



*Editorial de la
Universidad Tecnológica Nacional*

**Climatización considerando el ahorro de energía
y el confort térmico de las personas en ambientes
dedicados a tareas de oficina**

*Tesis de maestría de **José Luís TORRES**
Facultad Regional Santa Fe
Laboratorio de Sistemas de Control (LSC)
Universidad Tecnológica Nacional – U.T.N.*

*Aprobada por Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional de
San Juan para el otorgamiento del grado académico de
MAGISTER EN INGENIERÍA*

Director de tesis: Ing. Marcelo L. Martin

Jurado de tesis:

Ing. Marcelo L. Martin *Instituto de Automática Universidad Nacional de San Juan*

Dr. Jorge R. Vega *Instituto de Desarrollo Tecnológico para la Industria Química
CONICET -UNL*

Fecha de la defensa oral: 23 de abril de 2010

Editorial de la Universidad Tecnológica Nacional – edUTecNe
<http://www.edutecne.utn.edu.ar>
edutecne@utn.edu.ar

© [Copyright] La Editorial de la U.T.N. recuerda que las obras publicadas en su sitio web son de libre acceso para fines académicos y como un medio de difundir el conocimiento generado por autores universitarios, pero que los mismos y edUTecNe se reservan el derecho de autoría a todos los fines que correspondan.

José Luis Torres
Climatización Considerando el Ahorro de Energía y el Confort
Térmico de las Personas en Ambientes Dedicados a Tareas de oficina.

1ª Edición. Octubre 2010. Santa Fe, Argentina. 21x15 cm.

1. Climatización. I. Título

ISBN 978-987-05-9162-7

CDD 697.03

©2010 José Luis Torres

*A mi esposa Karina... por haber estado a mi lado cuando más lo
necesitaba, este logro también es tuyo mi amor.
A mi familia... porque sin esperar nada a cambio me brindaron todo.
A Dios... por protegerme durante el camino recorrido.*

Agradecimientos

Quisiera expresar mi agradecimiento a las personas, que hicieron posible o facilitaron mi tarea, para que esta tesis pudiera realizarse. Especialmente a mi director Marcelo Martin por su constante apoyo, inagotable predisposición y por las enseñanzas transmitidas. También quisiera agradecer a los profesores, becarios y apoyo técnico que forman parte del INAUT, por haberme hecho sentir uno más. Agradecer a Ernesto Kuchen por la valiosa información suministrada.

No puedo dejar de agradecer la Universidad Tecnológica Nacional Facultad Regional Santa Fe que financió mis estudios, en especial a Raúl Regalini por haber confiado en mí para la concreción de este proyecto. Agradezco la colaboración de Elbio Vaillard y Jorge Vega, también pertenecientes a esta casa de altos estudios.

Darles las gracias a todos los que me dieron fuerzas para concretar este importante logro, a mi esposa Karina y su familia, a mis padres y hermanos, a mis tíos y primos. A todos les digo muchas gracias.

En el presente trabajo de tesis se desarrolla un modelo para el análisis de validación y control del clima de un ambiente dedicado a tareas de oficina, considerando el confort térmico de sus ocupantes. El confort térmico de las personas puede ser definido como “*aquella condición mental que expresa satisfacción con el ambiente térmico*”. En la actualidad el confort de las personas está implícito en el diseño de cualquier tipo de ambiente, más aún cuando se desea controlar el clima para mejorar la eficiencia de los ocupantes en un espacio de trabajo. Para determinar los factores y variables que se requieren controlar para lograr ambientes confortables, se necesita realizar un estudio más preciso de los fenómenos térmicos producidos en los ambientes, analizando su comportamiento en función del clima exterior y las perturbaciones interiores. Por esta razón se desarrolla en un ambiente de simulación, un modelo del comportamiento térmico de una oficina real ocupada por personas que se dedican a tareas de oficina. La validación se obtiene a través de mediciones obtenidas por medio de sensores.

En el lazo de control se introduce un índice de disconformidad, el cual cumple la función de la variable controlada. Existen varios modelos de índices desarrollados para cumplir con este objetivo, aquí se presentan algunos y se realiza la elección del modelo que se utiliza para el diseño del controlador. Para realizar el control se aprovecha la capacidad que poseen las redes neuronales para adaptarse a los cambios producidos en las múltiples variables que entran en juego en el control de procesos dinámicos. De las experiencias realizadas es posible confirmar que, con el controlador convencional de temperatura, no es posible asegurar que el PMV (de sus siglas en inglés - Predicted Mean Vote) se encuentre dentro del rango aceptable de confort dependiendo fundamentalmente de la temperatura de set point que se fija en el controlador. La tarea de seleccionar la temperatura adecuada no es sencilla. Si bien

el concepto de confort térmico esta íntimamente ligado a los beneficios que brinda en cuanto a la eficiencia en el trabajo de las personas, algunas veces esto se contrapone con el objetivo de disminuir el consumo de energía. Particularmente se diseñan estrategias de control del confort térmico con el objeto de disminuir el consumo de la energía propiedad del equipo de climatización. Mediante estas estrategias se obtuvo una disminución significativa del consumo de energía. En este último punto se demuestra además la muy buena capacidad que poseen los controladores basados en lógica difusa (fuzzy logic) cuando se requiere la representación, manipulación y aplicación del conocimiento humano para controlar un sistema (en este caso la apertura de ventanas). Además se establecen algunas consideraciones a tener en cuenta a la hora de disminuir el consumo de energía, sin desprestigiar los requerimientos para mantener el confort térmico. Los métodos utilizados aquí podrían llegar a ser utilizados junto con otros controladores de confort térmico.

This thesis presents the analysis and validation of a model that is proposed for climate control of an office work environment. The proposed model includes the concept of thermal comfort for their occupants, which can be defined as "that condition of mind which expresses satisfaction with thermal environmental". Nowadays, the comfort of people is usually implicit in the design of any environment; and more especially when it is wished to control the room climate to improve the work efficiency of individuals. In general, several factors and variables must be controlled to ensure comfortable environments; and therefore, a more precise study of all thermal phenomena involved in the environments is required. Such thermal phenomena are in turn affected by both the external environment and the internal disturbances. For this reason, a simulation environment is here developed, on the basis of a model that includes the thermal behavior of an actual room occupied by people devoted to office tasks. The model validation is performed on the basis of measurements acquired through appropriate sensors. Also, a discomfort index is introduced in the control loop as the controlled variable. Several possible index models are presented; and among them, a single model is critically selected to implement the controller design. Neural networks are adopted to implement the control scheme, due to their ability for learning multivariable changes occurring along the control of the dynamic process. From several simulated experiences, it is concluded that conventional temperature controllers are incapable of regulating the PMV (Predicted Mean Vote) within an acceptable range of comfort, unless that the controller set-point is appropriately selected. Even though the thermal comfort concept is intimately linked to a major work efficiency of people, sometimes it simultaneously leads to an undesirable increase in the energy consumption. Thermal-comfort control strategies are specially designed for reducing the energy consump-

tion of the air-conditioning system. Such strategies produce a meaningful decrease of the consumed energy. Fuzzy-logic based controllers proved adequate for management, manipulation, and application of human knowledge to control a given system (e.g., in the case of manipulating the opening of a window). In addition, some recommendations are established to reduce the energy consumption, without neglecting the requirements that are necessary to reach an adequate thermal comfort. The here proposed methods could be used in conjunction with other thermal comfort controllers.

Índice General	XIII
1. Introducción	1
1.1. Descripción y planteo del problema	1
1.2. Objetivos y Aportes	3
1.3. Organización de la Tesis	3
2. Confort Térmico	5
2.1. Definición de Confort Térmico	6
2.2. Fisiología del cuerpo humano: Control de la temperatura del cuerpo.	6
2.3. Balance de calor	7
2.4. Evaluación de las personas sobre el ambiente térmico	9
2.5. Condiciones que proveen Confort Térmico	9
2.6. Parámetros personales	11
2.6.1. Estimación de la Tasa Metabólica	11
2.6.2. Estimación del nivel de aislación de la ropa	13
2.7. Parámetros físicos del ambiente	15
2.7.1. Temperatura del Aire	15
2.7.2. Temperatura radiante media	16
2.7.3. Humedad	19
2.7.4. Velocidad del Aire	20
2.8. Ecuación de confort	21
2.9. Factores secundarios que afectan el confort térmico	22
2.9.1. Edad	23
2.9.2. Sexo	23
2.9.3. Ritmo circadiano	23
2.9.4. Ubicación geográfica	23

2.9.5.	Alimentación	24
2.10.	Disconformidad térmica local	24
2.10.1.	Asimetría de la temperatura radiante	24
2.10.2.	Corriente de aire (Draft)	26
2.10.3.	Diferencia vertical de la temperatura del aire	27
2.10.4.	Temperatura de la superficie del suelo	28
2.11.	Estándares	28
3.	Modelos de Predicción del Confort Térmico	31
3.1.	PMV-PPD	31
3.2.	Modelo Dos-Nodos	32
3.2.1.	TSENS-DISC	34
3.2.2.	Temperatura efectiva (ET*)	35
3.3.	Modelos de Adaptación	36
3.4.	Zonas de confort térmico	38
3.5.	Selección del Modelo de Predicción	39
4.	Modelo Higrotérmico del Ambiente	41
4.1.	Modelado	42
4.1.1.	Datos Necesarios	43
4.1.1.1.	Información general	43
4.1.1.2.	Información de las paredes	44
4.1.1.3.	Información de las ventanas	44
4.1.1.4.	Ganancias internas	44
4.1.2.	Estima de la Radiación Solar	45
4.1.2.1.	Tiempo Solar Aparente	45
4.1.2.2.	Declinación Solar	46
4.1.2.3.	Ángulos solares	46
4.1.2.4.	Irradiancias directa, difusa y reflejada por la tierra.	47
4.1.3.	Balace de Energía Térmica	49
4.1.4.	Transferencia de Calor	51
4.1.4.1.	Transferencia de calor por conducción	51
4.1.4.2.	Intercambio de calor por radiación en- tre las paredes	52
4.1.4.3.	Transferencia de calor por convección	53
4.1.4.4.	Ventilación e infiltración	53
4.1.4.5.	Flujo de calor a través de las ventanas	53
4.1.4.6.	Luces, equipos y personas	54
4.2.	Parámetros de Confort Térmico	55
4.2.1.	Temperatura Ambiente	55
4.2.2.	Temperatura Radiante Media	55
4.2.3.	Humedad Relativa Interior	55
4.2.4.	Velocidad del Aire	56
4.3.	Simulación	57

4.4. Conclusiones	60
5. Control del CT en Ambientes con Climatización Forzada	63
5.1. Cálculo del PMV	64
5.2. Vestimenta y tasa metabólica	66
5.3. Esquemas de control	66
5.4. Adaptación en línea	68
5.4.1. Algoritmo de aprendizaje de la RN de control	69
5.4.2. Algoritmo de aprendizaje de la RN para la adaptación del índice de confort	70
5.5. Experimentaciones y análisis de los resultados	70
5.6. Conclusiones	76
6. Control del CT en Ambientes Considerando el Ahorro de Energía	79
6.1. Modificación del PMV deseado.	80
6.2. Control de apertura de ventanas.	83
6.2.1. Estructura del controlador de apertura de ventanas	84
6.2.2. Simulación y análisis de resultados	88
6.3. Conclusiones	91
7. Conclusiones	93
7.1. Resumen de conclusiones	93
7.2. Trabajos futuros	95
7.3. Comentario final	96
Bibliografía	102
A. Definición de términos utilizados en Confort Térmico	103
B. Niveles de Actividad	109
C. Aislación de la ropa	111
D. Programas de cálculo del PMV	113
D.1. Método computacional simplificado	113
D.2. Programa basado en las ecuaciones de Fanger	115

En el presente trabajo de tesis se desarrolla un modelo para el análisis de validación y control del clima de un ambiente dedicado a tareas de oficina, considerando el confort térmico de sus ocupantes. Para realizar el control se aprovecha la capacidad que poseen las redes neuronales para adaptarse a los cambios producidos en las múltiples variables que entran en juego en el control de procesos dinámicos. Este último es el caso del control del confort térmico en un ambiente. Particularmente se diseñan estrategias de control del confort térmico con el objeto de disminuir el consumo de la energía propiedad del equipo de climatización. A continuación se realiza una breve descripción y planteo del problema, se presentan los objetivos y aportes, y finalmente se describe la organización de la tesis.

1.1. Descripción y planteo del problema

El confort es mejor definido como la ausencia de malestar con el ambiente térmico. El objetivo principal de los sistemas de calefacción, ventilación y acondicionamiento de aire es proporcionar las condiciones de confort a las personas que ocupan el ambiente.

En general, la comodidad aparece cuando la temperatura del cuerpo se mantiene dentro de rangos estrechos, la humedad de la piel es baja y el esfuerzo fisiológico de la regulación es mínima. Algunas de las posibles acciones de comportamiento para reducir el malestar están en alterar las prendas de vestir, la actividad, cambiar la postura o su localización, cambiar el set point del termostato, la apertura de una ventana, etc.

Uno de los objetivos fundamentales en el estudio del comportamiento de las personas ante determinadas condiciones ambientales y personales, es el de predecir el grado de disconformidad con el ambiente térmico. Existen varios modelos desarrollados para cumplir con este objetivo, pero la dificultad radica en cual se debe elegir a la hora de evaluar la disconformidad. En esta tesis se desarrollan los métodos más utilizados y se selecciona aquel que se considera más adecuado para la implementación del esquema de control propuesto.

Otro punto importante es determinar los factores y variables que se requieren controlar para lograr ambientes confortables, para ello se necesita realizar un estudio más preciso de los fenómenos térmicos producidos en los ambientes, analizando su comportamiento en función del clima exterior y las perturbaciones interiores. Muchas veces es necesario definir un modelo térmico del ambiente y la mayor dificultad reside en la cantidad de variables que intervienen (alguna de ellas difíciles de medir). Por esta razón se desarrolla en un ambiente de simulación, un modelo adecuado del comportamiento térmico [1, 2, 3] de un espacio ocupado por personas que se dedican a tareas de oficina. La palabra adecuado involucra realizar la validación del modelo y analizar los resultados en función del objetivo principal. Para el caso de esta tesis se considera el modelado de una oficina real, realizando su validación a través de mediciones obtenidas por medio de sensores.

Enfocando hacia el mejoramiento de la eficiencia en el desempeño de las tareas efectuadas por las personas en una oficina, un ambiente térmico saludable colabora enormemente. En estos espacios se requiere que el sistema de climatización provea una sensación confortable a sus ocupantes. La mayoría de los sistemas de aire acondicionado son convencionalmente controlados utilizando controladores Proporcional-Integral-Derivativo (PID) considerando solamente la temperatura y/o la humedad relativa del aire interior. Normalmente el control de los equipos de climatización se realiza a través de un lazo de realimentación que considera sólo la temperatura del aire y/o la humedad. A través de estudios [4] realizados en el campo del confort térmico, se reconocieron cuales son las variables que influyen en la confortabilidad de las personas. Estas variables no sólo involucran a la temperatura y la humedad.

Esta problemática puede ser encarada desde dos puntos de vista, por un lado el enfoque utilizado por los ingenieros en climatización que consideran en la mayoría de los casos la utilización de un índice de predicción de la disconformidad térmica basados en estudios realizados en cámaras climáticas [5, 6, 7]. Generalmente en este caso sin incluir la opinión de las personas dentro del lazo de control. Por otro lado el enfoque utilizado por los arquitectos, estos realizan estudios de campo sobre personas, incluyendo todos los procesos de adaptación [8, 9, 10, 11]. Queda claro que debe encontrarse un punto medio entre los dos

pensamientos.

Por otra parte, en edificios compuestos específicamente por oficinas debido a que el mayor porcentaje del consumo energético es propiedad de los equipos de climatización, es que se debe tener especial atención en el diseño de los algoritmos de control que gobiernan estos equipos. Es decir bajo esta situación, es evidente que una importante contribución al ahorro de energía puede y será realizada con el logro de una mayor eficiencia energética mediante el control de los sistemas de aire acondicionado de manera más eficaz [12].

De esta manera el presente trabajo plantea dos aspectos, en primer lugar de que forma se realizará la estrategia de control del confort térmico sobre un ambiente ocupado por personas dedicadas a tareas exclusivamente de oficina. Teniendo en cuenta además la opinión de sus ocupantes. En segundo lugar enfocar los esfuerzos para poder incluir la disminución del consumo de energía.

1.2. Objetivos y Aportes

El objetivo principal y motivación del presente trabajo consiste en el desarrollo de un modelo de comportamiento térmico de un ambiente dedicado a tareas de oficina. Asimismo se diseña un controlador de un equipo de climatización al cual se le incorpora el concepto de confort térmico, de tal forma de mantener el mismo dentro de un rango aceptable para la mayoría de los ocupantes del ambiente. Para lograr este objetivo se ha realizado un análisis de las diferentes propuestas desarrolladas por ingenieros y arquitectos respecto de las variables más importantes que afectan el confort térmico de las personas. Por último se ha validado cada una de las estrategias de control propuestas incorporando en alguna de ellas el concepto de ahorro de energía.

Se consideran aportes del presente trabajo la validación del comportamiento térmico de un ambiente real a través de los principios físicos fundamentales [13]; la utilización de técnicas relativamente sencillas de inteligencia artificial para el diseño de los algoritmos de control [14]; la inclusión de la opinión sobre confort térmico de las personas dentro del lazo de control [15]; la utilización en conjunto de algoritmos de control que incluyen el confort térmico y el ahorro de energía.

1.3. Organización de la Tesis

La organización del trabajo tiene diversos aspectos, fundamentados en la formulación del problema planteado y de acuerdo con los objetivos puestos como meta. En el Capítulo 2 se comienza con una introducción al concepto del confort térmico incluyendo un estudio de todos aquellos factores que deben ser tenidos en cuenta. Además se presentan los estándares más utilizados.

En el Capítulo 3 se estudian los modelos de predicción de la disconformidad térmica de las personas y como corolario se selecciona el más adecuado para el cumplimiento del objetivo.

El Capítulo 4 abarca el modelado del ambiente dedicado a tareas de oficina, introduciendo todas las herramientas teóricas necesarias para poder comprender su comportamiento térmico. En este capítulo se realiza la validación del modelo propuesto.

En el Capítulo 5 se diseñan los esquemas de control para los ambientes con climatización forzada. Estos esquemas incluyen el cálculo del índice de predicción seleccionado en el Capítulo 3. También se presentan los resultados obtenidos en simulación y se realiza un análisis detallado de su comportamiento.

En el Capítulo 6 se incorporan algunos mecanismos y metodologías para disminuir el consumo de energía del equipo de climatización.

Finalmente en el Capítulo 7 se presentan las conclusiones y trabajos futuros que surgen de la presente tesis.

Además de ser estéticamente agradable, el entorno humano debe proporcionar confort térmico. El confort es mejor definido como la ausencia de malestar con el ambiente térmico. Las personas se sienten incómodas cuando están con demasiado calor o demasiado frío. La sensación de confort en general se basa en una red de órganos sensoriales: ojos, oídos, nariz, sensores táctiles, sensores de calor y el cerebro.

El objetivo principal de los sistemas de calefacción, ventilación y acondicionamiento de aire es proporcionar las condiciones de confort térmico a las personas que ocupan el ambiente.

En general, la comodidad aparece cuando la temperatura del cuerpo se mantiene dentro de rangos estrechos, la humedad de la piel es baja y el esfuerzo fisiológico de la regulación es mínima. El confort también depende del comportamiento de las acciones que se inician consciente o inconscientemente y orientado por sensaciones térmicas o por la humedad para reducir la sensación de incomodidad. Algunas de las posibles acciones de comportamiento para reducir el malestar están en alterar las prendas de vestir, la actividad, cambiar la postura o su localización, cambiar el set point del termostato, la apertura de una ventana, etc. Sorprendentemente, aunque las condiciones climáticas regionales, las condiciones de vida y culturas son muy diferentes en todo el mundo, la temperatura que la gente elige para comodidad bajo condiciones similares de actividad, prendas de vestir, humedad y movimiento del aire han resultado ser muy similares ([16, 17, 18]).

2.1. Definición de Confort Térmico

El confort sólo puede ser definido en términos generales o estadísticos. La norma ISO 7730 [19] lo define como "*aquella condición mental que expresa satisfacción con el ambiente térmico*". Esta definición puede satisfacer a la mayoría de las personas, pero también es una definición que no es fácil de convertir en parámetros físicos. Esto último debido a variaciones tanto psicológicas como fisiológicas de una persona a otra.

Otra definición de confort térmico se puede encontrar en el standard 55 [20] de la Sociedad Americana de Ingenieros en Calefacción, Refrigeración y acondicionamiento de aire (ASHRAE): "*aquella sensación la cual expresa satisfacción con el ambiente y es evaluada de manera subjetiva*". Ambas definiciones son similares e indican la dificultad de su evaluación.

La complejidad de la evaluación de la comodidad térmica se puede ilustrar con un ejemplo ¹: Un día de invierno frío y soleado, una persona vestida normal puede descansar en una habitación con calefacción, al tiempo que otra persona con ropa ligera puede estar haciendo deporte en el exterior. Ambas personas pueden sentirse cómodas aunque se encuentren en ambientes térmicos totalmente diferentes.

El ambiente térmico debe ser considerado conjuntamente con otros factores, como la calidad del aire, niveles de luz y ruido, cuando se evalúa nuestro ambiente de trabajo o doméstico. Si se siente que el entorno de trabajo diario no es satisfactorio, el rendimiento laboral disminuirá inevitablemente. Por ello, la comodidad térmica tiene un gran impacto en la eficacia laboral.

El confort térmico involucra factores ambientales y personales, los cuales serán tratados en las secciones subsiguientes.

2.2. Fisiología del cuerpo humano: Control de la temperatura del cuerpo.

La temperatura corporal interna del ser humano está alrededor de los 37 [°C]. El calor se produce en el cuerpo como resultado de la actividad metabólica, por lo que su producción puede ser controlada, en cierta medida, mediante el control de su metabolismo.

Si la temperatura interna aumenta o disminuye más allá de sus límites normales, la operación mental y física es limitada, y si la temperatura experimenta una extrema desviación, trastornos fisiológicos graves o incluso la muerte puede dar lugar. En algunas ocasiones, el propio cuerpo a través del sistema inmunológico, para matar los virus o disminuir las infecciones, inicia una subida de su temperatura.

¹Extraído de [21]

Una parte muy sensible del cerebro llamada hipotálamo constantemente registra la temperatura de la sangre. La piel también tiene sensores los cuales envían señales al cerebro sobre el nivel de ganancia o pérdida de calor que en ella ocurre. Dado que la sangre tiene una alta conductividad térmica, se trata de un medio muy eficaz para controlar la temperatura del cuerpo.

Cuando cae la temperatura corporal, la actividad respiratoria, en particular el tejido muscular, aumenta automáticamente y genera más calor. Los temblores es la manifestación extrema de esta forma de control de la temperatura corporal. Esto está acompañado de una vasoconstricción de los conductos sanguíneos, reduciendo el flujo de sangre por la piel.

Cuando la temperatura corporal se eleva por encima de lo normal, se inician dos procesos: primero se dilatan los vasos sanguíneos, incrementando el flujo de sangre por la piel, esto se traduce en una mayor temperatura de la piel y en consecuencia, aumenta la pérdida de calor. Al mismo tiempo, se estimulan las glándulas sudoríparas, la apertura de los poros de la piel al paso de los fluidos corporales que se evaporan en la superficie de la piel y por tanto, el cuerpo se enfría. Este sudor evaporado es el responsable de una gran cantidad de pérdida de calor. Una menor cantidad de calor se pierde continuamente por la evaporación del agua de los pulmones y las vías respiratorias.

Cuando la pérdida de calor corporal es alta, la gente experimenta un sentimiento de cansancio mental y apatía provocada por el hecho de que un aumento de la cantidad de sangre bombeada por el corazón va directamente del corazón a la piel y de regreso al corazón, sin pasar por el cerebro y otros órganos. Un ambiente caliente también aumenta la presión sobre el corazón, ya que tiene que golpear más rápido para bombear más sangre a la periferia del cuerpo.

Dentro de ciertos límites, el cuerpo puede aclimatarse a los cambios de temperatura en el medio ambiente (adaptación). Esos límites no son grandes, especialmente cuando el cambio es brusco, como cuando se pasa de un medio exterior a un ambiente interno, o viceversa. Los cambios en la vestimenta ayudan a la aclimatación.

La interpretación fisiológica de confort es el logro del equilibrio térmico de la temperatura normal del cuerpo con la cantidad mínima de regulación corporal. Existe una sensación de incomodidad cuando el cuerpo tiene que trabajar en exceso para mantener el equilibrio térmico.

2.3. Balance de calor

Al igual que todos los mamíferos, los seres humanos “quemán” la energía debido a la alimentación y desechan el exceso de calor. Esto se consigue mediante la evaporación, junto con los tres modos de transferencia de calor sensible: la conducción, la convección y la radiación.

