

CASO BASE (*BASE CASE*)

Como ilustración de los diversos procesos paso a paso que se siguen en el desarrollo de un proyecto de climatización de un edificio, hemos seleccionado un caso minuciosamente estudiado y valorado (ref. [111], tesis de maestría de Alejandro Macías, IM, MSc.; director Carlos Herrera, PhD). La secuencia a seguir en esta presentación es: enunciar el problema y caracterizarlo; diagnosticarlo (cuantificando cargas calóricas e índice de confort); encontrar soluciones y estudiar su impacto; y cotejar alternativas a seguir mediante comparación técnico-económica. En este capítulo se presentan los dos primeros ítems; los últimos se desarrollan en los capítulos dedicados a esos temas.

El Problema

El proyecto se enfoca a solucionar el disconfort térmico (ambiente caliente) que en las horas de la tarde presenta una vivienda.

CARACTERIZACIONES

Características del inmueble, testimonios de los interesados e informaciones de campo: vivienda de 1.5 años de construida; 2 niveles; área lote 330 m²; área 1er piso 157 m²; área 2º piso 128 m²; 4 personas. Los habitantes reportan que la pared oeste se siente caliente al tacto pasando el medio día, esta pared presenta repello rústico exterior sin pintar; la fachada posterior tiene buen acabado, pero numerosos ventanales (algunos no se pueden abrir); la fachada principal no recibe sol directo, pero sí el reflejado por la calle y la vivienda vecina; tiene considerable área de ventanales y puertas. Áreas de interés: sala nivel-1 (35,4 m²); sala nivel-2 (11,7 m²); alcoba posterior nivel-2 (13,4 m²). Ver Figura 6.1.



Figura 6.1. Planos (a) Nivel 1 y (b) Nivel 2.

Datos: volumen total salas: 220 m³; volumen alcoba posterior: 46,8 m³; área pared oeste (soleada): 54,25 m²; área pared fachada salas: 1,8 m²; área ventanas fachada salas: 16,3 m²; área pared fachada alcoba posterior: 3,1 m²; área ventanas fachada alcoba posterior: 3.8 m²

Condiciones Interiores:

Observadas: clo 0.6; met 1.1; vel. 0.5 m/s (brisa suave).

A determinar: temperatura y humedad relativa del aire; temperatura media radiante; hora crítica.

Condiciones Exteriores:

Localización: Bugalagrande / Valle / Colombia.

Longitud: 76° 09' 23" W

Latitud: 4° 12' 35" N

Altura: 963 msnm / presión atmosférica: 90,28 kPa

Temperatura media anual: 23°C

Temperatura máxima absoluta: 36°C

Promedio de temperaturas a las 15:00 h: 32°C

Humedad absoluta promedio: 0,014 kg H₂O / kg Aire seco

Humedad relativa a la hora de temperatura máxima: 42%

Orientación y ubicación planimétrica: mostrada en la *Figura 6.2*

Vientos: la rosa de los vientos publicada por el IDEAM se muestra en la *Figura 6.3*; su aplicación a la edificación se ilustra en la *Figura 6.4*.

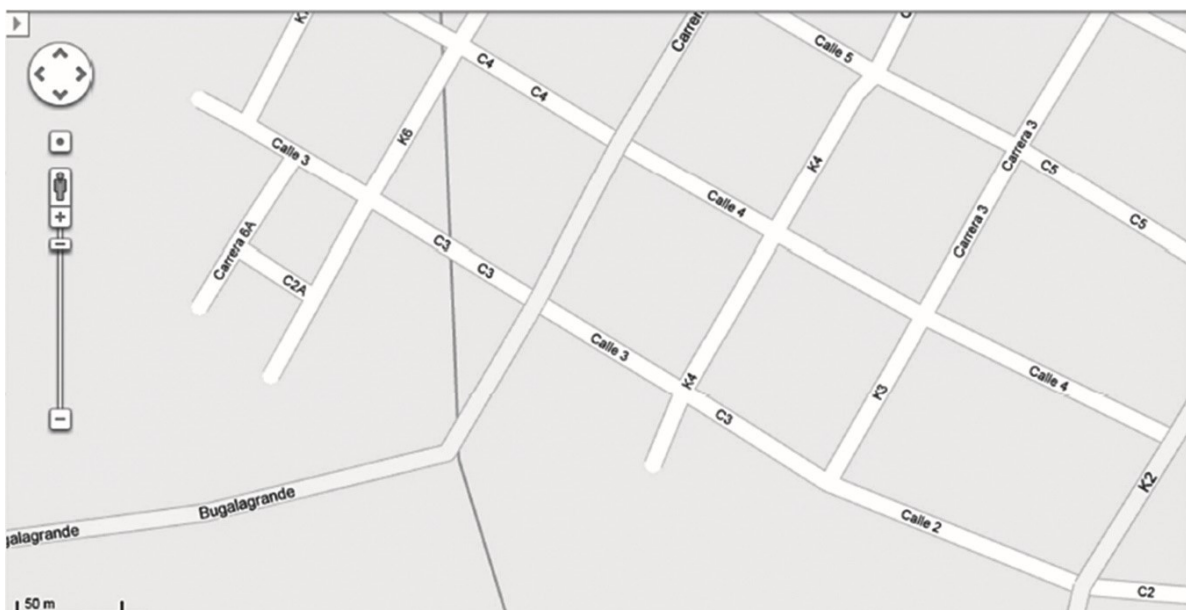


Figura 6.2. Localización del Edificio.

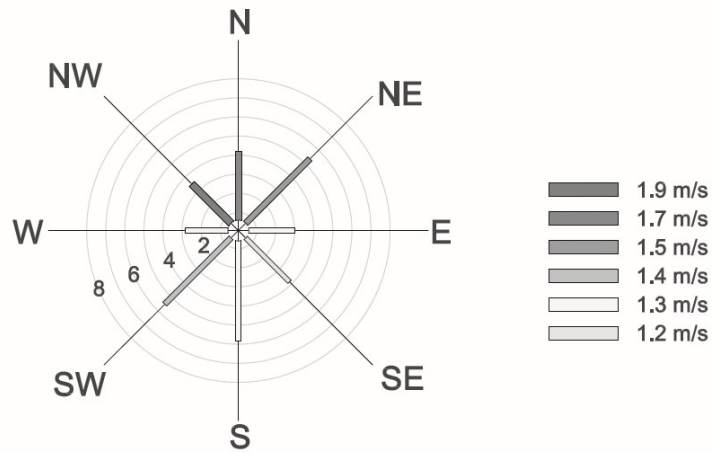


Figura 6.3. Rosa de los vientos para Bugalagrande.

