

**DISEÑO DE HERRAMIENTA COMPUTACIONAL PARA EL CÁLCULO DE
ÍNDICES DE CONFORT TÉRMICO EN EDIFICACIONES**

CARLOS EDUARDO CASTANG MONTIEL

**Trabajo de grado para optar al título de
Maestro en Ingeniería con énfasis en Ingeniería Mecánica**

Director

CARLOS A. HERRERA C., IM. Ph.D.

**UNIVERSIDAD DEL VALLE
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
MAESTRÍA EN INGENIERÍA CON ÉNFASIS EN INGENIERÍA MECÁNICA
SANTIAGO DE CALI**

2014

Nota de aceptación:

Ph.D. CARLOS A. HERRERA C.

Firma del Jurado

Firma del Jurado

Santiago de Cali, Febrero 09 de 2014

A mi familia

TABLA DE CONTENIDO

Página

RESUMEN.....	15
INTRODUCCIÓN.....	17
1. OBJETIVOS.....	18
1.1.OBJETIVO GENERAL.....	18
1.2.OBJETIVOS ESPECÍFICOS	18
2. FACTORES DE FORMA GEOMÉTRICOS Y EMISIVIDAD	19
2.2. EMISIVIDAD	35
3. TEMPERATURA MEDIA RADIANTE	39
3.1. INTERACCIÓN ENERGÉTICA.....	40
3.2. LA TEMPERATURA MEDIA RADIANTE.....	43
4.0 BALANCE DE CALOR Y ECUACIÓN DE CONFORT.....	51
4.1. PRODUCCIÓN DE CALOR INTERNO.....	53
4.2. PÉRDIDAS DE CALOR POR DIFUSIÓN A TRAVÉS DE LA PIEL	57
4.3. PÉRDIDAS POR EVAPORACIÓN DEL SUDOR.....	59
4.4. PÉRDIDAS DE CALOR CON LA RESPIRACIÓN	61
4.5. PÉRDIDAS DE CALOR POR CONDUCCIÓN A TRAVÉS DE LA ROPA	64
4.6. PÉRDIDAS POR CONVECCIÓN	66
4.7. PÉRDIDAS POR RADIACIÓN.....	68
4.8. ECUACIÓN DE BALANCE DE CALOR.....	69
4.9. PMV (Predicted Mean Vote).....	73
5. INFLUENCIA DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN EN EL CONFORT TÉRMICO	76

6. CÁLCULO DE ÍNDICES DE CONFORT	83
6.1. DISEÑO GRÁFICO DE LAS VENTANAS DE LA APLICACIÓN	84
7. CONCLUSIONES.....	92
BIBLIOGRAFÍA.....	95

LISTA DE CUADROS

Página

CUADRO 1. FACTORES DE FORMA PARA UNA PERSONA SENTADA EN EL CENTRO DE UN RECINTO.....	33
CUADRO 2. FACTORES DE FORMA GEOMÉTRICOS PARA UNA PERSONA SENTADA EN EL CENTRO DE UN RECINTO, EN ESTE, SE MANTIENEN CONSTANTES DOS DIMENSIONES Y SE VARÍA UNA.....	33
CUADRO 3. ALGUNAS EMISIVIDADES DE MATERIALES [1].....	37
CUADRO 4. CONTENIDO DE PROTEÍNAS, GRASAS Y CARBOHIDRATOS DE ALGUNOS ALIMENTOS [15].	53
CUADRO 5. TASAS DE CALOR METABÓLICO EXCEDENTE POR NIVEL DE ACTIVIDAD [2].....	56
CUADRO 6. PRESIÓN DE SATURACION DE VAPOR DE AGUA EN MMHG [7]	58
CUADRO 7. ÍNDICE CLO, PARA DIVERSOS TIPOS DE ROPA [13].....	66
CUADRO 8. ESCALA PSICO-FÍSICA DE ASHRAE [2].	73
CUADRO 9. VARIACIÓN DEL NÚMERO DE REYNOLDS COMO FUNCIÓN DEL DIÁMETRO DE UN CILINDRO VERTICAL PARA VELOCIDAD DEL VIENTO 1 M/S.	77
CUADRO 10. COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN PARA UN CILINDRO VERTICAL PARA 1 M/S DE VELOCIDAD DEL VIENTO VALE 0,3 HASTA 0,6 METROS DE DIÁMETRO.	77
CUADRO 11. TASA DE DISIPACIÓN DE CALOR POR UNIDAD DE LONGITUD CUANDO LA VELOCIDAD DEL VIENTO VALE 1 M/S PARA UN CILINDRO VERTICAL DESDE 0,3 HASTA 0,6 METROS DE DIÁMETRO, CUANDO LA TEMPERATURA AMBIENTE ES 28° C.	78
CUADRO 12. TASA DE DISIPACIÓN DE CALOR POR UNIDAD DE LONGITUD PARA UN CILINDRO VERTICAL DE 0,4 METROS DE DIÁMETRO CUANDO LA TEMPERATURA AMBIENTE ES DE 28° C	78
CUADRO 13. TASA DE DISIPACIÓN DE CALOR POR UNIDAD DE LONGITUD PARA CILINDRO VERTICAL DE 0,5 METROS DE DIÁMETRO CUANDO LA TEMPERATURA AMBIENTE ES 28° C.....	79

CUADRO 14. TASA DE DISIPACIÓN DE CALOR POR UNIDAD DE LONGITUD PARA UN CILINDRO VERTICAL DE 0,6 METROS DE DIÁMETRO CUANDO LA TEMPERATURA AMBIENTE ES 28° C.....	79
CUADRO 15. VARIACIÓN DEL COEFICIENTE Y LA TASA DE DISIPACIÓN DE CALOR POR CONVECCIÓN LIBRE EN UN CILINDRO VERTICAL	82

LISTA DE FIGURAS

Página

FIGURA 1. DIRECCIONALIDAD DE LA RADIACIÓN [18].	19
FIGURA 2. ELEMENTO DIFERENCIAL dA DE UN SISTEMA DE COORDENADAS ESFÉRICAS Y UNA SUPERFICIE dA_i [10].	20
FIGURA 3. ÁNGULO SÓLIDO FORMADO ENTRE EL ÁREA PROYECTADA DEL CILINDRO Y EL ELEMENTO dA , DONDE R REPRESENTA EL RADIO DE LA ESFERA [20].	22
FIGURA 4. ELEMENTO DIFERENCIAL UTILIZADO EN EL CÁLCULO DE FACTORES DE FORMA ENTRE UN INDIVIDUO Y UN RECTÁNGULO [10].	25
FIGURA 5. ÁNGULOS QUE SE SUBTIENDEN ENTRE DOS SUPERFICIES QUE INTERCAMBIAN RADIACIÓN A PARTIR DE UN ELEMENTO DIFERENCIAL TOMADO EN UN SISTEMA DE COORDENADAS ESFÉRICAS [18].	27
FIGURA 6. CÁLCULO DEL FACTOR DE FORMA ENTRE UNA SUPERFICIE A_2 Y UNA SUPERFICIE DIFERENCIAL dA_1 [2].	32
FIGURA 7. BALANCE DE CALOR EN EL CUERPO HUMANO	41
FIGURA 8. BALANCE ENERGÉTICO PARA EL CÁLCULO DE LA TEMPERATURA MEDIA RADIANTE.	44
FIGURA 9. BALANCE DE ENERGÍA EN EL CUERPO HUMANO.	44
FIGURA 10. FLUJO NETO DE CALOR ENTRE UN INDIVIDUO Y 6 SUPERFICIES.	47
FIGURA 11. CURVA DE FANGER PARA ENCONTRAR EL PPD (EJE Y) MEDIANTE PMV [9].	75
FIGURA 12. VENTANA DE INICIO DEL SOFTWARE	84
FIGURA 13. INFORMACIÓN GENERAL.	85
FIGURA 14. DATOS PERSONALES Y METABÓLICOS	86
FIGURA 15. CONDICIONES DE LA HABITACIÓN.	87
FIGURA 16. PARÁMETROS DE SUPERFICIE DE LA HABITACIÓN	88
FIGURA 17. ÍNDICES DE CONFORT TÉRMICO	89
FIGURA 18. CARTA PSICROMÉTRICA.	90
FIGURA 19. REPORTE DE EXCEL.	91

LISTA DE GRÁFICAS

	Página
GRÁFICA 1. DISTRIBUCIÓN MUNDIAL DEL NEGOCIO DE LA CONSTRUCCIÓN [25].....	15
GRÁFICA 2. COMPARACIÓN ENTRE LOS VALORES OBTENIDOS CON LA ECUACIÓN 2.1.26 Y EL CÁLCULO DIRECTO PLANTEADO POR ASHRAE.....	34
GRÁFICA 3. VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA MEDIA RADIANTE ASUMIENDO TEMPERATURA CONSTANTE DE 25°C Y EMISIVIDADES DESDE 0.86 HASTA 0.93.	50
GRÁFICA 4. TASA BASAL (KCAL/DÍA) PARA DOS PERSONAS CON EL MISMO PESO Y MISMA TALLA DESDE 25 A 30 AÑOS.	55
GRÁFICA 5. PÉRDIDA DE CALOR POR DIFUSIÓN A TRAVÉS DE LA PIEL PARA UN INDIVIDUO DE 70 KG DE PESO Y 170 CM DE TALLA SOMETIDO A UN AMBIENTE CAMBIANTE DESDE 25 A 30°C.	59
GRÁFICA 6. PÉRDIDA DE CALOR POR SUDORACIÓN PARA DIFERENTES TIPOS DE ACTIVIDAD.	60
GRÁFICA 7. PÉRDIDA DE CALOR LATENTE POR RESPIRACIÓN A UNA TEMPERATURA CONSTANTE DE 25°C Y 30°C.	62
GRÁFICA 8. PÉRDIDA DE CALOR SENSIBLE POR RESPIRACIÓN EN UN INDIVIDUO A DIFERENTES TIPOS DE ACTIVIDAD A 25°C.	63
GRÁFICA 9. PÉRDIDAS TOTALES DE CALOR PARA UNA PERSONA QUIETA EN UN AMBIENTE A 25°C.....	64
GRÁFICA 10. VARIACIÓN DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN FORZADA PARA UN CILINDRO VERTICAL DE DIÁMETRO D, ASUMIENDO TEMPERATURA DE PELÍCULA DE 30°C.	67
GRÁFICA 11. TEMPERATURA DE LA PIEL PARA DIVERSAS ACTIVIDADES, PARA UNA PERSONA SEMIDESNUDA EN UN AMBIENTE A 30°C Y UNA VELOCIDAD DE 1 M/S.	72
GRÁFICA 12. BALANCE DE CALOR PARA UNA PERSONA QUE REALIZA DIVERSAS ACTIVIDADES VESTIDO ENTERO EN UN AMBIENTE A 30°C Y LA TEMPERATURA MEDIA RADIANTE TOMA LOS VALORES 20, 25 Y 28°C.....	72
GRÁFICA 13. PERSONA EN UN AMBIENTE DONDE LA TEMPERATURA AMBIENTE IGUAL A TEMPERATURA MEDIA RADIANTE (28°C), 67% HUMEDAD, 0,5 VELOCIDAD AIRE.	74

GRÁFICA 14. PERSONA EN UN AMBIENTE A 28°C Y UNA TEMPERATURA MEDIA RADIANTE DE 25°C, 67% HUMEDAD, 0,5 VELOCIDAD AIRE.	75
GRÁFICA 15. DISIPACIÓN DE CALOR DEL CUERPO ASUMIDO COMO UN CILINDRO VERTICAL, EN EL EJE DE LAS X MUESTRA LA VELOCIDAD Y EN EL EJE DE LAS Y MUESTRA LA DISIPACIÓN DE CALOR POR UNIDAD DE LONGITUD DEL CILINDRO.	79
GRÁFICA 16. VARIACIÓN DE LA TASA DE DISIPACIÓN DE CALOR POR CONVECCIÓN LIBRE EN UN CILINDRO VERTICAL.....	82

TABLA DE SÍMBOLOS

α	Absortividad	
A	Acumulación de energía	
$d\omega$	Angulo sólido	Grados (°)
$d\alpha$	Angulo sólido	Grados (°)
$d\beta$	Angulo plano	Grados (°)
A_E	Área de la esfera	m ²
A_{DU}	Área de superficie corporal o Dubois	m ²
A_S	Área proyectada del individuo	m ²
A_i	Área total de intercambio	m ²
Adn		
λ	Calor de vaporización del agua a 35°C	575 kcal/kg.
q_{dis}	Calor disipado al ambiente por convección y radiación	w/m ²
c	Calor específico	
q_{gen}	Calor generado por efectos metabólicos	w/m ²
m	Coeficiente de permeabilidad de la piel	6,1 E-04 kg/hr m ² mmHg
		.
h	Coeficiente de transferencia de calor	
hc	Coeficiente de transferencia de calor por convección	kcal/h m ² °C
dA_E	Componente diferencial del Área de la esfera	
K	Conducción de calor a través de la ropa.	
k	Conductividad térmica del medio	
σ	Constante de Stefan-Boltzmann	5,67E-08 W/m ² K ⁴
Cos	Coseno	-
D	Diámetro	Metros (m)
θt	Diferencia de temperaturas entre el cuerpo cuando se encuentra a una temperatura en un tiempo t y la temperatura del ambiente	
θi	Diferencia de temperaturas entre el cuerpo cuando inicia el proceso transitorio y el ambiente.	
η	Eficiencia mecánica del cuerpo	%
x	Eje x	-
y	Eje y	-
z	Eje z	-
dx	Elemento diferencial de x	-
dy	Elemento diferencial de y	-
dz	Elemento diferencial de z	-

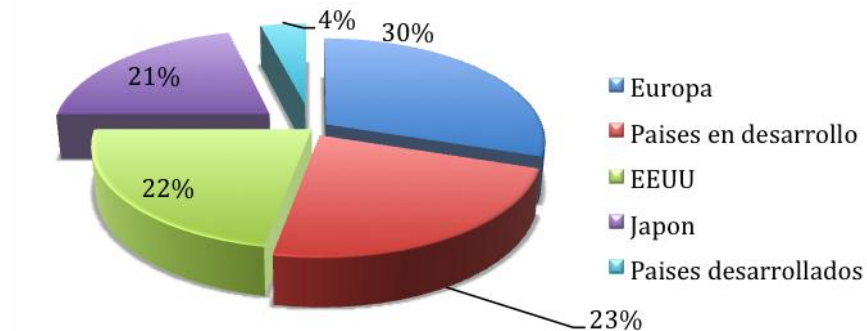
dA	Elemento diferencial del Área	-
dA_1	Elemento diferencial del Área 1	-
dA_2	Elemento diferencial del Área 2	-
ε	Emisividad de la superficie	
E_A	Energía absorbida	
E_B	Energía emitida	
dq	Energía radiante	
F_{AE-i}	Factor de forma entre el área de la esfera y el individuo	
F_{dA-i}	Factor de forma entre el elemento diferencial y el cuerpo	
F_{dAE-i}	Factor de forma entre el elemento diferencial de área en la esfera y el área superficial del individuo	
F_{i-A}	Factor de forma entre el individuo y la esfera	
F_{i-AE}	Factor de forma entre el individuo y el área de la esfera	
F_{A-i}	Factor de forma entre la esfera y el individuo	
dF_{i-dA}	Factor de forma diferencial entre el cuerpo y el elemento dA	
f_s	Factor de radiación efectiva de un individuo	
dq_{A-i}	Flujo de calor desde el elemento diferencial hasta el cuerpo	
Q_{A-B}	Flujo neto de calor entre la superficie A y la superficie B	
F_{ij}	Fracción de energía que sale de i e intercepta j	
F_{ii}	Fracción de energía que sale de i e intercepta i	
F_{N-i}	Fracción de energía radiante	
ν	Frecuencia	Hz
I_{clo}	Índice de clo	m ² K/W
I	Intensidad de radiación de una superficie	
Q	Intercambio radiante entre un cuerpo y su ambiente térmico	
L	Longitud	Metros (m)
dl	Diferencial de longitud	Metros (m)
dl_1	Diferencial de longitud 1	Metros (m)
dl_2	Diferencial de longitud 2	Metros (m)
λ	Longitud de onda	micras
$d\lambda$	Longitud de onda unitaria	
N_u	Número adimensional de Nusselt	
P_r	Número adimensional de Prandtl	
R_s	Número adimensional de Reynolds	
B_i	Número de Biot	
P_S	Pérdidas de calor con la sudoración	kcal/h

P_{RL}	Pérdidas de calor latente con la respiración	
HR	Pérdida de calor por respiración húmeda	
P_{RS}	Pérdidas de calor sensible con la respiración.	
P	Pérdida de calor total del cuerpo.	
$C \text{ y } R$	Pérdidas por conducción y radiación respectivamente	
P_D	Pérdidas por difusión a través de la piel	kcal/h
P_{ES}	Pérdidas por evaporación de sudor	
R	Perdidas por radiación ley de Stefan-Boltzmann	
P_R	Pérdidas por respiración esta se divide en dos	
P	Peso de un individuo	kg
PPD	Porcentaje de personas insatisfechas	%
$E\lambda$	Potencia de emisión	
PMV	Predicted Mean Vote	
P_S	Presión de saturación de vapor de agua a la temperatura de la piel	(mmHg).
P_a	Presión de vapor de agua a la temperatura ambiente	(mmHg).
Met	Producción de calor excedente del cuerpo humano	met
P_C	Producción de calor interno	kcal/h m ²
a	Punto perteneciente al eje x	-
b	Punto perteneciente al eje z	-
c	Punto perteneciente al eje y	-
P	Punto en el espacio con componentes xyz	-
r	Radio de una esfera	Metros (m)
$R\lambda$	Radiosidad	
R_{acr}	Rayleigh crítico	
ρ	Reflectividad	
W_E	Relación de humedad de aire aspirado	kg agua/kg aire seco
W_A	Relación de aire aspirado	kg agua/kg aire seco
ffl	Relación entre superficie desnuda y superficie vestida	
R_T	Resistencia térmica por radiación.	
I_{cl}	Resistencia térmica de la vestimenta	
R_{cl}	Resistencia total a la transferencia de calor desde la piel a las superficies exteriores	
Sen	Seno	-
T	Talla de un individuo	cm
W	Tasa de producción de calor de una persona	W/m ²
M	Tasa metabólica	kcal/h m ²
TMB_H	Tasa metabólica basal hombres	
TMB_M	Tasa metabólica basal mujeres	

T	Temperatura	°C
T_A	Temperatura ambiente	°C
T_S	Temperatura del cuerpo	°C
T_R	Temperatura de la ropa	°C
T_{mr}	Temperatura media radiante	°C
T_1	Temperatura superficial constante	°C
C	Transferencia de calor entre un cuerpo y un medio particular	
τ	Transmisividad	
$\mathcal{V}$	Velocidad de flujo	m/s
c	Velocidad de la luz en el vacío la cual es un valor constante	3 E 08 m/s.
$\dot{V}$	Ventilación pulmonar	(kg/h)
ν	Viscosidad cinemática	m ² /s
V	Volumen del cuerpo	m ³

RESUMEN

Una de las consecuencias directas de la industrialización y el crecimiento de las sociedades se evidencia en el hecho de que muchas personas inviertan parte de sus vidas al interior de espacios con climas artificiales. La construcción constituye de 1 al 10% de la economía global (gráfica 1), además de ser responsable de por lo menos el 40% del consumo mundial de energía [25].



Gráfica 1. Distribución mundial del negocio de la construcción [25].

El sector residencial es un gran demandante de energía, la cual es transformada para ofrecer confort, por esta razón, se hace cada vez más intenso y necesario el desarrollo de proyectos arquitectónicos que incluyan sistemas que permitan ambientes internos confortables y ahorros sustanciales en utilización energética.

Es indispensable desarrollar alternativas que permitan el uso eficiente de los recursos energéticos al interior de edificaciones, la propuesta, es la creación de una herramienta computacional, que se encargue de valorar los índices de confort térmico en recintos utilizando el método Fanger¹, y que además le permita al usuario encontrar las zonas de confort optimas de acuerdo con las condiciones

¹ Povl Ole Fanger (Jul 16, 1934 – Sept. 20, 2006) Experto en el campo de la salud, profesor senior del International Centre for Indoor Environment and Energy at the Technical University of Denmark.

ambientales. Para lograr esto, es necesario un análisis teórico para el cálculo de los factores de forma que sirva para establecer condiciones para la cuantificación de la temperatura media radiante e incluirla en el balance de calor de un individuo particular a partir de los mecanismos de disipación de energía del cuerpo humano. Una característica fundamental de esta alternativa, es el cálculo de la temperatura media radiante para una persona sentada en el centro de un recinto, esta, se expresa como una función de la radiosidad de cada una de las superficies y de los factores de forma geométricos, los cuales se obtienen a partir de la solución de la integración del campo radiante, donde, los límites de integración están determinados por las dimensiones del recinto.

Las emisividades superficiales en edificaciones son elevadas, por lo tanto, dichas superficies pueden ser asumidas como cuerpos negros [2]. De acuerdo con lo anterior, ASHRAE, anula los efectos de la emisividad, la excluye del cálculo de la temperatura media radiante y la asume como un promedio ponderado de las temperaturas superficiales, donde, la ponderación la realizan los factores de forma, esta diferencia conceptual implica una caracterización del confort que descarta el análisis del campo radiante, por lo tanto, la sensación no se ajusta a lo que presenta realmente el ambiente térmico.

La temperatura media radiante es uno de los aspectos más importantes en la valoración de la sensación de confortabilidad de un individuo, debido a que, de su magnitud depende la disipación de calor de un cuerpo por radiación, por ende, su cuantificación debe desarrollarse de tal forma que la sensación obtenida sea consecuente con el entorno.

El cálculo apropiado de esta variable constituirá un buen inicio para el diseño óptimo de una edificación, de tal forma, que los individuos puedan desarrollar sus actividades en recintos cerrados con sensaciones térmicas agradables y que, además generen menores tasas de consumo energético.

INTRODUCCIÓN

Uno de los principales focos de interés en cuanto al diseño de edificaciones es el incremento progresivo de la sensación de confort, para cumplir este objetivo es necesario controlar variables externas como la temperatura media radiante, humedad relativa, velocidad del viento, temperatura ambiente y el índice de vestimenta, el índice metabólico (W/m^2) que es una medida del calor generado por una actividad física, representa una variable interna y plantea una situación de inconfort si la tasa no se disipa apropiadamente, en este caso una persona manifestará desagrado con el ambiente por acumulación de calor en el cuerpo y en el peor de los casos existirán alteraciones irreversibles en su salud.