El cuerpo se encuentra en un estado de equilibrio térmico con su medio ambiente cuando este pierde exactamente la misma cantidad que ganó. Matemáticamente, la relación entre la producción de calor del cuerpo, y todas sus otras ganancias y pérdidas de calor es:

$$M - W = E + R + C + S \quad (2.1)$$

donde M es la tasa metabólica, en $[W/m^2]$; W es la tasa de trabajo mecánico externo, en $[W/m^2]$; E es la tasa de pérdida de calor latente por evaporación de la transpiración, por la evaporación durante la respiración y por eliminación, en $[W/m^2]$; R es la tasa de pérdida de calor sensible desde la piel por radiación, en $[W/m^2]$; C es la tasa de pérdida de calor sensible desde la piel por convección y conducción, en $[W/m^2]$; S es la tasa de almacenamiento de calor en el cuerpo, en $[W/m^2]$.

La energía liberada por los procesos de oxidación en el cuerpo humano por unidad de tiempo (M) es algunas veces convertida en trabajo mecánico externo realizado por los músculos (W), pero es principalmente convertida en calor interno. Introduciendo la definición de eficiencia mecánica externa η

$$\eta = \frac{W}{M} \quad (2.2)$$

La eficiencia de trabajo mecánico es para la mayoría de las actividades igual a cero. La tasa metabólica es expresada por unidad de superficie del cuerpo (area de DuBois).

La ecuación 2.1 es ilustrada en la figura 2.1.

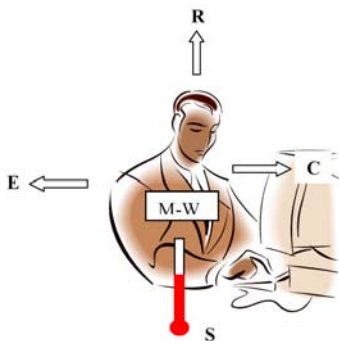


Figura 2.1: Balance de calor en el cuerpo humano interactuando con el ambiente.

El cuerpo siempre produce calor, de modo que la tasa metabólica es siempre positiva. Si las condiciones ambientales son tales que la suma de la pérdida de calor de la radiación, conducción, convección y evaporación es menor que la tasa de producción de calor del cuerpo,

el exceso de calor debe almacenarse en tejido corporal. Pero el calor corporal almacenado siempre es pequeño debido a que el cuerpo tiene una limitada capacidad de almacenamiento térmico. Los mecanismos de regulación explicados en la sección 2.2 se ponen en funcionamiento para que se cumpla el equilibrio térmico.

Para ampliar los conceptos de evaporación, radiación y convección-conducción ver [22].

2.4. Evaluación de las personas sobre el ambiente térmico

Como primer evaluación rápida el hombre considera confortable el ambiente si no existe ningún tipo de incomodidad térmica. La primera condición de confort es la neutralidad térmica, que significa que una persona no siente ni demasiado calor ni demasiado frío.

Cuando la temperatura de la piel baja de los 34 [°C], los sensores de frío empiezan a enviar impulsos al cerebro y si la temperatura continúa bajando los impulsos se incrementan en número. El número de impulsos es también una función de la rapidez del descenso de la temperatura de la piel.

De forma similar, el sensor de calor en el hipotálamo envía impulsos cuando la temperatura excede de 37 [°C], y cuanto más se incrementa la temperatura, aumenta el número de impulsos. Se considera que la evaluación del ambiente térmico se fundamenta en las señales de estos dos sistemas de sensores.

El cerebro interpreta las señales como una suma de impulsos positivos y negativos que se anulan entre sí. Si las señales de ambos signos son de la misma magnitud se sentirá térmicamente neutro, si no, se sentirá demasiado caluroso o demasiado frío. Una persona en un estado térmico neutro y completamente relajada es un caso especial, ya que no se activan ni los sensores de calor ni de frío.

Dado que se necesita bastante tiempo para cambiar la temperatura del núcleo del cuerpo, las señales del sensor de calor varían muy lentamente comparadas con las señales de los sensores de frío [21].

2.5. Condiciones que proveen Confort Térmico

Son dos las condiciones que deben cumplirse para mantener el confort térmico:

- (a) La combinación instantánea de la temperatura de la piel y la temperatura del centro del cuerpo debe proporcionar una sensación de neutralidad térmica.

- (b) Debe cumplirse el balance térmico (el calor producido por el metabolismo debe ser igual a la cantidad de calor perdida por el cuerpo).

La relación entre los parámetros: temperatura de la piel, temperatura del centro del cuerpo y actividad, que resulta en una sensación térmicamente neutra, está basada en un gran número de experimentos. Durante estos experimentos la temperatura del centro del cuerpo, la temperatura de la piel y la cantidad de sudor producidas estaban medidas en varios niveles conocidos de actividad, mientras las personas estaban térmicamente cómodas.

La producción de sudor fue escogida como un parámetro en lugar de la temperatura de centro del cuerpo, pero como la producción de sudor es una función de la temperatura interna y de la temperatura de la piel, esto no significa en principio ningún cambio en el modelo de sensación térmica.

El confort térmico está estrechamente relacionado con la temperatura de la piel y la secreción de sudor, es decir que para un nivel de actividad y vestimenta dado una persona se sentirá confortable cuando la temperatura de la piel y la sudoración estén dentro de ciertos límites. Estas dos variables son vistas como variables fisiológicas influenciando el balance de calor. Valores experimentales fueron encontrados en [16] sobre un grupo de personas, y de allí se obtuvieron las gráficas de la figura 2.2.

En la figura 2.2 se puede observar, mediante un análisis de regresión lineal, que para las personas térmicamente confortables la relación entre la temperatura de la piel y el nivel de actividad, y la secreción de sudor y el nivel de actividad es pueden ser aproximadas por una función lineal.

Durante el experimento, mientras se determinaba como era un ambiente térmico cómodo, no se observaron diferencias entre sexos, edades, raza y nacionalidad u origen geográfico. Sin embargo, sí se observaron diferencias entre individuos en la misma situación.

La satisfacción con el ambiente térmico es un proceso complejo, y cuya respuesta depende de la interacción de muchas variables. Nuestra percepción de la comodidad está influenciada por estas variables, que incluyen no sólo parámetros personales como el nivel de actividad representado por medio de la tasa metabólica y la aislación de la ropa, sino también parámetros físicos ambientales. Los 6 principales factores determinantes del confort térmico son [19]:

- 1) Nivel de Actividad (Tasa metabólica).
- 2) Nivel de aislación de la ropa.
- 3) Temperatura del aire (Temperatura de bulbo seco).

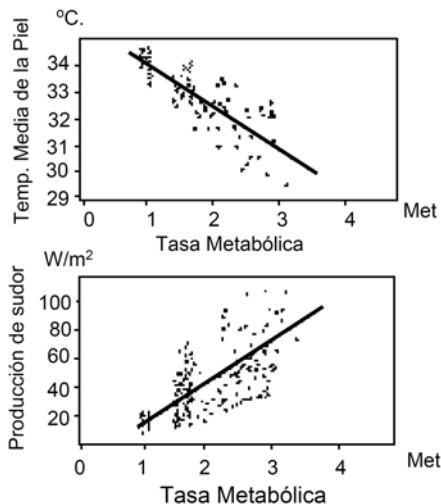


Figura 2.2: Temperatura media de la piel y pérdida de calor evaporativo por sudoración en función del nivel de actividad.

- 4) Humedad.
- 5) Temperatura radiante media.
- 6) Velocidad del aire.

Los dos primeros son parámetros personales y en la mayoría de los casos sólo se pueden estimar. Los otros cuatro se pueden obtener a través de mediciones y representan los parámetros físicos del ambiente. En las secciones que siguen se tratarán con mayor detenimiento cada uno de estos factores.

2.6. Parámetros personales

2.6.1. Estimación de la Tasa Metabólica

Las personas metabolizan la alimentación dentro del cuerpo, para su conversión en energía electroquímica. Esta energía se utiliza para el crecimiento, regeneración, y el funcionamiento de los órganos del cuerpo, como contracción de los músculos, la circulación de la sangre y la respiración.

Como con todas las conversiones de una forma de energía a otra, existe una cierta eficiencia en la conversión. Sólo un 20 por ciento de todo el potencial de energía almacenada en los alimentos se encuentra

disponible para un trabajo útil. El otro 80 por ciento se presenta en forma de calor como subproducto de la conversión. Esto se traduce en la continua generación de calor en el cuerpo, que debe ser desechado por medio del flujo de calor sensible (radiación, convección o conducción) hacia el ambiente que los rodea o por la evaporación fluidos corporales. Si se ingiere más comida de la energía que se necesita, se almacena como tejido graso para su uso posterior.

Existe una continua extracción de energía para la operación de mantenimiento de la vida de órganos como el corazón, correspondiendo al nivel de inactividad física en situación de reposo. Se requiere un mínimo de la conversión de la energía, y por tanto, una mínima cantidad de calor se libera como subproducto. Cuando el cuerpo está involucrado en más actividad física o mental, el metabolismo aumenta para proporcionar la energía necesaria. Al mismo tiempo, también aumenta la generación de calor.

Cuando la pérdida de calor en el cuerpo se incrementa y la temperatura interna comienza a disminuir, aumenta el metabolismo en un esfuerzo por estabilizar la temperatura. En este caso, la totalidad de la energía adicional metabólica es convertida en calor.

En general, la tasa metabólica es proporcional al peso corporal, y también depende del nivel de actividad del individuo, la superficie corporal, la salud, el sexo, la edad, la cantidad de prendas de vestir, y a las condiciones térmicas de su entorno y de la atmósfera. El metabolismo aumenta, con un mayor volumen de producción, alrededor de los 10 años de edad y disminuye a valores mínimos en la vejez. Aumenta debido a la fiebre, la actividad continua o en condiciones ambientales frías si el cuerpo no está térmicamente protegido.

La unidad utilizada para expresar la tasa metabólica por unidad de área de DuBois es el $[met]$ ($1[met] = 58,2[W/m^2]$). Los valores en la tabla del apéndice B representan típicas tasas metabólicas por unidad de superficie de piel para un adulto promedio (DuBois area = $1,8[m^2]$) para actividades realizadas de manera continua, y son extraídas de [20]. Para las actividades que no sean contempladas en esta tabla queda a responsabilidad del usuario seleccionar a aquella actividad que se asemeje más a la tarea que está bajo estudio.

Para todas las actividades, excepto las sedentarias, la tasa metabólica se encuentra dentro de un rango que depende de cada individuo.

Se puede utilizar para el cálculo individual de la tasa, un promedio temporal pesado sobre el período de una hora o menos. Por ejemplo, una persona que trabaja en una oficina y que consume 30 minutos de cada hora en realizar un embalaje, 15 minutos en caminar y 15 minutos en archivar documentos parado, el promedio de su tasa metabólica es:

$$0,50 \cdot 2,1 + 0,25 \cdot 1,7 + 0,25 \cdot 1,4 = 1,8[met] \quad (2.3)$$

Este promedio no debe ser utilizado para períodos de tiempo



Figura 2.3: Distintos niveles de actividad.

mayores a una hora. Además sólo se aplica individualmente. La tasa metabólica asociada a las actividades de un grupo de personas en un ambiente no puede ser promediada para encontrar un sólo valor promedio del nivel de actividad metabólico.

El rango de actividades de las diferentes personas en un ambiente y las condiciones ambientales necesarias para esas actividades deben ser considerados en el cálculo. Por ejemplo, los clientes en un restaurante pueden tener una tasa metabólica cercana a 1.0 [met], mientras que los mozos pueden tener la tasa metabólica más cerca a los 2.0 [met]. Cada uno de estos grupos de ocupantes han de considerarse por separado en la determinación de las condiciones necesarias para el confort. En algunas situaciones, no será posible proporcionar un aceptable nivel de confort o el mismo nivel para todos los grupos dispares de ocupantes.

2.6.2. Estimación del nivel de aislación de la ropa

Un factor determinante, debido a sus propiedades de aislante térmico, es la vestimenta (ver apéndice A). Este es un importante modificador de la pérdida de calor y el confort.

La aislación de la vestimenta se expresa en [clo] ($1[\text{clo}] = 0,155[\frac{\text{°K}m^2}{W}]$). Las propiedades aislantes de las prendas de vestir son el resultado de las pequeñas bolsas de aire separadas unas de otras para evitar que el aire migre a través del material. En general, todas las prendas de vestir hacen uso de este principio.

El aislamiento proporcionado por la ropa puede ser determinado por una variedad de medios y, si se dispone de datos precisos de otras fuentes tales como la medición térmica con maniqués, estos datos podrán ser utilizados. Cuando esa información no se encuentra disponible, el estándar [20] provee tres métodos para estimar la aislación de la vestimenta. Vale la pena aclarar que este estándar no podrá ser utilizado para aislación mayor a 1.5 [clo] o con vestimentas altamente impermeables al transporte de humedad (por ejemplo, la ropa de protección química).

Los métodos se enumeran en orden de precisión y deben ser utilizados en este orden de preferencia:

- **Método 1:** La Tabla C.1 del apéndice C lista el aislamiento proporcionado por una variedad de conjuntos de ropas típicas. Si el conjunto en cuestión coincide razonablemente bien con uno de los conjuntos de esta tabla, a continuación, se utiliza ese valor de I_{cl} (resistencia térmica de la vestimenta) para el cálculo.
- **Método 2:** La Tabla C.2 del apéndice C presenta el aislamiento térmico de una variedad de prendas de vestir. Estas prendas se podrán añadir o restar de los conjuntos de la Tabla C.1 para estimar el aislamiento de los conjuntos que difieren en su composición. Por ejemplo, si al conjunto 5 de Tabla C.1 se le añade un calzoncillo largo, el aislamiento del conjunto resultante se calcula como $I_{cl} = 1,01 + 0,15 = 1,16[clo]$.
- **Método 3:** Un conjunto completo de ropa puede ser definido mediante una combinación de las prendas que figuran en la Tabla C.2. El aislamiento del conjunto se estima como la suma de los valores enumerados en dicha tabla (ver figura 2.4). Por ejemplo, se estima que el aislamiento de un conjunto que consiste de un overall con una camisa de franela, una camiseta, calzoncillos, botas y medias hasta la pantorrilla esta dado por $I_{cl} = 0,30 + 0,34 + 0,08 + 0,04 + 0,10 + 0,03 = 0,89[clo]$.

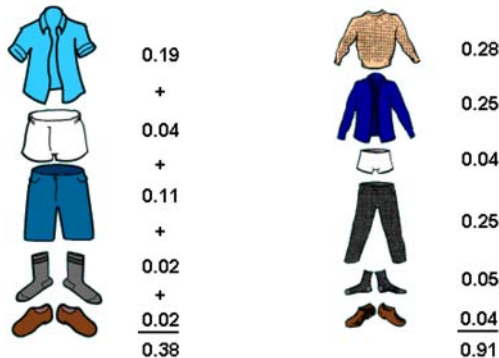


Figura 2.4: Ejemplo del método 3 ($I_{cl} = \sum I_{clu}$).

Las tablas C.1 y C.2 corresponden a una persona de pie. Para una persona sentada resulta en una disminución del aislamiento térmico debido a la compresión de aire en las capas de la ropa. Esta disminución puede ser compensado por el aislamiento proporcionado por la silla.

El efecto sobre la aislación de la ropa para una típica vestimenta de oficina que resulta de estar sentado en una silla tipo ejecutivo es de 0,15 [clo]. Estos datos podrán ser utilizados para ajustar el aislamiento de la ropa calculado utilizando cualquiera de los métodos anteriores. Por ejemplo, el aislamiento de las prendas de vestir de una persona usando el conjunto 3 de la tabla C.1 y sentado en una silla ejecutiva es $0,96 + 0,15 = 1,11$ [clo]. Para muchas sillas, el efecto neto en el aislamiento es mínimo. Por esta razón, se recomienda que no se ajuste el aislamiento si hay incertidumbre en cuanto al tipo de silla y/o si la actividad de una persona incluye tanto sentada como de pie.

Las tablas del apéndice C son para una persona que no está en movimiento. Si estuviese en movimiento el aislamiento disminuye debido al bombeo de aire a través de aberturas de la ropa y/o al movimiento que causa el aire dentro de la ropa. Este efecto varía considerablemente en función de la naturaleza del movimiento (ejemplo: caminar vs subir) y la naturaleza de la ropa. Debido a esta variación, estimaciones exactas de la aislación de la ropa de una persona activa no está disponible a menos que se efectúen mediciones para la ropa específica en condiciones específicas de movimiento. Una estimación aproximada del aislamiento de la ropa de una persona activa es:

$$I_{cl,activo} = I_{cl} \cdot \left(0,6 + \frac{0,4}{M}\right) \quad 1,2 \text{ met} < M < 2,0 \text{ met} \quad (2.4)$$

donde M es la tasa metabólica en [met] y I_{cl} es la aislación sin movimiento.

La variabilidad de la vestimenta en un grupo de personas es un factor que por un lado afecta al cálculo de índices de confort térmico y por otro lado influyen en las condiciones de adaptación al ambiente térmico.

2.7. Parámetros físicos del ambiente

2.7.1. Temperatura del Aire

Es la temperatura de bulbo seco y afecta a la tasa de pérdida de calor del cuerpo por convección y evaporación. Es tal vez el factor determinante más importante de la comodidad térmica, ya que una estrecha gama de temperaturas de confort se pueden establecer casi independientemente de las demás variables. Existe actualmente una gama relativamente amplia de temperaturas que pueden proporcionar comodidad cuando se combina de manera adecuada con la humedad relativa, temperatura radiante media y el flujo de aire. Pero como cualquiera de estas condiciones varía, la temperatura de bulbo seco habrá de ajustarse a fin de mantener las condiciones de confort.

El estándar [20] la considera como la temperatura promedio del aire alrededor de los ocupantes. El promedio es con respecto al tiempo y al espacio. El período de tiempo más utilizado para realizar el promedio es de 15 minutos.

Las variaciones de la temperatura son fluctuaciones que ocurren debido a factores que no están bajo control directo de los ocupantes y pueden causar un efecto negativo sobre su sensación térmica.

Las variaciones cíclicas se refieren a aquellas situaciones donde la temperatura operativa repetidamente sube y baja, y el período de estas variaciones no es mayor a 15 minutos. Para períodos mayores las fluctuaciones son tratadas como *drift* o *rampas* en la temperatura operativa. El estándar [20] especifica el máximo permitido pico a pico de la variación cíclica en la temperatura operativa.

Las *derivadas* (*drift*) de la temperatura o las *rampas* son cambios graduales de la temperatura en el tiempo. Las derivadas se refiere a cambios pasivos de la temperatura del ambiente y las rampas a cambios de temperatura activamente controlada. El estándar [20] especifica el cambio máximo permitido de la temperatura operativa durante un período de tiempo. Cuando las variaciones son creadas como resultado del control o ajuste del usuario, valores más altos pueden ser aceptados.

2.7.2. Temperatura radiante media

La temperatura radiante media es definida como la temperatura de un cuerpo negro uniforme que intercambia la misma cantidad de radiación térmica con el ocupante que en el ambiente real (figura 2.5).

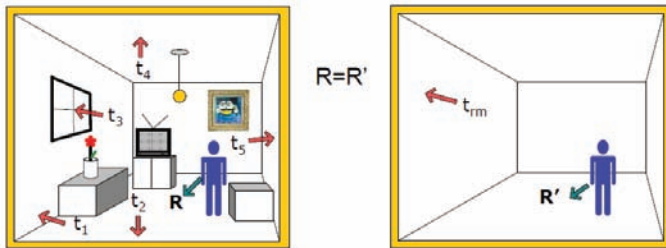


Figura 2.5: Ejemplo gráfico de la temperatura radiante media.

Es un simple valor para el cuerpo entero y puede ser considerado como un promedio espacial de las temperaturas de las superficies que rodean al ocupante pesado por factores de perspectiva con respecto a este ([21]). La ecuación para el cálculo de la temperatura radiante media es:

$$t_{rm} = \sqrt[4]{\sum F_{p-i} \cdot (t_i + 273)^4} - 273 \quad \sum F_{p-i} = 1 \quad (2.5)$$

donde F_{p-i} es un factor angular entre la persona y la superficie y t_i es la temperatura de la superficie en $[\text{°C}]$. Si las diferencias de temperatura entre las superficies es pequeña, la ecuación 2.5 puede ser simplificada de la siguiente forma

$$t_{rm} = \sum F_{p-i} \cdot t_i \quad (2.6)$$

Los factores angulares son difíciles de determinar y dependen de la orientación y posición de la persona, para ello existen tablas y métodos simplificados que ayudan en su estima. Un método simplificado para encontrar los factores angulares se verá en el siguiente ejemplo. Se considera una oficina como se la que se muestra en la figura 2.6, tomando a los ocupantes como cilindros e ignorando las contribuciones radiantes del piso y el techo, cuál será la temperatura radiante media para el ocupante A. La temperatura de la pared que da al exterior es de

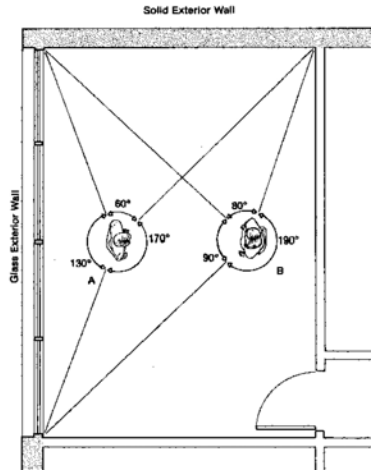


Figura 2.6: Ejemplo de cálculo de la temperatura media radiante.

$19[\text{°C}]$, la temperatura de las ventanas es de $9[\text{°C}]$ y la de las paredes interiores es de $22[\text{°C}]$. Utilizando la ecuación 2.5:

$$\begin{aligned} t_{rm} &= \sqrt[4]{\frac{130}{360}(9 + 273)^4 + \frac{60}{360}(19 + 273)^4 + \frac{170}{360}(22 + 273)^4} - 273 \\ &= 16,98^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (2.7)$$

Otra aproximación del factor F_{p-i} ampliamente utilizada por los ingenieros en climatización, es utilizando el área de cada una de las superficies radiantes (A_i) dividido la superficie total [4].

$$F_{p-i} = \frac{A_i}{\sum A_i} \quad (2.8)$$

La medición de la temperatura de todas las superficies de una sala consume mucho tiempo, y consume aun más tiempo el cálculo de los correspondientes coeficientes angulares.

Comercialmente existen hoy en día una amplia variedad de sensores de temperatura radiante media. Esta puede ser aproximada teniendo en cuenta la definición. Para ello se toma con un termómetro de temperatura del aire (por ejemplo un Pt100), encerrado en una esfera de color negro, para asemejarlo lo más posible a un cuerpo negro y absorba la máxima radiación. Para anular en lo posible el efecto de la temperatura del aire, la esfera negra se puede aislar mediante otra esfera en la que se haya hecho vacío.

Para caracterizar el ambiente térmico interior con el mínimo de parámetros y evitar la medida de la temperatura radiante media, se han introducido algunos parámetros integrados. Los tres más importantes son la *Temperatura Operativa* (t_o), la *Temperatura Equivalente* (t_{eq}) y la *Temperatura Efectiva* (ET^*).

La temperatura operativa es la temperatura uniforme de un cuerpo negro imaginario en el cual un ocupante intercambiará la misma cantidad de calor por radiación más convección que en el actual ambiente no uniforme.

De todas maneras la definición y características de las temperaturas integradas se pueden explicar más fácilmente y el razonamiento es similar para las tres. Imagine que usted toma una persona y la mueve desde una sala real a una sala imaginaria. Entonces ajusta la temperatura de la sala imaginaria hasta que la persona experimente la misma pérdida de calor que en la sala verdadera. Finalmente, determine la temperatura del aire de la sala imaginaria, que por la definición es la temperatura integrada. Cada uno de los parámetros de las temperaturas integradas tiene su propia condición específica que debe cumplirse en la sala imaginaria. Estas condiciones son las que se muestran en la tabla de la figura 2.7, es decir que por ejemplo para la temperatura operativa tanto las velocidades del aire como la humedad deben ser iguales en ambas salas, real e imaginaria.

Los valores de ET^* y t_{eq} son dependientes del nivel metabólico y ropa de las personas, mientras que el valor t_o es independiente de estos parámetros.

La relación entre la temperatura operativa y la temperatura radiante media viene dada por:

$$t_o = A \cdot t_a + (1 - A) \cdot t_{rm} \quad (2.9)$$

El valor de A puede ser encontrado como una función de la velocidad del aire (tabla 2.1).

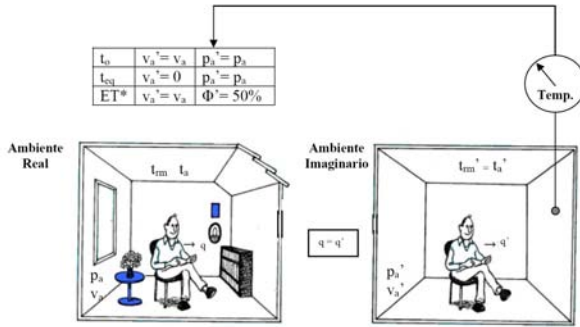


Figura 2.7: Ejemplo gráfico de las temperaturas integradas.

v_r	$< 0,2 \text{ m/s}$	$0,2 \text{ a } 0,6 \text{ m/s}$	$0,6 \text{ a } 1,0 \text{ m/s}$
A	0,5	0,6	0,7

Tabla 2.1: Valores de A en función de v_r .

