = 300'16$ K = $27'01$ °C.

Temperatura de rocío: $t_r = 299'59$ K = $26'44$ °C.

Como la temperatura superficial exterior es mayor que la temperatura de rocío, no habrá condensaciones en el exterior del cerramiento.

3. CÁLCULO DE BALANCE TÉRMICO.

El procedimiento seguido ya ha quedado suficientemente deta-

llado en el capítulo 7, por lo que expondremos aquí el núcleo fundamental de cálculo de un programa escrito en QBASIC para determinar el balance térmico de una cámara de refrigeración.

3.1. Estadillos de datos para el cálculo de cámaras de refrigeración, congelación y conservación de congelados

Antes de comenzar a o a introducir los datos en el ordenador, se recomienda rellenar unos estadillos de datos como los que se exponen a continuación, ya que no sólo facilitarán el trabajo sino que lo agilizarán haciendo más efectivo.

ESTADILLO DE DATOS PARA EL CÁLCULO DE CÁMARAS DE REFRIGERACIÓN

Nombre de la cámara
 Producto que contiene
 Longitud exterior de la cámara(m)
 Longitud interior de la cámara(m)
 Anchura exterior de la cámara(m)
 Anchura interior de la cámara(m)
 Altura exterior de la cámara(m)
 Altura interior de la cámara(m)
 Humedad relativa exterior (tanto por uno)
 Humedad relativa interior (tanto por uno)
 Entrada diaria prevista (Kg/día)
 Densidad de estiba (Tm/m³)
 Temperatura de entrada del producto (°C)
 Temperatura interior o de régimen de la cámara (°C)
 Temperatura exterior (°C)
 Pérdidas máximas permitidas por transmisión (W/m²): 1 Kcal/h=
 1'163 W
 Calor específico del producto, C1 (KJ/Kg °C): 1 Kcal=
 = 4'1868 KJ
 Calor de respiración del producto, CR (KJ/Tm día): 1 Kcal=
 = 4'1868 KJ
 Calor desprendido por los ventiladores (KJ/m³ día): 1 Kcal=
 = 4'1868 KJ.
 Número de renovaciones de aire por día:
 — Técnicas
 — Equivalentes
 Número de personas en la cámara:
 — Calor emitido por cada persona en la cámara (KJ/h):
 1 Kcal=4'1868 KJ.....
 — Número de horas que cada persona permanece en la cá-
 mara (h/día)
 Potencia de las luminarias instaladas en la cámara (KW)
 — Número de horas de funcionamiento de las luminarias
 (h/día)
 Coeficiente para el cálculo de las necesidades por servicio
 (0'1-0'15)
 Número de horas de funcionamiento del compresor (h/día) ...

ESTADILLO DE DATOS PARA EL CÁLCULO DE CÁMARAS DE CONGELACIÓN

Nombre de la cámara
 Producto que contiene
 Longitud exterior de la cámara(m)
 Longitud interior de la cámara(m)
 Anchura exterior de la cámara(m)
 Anchura interior de la cámara(m)
 Altura exterior de la cámara(m)
 Altura interior de la cámara(m)
 Humedad relativa exterior (tanto por uno)
 Humedad relativa interior (tanto por uno)
 Entrada diaria prevista (Kg/día)
 Temperatura de entrada del producto (°C)
 Temperatura interior o de régimen de la cámara (°C)
 Temperatura exterior (°C)
 Pérdidas máximas permitidas por transmisión (W/m²): 1 Kcal/h=
 1'163 W
 Calor específico del producto, C1 (KJ/Kg °C): 1 Kcal=
 = 4'1868 KJ
 Calor latente de congelación del producto, C2 (KJ/Kg día):
 1 Kcal= = 4'1868 KJ
 Calor específico del producto congelado, C3 (KJ/Kg °C):
 1 Kcal= = 4'1868 KJ
 Temperatura de congelación del producto (°C)
 Calor desprendido por los ventiladores (KJ/m³ día): 1 Kcal=
 = 4'1868 KJ.
 Número de renovaciones de aire por día:
 — Técnicas
 — Equivalentes
 Número de personas en la cámara:
 — Calor emitido por cada persona en la cámara (KJ/h):
 1 Kcal=4'1868 KJ
 — Número de horas que cada persona permanece en la cá-
 mara (h/día)
 Potencia de las luminarias instaladas en la cámara (KW)
 — Número de horas de funcionamiento de las luminarias
 (h/día)
 Coeficiente para el cálculo de las necesidades por servicio
 (0'1-0'15)
 Número de horas de funcionamiento del compresor (h/día) ...

ESTADILLO DE DATOS PARA EL CÁLCULO DE CÁMARAS CONSERVACIÓN DE CONGELADOS

Nombre de la cámara
 Producto que contiene
 Longitud exterior de la cámara(m)
 Longitud interior de la cámara(m)
 Anchura exterior de la cámara(m)
 Anchura interior de la cámara(m)
 Altura exterior de la cámara(m)
 Altura interior de la cámara(m)
 Humedad relativa exterior (tanto por uno)
 Humedad relativa interior (tanto por uno)
 Entrada diaria prevista (Kg/día)
 Temperatura de entrada del producto (°C)
 Temperatura interior o de régimen de la cámara (°C)
 Temperatura exterior (°C)
 Pérdidas máximas permitidas por transmisión (W/m²): 1 Kcal/h=
 1'163 W
 Calor específico del producto, C3 (KJ/Kg °C): 1 Kcal=
 = 4'1868 KJ
 Calor desprendido por los ventiladores (KJ/m³ día): 1 Kcal=
 = 4'1868 KJ.
 Número de renovaciones de aire por día:
 — Técnicas
 — Equivalentes
 Número de personas en la cámara:
 — Calor emitido por cada persona en la cámara (KJ/h):
 1 Kcal=4'1868 KJ
 — Número de horas que cada persona permanece en la cá-
 mara (h/día)
 Potencia de las luminarias instaladas en la cámara (KW)
 — Número de horas de funcionamiento de las luminarias
 (h/día)
 Coeficiente para el cálculo de las necesidades por servicio
 (0'1-0'15)
 Número de horas de funcionamiento del compresor (h/día)