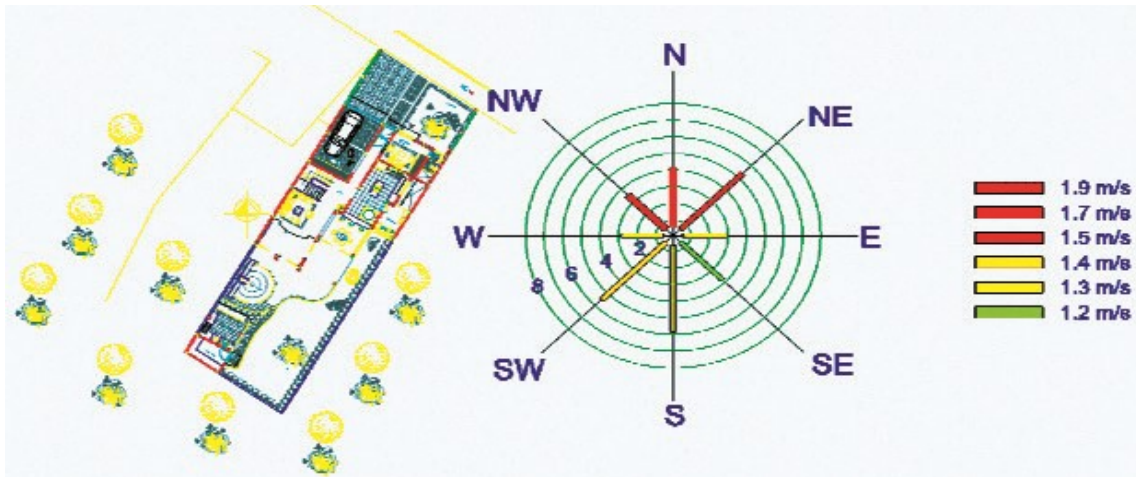


Figura 6.4. Incidencia de vientos sobre la edificación.

La configuración de las fachadas, pertinentes en el análisis solar y de vientos, se detalla en la Figura 6.5 y en la Figura 6.6.

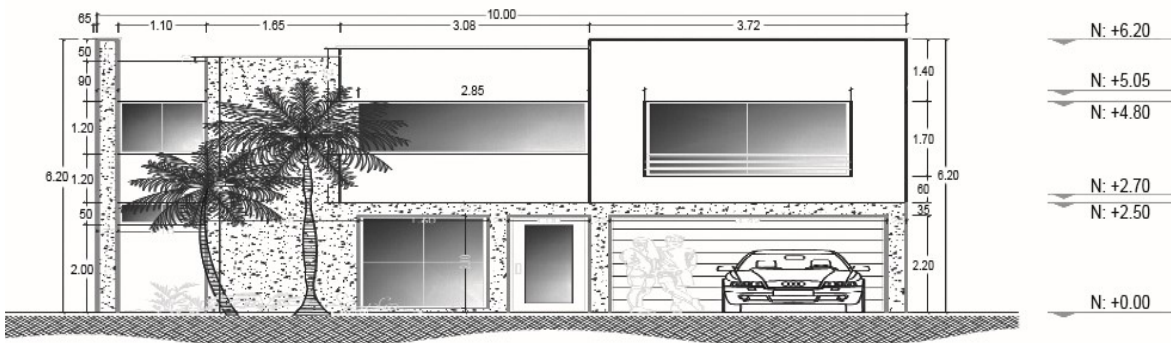


Figura 6.5. Plano fachada frontal (principal).

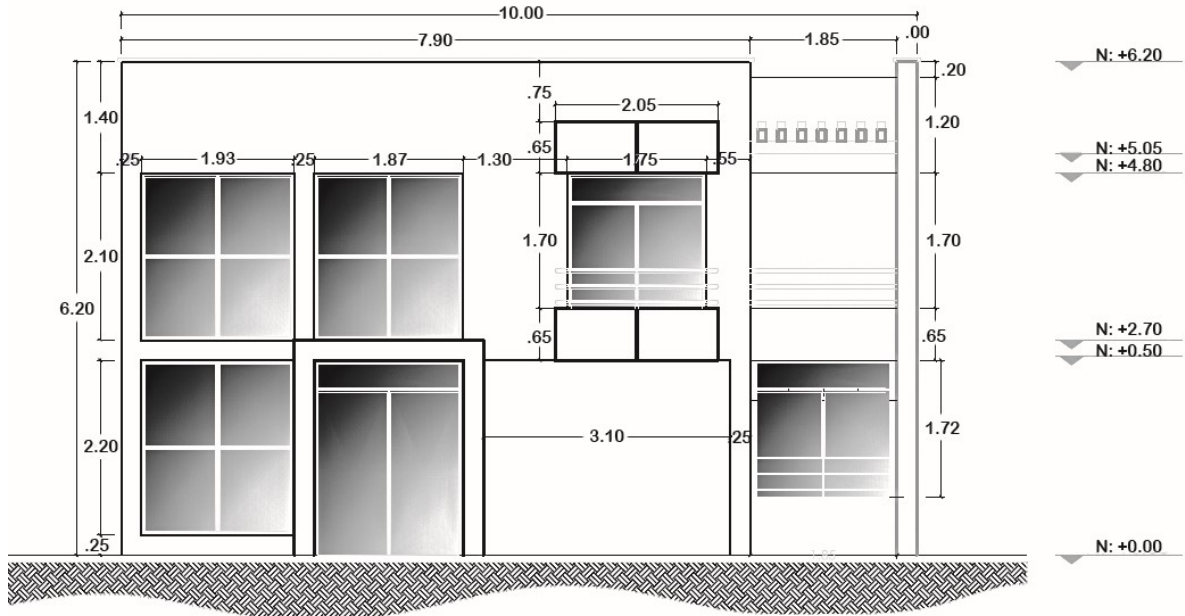


Figura 6.6. Plano fachada posterior.

Como se mencionó, la falta de confort se manifiesta en determinadas zonas o espacios de la vivienda, los cuales se ilustran en Figura 6.7.

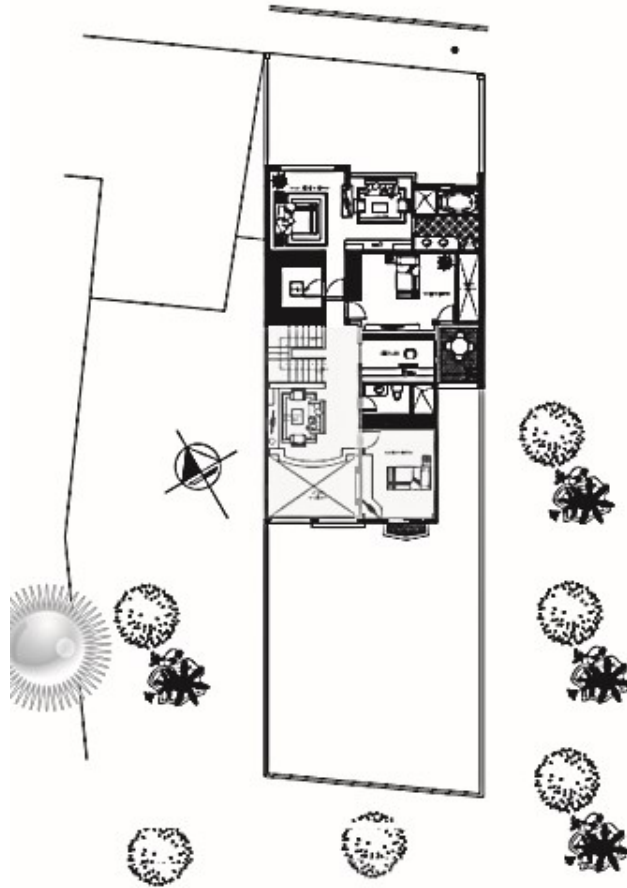


Figura 6.7. Área de Interés.