Bajo la perspectiva inicial, aparecen entonces los sistemas de acondicionamiento de aire y con este nace el interés por valorar el ambiente térmico. En 1970 se produce un punto de inflexión con la aparición de la obra "*Thermal Comfort*" del autor P. O. Fanger, en la cual, se incluye un método para la valoración de ambientes térmicos sometidos a bajas velocidades de viento, teniendo en cuenta la interacción hombre-medio ambiente.

El presente trabajo tiene como propósito desarrollar una herramienta computacional utilizando el software MATLAB, que se encargue de la valoración de los índices de confort térmico, haciendo especial énfasis en el cálculo de la temperatura media radiante. En este sentido se encontrará la dependencia de la temperatura media radiante y las variables de superficie las cuales generan una afectación directa sobre la irradiación térmica e influyen la sensación de confort.

Finalmente se presentan conclusiones y recomendaciones, con lo que se pretende contribuir en el mejoramiento de la confortabilidad de edificaciones, de igual forma deja abierta la posibilidad para el desarrollo de futuras investigaciones que extiendan su aplicativo a otras variables.

1. OBJETIVOS

1.1. OBJETIVO GENERAL

Diseñar una herramienta informática para la obtención de índices de confort térmico mediante la inclusión de los factores de forma geométricos y emisividades superficiales en el cálculo de la temperatura media radiante.

1.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Formular una expresión para el cálculo de los factores de forma a partir de la geometría de un recinto.
- Desarrollar una expresión para la deducción de la temperatura media radiante de tal forma que sean incluidas las emisividades superficiales y los factores de forma.
- Calcular los índices de confort térmico a partir de las ecuaciones de Fanger.
- Mostrar la zona de confort térmico del objeto de estudio en la carta psicrométrica.

2. FACTORES DE FORMA GEOMÉTRICOS Y EMISIVIDAD

La longitud de onda y la magnitud de la emisión son inversamente proporcionales, la radiación térmica abarca un amplio rango de longitudes de onda, pero su dimensión real depende de la temperatura de su superficie y la naturaleza de su distribución. Dos aspectos generan complicación en el momento de describir este fenómeno: uno, la naturaleza espectral del mismo, y dos, la distribución direccional del fenómeno, debido a que una superficie puede emitir en cualquier dirección. La direccionalidad de la radiación tiene importancia cuando se produce un intercambio energético entre superficies (figura 1), para visualizar los efectos y cuantificar su valor, debe integrarse el campo donde se produce el fenómeno, por ende y para solucionar además el problema de su naturaleza espectral, las características de la radiación deben integrarse a lo largo de todas las longitudes de onda.

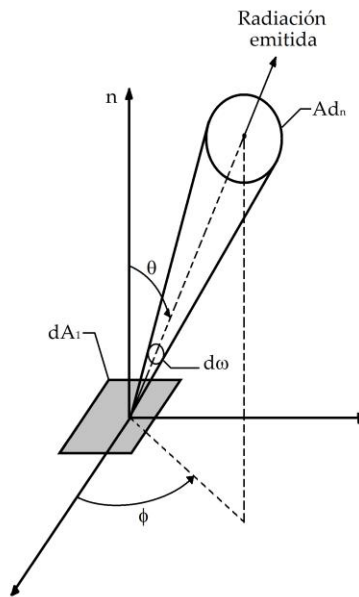


Figura 1. Direccionalidad de la radiación [18].

Cuando existe intercambio radiante entre superficies, la magnitud depende de la orientación, para incluir estos efectos, se define el factor de forma como la cantidad de energía que viaja desde una superficie e impacta otra.

Consideremos un individuo que se encuentra en el centro de un recinto de N superficies isotérmicas, la superficie corporal de su cuerpo intercambiará toda su energía con el ambiente y con las superficies, pero solo una fracción de la energía de cada una de las superficies logra impactarlo.

Imagine que un individuo con superficie dA_i se encuentra en el centro de una gran esfera (figura 2) que hace las veces del recinto que lo alberga, se tendrá que encontrar la porción del cuerpo que intercambia radiación, a partir del cálculo de los factores de forma.

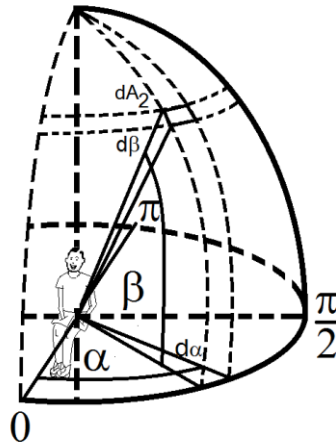


Figura 2. Elemento diferencial dA de un sistema de coordenadas esféricas y una superficie dA_i [10].

Si se aplica el teorema de reciprocidad entre las dos superficies, se obtendrá lo siguiente:

$$A_i F_{i-A_E} = A_E F_{A_E-i} \quad (2.1)$$

Donde:

A_i : es el área superficial del individuo

F_{i-A} : es el factor de forma entre el individuo y la esfera

A_E : es el área de la esfera

F_{AE-i} : es el factor de forma entre la esfera y el individuo

De acuerdo con la consideración inicial, el valor de F_{i-AE} equivale a 1 (ecuación 2.1), dado que, toda la energía que viaja desde el cuerpo será absorbida por el recinto:

$$A_i = A_E F_{AE-i} \quad (2.2)$$

El área de intercambio corporal queda expresada en función de los factores de forma (ecuación 2.2). Si, en el sistema coordenado, se toma un elemento diferencial de área en la gran esfera dA (figura 2), el nuevo valor del área estará determinado por $\frac{1}{4}$ del área total de la esfera.

Ahora bien, el área del individuo que tiene importancia en este intercambio energético, esta dada por el área proyectada A_s cuando el flujo desde dA_E incide perpendicularmente en el, por lo tanto, si se asume el cuerpo humano como un cilindro de diámetro D y longitud L , el área proyectada del cuerpo es igual a DL .

$$F_{dA_E-i} = \frac{A_s}{\pi r^2} \quad (2.3)$$

Donde:

F_{dAE-i} : factor de forma entre el elemento diferencial de area en la esfera y el área superficial del individuo.

Si en 2.3 se divide y multiplica por el área de la esfera, de tal forma, que se pueda calcular el factor de forma entre el elemento diferencial de área dA_E y el área proyectada del cilindro:

$$F_{dA_E-i} = \frac{1}{A_E} \int \frac{A_S}{\pi r^2} dA_E \quad (2.4)$$

El elemento diferencial de área, y el área proyectada del cilindro, subtienden un ángulo sólido $d\omega$ (expresión 2.5) cuando se mira desde dA_E , la proyección de esta área en el plano XZ forma un ángulo plano.

$$d\omega = \frac{dA_E}{r^2} \quad \text{ángulo sólido (2.5)}$$

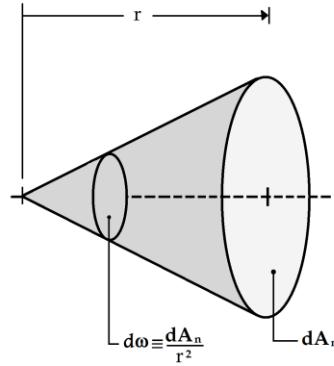


Figura 3. Ángulo sólido formado entre el área proyectada del cilindro y el elemento dA , donde r representa el radio de la esfera [20].

$$d\beta = \frac{dl}{r} \quad \text{Ángulo plano (2.6)}$$

El área del elemento dA_E , está dada por el producto de sus longitudes dl_1 y dl_2 , donde:

$$dl_1 = r d\beta \quad (2.7)$$

La longitud dl_2 se calcula en la proyección realizada en el plano XZ de tal forma que r sea igual a $r \cos\beta$, por tanto:

$$dl_2 = r \cos \beta d\alpha \quad (2.8)$$

Así:

$$dA_E = r^2 \cos \beta d\beta d\alpha \quad (2.9)$$

Lo cual quiere decir, que el ángulo sólido que se subtiende entre el elemento diferencial y el área proyectada del cilindro es:

$$dw = \cos \beta d\beta d\alpha \quad (2.10)$$

Reemplazando 2.9 en 2.4 y estableciendo que los límites de integración están dados desde 0 hasta π en el azimut y desde 0 hasta $\pi/2$ en la elevación (2.11), se obtiene:

$$F_{A_E-i} = \frac{1}{4\pi r^2} \int_0^\pi \left[\int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{A_S}{\pi r^2} r^2 \cos \beta d\beta \right] d\alpha \quad (2.11)$$

Si se integra para $\frac{1}{4}$ de esfera:

$$F_{A_E-i} = \frac{1}{\pi^2 r^2} \int_0^\pi \left[\int_0^{\frac{\pi}{2}} A_S \cos \beta d\beta \right] d\alpha \quad (2.12)$$

Reemplazando 2.12 en 2.2

$$A_i = \frac{4}{\pi} \left[\int_0^\pi \left[\int_0^{\frac{\pi}{2}} A_S \cos \beta d\beta \right] d\alpha \right] \quad (2.13)$$

La solución de 2.11 por integración directa da como resultado

$$\frac{A_s}{A_i} = 0,25 \quad \text{factor de área proyectada (2.14)}$$

La expresión 2.14 plantea la relación entre el área proyectada del individuo y el área total de intercambio. Si se asume un individuo de peso corporal de 70 kg y talla 170 cm como un cilindro de diámetro D y longitud l, el área Dubois se calcula de la siguiente forma [27]:

$$A_D = 0,202 m^{0,425} l^{0,725} \quad (2.15)$$

$$A_{DU} = 2,03 \text{ m}^2$$

$$A_s = \frac{\pi D^2}{4} = 0,245 \text{ m}^2$$

De la expresión 2.14:

$$A_i = 0,98 \text{ m}^2$$

Lo cual equivale al 55,8% del área corporal que se encontrará intercambiando energía.

$$f_e = \frac{A_i}{A_{Du}} = 0,55 \quad (2.16)$$

Con lo cual, el intercambio de radiación entre una persona y una superficie, está afectado por el factor de radiación efectiva de un individuo.

El valor obtenido en 2.16, indica que solo una parte del cuerpo realiza el intercambio energético, por lo tanto para incrementar este valor, se deben asumir diámetros o longitudes menores, de tal forma que el área proyectada sea menor y el valor de radiación efectiva se aproxime a 0,80.

Si se conoce la porción de área de un individuo que intercambia radiación con una superficie, el interés se centra en calcular la cantidad de energía que viaja desde una superficie rectangular hasta dicho individuo y cómo se cuantifica esta

interacción energética, esto con el fin de ponderar lo que sucede al interior de un recinto constituido de N superficies rectangulares cada una de ellas isotérmicas.

2.1. CÁLCULO DE LOS FACTORES DE FORMA

A menudo, las superficies de una edificación: paredes, piso, techo etc., son geométricamente rectangulares. Consideremos un individuo ubicado en un sistema de coordenadas rectangulares XYZ , cuya posición se encuentra determinada por las coordenadas $(x,0,0)$, frente a él, se encuentra una superficie rectangular cuyos vértices tienen las siguientes coordenadas $(0,0,0)$, $(a,0,0)$, $(a,0,b)$, $(0,0,b)$, dentro de dicho rectángulo, se toma un elemento diferencial de área $dydz$, de tal forma que el ángulo plano que se subtiende entre dicho elemento y su proyección en el eje Z y el individuo este denotado por β , el ángulo plano α subtendido entre la proyección del elemento diferencial y el individuo en el plano ZX forma un triángulo con el origen del sistema coordenado como se observa en la figura 4.

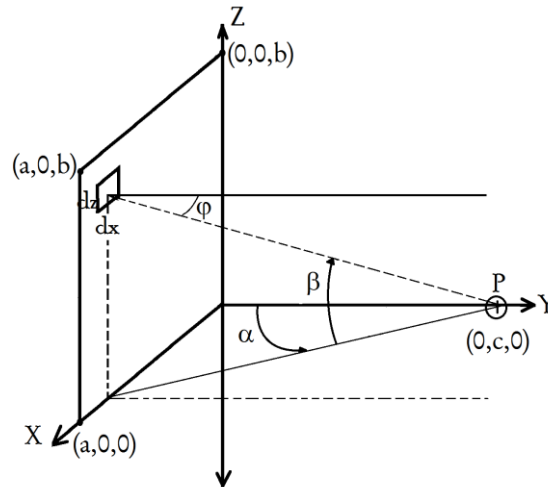


Figura 4. Elemento diferencial utilizado en el cálculo de factores de forma entre un individuo y un rectángulo [10].

Una expresión inicial para el cálculo de los factores de forma, puede ser obtenida a partir de la aplicación del teorema de reciprocidad, por tanto, el área del individuo por el factor de forma diferencial entre el cuerpo y la superficie, debe ser igual, al área diferencial por el factor de forma que se genera entre el elemento y la superficie del cuerpo (expresión 2.1.1).

$$A_i dF_{i-dA} = dA_A F_{dA-i} \quad (2.1.1)$$

Donde:

A_i : área superficial del cuerpo

dF_{i-dA} : factor de forma diferencial entre el cuerpo y el elemento dA

A : área del elemento diferencial

F_{dA-i} : factor de forma entre el elemento diferencial y el cuerpo

Se puede calcular el factor de forma entre el elemento diferencial y el cuerpo partiendo de la definición de intensidad de radiación del elemento diferencial. La intensidad de radiación de una superficie, se define, como la razón a la que se emite energía radiante a una longitud de onda (λ) determinada, en una dirección (θ, ϕ) particular, por unidad de área de superficie de emisión normal a la dirección, definida por unidad de ángulo sólido ($d\omega$) alrededor de dicha dirección y por intervalo de longitud de onda unitaria ($d\lambda$) alrededor de λ [20]. Por tanto, la intensidad de emisión entonces, queda definida de la siguiente manera:

$$I_{(\lambda)} = \frac{dq}{dA} \quad (2.1.2)$$

La emisión de radiación sucede desde una superficie por efecto de su temperatura, la potencia de emisión cuantifica la radiación en todas la direcciones emitida por una superficie por unidad de longitud de onda, el área utilizada para expresar la intensidad es la componente de dA , perpendicular a la dirección de la radiación (expresión 2.1.3).

$$E_{(\lambda)} = I_{\lambda} \cos \theta dw dA d\lambda \quad (2.1.3)$$

Donde, el ángulo plano y el ángulo sólido quedan definidos a partir de la figura 5 de la siguiente forma:

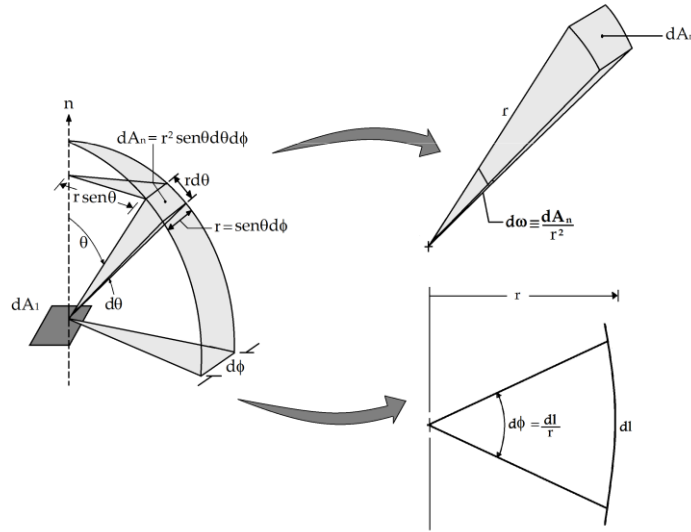


Figura 5. Ángulos que se subtenden entre dos superficies que intercambian radiación a partir de un elemento diferencial tomado en un sistema de coordenadas esféricas [18].

$$d\theta = \frac{dl}{r} \quad (2.1.4)$$

$$dw = \frac{dA}{r^2} \quad (2.1.5)$$

$$dA = r^2 \sin \theta d\theta d\phi \quad (2.1.6)$$

Por lo tanto, el ángulo sólido subtendido entre las superficies:

$$dw = \sin \theta d\theta d\phi \quad (2.1.7)$$

La potencia de emisión por unidad de área se obtiene reemplazando 2.1.7 en 2.1.3, se debe integrar esta expresión en todas las longitudes de onda, debido a

que θ que representa el ángulo que se forma con la normal, varía desde 0 hasta $\pi/2$ y ϕ el ángulo plano formado por la proyección del elemento diferencial, varía desde 0 hasta 2π , la expresión 2.1.3 queda:

$$e_{(\lambda)} = \int_0^{2\pi} \left[\int_0^{\frac{\pi}{2}} I_{(\lambda)} \cos \theta \sin \theta d\theta \right] d\phi \quad (2.1.8)$$

Teniendo en cuenta que:

$$\sin x \cos x = \frac{1}{2} \sin 2x \quad (2.1.9)$$

Se obtiene:

$$e_{(\lambda)} = \frac{1}{2} \int_0^{2\pi} \left[\int_0^{\frac{\pi}{2}} I_{(\lambda)} \sin 2\theta d\theta \right] d\phi \quad (2.1.10)$$

Dado que :

$$\int \sin 2x dx = -\frac{1}{2} \cos 2x \quad (2.1.11)$$

Con lo cual, la potencia emisiva por unidad de área:

$$e_{(\lambda)} = \int_0^{2\pi} \left[\frac{I_{(\lambda)}}{2} \right] d\phi$$

$$e_{(\lambda)} = I_{(\lambda)} \pi \quad (2.1.12)$$

La intensidad de radiación del elemento diferencial, debe expresarse en términos de la radiosidad, debido a que existe emisión, por efecto de su temperatura y reflectividad de energía de otras superficies:

$$R_{(\lambda)} = I_{(\lambda)} \pi \quad (2.1.13)$$

El flujo diferencial de calor (expresión 2.1.2), entre el elemento rectangular y el área proyectada del cuerpo está denotado por:

$$dq_{A-i} = I_A \cos \theta_A dA_A \left(\frac{dA_S \cos \theta_S}{r^2} \right) \quad (2.1.14)$$

Donde el subíndice s, representa el área proyectada del cuerpo.

Por tanto, la ecuación 2.1.14, expresa qué, el flujo de calor desde el elemento diferencial hasta el cuerpo, debe ser igual a la componente perpendicular de la intensidad desde la superficie A, por el elemento de área dA, por el ángulo sólido que se subtiende entre A y s.

Reemplazando 2.1.13 en 2.1.14:

$$dq_{A-i} = \frac{R_A}{\pi} \cos \theta_A dA_A \left(\frac{dA_S \cos \theta_S}{r^2} \right) \quad (2.1.15)$$

Dado que θ_s está representada por un punto en el eje de las X, la ecuación 4.1.15 queda:

$$dq_{A-i} = \frac{R_A}{\pi} \cos \theta_A dA_A \left(\frac{dA_S}{r^2} \right) \quad (2.1.16)$$

Teniendo en cuenta que el flujo de calor desde el elemento diferencial, hasta la superficie del área proyectada del individuo, está dado en términos de la radiosidad:

$$\begin{aligned} dq_{A-i} &= A_A F_{dA-i} R_A \\ F_{dA-i} &= \frac{dq_{A-i}}{A_{A-S} R_A} \end{aligned} \quad (2.1.17)$$

Reemplazando 2.1.16 en 2.1.17:

$$F_{dA-i} = \frac{1}{\pi A_A A_A} \int \left(\int \cos \theta_A \left(\frac{dA_S}{r^2} \right) \right) dA_A \quad (2.1.18)$$

Se integra entre A_A y A_S :

$$F_{dA-i} = \frac{A_S}{\pi r^2} \cos \theta_A \quad (2.1.19)$$

De la ecuación 2.1.1:

$$dF_{i-dA} = \frac{dA_A F_{dA-i}}{A_i} \quad (2.1.20)$$

Reemplazando 2.1.19 en 2.1.20.

$$dF_{i-dA} = \frac{A_s}{\pi r^2 A_i} \cos \theta_A dA \quad (2.1.21)$$

De acuerdo con la figura 5:

$$\cos \theta_A = \frac{X}{r} \quad (2.1.22)$$

Donde X, es la distancia horizontal desde el cuerpo hasta el elemento diferencial dA, y r es la hipotenusa del triangulo formado entre el cuerpo y el elemento dA ($r = \sqrt{X^2 + Y^2 + Z^2}$), por lo tanto la ecuación 2.1.21 queda:

$$dF_{i-dA} = \frac{A_s X}{A_i \pi (X^2 + Y^2 + Z^2)^{\frac{3}{2}}} dydz \quad (2.1.23)$$

Se seleccionan los límites de integración y se reemplaza 2.16, se obtiene:

$$F_{i-A} = \int_0^a \int_0^b \frac{f_p X}{\pi (X^2 + Y^2 + Z^2)^{\frac{3}{2}}} dydz \quad (2.1.24)$$

La ecuación 2.1.24 permite calcular los factores de forma de un individuo en un plano ortogonal al eje Y, asociado con la radiosidad de una superficie de dimensiones (a,b), dicho factor depende del área proyectada de superficie corporal la cual puede ser asumida como un valor constante.

Si se desea calcular el factor de forma de una superficie particular N con un individuo ubicado en el centro del mismo, se aplica el teorema de reciprocidad, y se obtiene lo siguiente:

$$A_S F_{i-A} = A_N F_{N-i} \quad (2.1.25)$$

Donde:

$$F_{N-i} = \frac{A_S F_{i-A}}{A_A} \quad (2.1.26)$$

La ecuación 2.1.26, representa la fracción de energía radiante que sale de la superficie N e intercepta la superficie corporal s, asumiendo que ambas son superficies difusas y tienen radiosidad uniforme, esta ecuación será utilizada por la herramienta computacional para calcular los factores de forma .