3.2. Programa en qbasic para el cálculo de las necesidades frigoríficas de una cámara de refrigeración

```
CLS
PRINT "CÁMARA DE REFRIGERACIÓN"
INPUT "Nombre de la cámara"; C$
INPUT "Producto que contiene"; P$
INPUT "Longitud exterior de la cámara(m):"; LEXT
INPUT "Longitud interior de la cámara(m):"; LINT
INPUT "Anchura exterior de la cámara(m):"; AEXT
INPUT "Anchura interior de la cámara(m):"; AINT
INPUT "Altura exterior de la cámara(m):"; HEXT
INPUT "Altura interior de la cámara(m):"; HINT
INPUT "Humedad relativa exterior (tanto por uno):"; HE
INPUT "Humedad relativa interior (tanto por uno):"; HI
INPUT "Entrada diaria prevista (Kg/día)"; KG
INPUT "Densidad de estiba (Tm/m3)"; DE
INPUT "Temperatura de entrada del producto (°C)"; TEP
INPUT "Temperatura interior o de régimen de la cámara (°C)"; TI
INPUT "Temperatura exterior (°C)"; TE
INPUT "Pérdidas máximas permitidas por transmisión (W/m²)"; Q
INPUT "Calor específico del producto (KJ/Kg °C)"; C1
INPUT "Calor de respiración del producto (KJ/Tm día)"; CR
INPUT "Calor desprendido por los ventiladores (KJ/m³ día)"; CDV
PRINT "Número de renovaciones de aire por día (N1):"
INPUT " — Técnicas:"; RT
INPUT " — Equivalentes:"; RE: N1 = RT + RE
INPUT "Número de personas en la cámara (NP)"; NP
INPUT " — Calor emitido por cada persona en la cámara (KJ/h)"; CP
INPUT " — Número de horas que cada persona permanece en la";
PRINT "cámara (h/día)"; HP
INPUT "Potencia de las luminarias instaladas en la cámara (KW)"; P
INPUT " — Número de horas de funcionamiento de las luminarias (h/día)"; h
INPUT "Coeficiente para el cálculo de las necesidades por servicio";
PRINT "(Z=0'1-0'15)"; Z
INPUT "Número de horas de funcionamiento del compresor (h/día)"; NH
```

‘Cálculos previos:

$$LM = (LEXT + LINT) / 2; AM = (AEXT + AINT) / 2$$

$$HM = (HEXT + HINT) / 2$$

$$VOL = LINT * AINT * HINT$$

$$S = (2 * LM * HM) + (2 * AM * HM) + (2 * LM * AM)$$

‘Presión atmosférica:

$$PA = 101308$$

‘Condiciones interiores:

$$PVSI = 10 ^ (((7.5 * TI) / (237.3 + TI)) + 2.7858)$$

$$XSI = .622 * PVSI / (PA - PVSI); XI = HI * XSI:$$

$$II = TI + XI * (2501 + 1.93 * TI); VEI = ((TI + 273.15) * (287 + XI * 461)) / PA$$

‘Condiciones exteriores:

$$PVSE = 10 ^ (((7.5 * TE) / (237.3 + TE)) + 2.7858)$$

$$XSE = .622 * PVSE / (PA - PVSE); XE = HE * XSE$$

$$IE = TE + XE * (2501 + 1.93 * TE); VEE = ((TE + 273.15) * (287 + XE * 461)) / PA$$

‘Diferencia de entalpías:

$$DI = (IE - II)$$

‘Volumen específico medio del aire:

$$VEM = (VEI + VEE) / 2$$

‘Densidad media del aire:

$$DM = 1 / VEM$$

‘Cálculos de salida:

$$Q1 = Q * S * 24 * 3.6; Q21 = KG * C1 * (TEP - TI); Q22 = KG * C2$$

$$Q23 = KG * C3 * (TCON - TI); Q2 = Q21 + Q22 + Q23$$

$$N = DE * VOL; Q3 = N * CR$$

$$Q4 = VOL * DI * DM * N1; Q5 = VOL * CDV; Q6 = NP * CP * HP$$

$$Q7 = 3600.648 * P * h; Q8 = Z * (Q1 + Q2 + Q3)$$

$$NT = Q1 + Q2 + Q3 + Q4 + Q5 + Q6 + Q7 + Q8; QTH = NT / NH$$

‘Salidas:

CLS

PRINT “ CÁMARA DE REFRIGERACIÓN:”;C\$

PRINT

PRINT

PRINT “1.-CARACTERÍSTICAS DE LA CÁMARA.”

PRINT “ Superficie interior:”; LINT * AINT; “ m².”

PRINT” Superficie de transmisión:”;S;”m².”

```

PRINT " Volumen interior:"; LINT; "x"; AINT; "x"; HINT; "="; VOL; "m³"
PRINT " Humedad exterior:"; HE * 100; "%."
PRINT " Humedad de la cámara:"; HI * 100; "%."
PRINT " Entrada prevista:"; KG; "Kg/día."
PRINT " Temperatura exterior:"; TE; "°C."
PRINT " Temperatura interior o de régimen:"; TI; "°C."
PRINT " Temperatura de entrada del producto:"; TEP; "°C."
PRINT " Producto que contiene:"; P$; "."
INPUT "Pulse intro para continuar"; C1$
CLS

```

```

PRINT "2.-CÁLCULO DE LAS NECESIDADES FRIGORÍFICAS"
PRINT "(BALANCE DIARIO)."