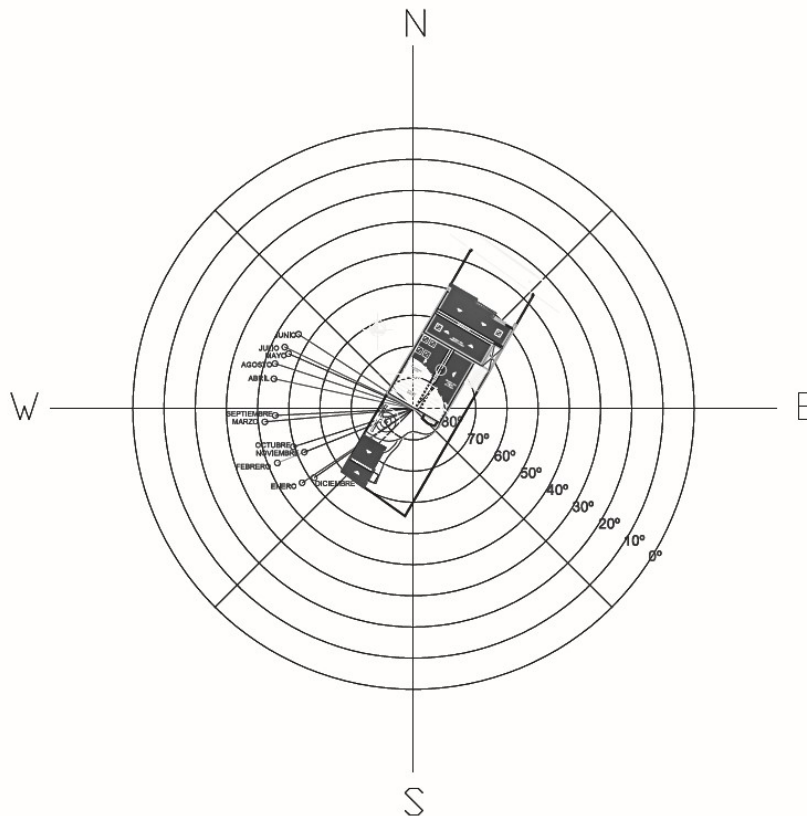


Figura 6.8. Trayectoria solar durante todo el año a las 14:00 h.

IDENTIFICACIÓN DE LA HORA CRÍTICA

Ya determinado marzo como el mes que se debe tomar como base (véase texto Figura 6.9), queda encontrar la hora crítica, la cual es también la hora de diseño del proyecto de mejoras. Esto corresponde aquí al momento en el que la carga solar es mayor, pues es visible que las demás cargas no varían. De las siguientes Tabla 6.1 y Figura 6.10 queda demostrado que la hora de diseño es marzo @ 14:00, ya que la suma total de los calores transferidos es máxima a esta hora.

Tabla 6.1. Cálculo de incidencia solar para marzo 20, entre las 14:00 y las 16:00.
 Modelo de cálculo: ASHRAE 2005, Fundamentals Chapter 31, Fenestration,
 Solar Heat Gain and Visible Transmittance.

Superficie	Hora local	
	14:00	16:00
Pared Sur	502,65	560,99
Pared Oeste	211,67	142,78
Techo inclinación Oeste	1132,58	860,12
Techo inclinado Este	215,40	126,59
Pared Este (No soleada)	157,51	110,95
Σ	2219,82	1801,43

Presione este hipervínculo para ver hoja de calculo

Irradiación terrestre	A	1164 W/m ²	
Razón adimensional	B	0,149	
Razón adimensional	C	0,109	
Superficie	Pared sur		
Rhora standard		14:00	16:00
Altitud solar	β	63	33
Azimuth solar	ϕ	82	88
Azimuth superficie	ψ	30	30
Azimuth solar superficie	γ	52	58
Angulo de inclinación	σ	90	90
	$\cos\theta$	0,279504945	0,44442805
Razón de Radicación difusa del cielo	Y	0,696596164	0,80603766
Radiación solar directa	E_{DN}	984,7531488	885,402096
Radiación solar difusa	E_d	74,77130404	77,7897502
Radiación solar reflejada	E_r	152,6376682	89,7036295
	Subtotal	502,6523469	560,990909