2.7.3. Humedad

La humedad es la cantidad de vapor de agua en un espacio dado. La cantidad de humedad que el aire puede poseer es función de la temperatura. El aire caliente puede poseer mayor humedad. La cantidad de agua presente en el aire en relación con la cantidad máxima que puede poseer a una determinada temperatura, sin causar la condensación (agua presente/máxima capacidad de retención de agua), se conoce como el grado de saturación. Este coeficiente multiplicado por 100 es el *porcentaje de humedad*.

El porcentaje de humedad es a menudo erróneamente denominado humedad relativa. La humedad relativa (ϕ) es el cociente de la presión de vapor actual de la mezcla de vapor-aire y la presión de vapor de agua saturado a la misma temperatura de bulbo seco multiplicado por 100. El porcentaje de humedad y la humedad relativa son numéricamente muy similares, pero no son idénticos.

A pesar de la tolerancia humana a las variaciones de humedad es mucho mayor que la tolerancia a variaciones de temperatura, el control de humedad algunas veces también es importante. Humedades elevadas pueden causar problemas de condensación en superficies frías y retrasa la pérdida de calor por enfriamiento evaporativo (sudoración y respiración).

El aire cálido y seco, aumenta la tasa de flujo de calor de la piel por evaporación de sudor en el aire. Sin embargo, la baja humedad tiende a secar la garganta y pasajes nasales.

El efecto térmico de la humedad sobre el confort de personas con poco movimiento es pequeño, esto es, el confort se mantiene en un amplio rango en las condiciones de humedad.

Para las condiciones de confort, con $t_a = t_{rm}$ y $\phi = 50\%$, un incremento en la humedad del aire es compensado por una disminución de la temperatura [16]. Además, la variación de la temperatura con respecto a la humedad aumenta con el incremento de la resistencia térmica de la vestimenta.

Según [20] el sistema diseñado para el control de la humedad debe ser capaz de mantener una proporción de humedad de hasta o por debajo de 0,012, la cual corresponde a una presión de vapor de agua de 1910[kPa] o a una temperatura de punto de rocío de 16.8[°C] (no se especifica un mínimo de humedad). Sin embargo factores no térmicos, como los enunciados en el párrafo anterior, pueden poner límites sobre la aceptabilidad de ambientes con muy bajo porcentaje de humedad.

2.7.4. Velocidad del Aire

El movimiento del aire afecta significativamente la transferencia de calor por convección y evaporación del cuerpo humano. El movimiento del aire resulta de la convección natural y forzada, así como también debido al movimiento de las personas. Cuanto más rápido es el movimiento, mayor es la tasa de flujo de calor por convección y por evaporación.

Cuando la temperatura ambiente se encuentra dentro de límites aceptables, no existe un mínimo movimiento de aire que deba ser provisto para el confort térmico. La convección natural del aire sobre la superficie del cuerpo permite la continua disipación de calor corporal. Cuando la temperatura ambiente aumenta, sin embargo, el movimiento natural del flujo de aire ya no es suficiente y debe ser artificialmente aumentado, como por ejemplo mediante el uso de ventiladores.

En general, la falta de movimiento de aire promueve la estratificación del aire. La estratificación del aire hace que la temperatura varíe del piso al techo. Cuando el movimiento del aire es demasiado rápido, desagradables corrientes de aire son percibidas por los ocupantes del ambiente.

Un notable movimiento de aire en todo el cuerpo cuando hay sudor en la piel puede ser considerado como una agradable brisa de refrigeración.

Para las condiciones de confort, con $t_a = t_{rm}$ y $\phi = 50\%$, un cambio en la velocidad tiene una gran influencia cuando la velocidad es moderada [16]. Sin embargo, la variación de la temperatura con respecto a la velocidad relativa del aire es cero cuando esta última es muy pequeña.

Además de la eliminación de calor y humedad, otra función del

movimiento del aire en su contribución al confort es la dispersión de los contaminantes atmosféricos.

2.8. Ecuación de confort

Fanger en [23] relacionó los datos de confort con variables fisiológicas. Para un dado nivel de actividad M , y cuando el cuerpo no está lejos de la neutralidad térmica, la temperatura media de la piel y la tasa de sudoración son los únicos parámetros fisiológicos que influyen sobre el balance térmico. Sin embargo, el balance térmico solo no es suficiente para establecer el confort térmico.

Teniendo en cuenta la ecuación de balance térmico y la relación de cada uno de sus componentes con la temperatura de la piel y la sudoración, y considerando los resultados experimentales mostrados en la sección 2.5 Fanger encontró una simple ecuación denominada "ecuación de balance térmico". En ella se asume que todo el sudor generado es evaporado. Este último concepto es válido para ambientes con bajos o moderados niveles de actividad metabólica.

La ecuación combina las variables personales y ambientales para producir una sensación neutra, y está dada por la ecuación

$$\begin{aligned} M - W &= 3,96 \times 10^{-8} f_{cl} [(t_{cl} + 273)^4 - (t_{rm} + 273)^4] \\ &+ f_{cl} h_c (t_{cl} - t_a) + 3,05 [5,73 - 0,007(M - W) - \phi] \\ &+ 0,42 [M - W - 58,15] + 0,0173 M (5,87 - \phi) \\ &+ 0,0014 M (34 - t_a) . \end{aligned} \quad (2.10)$$

donde ϕ es la humedad relativa, t_a es la temperatura del aire, en $[\text{°C}]$; f_{cl} es un factor de área cubierta por la vestimenta; t_{cl} es la temperatura superficial de la ropa, en $[\text{°C}]$; y h_c coeficiente de transferencia de calor por convección, en $[\frac{W}{m^2 \text{°K}}]$. Como parte del cálculo t_{cl} , h_c y f_{cl} son determinados respectivamente por las siguientes ecuaciones.

$$\begin{aligned} t_{cl} &= 35,7 - 0,028(M - W) - f_{cl} h_c (t_{cl} - t_a) \\ &- 3,96 \times 10^{-8} f_{cl} [(t_{cl} + 273)^4 - (t_{rm} + 273)^4]; \end{aligned} \quad (2.11)$$

$$h_c = \begin{cases} 2,38(t_{cl} - t_a)^{0,25} & 2,38(t_{cl} - t_a)^{0,25} > 12,1\sqrt{v_a} \\ 12,1\sqrt{v_a} & 2,38(t_{cl} - t_a)^{0,25} > 12,1\sqrt{v_a} \end{cases} \quad (2.12)$$

$$f_{cl} = \begin{cases} 1,0 + 0,2I_{cl} & I_{cl} < 0,5clo \\ 1,05 + 0,1I_{cl} & I_{cl} > 0,5clo \end{cases} \quad (2.13)$$

donde v_a es la velocidad del flujo de aire, en $[\frac{m}{s^2}]$ e I_{cl} es la resistencia térmica de la ropa, en $[clo]$ ($1[clo] = 0,155[\frac{0K m^2}{W}]$).

Resolver esta ecuación es bastante complejo, debido a que involucra procesos de transferencia de calor relativamente complicados. La solución es muy laboriosa y requiere de procesos iterativos. Por esta razón existen diagramas que facilitan su aplicación práctica.

De los diagramas desarrollados en [4] se pueden extraer las siguientes consideraciones:

- La humedad en personas en conformidad con el ambiente térmico influye de manera relativamente moderada. Un cambio de 0 a 100 % en la humedad relativa puede ser compensado por una disminución de la temperatura de entre 1.5 y 3[°C].
- El efecto de la humedad es relativamente independiente de la vestimenta y el nivel de actividad.
- El efecto moderado de la humedad es sólo aplicable para las condiciones de confort y estado estable.
- La temperatura necesaria para el confort es independiente de la velocidad del aire cuando esta es muy pequeña.
- Un incremento en la velocidad del aire de 0.1 a 0.3[$\frac{m}{s}$] puede ser compensado con un incremento en la temperatura de 1.5 a 3[°C].
- Para obtener un clima térmico uniforme dentro de la zona ocupada, se debe mantener la velocidad del aire inferior a 0.1[$\frac{m}{s}$].
- La influencia de la vestimenta sobre la temperatura de confort se incrementa con el aumento del nivel de actividad.

La ecuación enunciada en esta sección y los conceptos volcados anteriormente serán de mucha utilidad a la hora de buscar un índice que evalúe la sensación térmica de los ocupantes de un espacio dado.

2.9. Factores secundarios que afectan el confort térmico

Además de los factores enumerados en las secciones anteriores existen otros que afectan en menor grado la sensación de confort con el ambiente térmico. En esta sección se verán algunos de ellos y serán sólo a nivel informativo, debido a que no serán considerados en el estudio y desarrollo de los controladores. Es decir que no habrá diferencias significativas de estos factores en ninguna de las personas que ocupan el ambiente.

2.9.1. Edad

Fanger [23], Fanger y Langkilde [24], Langkilde [25], y Rholes y Johnson [26] condujeron estudios de confort en Dinamarca y en Estados Unidos sobre grupos de personas de diferentes edades (edades promedios de entre 21 y 84 años). Los estudios revelaron que los ambientes térmicos preferidos por las personas de mayor edad no difieren de aquellos preferidos por la gente más joven. El bajo metabolismo en las personas mayores es compensado por una más baja pérdida por evaporación.

El efecto de que las personas jóvenes y mayores prefieran el mismo ambiente térmico no necesariamente significa que sean igualmente sensibles al calor o al frío.

2.9.2. Sexo

Se realizaron estudios comparando la sensación de confort sobre hombres y mujeres ([23, 24, 27]). Las experiencias demostraron que hombres y mujeres prefieren aproximadamente el mismo ambiente térmico. La temperatura de la piel y la pérdida de calor por evaporación de las mujeres son levemente menores que la de los hombres, y esto equilibra el metabolismo de un porcentaje algo inferior de la mujer respecto del hombre.

2.9.3. Ritmo circadiano

Es bien conocido el fenómeno que indica que la temperatura interna del cuerpo humano tiene un ritmo diario con un máximo ocurriendo algunas veces antes de dormir y un mínimo ocurriendo antes de que la persona se despierte. La amplitud de la oscilación está alrededor de 0.3 a 0.5[°C].

A la hora de determinar la mejor temperatura ambiente para cada persona de un grupo bajo estudio tanto en la mañana como en la noche, en [28] y [29] no se observó ninguna diferencia. Por otra parte, en [30] se encontraron sólo pequeñas fluctuaciones en la temperatura ambiente preferida durante una simulación de 8 horas de trabajo (trabajo sedentario). Existe una ligera tendencia a preferir un entorno algo más cálido antes del almuerzo, pero ninguna de las fluctuaciones son importantes.

2.9.4. Ubicación geográfica

Estudios realizados sobre estudiantes daneses y norteamericanos dieron como resultado que no existe una diferencia significativa en las condiciones de confort, la ecuación de confort es por consiguiente aplicable para diferentes lugares geográficos [4].

2.9.5. Alimentación

La ingesta de comida causa un cierto incremento de la producción de calor interno y por tal motivo se espera que afecte la condición de confort térmico. Este aumento, referido como una acción dinámica específica de los alimentos, es mayor para las proteínas, sustancialmente inferior en el caso de los hidratos de carbono y menor para las grasas. Debido a la alimentación los niveles de metabolismo pueden aumentar hasta un 15 % inmediatamente después de la ingesta. Para una alimentación diaria este incremento puede ser incluido en la producción de calor interna para cada actividad realizada.

2.10. Disconformidad térmica local

La disconformidad térmica local causada por una diferencia de temperatura vertical entre los pies y la cabeza debido a un campo radiante asimétrico, por enfriamiento convectivo local (Draft) o por contacto con un piso muy caliente o muy frío deben ser considerados en determinadas condiciones para un nivel de confort aceptable. La sensibilidad térmica de las personas se hace mas débil a mayor actividad metabólica y aislación térmica, por lo tanto disminuye el riesgo de disconformidad térmica local.

2.10.1. Asimetría de la temperatura radiante

La radiación térmica alrededor del cuerpo puede ser no uniforme debido a superficies muy calientes o muy frías cercanas a la persona o debido a la incidencia de la luz del sol. En general las personas son más sensibles a la radiación asimétrica causada por techos cálidos o ventanas muy frías.


Para describir esta falta de uniformidad térmica del campo de radiación se utiliza el parámetro de asimetría de temperatura radiante (Δt_{pr}). Este parámetro se define como la diferencia de temperatura radiante plana (t_{pr}) entre las dos caras opuestas de un elemento pequeño plano.

La temperatura radiante plana es la temperatura uniforme de un recinto en el cual el flujo radiante incidente sobre uno de los lados de un pequeño elemento plano es la misma que en el ambiente actual.

El parámetro Δt_{pr} se puede obtener de dos maneras. Uno, midiendo t_{pr} en dos direcciones opuestas usando un transductor que integra la radiación incidente sobre un pequeño elemento plano procedente de cada hemisferio. El otro sería midiendo las temperaturas de todas las superficies del entorno y entonces calcular la asimetría de temperatura radiante. La temperatura radiante plana se puede calcular a través de la ecuación 2.14 y con ayuda de la figura 2.8.

$$t_{pr} = \sqrt[4]{\sum_n F_{d1-i}(t_i + 273)^4 - 273} \quad (2.14)$$

donde t_i representa la temperatura de la superficie i , en $^{\circ}\text{C}$; y F_{d1-i} es un factor angular obtenido con la ayuda de la figura 2.8.



$$F_{d1-2} = \frac{1}{2\pi} \left(\frac{x}{\sqrt{1+x^2}} \tan^{-1} \frac{y}{\sqrt{1+x^2}} + \frac{y}{\sqrt{1+y^2}} \tan^{-1} \frac{x}{\sqrt{1+y^2}} \right)$$

$$F_{d1-2} = \frac{1}{2\pi} \left(\tan^{-1} \frac{1}{y} - \frac{y}{\sqrt{x^2+y^2}} \tan^{-1} \frac{1}{\sqrt{x^2+y^2}} \right)$$

Figura 2.8: Fórmulas analíticas para calcular el factor angular para un pequeño elemento plano.

Las recomendaciones en [19] y en [20] están basadas en estudios realizados por Fanger en [31]. Estos estándares incluyen directivas considerando la radiación térmica asimétrica a partir de una superficie caliente sobre la cabeza de la persona y a partir de una superficie vertical fría (ventana fría). La figura 2.9 muestra que las personas son más sensitivas a la asimetría generada por una superficie caliente por encima de la cabeza que por una superficie vertical fría.

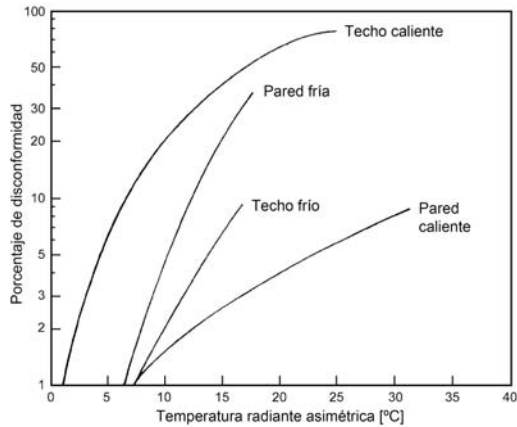


Figura 2.9: Porcentaje de personas que expresan disconformidad debido a la radiación asimétrica [22].

2.10.2. Corriente de aire (Draft)

Se denomina *draft* a un enfriamiento local no deseado del cuerpo humano causado por una corriente de aire. Cuando las personas se ven afectadas por las corrientes de aire, a menudo demandan una mayor temperatura en el ambiente o que el equipo de refrigeración sea apagado. Fanger y Christensen en [32] apuntaron a establecer el porcentaje de personas que sienten *draft* cuando son expuestos a una velocidad media del aire dada. Los resultados de sus estudios se ven reflejados en la figura 2.10. La temperatura del aire tiene mucha influencia sobre el porcentaje de insatisfechos. Las personas con un alto nivel de actividad no son afectadas por las corrientes de aire.

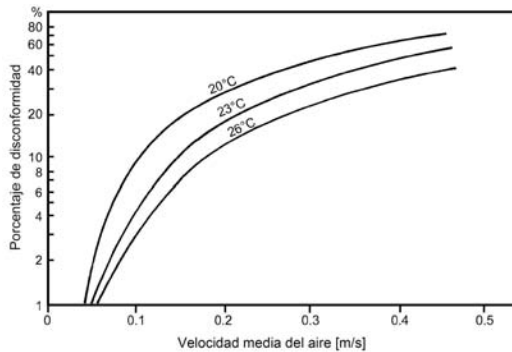


Figura 2.10: Porcentaje de personas insatisfechas como función de la velocidad media del aire.

Un flujo de aire muy turbulento se puede sentir mucho más molesto que un flujo continuo a la misma velocidad, aunque produzcan el mismo enfriamiento. La fluctuación con una frecuencia de 0.5[Hz] son las más incómodas, mientras que las frecuencias superiores a 2[Hz] no se sienten.

Un modelo que predice el porcentaje de personas insatisfechas con el ambiente térmico debido al *draft* es:

$$DR = (34 - t_a)(v_a - 0,05)^{0,62}(0,37v_aTu + 3,14) \quad (2.15)$$

donde Tu es la intensidad de la turbulencia en % definida por

$$Tu = 100 \frac{v_{sd}}{v_a} \quad (2.16)$$

Para $v_a < 0,05[\frac{m}{s}]$ tomar $v_a = 0,05$; y para $DR > 100\%$ tomar $DR = 100\%$. La variable v_{sd} representa la desviación estándar de la velocidad del aire mediada con un anemómetro omnidireccional. Este

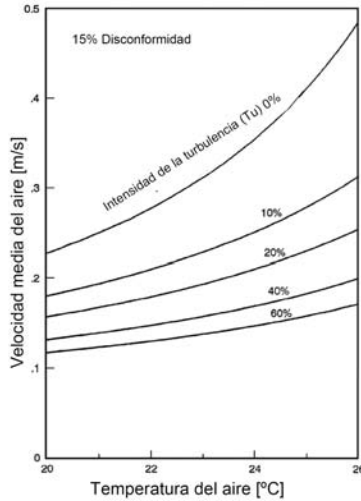


Figura 2.11: Condiciones de *draft* que no satisfacen al 15 % de las personas.

modelo procede de [19] y está basada en estudios realizados con 150 sujetos. La ecuación se puede aplicar a personas que realizan actividades sedentarias o muy ligeras, en condiciones próximas a las de comodidad térmica. La figura 2.11 muestra las curvas que surgen como la intersección entre planos de Tu constante con superficies de DR igual a 15 %.

2.10.3. Diferencia vertical de la temperatura del aire

En la mayoría de los ambientes la temperatura del aire aumenta con la altura desde el nivel del suelo. Si el gradiente es suficientemente grande puede existir un cierto grado de disconformidad térmica. Por este motivo se realizaron diferentes estudios que tuvieron en cuenta este fenómeno con personas en un estado de neutralidad térmica [33, 34, 35]. Los resultados representados a través de la figura 2.12 muestran el porcentaje de personas insatisfechas con el ambiente térmico como función de la diferencia vertical de temperatura del aire entre la cabeza (1.1[m] por sobre el nivel del suelo) y los tobillos (0.1[m] por sobre el nivel del suelo). De esta figura se puede extraer que cuando la diferencia de temperatura sea igual 3[°C] un 5 % de las personas se prevé se sentirán insatisfechas con el ambiente térmico. Este último valor de diferencia de temperatura fue tomado por la norma [19] como el límite aceptable para una persona sentada con una actividad sedentaria.

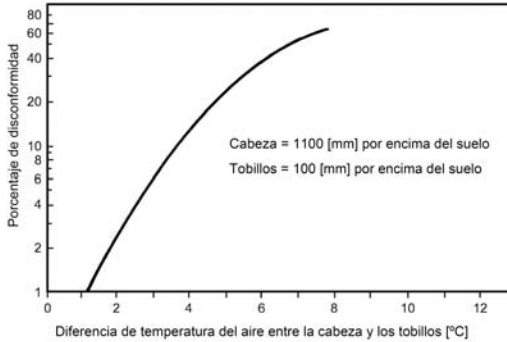


Figura 2.12: Porcentaje de personas sentadas no satisfechas con el ambiente como función de la diferencia de temperatura del aire entre la cabeza y los tobillos.

2.10.4. Temperatura de la superficie del suelo

Debido al contacto directo entre los pies y el suelo, disconformidad local puede llegar a sentirse con motivo de una temperatura demasiado fría o demasiado caliente del suelo. Además la temperatura del suelo tiene una significativa influencia sobre la temperatura radiante media y depende mayormente de los aspectos constructivos del piso.

La norma [19] establece el nivel de comodidad aceptable para actividades sedentarias en un 10% de personas insatisfechas. Esto se traduce en un rango de temperaturas del suelo aceptables de entre 19[°C] y 29[°C]. La figura 2.13 muestra la relación entre el porcentaje de personas insatisfechas con el ambiente y la temperatura del suelo, combinando datos experimentales con personas sentadas y de pie.

2.11. Estándares

Con el fin de poder utilizar todos los conceptos desarrollados en el presente capítulo, tanto por los ingenieros en climatización como por los diseñadores de ambientes, para ser aplicados en lugares de trabajo se generaron estándares internacionales. Los estándares más utilizados y difundidos son los realizados por ASHRAE e ISO. Estos se pueden clasificar en los siguientes grupos ([36]):

- estándares dirigidos directamente al confort térmico:
 - ASHRAE 55:** *Thermal environmental conditions for human occupancy*
 - ISO 7730:** *Moderate thermal environments - Determination of the PMV and PPD indices and specification of the conditions for thermal comfort, (EN ISO 7730)*

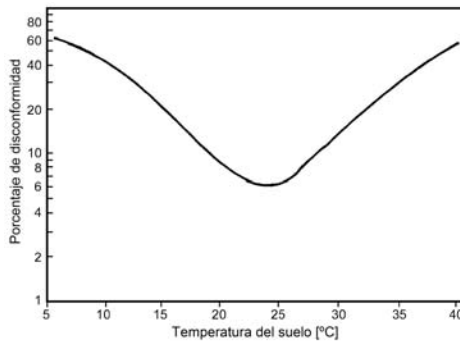


Figura 2.13: Porcentaje de personas no satisfechas con el ambiente como función la temperatura del suelo.

ISO 7993: *Hot environments - Analytical determination and interpretation of stress using calculation of required sweat rate*

- estándares que tratan el diseño de los ambientes:
 - ASHRAE 62:** *Ventilation for acceptable indoor air quality*
 - CR 1752:** *Ventilation for buildings - Design criteria for the indoor environment*

- estándares que cubren las mediciones de los parámetros térmicos ambientales:
 - ASHRAE 55:** *Thermal environmental conditions for human occupancy*
 - ASHRAE 113:** *Method of testing for room air diffusion*
 - ISO 7726:** *Ergonomics of the thermal environment - Instruments for measuring physical quantities*

- estándares para la determinación de los parámetros personales:
 - ASHRAE 55:** *Thermal environmental conditions for human occupancy*
 - ISO 8996:** *Ergonomics - Determination of metabolic heat production*
 - ISO 9920:** *Estimation of the thermal insulation and evaporative resistance of a clothing ensemble*

En el desarrollo de esta tesis se utiliza sólo el estándar ASHRAE 55. El propósito de este estándar es el de especificar las combinaciones

de los factores ambientales térmicos interiores y los factores personales que producirán condiciones ambientales térmicas aceptables para la mayoría de los ocupantes dentro del espacio ([20]). El alcance del estándar contempla los siguientes aspectos:

- los factores ambientales considerados son la temperatura, la radiación térmica, la humedad y la velocidad del aire; los factores personales son la actividad y la vestimenta
- se pretende que todos los criterios de la norma se apliquen en conjunto, debido a que el confort en el ambiente es complejo y responde a la interacción de todos los factores que se abordan
- este estándar especifica las condiciones térmicas ambientales aceptables para adultos saludables a una presión atmosférica para altitudes de hasta 3000 metros en espacios diseñados para ocupación humana por períodos no menores a 15 minutos
- el estándar no abarca factores ambientales no térmicos tales como la calidad del aire, acústica, iluminación, contaminantes químicos o biológicos que puedan afectar el confort o la salud

El estándar provee definiciones, hace una clasificación de los parámetros y provee información sobre las condiciones para un aceptable ambiente térmico. Además utiliza la temperatura operativa y la temperatura efectiva para especificar las condiciones aceptables del ambiente térmico. Aplicable mayormente para actividades de oficina. El estándar sólo considera el confort térmico en estado estable. En la sección 5.2 del estándar se especifican los métodos para determinar las condiciones aceptables para el ambiente o espacio térmico, incluyendo la disconformidad térmica local. En la sección 5.3 de la norma se provee un método opcional para la determinación de las condiciones aceptables de confort en espacios naturalmente ventilados. Se considera para la evaluación del ambiente térmico las posiciones de los dispositivos de medida y los períodos y las condiciones de medición de las variables.