```

```

PRINT

```

```

PRINT "2.1.-Pérdidas por transmisión."

```

```

PRINT

```

```

PRINT " Q1 = Q * S * 24 * 3.6"; "="; Q1; "KJ/día."

```

```

PRINT

```

```

PRINT "2.2.-Necesidades por enfriamiento."

```

```

PRINT

```

```

PRINT "Enfriamiento:"; " Q21 = KG * C1 * (TEP - TI)"; "="; Q21; "KJ/día."

```

```

PRINT "Necesidades totales:"; " Q2 = Q21 + Q22 + Q23"; "="; Q21; "KJ/día."

```

```

PRINT

```

```

PRINT "2.3.-Necesidades por calor desprendido por el producto."

```

```

PRINT

```

```

PRINT " Q3 = N * CR"; "="; Q3; "KJ/día."

```

```

PRINT

```

```

PRINT "2.4.-Necesidades por renovación del aire."

```

```

PRINT

```

```

PRINT " Q4 = VOL * DI * DM * N1"; "="; Q4; "KJ/día."

```

```

INPUT "Pulse intro para continuar"; C2$

```

```

CLS

```

```

PRINT "2.5.-Necesidades por calor desprendido por los"

```

```

PRINT "ventiladores de los evaporadores."

```

```

PRINT

```

```

PRINT " Q5 = VOL * CDV"; "=", Q5; "KJ/día."
PRINT
PRINT "2.6.-Necesidades por calor desprendido por personas."
PRINT
PRINT " Q6 = NP * CP * HP"; "=", Q6; "KJ/día."
PRINT
PRINT "2.7.-Necesidades por iluminación."
PRINT
PRINT " Q7 = 3600.648 * P * H"; "=", Q7; "KJ/día."
PRINT
PRINT "2.8.-Necesidades por servicio."
PRINT
PRINT " Q8 = Z * (Q1 + Q2 + Q3)"; "=", Q8; "KJ/día."
PRINT
PRINT "2.9.-Necesidades totales y carga térmica horaria."
PRINT
PRINT " NT = Q1 + Q2 + Q3 + Q4 + Q5 + Q6 + Q7 + Q8"; "=", NT; "KJ/día."
PRINT
PRINT "Carga térmica horaria:"
PRINT
PRINT " QTH = NT / NH"; "=", QTH; " KJ / h"; "=", QTH * .239; "Kcal/h";
PRINT "=", QTH * .239 * 1.163; "W."

```

El programa expuesto calcula el balance térmico obteniéndose tres pantallas de salida de datos,

— *Primera pantalla:*

1. CARACTERÍSTICAS DE LA CÁMARA:

Bajo este epígrafe se exponen algunos datos de interés como la superficie interior, superficie de transmisión, volumen interior, la entrada de producto prevista diariamente, entre otros.

— *Segunda pantalla:*

2. CÁLCULO DE LAS NECESIDADES FRIGORÍFICAS (BALANCE DIARIO):

- 2.1. Pérdidas por transmisión, Q_1 (KJ / día).
- 2.2. Necesidades por enfriamiento, $Q_2 = Q_{21}$, (KJ / día).
- 2.3. Necesidades por calor desprendido por el producto, Q_3 , (KJ / día).
- 2.4. Necesidades por renovación del aire, Q_4 (KJ / día).

— *Tercera pantalla:*

- 2.5. Necesidades por calor desprendido por los ventiladores de los evaporadores, Q_5 (KJ / día).
- 2.6. Necesidades de calor desprendido por personas, Q_6 (KJ / día).
- 2.7. Necesidades por iluminación, Q_7 (KJ / día).
- 2.8. Necesidades por servicio, Q_8 (KJ / día).

- 2.9. Necesidades totales NT , (KJ / día) y carga térmica horaria, QHT (KJ / h), (Kcal / h) o (W).

3.3. Ejemplo:

Se desea calcular el balance térmico (necesidades frigoríficas) de una cámara de refrigeración de productos hortofrutícolas, cuyas características se indican a continuación. Con objeto de realizar una introducción de datos en el ordenador con la máxima rapidez, procederemos, en primer lugar, a rellenar el estadillo de datos correspondiente y que hemos expuesto anteriormente.

**ESTADILLO DE DATOS PARA EL CÁLCULO DE CÁMARAS
DE REFRIGERACIÓN**

Nombre de la cámara	C. REF-1
Producto que contiene	Limones
Longitud exterior de la cámara(m)	20'18
Longitud interior de la cámara(m)	20'00
Anchura exterior de la cámara(m)	20'18
Anchura interior de la cámara(m)	20'00
Altura exterior de la cámara(m)	8'67
Altura interior de la cámara(m)	8'50
Humedad relativa exterior (tanto por uno)	0'50
Humedad relativa interior (tanto por uno)	0'85
Entrada diaria prevista (Kg/día)	20000
Densidad de estiba (Tm/m ³)	0'3
Temperatura de entrada del producto (°C)	22
Temperatura interior o de régimen de la cámara (°C)	12
Temperatura exterior (°C)	36
Pérdidas máximas permitidas por transmisión (W/m ²): 1 Kcal/h= 1'163 W	9'3
Calor específico del producto, C1 (KJ/Kg °C): 1 Kcal= = 4'1868 KJ	3'85
Calor de respiración del producto, CR (KJ/Tm día): 1 Kcal= 4'1868 KJ	2512
Calor desprendido por los ventiladores (KJ/m ³ día): 1 Kcal= = 4'1868 KJ.....	42
Número de renovaciones de aire por día:	
— Técnicas.....	1
— Equivalentes	2
Número de personas en la cámara.....	1
— Calor emitido por cada persona en la cámara (KJ/h): 1 Kcal=4'1868 KJ.....	600
— Número de horas que cada persona permanece en la cá- mara (h/día).....	1
Potencia de las luminarias instaladas en la cámara (KW)	1
— Número de horas de funcionamiento de las luminarias (h/día)	1
Coeficiente para el cálculo de las necesidades por servicio (0'1-0'15)	0'15
Número de horas de funcionamiento del compresor (h/día)	18

Los resultados obtenidos son:

— *Primera pantalla:*

CÁMARA DE REFRIGERACIÓN:

1. CARACTERÍSTICAS DE LA CÁMARA

Superficie interior: 400 m².