Ecuaciones modelo

$$\gamma = \Phi - \Psi$$

$$\cos\theta = \cos\beta \cos\gamma \sin\sigma + \sin\beta \cos\sigma$$

$$Y = 0,55 + 0,43 \cos\theta + 0,13 \cos^2\theta$$

$$E_{DN} = \frac{A}{e} \frac{W}{\sin\beta} \frac{W}{m^2}$$

$$E_d = CYE_{DN} \frac{W}{m^2}$$

$$E_r = E_{DN}(C + \sin\beta)\rho_g \frac{1 - \cos\sigma}{2} \frac{W}{m^2}$$

$$E_t = E_{DN}\cos\theta + E_d + E_r$$

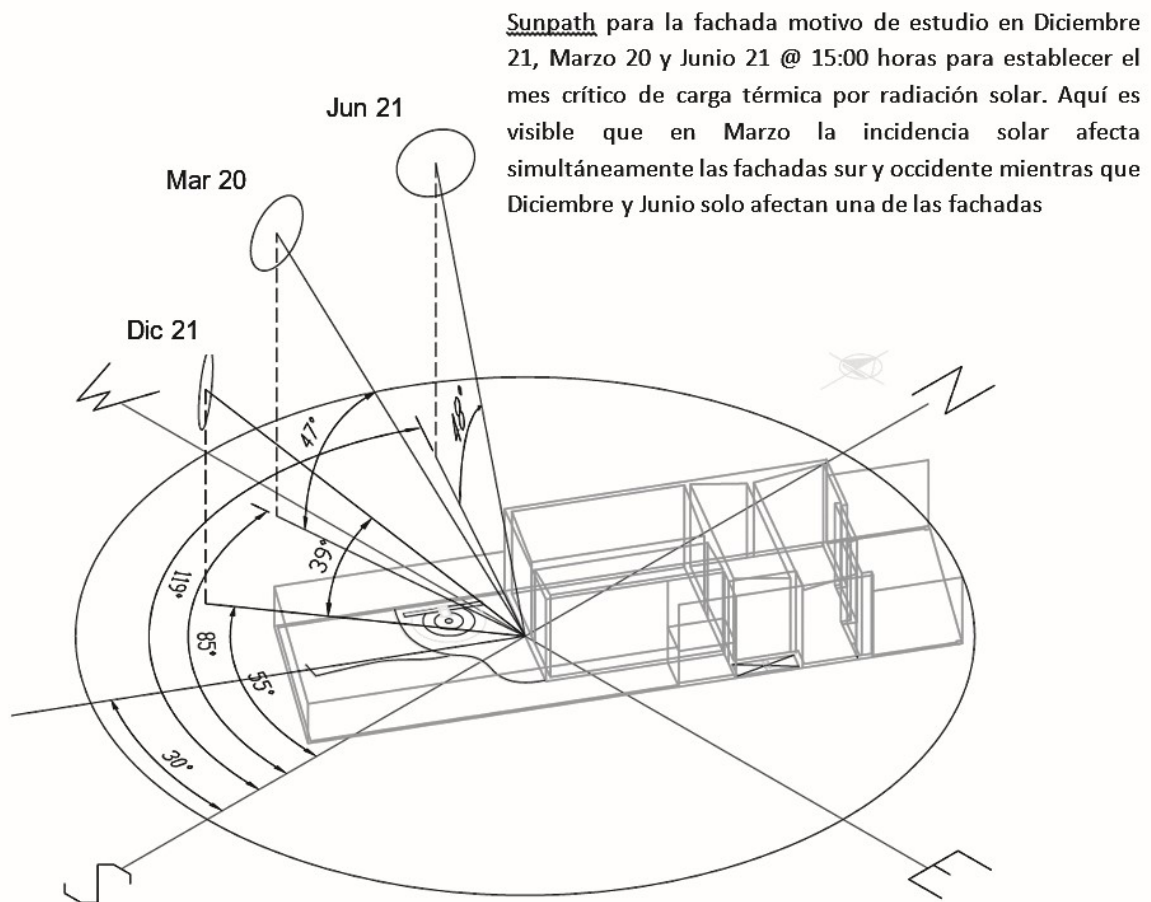


Figura 6.9. Trayectoria solar: comparativos para establecer mes crítico de carga térmica.

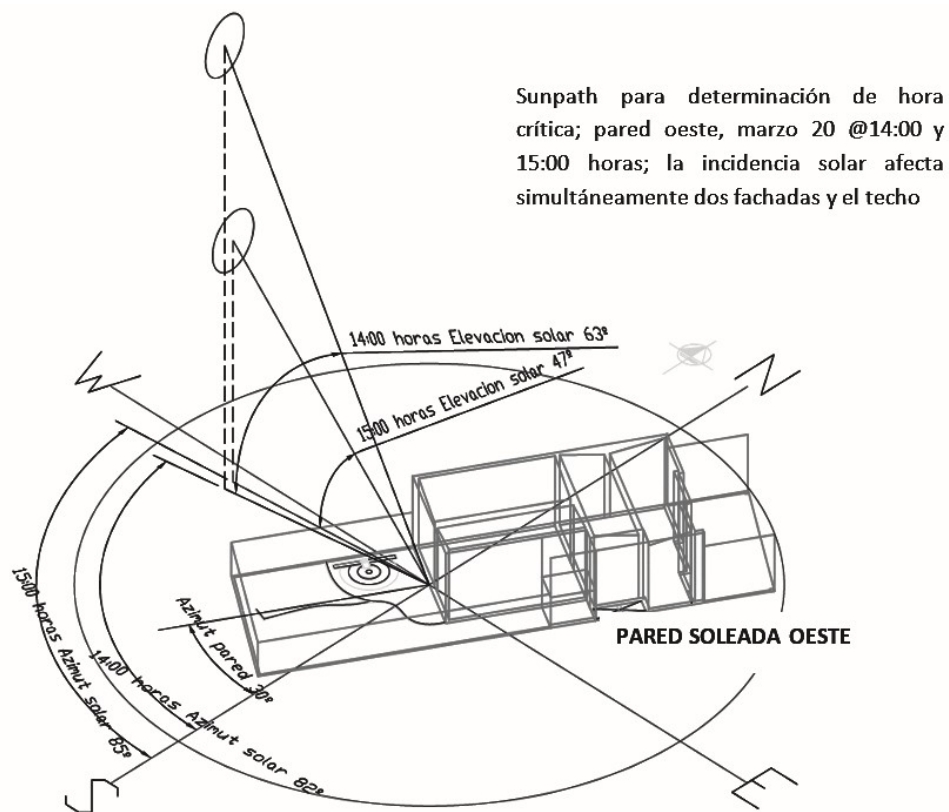


Figura 6.10. Trayectoria solar: comparativos para establecer hora crítica de carga térmica.

Tabla 6.12. Ilustración de Base de datos Engineering ToolBox [75].



Thermal Conductivity - k - $W/(m.K)$

Air, atmosphere (gas) 0.024

Asphalt 0.75

Brickwork, common 0.6 - 1.0

Wood, oak 0.17

Temperature - t - ($^{\circ}C$)	Density -- (kg/m^3)	Specific heat capacity - C_p - ($KJ/Kg.K$)	Thermal con- ductivity - l - ($W/m.K$)	Kinematic viscosity - V - $\times 10^6(m^2/s)$	Expansion coefficient - b - $\times 10^{-3}(1/K)$	Prandtl's number - P_r -
60	1.067	1.009	0.0285	18.90	.300	0.709
80	1.000	1.009	0.0299	20.94	2.83	0.708
100	0.946	1.009	0.0314	23.06	2.68	0.703
120	0.898	1.013	0.0328	25.23	2.55	0.70
140	0.854	1.013	0.0343	27.55	2.43	0.695

EL DIAGNOSTICO

El diagnóstico comprende dos aspectos: cuantificar el índice de confort (que debe corroborar el malestar de los ocupantes) y cuantificar las causas del deterioro ambiental (las cargas calóricas). Para calcular el índice falta conocer la temperatura y la humedad del interior, así como la temperatura media radiante. Esta última, función de las temperaturas interiores de muros, techo y piso, puede conocerse en el proceso de cálculo de las cargas calóricas provenientes de afuera. Para la humedad, como no hay climatizadores y los calores son sensibles, la humedad absoluta interior es la misma del exterior. La temperatura interior se considera la de diseño inicial, 27°C. Las propiedades térmicas del aire, disponibles en muchas fuentes, se muestran en la Tabla 6.2

Se procede entonces inmediatamente a determinar cargas calóricas interiores y exteriores, llamémoslas originales, de acuerdo con las directrices del capítulo correspondiente. Es visible que todos estos calores son sensibles, y provienen de techos, muros, ventanas, personas y equipos. Los primeros se ven en la Figura 6.11.