El apéndice A del estándar precisa como obtener el nivel de actividad adecuado de acuerdo a la tarea que se realiza.

El apéndice B establece los métodos para estimar la aislación de la vestimenta.

El apéndice C explica cómo realizar una aproximación aceptable en el cálculo de la temperatura operativa.

El apéndice D desarrolla un programa para el cálculo del PMV.

Modelos de Predicción del Confort Térmico

Uno de los objetivos fundamentales en el estudio del comportamiento de las personas ante determinadas condiciones ambientales y personales, es el de predecir el grado de disconformidad con el ambiente térmico. En el capítulo anterior se vieron las variables que entran en juego en el equilibrio térmico y cuales son las condiciones para el confort. En cambio no se puede decir nada acerca del grado de satisfacción de las personas. Existen varios modelos desarrollados para cumplir con este objetivo, aquí se presentarán algunos y se realiza la elección del modelo que se utiliza para el diseño del controlador.

3.1. PMV-PPD

El índice PMV (de sus siglas en inglés - Predicted Mean Vote) predice la respuesta media en estado estacionario de un grupo de personas de acuerdo a la siguiente escala de sensación térmica [19]:

+3	caliente
+2	caluroso
+1	levemente caluroso
0	neutro
-1	levemente fresco
-2	fresco
-3	frío

Los estándares recomiendan que para satisfacer los requerimientos de confort térmico, el 90 % de los individuos debe sentirse térmicamente cómodos. Esto significa que el PMV debe estar entre -0.5 y +0.5.

Fanger en 1970 [4] relacionó el PMV con el desbalance entre el actual flujo de calor desde el cuerpo en un determinado ambiente y el flujo de calor requerido para el confort óptimo para una actividad específica a través de la siguiente ecuación:

$$PMV = \left[0,303e^{(-0,036M)+0,028} \right] L . \quad (3.1)$$

donde L es la carga térmica sobre el cuerpo y M es la tasa metabólica. La carga térmica depende de las variables ambientales y personales y es calculada por medio de la ecuación 3.4.

$$\begin{aligned} L = & (M - W) - 3,96 \times 10^{-8} f_{cl} [(t_{cl} + 273)^4 - (t_{rm} + 273)^4] \\ & - f_{cl} h_c (t_{cl} - t_a) - 0,0173M(5,87 - \phi) \\ & - 3,05[5,73 - 0,007(M - W) - \phi] - 0,42[M - W - 58,15] \\ & - 0,0014M(34 - t_a) . \end{aligned} \quad (3.2)$$

donde W denota el trabajo externo realizado en $\left[\frac{W}{m^2}\right]$, ϕ es la humedad relativa, t_a es la temperatura ambiente en $[\text{°C}]$, f_{cl} es el factor de área de vestido, t_{cl} es la temperatura de superficie de la vestimenta en $[\text{°C}]$, t_{rm} es la temperatura radiante media en $[\text{°C}]$ y h_c coeficiente de convección en $\left[\frac{W}{m^2\text{°C}}\right]$. Como parte de este cálculo t_{cl} , h_c y f_{cl} son determinados respectivamente por las ecuaciones listadas en 2.8. Las variables personales son estimadas como se indica en 2.6.

Para conocer qué porcentaje de personas no se sienten satisfechas con el ambiente térmico se utiliza el índice PPD (de sus siglas en inglés - Predicted Percentage of Dissatisfied). Fanger relacionó el PMV con el PPD a través de la siguiente ecuación:

$$PPD = 100 - 95e^{[-(0,03353PMV^4+0,2179PMV^2)]} \quad (3.3)$$

Esta relación es graficada en la figura 3.1.

Observe en la figura 3.1 que aunque el PMV sea igual a cero existe un 5 % de personas insatisfechas. Esto último es debido a que la evaluación del confort difiere ligeramente entre las personas realizando la misma actividad y vestidos de forma similar.

3.2. Modelo Dos-Nodos

Cuando se desea predecir la respuesta fisiológica o la respuesta para situaciones transitorias se utiliza el modelo de los Dos-Nodos (Two-Node)[37]. Este consiste en un modelo de parámetros concentrados que considera al ser humano como dos compartimientos térmicos concéntricos que representan la piel y el núcleo del cuerpo humano. La vestimenta y el sudor se asumen distribuidos uniformemente sobre la superficie de la piel. En el momento inicial, los compartimientos son

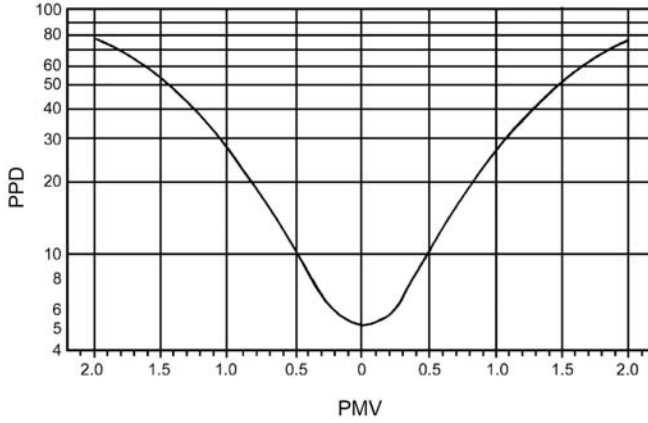


Figura 3.1: Porcentaje de personas insatisfechas (PPD) como función del voto medio previsto (PMV)

expuestos a un ambiente uniforme, y el modelo produce minuto a minuto simulaciones del sistema termorregulador humano. La temperatura en un compartimento se considera uniforme tal que existe un único gradiente de temperatura entre los compartimentos. Todo el calor se considera que es generado en el núcleo. Las ecuaciones diferenciales de primer orden que se utilizan para obtener las temperaturas de los compartimentos se deducen de realizar un balance de energía tanto en el núcleo como en la piel. Estas ecuaciones son

$$M - W + M_{esc} = q_{res} + (K + \rho_{bl}Q_{bl}c_{p,bl})(t_{nucleo} - t_{piel}) + m_{nucleo}c_{nucleo} \frac{dt_{nucleo}}{d\theta}; \quad (3.4)$$

$$(K + \rho_{bl}Q_{bl}c_{p,bl})(t_{nucleo} - t_{piel}) = q_{seco} + q_{evap} + m_{piel}c_{piel} \frac{dt_{piel}}{d\theta} \quad (3.5)$$

donde t_{piel} y t_{nucleo} representan las temperaturas de la piel y el núcleo del cuerpo en $[^{\circ}C]$, M_{esc} es la producción de calor metabólico debido a los escalofríos en ambientes fríos en $[\frac{W}{m^2}]$, q_{res} es el flujo de calor total debido a la respiración en $[\frac{W}{m^2}]$, K es la conductancia efectiva entre el núcleo y la piel ($5.28[\frac{W}{m^2 \cdot ^{\circ}C}]$), ρ_{bl} es la densidad de la sangre ($12.9[\frac{kg}{L}]$), Q_{bl} es el flujo de sangre entre el núcleo y la piel en $[\frac{L}{m^2 \cdot h}]$, c_{nucleo} , c_{piel} y $c_{p,bl}$ representan el calor específico del núcleo, la piel y la sangre (3500 , 3500 y 4190 $[\frac{J}{kg \cdot ^{\circ}C}]$ respectivamente), m_{nucleo} y m_{piel} son las masas del núcleo y la piel en $[kg]$, θ es el tiempo en $[s]$, q_{seco} es el flujo de calor

sensible desde la piel en $[\frac{W}{m^2}]$ y q_{evap} es el flujo de calor latente desde la piel en $[\frac{W}{m^2}]$.

Resolviendo ambas ecuaciones diferenciales se obtienen las temperaturas de los compartimentos, estas temperaturas se utilizan en la obtención de índices de predicción de la sensación térmica.

3.2.1. TSENS-DISC

El modelo está basado sobre una escala de 11 puntos, donde los valores positivos representan sensaciones térmicas más cálidas y valores negativos sensaciones más frías. TSENS predice la sensación térmica y tiene una escala con 4 puntos más que el índice PMV, ± 4 (muy caliente/frío) y ± 5 (intolerablemente caliente/frío). El índice DISC predice la disconformidad térmica y siguiendo la misma convención de signos se define como

5	intolerable
4	tolerancia limitada
3	muy no confortable
2	no confortable y desagradable
1	levemente no confortable pero aceptable
0	confortable

TSENS es definido en relación a la desviación de la temperatura media del cuerpo t_b con respecto a los set point frío y caliente representando los límites inferior y superior para la zona de regulación evaporativa ($t_{b,c}$ y $t_{b,h}$ respectivamente). El valor de t_b es la temperatura media del cuerpo y se calcula

$$t_b = (1 - \alpha_{piel})t_{nucleo} + \alpha_{piel}t_{piel} \quad (3.6)$$

$$\alpha_{piel} = 0,0418 + \frac{0,745}{10,8Q_{bl} - 0,585} \quad (3.7)$$

donde α_{piel} es la fracción de la masa corporal total que se considera térmicamente en el compartimento de la piel. Los valores de los set point dependen de la tasa neta de producción de calor interna [22] y son calculados por:

$$t_{b,c} = \frac{0,194}{58,15}(M - W) + 36,301 \quad (3.8)$$

$$t_{b,h} = \frac{0,347}{58,15}(M - W) + 36,669 \quad (3.9)$$

TSENS es entonces determinado por

$$TSENS = \begin{cases} 0,4685(t_b - t_{b,c}) & t_b < t_{b,c} \\ 4,7\eta_{ev}(t_b - t_{b,c})/(t_{b,h} - t_{b,c}) & t_{b,c} \leq t_b \leq t_{b,h} \\ 4,7\eta_{ev} + 0,4685(t_b - t_{b,h}) & t_{b,h} < t_b \end{cases} \quad (3.10)$$

donde η_{ev} es la eficiencia evaporativa (se asume 0.85).

El índice DISC está dado por la siguiente expresión:

$$DISC = \begin{cases} 0,4685(t_b - t_{b,c}) & t_b < t_{b,c} \\ \frac{4,7(E_{rsw} - E_{rsw,req})}{E_{max} - E_{rsw,req} - E_{dif}} & t_{b,c} \leq t_b \leq t_{b,h} \end{cases} \quad (3.11)$$

donde E_{rsw} es la pérdida de calor evaporativo debido a la regulación del sudor y $E_{rsw,req}$ la misma requerida para el confort, ambas expresadas en $[\frac{W}{m^2}]$, E_{dif} es la pérdida de calor evaporativo debido a la difusión de humedad a través de la piel en $[\frac{W}{m^2}]$ y E_{max} es la pérdida máxima posible de calor evaporativo en $[\frac{W}{m^2}]$. Las expresiones para el cálculo de todas las pérdidas de calor evaporativas mencionadas se encuentran en [22].

3.2.2. Temperatura efectiva (ET*)

La temperatura efectiva conceptualmente ya fue explicada en 2.7.2 y utiliza el modelo de Dos-Nodos para calcular la humedad de la piel w en la zona de regulación evaporativa. La humedad de la piel se obtiene de la relación entre la tasa de regulación de la sudoración (E_{rsw}) y la máxima evaporación (E_{max}). E_{rsw} se obtiene conociendo las temperaturas t_{nucleo} y t_{piel} del modelo. La expresión para calcular ET* esta dada por

$$ET^* = t_o + wi_m LR(p_a - 0,5p_{ET^*,s}) \quad (3.12)$$

donde w representa la humedad de la piel, i_m es la relación entre la capacidad de evaporación del flujo de calor entre la piel y el ambiente y la capacidad del flujo de calor sensible comparado con la relación de Lewis, LR es la relación de Lewis en $[\frac{oK}{kPa}]$, p_a es la presión de vapor de agua en el aire en $[kPa]$ y $p_{ET^*,s}$ es la presión de vapor saturado para ET* en $[kPa]$.

La humedad de la piel y el índice de permeabilidad deben ser especificados y son constantes para una línea ET* de una situación particular. i_m depende del tipo de vestimenta y la superficie cubierta del individuo. Uno de los factores que influyen sobre w es la actividad que se realiza. Por lo tanto para diferentes actividades y vestimentas de las personas y con una temperatura y humedad dada la pendiente de la línea que representa a ET* puede variar. Por ejemplo un bajo valor de

la humedad de la piel hace que la influencia de la humedad del ambiente sea pequeña. Por el contrario un alto valor de w debido por ejemplo a un incremento en la actividad realizada, hace que la influencia de humedad del ambiente sea mucho más pronunciada (líneas de ET^* más horizontales). Debido a que la temperatura efectiva es dependiente de la vestimenta y la actividad, no se pueden realizar gráficos generalizados de ET^* . La figura 3.2 muestra líneas de ET^* para condiciones de actividad sedentaria, velocidad del aire suave y vestimenta de verano.

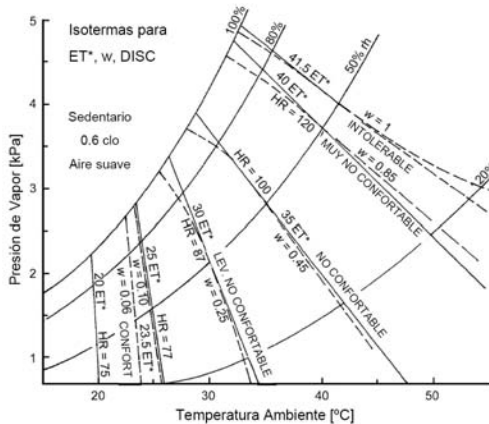


Figura 3.2: Efecto del ambiente térmico sobre ET^* .

Considerando un conjunto de condiciones representativas de aplicaciones típicas en ambientes interiores se definió una alternativa a la utilización de la temperatura efectiva, la temperatura efectiva estándar (SET^* - Standard Effective Temperature). La temperatura efectiva estándar es la temperatura equivalente del aire de un ambiente imaginario isotérmico con el 50 % de humedad, en el cual una persona vestida con ropa estandarizada para la actividad que está realizando tiene la misma temperatura y humedad en la piel que en el ambiente real.

3.3. Modelos de Adaptación

Los modelos enunciados hasta aquí surgieron de estudios de personas en cámaras climáticas (climatización forzada), es decir en ambientes con condiciones ambientales, vestimenta y actividades preestablecidas. Sin tener la posibilidad de involucrar los procesos de adaptación de las personas.

Los modelos de adaptación se basan en el siguiente principio: “Si un cambio ocurre tal que produce la no conformidad con el ambiente,

las personas reaccionan de manera tal de restablecer la sensación de confort.” El confort puede ser alcanzado por la adaptación de los ocupantes bajo las condiciones del ambiente o adaptando el ambiente para mejorar la percepción de confort (figura 3.3).



Figura 3.3: Interacción entre el edificio y sus ocupantes en el proceso de adaptación.

Las acciones de adaptación que realizan las personas son comportamientos típicos tales como cambio de la ropa (por ejemplo quitándose alguna prenda en ambientes cálidos), modificación de la postura, nivel de actividad, ventilación, etc.

Los modelos de adaptación se utilizan cuando existe la posibilidad de que la ventilación se realice de manera natural. Numerosos estudios realizados en campo establecieron una relación entre la temperatura de confort y las variables climáticas externas. En [38] Humphreys trazó la temperatura de confort t_c contra la temperatura media mensual exterior t_{mme} para un gran número de encuestas realizadas en todo el mundo. Allí encontró una clara división entre personas con la posibilidad de adaptación con climatización natural y aquellos calentados o enfriados de manera mecánica.

Un modelo de adaptación basado sobre los datos extraídos de un amplio rango de edificios, climas y culturas es ([39]):

$$t_c = 24,2 + 0,43(t_{mme} - 22)e^{-\left(\frac{t_{mme} - 22}{24\sqrt{2}}\right)^2} \quad (3.13)$$

Para los climas y los edificios donde la refrigeración y la calefacción central no son necesarios, estudios sugieren el siguiente modelo ([40]):

$$t_{oc} = 18,9 + 0,255t_{mme} \quad (3.14)$$

donde t_{oc} es la temperatura operativa de confort en [°C].

En un nuevo análisis de los datos de [40], Humphreys y Nicol en [41] argumentaron que utilizando la distinción original de Humphreys aumenta la precisión de la relación, tanto en edificios naturalmente ventilados y con climatización forzada.

En la última versión del estándar 55 de ASHRAE en la sección 5.3 se provee un método opcional para determinar las condiciones de confort en ambientes naturalmente ventilados. La figura 3.4 es extraída

de [20] e incluye dos conjuntos de límites de temperatura operativa, uno para el 80 % de aceptabilidad y otro para el 90 %. La figura 3.4 está basada en un modelo adaptativo de confort térmico que es derivado de una base de datos global de 21000 mediciones tomadas principalmente en oficinas.

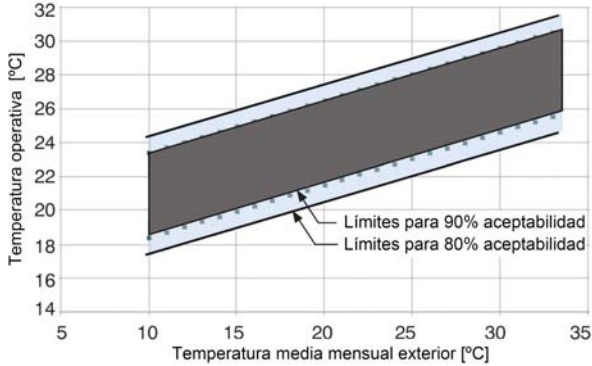


Figura 3.4: Rangos de temperaturas operativas para espacios naturalmente ventilados.

3.4. Zonas de confort térmico

El estándar 55 de ASHRAE especifica las zonas de confort térmico en verano e invierno en un diagrama psicrométrico (figura 3.5). En estas zonas el 80 % de las personas se sentirán térmicamente confortable, considerando que realizan actividades sedentarias o casi sedentaria (1.0 a 1.3 [met]). Este porcentaje está basado en un 10 % de insatisfacción térmica utilizando el criterio del índice PMV-PPD y el otro 10 % debido a una posible disconformidad térmica local.

En la figura 3.5 se observa que en verano se considera 0.5 [clo] como aislación de la ropa y en invierno 1.0 [clo] con velocidades del aire no mayor que 0.2 [$\frac{m}{s}$]. El rango de temperatura operativa permitido para valores intermedios de aislación de la ropa se puede determinar por interpolación lineal entre 0.5 [clo] y 1.0 [clo] utilizando las siguientes expresiones:

$$T_{min,Icl} = \frac{(I_{cl} - 0,5)T_{min,1,0clo} + (1,0 - I_{cl})T_{min,0,5clo}}{0,5} \quad (3.15)$$

$$T_{max,Icl} = \frac{(I_{cl} - 0,5)T_{max,1,0clo} + (1,0 - I_{cl})T_{max,0,5clo}}{0,5} \quad (3.16)$$

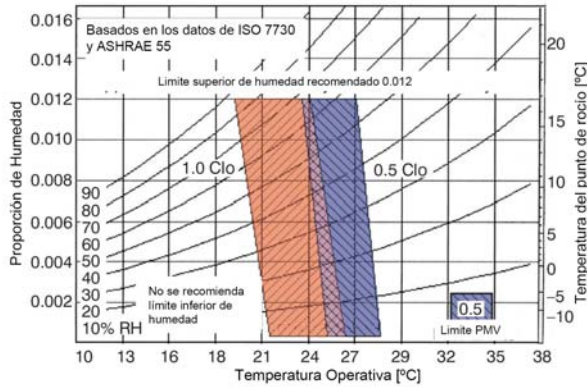


Figura 3.5: Rango aceptable de temperatura operativa y humedad.

donde $T_{min,I_{cl}}$ y $T_{max,I_{cl}}$ son los límites inferior y superior de la temperatura operativa para la aislación de la vestimenta I_{cl} , dadas en [°C].

Los límites de temperatura más frías y más caliente son afectadas por la humedad y coinciden con las líneas de ET^* constantes.

Los límites de humedad son menos precisos y para valores bajos de humedad no existe un grado recomendado. Para este último caso hay que tener en cuenta evitar los efectos de una excesiva baja humedad como ser la sequedad de las mucosas y la piel, pudiendo producir disconformidad.

3.5. Selección del Modelo de Predicción

La elección del criterio a utilizar para conocer el nivel de satisfacción de las personas con el ambiente térmico, en esta tesis se basa en que algunas veces no solamente un índice “racional” es necesario. Es decir que en los casos en los que las personas tengan la posibilidad de modificar su nivel de confort los modelos racionales (PMV-PPD o dos-nodos) se alejan de la realidad, debido a que fueron concebidos en estudios en cámaras climáticas bajo condiciones estrictamente definidas.

Los modelos de adaptación tienen la dificultad de muchas veces no se pueden generalizar debido a la variabilidad en las opiniones de los individuos.

Por las razones anteriormente expuestas se elige como índice racional el modelo PMV-PPD debido a su amplia utilización en el campo de la investigación y actualmente es llevado a la práctica por los ingenieros en climatización gracias a su difundida estandarización. El cálculo del índice PMV es tratado en 5.1.

Modelo Higrotérmico del Ambiente

Uno de los objetivos de esta tesis es determinar los factores y variables que se requieren controlar para lograr ambientes confortables, esto requiere de un estudio más preciso de los fenómenos térmicos producidos en los ambientes (modelado), analizando su comportamiento térmico en función del clima exterior y las perturbaciones interiores.

La mayor dificultad para definir un modelo reside en la cantidad de variables que intervienen. Para el caso de climatización que es un proceso dinámico las variables son muchas y no todas de fácil medición, además de requerir en algunos casos registros estadísticos de la región climática en estudio.

Durante mucho tiempo las comisiones técnicas de ASHRAE han enfocado sus esfuerzos en proveer las herramientas necesarias para el tratamiento completo de edificios. Desarrollando algoritmos de cálculos que pueden ser utilizados para crear modelos de los componentes de un espacio térmico. Ejemplos de modelos térmicos pueden ser encontrados en [1, 2, 3]. El objetivo de este capítulo es a través de los fundamentos básicos de transmisión de calor (primeros principios), diseñar y validar un ambiente térmico (oficina) que podrá ser utilizado para el diseño de controladores del clima interno considerando el confort térmico [13]. Se elige el modelado basado en el balance de calor para obtener las respuestas de las variables internas a través del tiempo. En [42] se presenta una completa formulación del método de balance de energía adecuado para calcular la carga de refrigeración.

Para el estudio de climatización de espacios ocupados es en general suficiente considerar sólo la ganancia de calor sensible, debido a que la tasa de transferencia de humedad a través de las paredes es bastante pequeña y la correspondiente ganancia de calor latente es insignificante.

4.1. Modelado

Un ambiente puede ser visto como un sistema dinámico multi-variable donde las principales señales de entrada son la temperatura exterior (t_{amb}) y la humedad relativa exterior (ϕ_{ext}), la velocidad del viento (v_v), la radiación solar y la tasa de extracción de calor (\dot{Q}_{aux}) (en el caso de refrigeración). Las señales de salida son generalmente la temperatura (t_a) y humedad relativa interior (ϕ). Al modelo se deben incorporar además las 2 variables físicas necesarias para evaluar el confort térmico, estas son la temperatura radiante media (t_{rm}) y la velocidad del aire en el interior del recinto (v_a) (ver sección 2.7.4).

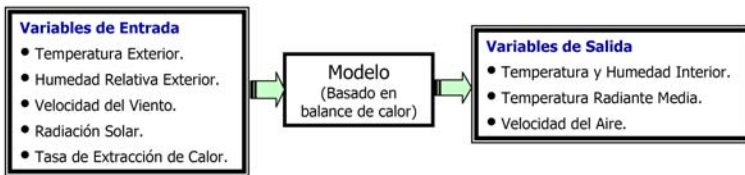


Figura 4.1: Entradas y salidas del modelo.

El ambiente modelado corresponde a una sala, en cuyo lugar se realizan tareas de oficina. Las dimensiones y orientación se muestran en la figura 4.2. La orientación y ubicación (31.61° lat. sur, 68.53 lon.

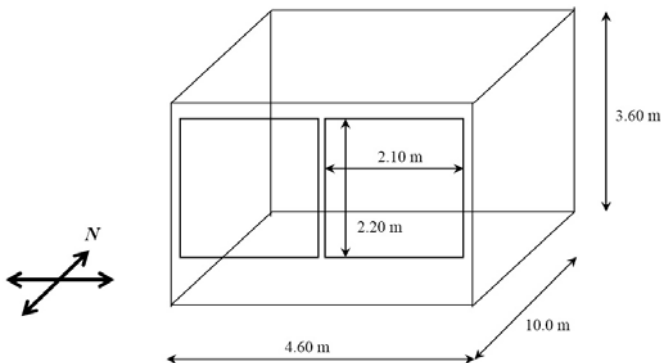


Figura 4.2: Ambiente modelado.

oeste) es de vital importancia para la cálculo de radiación solar. La sala cuenta sobre el lado sur con un parasol que no permite que la radiación solar incida directamente sobre las ventanas. El techo es el único componente de la construcción que recibe radiación solar directa.

Los ambientes contiguos a la habitación tienen idénticas características constructivas.