El intercambio de radiación en un recinto de N superficies, requiere un total de N factores de forma, de tal forma que la regla de la suma (2.1.27) sea aplicable a cada una de las N superficies, de esta manera, los factores de forma pueden expresarse en forma tensorial.

$$\sum_{j=1}^N F_{ij} = 1 \quad (2.1.27)$$

$$F_{ij} = \begin{bmatrix} F_{11} & F_{12} & F_{13...} & F_{1N} \\ F_{21} & F_{22} & F_{23...} & F_{2N} \\ F_{31} & F_{32} & F_{33...} & F_{3N} \\ F_{N1} & F_{N2} & F_{N3...} & F_{NN} \end{bmatrix} \quad (2.1.28)$$

Donde, los elementos de la diagonal principal son iguales a cero para superficies planas [20], a esto se adiciona, que la parte de energía reflejada por una superficie es mínima en comparación con la energía emitida, lo cual quiere decir que en un recinto, el intercambio de energía está dado primordialmente entre las superficies

y un cuerpo, por lo tanto, para un recinto de 6 superficies se requerirá el cálculo directo de 6 factores de forma.

Por ejemplo, el factor de forma entre superficies que emiten, puede ser calculado de forma directa (figura 6), la gráfica 2, muestra un comparativo entre los valores obtenidos por ASHRAE y los valores obtenidos con la ecuación 2.1.26 para un caso particular.

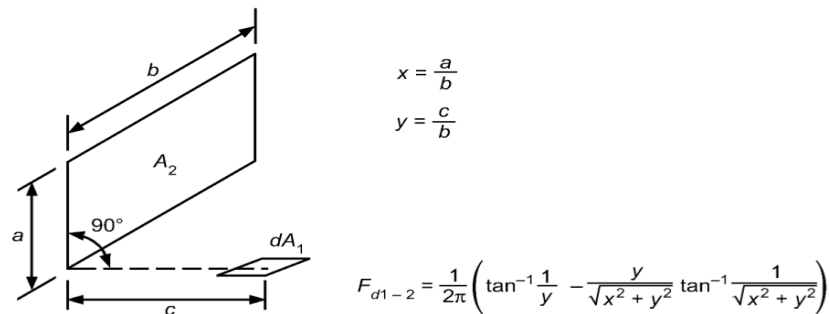


Figura 6. Cálculo del factor de forma entre una superficie A_2 y una superficie diferencial dA_1 [2].

Algunos de los resultados obtenidos con la ecuación 2.1.26 se muestran en el cuadro 1 y 2.

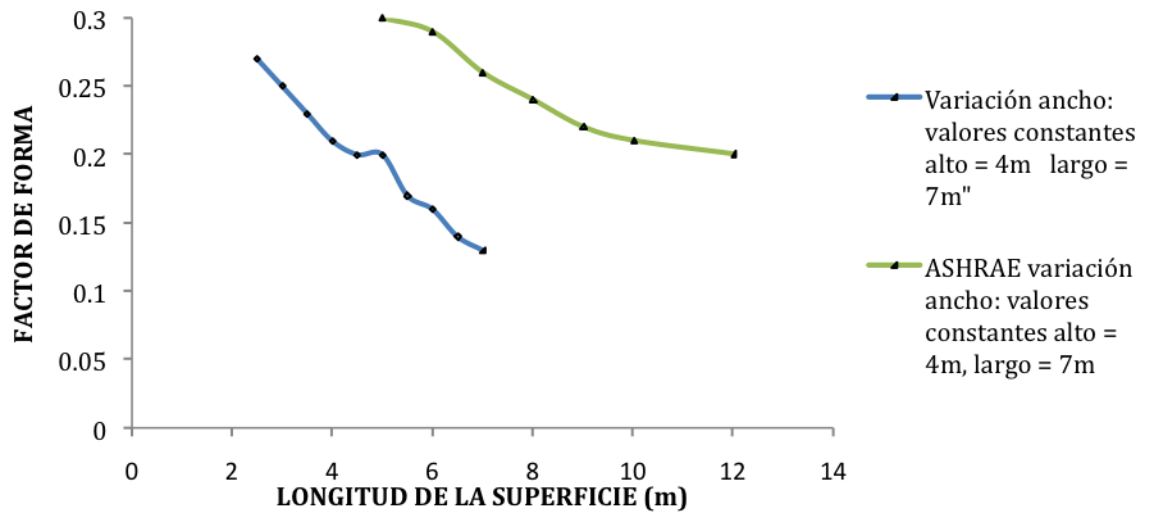
ROOM DIMENSIONS			VIEW FACTOR FOR SEATED PERSON IN THE MIDDLE OF ROOM					
High	Long	Width	Right wall	Left wall	Back wall	Front wall	Floor	Roof
3	3	3	0.16	0.16	0.16	0.16	0.27	0.08
3.5	4	3	0.20	0.20	0.13	0.13	0.27	0.08
4	6	4	0.20	0.20	0.11	0.11	0.28	0.10
4.5	6	5	0.18	0.18	0.13	0.13	0.28	0.10
5	7	6	0.17	0.17	0.13	0.13	0.28	0.11
5.5	8	7	0.16	0.16	0.13	0.13	0.29	0.11
6	9	8	0.16	0.16	0.13	0.13	0.29	0.12
6.5	9.5	8.5	0.16	0.16	0.14	0.14	0.29	0.12
7	10	9	0.16	0.16	0.14	0.14	0.29	0.11

ROOM DIMENSIONS			VIEW FACTOR FOR SEATED PERSON IN THE MIDDLE OF ROOM					
7.5	11	10	0.16	0.16	0.14	0.14	0.29	0.12
8	12	11	0.16	0.16	0.14	0.14	0.29	0.12
8.5	13	12	0.15	0.15	0.14	0.14	0.30	0.12
9	15	13	0.16	0.16	0.13	0.13	0.30	0.13
9.5	17	14	0.16	0.16	0.12	0.12	0.30	0.14
10	20	15	0.17	0.17	0.10	0.10	0.31	0.15

Cuadro 1. Factores de forma para una persona sentada en el centro de un recinto.

ROOM DIMENSIONS			VIEW FACTOR FOR SEATED PERSON IN THE MIDDLE OF ROOM					
High	Long	Width	Right wall	Left wall	Back wall	Front wall	Floor	Roof
4	7	3	0.25	0.25	0.07	0.07	0.26	0.10
4	7	4	0.21	0.21	0.09	0.09	0.28	0.12
4	7	5	0.20	0.20	0.11	0.11	0.28	0.10
4	7	6	0.16	0.16	0.12	0.12	0.31	0.14
4	7	7	0.13	0.13	0.13	0.13	0.32	0.15
4	8	5	0.19	0.19	0.09	0.09	0.29	0.14
4	9	5	0.20	0.20	0.08	0.08	0.30	0.15
4	10	5	0.21	0.21	0.07	0.07	0.30	0.16
4	11	5	0.21	0.21	0.06	0.06	0.30	0.16
4	12	5	0.21	0.21	0.05	0.05	0.30	0.17
6	7	5	0.20	0.20	0.13	0.13	0.26	0.08
7	7	5	0.21	0.21	0.13	0.13	0.26	0.06
8	7	5	0.21	0.21	0.13	0.13	0.26	0.05
9	7	5	0.22	0.22	0.14	0.14	0.25	0.04
10	7	5	0.22	0.22	0.14	0.14	0.25	0.04

Cuadro 2. Factores de forma geométricos para una persona sentada en el centro de un recinto, en este, se mantienen constantes dos dimensiones y se varía una.



Gráfica 2. Comparación entre los valores obtenidos con la ecuación 2.1.26 y el cálculo directo planteado por ASHRAE.

El cuadro 1 muestra valores de factores de forma entre las superficies y una persona sentada en el centro a partir de la variación de las tres dimensiones principales de un recinto, a lo largo de esta evaluación, se obtiene que el mayor valor de factor de forma se encuentra entre el cuerpo y el piso, mientras que el menor valor esta determinado por el intercambio dado por el cuerpo y el techo del recinto. El cuadro 2 muestra valores de factor de forma a partir de la variación de una dimensión manteniendo constante las otras dos, sin importar el valor de las dimensiones, el factor de forma entre el piso y el cuerpo no superará 0,34, adicional a ello, la gráfica 2 muestra que la variación en el calculo de factores de forma entre ASHRAE y la ecuación 2.1.26 es aproximadamente 11%.

2.2. EMISIVIDAD

En las superficies reales, la intensidad de radiación no se presenta de manera uniforme en todas las direcciones, debido a la naturaleza espectral propia de la radiación y a efectos de superficie como la rugosidad, si debemos describir las características radiantes de una superficie real, se debe partir del concepto de cuerpo negro. Un cuerpo negro, es una superficie ideal que absorbe toda la radiación que incide independiente de la longitud de onda, además, para una temperatura y longitud de onda dada, ningún superficie emitirá más energía que este.

Como absorbedor y emisor perfecto, el cuerpo negro sirve como modelo contra el que se pueden comparar las propiedades radiativas de superficies reales. A partir del conocimiento de la temperatura del cuerpo negro se puede calcular la cantidad de radiación emitida en todas las direcciones y sobre todas las longitudes de onda tomando como punto de referencia la ley de Stefan-Boltzmann [18]:

$$\begin{aligned} e_B &= \sigma T_s^4 \\ I_B &= \frac{e_B}{\pi} \end{aligned} \quad (2.2.1)$$

Donde 2.2.1 representa la intensidad de emisión de una superficie negra, Cengel define la emisividad como la razón de la radiación emitida por una superficie a la radiación emitida por un cuerpo negro a la misma temperatura [6], mientras que, Lienhard define la emisividad monocromática, como el cociente entre el poder emisor monocromático del cuerpo y el poder emisor monocromático de un cuerpo negro a la misma temperatura y longitud de onda [20].

$$\varepsilon_\lambda = \frac{e_\lambda}{e_{B_\lambda}} \quad (2.2.2)$$

De esta manera la emisividad representa solo una parte de lo que podría emitir una superficie ideal, además la emisividad es una propiedad direccional de

superficies que expresa dependencia de la longitud de onda, la dirección, y la temperatura de su superficie, por lo tanto [18]:

$$\mathcal{E}_{\lambda(\lambda,\theta,\phi,T)} = \frac{I_{\lambda,e(\lambda,\theta,\phi,T)}}{I_{\lambda,B(\lambda,\theta,\phi,T)}} \quad (2.2.3)$$

La ecuación 2.2.3 debe integrarse en todo el rango de longitudes de onda debido a que se requiere una propiedad que pueda representar una aproximación promedio de la dirección.

$$\mathcal{E}_{\lambda(\lambda,T)} = \frac{e_{\lambda,e(\lambda,T)}}{e_{\lambda,B(\lambda,T)}} \quad (2.2.4)$$

La naturaleza espectral de la emisión, define, la variación de la potencia de emisión de una superficie por efectos de su temperatura, por ende, existirá indefectiblemente emisión en diversas longitudes de onda, obviamente, estas serán ondas de longitud larga que no generarán mayor incidencia en el valor de la radiación, estipular un valor de emisión para cada longitud de onda y dirección representa entonces una tarea ardua y compleja, la integración de la emisión en todas las longitudes de onda trae consigo errores pero es la mejor forma de conocer su valor.

La componente utilizada de la intensidad de radiación es aquella perpendicular a la superficie, es decir, el máximo valor se obtiene con el coseno del ángulo que se forma con la normal, variando en forma distinta para diferentes tipos de material.

La propagación de una onda implica la extensión de una propiedad física o una perturbación, se podría pensar que lo que realmente trasciende es una condición dinámica en la cual hay transferencia de energía y cantidad de movimiento, por lo tanto, la velocidad de propagación depende si el elemento que genera la emisión es conductor o no conductor porque emiten en longitudes de onda diferente, por lo tanto, conviene asumir que la superficie es isotérmica y expresar la emisividad en

términos de la temperatura y no de su longitud de onda, en el cuadro 10 se muestran valores de emisividad promedio para algunos materiales.

La emisividad en los elementos conductores incrementará abruptamente desde 0,1 hasta 0,5 cuando el ángulo de emisión varía desde 45 hasta 80° [14] todo esto se debe a la naturaleza espectral de la radiación y al comportamiento propio de las ondas electromagnéticas.

MATERIAL	TEMPERATURA (°C)	ε
Aluminio laminado brillante	170	0.04
Asbestos	20	0.96
Asfalto	20	0.93
Algodón	20	0.77
Hormigón	20	0.93
Plomo gris oxidado	20	0.28
Plomo muy oxidado	20	0.28
Techo de fieltro	20	0.93
Hielo irregular	0	0.99
Hierro esmerilado	20	0.24
Hierro brillante grabado	150	0.13
Hierro con cuero	100	0.80
Hierro con láminas de cuero	20	0.77
Hierro ligeramente oxidado	20	0.61
Hierro muy oxidado	20	0.85
Tierra cultivada arada	20	0.38
Tierra arcilla negra	25	0.66
Tejas	20	0.93
Vidrio	90	0.94
Oro pulido	130	0.02
Caucho duro	23	0.94
Caucho gris blando	23	0.86
Madera	70	0.94
Guijarro	90	0.95
Corcho	20	0.70
Esmeril rojo (desigual)	80	0.86

Cuadro 3. Algunas emisividades de materiales [1]

Por lo tanto, cuando existe intercambio radiante con N superficies, la emisividad es realmente un tensor, dado que el ángulo de emisión cambiará con la posición de la superficie N, variando entre conductores y no conductores, para una superficie plana, la diagonal principal de la matriz vale cero por no existir reirradiación.

$$\epsilon_{ij} = \begin{bmatrix} \epsilon_{11} & \epsilon_{12} & \epsilon_{13} \dots & \epsilon_{1N} \\ \epsilon_{21} & \epsilon_{22} & \epsilon_{23} \dots & \epsilon_{2N} \\ \epsilon_{31} & \epsilon_{32} & \epsilon_{33} \dots & \epsilon_{3N} \\ \epsilon_{N1} & \epsilon_{N2} & \epsilon_{N3} \dots & \epsilon_{NN} \end{bmatrix} \quad (2.2.5)$$

La emisividad de los conductores incrementa con la temperatura, según el material, la emisividad de los no conductores puede aumentar o disminuir al incrementar la temperatura, aunque la distribución de la emisividad es prácticamente independiente, existe proporcionalmente más emisión a menores longitudes de onda [20].

Un efecto que altera sustancialmente las características radiantes plantea la relación entre la longitud de onda y la magnitud de las imperfecciones de superficie, las superficies asperas emitirán a mayor longitud de onda, con lo cual, el acabado superficial es una consideración importante para detallar las propiedades radiantes de una superficie.

De acuerdo con esto, controlar la emisión de una superficie o utilizar superficies de baja emisión, implica el control de baja temperatura y por ende la minimización de la temperatura media radiante.

3. TEMPERATURA MEDIA RADIANTE

El confort térmico puede definirse como el estado mental que expresa agrado con el ambiente térmico [2], por lo tanto, representa una manifestación subjetiva que podrá variar con cada individuo, en el confort, lo que se intenta es generalizar un juicio, es decir, el concepto que se emite con relación a un ambiente térmico determinado se realiza con base en un análisis general de una población, dicho análisis, se encuentra directamente relacionado con el balance térmico del cuerpo humano que depende a su vez, de una serie de parámetros fisiológicos y ambientales.

Uno de los parametros importantes es la temperatura corporal, cuando esta se encuentra por encima de $37,1^{\circ}\text{C}$, la tasa de disipación de calor del cuerpo supera la tasa de producción, haciendo que la temperatura corporal disminuya acercándola a la temperatura de referencia, cuando la temperatura corporal se encuentra por debajo de $37,1^{\circ}\text{C}$, la tasa de producción excede la disipación, y la temperatura aumenta hasta el valor inicial, esto recibe el nombre de ajuste del mecanismo autorregulador [16].

El hombre para no comprometer su salud debe mantener la temperatura corporal en unos límites estrechos, en general, un cuerpo desnudo que se mantiene en una atmosfera entre 12 y 55°C mantiene una temperatura constante de $37,1^{\circ}\text{C}$.

El cuerpo humano tiene una temperatura que varía entre $36,5^{\circ}\text{C}$ y $37,1^{\circ}\text{C}$, el equilibrio térmico consiste en mantener la temperatura en ese rango, si la temperatura aumenta o disminuye pueden producirse lesiones graves de tal modo que entre 40 y 45°C se producen complicaciones en la circulación y por encima de 41°C se puede llegar al estado de coma o al colapso total [11].

El sistema de regulación térmica del cuerpo se encuentra en el hipotálamo, cuando sus centros de recepción detectan temperaturas excesivamente altas o bajas, se desencadenan procedimientos para que la temperatura disminuya o

aumente, cuando hay excesos de calor sucede vasodilatación, sudoración y disminución de la generación de calor, cuando hay enfriamiento excesivo ocurre vasoconstricción, piloerección y aumento de la termogenia.

La estimulación del hipotálamo por excesos en el incremento de producción de calor produce sudoración, una persona en condiciones normales, no puede generar más de 1 L/h de sudor, si se expone continuamente a un clima cálido, su tasa cambiará hasta llegar a 3 L/h, evaporar esta cantidad enorme de sudor disipa el calor del organismo con una velocidad 10 veces mayor a la tasa metabólica basal, requiriendo 585 cal/L de sudor [16].

La pérdida o ganancia de calor que genera la estimulación de los mecanismos de autoregulación del cuerpo, depende de la velocidad con la que se transfiere calor al ambiente, esta tasa de disipación para un cuerpo sometido a bajas velocidades de viento se da fundamentalmente por radiación, la magnitud de la transferencia de calor por radiación esta relacionada con la temperatura media radiante la cual incluye todos los efectos del campo radiante al cual se somete un individuo en un recinto.

3.1. INTERACCIÓN ENERGÉTICA

Para una persona desnuda, la producción de calor será igual a la disipación del mismo, de esta forma no habrá acumulación significativa.

$$q_{gen} = q_{dis} \quad (3.1.1)$$

Donde:

q_{gen} : calor generado por efectos metabólicos (w/m²)

q_{dis} : calor disipado al ambiente por convección y radiación (w/m²)

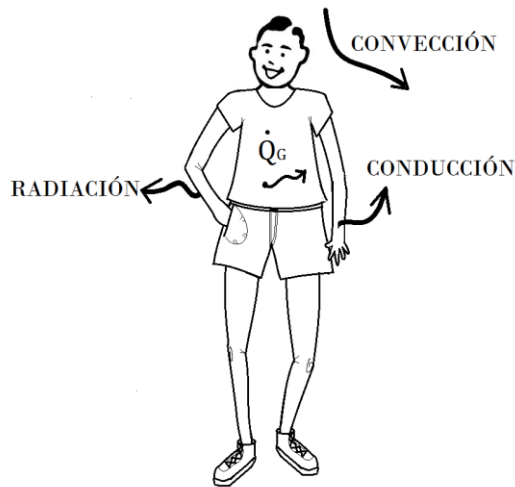


Figura 7. Balance de calor en el cuerpo humano

Si existen velocidades de viento bajas, los principales efectos estarán dados por el fenómeno radiativo, la radiación, es el fenómeno de emisión de ondas electromagnéticas como resultado de la temperatura de un cuerpo. Las ondas tienen frecuencia y longitud por lo tanto para la radiación que se propaga en un medio [15]:

$$\lambda = \frac{c}{\nu} \quad (3.1.2)$$

Donde:

λ : es la longitud de onda en micras.

c : es la velocidad de la luz en el vacío la cual es un valor constante 3×10^8 m/s.

ν : es la frecuencia en Hz..

La radiación térmica se encuentra en el intervalo que va desde 0,1 micras hasta 100 micras en el espectro electromagnético [6]. La potencia de emisión es inversamente proporcional a la longitud de onda, por lo tanto, la radiación de onda corta como los rayos gamma, poseen mayor cantidad de energía que la radiación

de onda larga, dentro de esta ultima caracterización, se encuentra la radiación térmica.

Cuando la radiación térmica incide sobre una superficie de un material parte se refleja, otra cantidad se absorbe y otra se transmite:

$$\rho + \alpha + \tau = 1 \quad (3.1.3.)$$

Donde:

ρ : representa la reflectividad, α absortividad y τ transmisividad.

La mayoría de los sólidos no transmiten la radiación térmica, esto solo se da cuando el medio se asume opaco, por lo tanto:

$$\rho + \alpha = 1 \quad (3.1.4.)$$

$$\varepsilon = \alpha \quad (3.1.5.)$$

Para un cuerpo negro, la emisividad es igual a la absortividad, la condición que genera restricción en este caso es que la temperatura de emisión del cuerpo negro es la temperatura de superficie. La ley de Kirchhoff se basa en el concepto de no acumulación, es decir, si un cuerpo se sumerge en el ambiente térmico de un recinto con N superficies negras, el intercambio radiante del cuerpo con el ambiente, debe ser igual a la energía absorbida por el cuerpo desde cada una de las superficies isotérmicas.

Stefan-Boltzmann definió el intercambio radiante entre un cuerpo y su ambiente térmico [10]:

$$Q = \varepsilon A F_{a-b} \sigma (T_S^4 - T_{mr}^4) \quad (3.1.6)$$

Esta ecuación (3.1.6) representa el intercambio radiante entre cuerpos y establece que la potencia emisiva de un cuerpo depende de la emisividad, de las

temperaturas del cuerpo y el medio a la cuarta potencia, y de los factores de forma geométricos. La temperatura media radiante con relación a una posición corporal dada se define como la temperatura uniforme de alrededores negros los cuales ofrecerán la misma pérdida de calor radiante de un individuo particular [5].

3.2. LA TEMPERATURA MEDIA RADIANTE

En un recinto, cada una de las N superficies isotérmicas que lo componen emiten una cantidad de energía radiante proporcional a la temperatura de su superficie, un individuo ubicado en el centro del mismo intercambiará energía con cada una de las superficies y con el ambiente, la temperatura de dicho ambiente, está afectada por la geometría, emisividad y temperatura de las superficies que componen el recinto.

Si se tiene un individuo sentado en el centro de un recinto con una posición corporal, vestimenta, y una actividad física dada, rodeado de N superficies, cada una de ellas isotérmica, la evaluación de la temperatura media radiante parte de un balance de calor entre el cuerpo y el ambiente, esta debe ser igual a cero.

De acuerdo con la figura 8, la magnitud de la energía que intercambia el cuerpo con el ambiente del recinto, debe ser igual a la energía que emite el cuerpo como resultado de la absorción de energía proveniente de cada una de las superficies isotérmicas, además, las N superficies tienen radiosidades $R_1, R_2 \dots R_N$ donde, la radiosidad es la tasa a la cual el flujo de energía radiante viaja desde las superficies, por lo tanto, una parte del flujo de calor Q_1 que llega al cuerpo será absorbido y otra reflejado.