Superficie de transmisión: 1497'107 m².

Volumen interior: 3400 m³.

Humedad exterior: 50%.

Humedad de la cámara: 85%.

Entrada prevista: 20000 Kg/día.

Temperatura exterior: 36 °C.

Temperatura interior o de régimen: 12 °C.

Temperatura de entrada del producto: 22 °C.

Producto que contiene: Limones.

— *Segunda pantalla:*

2. CÁLCULO DE LAS NECESIDADES FRIGORÍFICAS (BALANCE DIARIO).

2.1.- Pérdidas por transmisión.

$$Q_1 = Q * S * 24 * 3.6 = 1202955 \text{ KJ / día.}$$

2.2.- Necesidades por enfriamiento.

$$\text{Enfriamiento: } Q_{21} = KG * C_1 * (TEP-TI) = 770000 \text{ KJ / día.}$$

$$\text{Necesidades totales: } Q_2 = Q_{21} + Q_{22} + Q_{23} = 770.000 \text{ KJ / día.}$$

2.3.- Necesidades por calor desprendido por el producto.

$$Q_3 = N * CR = 2562240 \text{ KJ / día.}$$

2.4.- Necesidades por renovación del aire.

$$Q4 = VOL * DI * N1 = 522223'4 \text{ KJ / día.}$$

— Tercera pantalla:

2.5.- Necesidades por calor desprendido por los ventiladores de los evaporadores.

$$Q5 = VOL * CDV = 142800 \text{ KJ / día.}$$

2.6.- Necesidades por calor desprendido por personas.

$$Q6 = NP * CP * HP = 600 \text{ KJ / día.}$$

2.7.- Necesidades por iluminación.

$$Q7 = 3.600.648 * P * H = 3600'648 \text{ KJ / día.}$$

2.8.- Necesidades por servicio.

$$Q8 = Z * (Q1 + Q2 + Q3) = 680279'4 \text{ KJ / día.}$$

2.9.- Necesidades totales y carga térmica horaria.

$$NT = Q1 + Q2 + Q3 + Q4 + Q5 + Q6 + Q7 + Q8 = 5884699 \text{ KJ / día.}$$

Carga térmica horaria:

$$Q_{TH} = \frac{NT}{NH} = 326927'7 \text{ KJ / h} = 78135'7 \text{ Kcal / h} = 90871'8 \text{ W.}$$

BIBLIOGRAFÍA

- AENOR. 1991. Calefacción y climatización. Equipos y cálculos. Recopilación de normas UNE. Ed. AENOR, 2.ª Ed. Madrid, 600 pp.
- Anónimo. 1988. Manual del aislamiento en la industria. Ed. Cristalería española, S.A.; Madrid, 168 pp.
- Anónimo. 1992. Manual de aislamiento. Ed. Cristalería española, S.A.; Madrid, 460 pp.
- Arco del, L. 1984. Termotécnica: Calor industrial. Ed. Mitre. Barcelona, 662 pp.
- Bouvenot, A. 1981. Transferts de chaleur. Ed. Masson. París, 233 pp.
- Chapman, A.J. 1984. Transmisión de calor. 3.ª Ed. Ed. Bellisco. Librería Editorial. Madrid, 731 pp.
- Chapman, A.J. 1990. Transmisión de calor. 3.ª Ed. Librería Ed. Bellisco. Madrid, 731 pp.
- Croiset, M. 1976. Humedad y temperatura en los edificios. 2.ª Ed. Editores Técnicos Asociados. Barcelona, 247 pp.
- Isachenko, V., Osipova, V. y Sukómel, A. 1979. Transmisión de calor. Ed. Marcombo. Barcelona, 566 pp.
- Johnson, W. H. 1986. Calefacción y aislamiento. Ed. Alhambra. Madrid, 224 pp.
- López Gómez, A. 1994. Las instalaciones frigoríficas en las industrias agroalimentarias (manual de diseño). A. Madrid Vicente, Ediciones. Madrid, 299 pp.
- Kern, D. Q. 1982. Procesos de transferencia de calor. Cía. Ed. Continental, S.A. de C.V., 16a Ed.; México, 980 pp.
- Kreith, F. y Black, W.Z. 1983. La transmisión de calor: principios fundamentales. Ed. Alhambra Universidad, S.A. Madrid, 544 pp.
- Maestre, J.; Melgarejo, P.; Díez, A.; Marín, J.I.; Pinazo, J.M.; Riquelme, F.; Terán, J.L.; Torrella, E.. 1991. Curso de ingeniería del frío. Colegio Oficial de Ingenieros Agrónomos de Murcia y Consejería de Agricultura, Ganadería y Pesca de la Región de Murcia. Murcia, 406 pp.
- Maestre, J.; Melgarejo, P.; Díez, A.; Marín, J.I.; Pinazo, J.M.; Riquelme, F.; Terán, J.L.; Torrella, E.; Artés, F. y Roca, G.. 1993. Nuevo curso de ingeniería del frío. A. Madrid Vicente, Ediciones. Madrid, 483 pp.
- Melgarejo, P. 1988. Biblioteca de aplicaciones informáticas a la ingeniería. Apl. 1: Automatización del cálculo de las necesidades frigoríficas. Aplicación en proyectos. Colegio Oficial de Ingenieros Agrónomos de Murcia. Murcia. Vol 1. 13-89.