En el proceso de modelado existen diversos factores que hacen que los cálculos pierdan exactitud, debido a la estima de coeficientes y parámetros, y a las diferencias en las motivaciones y experiencias de los constructores, etc. Todos los procedimientos de cálculo involucran algún tipo de modelo, y la cantidad de detalles del modelo dependen del propósito para el cual va a ser creado [42]. El método que se utiliza en este trabajo está basado en el balance de energía en las paredes y en el aire que ocupa el espacio. Los resultados obtenidos con este método no son más que una buena aproximación para el estudio de climatización forzada de ambientes.

4.1.1. Datos Necesarios

4.1.1.1. Información general

- Ubicación geográfica (latitud, longitud, orientación, etc).
- Fecha y hora.
- Variables climáticas externas (velocidad del viento, temperatura y humedad relativa exterior, radiación solar y presión atmosférica).

Las variables climáticas externas, excepto la radiación solar, son obtenidas a través una estación meteorológica marca **Davis** modelo **Weather Monitor II** (figura 4.3(a)), cuyos sensores de humedad y temperatura exterior, y velocidad y dirección del viento están ubicados sobre el lado sur. La estación también cuenta con sensores de temperatura y humedad ubicados en la consola que se encuentra en el interior de la sala (figura 4.3(b)).



(a)



(b)

Figura 4.3: (a) Estación meteorológica Davis Weather Monitor II; (b) Puesto de trabajo de la oficina.

4.1.1.2. Información de las paredes

- Orientación e inclinación.
- Área y espesor.
- Conductividad térmica.
- Calor específico.
- Emitancia exterior e interior.
- Absorbencia solar exterior de onda larga (LW).
- Absorbencia interna de onda corta (SW)
- Coeficientes de transmisión de calor por convección interior y exterior.
- Información de la construcción capa por capa.

Para el caso del piso y del techo los datos necesarios son similares a los correspondientes a las paredes.

4.1.1.3. Información de las ventanas

- Orientación.
- Área y espesor.
- Transmisividad solar normal.
- Absorbencia total normal.
- Emitancia.
- Conductividad térmica.

Los datos de los coeficientes de las paredes y ventanas fueron extraídos de [22].

4.1.1.4. Ganancias internas

El espacio puede estar sujeto a varias fuentes de calor internas, como ser personas, luces, equipos eléctricos e infiltración. En el caso de la infiltración se asume que la energía va inmediatamente al balance de calor del aire. En los demás casos se deben conocer:

- Parte de la ganancia de calor que es energía sensible.
- Fracción de la energía que entra como radiación.

- Fracción de la energía que ingresa al aire directamente por convección.
- Niveles de actividad de las personas.
- Potencias de los equipos eléctricos.

Estos ítems son estimados más adelante.

4.1.2. Estima de la Radiación Solar

Uno de los datos de importancia relevante en la estima de la temperatura interior es la radiación solar, que afecta a las superficies en contacto directo con los rayos del sol. Existen numerosos métodos presentados en distintos trabajos que estudian la radiación solar [43, 44, 45], estos permiten estimarla cuando no es posible medirla. Su utilidad se ve potenciada cuando es necesario aplicarlo en simulaciones térmicas durante días despejados. En esta tesis se tomó el modelo de ASHRAE para días despejados [22] y su desarrollo e implementación se explica a continuación.

4.1.2.1. Tiempo Solar Aparente

Debido a que la órbita terrestre es levemente elíptica, el flujo de radiación varía a lo largo del año de acuerdo a la distancia entre el sol y la tierra. La velocidad de la tierra también varía a lo largo del año, llamando al tiempo marcado por un reloj solar **Tiempo Solar Aparente** (TSA) y difiere del tiempo marcado por un reloj corriendo a una tasa uniforme llamado **Tiempo Solar Medio** (TSM). Esta diferencia es expresada a través de la **Ecuación del Tiempo** (ET) cuyos valores pueden ser obtenidos a través almanaques náuticos o de fórmulas empíricas. Considerando que la ET varía muy poco de año a año aquí se toma la siguiente expresión aproximada [43]

$$\begin{aligned}
 B &= \left(\frac{360(ND - 81)}{365} \right) \frac{\pi}{180} \\
 ET &= 9,87\sin(2B) - 7,53\cos(B) - 1,5\sin(B) \quad (4.1)
 \end{aligned}$$

donde ET está expresado en minutos y ND representa la cantidad de días. Por ejemplo para el primer día de febrero ND es igual a 32.

Para obtener el TSA primero se suma ET y el **Tiempo Estándar Local** (TEL), que corresponde a la hora local. A continuación se realiza una corrección de longitud, esto es cuatro minutos de tiempo por cada grado de diferencia entre la longitud local (LON) y el **Meridiano Estándar Local** (MEL) de la zona horaria. El MEL se cuenta cada 15° desde el meridiano de Greenwich, y es positivo hacia el este y

negativo hacia el oeste. Por todo esto TSA viene dado por la siguiente expresión

$$TSA = TEL + \frac{ET}{60} + \frac{MEL - LON}{15} \quad (4.2)$$

donde TSA y TEL están expresados en horas, ET en minutos, y MEL y LON en [°]. La longitud se considera positiva hacia el este y negativa hacia el oeste, para el ambiente en estudio el valor es -68.53°.

Para el caso de estudio de esta tesis, de acuerdo a su ubicación geográfica el MEL es igual a -60°.

4.1.2.2. Declinación Solar

Otro dato de interés para la estima de la radiación solar es la declinación solar. Debido a que el plano ecuatorial de la tierra forma un ángulo de 23.45° con respecto a su plano orbital, existe un ángulo entre la línea tierra-sol y el plano ecuatorial denominado declinación solar δ que varía a lo largo del año. Esta variación causa los cambios estacionales con sus desiguales períodos de luz y oscuridad. La expresión utilizada aquí para el cálculo de la declinación solar es [43]

$$\delta = 23,45 \sin \left[\frac{360(284 + ND)}{365} \right] \quad (4.3)$$

donde δ está expresado en [°].

4.1.2.3. Ángulos solares

La posición del sol en el cielo es convenientemente expresada en términos de la altitud solar β medido por encima de la horizontal y el solar azimut Φ medido a partir del sur. Estos ángulos dependen de la latitud local L ; la declinación solar δ y el tiempo solar aparente expresado como ángulo horario H (ecuación 4.4).

$$H = 15(TSA - 12) \quad (4.4)$$

En la figura 4.4 se muestran los ángulos de la posición solar y los ángulos de incidencia sobre superficies horizontales y verticales. Las ecuaciones 4.5 y 4.6 relacionan β y Φ con los ángulos anteriormente mencionados.

$$\sin \beta = \cos L \cos \delta \cos H + \sin L \sin \delta \quad (4.5)$$

$$\cos \Phi = \frac{\sin \beta \sin L - \sin \delta}{\cos \beta \cos L} \quad (4.6)$$

La superficie solar azimut γ viene dada por:

$$\gamma = \Phi - \Psi \quad (4.7)$$

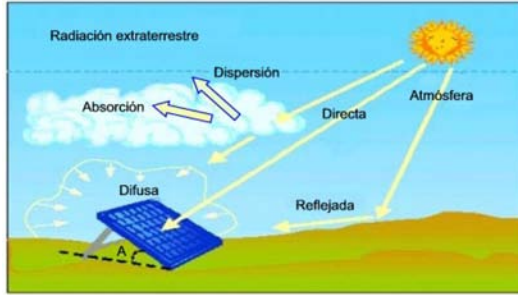


Figura 4.5: Ejemplo gráfico de las irradiancias.

donde E_{DN} es la irradiancia normal directa que se obtiene a través de la ecuación 4.10.

$$\begin{aligned} E_{DN} &= \left[\frac{A}{e^{\frac{B}{\sin \beta}}} \right] & \text{si } \beta > 0 \\ E_{DN} &= 0 & \text{si } \beta \leq 0 \end{aligned} \quad (4.10)$$

La variable A es la constante solar aparente y B el coeficiente de extinción atmosférico¹.

La irradiancia difusa corresponde a la radiación solar dispersada por los diferentes componentes de la atmósfera (figura 4.5), está dada por

$$\begin{aligned} E_d &= CYE_{DN} & \text{para superficies verticales} \\ E_d &= CYE_{DN} \frac{1 + \cos \Sigma}{2} & \text{otras superficies} \end{aligned} \quad (4.11)$$

donde C es un factor de cielo difuso e Y es la relación entre la radiación difusa del cielo sobre una superficie vertical y radiación difusa del cielo sobre una superficie horizontal. La inclinación de las superficies están representadas por Σ en $[\circ]$.

La radiación reflejada es la reflejada por el suelo.

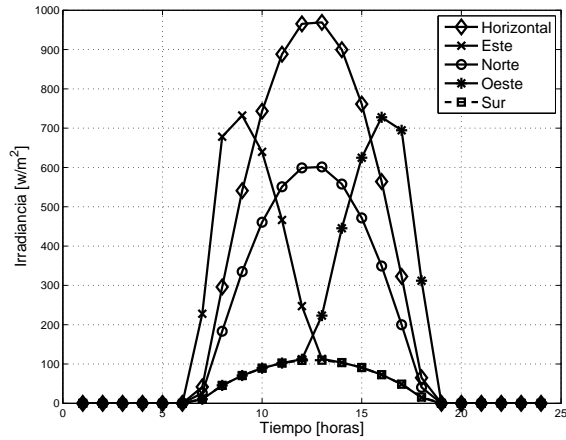
$$E_r = E_{DN}(C + \sin \beta)\rho_g \frac{1 + \cos \Sigma}{2} \quad (4.12)$$

donde ρ_g es la reflectividad del suelo (albedo). Un valor común para este parámetro es 0.2. La irradiancia total es la suma cada una de las irradiancias enunciadas anteriormente.

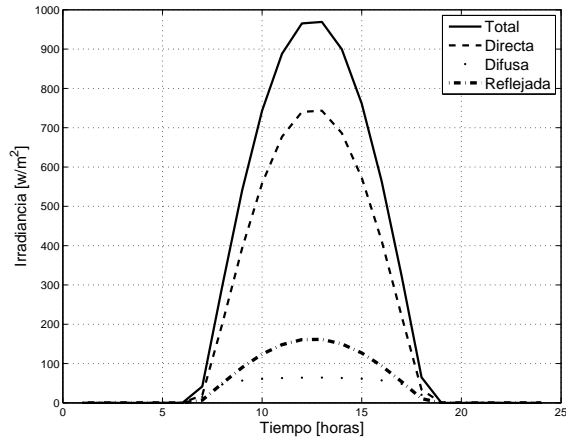
Es importante aclarar que para realizar los cálculos son necesarios la ubicación geográfica, fecha y hora, uso horario, orientación e inclinación. Para realizar la estima de todas estas radiaciones se creó

¹Las definiciones y ecuaciones son extraídas de [22]

una función en MATLAB[®] que luego fue utilizada en los procedimientos de cálculo. Las figuras (a) y (b) muestran los resultados obtenidos en la estima de las irradiancias para días soleados en verano.



(a)



(b)

Figura 4.6: (a) Irradiancias totales en verano; (b) Irradiancias sobre una superficie horizontal en verano.

4.1.3. Balance de Energía Térmica

La estima de la carga de refrigeración para un espacio involucra el cálculo superficie por superficie del balance de calor por conducción,

convección y radiación de cada una de las superficies del espacio considerado (figura 4.7) y un balance de calor por convección para el aire interior (figura 4.8).

Existen asunciones que simplifican el modelo. La asunción fundamental es que el aire en la zona térmica es considerado como una mezcla perfecta, lo que significa que la temperatura es uniforme en toda la zona. Otra asunción es que las superficies del ambiente (paredes, ventanas, pisos, etc) pueden ser tratadas teniendo:

- Temperatura de superficie uniforme.
- Irradiación de onda larga y corta uniforme.
- Superficies radiantes difusas.
- Conducción de calor unidimensional.

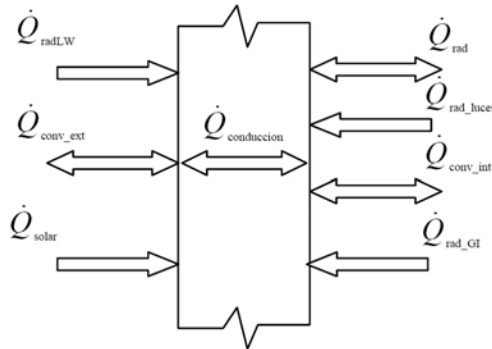


Figura 4.7: Balance de energía térmica de las paredes.

El resultado de esta formulación es llamado *modelo de balance de energía térmica*. De la figura 4.7, teniendo en cuenta el almacenamiento de energía se obtiene:

$$m_p c_p \frac{dt_{si}}{dT} = \dot{Q}_{rad} + \dot{Q}_{rad_luces} + \dot{Q}_{rad_GI} + \dot{Q}_{conduccion} - \dot{Q}_{conv_int} \quad (4.13)$$

donde m_p es la masa en [kg], c_p es la capacidad de calorífica en [$\frac{J}{kg^\circ C}$] (depende del tipo de material), t_{si} es la temperatura superficial en [$^\circ C$], T es el tiempo, \dot{Q}_{rad} es el intercambio de calor por radiación entre las paredes en [W], \dot{Q}_{rad_luces} es la transferencia de calor por radiación desde las luces en [W], \dot{Q}_{rad_GI} es la transferencia de calor desde las fuentes internas (radiación de las personas y equipos) en [W],

$\dot{Q}_{conduccion}$ es el flujo térmico por conducción en el interior de la pared, piso o techo en $[W]$, \dot{Q}_{conv_int} es la transferencia de calor convectivo desde (o hacia) los componentes de la construcción a la masa de aire en $[W]$.

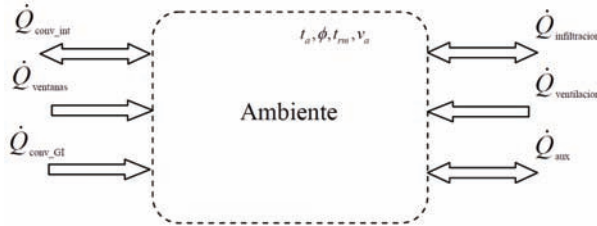


Figura 4.8: Balance térmico en el aire.

El cálculo de la temperatura del aire se realiza teniendo en cuenta la figura 4.8:

$$m_a c_a \frac{dt_a}{dT} = \dot{Q}_{conv_int} + \dot{Q}_{ventanas} + \dot{Q}_{conv_GI} + \dot{Q}_{ventilacion} + \dot{Q}_{infiltracion} \pm \dot{Q}_{aux} \quad (4.14)$$

donde m_a es la masa del aire en $[kg]$, c_a es la capacidad calorífica del aire ($1005 \frac{J}{kg^{\circ}C}$), t_a es la temperatura del aire en $[^{\circ}C]$, $\dot{Q}_{ventanas}$ es el flujo de calor a través de las ventanas en $[W]$, \dot{Q}_{conv_GI} la parte convectiva de las cargas internas en $[W]$, $\dot{Q}_{ventilacion}$ es la carga sensible debido a la ventilación en $[W]$, $\dot{Q}_{infiltracion}$ es la carga sensible debido a la infiltración en $[W]$, \dot{Q}_{aux} es el flujo térmico que proporciona el sistema de climatización en $[W]$.

A continuación se expondrán las ecuaciones que rigen los modelos de cada uno de los componentes de las ecuaciones diferenciales 4.13 y 4.14.

4.1.4. Transferencia de Calor

4.1.4.1. Transferencia de calor por conducción

En el proceso de transferencia de calor por conducción de las paredes se debe hacer una distinción entre las que están expuestas directamente a la radiación solar y las que no. Para el caso en estudio la pared sur y el techo están en contacto directo con el exterior, pero únicamente el techo está expuesto a las radiaciones solares. Las demás paredes se vinculan con espacios de similares características al ambiente modelado. Las ecuaciones que modelan la transferencia de calor por

conducción para cada caso están dadas por:

$$\dot{Q}_{conduccion} = UA(t_{amb} - t_a) \quad (\text{sur}) \quad (4.15)$$

$$\dot{Q}_{conduccion} = UA(t_{sa} - t_a) \quad (\text{techo}) \quad (4.16)$$

$$\dot{Q}_{conduccion} \approx 0 \quad (\text{norte, este y oeste}) \quad (4.17)$$

donde U y A , son el coeficiente total de transferencia de calor (considerando los coeficientes de transferencia de calor superficiales) y el area, en $[\frac{W}{m^2 \circ C}]$ y $[m^2]$ respectivamente. La variable t_{sa} representa la temperatura sol-aire y puede ser interpretada físicamente como la temperatura del medio exterior que producirá el mismo efecto que la radiación incidente en conjunto con la temperatura externa del aire. Esta temperatura incluye los efectos del flujo de calor debido al intercambio por radiación LW entre el aire sus alrededores (\dot{Q}_{radLW}), el flujo de radiación solar total (\dot{Q}_{solar}) y el intercambio de flujo convectivo con el aire exterior (\dot{Q}_{conv_ext}).

La temperatura sol-aire [46] está dada por

$$t_{sa} = t_{amb} + \frac{\alpha E_t}{h_{se}} - \frac{q_{rn}}{h_{se}} \quad (4.18)$$

donde α es la absorción de radiación solar de la superficie. El coeficiente de transferencia de calor por convección y radiación de la superficie externa está representado por h_{se} (ecuación 4.19), y depende de la velocidad del viento v_v [5]. La variable q_{rn} representa el intercambio neto de radiación entre la superficie y el ambiente (ecuación 4.20), y depende de la temperatura ambiente en grados Kelvin, de la emitancia ε y de la constante de Stefan-Boltzman σ ($5,67 \times 10^{-8} [\frac{W}{m^2 \circ K^4}]$) [46].

$$h_{se} = 10 + 4,1v_v \quad (4.19)$$

$$q_{rn} = \varepsilon\sigma(t_{amb} + 273,15)^4 - 5,31 \times 10^{-13}(t_{amb} + 273,15)^6 \quad (4.20)$$

4.1.4.2. Intercambio de calor por radiación entre las paredes

Este factor está dado por la suma de los intercambios de calor de cada superficie con las otras superficies provocado por la diferencia de temperatura Δt_{ij} . Además se ve afectado no sólo por las temperaturas superficiales sino también por sus areas, emisividad y un factor angular f_{ij} adimensional que tiene en cuenta la disposición geométrica entre dos superficies [22].

$$\dot{Q}_{rad} = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^{n-1} A_i \varepsilon_i f_{ij} \sigma \Delta t_{sij} \quad (4.21)$$

$$\Delta t_{ij} = (t_{si} + 273,15)^4 - (t_{sj} + 273,15)^4 \quad (4.22)$$

4.1.4.3. Transferencia de calor por convección

Para las superficies internas del espacio, el calor es transmitido por convección a través del aire como

$$\dot{Q}_{conv_int} = Ah_c(t_s - t_a) \quad (4.23)$$

donde h_c representa el coeficiente de transferencia de calor por convección. Este último depende del movimiento del aire, por ejemplo si la velocidad del aire es cercana a cero se puede considerar al coeficiente igual a $8.29 \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K} \right]$.

4.1.4.4. Ventilación e infiltración

La ventilación incluye la introducción intencional de aire desde el exterior hacia el interior del ambiente. Se considera solamente la ventilación natural provocada por la apertura de las ventanas. El flujo de calor está dado por las siguientes ecuaciones [47]:

$$\dot{Q}_{ventilacion} = \rho_a c_a \Phi_v (t_{amb} - t_a) \quad (4.24)$$

$$A_{ef} = \sum_i A_{vi} \sin(AV_i) \quad (4.25)$$

$$V_{ef} = \sqrt{\frac{v_v^2}{1000} + \frac{\Delta t}{1120}} + 0,01 \quad (4.26)$$

$$\Phi_v = A_{ef} V_{ef} \quad (4.27)$$

donde A_{ef} es el área efectiva en $[m^2]$, ρ_a es la densidad del aire ($1.25 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$), y AV_i y A_{vi} son la apertura en radianes y el área en $[m^2]$ de cada una de las ventanas respectivamente. El flujo que ingresa está representado por Φ_v en $\left[\frac{m^3}{s} \right]$ y Δt es la diferencia de temperatura entre el interior y el exterior en $[^\circ C]$.

La infiltración es un proceso natural de fuga o pérdida de aire no intencionales a través de las ventanas o puertas del ambiente. La infiltración es difícil de modelar. La estima de este parámetro se halló en función de la velocidad del viento y la diferencia de temperatura (ecuación 4.28).

$$\dot{Q}_{infiltracion} = 0,6 \sqrt{1 \times 10^{-4} v_v^2 + 21 \times 10^{-5} \Delta t} \quad (4.28)$$

Esta última expresión se basa en el modelo desarrollado en [48].

4.1.4.5. Flujo de calor a través de las ventanas

La ganancia de calor a través de las ventanas se determina por medio del flujo total de calor que se calcula por medio de la ecuación 4.29.

$$\dot{Q}_{ventana} = \dot{Q}_b + \dot{Q}_d + \dot{Q}_c \quad (4.29)$$

donde \dot{Q}_b es la ganancia de calor solar directa en $[W]$ que depende del área A_v de la ventana, la radiación solar directa E_D y un coeficiente de ganancia de calor solar que depende del ángulo de incidencia θ ; \dot{Q}_d es la ganancia de calor solar difusa y es función de las radiaciones solares difusa E_d y reflectiva E_r y un coeficiente de ganancia de calor difusa $< SHGC >_D$ ²; \dot{Q}_c representa el flujo de calor por conducción que ingresa por las ventanas.

Para el caso de esta tesis las ventanas están orientadas hacia el sur y no incide la radiación solar directamente sobre ellas. Por lo tanto el flujo de calor $\dot{Q}_{ventana}$ sólo es debido al flujo que ingresa por conducción, es decir

$$\dot{Q}_{ventana} = U_v A_v (t_{amb} - t_a) \quad (4.30)$$

4.1.4.6. Luces, equipos y personas

Debido a que la iluminación es a menudo una importante carga del espacio, es necesario estimar el flujo de calor por radiación que genera. La ganancia de calor para una lámpara está dada por

$$\dot{Q}_{rad_luces} = P_{total} F_u \quad (4.31)$$

donde P_{total} es la potencia total de la lámpara en $[W]$ y F_u es el factor de utilización.

En cuanto a los equipos presentes se considera en el modelo solamente las computadoras y monitores. Es importante reconocer qué porcentaje del flujo de calor es eliminado por radiación y qué porcentaje es eliminado por convección. Se considera para los monitores que el 15 % es por radiación y el 85 % por convección, para las computadoras el 40 % es por radiación y el 60 % por convección [49].

La interacción térmica de las personas con su medio, en ambientes cerrados debe ser considerada ya que esta influye sobre la evolución de la temperatura del mismo. Se han realizado numerosos estudios que estiman la tasa de eliminación de calor y humedad desde el cuerpo humano. En [22] se muestra una tabla que da la tasa de calor sensible en función del grado de actividad que se realiza. Para el caso en estudio los niveles de actividad corresponden a trabajos de oficina (trabajos livianos en posición sentado) y su tasa de calor estimada es de 70 $[W]$. Al igual que en el caso de los equipos una parte del calor sensible se elimina por radiación (60 %) y otra por convección (40 %). En la tabla antes mencionada también se muestra el porcentaje de calor que es radiante.

²Los coeficientes son extraídos de tablas de [22]

Entonces

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{rad_GI} &= 0,15P_{monitor} + 0,40P_{comp} + \\ &+ 0,60 \times 70 \end{aligned} \quad (4.32)$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{conv_GI} &= 0,85P_{monitor} + 0,60P_{comp} + \\ &+ 0,40 \times 70 \end{aligned} \quad (4.33)$$

4.2. Parámetros de Confort Térmico

La satisfacción con el ambiente térmico es un proceso complejo y cuya respuesta depende de la interacción de muchas variables. Nuestra percepción de la comodidad está influenciada por estas variables, que incluyen no sólo parámetros personales (sección 2.6) como el nivel de actividad representado por medio de la tasa metabólica y la aislación de la ropa, sino también parámetros físicos ambientales (sección 2.7).

En esta sección se modelan sólo los parámetros ambientales (t_a , t_{rm} , ϕ y v_a) necesarios para la evaluación del confort térmico.

4.2.1. Temperatura Ambiente

La temperatura ambiente (t_a) se calcula en cada instante de tiempo resolviendo las ecuaciones diferenciales 4.13 y 4.14.

4.2.2. Temperatura Radiante Media

La temperatura radiante media es definida como la temperatura de un cuerpo negro uniforme que intercambia la misma cantidad de radiación térmica con el ocupante que en el ambiente real. Esta temperatura se ve afectada por todas las radiaciones directas o indirectas que llegan al individuo, pero para su estima se puede considerar como una aproximación aceptable solamente las radiaciones térmicas de las paredes [23].

$$t_{rm} = \frac{A_1 t_{s1} + \dots + A_6 t_{s6}}{A_1 + \dots + A_6} \quad (4.34)$$

donde t_{si} representa la temperatura superficial de las paredes en [$^{\circ}C$].