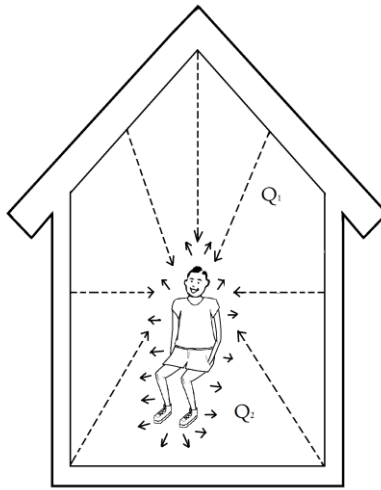


Figura 8. Balance energético para el cálculo de la temperatura media radiante.

La energía que entra al cuerpo por efectos de radiación de las superficies menos la energía que sale del mismo como resultado de la emisión debe ser igual a la energía que se acumula en el cuerpo, como el análisis se realiza cuando se ha alcanzado el equilibrio, no existirá acumulación.

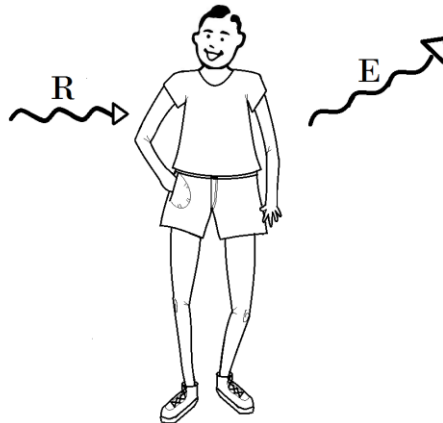


Figura 9. Balance de energía en el cuerpo humano.

La radiosidad proveniente de las N superficies isotérmicas impactan el cuerpo (figura 9), esta se adiciona al calor que se produce por efecto de una actividad física y forma una gran cantidad de calor que debe ser disipado, este calor total disipado debe ser igual a E. Por lo tanto, la energía que absorbe el cuerpo será la misma que disipará en un instante de tiempo t, generándose de esta manera, una equivalencia energética que avale el concepto de no acumulación (ecuación 3.2.1.).

$$q_{E-A} = q_I \quad (3.2.1)$$

El flujo de calor emitido por el cuerpo por efecto de la absorción de energía que proviene de las N superficies isotérmicas es:

$$Q_{E-A} = \varepsilon_P A_S \sigma (F_{N-B} R_N - T_{cl}^4) \quad (3.2.2)$$

El intercambio radiante entre el cuerpo y el medio que se encuentra a una temperatura T_{mr} (ecuación 3.2.3) es:

$$Q_I = \varepsilon_P A_S \sigma (T_{mr}^4 - T_B^4) \quad (3.2.3)$$

Por tanto, el balance energético queda de la siguiente forma (ecuación 3.2.4):

$$\varepsilon_P A_S \sigma (T_{mr}^4 - T_{cl}^4) = \varepsilon_P A_S (F_{N-B} \sigma R_N - \sigma T_{cl}^4) \quad (3.2.4)$$

Donde R_N es el valor de la radiosidad de la superficie N y se encuentra expresado por:

$$R_N = \varepsilon_N \sigma T_N^4 + \rho E \quad (3.2.5)$$

El primer termino de la ecuación 3.2.5 representa la potencia emisiva de la superficie y el segundo termino representa la energía reflejada de cada una de las N superficies isotérmicas, el concepto superficies isotérmicas se usa para simplificar, es decir, si las superficies no se asumieran de esta manera, existiría un

fenómeno de transferencia de calor en dicha superficie, debido a los gradientes de temperatura que en ella se generarían y esto complicaría el análisis.

El flujo de calor total de la superficie N, está determinado por la diferencia entre la energía que sale menos la energía que ingresa a la superficie.

Flujo de calor por radiación = energía emitida por efectos superficiales – energía que incide a la superficie (reflejada de otras superficies y cuerpos)

Si se aplica la ley de Kirchhoff:

$$\rho = (1 - \varepsilon) \quad (3.2.6)$$

Y se reemplaza en 3.2.5, se obtiene:

$$R_N = \varepsilon(\sigma T_s^4) + (1 - \varepsilon)E \quad (3.2.7)$$

Dado que $q = R - E$, entonces:

$$q = \varepsilon(\sigma T_s^4) - \varepsilon E \quad (3.2.8)$$

De 3.2.7

$$E = \frac{R_N - \varepsilon E}{1 - \varepsilon} \quad (3.2.9)$$

3.2.9. en 3.2.8:

$$q = \frac{\varepsilon(E - R)}{1 - \varepsilon} \quad (3.2.10)$$

Por lo tanto el flujo neto de calor de la superficie N esta dado por:

$$Q = \frac{E_N - R}{\left(\frac{1 - \varepsilon_N}{\varepsilon_N A} \right)} \quad (3.2.11)$$

$$Q = \frac{E_N - R}{R_T} \quad (3.2.12)$$

Donde R_T representa la resistencia térmica por radiación debido a la emisividad del cuerpo.

Generalmente, los materiales de construcción como el concreto, presentan emisividades alrededor de 0.95, para estos, al incrementar el área de emisión, la resistencia térmica por radiación tomará valores bajos en el orden de 10^{-4} , cuando se trabajan bajas emisividades (0.04 para el foil de aluminio) y áreas grandes se tienen valores de resistencia por radiación en el orden de 10^{-2} .

Para los materiales que presentan altas emisividades, mas del 94% de la energía emitida por la superficie está dada por efectos de su temperatura, mientras que el restante 6% pertenece a la energía reflejada, para materiales con baja emisividad, mas del 57% equivale a la energía reflejada.

Cuando se trabaja con materiales con alta emisividad se puede asumir que el componente de la energía reflejada en la radiosidad es despreciable (3.2.13), mientras que para materiales con baja emisividad se puede incurrir en errores superiores al 20% al hacer esta suposición, entonces, el análisis se completa cuando en un mismo recinto se conjugan emisividades distintas.

$$R_N = \varepsilon_N \sigma T_N^4 \quad (\text{W/m}^2) \quad (3.2.13)$$

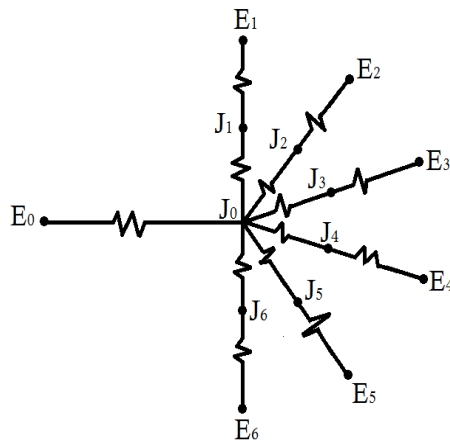


Figura 10. Flujo neto de calor entre un individuo y 6 superficies.

Cuando un individuo, intercambia radiación con un recinto de 6 superficies (figura 10) cada una de ellas con emisividades diferentes, como ocurre en la mayoría de casos, para calcular la temperatura media radiante se hace estrictamente necesario encontrar el valor de cada una de las radiosidades, por lo tanto, hacer generalizaciones ayuda a incurrir en grandes errores en su cuantificación.

$$\left(\frac{E_i - R_i}{\varepsilon_i A_i} \right) = \sum_{j=1}^N \left(\frac{R_j - R_i}{A_i F_{ij}} \right) \quad (3.2.14)$$

Por lo tanto, de acuerdo con la figura 10 es posible calcular cada una de las 6 radiosidades a partir del calor emitido por el cuerpo debido a una actividad física, dado que la potencia emisiva de este es función directa de la temperatura de su superficie, a partir de aquí se calcula la radiosidad del cuerpo, conocidos los demás parametros, la unica incognita existente sería la radiosidad de cada una de las superficies.

La ecuación 3.2.14 expresa que el flujo total de calor que emite el cuerpo debe ser igual a la sumatoria de los flujos de calor que llegan desde las 6 superficies, esto para evitar la acumulación de calor en el organismo. De esta igualdad surgen 6 ecuaciones con 6 incognitas que se pueden expresar de la siguiente forma:

$$\begin{aligned} A * R &= B \\ R &= B * A^{-1} \end{aligned} \quad (3.2.15)$$

Donde A es una matriz cuadrada N x N de coeficientes conocidos, R es una matriz columna de radiosidades y B es una matriz columna de resultados conocidos, con esto, para calcular cada una de las radiosidades basta con invertir la matriz de coeficientes.

De acuerdo con 3.2.4:

$$T_{mr}^4 = \sum F_{N-B} R_N \quad (3.2.16)$$

La ecuación 3.2.16 permite calcular la temperatura media radiante, la cual representa la temperatura uniforme del ambiente térmico, este valor le permite a un individuo ubicado en un recinto de N superficies isotérmicas, equiparar la tasa de emisión de transferencia de calor del cuerpo por efecto de la absorción con el intercambio energético desarrollado con el ambiente.

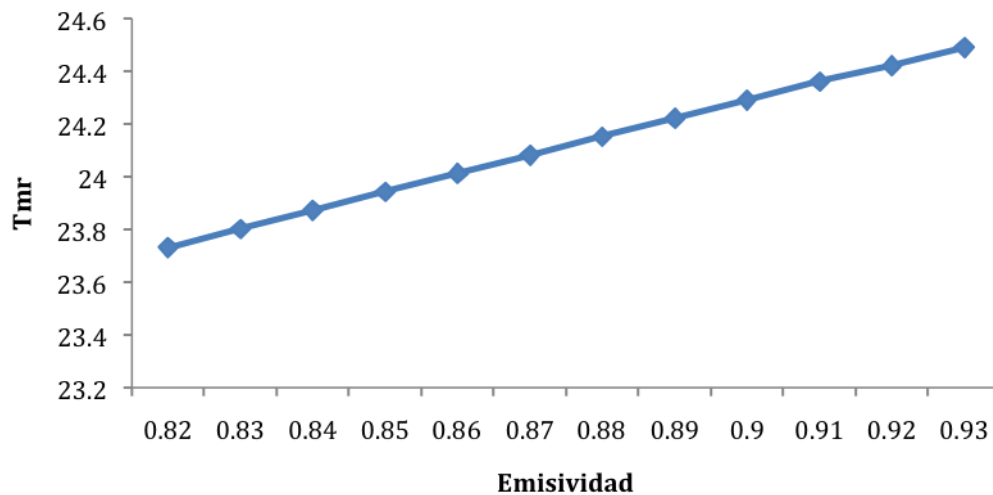
ASHRAE plantea diferencias de fondo con 3.2.16, dado que aproximan la temperatura media radiante, como el promedio de la suma de las temperaturas de las N superficies isotérmicas, esta estimación desconoce totalmente el campo radiante y la incidencia de las propiedades de superficie en la variación de dicha temperatura. La suma de los factores de forma es la unidad, la temperatura media radiante a la cuarta potencia (según ASHRAE) es igual al valor medio de las temperaturas superficiales a la cuarta potencia ponderados por los respectivos factores de forma, además, si existen diferencias pequeñas entre las temperaturas de superficie puede utilizarse una ecuación de forma lineal (3.2. 17) [2].

$$T_{mr} = F_{1P} T_1 + F_{2P} T_2 \dots F_{Np} T_N \quad (3.2.17)$$

Asumiendo factores de forma y temperaturas superficiales iguales, se establece una una comparacion entre 3.2.16 y 3.2.17 y encontramos que con emisividades superficiales cercanas a la unidad la diferencia en los resultados será del orden del 2%, mientras que con emisividades bajas se pueden encontrar diferencias en los resultados de por lo menos 2,2 °C en la temperatura media radiante, esta diferencia generará una valoración inapropiada de la sensación de confort, por ejemplo, para una condición particular, un cambio de 1,9°C en la temperatura

media radiante puede causar un cambio en la sensación térmica desde sentirse ligeramente acalorado hasta estar completamente acalorado.

En la gráfica 3, se establece la relación lineal de la emisividad y los factores de forma, además se aprecia que un descenso del 4% en la emisividad, produce la reducción de 0,7 °C en la temperatura media radiante, mientras que un descenso del 11% en la emisividad genera una disminución en la temperatura media radiante de 1,8°C.



Gráfica 3. Variación de la temperatura media radiante asumiendo temperatura constante de 25°C y emisividades desde 0.86 hasta 0.93.

4. BALANCE DE CALOR Y ECUACIÓN DE CONFORT

La producción de calor es una de las consecuencias fundamentales del metabolismo, casi todo el calor producido se genera en los órganos y músculos durante el ejercicio, luego, este calor es transferido a la piel donde se pierde al entorno. Cuando no hay flujo de sangre desde los órganos calentados hacia la piel, las propiedades de aislamiento térmico del cuerpo de un hombre representan tres cuartas partes de las propiedades aislantes de la ropa habitual de uso [23], el aislamiento debajo de las capas de la piel supone un medio eficiente para mantener la temperatura interna aunque la temperatura externa se aproxime a la temperatura del ambiente. La velocidad con la que fluye sangre hacia la piel por el plexo venoso varía desde prácticamente cero hasta aproximadamente el 30% del gasto cardíaco total. Si el flujo cutáneo aumenta, el calor se conduce eficientemente desde el centro del cuerpo hasta la piel [3].

La temperatura del ambiente genera un impacto notable en el proceso de disipación de calor, el límite superior de tolerancia del cuerpo depende del nivel de humedad, si el aire es seco, las corrientes de convección permiten la rápida evaporación del sudor en la piel, por el contrario, si el aire es húmedo, la temperatura corporal empieza a elevarse cuando se realiza una actividad física que devengue alto gasto energético. Cuando la temperatura corporal se encuentra por encima de 40,5°C [12], puede producirse hiperpirexia la cual consiste en hemorragias locales y degeneración de las células de todo el cuerpo, sobre todo del encéfalo, donde las neuronas que se destruyen no pueden reponerse. El daño generado a riñones y otros órganos son tan intensos, que acaban con la vida del individuo aunque varios días después del golpe de calor.

Cuando la temperatura corporal disminuye por debajo de los 29°C, en el hipotálamo que es el centro de regulación térmica del cuerpo, desaparece la capacidad de regulación, esto debido a que la tasa de producción química de calor

de cada célula que se reduce casi a la mitad por cada descenso de 5°C [16], comienza entonces a generarse somnolencia seguido por coma y empiezan a reducirse entonces cada vez más los mecanismos de control del sistema nervioso central y se evita la tiritona.

Para evitar estas complicaciones, el sistema de termorregulación del cuerpo mantiene esencialmente una temperatura corporal constante, en el cual la termogénesis debe ser igual a la temolísis (expresión 4.1).

Producción de calor interno = Conducción de calor a través de la ropa = Disipación de calor por convección y radiación [22]

$$P = K = C + R \quad (4.1)$$

Donde:

P: representa la pérdida de calor total del cuerpo.

K: representa la conducción de calor a través de la ropa.

C y R: representan las pérdidas por conducción y radiación respectivamente.

Luego:

Producción de calor interno = tasa metabólica – perdidas por evaporación de sudor – perdidas por difusión a través de la piel – perdidas con la respiración

$$P = P_C - (P_D + P_{ES} + P_R) \quad (4.2)$$

Donde:

P_C: representa la producción de calor interno.

P_D: representa las pérdidas por difusión a través de la piel.

P_{ES}: representa las pérdidas por evaporación de sudor.

P_R: representa las pérdidas por respiración esta se divide en dos.

Cada uno de los términos de la ecuación (4.1) y (4.2) se detallan en los siguientes numerales.

4.1. PRODUCCIÓN DE CALOR INTERNO

La producción de calor en el cuerpo humano se desarrolla constantemente debido a los procesos bioquímicos que acompañan la formación de tejidos, la conversión de energía, y el trabajo muscular, entre otras funciones fisiológicas. Una gran parte de la energía requerida por estas funciones es proporcionada por el consumo y digestión de alimentos. La ingestión de hidratos de carbono, grasas y proteínas aportan energía para las diversas funciones del organismo. La energía liberada por cada hidrato de carbono es 4,1 calorías, y cada gramo de grasa contiene 9,3 calorías [16] . En el cuadro 4 se ilustran valores para algunos alimentos.

Alimentos	Proteínas %	Grasas %	Carbohidratos %	Valor energético en calorías por 100 gramos
Manzana	0,3	0,4	14,9	64
Tocino	6,2	76	0,7	712
Carne	17,5	22	1	268
Pan	9	3,6	49,8	268
Mantequilla	0,6	81	0,4	733
Zanahoria	1,2	0,3	9,3	45
Queso	24	32	1,7	393
Pollo	21	27	1	111
Chocolate	55	53	18	570
Leche	3,5	3,9	4,9	69
Naranja	0,9	0,2	11	50
Cerdo	15	31	1	340
Tomates	1	0,3	4	23

Cuadro 4. Contenido de proteínas, grasas y carbohidratos de algunos alimentos [15].

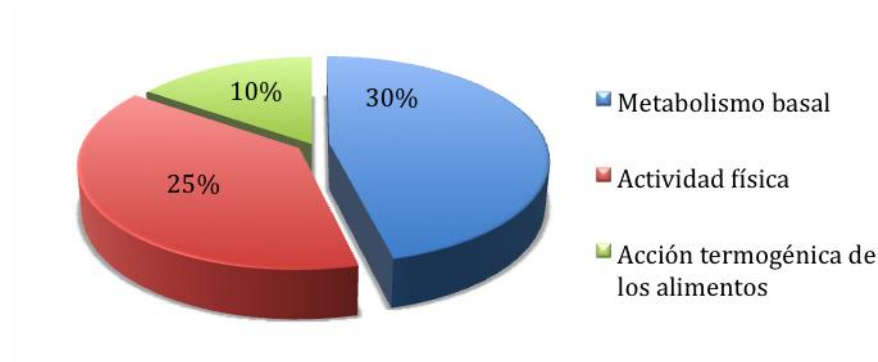
Se conoce como metabolismo a los procesos encargados de convertir los alimentos en energía. Al calor generado por estos procesos se le denomina calor metabólico. El cuerpo es una máquina de baja eficiencia, en el cual, podemos asumir en términos generales que solo el 20% de la energía consumida se

convierte en trabajo, el 80% restante se convierte en calor [15], por lo tanto la producción de calor interno queda determinada de la siguiente forma:

$$P_C = M(1 - 0,2)$$

Donde M es la tasa metabólica en kcal/h m² (1 kcal/h = 1,163 W)

La producción global de calor metabólico (gráfica 4) se deriva tanto del metabolismo basal como del metabolismo muscular. El primero está relacionado con la energía empleada en las reacciones químicas intracelulares para la realización de las funciones metabólicas esenciales, como la respiración y la digestión. En otras palabras, representa la producción de calor en los procesos automáticos y continuos del cuerpo humano.



Gráfica 4. Componentes del gasto energético [17].

La tasa metabólica basal en kcal/día para hombres y mujeres relaciona el peso, la talla, la edad y está dada de la siguiente manera [17]:

$$TMB_H = 66 + [(13,7 * P(kg)) + (5 * T(cm)) - (6,8 * edad(años))] \quad (4.1.1)$$

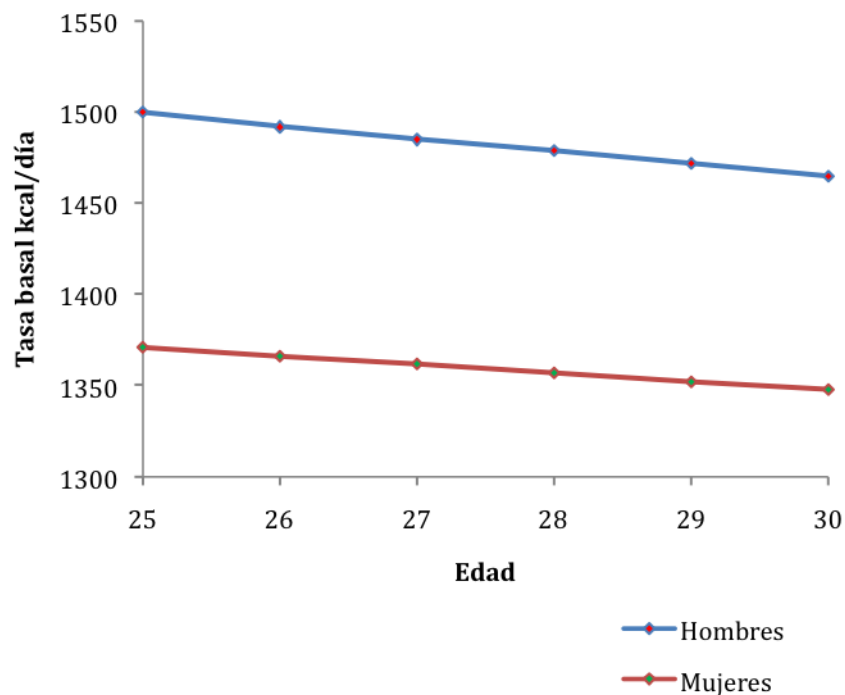
$$TMB_M = 655 + [(9,6 * P(kg)) + (1,8 * T(cm)) - (4,7 * edad(años))] \quad (4.1.2)$$

Donde:

T: talla (cm)

P: peso (kg)

Un hombre de 25 años requiere 1500 kcal/día, mientras que una mujer de la misma edad requiere 1375 kcal/día, para ambos, la tasa basal descende con la edad debido a que los requerimientos metabólicos (kcal/día) son cada vez menores reduciendo en mayor proporción en hombres que en mujeres, adicionalmente, observamos que la tasa metabólica basal del hombre es aproximadamente 8,6% mayor que la mujer manteniendo una tendencia constante (gráfica 4).



Gráfica 4. Tasa basal (kcal/día) para dos personas con el mismo peso y misma talla desde 25 a 30 años.