- NBE-CT-79. 1979. Ministerio de la Presidencia. Madrid, 58 pp.
- Orden de 23 de noviembre de 1994 por la que se adaptan al progreso técnico las instrucciones técnicas complementarias MI-IF 002, MI-IF 004, MI-IF 009 y MI-IF 010 del Reglamento de Seguridad para Plantas e Instalaciones Frigoríficas. Ministerio de Industria y Energía. BOE n.º 288. .
- Pinazo, J.M. y Meseguer, E. 1990. Cálculo, selección y diseño de instalaciones frigoríficas; Capítulo 6. Universidad Politécnica de Valencia. Valencia, 67 pp.
- Rapin, P.J. 1984. Instalaciones frigoríficas, tomo 2. Ed. Marcombo. Barcelona, 596 pp.
- R.D. 3099/1977. Reglamento de Seguridad para Plantas e Instalaciones Frigoríficas. Ministerio de Industria y Energía. Madrid.
- R.D. 1618/1980. Reglamento de instalaciones de calefacción, climatización y agua caliente sanitaria. Ministerio de Industria y Energía. Madrid, 108 pp.
- R.D. 168/1985. Reglamentación Técnico-Sanitaria sobre «Condiciones Generales de Almacenamiento Frigorífico de Alimentos y Productos Alimentarios. Ministerio de la Presidencia. BOE n.º 39.
- Torrella, E. y Palau, E. 1986. Instalaciones frigoríficas. E.T.S.I.A.— Universidad Politécnica de Valencia. Valencia, 172 pp.
- Welty, J.R. 1981. Transferencia de calor aplicada a la ingeniería. Ed. Limusa. México, 545 pp.

NOMENCLATURA, UNIDADES Y EQUIVALENCIAS

Nomenclatura	Unidades S.I.	Unidades tradicionales	Equivalencias
a, b, n = Coeficientes de fórmulas empíricas utilizados para el cálculo de coeficiente de convección	—	—	—
a₁ = Contenido en agua del género en %			Adimensional
a₂ = Anchura de la puerta			
α_c = Coeficiente de transmisión por convección	W / m ² K	Kcal / h m ² °C	W / m ² K = 0'86 Kcal / h m ² °C
α_{ce} = Coeficiente de transmisión por convección exterior	W / m ² K	Kcal / h m ² °C	W / m ² K = 0'86 Kcal/h
α_{ci} = Coeficiente de transmisión por convección interior	W / m ² K	Kcal / h m ² °C	W / m ² K = 0'86 Kcal/h
α_R = Coeficiente de transmisión por convección exterior	W / m ² K	Kcal / h m ² °C	W / m ² K = 0'86 Kcal/h m ² °C
α_{Re} = Coeficiente de transmisión por radiación	W / m ² K	Kcal / h m ² °C	W / m ² K = 0'86 Kcal/h m ² °C
β = Coeficiente de dilatación térmica	1 / K	1 / °C	K = °C + 273,15
b₁ = Contenido en materia sólida del género en %			Adimensional
C = Conductancia térmica (C = 1/R)	W / m ² K	Kcal / h m ² °C	1 W / m ² K = 1 Kcal h m ² °C
C1 = Calor específico de un producto antes de su congelación	KJ / Kg K	Kcal / Kg °C	1 KJ / Kg K = 0'23884 Kcal / Kg °C
C2 = Calor latente de solidificación o de congelación de un producto	KJ / Kg	Kcal / Kg	1 KJ / Kg = 0'23884 Kcal/Kg
C3 = Calor específico del producto después de la congelación	KJ / Kg	Kcal / Kg	1 KJ / Kg = 0'23884 Kcal/Kg
CDV = Calor desprendido de los ventiladores	W / Kg	Kcal / m ³ día	1 W / Kg = 24.000 Kcal / m ³ día
C_e = Calor específico del material embalaje	KJ / Kg K	Kcal / Kg °C	1 KJ / Kg K = 0'23884 Kcal/Kg °C
CEH = Calor específico del hielo	KJ / Kg K	Kcal / Kg °C	1 KJ / Kg K = 0'23884 Kcal / Kg °C
CLSA = Calor latente de congelación del agua	KJ / Kg	Kcal / Kg	1 KJ / Kg = 0'23884 Kcal Kg
CMO = Calor específico aproximado de la materia orgánica	KJ / Kg K	Kcal / Kcal Kg °C	1 KJ / Kg K = 0'23884 Kcal / Kg °C