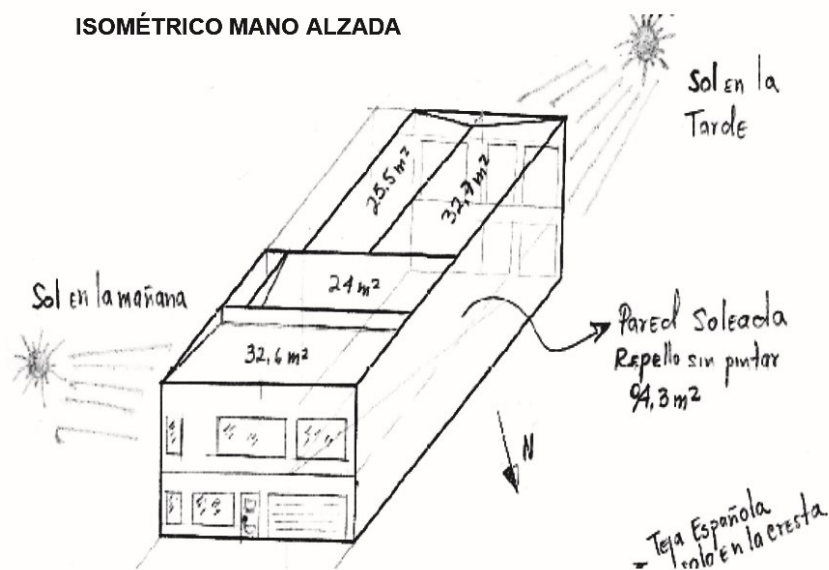


Figura 6.11. Isométrico mano alzada del edificio CASO BASE.

Carga por techos

Según el capítulo "Carga Térmica", las ecuaciones para este cálculo son:

$$Q_{\text{roof}} = U_{\text{roof}} * A * \Delta T = U_{\text{roof}} * A * (T_{\text{sol-air}} - T_{\text{in}})$$

$$T_{\text{sol-air}} = T_o + \alpha_s * q_{\text{solar}} / h_o - \epsilon * \sigma * (T_o^4 - T_{\text{surr}}^4) / h_o$$

$$T_{\text{surr}} = T_{\text{sky}} = (T_o + 273) * [0.711 + 0.0056 * T_{\text{dp}} + 7.3E-5 * T_{\text{dp}}^2 + 0.013 * \cos(2t/24)]^{1/4},$$

donde U_{roof} = coeficiente global (inverso de resistencia total); T_{in} = temperatura interior; T_o = temperatura ambiente; α_s = absorptividad solar; q_{solar} = radiación solar incidente; ϵ = emisividad de la superficie; σ = constante de Stephan - Boltzmann; h_o = coeficiente combinado de convección y radiación; T_{surr} = temperatura cielo (este caso); T_{dp} = punto de rocío; t = hora del día en formato 24 horas; A = área, ver Figura 6.11.

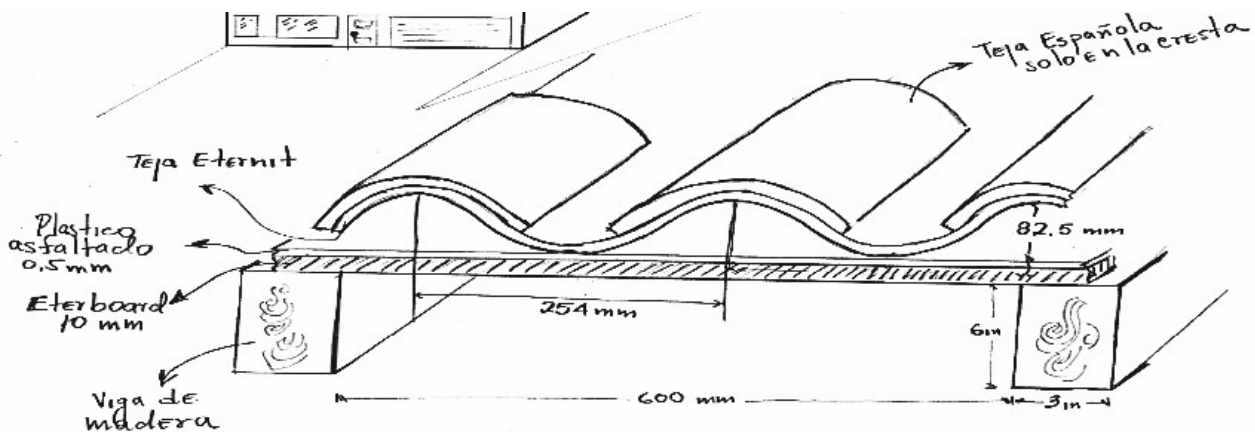


Figura 6.12. Modelamiento del techo.

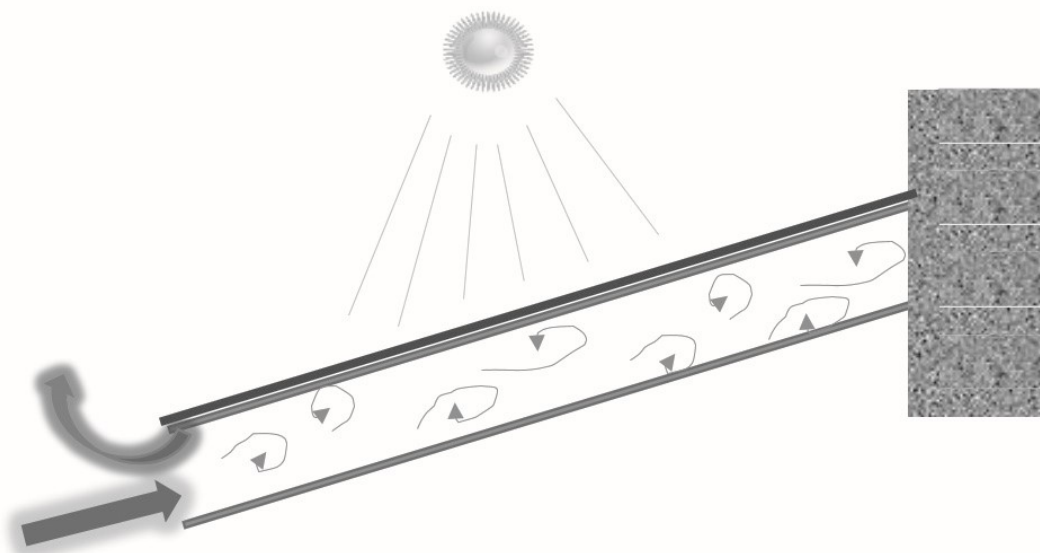


Figura 6.13. Modelamiento convección en el entretecho causado por radiación solar.