El metabolismo muscular, se relaciona con la producción de calor en los tejidos

musculares mientras se lleva a cabo algún tipo de actividad física. Las tasas de producción de calor excedente (cuadro 5) del cuerpo humano se suelen medir mediante la unidad Met, que equivale a 58 W/m² de piel (W/m²) [4]. Un Met representa el nivel de actividad de una persona en reposo. Nuestro metabolismo generalmente se reduce al mínimo cuando dormimos, produciendo apenas 0.7 Met, pero puede sobrepasar los 10 Met cuando realizamos actividades físicas muy intensas. En lugar del Met, en algunos ámbitos se emplean tasas de producción de calor (W/persona), parámetro basado en un hombre adulto promedio con una superficie corporal de 1.8 m².

Para representar las variaciones en la producción de calor de acuerdo con la constitución física de las personas se suele utilizar otro parámetro, denominado factor metabólico. Un factor metabólico de 1.00 corresponde a un hombre adulto cuya piel tiene una superficie de 1.80 m². Para una mujer promedio se suele asumir un factor metabólico de 0.85, mientras que para un niño promedio generalmente se considera un factor metabólico de 0.75.

Actividad	W/m ²	Met
Dormir	40	0,7
Sentado en reposo	60	0,8
Sentado con actividad ligera	64	1
De pie sin movimiento	70	1,2
De pie con actividad ligera	78	1,3
De pie con actividad moderada	93	1,6
Cocinar	100	1,7
Caminar	110	1,9
Bailar	111	1,9
Lavar platos	145	2,5
Construcción moderada	180	3,1
Caminando horizontal	200	3,4
Trabajo manual pesado	235	4,1
Ejercicio intenso	250	4,3
Ejercicio y trabajo muy intenso	450	7,8
Correr	550	9,5

Cuadro 5. Tasas de calor metabólico excedente por nivel de actividad [2].

4.2. PÉRDIDAS DE CALOR POR DIFUSIÓN A TRAVÉS DE LA PIEL

Una de las cualidades de la piel es la capacidad de absorción de sustancias, hay factores que influyen en el incremento o descenso de esa condición; uno de ellos es el grosor de la epidermis. La difusión de vapor de agua a través de la piel es una parte de la transpiración insensible, proceso que no se encuentra sujeto a control de la termorregulación, la magnitud de dicha difusión genera una pérdida de calor que es proporcional a la diferencia entre la presión de vapor de agua a la temperatura de la piel y la presión de vapor de agua a la temperatura ambiente [19].

$$P_D = \lambda m A_{Du} (p_s - p_a) \quad (4.2.1)$$

Donde:

λ : representa el calor de vaporización del agua a 35°C, y equivale a 575 kcal/kg.

m : coeficiente de permeabilidad de la piel y equivale a 6,1 e -04 kg/hr m²mmHg.

P_s : presión de saturación de vapor de agua a la temperatura de la piel (mmHg).

P_a : presión de vapor de agua a la temperatura ambiente (mmHg).

Adicionalmente existe una relación lineal entre la temperatura de la piel y la presión de saturación del vapor de agua [4].

$$p_s = 1,92T_s - 25,3 \quad (4.2.2)$$

Donde T_s representa la temperatura de la piel en °C.

Por lo tanto la ecuación 4.2.1, que define las pérdidas por difusión a través de la piel en kcal/h, queda de la siguiente manera:

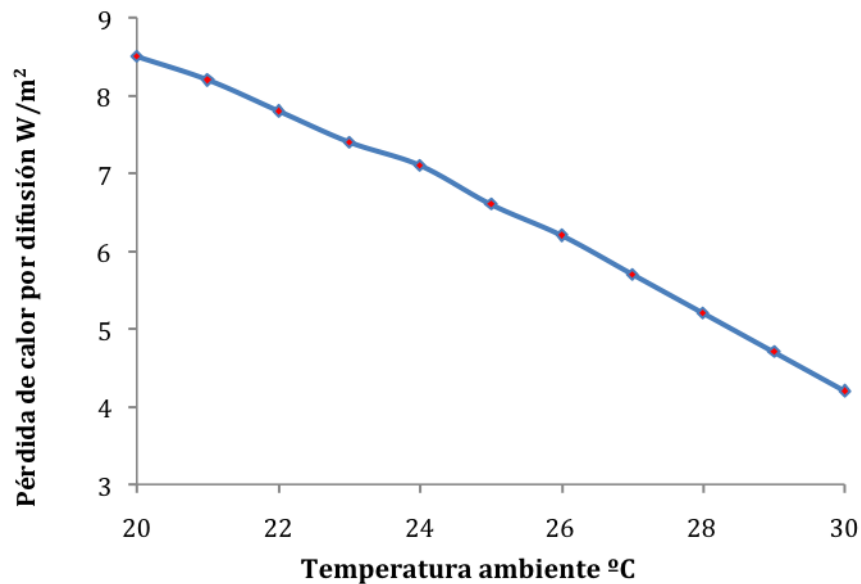
$$P_D = 0,35 A_{Du} (1,92T_s - 25,3 - p_a) \quad (4.2.3)$$

El cuadro 6, ilustra valores de presión de saturación de vapor para establecer valores aproximados de pérdidas por difusión a través de la piel.

Temperatura °C	Presión de vapor mmHg
0	4,6
1	4,9
2	5,3
3	5,7
4	6,1
5	6,5
6	7
7	7,5
8	8
9	8,6
10	9,2
11	9,8
12	10
13	11
14	12
15	12,7
16	13,6
17	14,5
18	15,4
19	16,4
20	17,5
25	23,7
30	31,82

Cuadro 6. Presión de saturación de vapor de agua en mmHg [7]

Si se asume un individuo de 70 Kg de peso, 170 cm de alto, el área Dubois para este individuo será 1,80 m², por tanto (gráfica 5) la tasa de calor perdido por difusión a través de la piel disminuye con el incremento de la temperatura, el cambio de 1°C en la temperatura ambiente generará un descenso del 10% en la tasa de pérdida de calor por difusión a través de la piel.



Gráfica 5. Pérdida de calor por difusión a través de la piel para un individuo de 70 kg de peso y 170 cm de talla sometido a un ambiente cambiante desde 25 a 30°C.

4.3. PÉRDIDAS POR EVAPORACIÓN DEL SUDOR

Cuando se realiza trabajo intenso en condiciones de calor, las glándulas sudoríparas pueden excretar grandes cantidades de sudor, hasta más de 2 L/h durante varias horas, incluso una pérdida de sudor de tan solo 1% del peso corporal afecta el rendimiento, lo que se manifiesta en un aumento de la frecuencia cardíaca (aumenta 5 latidos/min por cada 1% de pérdida de agua corporal) y de la temperatura interna del organismo [24]. Si el trabajo es continuado se produce un incremento de la temperatura corporal que puede alcanzar los 40°C, una temperatura a la cual se producirán trastornos por calor debido a la pérdida de líquido del sistema vascular.

Una suposición inicial plantea que para un cuerpo en confort, todo el sudor producido se evapora [27], por tanto se pueden determinar las pérdidas por

evaporación de sudor en función de la tasa de producción de calor interno en kcal/h:

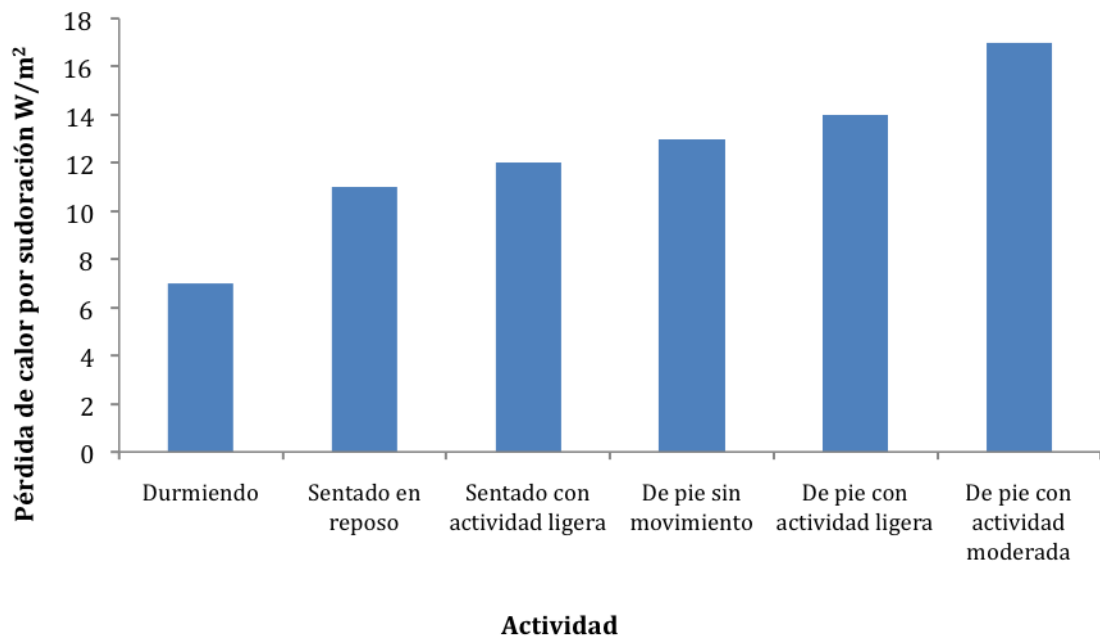
$$P_{ES} = 0,42 A_{DU} \left(\frac{P_C}{A_{DU}} - 50 \right) \quad (4.3.1)$$

Donde

P_C : es la producción de calor interno en kcal/h m².

A_{DU} : es el area de superficie corporal en m²

Se puede observar (gráfica 6) que la tasa de producción de calor con la sudoración puede variar desde un valor cero cuando no se realiza ninguna actividad, hasta un valor superior a 20 W/m² cuando se realiza ejercicio intenso.



Gráfica 6. Pérdida de calor por sudoración para diferentes tipos de actividad.

4.4. PÉRDIDAS DE CALOR CON LA RESPIRACIÓN

El objetivo fundamental de la respiración es oxigenar los tejidos y retirar del organismo el dióxido de carbono, en cada respiración hay un volumen de agua que se pierde, sin embargo, el aire espirado siempre se encuentra saturado, en su recorrido desde las fosas nasales el aire lleva consigo una carga de calor y vapor de agua, cuando el aire pasa por los alvéolos y realiza su retorno, la carga de calor que se espira es mucho mayor que la que se aspira. La respiración resulta entonces en pérdidas latentes (húmedas) y sensibles desde el cuerpo.

Perdidas totales por respiración = perdidas por respiración latente (humeda) + perdidas por respiración sensible.

Las pérdidas de calor latente con la respiración están asociadas con cambios de fase durante el proceso respiratorio, en este interviene notablemente la humedad del ambiente, mientras que las pérdidas de energía térmica están asociadas con la temperatura del ambiente.

P_{RL} : representa las pérdidas de calor latente con la respiración.

P_{RS} : representa las pérdidas de calor sensible con la respiración.

Las pérdidas de calor latente con la respiración son proporcionales a la ventilación pulmonar [11]:

$$P_{RL} = \lambda V (W_E - W_A) \quad (4.4.1)$$

Donde:

λ : es el calor de vaporización del agua, 575 kcal/kg

V : es la ventilación pulmonar en (kg/h)

W_E : relación de humedad de aire aspirado (kg agua/kg aire seco)

W_i : es la relación de aire aspirado (kg agua/kg aire seco)

La ventilación pulmonar es primordialmente una función de la tasa metabólica [8]:

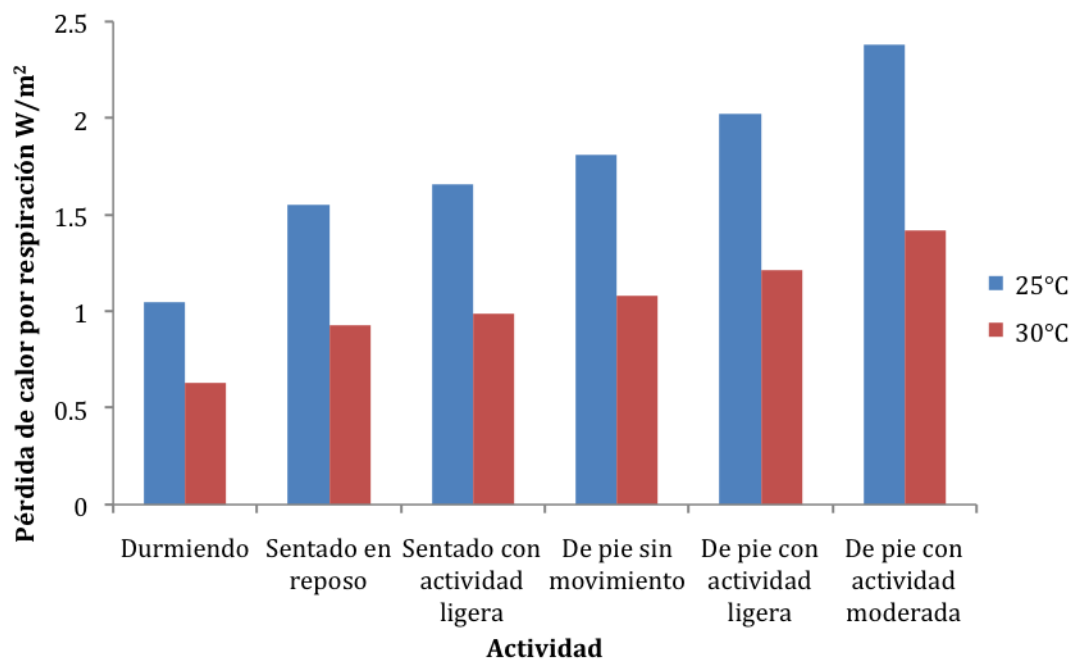
$$\dot{V} = 0,0060M \quad (4.4.2)$$

por tanto la diferencia de humedades se expresan de la siguiente manera [25]:

$$W_E - W_I = 0,029 - 0,00066p_a \quad (4.4.3)$$

Donde p_a es la presión parcial de vapor de agua a la temperatura ambiente en mmHg, por lo tanto 4.4.1 queda de la siguiente forma:

$$P_{RL} = 0,0023M(44 - p_a) \quad (4.4.4)$$



Gráfica 7. Pérdida de calor latente por respiración a una temperatura constante de 25°C y 30°C.

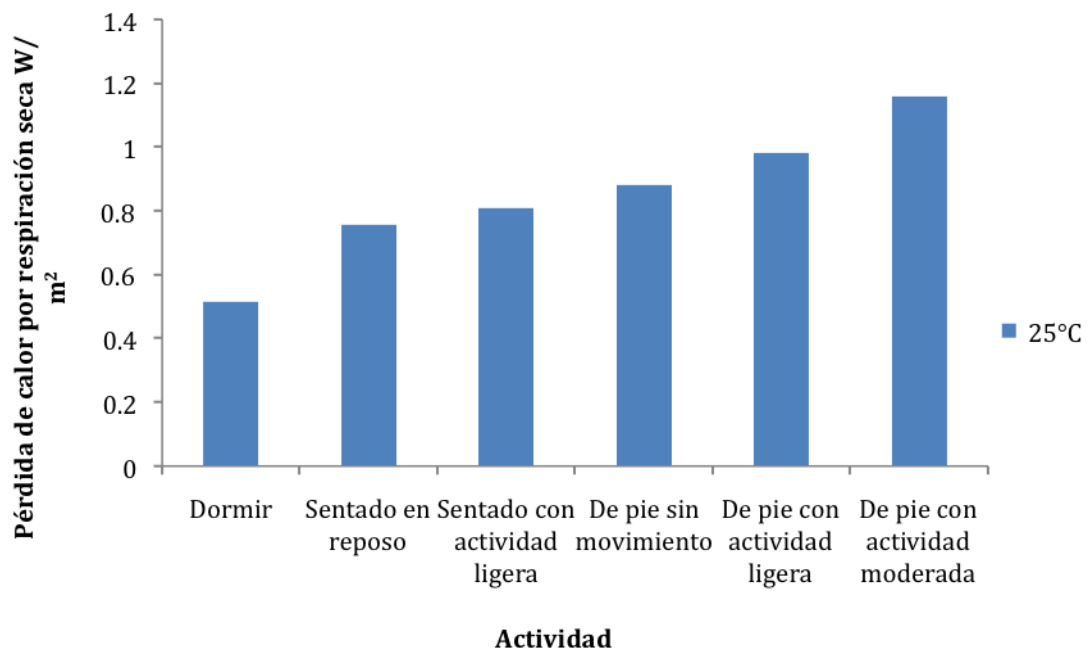
Si se mantiene una temperatura constante de 25 °C (grafica 7) y se cambia de actividad, es decir, pasamos de estar durmiendo a estar sentados en reposo por

ejemplo, las pérdidas de calor latente por respiración incrementarían 32%, con lo cual, para actividades físicas intensas, las pérdidas por sudoración no excederán los 5 W/m², cuando la temperatura aumenta 1°C, la tasa de pérdida desciende en una proporción mayor a 5%, esto debido que si la humedad aumenta con la temperatura, la presión de vapor hará lo mismo y se reducirá el valor de las pérdidas.

4.4.1. Pérdidas de calor sensible por respiración. El cuerpo humano, consume una cantidad de energía en el proceso de respiración, se estima que este valor oscila entre el 3 y el 5% de la energía total que consume el cuerpo [16]. Las pérdidas de calor sensible con la respiración en kcal/h se relacionan con las temperaturas ambiente y de superficie corporal [21].

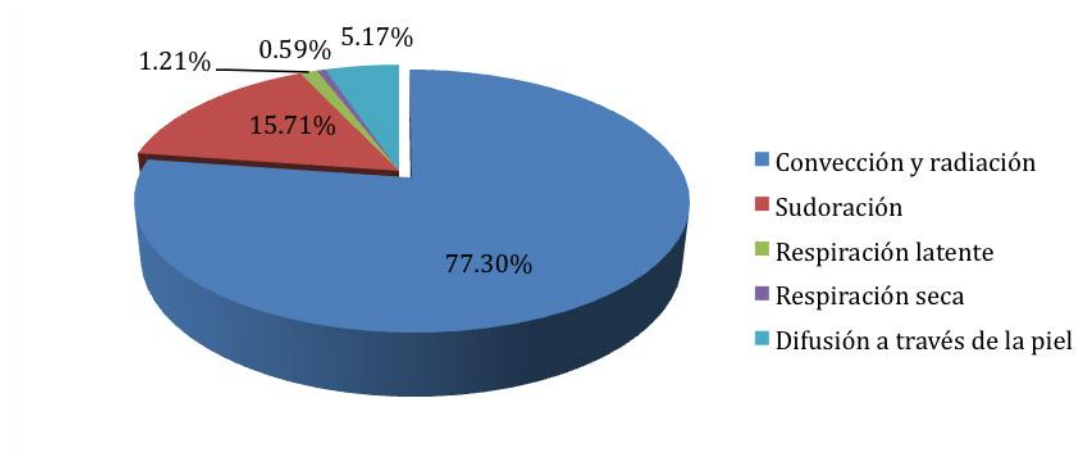
$$P_{RS} = 0,0014M(34 - T_A) \quad (4.4.1.1)$$

Donde T_A es la temperatura ambiente en °C, la ecuación 4.4.1.1 con restricción entre 0 y 34°C.



Gráfica 8. Pérdida de calor sensible por respiración en un individuo a diferentes tipos de actividad a 25°C.

La gráfica 8, muestra que el incremento de 1°C en la temperatura ambiente ocasionará un descenso en las pérdidas de calor sensible por respiración del 11%, en total las pérdidas por respiración para una persona de pie relajada en un ambiente a 25°C son menores al 2% del calor total que debe disipar el cuerpo. La gráfica 9 muestra de forma global las pérdidas de calor de un individuo en un ambiente a 25°C.



Gráfica 9. Pérdidas totales de calor para una persona quieta en un ambiente a 25°C.

4.5. PÉRDIDAS DE CALOR POR CONDUCCIÓN A TRAVÉS DE LA ROPA

Existen tres procesos de intercambio que se presentan simultáneamente: entre la ropa y el exterior, entre el cuerpo y la ropa y entre las partes descubiertas y el exterior, de esta manera la estimación del intercambio para una persona desnuda es más simple. Si se modela una persona como un cilindro vertical de temperatura superficial constante T_1 , el intercambio de calor con el ambiente a T_α queda determinado de la siguiente manera:

$$Q = \frac{T_1 - T_\alpha}{\left[\frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2\pi kl} + \frac{1}{hA_s} \right]} \quad (4.5.1)$$

Si se desea incrementar la tasa de transferencia desde el cuerpo lo más razonable es reducirla resistencia térmica. De esta manera, el efecto fundamental de este valor recae sobre la conductividad y el valor del radio exterior el cual representa la capa de superficie vestida del cuerpo r_2 . La transferencia de calor entre el cuerpo y la vestimenta es complejo en la medida que no hay ajuste perfecto entre ambos. Para simplificar estos cálculos se introduce el término I_{cl} (4.5.2) como una expresión adimensional para expresar la resistencia térmica de la vestimenta [10].

$$I_{cl} = \frac{R_{cl}}{0,18} \quad (4.5.2)$$

Donde R_{cl} es la resistencia total a la transferencia de calor desde la piel a las superficies exteriores.

Integrar la vestimenta al intercambio térmico requiere la definición de una unidad de aislamiento, 1 Clo equivale entonces a 0,155 ($m^2 K/W$), experimentalmente se ha establecido la equivalencia entre diversos tipos de ropa y esta unidad tal como se muestra en el cuadro 7.