Nomenclatura	Unidades S.I.	Unidades tradicionales	Equivalencias
CP = Calor desprendido por una persona en 1 hora	W	Kcal / h	1 W = 0'86 Kcal / h
C _p = Calor específico a presión constante	KJ / Kg K	Kcal / Kg °C	J = 2'39 · 10 ⁻⁴ Kcal
CR = Calor de respiración del producto	W / Kg	Kcal / Tm día	W / Kg = 24.000 Kcal / Tm día
CTH = Carga térmica horaria	W	Kcal / h	1 W = 0'86 Kcal / h
δ = Densidad del fluido	Kg / m ³	Kg / m ³	
δ _m = Densidad media (entre las condiciones interiores y exteriores)	Kg / m ³	Kg / m ³	
d _e = Diámetro de una tubería en la fórmula de Rice-Heilman	m	m	
D _i = Diferencia de entalpía entre el aire interior y el exterior (D _i = i ₁ - i ₂)	KJ / Kg	Kcal / Kg	1 KJ / Kg = 0'23884 Kcal / Kg
Δt = Diferencia de temperaturas (t _e - t _i)	K	°C	1 K = 1° C
dv = Permeabilidad o difusividad al vapor de agua	g m / MN m ² s	g cm / mmHg m ² día	1 g m / MN s = 1152 g cm / mmHg m ² día
ε = Emisividad			Adimensional
E = Energía total radiada o emitida	W / m ²	Kcal / m ² h	W = 0'86 Kcal / h
e _i = Espesor de una capa homogénea de un material i	m	m	
E _r = Emitancia resultante			Adimensional
f = Factor de forma, en la ecuación de la diferencia de energías radiadas			Adimensional
g = Aceleración de la gravedad	m / s ²	m / s ²	
Gr = N.º de Grashof			Adimensional
h = Altura de la puerta	m	m	
H = Humedad relativa del aire en tanto por uno			
HP = N.º de horas que una persona permanece en el interior de una cámara o recinto	h	h	
h _{i, e} = Coeficiente superficial total de transmisión de calor interior, exterior (h = α _c + α _R)	W / m ² K	Kcal / h m ² °C	1 W / m ² K = 0'86 Kcal / h m ² °C
i = Entalpía del aire	KJ / Kg de aire seco	Kcal / Kg de aire seco	KJ = (1 / 4'1869) Kcal
i ₁ = Entalpía del aire interior del recinto frigorífico	W h / Kg	Kcal / Kg	1 W h / Kg = 0'86 Kcal / Kg

Nomenclatura	Unidades S.I.	Unidades tradicionales	Equivalencias
i_2 = Entalpía del aire exterior	W h/Kg	Kcal / Kg	1 W h / Kg = 0'86 Kcal / Kg
K = Coeficiente global de transmisión de calor	W / m ² K	Kcal / h m ² °C	1 W / m ² K = 0'86 Kcal / h m ² °C
K_0 = Coeficiente de transmisión del cerramiento sin aislamiento	W / m ² K	Kcal / m ² h °C	1 W m ² K = 0'86 Kcal / h m ² °C
KG = Kg de entrada diaria del producto	Kg / h	Kg / día	Kg / h = 24 Kg / día
l = Diámetro de una tubería o longitud de una placa en la fórmula de Reynolds	m	m	
lg_{10} = Logaritmo decimal			$lg_{10} x = 0'4342944 \ln x$
λ_i = Conductividad térmica de un material homogéneo i	W / m K	Kcal / h m °C	1 W / m K = 0'86 Kcal / h m °C
\ln = Logaritmo neperiano			$\ln x = 2'3025851 \log_{10} x$
μ = Viscosidad dinámica	Kg / m s	Kg / m s	
M_e = Masa del embalaje	Kg	Kg	
m_v = Masa de vapor de agua difundida	$\mu\text{g} / \text{m}^2 \text{s}$	g / m ² día	1 $\mu\text{g} / \text{m}^2 \text{s} = 0'75 \text{g} / \text{m}^2 \text{día}$
N = N.º de personas			
ν = Viscosidad cinemática	m ² / s	m ² / s	
NI = N.º de renovaciones diarias			Adimensional
NH = N.º de horas de funcionamiento de compresores/día	h / día	h / día	
NT = Necesidades frigoríficas totales	W	Kcal / día	1 W = 0'86 × 24 Kcal / día
$N\ddot{u}$ = N.º de Nüsselt			Adimensional
P = Presión atmosférica (1 Pa = 1 N/m ²)	Pa	Bar	1 Pa = 10 ⁻⁵ Bar
P'_{vs} = Presión de saturación de vapor en el punto de rocío	P_a	mm Hg	$P_a = \text{mm Hg } 133'3$
Pe = N.º de Peclet			Adimensional
PE = Potencia de equipos	Kw	Kcal / h	1 Kw = 860 Kcal / h
Pr = N.º de Prandtl			Adimensional
$P_{vi,j}$ = Presión parcial de vapor del ambiente i y j , respectivamente	Pa	Bar	1 Pa = 10 ⁻⁵ Bar
P_{vs} = Presión de saturación de vapor	P_a	mm Hg	$P_a = \text{mm Hg } 133'3$