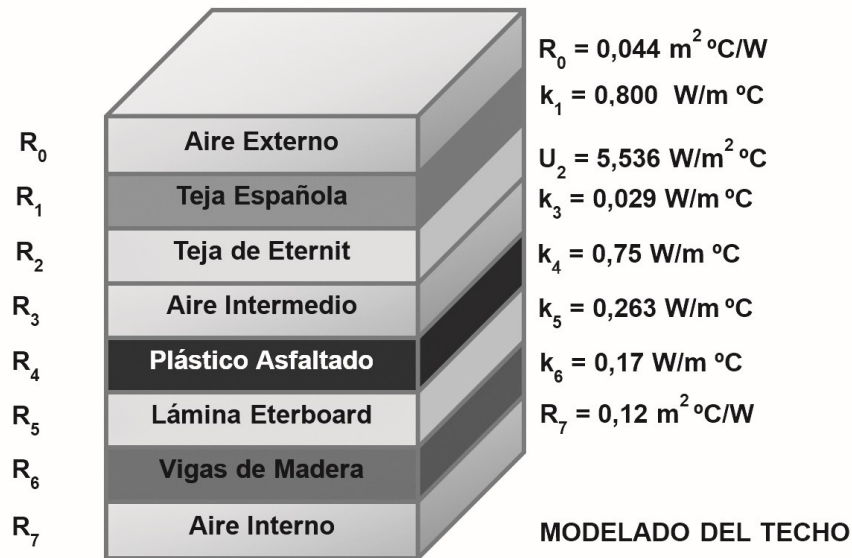


Figura 6.14. Analogía de la resistencia térmica según configuración de la cubierta.

Según la disposición de la techumbre sobre el área de interés, esta se divide en techo sala (36.3 m^2) y techo alcoba (13.4 m^2). Del procesamiento matemático basado en la modelación mostrada en las Figura 6.12, Figura 6.13, y Figura 6.14 se establece $U_{\text{roof}} = 1.619 \text{ W/m}^2\text{K}$. Por otro lado, $T_o = 32^\circ\text{C}$; $\alpha_s = 0.73$; $q_{\text{solar}} = 1132,58$ y $860,12 \text{ W/m}^2$ (techo con la normal hacia el oeste y el este respectivamente); $\epsilon = 0.9$ (superficies comunes); $\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$; $h_o = 10 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ (vientos moderados); $T_{\text{dp}} = 17.5^\circ\text{C}$ (carta psicrométrica); $t = 14:00$, resultando

	Techo sala	Techo alcoba
T_{sky}	292.4K = 19.4°C	292.4K = 19.4°C
$T_{\text{sol-air}}$	71.5 °C	127.1 °C
Q_{roof}	2618.5 W	2172.4 W

Pero también, por balances interiores (para estimar la temperatura media radiante):

$$T_{\text{sup.int.techosala}} = Q_{\text{roofsala}} * h_i / A_{\text{sala}} + T_{\text{in}} = 2618.5 * 0.12 / 36.3 + 27 = 35.6^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{sup.int.techoalcoba}} = Q_{\text{roofalcoba}} * h_i / A_{\text{alcoba}} + T_{\text{in}} = 2172.4 * 0.12 / 13.4 + 27 = 46.4^\circ\text{C}$$

Carga por muros

En las figuras que ilustran las trayectorias solares se puede distinguir que, relacionadas con el sitio de interés, hay tres paredes aportando carga: pared soleada Oeste, pared soleada Sur, y pared no-soleada Este. Procediendo

como se indica en el capítulo “Carga Térmica”, estas cargas por muros se cuantifican mediante análisis y ecuaciones análogas a los realizados para los techos.

Pared soleada Oeste: su área de influencia, hacia las salas, es de 54.2 m^2 y se modelará de acuerdo con el esquema de la Figura 6.15. Todos los valores fueron tomados de las tablas 7, 21-6, 21-10 y 21-12, Capítulo 21, ref. [605]. El valor de la potencia radiante incidente, incluyendo la radiación difusa, es $211,67 \text{ W/m}^2$. Una característica de esta pared es que forma un espacio triangular con la pared vecina, y por tal motivo la temperatura de los alrededores iguala la temperatura ambiente y será la que se tome como T_{surr} . En las otras paredes se asume igual, dadas sus geometrías y ubicaciones.

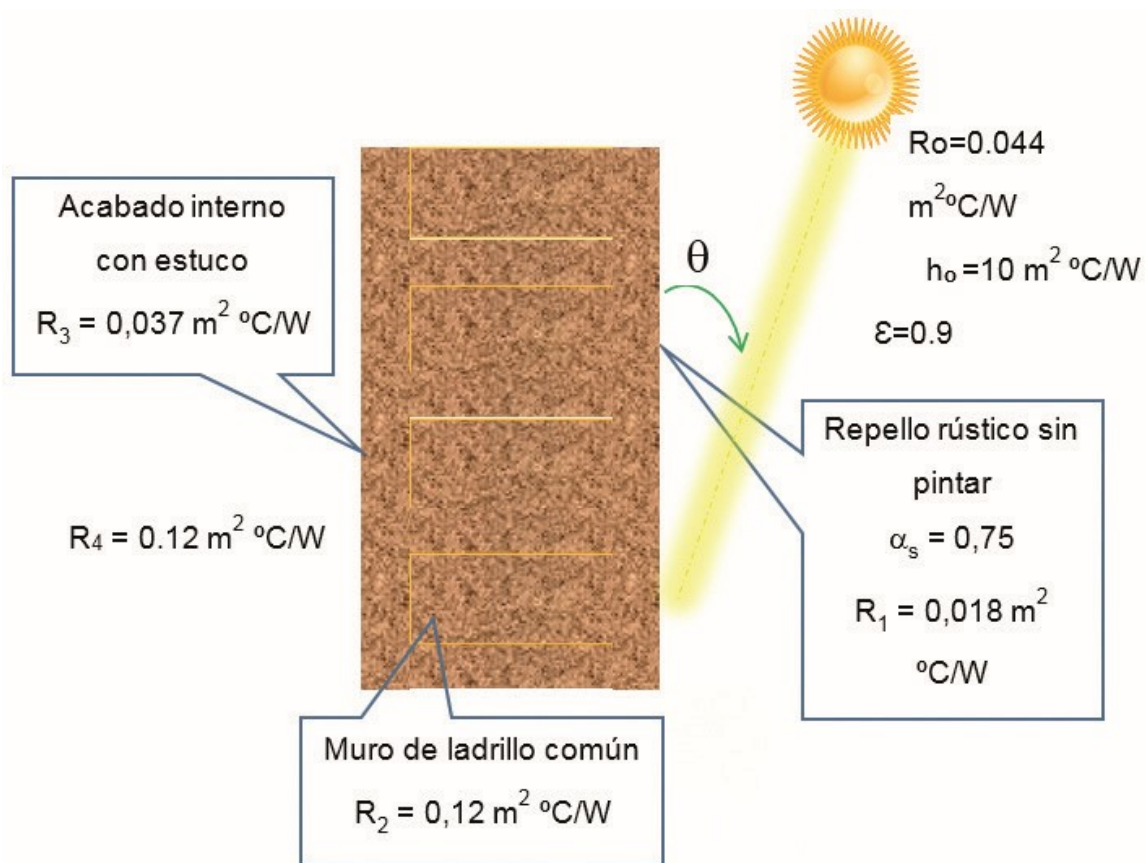


Figura 6.15. Pared Oeste.