4.2.3. Humedad Relativa Interior

El modelo dinámico simplificado de la masa de vapor de agua en el aire [50] está representado por la siguiente ecuación diferencial 4.35.

$$G \frac{dx_i}{dT} = -\rho_a \Phi_v (x_i - x_e) \quad (4.35)$$

donde G es el peso de aire seco en la habitación en $[kg]$, y x_i y x_e son las porciones de masa de vapor de agua en el ambiente interior y exterior en $[\frac{g}{kg}]$ respectivamente.

La humedad relativa interior se obtiene a través del cociente entre la presión parcial de vapor de agua p_w en el aire interior y la presión parcial de vapor de agua saturado p_{ws} , ambos en $[Pa]$.

$$\phi = \frac{p_w}{p_{ws}} \quad (4.36)$$

La presión p_{ws} se deriva de las ecuaciones de [51] y está dada para el rango de temperatura de 0-100[°C] por

$$\ln p_{ws} = -5800t_{ak}^{-1} + 1,3914 - 4,86 \times 10^{-6}t_{ak} + 4,176 \times 10^{-5}t_{ak}^2 - 1,4 \times 10^{-8}t_{ak}^3 + 6,5459 \log t_{ak} \quad (4.37)$$

$$t_{ak} = t_a + 273,15 \quad (4.38)$$

La presión p_w vienen dada por

$$p_w = \frac{x_i p_{atm}}{x_i + 0,622} \quad (4.39)$$

donde p_{atm} es la presión atmosférica dada en $[Pa]$.

Teniendo como dato la humedad relativa exterior ϕ_{ext} se calcula x_e mediante la expresión

$$x_e = \frac{0,622p'_{ws}\phi_{ext}}{p_{atm} - p'_{ws}\phi_{ext}} \quad (4.40)$$

donde p'_{ws} se obtiene a través de las expresiones 4.37 y 4.38 cambiando t_a por t_{amb} .

4.2.4. Velocidad del Aire

La velocidad del aire es otro factor que tiene mucha importancia en el proceso de intercambio de calor y sensación de confort de las personas. Para ambientes cerrados valores entre 0.1 y 0.2 $[\frac{m}{s}]$ pueden ser considerados. En cambio cuando se involucran procesos de adaptación con el medio, por ejemplo apertura y cierre de ventanas, se deben considerar otros parámetros como ser la velocidad del viento. En esta tesis cuando se produce la apertura de las ventanas la velocidad del aire viene dada por la expresión 4.41 [5].

$$v_a = 0,45v_v \left[1 - e^{\left(\frac{-3,84A_{ef}}{A_v} \right)} \right] \quad (4.41)$$

4.3. Simulación

Para la simulación del modelo completo del ambiente se utilizó MATLAB® Simulink [52].

El primer paso antes de realizar la simulación es descargar los datos obtenidos a través de la estación meteorológica. En todos los casos se considera para la validación sólo los días completamente despejados ya que el modelo se basa en estas condiciones. Este último condicionamiento es aceptable por las características climáticas de la zona. Los datos climáticos, incluyendo la estima de la radiación solar son cargados en un bloque (4.9).

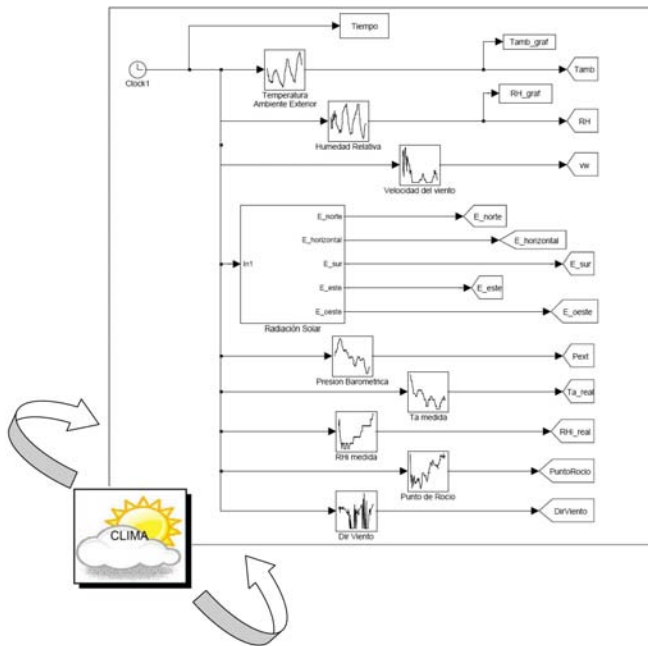


Figura 4.9: Diagrama de bloques en MATLAB/Simulink del clima.

Es necesario además definir los datos enunciados en la sección 4.1.1. Esto se realiza ejecutando un archivo de MATLAB con extensión .m como se muestra en el siguiente ejemplo, donde pueden observar las características físicas de una de las paredes de la oficina.

```
Pared{1}.Area = (4.60*3.60)-(2*2.10*2.18); %[m^2]
Pared{1}.Espesor1 = 0.30; %[m]
Pared{1}.Espesor2 = 0.008; %[m]
Pared{1}.Conductividad1 = 1.4; %[W/m °C]
```

```

Pared{1}.Conductividad2 = 0.29; %[W/m °C]
Pared{1}.Orientacion = 0; %Norte
Pared{1}.Inclinacion = 90; %Vertical, en[°]
Pared{1}.Masa = (0.5*2200 * 0.30 + 700 * 0.008)*Pared{1}.Area; %[Kg]
Pared{1}.ConductanciaConv = 8.29; %[W/m^2
Pared{1}.Calorespecifico = 900; %[J/Kg °K]
Pared{1}.TemperaturaInicial_int = Ta_inicial - 0.5; %[°C]
Pared{1}.TemperaturaInicial_ext = 1; %[°C]
Pared{1}.Absorvencia = 0.6; %Hormigon
Pared{1}.Emitancia_exterior = 0.88; %Hormigon claro
Pared{1}.Emitancia_interior = 0.95; %Yeso

```

Todos los valores asignados son extraídos de [22]. Estos parámetros son fijos en el modelo durante el período de simulación.

Los bloques que representan las ecuaciones 4.13 y 4.14 son mostrados en las figuras 4.10 y 4.11, respectivamente.

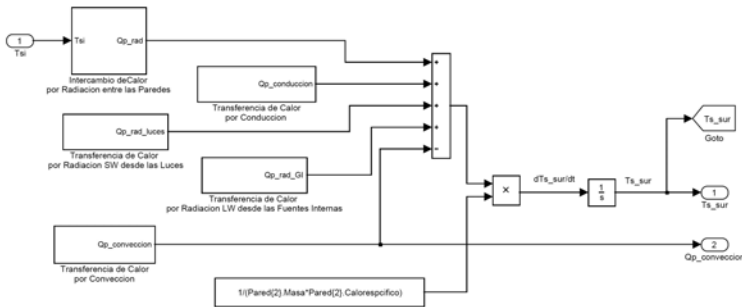


Figura 4.10: Diagrama de bloques en MATLAB/Simulink del balance térmico en la pared sur.

Para la validación se tomaron días en los que no había personas.

Partiendo de las condiciones iniciales medidas la figura 4.12 muestra la variación de las condiciones climáticas exteriores y puede notarse claramente como están relacionadas observado una coincidencia en los puntos de inflexión. El origen sobre el eje del tiempo de las figuras corresponde a 0 a.m. La figura 4.13 nos indica que la evolución de las variables de salida del modelo es bastante aproximada a la real medida con los sensores. El error máximo de temperatura es de 0.25 [°C] y de 0.95 % en la humedad relativa. En la figura 4.14 se puede observar la evolución de la temperatura radiante media, vemos que su variación es bastante menor con respecto a la variación de la temperatura del aire t_a y prácticamente constante. Esto último debido principalmente a los valores de las capacitancias térmicas de las paredes.

En otro ejemplo donde las temperaturas y humedades son más elevadas (figura 4.15), se observa nuevamente que los puntos de inflexión coinciden. La figura 4.16 muestra que la evolución de la temperatura simulada acompaña a temperatura medida. En cuanto a la humedad

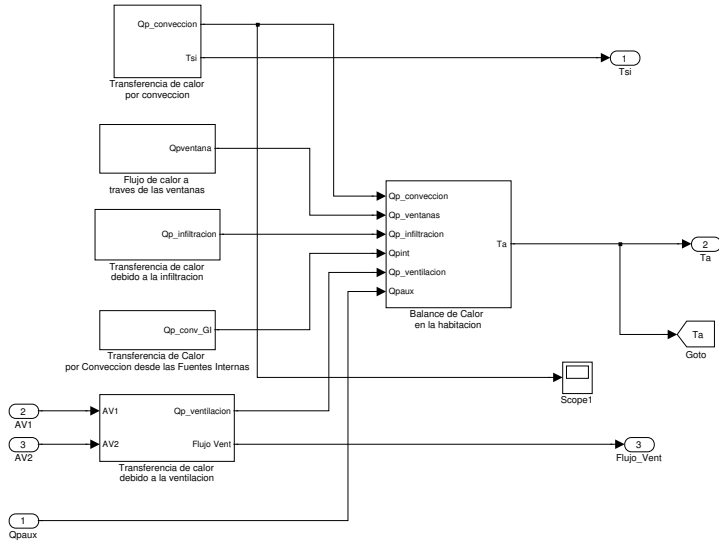


Figura 4.11: Diagrama de bloques en MATLAB/Simulink del balance térmico en el aire de la oficina.

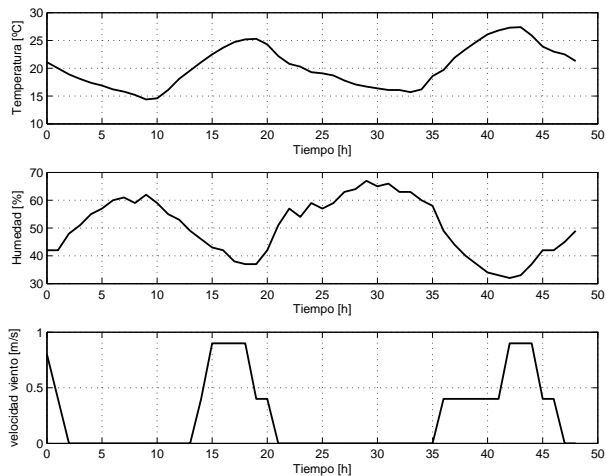


Figura 4.12: Temperatura ambiente, humedad exterior y velocidad del viento.

relativa puede observarse un valor de offset debido principalmente a la simplificación del modelo adoptado. Los errores máximos para estos

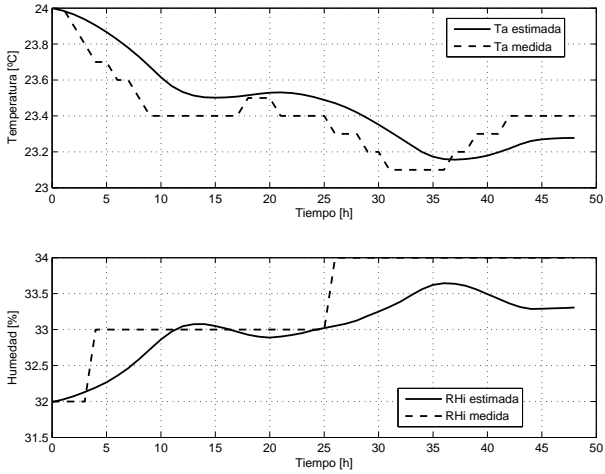


Figura 4.13: Resultados de la simulación vs los valores medidos de temperatura y humedad relativa de la oficina.

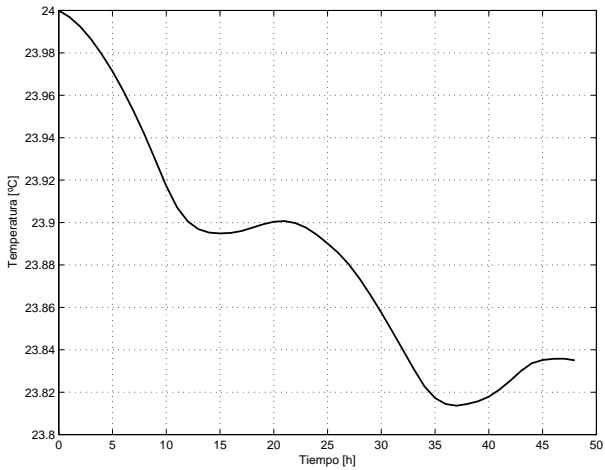


Figura 4.14: Temperatura ambiente, humedad exterior y velocidad del viento.

ejemplos son $0.35 [^{\circ}C]$ y de 3% .

4.4. Conclusiones

En este capítulo se desarrolló un modelo de comportamiento térmico de un ambiente dedicado a tareas de oficina, presentando respues-

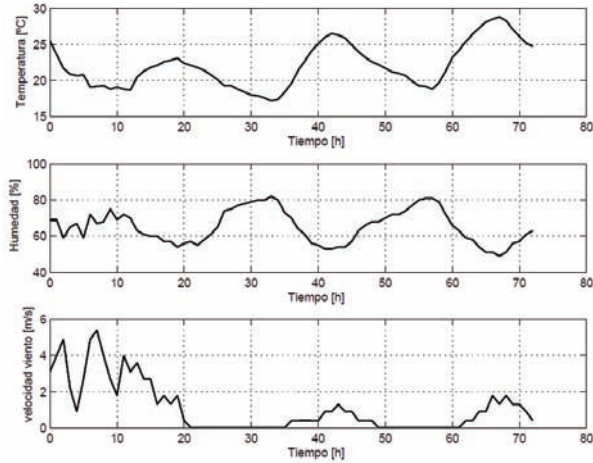


Figura 4.15: Temperatura ambiente, humedad exterior y velocidad del viento.

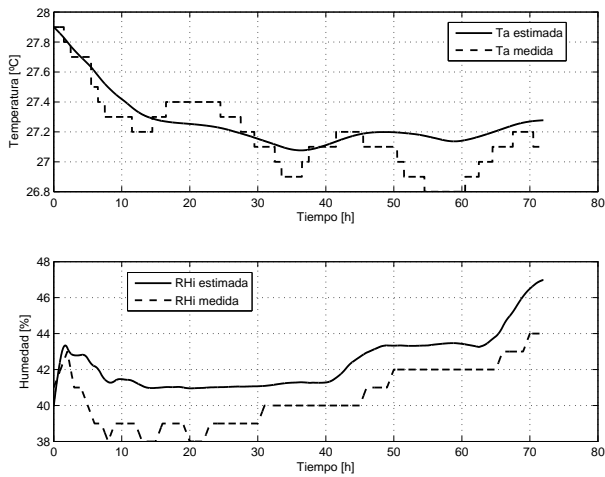


Figura 4.16: Resultados de la simulación vs los valores medidos de temperatura y humedad relativa de la oficina.

tas dinámicas satisfactorias ante cambios en las condiciones climáticas externas. Todas las conclusiones están referidas a ambientes con características específicas como las tratadas en este capítulo.

De la experimentación se han podido determinar algunos resultados como:

En la estima de la radiación solar se consideraron días soleados,

esta es una característica que corresponde a la zona en donde se ubica el ambiente.

Si bien se conocen las variables que entran en juego en el cálculo de los flujos de calor debido a la ventilación e infiltración (velocidad del viento y diferencia de temperatura) poseen una componente no determinística difícil de modelar.

El método de balance de energía considerando solamente el calor sensible demostró ser adecuado para el diseño. Los errores en la aproximación de las variables internas se mantuvieron en rangos aceptables de acuerdo a los fines con que fue diseñado (control de clima). Al modelo obtenido se le puede incorporar algoritmos de control y nuevos dispositivos (equipos HVAC) con el objeto de investigar el comportamiento óptimo de los mismos frente a demandas de confort de los usuarios [13].

La utilización de un ambiente de programación gráfico hace que la interacción entre las diferentes partes y el comportamiento de las variables y dispositivos puedan ser fácilmente visualizados en su evolución. Por la bibliografía consultada los modelos estudiados presentan simplificaciones o complejidades extremas. Para este caso se presenta un modelo intermedio que brinda resultados muy aceptables a los fines buscados del control de confort térmico. Lógicamente esto requiere del conocimiento de los principios físicos que intervienen en el proceso de transferencia de calor en gases y sólidos.

Todos los conceptos expuestos en este capítulo pueden ser utilizados para modelar cualquier ambiente donde se desarrollen actividades de oficina.

Control del CT en Ambientes con Climatización Forzada

Un ambiente térmico saludable colabora con sus ocupantes en el mejoramiento de la eficiencia en el desempeño de sus tareas. Esto se cumple manteniendo dentro de un rango adecuado sus variables climáticas, con la temperatura entre las más importantes. En espacios construidos para tareas de oficina, se requiere que el sistema de control del aire acondicionado provea una sensación confortable a sus ocupantes.

La mayoría de los sistemas de aire acondicionado son convencionalmente controlados utilizando controladores Proporcional-Integral-Derivativo (PID) considerando solamente la temperatura y/o la humedad relativa del aire interior.

Teniendo en cuenta la definición de confort térmico (capítulo 2) se puede observar que para todo sistema de control que desee proporcionar confortabilidad a las personas se deben considerar cuatro variables ambientales y dos personales. El índice integrador seleccionado para evaluar el confort térmico es el PMV (capítulo 3). Por las características subjetivas de este índice, una herramienta muy empleada en los sistemas de control es la lógica difusa (fuzzy logic). Muchas estrategias de control han sido propuestas sobre la base de esta herramienta [53, 54, 55, 5] obteniendo resultados aceptables. Un inconveniente surgido de la aplicación de controladores basados en fuzzy es la necesidad de conocer el comportamiento dinámico en detalle del sistema completo para poder establecer las reglas de control. Para evitar estos inconvenientes se han implementado estrategias de control fuzzy adaptables [56, 7].

Actualmente la utilización de redes neuronales artificiales es un importante área de estudio dentro del campo de la inteligencia artificial

aplicada. En este capítulo se proponen dos técnicas de control basadas en la modificación del set point de temperatura de un controlador PID a través de una red neuronal (RN). El objetivo es mantener el nivel de confort dentro de un rango aceptable para la mayoría de los ocupantes del ambiente. Para las pruebas se utiliza el modelo del ambiente desarrollado en el capítulo 4.

5.1. Cálculo del PMV

La ecuación general de confort desarrollada por Fanger para describir las condiciones bajo las cuales un gran grupo de personas sentirá neutralidad térmica es demasiado compleja y no puede ser utilizada en aplicaciones en tiempo real. En efecto este cálculo es no lineal e implica soluciones iterativas debido a que los procesos de transferencia de calor involucrados son relativamente complicados [57]. Queda claro entonces que la expresión matemática utilizada para el cálculo del PMV resulta engorrosa y no es adecuada para sistemas de control realimentados. Para eliminar este problema el estándar ISO 7730 en su anexo D brinda un método computacional simplificado para calcular el índice PMV (sección 3.1). Este método puede ser aplicado en ambientes donde sus ocupantes tengan niveles de actividad entre 1 [met] y 2 [met] y la vestimenta provea 1.5 [clo] o menos de aislación térmica. Estas condiciones se conciden con las tareas realizadas en una oficina.

El programa de cálculo basado en el anexo D es desarrollado en esta tesis con MATLAB a través de una función; el programa completo es mostrado en D.1. Además se programa el cálculo del PMV a través de las ecuaciones de Fanger (sección 3.1) utilizando todas las herramientas disponibles en MATLAB [52] (ver D.2).

```
function [PMV PPD]= comfort(Clo,Met,WME,Ta,TR,VEL,RH);
```

Si bien los estudios realizados por Fanger, los cuales derivaron en el PMV, fueron realizados en las condiciones más variadas (climas, regiones, sexo, edad, etc.) este índice funciona de manera correcta para espacios con climatización absolutamente forzada [11]. Es decir donde los ocupantes son eliminados del lazo de control del sistema de climatización. De esta manera si se requiere contrastar el PMV calculado con la opinión de las personas que ocupan la oficina, es necesario utilizar un modelo de cálculo adaptable para la obtención del índice PMV. Los dos métodos de cálculos mencionados anteriormente no pueden ser utilizados para cumplir con este objetivo.

Para solucionar este inconveniente se diseña una red neuronal encargada de calcular un índice PMV que se adapta automáticamente a la sensación térmica real de los usuarios (calibración en línea). Se elige una RN por su excelente capacidad de aproximador de funciones no lineales. Aquí surgen dos alternativas de ajuste de la red, por un

lado la actualización de la red se podría realizar cada una o dos horas de acuerdo a la constante de tiempo del sistema. Otra alternativa es actualizar la red durante periodos más extensos (días, semanas, meses o años). Con este criterio se entrenan redes neuronales de diferentes características y algoritmos de aprendizaje. Las entradas a las RNs son las seis variables que entran en juego en la obtención del PMV y la salida es el nuevo PMV adaptado. Todas las RNs testeadas son entrenadas por primera vez con los valores extraídos de la aplicación de las ecuaciones originales de Fanger (3.1).

De las pruebas realizadas surgen dos RNs cuyas performances son muy buenas. Una de las redes está formada por dos capas, una capa de entrada con seis neuronas y funciones de activación logarítmicas sigmoides, y una capa de salida con una neurona con función de activación lineal (RN 6-8-1). La segunda red consta de una capa de entrada con seis neuronas y funciones de activación logarítmicas sigmoides, una capa oculta con ocho neuronas y funciones de activación logarítmicas sigmoides, y una capa de salida con una neurona con función de activación lineal (RN 6-6-8-1). De estas dos RNs se elige la red con menos capas por su menor tiempo de cálculo en el entrenamiento en línea (figura 5.1). En la figura 5.1 los pesos están representados por $IW_{i,j}$ y OW_i . El PMV adaptado está representado por u_1 .

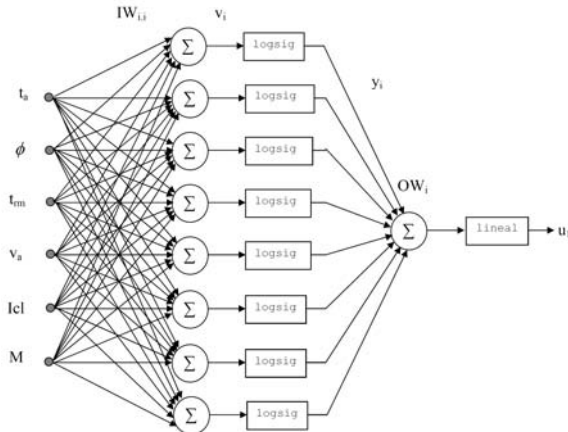


Figura 5.1: Estructura de la RN que realiza el cálculo del PMV.

Se utilizan 500 y 150 muestras para el entrenamiento y testeo de las RNs respectivamente. Todos estos datos son generados a través de los cálculos del PMV con la ecuación de Fanger, cuyas entradas ($t_a, t_{rm}, \phi, v_a, M, I_{cl}$) varían en amplitud y duración en los rangos indicados en la tabla 5.1. Las variables de entrada a la red fueron normalizadas

entre 0 y 1 con los valores máximos de cada una de ellas.

Tabla 5.1: Rangos de los parámetros de entrenamiento.

Parámetro	Rango
t_a	0-40 °C
t_{rm}	0-40 °C
ϕ	20-90 %
v_a	0-1.5
M	1-2 met
Icl	0-2 clo

El error promedio obtenido en el índice es de 0.00014, con una desviación estándar de 0.065. El ajuste en línea de la red se verá con detalle más adelante.

5.2. Vestimenta y tasa metabólica

Las tasas metabólicas típicas por unidad de área de piel M para un adulto promedio puede ser encontrada en el apéndice B. Aquí se consideran los niveles de actividad correspondientes a trabajos de oficina cuyos valores varían entre 1.0 y 1.7 [met]. En cuanto a la aislación térmica de la vestimenta se considera aquella que corresponde a la temporada de verano (entre 0.5 y 0.8 [clo]).

5.3. Esquemas de control

El propósito del controlador es mantener dentro de un rango aceptable el índice PMV (-0.5/+0.5) modificando la temperatura interior de la oficina. Se proponen dos esquemas de control, en el primero se modifica la temperatura de set point (t_{sp}) de un PID a través de una RN sin tener en cuenta la opinión de las personas. El segundo esquema de control también modifica la temperatura de set point de un PID a través de una RN pero en este caso se tiene en cuenta la opinión de las personas.

El controlador PID actúa sobre un equipo de climatización cuya potencia varia entre 0 y 100% de su capacidad máxima. La ecuación que representa el equipo está dada por:

$$\dot{Q}_{aux} = r\dot{Q}_{max} \tag{5.1}$$

donde \dot{Q}_{aux} representa el flujo de calor que proporciona el equipo en [W], r es la fracción de la capacidad máxima del equipo que varia entre -1 y 0 cuando extrae calor. La capacidad máxima está representada por \dot{Q}_{max} en [W]. Se considera para las pruebas un capacidad máxima de 6 [kW].

El diseño del controlador a través de la red neuronal puede ser fácilmente adaptado para otros equipos de climatización.