TIPO DE ROPA		ÍNDICE Clo
ROPA EXTERIOR	Sobreabrigo	0.52
	Zapato suela fina	0.02
	Zapato suela gruesa	0.04
	Botas	0.10
	Guantes	0.05
	Falda ligera, 15 cm sobre rodilla	0.10
	Falda ligera, 15 cm bajo rodilla	0.18
	Falda gruesa hasta la rodilla	0.25
	Vestido ligero sin mangas	0.25
	Vestido de invierno manga larga	0.40
	Camisón largo de manga larga	0.30
	Camisón corto de tirantes	0.15
	Camisón de hospital	0.31
	Pijama de mangas y pantalones largos	0.50

COMBINACIONES	Desnudo	0
	Ropa ligera (ropa de verano)	0.5
	Ropa media (traje completo)	1
	Ropa pesada (uniforme militar de invierno)	1.5
	Bañador	0.03
	Slip, camiseta, pantalón corto, sandalias	0.25
	Slip, camisa manga corta, pantalón ligero calcetines finos, zapatos	0.50
	Slip y camiseta (sudadera y pantalón), calcetines, zapato deportivo	0.75
	Slip y camiseta, camisa, pantalón, chaqueta, calcetines y zapatos	1.00
	Ropa interior de manga larga y pantalón corto, camisa, pantalón, chaleco, chaqueta, abrigo, calcetines y zapatos.	1.50

Cuadro 7. Índice Clo, para diversos tipos de ropa [13]

4.6. PÉRDIDAS POR CONVECCIÓN

Uno de los efectos fundamentales en la sensación de confort de un individuo está determinado por el medio en el cual se produce el intercambio de energía, la ley de enfriamiento de Newton (4.6.1) define la transferencia de calor entre un cuerpo y un medio particular [6].

$$C = hA_s(T_r - T_a) \quad (4.6.1)$$

Existe un valor crítico (5×10^5) del número de Reynolds para [6] por encima del cual las fuerzas de inercia dominan el flujo por efecto de la velocidad, generando un incremento en la tasa de disipación de calor por convección forzada.

$$R_{cr} = \frac{VD}{\nu} \quad (4.6.2)$$

Donde:

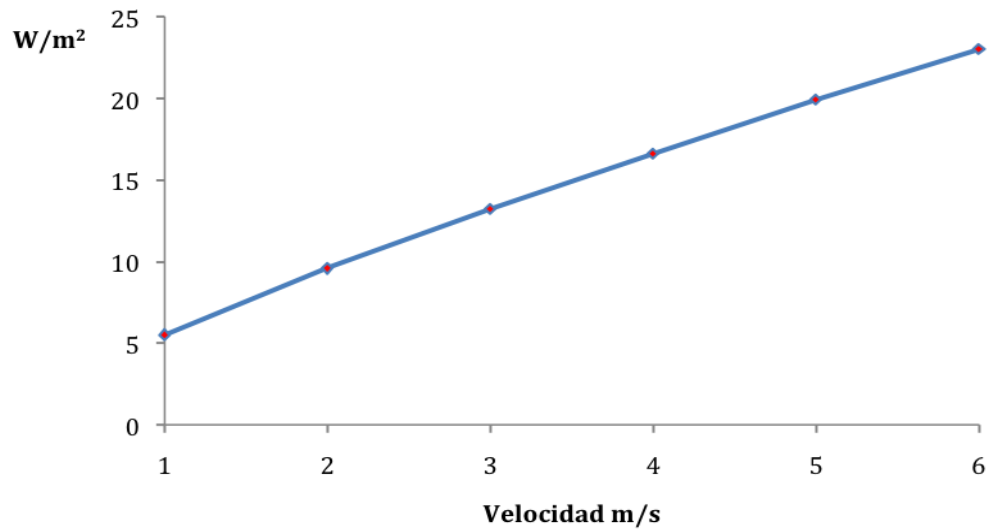
V: velocidad de flujo (m/s)

D: diámetro del cuerpo (m)

ν : viscosidad cinemática (m²/s)

Churchill y Bernstein, desarrollaron la siguiente correlación para el cálculo del número de Nusselt para un cilindro vertical de diámetro D [6]:

$$N_U = \frac{hD}{k} = 0,3 + \frac{0,62R_e^{1/2}P_r^{1/3}}{\left[1 + \left(\frac{0,4}{P_r}\right)^{2/3}\right]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{R_e}{282000}\right)^{5/8}\right]^{4/5} \quad (4.6.3)$$



Gráfica 10. Variación del coeficiente de transferencia de calor por convección forzada para un cilindro vertical de diámetro D, asumiendo temperatura de película de 30°C.

En convección libre, las fuerzas de flotación asumen el rol protagónico generando corrientes de convección natural, el número adimensional que define el flujo es el número de Rayleigh.

$$R_{Acr} = G_r * P_r = \frac{g\beta(T_s - T_\alpha)}{\nu^2} * P_r \quad (4.6.4)$$

Por encima de Rayleigh crítico (10^9) se tiene régimen turbulento; generalmente el cuerpo humano se encuentra sometido a un régimen laminar, adicional a ello cuando el diámetro del cilindro es mayor o igual de 0,3 m, los efectos de su curvatura se hacen despreciables, por lo tanto, se puede trabajar como una placa

vertical, así, el coeficiente de transferencia de calor por convección libre en W/m²K.

$$h \approx 2 \quad (4.6.5)$$

Cuando se presenta convección mixta debe identificarse cual de las dos predomina sobre el cuerpo, si $\frac{Gr}{Re^2} \leq 0,1$ la convección natural es despreciable, si $\frac{Gr}{Re^2} \geq 10$ la convección forzada es despreciable, si $0,1 \leq \frac{Gr}{Re^2} \leq 10$ deben considerarse los dos efectos para los cálculos de transferencia de calor desde el cuerpo [6].

Por lo tanto cuando se tiene flujo cruzado y la diferencia entre la temperatura ambiente y el cuerpo sea menor que 10°C y la velocidad del aire sea mayor a 5 m/s, los efectos de convección libre son despreciables, la incidencia de la convección como fenómeno transitorio en el confort, se detallará en la sección 5.

4.7. PÉRDIDAS POR RADIACIÓN

La transferencia de calor por radiación es el fenómeno de emisión de ondas electromagnéticas de un cuerpo por efecto de su temperatura superficial y está determinada por la ley de Stefan-Boltzmann [6]:

$$R = \varepsilon \sigma A_s (T_s^4 - T_{mr}^4) \quad (4.7.1)$$

Donde σ es la constante de Stefan-Boltzmann y equivale a 5,67E-08 W/m²K⁴ y ε representa la emisividad de la superficie; si el cuerpo se encuentra desnudo ε equivale a 0,97, por lo tanto para una persona desnuda de 70 kg de peso y 170 cm de talla la tasa de radiación en W/m² queda determinada:

$$R = 5.5 \times 10^{-08} A_s ((T_s + 273)^4 - (T_{mr} + 273)^4) \quad (4.7.2)$$

Donde A_s representa el producto del área efectiva de intercambio que equivale solo a una porción del área Dubois y la fracción del cuerpo que se encuentra vestida.

4.8. ECUACIÓN DE BALANCE DE CALOR

Debido que en el cuerpo no hay acumulación excesiva de calor, todo el calor producido por efectos metabólicos debe ser liberado al ambiente, el calor interno producido por el cuerpo representa una gran cantidad total de energía que debe ser disipada

$$P = K \pm C \pm R = A \quad (4.8.1)$$

De acuerdo con la ecuación 4.8.1 para que un cuerpo se encuentre en equilibrio térmico A debe ser igual a cero, donde A representa la acumulación de energía, si A es mayor que cero el cuerpo gana calor; si A es menor que cero hay pérdida de calor.

En el equilibrio térmico, la pérdida o acumulación depende de [9]:

1. Tasa metabólica
2. Humedad relativa: es la cantidad de vapor de agua contenida en un volumen determinado de aire [23]:

$$HR = \left(\frac{p_a}{p_{sa}} \right) \times 100(\%) \quad (4.8.2)$$

La humedad relativa debe estar, según la mayoría de los autores entre el 40 y el 60%. Si se sobrepasa el 70% se crean ambientes bochornosos, mientras que humedades inferiores al 30% pueden provocar alteraciones en vías mucosas y resequedad.

3. Temperatura ambiente
4. La vestimenta
5. La velocidad del aire
6. La temperatura media radiante

De acuerdo con esto, sustituyendo en las ecuaciones expresadas previamente, se obtiene la ecuación de balance de calor en (kcal/h):

$$\begin{aligned} & \frac{M}{A_{DU}}(1 - \eta) - 0.35 \left[1.92 T_p - 25.3 - p_a \right] - \frac{P_s}{A_{DU}} - \\ & 0.0023 \frac{M}{A_{DU}}(44 - p_a) - 0.0014 \frac{M}{A_{DU}}(34 - T_a) = \frac{T_p - T_R}{0.18 I_{cl}} = \\ & 3.4 \times 10^{-8} f_{cl} \left[(T_R + 273)^4 - (T_{mr} + 273)^4 \right] + f_{cl} h_c (T_R - T_a) \end{aligned} \quad (4.8.3)$$

Donde:

M: tasa metabólica (kcal/h m²)

Pa: es la presión del vapor de agua en mmHg

η: eficiencia mecánica del cuerpo (20%)

Ts: temperatura de la piel (°C)

Ps: pérdidas de calor con la sudoración (kcal/h)

A_{DU}: área Dubois (m²)

T_R: temperatura de la ropa (°C)

I_{cl}: índice de vestimenta

ffl: relación entre superficie desnuda y superficie vestida

hc: coeficiente de transferencia de calor por convección (kcal/h m²°C)

T_{mr}: temperatura media radiante (°C).

La temperatura de la piel (°C) [10].

$$T_s = 35.7 - 0.032 \frac{H}{A_{Du}} \quad (4.8.4)$$

A partir de la ecuación 4.8.3 se deduce la ecuación de confort (4.8.5) la cual expresa el balance de calor del cuerpo, de su resultado se obtiene la pérdida o ganancia de calor en (kcal/h):

$$\frac{M}{A_{DU}}(1-\eta)-0.35\left[43-0.061\frac{M}{A_{Du}}(1-\eta)-p_a\right]-0.42\left[\frac{M}{A_{Du}}(1-\eta)-50\right]$$

$$0.0023\frac{M}{A_{DU}}(44-p_a)-0.0014\frac{M}{A_{DU}}(34-T_a)=\frac{35.7-0.032\frac{M}{A_{Du}}(1-\eta)-T_R}{0.18I_{cl}}=$$

$$3.4\times 10^{-8}f_{cl}\left[(T_R+273)^4-(T_{mr}+273)^4\right]+f_{cl}h_c(T_R-T_a)$$

Cuando se realiza una actividad, la temperatura de la piel sufre alteraciones, por ejemplo, una persona sentada puede tener una temperatura corporal de 35°C, mientras que una persona que realiza ejercicio leve puede tener una temperatura de 34°C, es decir el cuerpo activa sus sistemas de enfriamiento, en el primer caso, las pérdidas se dan primordialmente por convección y radiación, mientras que, en el segundo caso, aparecen pérdidas por sudoración de forma considerable (gráfica 11). Así mismo, si el cuerpo se supone como un cilindro vertical y teniendo en cuenta que los efectos de la sudoración son tenidos en cuenta, cuando se realizan actividades por encima de 120 kcal/h m², se obtiene:

Si Pc es mayor que 60 kcal/h m²:

$$T_{ropa} = T_a + 0,016P_cV^{-0,8}$$

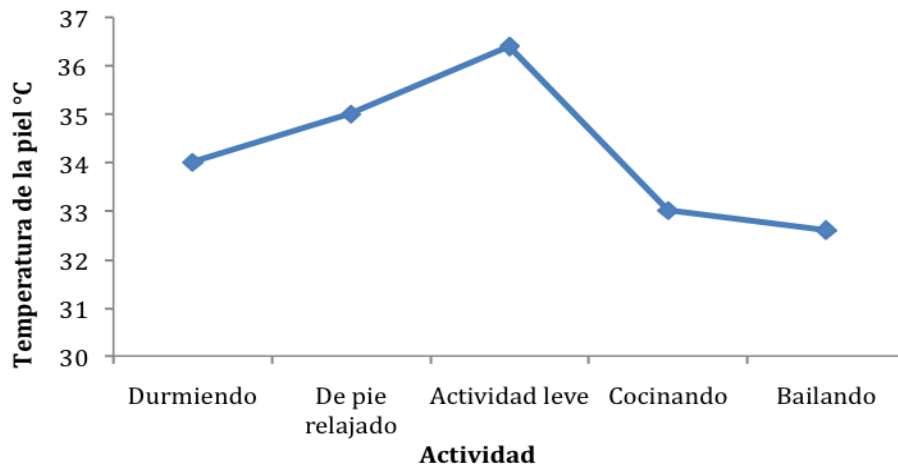
$$T_{piel} = 0,0288P_cI_{cl} + T_a + 0,016P_cV^{-0,8}$$

Si Pc es menor que 60 kcal/h m²:

$$T_{ropa} = T_a + 0,0646P_cV^{-0,8}$$

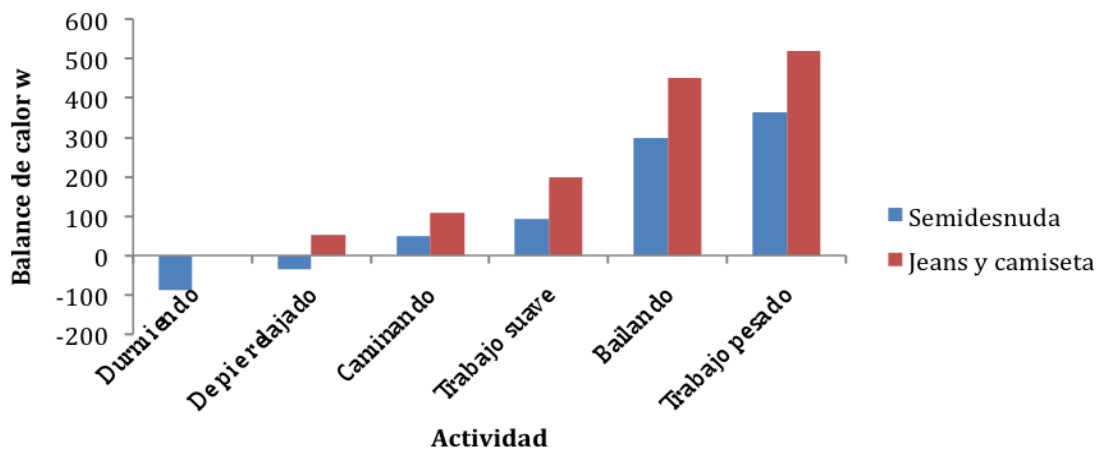
$$T_{piel} = 0,1152P_cI_{cl} + T_a + 0,0646P_cV^{-0,8}$$

Donde Ta es la temperatura ambiente en °C, Pc es la producción de calor metabólico en kcal/hm², V es la velocidad del aire, e I_{cl} es el indice de vestimenta.



Gráfica 11. Temperatura de la piel para diversas actividades, para una persona semidesnuda en un ambiente a 30°C y una velocidad de 1 m/s.

Para una persona de 70 kg y 170 cm de talla, con vestido entero, que realiza diversos tipos de actividad, asumiendo 30°C de temperatura ambiente, velocidad de aire de 0,1 m/s y una humedad de 67% (gráfica 12), el incremento de 1°C en la temperatura media radiante, generará aumentos por encima del 5% en el balance de calor para este caso.



Gráfica 12. Balance de calor para una persona que realiza diversas actividades vestido entero en un ambiente a 30°C y la temperatura media radiante toma los valores 20, 25 y 28°C.

4.9. PMV (Predicted Mean Vote)

La condición inicial para la sensación de confort es satisfacer la ecuación de balance de calor, si se desea comprobar la sensación de confort de una persona en un ambiente determinado, la ecuación de confort solo sirve como punto de partida, a partir de esto se desarrolló un índice que involucra todas estas variables.

RANGO	SENSACIÓN
-3	Frío
-2	Agradable
-1	Ligeramente agradable
0	Neutral
+1	Ligeramente tibio
+2	Tibio
+3	Caliente

Cuadro 8. Escala psico-física de ASHRAE [2].

Para valorar el confort se utiliza la escala psico-física de ASHRAE mostrada en el cuadro 8, el valor obtenido PMV (ecuación 4.9.1) corresponde a uno de los valores del cuadro, asociado a estos existirá una proporción de personas que no expresan agrado con el ambiente. Se define las personas insatisfechas como aquellas que con las condiciones microclimáticas otorgan una valoración entre [-2,-3] y [2, 3].

$$\begin{aligned}
 PMV = & \left(0.352 e^{-0.042 \left(\frac{M}{A_{Du}} \right) + 0.032} \right) \frac{M}{A_{DU}} (1 - \eta) - \\
 & 0.35 \left[43 - 0.061 \frac{M}{A_{Du}} (1 - \eta) - p_a \right] - 0.42 \left[\frac{M}{A_{Du}} (1 - \eta) - 50 \right] \\
 & 0.0023 \frac{M}{A_{DU}} (44 - p_a) - 0.0014 \frac{M}{A_{DU}} (34 - T_a) - \\
 & 3.4 \times 10^{-8} f_{cl} \left[(T_R + 273)^4 - (T_{mr} + 273)^4 \right] + f_{cl} h_c (T_R - T_a) \quad (4.9.1)
 \end{aligned}$$

La ecuación de confort proporciona una combinación de valores para las variables de confort térmico, bajo las cuales, se obtiene la sensación de confort para el

mayor porcentaje de personas. Los límites de uso para la ecuación 4.9.1 están determinados de la siguiente manera:

Actividad metabólica [46 – 232] W/m²

Aislamiento térmico de la ropa [0 – 2] Clo

Temperatura del aire [10 – 30] °C

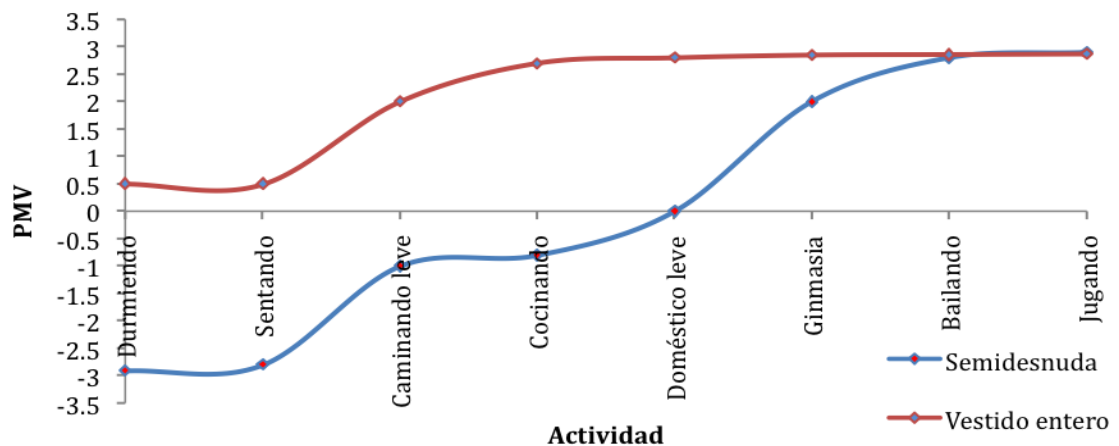
Temperatura media radiante [10 – 40] °C

Velocidad relativa del aire [0 – 1] m/s

Presión parcial del vapor de agua [0 -20] mmHg

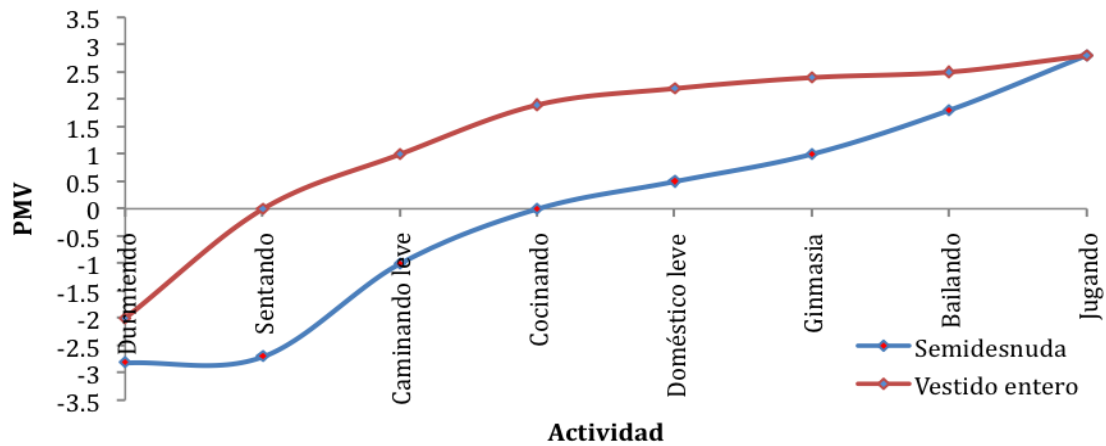
Humedad relativa [40 – 70] %

En las gráficas 13 y 14 se muestran los efectos de la variación de la temperatura media radiante en la sensación térmica. Se observa, que para una persona semidesnuda, la disminución de 3°C en la temperatura media radiante, implica que una persona alcance el equilibrio térmico con 25% menos de gasto energético.



Gráfica 13. Persona en un ambiente donde la temperatura ambiente igual a temperatura media radiante (28°C), 67% humedad, 0,5 velocidad aire.

Mientras que una persona con vestido entero, bajo estas condiciones particulares, se encontrará siempre en desequilibrio térmico llegando a valores críticos cuando realiza ejercicio intenso.



Gráfica 14. Persona en un ambiente a 28°C y una temperatura media radiante de 25°C, 67% humedad, 0,5 velocidad aire.

Conociendo la sensación térmica, podemos calcular el porcentaje de personas insatisfechas con el ambiente térmico a partir de la siguiente expresión [10]:

$$PPD = 100 - 95e^{(-0,03353PMV^4 - 0,2179PMV^2)} \quad (4.9.2)$$

La curva que es simétrica (Figura 11), muestra que hay un mínimo de 5% de personas insatisfechas cuando PMV es cero, este punto corresponde a la condición óptima de confort.

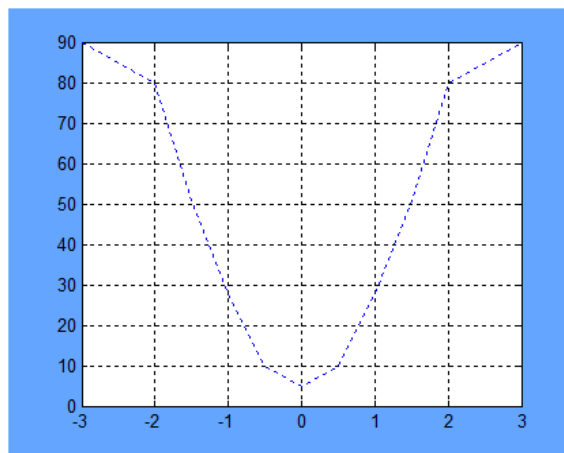


Figura 11. Curva de Fanger para encontrar el PPD (eje Y) mediante PMV [9].