Nomenclatura	Unidades S.I.	Unidades tradicionales	Equivalencias
q = Flujo total de calor a través de una superficie cilíndrica (tuberías)	W / m	Kcal / h m	1 W / m = 0'86 Kcal / h m
Q = Flujo total de calor que atraviesa una superficie plana	W	Kcal / h	1 W = 0'86 Kcal / h
Q_1 = Cantidad global de calor transmitido del ambiente exterior a la cara exterior de un cerramiento	W	Kcal / h	W = 0'86 Kcal / h
$Q1$ = Pérdidas de calor por transmisión	KJ / día	Kcal / día	1 KJ / día = 0'23884 Kcal / día
Q_2 = Cantidad global de calor transmitido de la cara exterior a la interior de un cerramiento	W	Kcal / h	W = 0'86 Kcal / h
$Q2$ = Pérdidas de calor por enfriamiento y/o congelación	KJ / día	Kcal / día	1 KJ / día = 0'23884 Kcal / día
$Q21$ = Necesidades frigoríficas por enfriamiento del producto	KJ / día	Kcal / día	1 KJ / día = 0'23884 Kcal / día
$Q22$ = Necesidades frigoríficas por congelación del producto	KJ / día	Kcal / día	1 KJ / día = 0'23884 Kcal / día
$Q23$ = Necesidades frigoríficas por enfriamiento del producto tras la congelación	KJ / día	Kcal / día	1 KJ / día = 0'23884 Kcal / día
Q_3 = Cantidad global de calor transmitido de la cara interior de un cerramiento al ambiente interior	W	Kcal / h	W = 0'86 Kcal / h
$Q3$ = Necesidades frigoríficas de conservación	KJ / día	Kcal / día	1 KJ / día = 0'23884 Kcal / día
$Q4$ = Necesidades frigoríficas por renovación del aire	KJ / día	Kcal / día	1 KJ / día = 0'23884 Kcal / día
$Q5$ = Necesidades frigoríficas por calor desprendido por ventiladores de evaporadores	KJ / día	Kcal / día	1 KJ / día = 0'23884 Kcal / día
$Q6$ = Necesidades frigoríficas por calor desprendido por personas	KJ / día	Kcal / día	1 KJ / día = 0'23884 Kcal / día
$Q7$ = Necesidades frigoríficas por calor desprendido por la iluminación	KJ / día	Kcal / día	1 KJ / día = 0'23884 Kcal / día
$Q8$ = Necesidades frigoríficas por servicio	KJ / día	Kcal / día	1 KJ / día = 0'23884 Kcal / día
Q_c = Flujo de calor transmitido por convección	W	Kcal / h	W = 0'86 Kcal / h
Q_{ce} = Flujo de calor convectivo exterior	W	Kcal / h	W = 0'86 Kcal / h
Q_{ci} = Flujo de calor convectivo interior	W	Kcal / h	W = 0'86 Kcal / h
Q_R = Flujo de calor transmitido por radiación	W	Kcal / h	W = 0'86 Kcal / h

Nomenclatura	Unidades S.I.	Unidades tradicionales	Equivalencias
Q_{Re} = Flujo de calor por radiación exterior	W	Kcal / h	$W = 0'86 \text{ Kcal / h}$
Q_{Ri} = Flujo de calor por radiación interior	W	Kcal / h	$W = 0'86 \text{ Kcal / h}$
ρ = Volumen específico del aire	$\text{m}^3 / \text{Kg a. s.}$	$\text{M}^3 / \text{Kg a. s.}$	
R = Resistencia térmica global ($R = 1/K$)	$\text{m}^2 \text{ K} / \text{W}$	$\text{h m}^2 \text{ }^\circ\text{C} / \text{Kcal}$	$1 \text{ m}^2 \text{ K} / \text{W} = 1'163 \text{ h m}^2 \text{ }^\circ\text{C} / \text{Kcal}$
Ra = N.º de Rayleigh			Adimensional
Re = N.º de Reynolds			Adimensional
R_v = Resistencia al vapor de agua	$\text{MN s} / \text{g}$	$\text{mm Hg m}^2 \text{ día} / \text{g}$	$1 \text{ MNs} / \text{g} = 0'0868 \text{ mm Hg m}^2 \text{ día} / \text{g}$
r_v = Resistividad al vapor de agua ($r_v = 1/d_v$)	$\text{MN s} / \text{g m}$	$\text{mmHg m}^2 \text{ día} / \text{g cm}$	$1 \text{ MNs} / \text{g} = 0'0868 \text{ mm Hg m}^2 \text{ día} / \text{g}$
σ = Constante de Stephan - Boltzmann	$\text{W} / \text{m}^2 \text{ K}^4$	$\text{Kcal} / \text{m}^2 \text{ h K}$	$W = 0'86 \text{ kcal} / \text{h}$
S = Superficie de intercambio	m^2	m^2	
T = Temperatura superficial exterior: utilizada en el cálculo de la transmisión de calor por radiación	K		$K = \text{ }^\circ\text{C} + 273'15$
$TCON$ = Temperatura de congelación del producto	K	$^\circ\text{C}$	$K = \text{ }^\circ\text{C} + 273'15$
t_e = Temperatura del aire exterior	K	$^\circ\text{C}$	$K = \text{ }^\circ\text{C} + 273'15$
TEB = Temperatura exterior base o de proyecto exterior	K	$^\circ\text{C}$	$K = \text{ }^\circ\text{C} + 273'15$
t_{ee} = Temperatura de entrada del embalaje	K	$^\circ\text{C}$	$K = \text{ }^\circ\text{C} + 273'15$
TEP = Temperatura de entrada del producto	K	$^\circ\text{C}$	$K = \text{ }^\circ\text{C} + 273'15$
t_i = Temperatura del aire interior	K	$^\circ\text{C}$	$K = \text{ }^\circ\text{C} + 273'15$
t_m = Temperatura media	K	$^\circ\text{C}$	$K = \text{ }^\circ\text{C} + 273'15$
TM = Temperatura media de la zona	K	$^\circ\text{C}$	$K = \text{ }^\circ\text{C} + 273'15$
$TMAX$ = Temperatura máxima de la zona	K	$^\circ\text{C}$	$K = \text{ }^\circ\text{C} + 273'15$
t_{me} = Temperatura media exterior	K	$^\circ\text{C}$	$K = \text{ }^\circ\text{C} + 273'15$
t_{mi} = Temperatura media interior	K	$^\circ\text{C}$	$K = \text{ }^\circ\text{C} + 273'15$
t_q = Temperatura del embalaje al final del enfriamiento	K	$^\circ\text{C}$	$K = \text{ }^\circ\text{C} + 273'15$
TR = Temperatura de régimen del producto	K	$^\circ\text{C}$	$K = \text{ }^\circ\text{C} + 273'15$
t_r = Temperatura de rocío	K	$^\circ\text{C}$	$K = \text{ }^\circ\text{C} + 273'15$