La figura 5.2 muestra el diagrama en bloques del primer esquema de control [14]. En ella se puede observar que el controlador PI actúa sobre la planta constituida por el equipo climatizador y el ambiente. El bloque PMV representa el modelo de cálculo del índice, utilizándose en este caso el modelo simplificado propuesto por [19]. La red RN es la encargada de modificar automáticamente la temperatura de set point (t_{sp}) en función de la desviación entre el valor del PMV y el PMV deseado a través del algoritmo de aprendizaje *AA I*. Las entradas de la red son los seis parámetros que afectan el confort térmico (CT). La estructura de la red es mostrada en la figura 5.3.

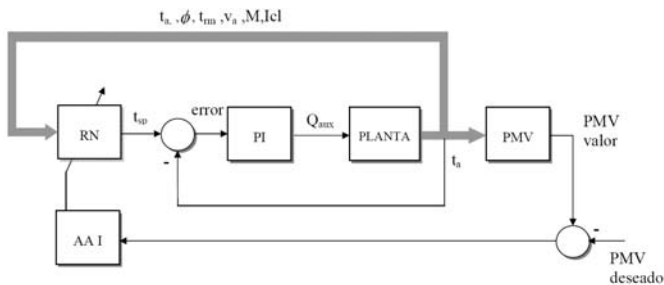


Figura 5.2: Diagrama en bloques del esquema de control 1.

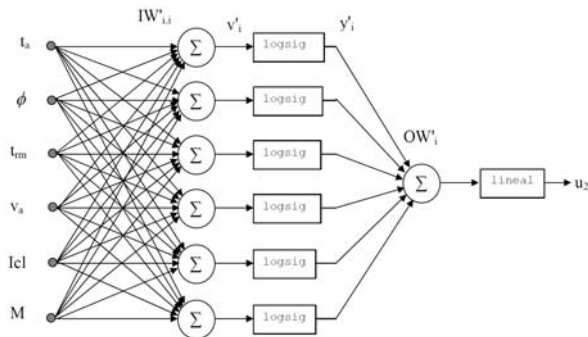


Figura 5.3: Estructura de la RN que proporciona la temperatura de seteo teniendo en cuenta el confort térmico.

La elección de la red es realizada luego de una serie de ensayos con diferentes números de neuronas, capas y funciones de activación teniendo como premisa cumplir con el objetivo de adaptación con una

estructura simple. Los pesos están representados por IW'_{ij} y OW'_i , y la salida u_2 corresponde a la temperatura t_{sp} .

El segundo esquema [15] es mostrado en la figura 5.4, el cual es similar al anterior agregando la RN que obtiene el PMV adaptado automáticamente a la real sensación de confort de las personas o usuarios. Esta adaptación se realiza por medio de la RN diseñada en la sección 5.1. Los usuarios votan cada un determinado lapso de tiempo de acuerdo a la escala de confort presentada en 3.1. Este voto es comparado con el obtenido a través del método de cálculo simplificado ($PMV_{calculado}$); la diferencia $\Delta U_{usuarios}$ es sumada al PMV calculado y finalmente contrastado con la salida de la red RN PMV. De esta manera, siempre que la diferencia $\Delta U_{usuarios}$ sea nula, el valor de salida de la RN PMV coincidirá con el método de cálculo simplificado basado en las ecuaciones de Fanger, mientras que si surge una diferencia ($\Delta U_{usuarios} \neq 0$), los pesos de la RN PMV se modifican a través del algoritmo de aprendizaje de *AA II* a fin de que la salida de la red coincida con la votación de las personas. La RN de control funciona de la misma forma que en el primer esquema de control.

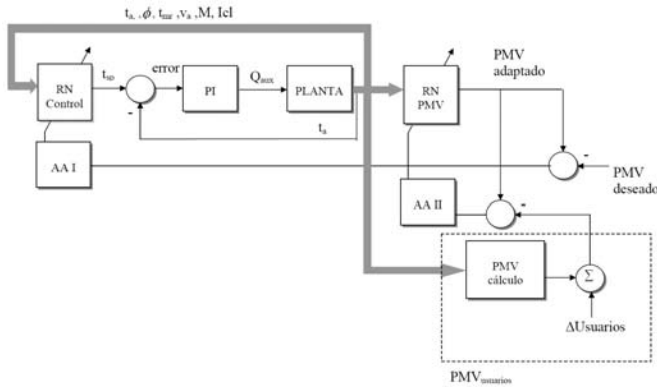


Figura 5.4: Diagrama en bloques del esquema de control con votación de los usuarios.

5.4. Adaptación en línea

En los esquemas de control diseñados las redes neuronales deben adaptarse automáticamente a los cambios tanto a las condiciones ambientales ($RN_{control}$) en el primer y segundo esquema, como a la opinión de los usuarios (RN_{PMV}) en el segundo esquema de control. Esto último se logra a través de los algoritmos de aprendizaje *AA I* y *AA II*. La regla utilizada para el ajuste de los pesos en ambas RNs es

la de retropropagación [58, 59], las cuales se basan en el método del gradiente descendente.

Se considera a las entradas de la red como parte de un vector x , al igual que las salidas están representadas por u_1 y u_2 . Por lo tanto

$$x = [t_a \ \phi \ t_{mr} \ v_a \ Icl \ M]^T \quad (5.2)$$

$$u_1 = [PMV_{adaptado}] \quad (\text{para RN PMV}) \quad (5.3)$$

$$u_2 = [t_{sp}] \quad (\text{para RN Control}) \quad (5.4)$$

$$PMV_{usuarios} = PMV_{calculo} + \Delta U_{suarios} \quad (5.5)$$

5.4.1. Algoritmo de aprendizaje de la RN de control

Se define la función de error como

$$J_1 = \frac{1}{2} (PMV_{deseado} - u_1)^2 \quad (5.6)$$

Tomando $PMV_{deseado} = 0$, entonces

$$\Delta OW'_i = \frac{\partial J_1}{\partial OW'_i} = \frac{\partial J_1}{\partial u_1} \frac{\partial u_1}{\partial u_2} \frac{\partial u_2}{\partial OW'_i} \quad (5.7)$$

$$\Delta IW'_{i,j} = \frac{\partial J_1}{\partial IW'_{i,j}} = \frac{\partial J_1}{\partial u_1} \frac{\partial u_1}{\partial u_2} \frac{\partial u_2}{\partial IW'_{i,j}} \quad (5.8)$$

De esta última expresión surge que para ajustar los pesos se necesita conocer $\frac{\partial u_1}{\partial u_2}$, el cual es difícil de obtener cuando el modelo exacto del sistema es desconocido. Para estimar esta cantidad algunas veces se utiliza otra RN y es frecuentemente la razón por la cual dos RNs son utilizadas en una estructura de control. Sin embargo, para sistemas SISO puede ser implementada la siguiente aproximación [60]:

$$\frac{\partial u_1}{\partial u_2} \cong \left| \frac{\Delta u_1}{\Delta u_2} \right| \text{sgn} \left(\frac{\Delta u_1}{\Delta u_2} \right) \quad (5.9)$$

donde $\left| \frac{\Delta u_1}{\Delta u_2} \right|$ está acotado (debido a las características del equipo) y puede formar parte de la tasa de aprendizaje de la red λ . Además de acuerdo al concepto de CT, es importante notar que $\text{sgn} \left(\frac{\Delta u_1}{\Delta u_2} \right) = 1$; por lo tanto

$$\Delta OW'_i = \lambda (PMV_{deseado} - u_1) y'_i \quad (5.10)$$

$$\Delta IW'_{i,j} = \lambda (PMV_{deseado} - u_1) OW'_i \text{logsig}'(v'_i) x_j \quad (5.11)$$

La tasa de aprendizaje puede ser fija o variable. Aquí se han probado ambas alternativas obteniéndose una mejor eficiencia con λ variable.

Para saber cómo variar la tasa, es decir cuando y en función de qué parámetros, se realizan numerosas pruebas con diferentes valores de λ y con diferentes condiciones en las variables de confort. En estos experimentos se observa además cómo se llega al cumplimiento o no del objetivo de control ($PMV_{adaptado} = 0$). De allí se puede observar que cuando se está lejos del objetivo se debe utilizar un valor máximo de la tasa de aprendizaje (λ_{max}) y cuando se acerca al valor deseado la tasa debe ser menor (λ_{min}). El traspaso de una tasa a la otra puede ser exponencial o mediante un escalón.

La acción de cambiar λ se realiza a través de una función que tiene como parámetros: λ_{max} , λ_{min} y la diferencia entre el $PMV_{deseado}$ y el PMV_{valor} .

5.4.2. Algoritmo de aprendizaje de la RN para la adaptación del índice de confort

Definiendo la función error como

$$J_2 = \frac{1}{2}(PMV_{usuarios} - u_1)^2 \quad (5.12)$$

Entonces aplicando la regla de retropropagación

$$\begin{aligned} \Delta OW_i &= \frac{\partial J_2}{\partial OW_i} = \frac{\partial J_2}{\partial u_1} \frac{\partial u_1}{\partial OW_i} \\ \Delta OW_i &= \xi(PMV_{usuarios} - u_1)y_i \end{aligned} \quad (5.13)$$

$$\begin{aligned} \Delta IW_{i,j} &= \frac{\partial J_2}{\partial IW_{i,j}} = \frac{\partial J_2}{\partial u_1} \frac{\partial u_1}{\partial IW_{i,j}} \\ \Delta IW_{i,j} &= \xi(PMV_{usuarios} - u_1)OW_i \text{logsig}'(v_i) x_j \end{aligned} \quad (5.14)$$

Donde ξ es la tasa de aprendizaje.

5.5. Experimentaciones y análisis de los resultados

Utilizando el modelo dinámico desarrollado en el capítulo 4 se realizan un conjunto de simulaciones, llevadas a cabo con el propósito de analizar el comportamiento de los esquemas propuestos (figuras 5.2 y 5.4).

Para simplificar la ejecución de las experiencias se crearon pantallas denominadas máscaras (Mask), permitiendo de esta forma modificar algunos parámetros de interés. Por ejemplo para comparar el

esquema propuesto con controladores convencionales se diseña la máscara mostrada en la figura 5.5, la cual incluye la posibilidad de eliminar el control.

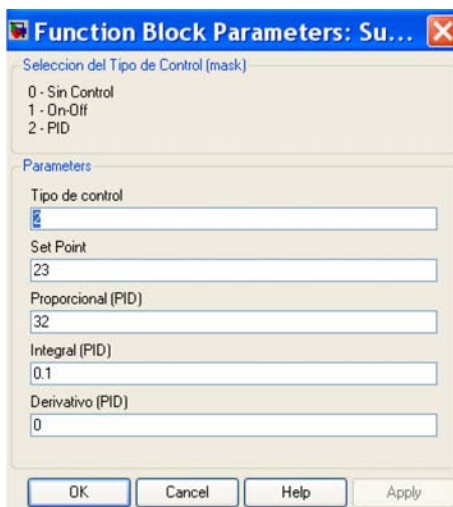


Figura 5.5: Máscara de controladores convencionales en climatización, incluyendo además la posibilidad de eliminar cualquier tipo de control.

Para poder modificar tanto la potencia como el horario de encendido y apagado del equipo de climatización se diseña la máscara visualizada en la figura 5.6.

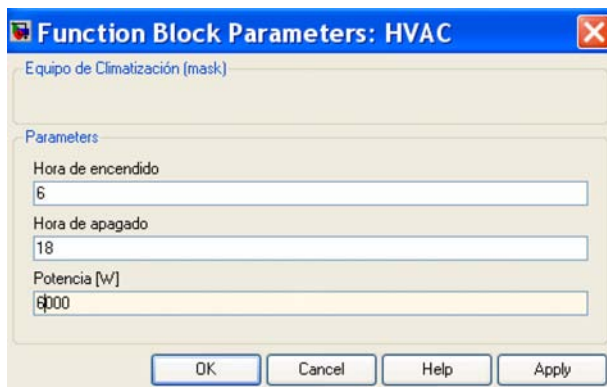


Figura 5.6: Pantalla que permite modificar algunos parámetros del climatizador.

La RN que se utiliza en el control del CT es implementada en

simulink, y el algoritmo de aprendizaje es programado en una función que es llamada desde este ambiente de simulación. Para este controlador también se crea una máscara (figura 5.7) que permite variar los valores máximos y mínimos de la tasa de aprendizaje. Además se pueden ajustar los parámetros del PID asociado a la RN.

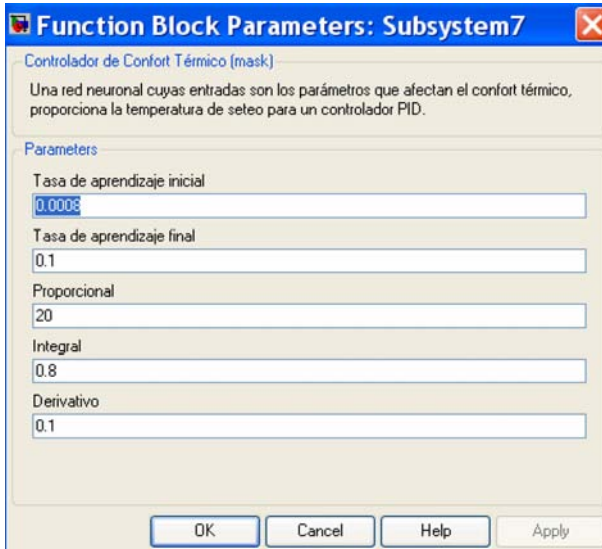


Figura 5.7: Pantalla utilizada para modificar algunos parámetros.

Las primeras experiencias realizadas se corresponden con la utilización del primer esquema de control (figura 5.2). El desenvolvimiento a través del tiempo de las variables climáticas externas (temperatura, humedad y velocidad del viento) son mostradas en la figura 5.8. Estas corresponden a un día de abril de 2008.

En principio para evaluar la eficiencia del controlador de CT se contrasta con uno de los controladores convencionales utilizados en climatización durante las horas de trabajo en una oficina (se considera el horario de 06:00 am a 06:00 pm). Este es el controlador PID con set point fijo, cuya ecuación está representada por la expresión 5.15.

$$Q_{aux} = k_p \text{ error} + T_s \int \text{error} \, dT + T_d \frac{d\text{error}}{dT} \quad (5.15)$$

Donde k_p es la constante proporcional, T_s es la constante integrativa, T_d es la constante derivativa y T es el tiempo. Para las simulaciones estas constantes tomaron los siguientes valores: $k_p = 10$, $T_s = 1,25$,

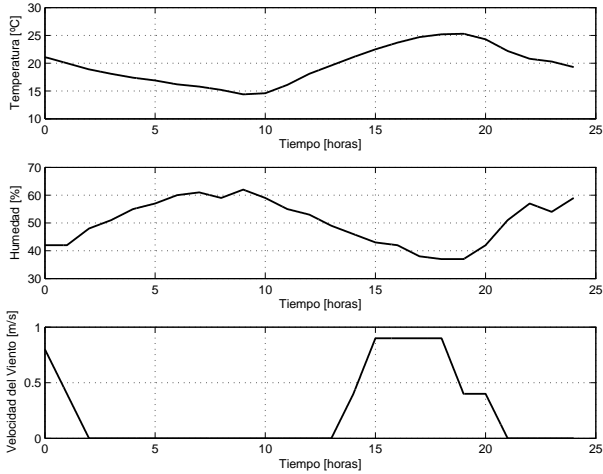


Figura 5.8: Variables climáticas externas. El origen de los ejes temporales corresponden a la hora 00:00 am.

$Td = 0$. El período de muestreo en todas las simulaciones es de un minuto.

La figura 5.9 muestra el desempeño de los controladores, donde la tasa metabólica es igual a 1.0 [met] correspondiente a una persona sentada, leyendo o escribiendo¹. La aislación térmica de la vestimenta es igual a 0.7 [clo]. La temperatura de set point para el PID es de 23 [°C].

En la figura 5.9 se observa como evoluciona tanto la temperatura de la oficina como el índice PMV para ambos controladores. Como puede verse el set point de temperatura del control de CT se adapta automáticamente, de manera tal que el PMV medido se corresponde con el PMV deseado (igual a cero). En cambio con el control convencional de temperatura con set point fijo, el PMV se encuentra fuera de la zona de confort.

Utilizando el primer esquema de control ahora se realiza la experiencia en simulación durante dos días consecutivos cuyas variables climáticas son mostradas en la figura 5.10. Para esta prueba se considera para el primer día que la aislación térmica de la vestimenta es igual a 0.8 [clo] y el nivel de actividad igual a 1.0 [met]. Para el segundo día se toman 0.65 [clo] y 1.2 [met] como valores de aislación y tasa metabólica respectivamente.

Comparando nuevamente con un controlador de temperatura con set point fijo igual a 24 [°C], los resultados obtenidos son mostrados en

¹Valores extraídos de [20]

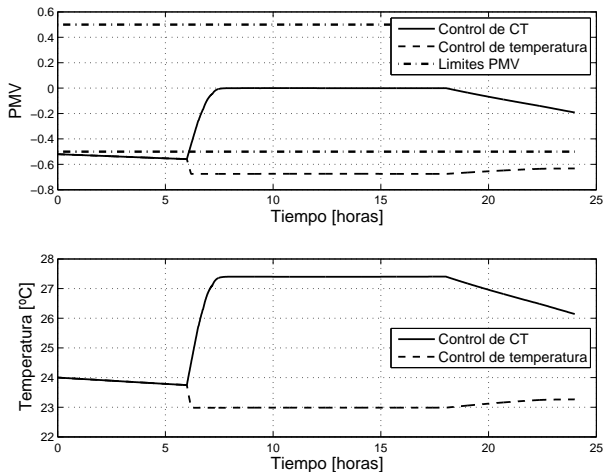


Figura 5.9: Eficiencia del sistema con el controlador de CT y el controlador convencional de temperatura para el mismo nivel de actividad y vestimenta durante un día. El origen de los ejes temporales corresponden a la hora 00:00 am.

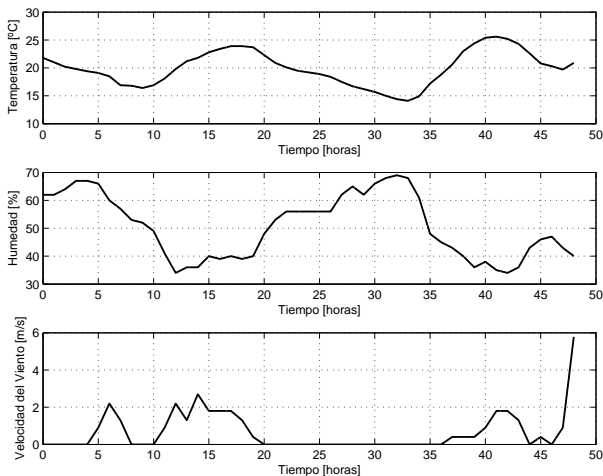


Figura 5.10: Variables climáticas externas. El origen de los ejes temporales corresponden a la hora 00:00 am.

la figura 5.11. En ella se observa que durante el primer día ambos controladores mantienen al PMV dentro del rango aceptable (+0.5/-0.5). En cambio en el día siguiente nuevamente el control de CT se comporta de manera eficiente ante un cambio en las condiciones ambientales y

personales, manteniendo el PMV igual a cero en el horario de trabajo.

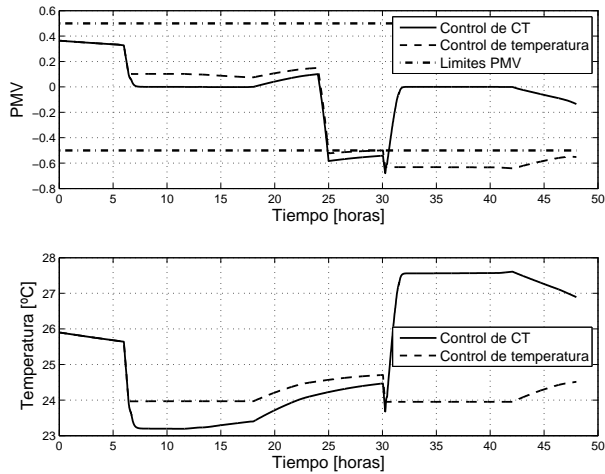


Figura 5.11: Eficiencia del sistema con el controlador de CT y el controlador convencional de temperatura para el mismo nivel de actividad y vestimenta durante un día. El origen de los ejes temporales corresponden a la hora 00:00 am.

Con el propósito de analizar el comportamiento y eficiencia del segundo esquema de control (figura 5.4), se simula el voto de los usuarios durante el horario de trabajo. Los usuarios votan cada dos horas a partir de las 7:00 am. La diferencia entre el PMV calculado y el voto medio real de los usuarios es mostrada en la figura 5.12.

La figura 5.13 muestra el comportamiento del controlador [15], integrado junto con la RN que computa el PMV adaptando sus pesos de acuerdo a la verdadera sensación de confort térmico. Tanto el PMV calculado como el obtenido a través de la RN (PMV adaptado) permanecen dentro del rango aceptable de confort (-0.5/+0.5), el controlador actúa en función del PMV adaptado haciéndolo tender a cero (sensación de confort neutra). Cuando $\Delta U_{usuarios}$ es cero, los valores del PMV calculado y el PMV adaptado coinciden. Además puede observarse como la sensación de confort de los usuarios y la computada por la RN son prácticamente iguales.

La figura 5.13 también muestra como varía la temperatura de set point para lograr la sensación de confort neutra.

La tasa de aprendizaje ξ de la RN que realiza el cálculo del PMV es igual a 0.05. Para la RN que se encarga del control los valores son: λ_{min} igual a 0.008 y λ_{max} igual a 0.1.

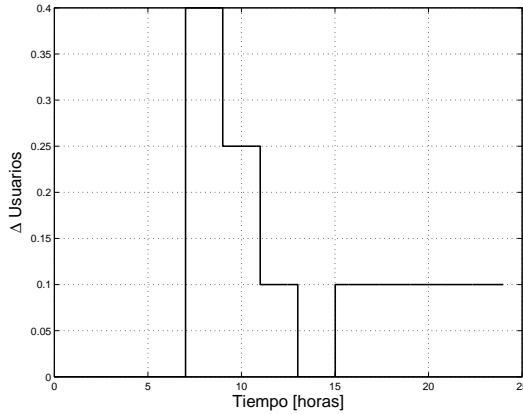


Figura 5.12: Diferencia entre la sensación de confort calculada y el valor votado por los usuarios. El origen de los ejes temporales corresponden a la hora 00:00 am.

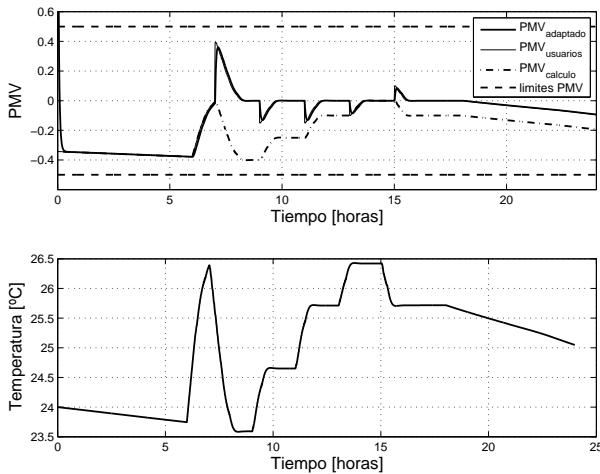


Figura 5.13: Eficiencia del sistema con el controlador de CT representado por el segundo esquema de control. El origen de los ejes temporales corresponden a la hora 00:00 am.

5.6. Conclusiones

Durante el desarrollo de este capítulo dos estrategias de control utilizando simples RNs han sido propuestas, implementados con un acondicionador de aire que gobierna la temperatura de una oficina. A partir de los resultados de simulación puede notarse que con el uso

de inteligencia artificial se alcanzan mejores respuestas de confort en comparación con el control convencional de temperatura (PID) para un espacio térmico dado. De las experiencias es posible confirmar que, con el controlador convencional de temperatura, no se puede asegurar que el PMV caiga dentro del rango aceptable de confort dependiendo fundamentalmente de la temperatura de set point que se fija en el controlador. En cambio, con ambas estrategias de control, la RN de control modifica automáticamente la temperatura de operación del equipo climatizador adaptándose a los seis parámetros adoptados en el estudio del CT.

La selección apropiada de una t_{sp} para el controlador convencional es suficiente, pero esta tarea no es sencilla, debido a la interrelación que existe entre la t_a y los otros parámetros involucrados en el cálculo del PMV.

La incorporación de la RN para computar el PMV dentro del sistema de control permite que el equipo se adapte a las necesidades reales de los usuarios. Esto le proporciona al sistema la capacidad de “aprender” la satisfacción térmica de las personas, el cual necesita solamente una etapa inicial de aprendizaje. Después de esta primera etapa, el voto del usuario puede ser eliminado sin afectar la eficiencia del esquema de control propuesto.

Estas técnicas de control integrado con la inteligencia artificial es una opción cuando existe la necesidad de aplicar el concepto de confort térmico a la climatización de los espacios de trabajo.

Estudios como el realizado aquí son de creciente importancia para disminuir el consumo de energía en equipos de climatización. En el próximo capítulo se abordará el concepto de ahorro de energía no considerado explícitamente hasta ahora.