Pared soleada Sur: la potencia radiante incidente total es $502,65 \text{ W/m}^2$. El área de esta pared, después de restar ventanas, es de 11.9 m^2 hacia las salas y 7.9 m^2 hacia la alcoba posterior.

Pared no-soleada Este: Como aquí el azimut de la pared es -60° , solo debemos tener en cuenta la radiación difusa y la reflejada, cuyo valor es $157,5 \text{ W/m}^2$. El área de esta pared, perteneciente a la alcoba, es de 14.2 m^2 .

Resultando:

Tabla 6.3. Cargas y parámetros físicos de muros.

	Soleada Oeste (salas)	Soleada Sur (salas y alcoba)	No-soleada Este (alcoba)
U [W/m ² K]	2.95	2.79	2.79
T _{sol-air} [°C]	46.5	68.5	37.7
Q _{wall} [W]	3154.7	208.4 y 364.7	422.4
T _{sup.int.muro} = Q _{muro} * hi / A + T _{in}	34°C	40.9°C	30.5°C

Carga por superficies acristaladas. Toda la ventanería bajo estudio es radiada por el sol. El vidrio es estándar de 3 mm de espesor, para el cual es común usar un valor de SHGC (Solar Heat Gain Coefficient) de 0.87 ref. [605]. El q_{solar} para esta fachada es de 502.7 W/m², el cual se puede ver en la Tabla 6.1. La ecuación a usar entonces para este caso es: $Q_{\text{vidrio}} = \text{SHGC} * A * q_{\text{solar}}$. De la recopilación de datos recordemos que el área de la ventanería para las salas es 16.3 m² y para la alcoba posterior de 3.8 m². Con lo anterior:

$$Q_{\text{window-sala}} = .87 * 16.3 * 502.7 = 7128 \text{ W}; \text{ y } Q_{\text{window-room}} = .87 * 3.8 * 502.7 = 1662 \text{ W}$$

Carga por personas. Según Tabla 2.1, Fundamentals ASHRAE, la carga de una persona sentada quieta es 60W/m², para una persona de 1.72 m y 70 kg de peso. Según fórmula de la misma referencia anterior, el área corporal es 1.82 m², pero la ropa incrementa el área corporal hasta en un 50%. Por tanto, en la situación original de cada local, con cuatro personas presentes, las cargas son $Q_{\text{people-sala}} = Q_{\text{people-alcoba}} = 4 * (1.82 * 1.5) * 60 = 656 \text{ W}$.

Carga por equipos. No es requerido el encendido de luces (día); no hay factores de frecuencia pues se considera uso durante la hora de análisis. Los equipos en cuestión son: televisor: 300W, decodificador: 75W, teatro en casa: 75W, computador: 250W. Total = 700W.

El resumen discriminado de cargas calóricas totales se aprecia en la Tabla 6.4.

Para el cálculo del índice de confort se inventarían las temperaturas superficiales internas de los diversos espacios, Figura 6.16, a partir de las cuales se determina la temperatura media radiante, Figura 6.17. Con estos insumos se puede ya calcular el PMV = 1.7, y PPD = 63 %, Figura 6.18. Tal como se esperaba, coherente con el testimonio de los habitantes, el ambiente interior es sofocante.

Tabla 6.4. Resumen de cargas calóricas originales totales (salas + alcoba).

	Carga (w)	Sensibles (%)	Latentes (%)
Exteriores	Techos	4791 (24%)	-
	Muros	4150 (21%)	-
	Cristales	8790 (45%)	-
	Infiltraciones	-	-
Interiores	Ocupantes	1311 (7%)	-
	Alumbrado	-	-
	Aparatos diversos	700 (3%)	-
	Instalación	-	-
Carga del local	Rsh 19742 (100%)	Rlh	
		Rth 19742 (100%)	
Carga de ventilación	Oash	Oalh	
		Oath	
Carga total	Tsh 19742 (100%)	Tlh	
		Gth 19742 vatios (100%)	

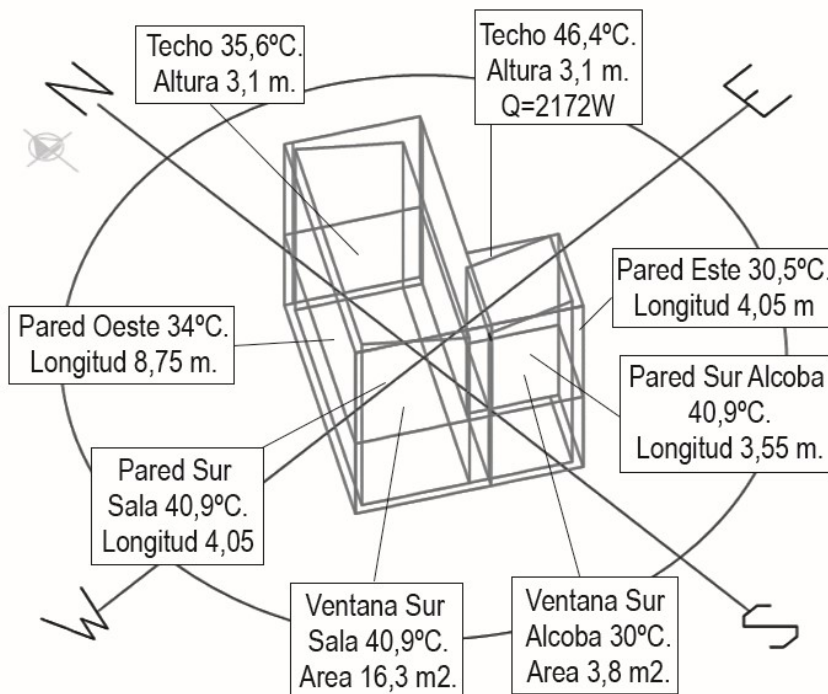


Figura 6.16. Temperaturas (originales) en las diversas superficies.

MEAN RADIANT TEMPERATURE CALCULATION

! WARNING ! Please use comma mark as a decimal separator

ROOM WIDTH a (m)	4,05
ROOM LENGTH b (m)	8,75
CEILING HEIGHT c (m)	3,1
RIGHT WALL DISTANCE d (m)	2,02
LEFT WALL DISTANCE e (m)	2,02
FRONT WALL DISTANCE f (m)	4,37
BACK WALL DISTANCE g (m)	4,37
CEILING TEMPERATURE (°C)	35,6
FLOOR TEMPERATURE (°C)	30
RIGHT WALL TEMPERATURE (°C)	34
LEFT WALL TEMPERATURE (°C)	30
FRONT WALL TEMPERATURE (°C)	40,9
BACK WALL TEMPERATURE (°C)	30

CALCULATE

MEAN RADIANT TEMPERATURE (°C)

29,55093

BACK

Figura 6.17. Cálculo de t_{mr} original.