Nomenclatura	Unidades S.I.	Unidades tradicionales	Equivalencias
t_{se} = Temperatura superficial exterior	K	°C	$K = °C + 273,15$
t_{si} = Temperatura superficial interior	K	°C	$K = °C + 273,15$
v = Velocidad del viento	m / s	m / s	
VE = Volumen específico medio del aire (entre las condiciones interiores y exteriores)	m^3 / Kg	m^3 / Kg	
Vi = Volumen de infiltración de aire en una cámara a través de la puerta	m^3 / s de apertura	m^3 / h de apertura	$1 s = 1/3.600 h$
VOL = Volumen de la cámara o recinto frigorífico	m^3	m^3	
X = Humedad absoluta	Kg agua / Kg de aire seco	Kg agua / Kg de aire seco	
Xs = Humedad absoluta de saturación	Kg agua / Kg de aire seco	Kg agua / Kg de aire seco	
Z = Coeficiente de la ecuación de Q8			Adimensional

ÍNDICE DE FOTOGRAFÍAS

Pág. Foto núm

- | | | |
|-----|----|--|
| 23 | 1 | Industria de fabricación de paneles aislantes. Cortesía de Huurre Ibérica, S.A. |
| 25 | 2 | Detalle de panel de poliuretano. Cortesía de Huurre Ibérica, S.A. |
| 174 | 3 | Aislamiento de tuberías en sala de máquinas frigoríficas. Cortesía de Armstrong World Industries, S.A. |
| 175 | 4 | Esquema de aislamiento de tuberías con coquilla elastomérica. Cortesía de Armstrong World Industries, S.A. |
| 186 | 5 | Puerta aislada de cierre hermético. Cortesía de Tané. |
| 209 | 6 | Coquilla y planchas de espuma elastomérica. Cortesía de Armstrong World Industries, S.A. |
| 222 | 7 | Detalles de panel utilizado para cubiertas y cerramientos exteriores o interiores. Cortesía de Huurre Ibérica, S.A. |
| 224 | 8 | Detalle de la unión de paneles con junta seca. Cortesía de Huurre Ibérica, S.A. |
| 231 | 9 | Aspecto que presentan la presolera y los paneles aislantes antes de aplicar la barrera antivapor. Detalle de perfil sanitario curvo en el ángulo formado por los dos paramentos verticales. |
| 235 | 10 | Nave con cerramientos exteriores y cubierta de paneles aislantes. S. Coop. Gregal. |
| 236 | 11 | Paramento vertical construido con paneles aislantes de poliuretano, acabado en zona superior con placas aislantes de fibra de vidrio recubiertas exteriormente de papel aluminio, al igual que las utilizadas para el aislamiento de la cubierta. S. Coop. Gragal. |

Pág. Foto núm

- 237 12 Detalle de línea de envasado a granel en la salida de un túnel de congelación de lecho fluido.
- 242 13 Detalle de puerta frigorífica con mecanismo de apertura neumático, y de contrapuerta de lamas de PVC. Observese el bordillo de hormigón para protección de paneles contra golpes. S. Coop. Gregal.
- 244 14 Puertas con capillas que permiten el paso de las raíles aéreas. Matadero Industrial Torre Pacheco, S.A.
- 245 15 Puertas de guillotina en abrigos de muelles de carga. Las plataformas de los muelles con de altura regulable.
- 247 16 Puerta abatible aislada, con mirilla, para salas de trabajo refrigeradas y con protección de aluminio. Cortesía de Vizuite, S.L.
- 249 17 Puerta de PVC con bastidor metálico. Cortesía de G. Torres.
- 251 18 Cámaras frigoríficas con puertas correderas de apertura manual y puertas abatibles con mirilla y protección inferior contra golpes. Observense los tubos metálicos para protección de paneles aislantes y el acabado del suelo mediante pintura de resinas epoxi. Cortesía de Vizuite, S.L.
- 257 19 Detalle de evaporador y de ventilador para renovación de aire en cámara de refrigeración. S. Coop. Gregal.
- 258 20 Intercambiador agua-aire en cámara de preenfriamiento, alimentado por agua fría procedente de balsa exterior. S. Coop. Gregal.
- 2671 21 Almacén aislado con estructura metálica interior. S. Coop. Gregal.
- 290 22 Detalles de termómetros seco y húmedo, sonda de temperatura/humedad y bordillo de protección interior en cámara frigorífica de refrigeración. S. Coop. Gregal.
- 297 23 Detalle de huecos realizados en paneles para instalar ventiladores y rejillas en el paramento de separación entre el nicho de enfriamiento del aire y la cámara de preenfriamiento. Cortesía de Termomecanic Murcia, S.A.

Pág. Foto núm

- 298 24 Estructura de acero inoxidable, en nicho de cámara anterior, para colocación de paneles intercambiadores aire-agua, para el enfriamiento y humidificación del aire. Cortesía de Termomecanic Murcia, S.A.
- 304 25 Cámara de oreo de canales de porcino. Estructura interior para soporte de raíles, para evitar puentes térmicos. Solera acabada con mortero de resinas epoxi. Matadero Industrial Torre Pacheco, S.A.
- 309 26 Cámara de refrigeración. S. Coop. Gregal.
- 328 27 Sala de máquinas frigoríficas (vista parcial). S. Coop. Gregal.
- 325 28 Trajes especiales para uso en caso de accidente en salas de máquinas frigoríficas que utilicen amoniaco como refrigerante. Son impermeables a este gas y van equipados con mascarilla y equipo autónomo de aire comprimido.
- 340 29 Interior de cámara frigorífica para conservación de productos refrigerados. Realización de Ingeniería del Frío, S.A. (INFRISA).
- 340 30 Cámara frigorífica para almacenamiento de pescado congelado con capacidad total de 27.000 m³. Realización de Ingeniería del Frío, S.A. (INFRISA).