5. INFLUENCIA DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN EN EL CONFORT TÉRMICO

El confort es un estado mental, existe una analogía entre condición mental y condición física y los ubica en el mismo plano atribuyendo la condición mental de un individuo al estado de equilibrio con su entorno, lo que garantiza su participación intelectual y de relaciones para alcanzar bienestar y calidad de vida. Los estados mentales corresponden a dimensiones más complejas que el funcionamiento orgánico del individuo. El concepto de estado mental incluye el bienestar subjetivo, la autonomía y potencial emocional, entre otros. Sin embargo, las precisiones de la Organización Mundial de la Salud (OMS) establecen que no existe una definición oficial sobre lo que es salud mental y que cualquier definición estará siempre influenciada por diferencias culturales, suposiciones, disputas entre teorías profesionales y la forma en que las personas relacionan su entorno con la realidad, etc. [26]. Por lo tanto, para garantizar la interacción humana y una apropiada salud mental, la temperatura ambiente debe oscilar entre 21° C y 26° C, y la humedad relativa entre 30% y 70% [13].

Se analizará entonces lo que sucede en el cuerpo cuando este se encuentra en un medio particular como el de un recinto, se establecerán dos casos y se evaluará la incidencia en la tasa de pérdida de calor del cuerpo.

Caso a. Cuerpo sometido a convección forzada externa: el número de Reynolds delimita el regimen de flujo, si, el cuerpo humano se modela como un cilindro vertical variando la velocidad del aire, se tiene [6]:

$$R_{ED} = \frac{VD}{\nu} \quad (5.1)$$

Se asume que el diámetro cambiará desde 0,3 hasta 0,6 metros mientras la longitud se mantiene constante 1,7 metros:

Temperatura corporal: 37,1°C

Temperatura ambiente entre 25°C - 32°C

Velocidad del aire entre 1 m/s

Con lo cual se obtienen los siguientes resultados:

D (m)	Re (1 m/s)
0,3	1,9 e 04
0,4	2,5 e 04
0,5	3,1 e 04
0,6	3,8 e 04

Cuadro 9. Variación del número de Reynolds como función del diámetro de un cilindro vertical para velocidad del viento 1 m/s.

Si se comparan los valores obtenidos en el cuadro 9 con el valor de Reynolds crítico para flujo externo ($Re_{cr} = 5 \times 10^5$) [6], se tiene que todos los valores anteriormente mencionados se encuentran en régimen laminar, se utilizará entonces la correlación empírica de Hilpert [18].

$$N_{UD} = \frac{hD}{k} = C Re_D^m Pr_r^{1/3} \quad (5.2)$$

Donde C y m de acuerdo con Incropera equivalen a 0,193 y 0,618 respectivamente.

Nu	h (W/m ² K)
75,5	6,62
90,25	5,93
103	5,44
116	5,08

Cuadro 10. Coeficiente de transferencia de calor por convección para un cilindro vertical para 1 m/s de velocidad del viento vale 0,3 hasta 0,6 metros de diámetro.

Por lo tanto la tasa de disipación de acuerdo con la ley de enfriamiento de Newton, variando el diámetro desde 0,3 hasta 0,6:

D (m)	q (W/m)
0,3	56,7
0,4	67,8
0,5	77,8
0,6	87

Cuadro 11. Tasa de disipación de calor por unidad de longitud cuando la velocidad del viento vale 1 m/s para un cilindro vertical desde 0,3 hasta 0,6 metros de diámetro, cuando la temperatura ambiente es 28° C.

Donde, como era de esperarse la tasa de disipación incrementa con el aumento del área superficial, se debe verificar entonces lo que sucede cuando cambian otros parámetros:

Velocidad del aire (m/s)	h (W/m ²)	Temperatura ambiente °C	Tasa de disipación(W/m)
1	5,93	28	67,8
2	9,1	28	104
3	11,7	28	133
4	14	28	160
5	16	28	183,38

Cuadro 12. Tasa de disipación de calor por unidad de longitud para un cilindro vertical de 0,4 metros de diámetro cuando la temperatura ambiente es de 28° C

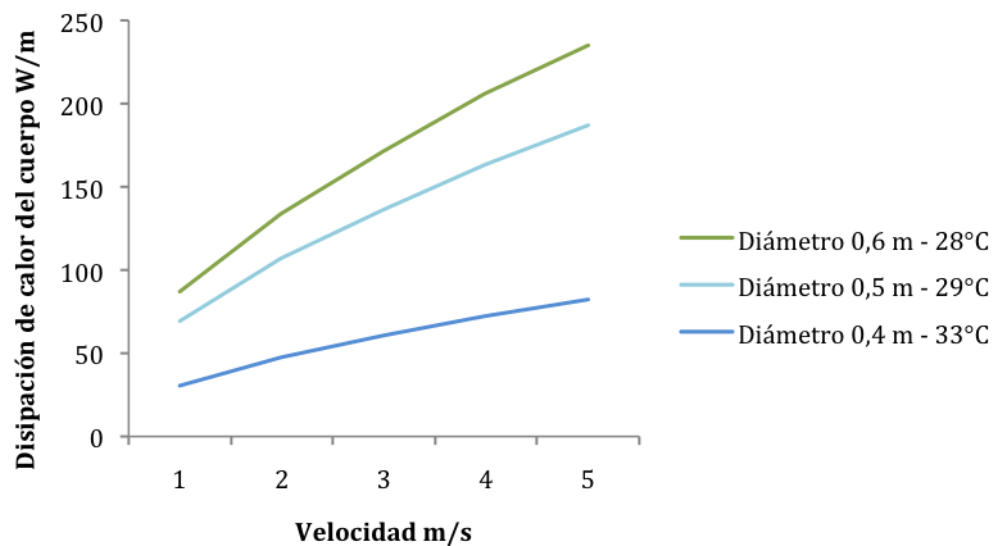
Velocidad del aire (m/s)	h (W/m ²)	Temperatura ambiente °C	Tasa de disipación(W/m)
1	5,45	28	77,8
2	8,36	28	119,48
3	10,74	28	153,51
4	12,8	28	183,38
5	14,73	28	210,5

Cuadro 13. Tasa de disipación de calor por unidad de longitud para cilindro vertical de 0,5 metros de diámetro cuando la temperatura ambiente es 28° C

Velocidad del aire (m/s)	h (W/m ²)	Temperatura ambiente °C	Tasa de disipación(W/m)
1	5,08	28	87,1
2	7,8	28	133,7
3	10,02	28	171,8
4	11,97	28	205
5	13,7	28	235,6

Cuadro 14. Tasa de disipación de calor por unidad de longitud para un cilindro vertical de 0,6 metros de diámetro cuando la temperatura ambiente es 28° C

Ahora se debe observar lo que sucede con la tasa de disipación de calor variando la velocidad del viento, el diámetro, y la temperatura del aire.



Gráfica 15. Disipación de calor del cuerpo asumido como un cilindro vertical, en el eje de las X muestra la velocidad y en el eje de las Y muestra la disipación de calor por unidad de longitud del cilindro.

Cuando la temperatura del ambiente (gráfica 15) se ha incrementado en 1°C, los efectos fundamentales muestran una reducción del 11% en la tasa de disipación de calor si se somete el cilindro a velocidades mayores a 3 m/s, mientras que a velocidades similares a 1 m/s se encuentra una reducción en la disipación de calor del 11,8% cuando la temperatura del aire incrementa 1°C.

Adicional a ello, se muestra una disminución en la tasa de disipación de calor del cilindro del 55% comparado con la temperatura inicial del aire de 28°C, es decir, cuando la temperatura del aire se acerca peligrosamente a la temperatura del cuerpo, la tasa de disipación decrece sustancialmente, ahora, si se somete el cuerpo a velocidades menores a 1 m/s la tasa de disipación de calor del cuerpo será prácticamente la misma para cualquiera de los tres diámetros, lo cual quiere decir que si se tiene flujo cruzado sobre un cuerpo y la temperatura ambiente es cercana a la temperatura del cuerpo, el incremento en la tasa de disipación se generará con velocidades de aire mayores a 5 m/s.

Caso b. Cuerpo sometido a convección libre: para un cilindro vertical sumergido en un medio donde los efectos fundamentales de la transferencia de calor están dados naturalmente se tiene [20]:

$$N_U = \frac{hL}{k} = CR_{aL}^n \quad (5.3)$$

Donde en la ecuación 5.3 Nusselt es una función del número de Rayleigh, este plantea la relación de los efectos de las fuerzas de flotación, dado que:

$$R_{aL} = G_r P_r = \frac{g\beta(T_s - T_a)L^3}{\nu\alpha} \quad (5.4)$$

Donde, el número de Grashoff plantea la relación entre fuerzas de flotación y fuerzas viscosas, por lo tanto juega el mismo papel en convección libre que Reynolds en convección forzada, define el régimen de flujo, de acuerdo con esto

el valor crítico del número de Rayleigh por encima del cual se tiene régimen turbulento es [20]:

$$R_{acr} = 10^9 \quad (5.5)$$

Para el cilindro vertical, el diámetro cambiará desde 0,3 hasta 0,6 metros mientras la longitud se mantiene constante 1,7 metros:

Temperatura corporal: 37,1°C

Temperatura ambiente entre 25°C - 33°C

Cuando la temperatura ambiente equivale a 28°C el número de Rayleigh toma un valor de 1,43 e 09 por lo tanto el cilindro vertical está sometido a un régimen turbulento, además si se cumple la condición 5.6 el cilindro vertical puede ser tratado como una placa vertical [18].

$$\frac{D}{L} \geq \frac{35}{G_r^{1/4}} \quad (5.6)$$

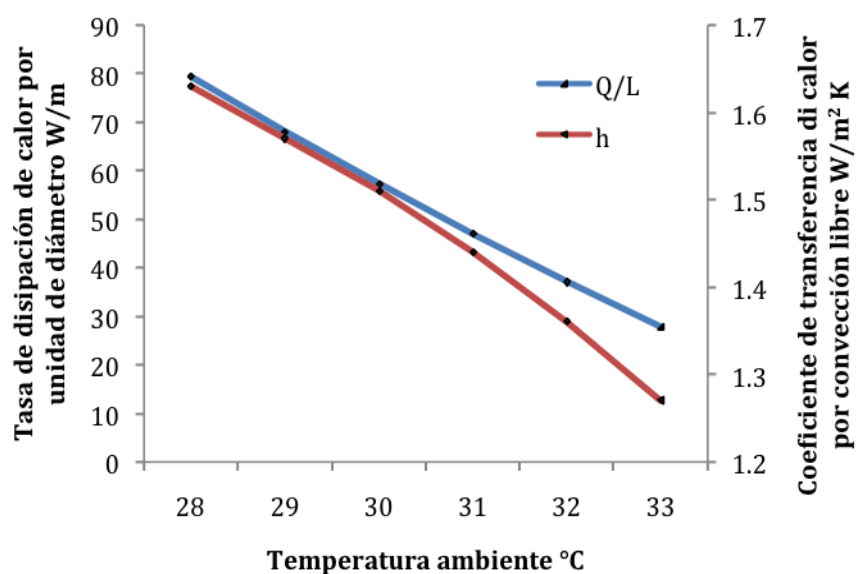
Esta condición se cumple solo cuando D es mayor a 0,3 metros, por lo tanto se puede modelar el cilindro como una placa vertical y para esto se utiliza la correlación desarrollada por Churchill y Chu [20]:

$$N_u = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 R_a^{1/4}}{\left[1 + (0,492 / P_r)^{9/16} \right]^{4/9}} \right\}^2 \quad (5.7)$$

El cuadro 15 muestra resultados del cálculo de la tasa de variación de disipación de calor, se observa que el incremento de 1°C en la temperatura ambiente produce un descenso del 14,4% en la tasa de disipación.

Temperatura ambiente °C	Coeficiente de transferencia de calor por convección libre ($\text{W/m}^2 \text{ K}$)	Tasa de disipación de calor por unidad de diámetro (W/m)
28	1,63	79,41
29	1,57	68
30	1,51	57,3
31	1,44	47
32	1,36	37,05
33	1,27	27,86

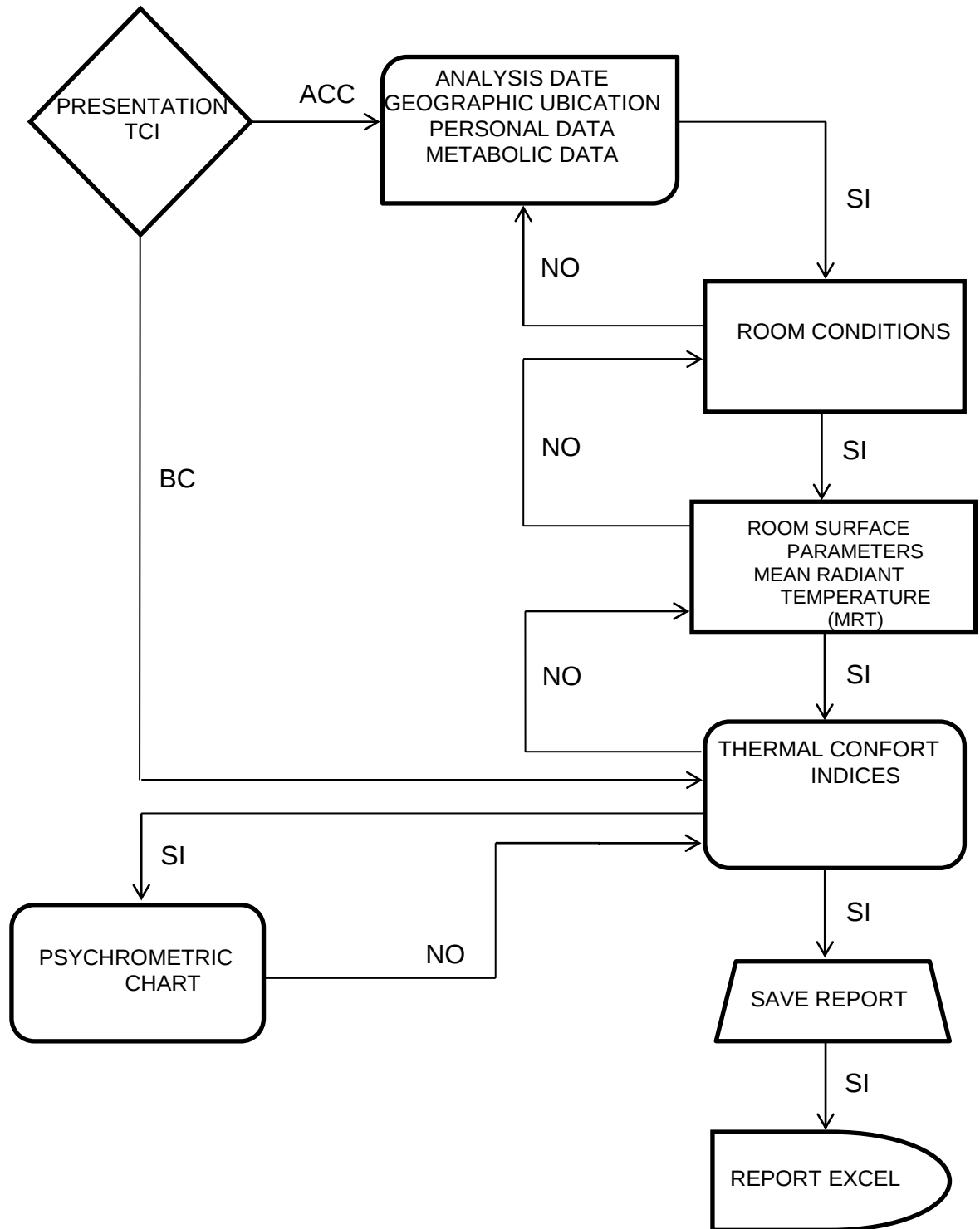
Cuadro 15. Variación del coeficiente y la tasa de disipación de calor por convección libre en un cilindro vertical



Gráfica 16. Variación de la tasa de disipación de calor por convección libre en un cilindro vertical

La gráfica 16 muestra que mientras el coeficiente de transferencia de calor se mantiene aproximadamente constante en valores bajos que no superan los $1,7 \text{ W/m}^2\text{K}$, se pueden alcanzar valores máximos de disipación para este caso.

6. CÁLCULO DE ÍNDICES DE CONFORT



Este capítulo describe el diseño de la aplicación desarrollada a nivel interno, y su progreso basado en los requerimientos funcionales a través de diferentes etapas

6.1. DISEÑO GRÁFICO DE LAS VENTANAS DE LA APLICACIÓN

Al ejecutar el software, la primera ventana que se aprecia es la información general acerca del programa (Figura 12), en donde aparece el nombre de la Universidad del Valle, el título “*Thermal Comfort Index*”, una pequeña descripción del programa y el nombre del autor. Para empezar debe hacerse clic en el botón *Access*, si se desea acceder a la ultima valoración desarrollada y verificar los resultados obtenidos, debe hacerse clic en el botón *Ultime*.

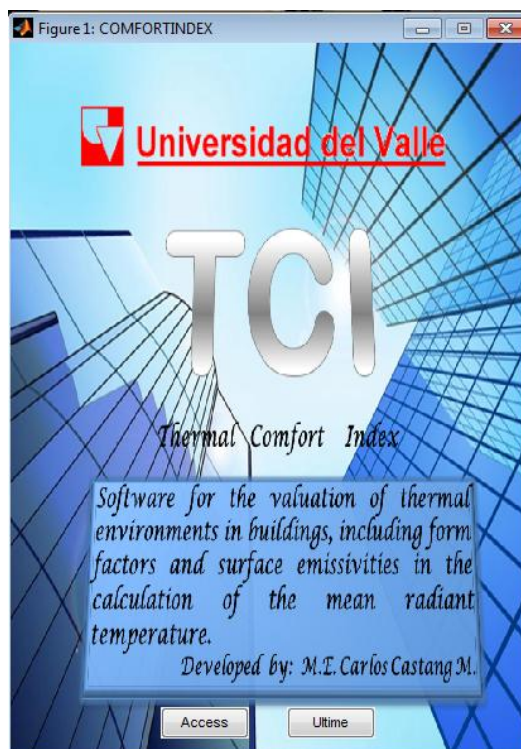


Figura 12. Ventana de inicio del software

Acto seguido se debe ingresar información relacionada al día, mes y año de iniciación del análisis del cálculo de los índices de confort térmico, así como la ubicación geográfica. Las cuatro ventanas anteriores contienen un botón

secundario que permite desplegar una serie de opciones y escoger entre ellas la adecuada como se ilustra en la Figura 13.

CALCULATION OF THERMAL COMFORT INDICES

ANALYSIS DATE

Day 13 Mon May Yea 2013

GEOGRAPHIC UBICATION

Cali, Valle

PERSONAL DATA

WEIGHT 80 Kg

HEIGHT 180 cm

SEX Male

DUBOIS AREA 2.03 m²

METABOLIC DATA

ACTIVITY Sleeping

METABOLIC RATE 35 Kcal/h·m²

MECH-EFFICIENCY 0 %

DRESS Shorts

CLO 0.04

fcl 1.012

Day

Day	Check
1	☐
2	☐
3	☐
4	☐
5	☐
6	☐
7	☐
8	☐
9	☐
10	☐
11	☐
12	☐
13	☒
14	☐
15	☐
16	☐
17	☐
18	☐
19	☐
20	☐
21	☐
22	☐
23	☐
24	☐
25	☐
26	☐
27	☐
28	☐
29	☐
30	☐
31	☐

Year

Year	Check
2012	☐
2013	☒
2014	☐
2015	☐
2016	☐
2017	☐
2018	☐
2019	☐
2020	☐

Month

Month	Check
January	☐
February	☐
March	☐
April	☐
May	☒
June	☐
July	☐
August	☐
September	☐
October	☐
November	☐
December	☐

City

City	Altit...	Latitude	Check
Cali, Valle	1080 3 27 26		☒
Bogota, DC	2600 4 35 53		☐
Medellin, Ant	1479 6 13 75		☐
Barranquilla, ...	130 10 59 16		☐

Next >

Figura 13. Información general

A continuación debe ingresarse la información personal del individuo en el lado izquierdo de la ventana anterior, correspondiente al peso en kilogramos (kg), la altura en centímetros (cm) y el sexo que contiene un botón desplegable para escoger la opción femenino o masculino, de esta manera el programa genera el área Dubois en metros cuadrados (m²). Una vez realizado este paso se ingresarán los datos de actividad metabólica, por medio de un botón desplegable se buscará la actividad que está realizando el individuo (durmiendo, limpiando la casa, caminando, bailando, etc.), luego debe presionarse en el botón OK para poder guardar los datos seleccionados.

Luego se elegirá la vestimenta por medio de un botón desplegable cuyas opciones son: desnudo, pantalones cortos, etc. Nuevamente se guardarán los datos señalando el botón *OK* , finalmente se dará clic en el botón *Next* para continuar con la valoración.

The figure displays three screenshots of the COMFORTINDEX software interface. The main window, titled 'Figure 1: COMFORTINDEX', is for the 'CALCULATION OF THERMAL COMFORT INDICES'. It includes fields for 'ANALYSIS DATE' (Day 13, Mon, May, Yea 2013) and 'GEOGRAPHIC UBICATION' (Cali, Valle). Below these are sections for 'PERSONAL DATA' (WEIGHT 80 Kg, HEIGHT 180 cm, SEX Male, DUBOIS AREA 2.03 m²) and 'METABOLIC DATA' (ACTIVITY Sleeping, METABOLIC RATE 35 Kcal/h·m², MECH-EFFICIENCY 0 %, DRESS Shorts, CLO 0.04, fcl 1.012). A 'Next >' button is at the bottom.

Two arrows point from the 'METABOLIC DATA' section to two smaller windows. The first window, titled 'Figure 1', shows a table of activities with columns for 'Activity', 'Metabolic rate...', 'Mechanical effic...', and 'Check'. The second window, also titled 'Figure 1', shows a table of activities with columns for 'Activity', 'Clo Indice', 'fcl', and 'Check'.