FANGER MODEL FOR COMFORT CALCULATION

! WARNING ! Please use colon mark as a decimal separator

METABOLIC RATE (Met)	Choose Metabolic Rate Value	1
RELATIVE HUMIDITY (%)		42
AIR TEMPERATURE (°C)		32
CLOTHING INSULATION I _{cl}	Choose Clothing Insulation Value	0,6
CLOTHING FACTOR F _{cl}		1,1
INDOOR RELATIVE AIR SPEED (m/s)		0,2

PRESS TO CALCULATE MEAN RADIANT TEMPERATURE

MEAN RADIANT TEMPERATURE CALCULATION (°C)

28,77746

Predicted Mean Vote PMV 1,727665

Percentage of People Dissatisfied PPD 63,2272

! 0.8 m/s is recommended as an upper limit. Above this value, loose papers may be disturbed !

CALCULATE **CLEAR** **EXIT** **SHOW PICTURE**

Figura 6.18. Cálculo de PMV/PPD originales.

CALIDAD DE AIRE INTERIOR Y ANÁLISIS DE LOS PRIMEROS RESULTADOS

Después de esta valoración, dejemos claras las necesidades de aire nuevo para cumplir requerimientos IAQ. Los volúmenes de sala y alcoba son respectivamente 220 m^3 y 46 m^3 ; del Engineering Tool Box, [75], el número de renovaciones por hora ACH es de 5 para ambos tipos de cuarto. Luego, los caudales de renovación base ACH son:

$$\text{ACH}_{\text{salas}} = 5 \cdot 220 = 1100 \text{ m}^3/\text{h}; \text{ y } \text{ACH}_{\text{alcoba}} = 5 \cdot 46 = 230 \text{ m}^3/\text{h},$$

que suman $1330 \text{ m}^3/\text{h}$.

Por otro lado, haciendo el cálculo basado en el flujo de aire F requerido para evacuar una carga térmica tenemos:

$$F = Q/(\rho \cdot C_p \cdot \Delta T),$$

siendo $= 19742 \text{ W}$; $= 1.01 \text{ kg}/\text{m}^3$, $C_p = 1.005 \text{ kJ}/\text{kg}^\circ\text{C}$. ΔT es el aumento de temperatura a incurrir, que se escoge como valor razonable 3°C . De acuerdo con ello:

$$F_{\text{salas}} + F_{\text{alcoba}} = 3600 \cdot 19.74 / (1.01 \cdot 1.005 \cdot 3) = 23337 \text{ m}^3/\text{h}$$

Es preocupante que los requerimientos de aire para mantener condiciones térmicas razonables en los cuartos sean más de 17 veces mayores que el ACH, o aire requerido para respiración. Otra inquietud radica en que la potencia calórica calculada roza los veinte kilovatios, lo cual es como tener veinte planchas prendidas simultáneamente en ese espacio. Así se explica que el flujo necesario para evacuar semejante cantidad de calor sea desmesurado. Y claro está, permite vislumbrar que las condiciones térmicas tenían que estar seriamente deterioradas.

CAPACIDAD DE RENOVACIÓN DE AIRE POR VENTILACIÓN NATURAL

Para calcular el flujo de aire disponible en la habitación con fuente ventilación natural, se hizo uso del método empírico NORMA, ref. [112]. Para tal fin se implementó una "macro" que solo necesitaba el ingreso de los parámetros pertinentes, a saber:

Salas: cuentan con cinco ventanas de las cuales dos no se pueden abrir. En las otras tres se tiene: Ventanas 1 y 2, con altura y ancho disponibles c/u : 2,40 m y 0,86 m; área total ingreso disponible, 4,12 m^2 ; ventana 3, altura y ancho disponibles 2,40 m y 0,9 m; área total salida disponible: 2,16 m^2 .

Alcoba: una ventana, con altura y ancho disponibles de 2,40 m y 0,86 m; área total disponible de 2,06 m^2 . La salida del aire es la puerta de la alcoba, cuya altura es de 2,1 m y el ancho es de 0,75m.

Se usa el método NORMA de “Cross ventilation”, ref. [112], caso en que el área de la entrada de aire es mayor al área de salida del aire. La intensidad del viento es muy baja y proviene desde el Sur y el Sureste con una frecuencia de 6% y 1,4 m/s en promedio. Se asume una velocidad de viento de 1 m/s. La fachada es más ancha que alta, por lo que la relación de forma R es 2:1. Con estos elementos ya se puede calcular el flujo de aire disponible. La Figura 6.19 muestra el resultado para las salas.

Natural Ventilation Calculator

NORMA Single Sided | NORMA Cross Ventilation

Due To Wind Only With 0 < Inlet Openings / Outlet Openings <= 1 | Due To Wind Only With 1 < Inlet Openings / Outlet Openings <= 2 | Only Stack Effect | Combined Wind Effect + Stack Effect

!WARNING! Please use comma mark as a decimal separator

Room Heat Load (kW)	14,1	Average Outside Temperature (°C)	32	Air Flow Requirement (m3/h)	15728,379838
Height Above Sea Level (m)	960	Wind Speed (m/s)	0,5	Air Flow Available (m3/h)	2059,8842488
Room Volume (m3)	220	Cp1 Windward Facade	0,4	Air Flow Changes Per Hour Available (ACHa)	9
Room Inlet Height (m)	2,4	Cp2 Leeward Facade	-0,35	Additional Mechanical Air Flow Requirement (m3/h)	13668,495589
Room Inlet Width (m)	0,86	Show Cp1 Values			
Room Same Sized Inlets Quantity	2	Show Cp2 Values			
Room Outlet Height (m)	2,4				
Room Outlet Width (m)	0,86				
Room Same Sized Outlets Quantity	1				

CALCULATE **CLEAN** **EXIT**

Figura 6.19. Disponibilidad de aire fresco por ventilación natural en las salas.

Como se observa, en las salas el flujo de aire disponible por ventilación natural es 2060 m^3/h ; el aire requerido es de 15728 m^3/h . En el caso de la alcoba, la ventilación cruzada provee 2590 m^3/h de flujo de aire, frente a un requerimiento de 6247 m^3/h de aire. Tendríamos, pues, la necesidad

de suministrar por algún otro medio 17224 m³/h de aire (13668+3556) o las habitaciones seguirán calientes. Este requerimiento de aire, para la aplicación considerada, es inviable desde todo punto de vista ya que necesitaría de un ventilador con una demanda de potencia enorme, alrededor de 15 kW. Seguimos en lo mismo: la carga calórica es exagerada.