Activity	Metabolic rate...	Mechanical effic...	Check
Sleeping (0.7 met)	35	0	☐
Reclining (0.8 met)	40	0	☐
Seated quiet (1.0 met)	50	0	☐
House cleaning (2.0 - 3.4 met)	170	0.1000	☐
Walking 0.9 m/s (2.0 met)	100	0	☐
Teach (1.7 met)	80	0	☐
Cooking (1.6 - 2.0 met)	100	0.1000	☐
Writing (1.0 met)	55	0	☒
Dancing (2.4 - 4.4 met)	220	0	☐
Standing relaxed (1.2 met)	80	0	☐
Reading seated (1.0 met)	55	0.1000	☐
Typing (1.1 met)	65	0.2000	☐
Filing standing (1.4 met)	80	0.3000	☐
Lifting packing (2.1 met)	120	0.3500	☐
Walking 6.4 Km/h (3.8 met)	220	0.4000	☐

Activity	Clo Indice	fcl	Check
Nude	0	1	☐
Shorts	0.1000	1.0300	☐
Typical tropical cl...	0.4000	1.1200	☒
Trousers long shirt	0.6100	1.1830	☐
Trousers short-s...	0.5700	1.1710	☐
Walking shorts s...	0.3600	1.1080	☐
Overalls	0.9000	1.2700	☐
Typical bussines...	1	1.3000	☐
Light outdoor spo...	0.9000	1.2700	☐
Light working en...	0.5000	1.1500	☐
Heavy European ...	1.5000	1.4500	☐

Figura 14. Datos personales y metabólicos

Luego, se introducen en la parte superior izquierda las condiciones de la habitación, inicialmente se insertan las dimensiones del recinto: largo, ancho y alto en metros (m). A continuación, se ingresan datos adicionales del cuarto como humedad relativa, temperatura del aire (°C) y velocidad del viento (m/s) (Figura 15). Finalmente se hará clic en el botón *Next* para continuar, si se desea ingresar un nuevo valor en los datos personales o en los datos metabólicos se debe

seleccionar el botón *Back* para regresar a la ventana anterior. A si mismo se muestra una ilustración en la parte derecha con las dimensiones de la habitación.



Figura 15. Condiciones de la habitación

En la siguiente interfaz (Figura 16) se presentan en la parte izquierda de la ventana, los parámetros de superficie de la habitación, en donde se debe digitar los valores de temperatura ($^{\circ}\text{C}$) de cada una de las 6 superficies que componen el recinto, para cada temperatura se encuentra un botón desplegable del valor de emisividad de algunos de los materiales de construcción más usados, como: ladrillo, cemento, hormigón, yeso, madera entre otros, luego de seleccionar la emisividad adecuada se debe hacer clic en el botón *OK*, inmediatamente, el programa calculará con las ecuaciones deducidas previamente, en la parte superior derecha la temperatura media radiante (sección 3) en grados centígrados ($^{\circ}\text{C}$) y en la parte inferior derecha los factores de forma (sección 2) para una persona sentada en el centro de un recinto.

Finalmente se hará clic en el botón *Next* para continuar, si se desea cambiar las condiciones de la habitación se debe seleccionar el botón *Back* para regresar a la ventana anterior.

The screenshot shows the 'COMFORTINDEX' software window. It is divided into two main sections: 'ROOM SURFACE PARAMETERS' on the left and 'MEAN RADIANT TEMPERATURE (MRT)' on the right. The left section lists six surfaces: RIGHT WALL, LEFT WALL, BACK WALL, FRONT WALL, FLOOR, and ROOF. Each surface has a temperature input field (all set to 24 or 25 °C) and an emissivity input field (all set to 0.93). To the right of each emissivity field is a dropdown menu currently showing 'Red Brick'. The right section displays the calculated MRT as 24.38 °C and a 'VIEW FACTOR FOR SEATED PERSON IN THE MIDDLE OF ROOM' for each surface: RIGHT WALL (0.18), LEFT WALL (0.18), BACK WALL (0.12), FRONT WALL (0.12), FLOOR (0.29), and ROOF (0.12). At the bottom are '< Back' and 'Next >' buttons. A smaller window titled 'Figure 1' is open to the right, showing a table of material emissivities and check boxes.

Material	Emissivity	Check
Red Brick	0.9300	☐
Cement	0.9600	☐
White cement	0.8500	☐
Concrete	0.8800	☐
White paint	0.2600	☒
Aluminum foil	0.0700	☐
Wood	0.8200	☐
Black paint	1	☐
Plaster	0.9000	☐

Figura 16. Parámetros de superficie de la habitación

Finalmente se presenta en la parte izquierda de la Figura 17 una compilación de datos ingresados anteriormente como la humedad relativa, la velocidad del viento y la temperatura del aire, además se encuentran datos como la temperatura media radiante que consta de un botón que al ser desplegado permite acceder rápidamente a las opciones de temperatura de la habitación. Así mismo se hallan los botones *CLOTHING INDEX* (índice de Clo) y *MET-RATE* (tasa metabólica), que tienen un botón desplegable para cambiar las condiciones de la actividad y la vestimenta realizada, posteriormente se encuentra el coeficiente de transferencia de calor por convección ($\text{kcal/h}\cdot\text{m}^2\cdot^\circ\text{C}$). En la parte superior se visualiza el índice de sensación térmica deseada (PMV) y el porcentaje de personas insatisfechas con el ambiente térmico (PPD) (sección 4), el cual es calculado internamente por el programa, a partir de la interpolación de la curva de Fanger con PMV tal como se muestra en la parte derecha de la figura 20. Una vez calculado el índice de

confort térmico, se puede regresar pulsando el botón *Back* para realizar cambios en los valores ingresados, así mismo esta ventana permite obtener la carta psicrométrica haciendo clic en el botón *Psychrometric chart* y establecer cuales son las zonas de confort posibles a través de la variación de parametros ambientales, además, tecleando el botón *Finalize* se despliega la opción de guardar el reporte generado en el que se debe ingresar el título en la caja de texto *NAME*, y pulsando el botón *Save* se crea automáticamente una instancia de extensión .xls que contendrá todos los datos de entrada y salida del programa el cual se almacenará en el escritorio del computador facilitando un acceso rápido.

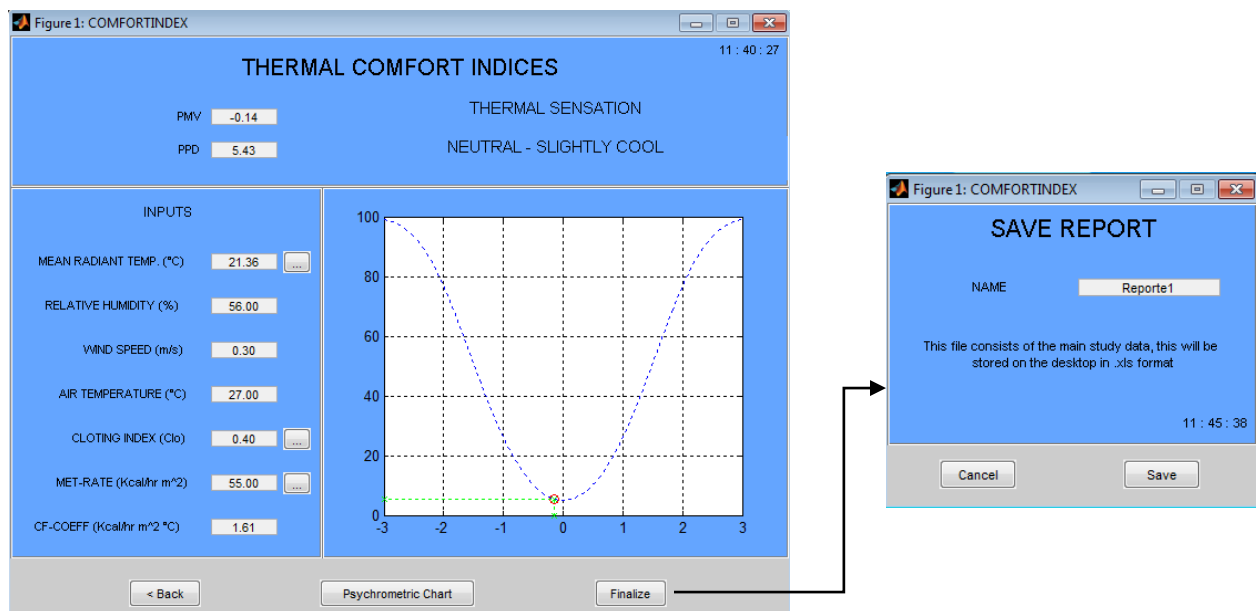


Figura 17. Índices de confort térmico

La interfaz anterior permite abrir la ventana denominada carta psicrométrica, el cual es otro método de obtención de la sensación térmica visualizando el rango de valores de la humedad relativa con base en la temperatura ambiente dada (Figura 18). En la parte izquierda también se muestran los valores del PMV, el PPD, la temperatura media radiante, la velocidad del viento, el índice de clo, la actividad y

la temperatura ambiente. También se halla el botón *Back* para regresar a la curva de Fanger y realizar cambios.

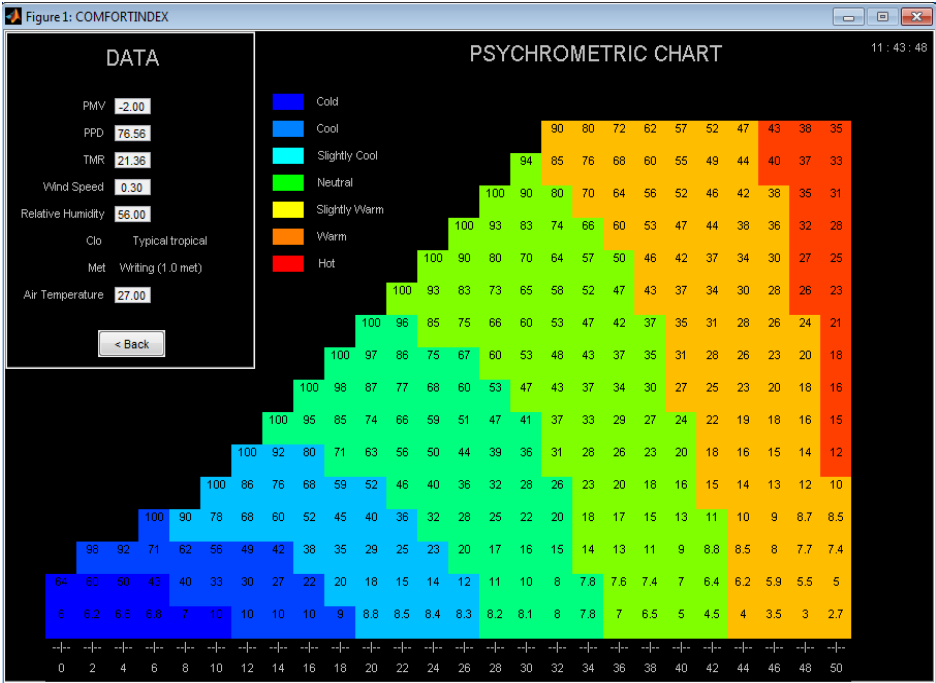


Figura 18. Carta psicrométrica

Finalmente al buscar en el escritorio del computador el reporte guardado, se encuentra un archivo de Excel que al ser abierto muestra de una forma ordenada los datos ingresados de la ubicación geográfica, la persona, las condiciones de la habitación y los datos calculados por el programa los cuales son los factores de forma de cada superficie del recinto, la temperatura media radiante, el PMV y el PPD (Figura 19).

TCI-análisis 1 [Modo de compatibilidad] - Microsoft Excel

Inicio Insertar Diseño de página Fórmulas Datos Revisar Vista

Cortar Copiar Pegar Copiar formato Portapapeles Fuente Alineación Combinar y centrar General Formato condicional Dar formato como tabla Estilos de celda Insertar Eliminar Formato Celdas Autosuma Rellenar Ordenar y filtrar Buscar y seleccionar Modificar

N26 fx

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P
1	DATA REPORT TCI															
2																
3																
4	Inputs: Geographic ubication				Inputs: Room conditions				Outputs: View factors for seated person				Outputs TCI			
5																
6	Date	13-may-13	dd:mm:aa		Long	4	m		Right wall view factor	0,180474403		TMR	21,35833743	°C		
7	Start time	11:31:36	hh:mm:ss		Width	3	m		Left wall view factor	0,180474403		PMV	-0,143479802			
8	End time	11:50:07	hh:mm:ss		High	2,5	m		Front wall view factor	0,116409815		PPD	5,426539404			
9	City	Calí, Valle			Right wall temperature	24	°C		Back wall view factor	0,116409815						
10	Air temperat	27	°C		Left wall temperature	25	°C		Roof view factor	0,119496436						
11	Relative Hun	56	%		Front wall temperature	24	°C		Floor view factor	0,286735128						
12	Air speed	0,3	m/s		Back wall temperature	25	°C									
13					Roof temperature	25	°C									
14					Floor Temperature	25	°C									
15	Inputs: Person				Right wall emissivity	0,26										
16					Left wall emissivity	0,26										
17	Sex	Femenino			Front wall emissivity	0,26										
18	Weight	50	Kg		Back wall emissivity	0,26										
19	Height	163	cm		Roof emissivity	0,96										
20	Activity	Writing (1.0 met)			Floor emissivity	0,96										
21	Dress	Typical tropical clothing														
22																
23																

Hoja1 Hoja2 Hoja3

Listo 100% Mostrar escritorio

ES 11:58 a.m. 13/05/2013

Figura 19. Reporte de Excel

7. CONCLUSIONES

- Un ligero cambio en la actividad incrementa la tasa de sudoración en 24%, estas variaciones son perceptibles cuando se producen en el cuerpo más de 120 kcal/h es decir 1,3 Met.
- Cuando la temperatura ambiente aumenta 1°C, la tasa de pérdida desciende en una proporción mayor a 5%, esto debido a que se reduce la tasa de pérdida de calor por convección entre el aire ambiental aspirado y los pulmones.
- Cuando la persona se encuentra realizando actividades de trabajo pesado por encima de los 250 W/m² de tasa de producción metabólica las pérdidas por difusión de vapor de agua a través de la piel empiezan a desaparecer y solo se tienen en cuenta las pérdidas por sudoración que equivalen al 78%, de las pérdidas totales, las pérdidas con la respiración equivalen a 20% y el 2% restante se presentan por difusión de vapor a través de la piel
- Cuando se genera un leve incremento en la actividad metabólica por encima de 120 W/m² existirá desequilibrio por calor, 1°C de incremento en la temperatura media radiante causará un aumento del 3% en el índice de sudoración así como un aumento de 8 W en el balance de calor.
- Cuando la temperatura media radiante es igual a la temperatura del ambiente notamos que el punto de equilibrio térmico esta dado por tasas metabólicas desde 150 W/m², es decir para estar confortable con estas combinaciones la persona debe realizar un trabajo físico leve, si incrementa su tasa metabólica entrará indefectiblemente en una zona de discomfort por calor.
- La magnitud de la energía reflejada para una superficie con alta emisión en el total de la energía que disipa una superficie no es superior al 1,5%, De acuerdo con esto podemos inferir que con un error menor al 2% la radiosidad de una superficie depende exclusivamente de la temperatura.

- Así varíen todas las dimensiones de un recinto en cualquier proporción, si mantenemos las temperaturas de superficie y su emisividad en un valor constante la temperatura media radiante se mantendrá constante.
- Cuando varía la emisividad desde 0,93 hasta 0,86, observamos que hay una reducción del 1,4% en la temperatura media radiante
- El área de intercambio es prácticamente igual que el área de superficie corporal, lo que supondría que todo el cuerpo esta intercambiando radiación con las superficies.
- El área más grande de un recinto no tendrá un factor de forma mayor a 0,34.
- La emisividad en los elementos conductores incrementará abruptamente desde 0,1 hasta 0,5 cuando el ángulo de emisión varía desde 45 hasta 80° todo esto se debe a la naturaleza espectral de la radiación y al comportamiento propio de las ondas electromagnéticas.
- Existe proporcionalmente más emisión a longitudes de onda más bajas al aumentar la temperatura, de aquí que la emisividad aumenta al disminuir la longitud de onda, con lo que la emisividad aumentará al aumentar la temperatura superficial.
- Cuando la temperatura del ambiente se ha incrementado en 1°C, los efectos fundamentales de convección muestran una reducción del 11% en la tasa de disipación de calor si sometemos el cuerpo a velocidades mayores a 3 m/s, mientras que a velocidades similares a 1 m/s se encuentra una reducción en la disipación de 11,8% cuando la temperatura del aire incrementa 1°C.
- Cuando la temperatura del aire aumenta 1°C, y la temperatura del cuerpo se mantiene constante, el coeficiente de transferencia de calor disminuye 3%, este descenso genera un incremento de por lo menos el 4% en el tiempo que tardará el cuerpo en variar su temperatura desde 39°C hasta 37°C.

RECOMENDACIONES

- Para llevar a cabo el cálculo de la temperatura media radiante es necesario introducir manualmente el valor de las temperaturas de cada una de las superficies, esto significa que debe tenerse disponible un sensor de temperaturas que indique un valor real, para evitar esto, el valor de las temperaturas superficiales puede calcularse a través de un análisis solar seleccionando la orientación de la fachada principal e introduciendo en el programa, los valores de elevación y orientación del sol, así como la magnitud de la irradiación solar, a partir de esto se puede calcular por transferencia de calor la magnitud de la temperatura de cada una de las superficies, además permitirá el cálculo de la temperatura media radiante en ambientes externos.
- Para mayor exactitud, pueden encontrarse las ecuaciones de las curvas de la carta psicrométrica y ajustar la carta actual.
- Para un valor más cercano de la temperatura media radiante se recomienda estudiar e incluir la naturaleza tensorial de la emisividad superficial.
- Es posible encontrar un índice de confortabilidad a partir de un análisis transitorio, calculando el tiempo que tarda un individuo en alcanzar el equilibrio térmico con el ambiente en el que se encuentra, modelando el cuerpo como un sólido semi infinito.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] «Academia online,» Testo Argentina S.A, 2010. [En línea]. Available: <http://www.academiatesto.com.ar/cms/?q=tablas-de-emisividad>. [Último acceso: 23 Junio 2013].
- [2] ASHRAE, Fundamentals of Thermal Comfort, Boston: ASHRAE, 2005.
- [3] BEZINGER, T.: Heat and temperature fundamentals of medical physiology, New York: Hutchinson & Ross, 1980.
- [4] BREBNER, D.: The diffusion of water vapour through human skin, New York: Wiley and sons, 1956.
- [5] KANTOR, N. y UNGER, J.: «The most problematic variable in the course of human biometereological comfot assessment the mean radiant temperature,» *Central European Journal of Geoscience*, vol. 3, nº 1, pp. 90-100, 2011.
- [6] CENGEL, Y.: Transferencia de calor, México: Mc Graw Hill, 2004.
- [7] CZAJKOWSKI, G.: Diseño bioclimático y economía energética edilicia. Fundamentos y métodos, La Plata: UNLP, colección cátedra, 1994.
- [8] DATTA, S. y RAMANATHAN, S.: «Energy expenditure in work predicted from heat rate and pulmonary ventilation,» *Journal of applied physiology*, vol. 26, nº 3, pp. 297 - 302, 1969.
- [9] DURAN, C.: «redalyc.org,» 2006. [En línea]. Available: <http://www.redalyc.org/articulo.oa?id=64326103>. [Último acceso: 02 junio 2013].
- [10] FANGER, P.: Thermal confort. Analysis and applications in environmental engineering, United States: Mc Graw Hill, 1972.
- [11] FERNÁNDEZ, J. y MUÑOZ, A.: Climatización, cálculo e instalaciones, Barcelona: Ceac, S.A, 1980.
- [12] FLOREZ, M.: «Cold induced thermoregulation and biological aging,»

Physiological reviews, vol. 78, nº 2, pp. 339-358, 1998.

- [13] GIVONI, B.: Man, climate and architecture, London: Applied Science publishers, 1976.
- [14] GÓMEZ, C.: «Desarrollo de un sistema de control de climatización de un edificio, basado en sistemas de inteligencia ambiental y dispositivos móviles,» Universidad Autónoma de Madrid, Madrid, 2012.
- [15] GRUNDY, S.: «Obesity, metabolic syndrome and cardiovascular disease,» *The Journal of Clinical Endocrinology & Metabolism*, vol. 89, nº 6, pp. 2595-2600, 2004.
- [16] GUYTON, A.: Tratado de fisiología médica, Madrid: Mc Graw Hill, 1996, p. 291.
- [17] HAYCOCK, G., SCHWARTZ, G., y WISOTSKY, D.: «Geometric method for measuring body surface area: A height-weight formula validated in infants, children and adults,» *The Journal of Pediatrics*, vol. 93, nº 1, pp. 62-66, 1978.
- [18] INCROPERA, F.: Fundamentos de transferencia de calor, México: Wiley & sons, 1996.
- [19] INOUE, M., THORU y HICK, F.: «effect of relative humidity on heat loss of men exposed to environments OF 80 TO 72 °F,» *ASHVE Journal*, vol. 25, nº 8, p. 314, 1953.
- [20] LIENHARD, J.: A heat transfer textbook, Massachusetts: Phlogiston press, 2008.
- [21] TAYLOR, C.: «Respiratory heat exchange with varying temperatures and humidity of inspired air,» *Journal of Applied Physiology*, vol. 4, nº 2, pp. 121-135, 1951.
- [22] MONDELO, P.: Diseño de puestos y espacios de trabajo. Confort y estrés térmico, Barcelona: Alfaomega, 2004.
- [23] MORRISON, S.: «central pathways controlling brown adipose thissue thermogenesis,» *News Physiol*, vol. 19, nº 2, pp. 67-74, 2004.

- [24] NIELSEN, B.: «Efectos del estrés por calor y trabajo en ambientes calurosos, calor y frio, riesgos generales,» de *Enciclopedia de salud y seguridad en el trabajo*, Madrid, Ministerio de Trabajo y Asuntos Sociales, Subdirección General de Publicaciones, 1998, p. 42.5.
- [25] SANTAMOURIS, M.: «Scribd.com,» RenewableEnergyPaper , 25 Diciembre 2012. [En línea]. Available:
<http://es.scribd.com/doc/117906562/Santamouris-2005-Passive-Cooling-of-Buildings>. [Último acceso: 14 Junio 2013].
- [26] WEARE, K.: Promoting Mental, Emotional, and Social Health: A Whole School, London: Routledge Taylor & francis Group, 2002.
- [27] YAGLOU, C.: A method for improving the effective temperature index, Boston: ASHVE Transactions, 1947.