Control del CT en Ambientes Considerando el Ahorro de Energía

En el capítulo anterior se consideró el control del clima interno en un ambiente dedicado a tareas de oficina teniendo en cuenta solamente la satisfacción térmica de los usuarios. Si bien el concepto de confort térmico está íntimamente ligado a los beneficios que brinda en cuanto a la eficiencia en el trabajo de las personas, algunas veces esto se contrapone con el objetivo de disminuir el consumo de energía.

En los edificios compuestos en gran parte por oficinas, un objetivo que no debe dejarse de lado es el de ahorrar energía. En los últimos años muchos trabajos científicos-tecnológicos han enfocado sus esfuerzos en optimizar la utilización de la energía en edificios [61, 6, 62]. En cualquier edificio con servicios de climatización centralizados o mixtos, el mayor consumo energético es debido a estos equipos. Por este motivo es que se debe tener especial atención en el diseño de los algoritmos de control que gobiernan estos equipos. Es decir bajo esta situación, es evidente que una importante contribución al ahorro de energía puede y será realizada con el logro de una mayor eficiencia energética mediante el control de los sistemas de aire acondicionado de manera más eficaz [12].

El consumo de energía se puede reducir disminuyendo el tiempo de operación del equipo climatizador y/o disminuyendo la carga térmica. El objetivo en este capítulo es adaptar y complementar los controladores diseñados anteriormente en esta tesis de forma tal de considerar la disminución del consumo de energía sin desprestigiar el confort térmico de las personas.

6.1. Modificación del PMV deseado.

En los esquemas de control diseñados en el capítulo 5 sólo se tuvo en cuenta la comodidad térmica de las personas manteniendo el índice que evalúa el confort dentro del rango estipulado por las normas (-0.5;+0.5). En ellos el valor a alcanzar por el PMV es cero (Neutral en la escala de ASHRAE). De aquí fácilmente se puede deducir que para obtener una disminución en el consumo de energía se puede modificar el valor objetivo (set point) del PMV, trabajando sobre los límites del intervalo permitido de confort. Para lograr esto se modifican los esquemas de control propuestos en el capítulo anterior de manera tal que:

- Sólo si el valor del PMV al comienzo de la jornada laboral está por fuera de los límites del rango permitido se activa el controlador.
- Cuando se activa el controlador el set point se ajusta automáticamente al límite más cercano. Es decir, si el PMV tiene un valor de 1 el set point se ajusta en +0.5.
- Siempre tiene preponderancia asegurar el confort de las personas.

La comparación del consumo de energía se realiza considerando los kilowatts por hora consumidos por los controladores evaluados.

Las figuras 6.1 y 6.3 muestran los comportamientos de cada uno de los controladores de confort térmico con PMV deseado igual a cero y PMV deseado cercano a los límites, y el comportamiento del controlador convencional PI. Observando la figura 6.1 se puede ver claramente como el controlador con PMV deseado automático y el controlador con PMV deseado igual a cero se mantienen claramente dentro del rango aceptado de confort, en cambio el controlador convencional de temperatura está fuera de estos límites. En cuanto al consumo de energía la figura 6.2, que muestra la fracción de la capacidad total de equipo para los tres tipos de control (control PI, control de CT con PMV deseado igual a cero y con PMV trabajando sobre los límites) en función del tiempo, permite observar con claridad que el controlador propuesto (PMV automático) consume una importante menor cantidad de energía que el controlador con PMV deseado iguala cero. En cambio comparando el control de CT con PMV deseado automático con el control convencional de temperatura, no se percibe en este caso un ahorro de energía, pero en este último el PMV sale de los límites permitidos de CT.

En las figuras 6.3 y 6.4 se analiza otro caso, en este se observa nuevamente un ahorro de energía del control de CT con PMV deseado automático con respecto al control de CT con PMV deseado igual a cero. Pero además se puede notar también la existencia de un menor gasto de energía por parte del equipo (alrededor de un 13%) con respecto al control convencional de temperatura.

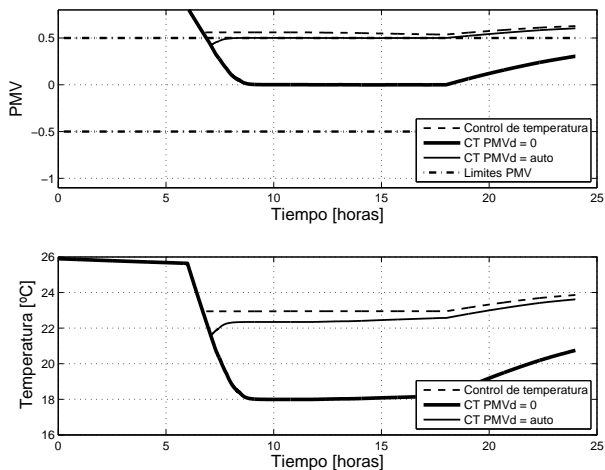


Figura 6.1: Comportamiento de los controladores de CT con y sin ahorro de energía y el controlador convencional de temperatura para el mismo nivel de actividad (1.5 [met]) y vestimenta (0.7 [clo]) durante un día. El origen de los ejes temporales corresponden a la hora 00:00 am.

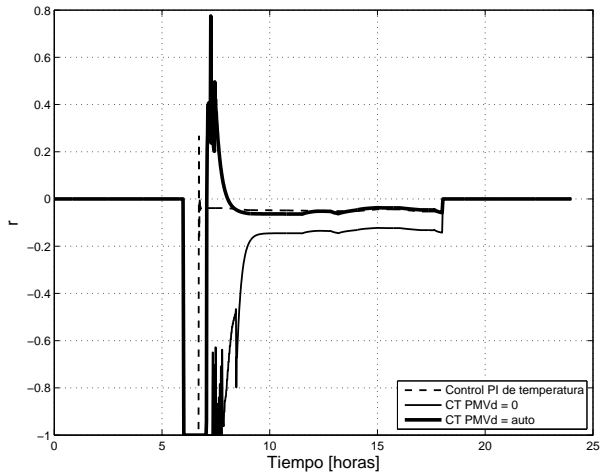


Figura 6.2: Fracción de la capacidad del equipo actuando en los tres modos de operación. El origen de los ejes temporales corresponden a la hora 00:00 am.

De este análisis se puede resaltar que a través de este nuevo control de CT siempre que sea posible (prevalece el control del CT) habrá una disminución del consumo de energía comparándolo con el

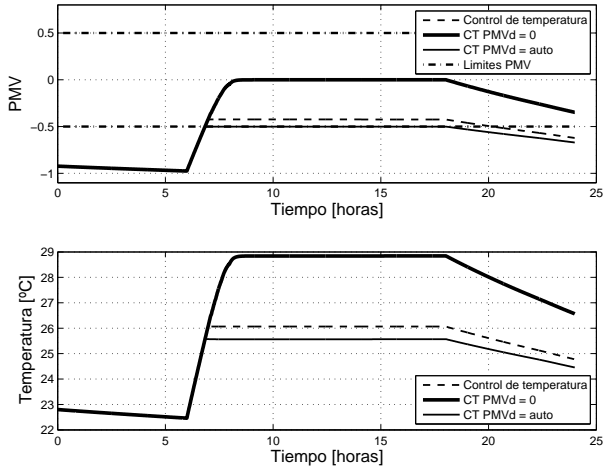


Figura 6.3: Comportamiento de los controladores de CT con y sin ahorro de energía y el controlador convencional de temperatura para el mismo nivel de actividad (1.0 [met]) y vestimenta (0.7 [clo]) durante un día. El origen de los ejes temporales corresponden a la hora 00:00 am.

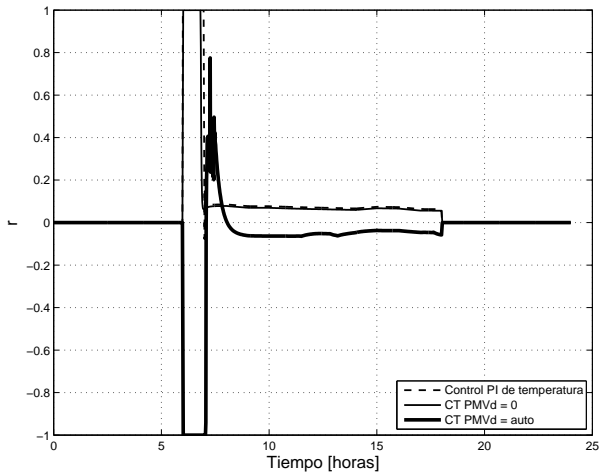


Figura 6.4: Fracción de la capacidad del equipo actuando en los tres modos de operación. El origen de los ejes temporales corresponden a la hora 00:00 am.

controlador convencional, pero en cambio en todo momento se mantendrá la comodidad térmica dentro del rango permitido. Mientras que comparando el comportamiento de los controladores diseñados en el

capítulo anterior y el nuevo control con el PMV deseado trabajando en los límites siempre habrá un significativo ahorro de energía. Es importante remarcar que en el caso del controlador convencional se debe modificar el set point manualmente para obtener buenos resultados en cuanto a CT.

6.2. Control de apertura de ventanas.

El consumo de energía se puede reducir disminuyendo la carga térmica del ambiente. Esto se puede realizar empleando diferentes subsistemas. Una manera es la de tratar de aprovechar la diferencia de temperatura entre el ambiente interno y el externo a través de la ventilación. Es decir, por ejemplo en épocas de verano durante la noche la temperatura disminuye y es posible en algunas ocasiones refrigerar el ambiente interno mediante la apertura de las ventanas. Sabemos que el intercambio de calor debido a la ventilación (ver 4.1.4.4) afecta a la temperatura del aire (t_a) de forma significativa.

En esta sección se diseña un controlador que modifica la apertura de las ventanas que forman parte la oficina de manera tal de colaborar con el cumplimiento del objetivo principal, que es mantener la comodidad térmica de las personas con el menor consumo de energía posible (figura 6.5).

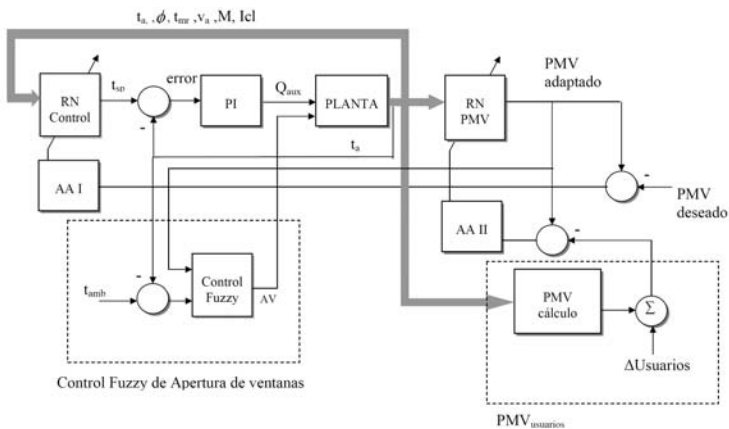


Figura 6.5: Diagrama en bloques del esquema de control contemplando la apertura de ventanas.

Se elige para la implementación del control de las ventanas un controlador fuzzy, principalmente porque establece una metodología formal para la representación, manipulación y aplicación del conocimiento humano acerca de cómo controlar un sistema.

6.2.1. Estructura del controlador de apertura de ventanas

Existen componentes específicos característicos de los controladores fuzzy para ayudar en el procedimiento de diseño. La figura 6.6 muestra el diagrama en bloques del controlador fuzzy. El bloque de

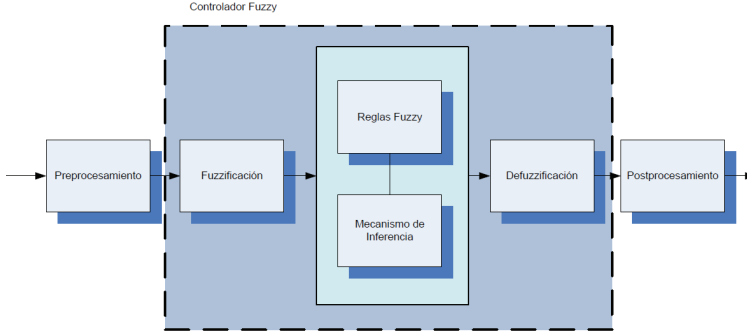


Figura 6.6: Diagrama en bloques de un controlador fuzzy.

preprocesamiento es necesario cuando las entradas necesitan ser acondicionadas, por ejemplo la normalización o escalado, el filtrado para la remoción de ruido, etc. En el controlador desarrollado en esta tesis no se realiza el preprocesamiento de las variables de entrada. Las variables de entrada seleccionadas son:

$$EN_1 = t_{amb} - t_a \quad (6.1)$$

$$EN_2 = PMV \quad (6.2)$$

El rango (universo) de la variable EN_1 es el comprendido por todos los valores que pertenecen al intervalo $[-15; 15]$ expresados en $^{\circ}\text{C}$. El universo de la variable EN_2 es $[-3; 3]$.

En el bloque de *fuzzificación* a cada variable de entrada se le asigna un grado de pertenencia (μ) a cada uno de los conjuntos difusos que se ha considerado, mediante las funciones de membresía asociadas a estos conjuntos difusos. Las entradas a este bloque son valores concretos de las variables de entrada y las salidas son grados de pertenencia a los conjuntos difusos considerados. El grado de pertenencia μ puede tomar un valor entre 0 y 1.

La cantidad de conjuntos difusos de cada una de las entradas se eligió de manera de cubrir todo el universo de las variables y de manera de disminuir la cantidad de reglas. Los conjuntos difusos (variables lingüísticas) de la variable EN_1 son -10, -5, 0, 5 y 10. Para EN_2 los conjuntos son N (Negativo), NM (Negativo medio), NS (Negativo pequeño), Cero, PS (Positivo pequeño), PM (Positivo medio) y P (Positivo). Las formas de las funciones de membresía escogidas fueron

triangulares y trapezoidales. Las funciones triangulares son preferidas por su simplicidad y porque son fácil de manipular y su funcionamiento se ajusta bien a la construcción e intuición del diseñador [63]. Las funciones trapezoidales son utilizadas en los extremos del rango y en aquellos conjuntos donde se requiera una base triangular amplia. Las figuras 6.7 y 6.8 representan las funciones de membresía de las variables lingüísticas de las entradas EN_1 y EN_2 respectivamente.

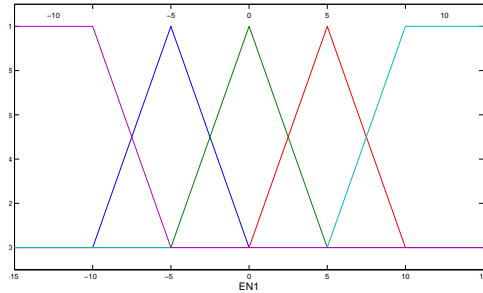


Figura 6.7: Funciones de membresía de las variables lingüísticas de EN_1 .

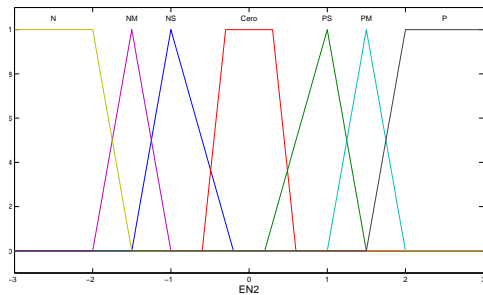


Figura 6.8: Funciones de membresía de las variables lingüísticas de EN_2 .

La variable de salida del controlador fuzzy es SAL y esta representa el grado de apertura de las ventanas. EL rango de esta variable es de 0 (cerrada) a 1 (abierta). Los conjuntos difusos de esta variable son C, AS, AM, A y AT; y las funciones de membresía son mostradas en la figura 6.9.

La ubicación de las funciones de membresía fueron elegidas a través de un mecanismo de prueba y error de manera tal de mejorar la performance del controlador.

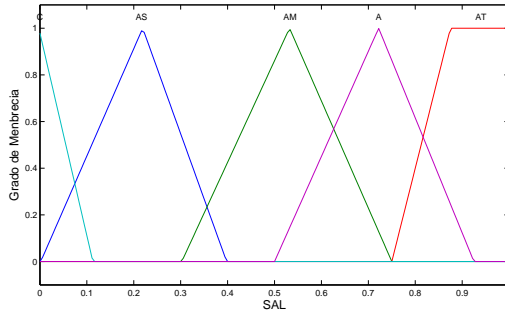


Figura 6.9: Funciones de membresía de las variables lingüísticas de *SAL*.

Las *reglas fuzzy* son las que se obtienen en este caso basadas en un razonamiento lógico del comportamiento de las variables. Son de la forma **SI-ENTONCES**. Además son incorporados conectivos encargados de vincular dos o mas variables de entrada. Conectivos entre dos variables son **Y** (*and*) y **O** (*or*).

Por ejemplo si la variable EN_2 pertenece al conjunto N y la variable EN_1 al conjunto difuso 5, es decir las personas sienten frío y la temperatura exterior es mayor a la temperatura del aire interno, entonces las ventanas deberían ser abiertas, por ejemplo *SAL* debe ser AT. Esto se puede expresar a través de la siguiente regla:

$$\mathbf{SI\ EN_1\ ES\ 5\ Y\ EN_2\ ES\ N\ ENTONCES\ SAL\ ES\ AT} \quad (6.3)$$

Comúnmente lo que se encuentra entre **SI** y **ENTONCES** (EN_1 **Y** EN_2) se denominan antecedentes y lo que se encuentra después de **ENTONCES** consecuentes (*SAL*). Todas las reglas son agrupadas dentro de la tabla 6.1.

Tabla 6.1: Reglas fuzzy.

		EN_2						
		N	NM	NS	Cero	PS	PM	P
EN_1	-10	C	C	C	C	A	A	AT
	-5	C	C	C	C	A	AT	AT
	-0	C	C	C	C	C	C	C
	5	AT	A	AM	C	C	C	C
	10	A	AM	AS	C	C	C	C

Los *mecanismos de inferencia* son aquellos en los que se utilizan los principios de la lógica difusa (inferencia difusa) para realizar un mapeo de los conjuntos difusos de entrada a los conjuntos difusos de

salida. Cada regla es interpretada como una implicación difusa. Es decir, el bloque de inferencia es aquel en el cual se realiza la “traducción matemática” de las reglas difusas: estas reglas modelan el sistema pero para poder trabajar con ellas y extraer un resultado se debe de evaluar matemáticamente la información que reflejan.

Para procesar la información contenida en las reglas y obtener un resultado se deben elegir los operadores matemáticos que corresponden a los siguientes operadores lógicos:

- Los conectivos lógicos entre antecedentes, es decir, los operadores lógicos **Y** y **O**.
- El operador lógico **ENTONCES**: implicación.

Además esto debe realizarse para un conjunto de reglas mediante:

- La unión del resultado de todas las reglas: agregación.

En primer lugar se seleccionan los operadores matemáticos que le corresponden a los operadores lógicos, de manera tal que:

$$EN_1 \mathbf{Y} EN_2 = \text{mín}(EN_1, EN_2) \quad (6.4)$$

$$EN_1 \mathbf{O} EN_2 = \text{máx}(EN_1, EN_2) \quad (6.5)$$

Por ejemplo si EN_2 pertenece al conjunto N y la variable EN_1 al conjunto difuso 5, es decir:

$$\mathbf{SI} EN_1 \mathbf{ES} 5 \mathbf{Y} EN_2 \mathbf{ES} N... \quad (6.6)$$

traduciendo el operador lógico **Y** el antecedente será el resultado de:

$$\text{mín}\{\mu_5(EN_1), \mu_N(EN_2)\} \quad (6.7)$$

Las funciones que definen la unión y la intersección de conjuntos difusos pueden generalizarse, a condición de cumplir ciertas restricciones. Las funciones que cumplen estas condiciones se conocen como Conorma Triangular (t-Conorma) y Norma Triangular (t-Norma). Los principales operadores que cumplen las condiciones para ser t-conormas son el operador máximo y la suma algebraica y los principales operadores que cumplen las condiciones para ser t-normas son el operador mínimo y el producto algebraico.

El conectivo lógico **ENTONCES** representa la implicación entre antecedente y consecuente. Para que se cumpla la equivalencia entre lógica proposicional o clásica y lógica difusa, se debe traducir por una t-norma, cuyos representantes más utilizados en el ámbito de la ingeniería son el mínimo y el producto algebraico ya que preservan la

relación causa-efecto y el sentido físico. Para el controlador desarrollado en esta tesis se eligió el operador mínimo.

Gráficamente, la función característica del conjunto difuso de salida quedará truncada por el valor escalar que resulte del antecedente.

Cada regla define una superficie de implicación: para cada posible valor del antecedente, se puede obtener el conjunto difuso que resulta de realizar la implicación; la superposición de todos estos conjuntos difusos forma la superficie de implicación de esa regla. Todas las reglas que tienen el mismo consecuente, (elegido un operador para realizar la implicación), definirán la misma superficie de implicación ya que la superficie se construye para todos los valores que puede tomar el antecedente. Al particularizar la implicación para el antecedente resultante de cada regla, se obtiene el resultado concreto de esa regla, representado en la superficie de implicación por la intersección de esta superficie con el plano vertical que pasa por el valor del antecedente.

Una vez evaluadas todas las reglas y obtenidos los conjuntos difusos de salida modificados, hay que realizar la agregación de todas las reglas para obtener un resultado único de la actuación de todas ellas [64]. Esta agregación es una unión lógica y una vez más para conservar la equivalencia entre lógicas clásica y difusa se traduce por una t-norma obteniéndose así el conjunto difuso de salida, asociado a la variable de salida. En esta tesis se elige operador máximo.

El bloque de *desfuzzificación* es el encargado de convertir la salida de la lógica fuzzy en un número que será utilizado como una señal de control. Existen varios métodos, pero aquí se elige el método del centro de gravedad (COG).

La señal de salida del controlador es multiplicada por la apertura máxima permitida de la ventana. Esta operación está representada por el bloque de *posprocesamiento*.

6.2.2. Simulación y análisis de resultados

El controlador fuzzy es implementado en MATLAB®, a través del Toolbox Fuzzy Logic®.

Para evaluar la performance del controlador se realizan diferentes pruebas comparando con el controlador desarrollado en la sección 6.1 con el agregado del control fuzzy de ventanas obteniendo los resultados representados en la figura 6.10. Aquí la habilitación del controlador fuzzy de apertura de ventanas se realiza en los momentos fuera del horario de trabajo de las personas, para evitar conflictos con el controlador de CT regido por la red neuronal.

En la figura 6.10 se observa que si bien la temperatura a alcanzar para mantener el CT dentro del rango permitido es la misma, el esfuerzo inicial (06:00 am) de control del PMV es menor y por lo tanto menor es el gasto de energía del equipo climatizador. El porcentaje de ahorro

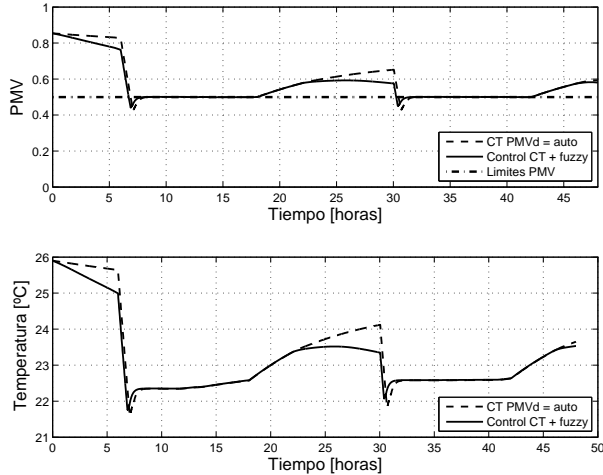


Figura 6.10: Comportamiento del controlador de CT con y sin apertura de ventanas. El origen de los ejes temporales corresponden a la hora 00:00 am.

de energía por día aprovechando la temperatura exterior, en base a los datos climáticos exteriores obtenidos en el año 2008, llegaron a ser de alrededor de un 14%.

Está claro que la disminución del consumo de energía esta supeitado a las condiciones climáticas externas. La figura 6.11 representa la diferencia de temperatura entre el ambiente interno y el externo ($t_{amb} - t_a$).

Para que ambos controladores puedan actuar al mismo tiempo en el horario de trabajo sin que pudiesen ocurrir conflictos entre ambos que puedan llegar a incrementar el consumo de energía, se deben tener en cuenta algunas consideraciones. Estas consideraciones pueden ser tomadas como condiciones para la habilitación del control fuzzy de apertura de ventanas. Estas condiciones son:

- El signo del flujo de calor aportado por el equipo de climatización debe ser igual al signo del flujo de calor aportado por la apertura de ventanas.
- El valor absoluto del flujo de calor aportado por el equipo de climatización debe ser mayor o igual al valor absoluto del flujo de calor aportado por la apertura de ventanas.

Bajo estas condiciones se realizaron nuevos ensayos y se observó que las gráficas del PMV y la t_a no se modificaron, en cambio si se modificó el flujo de calor aportado por el equipo de climatización. Como se puede ver en la figura 6.12 existe una diferencia entre ambos controles

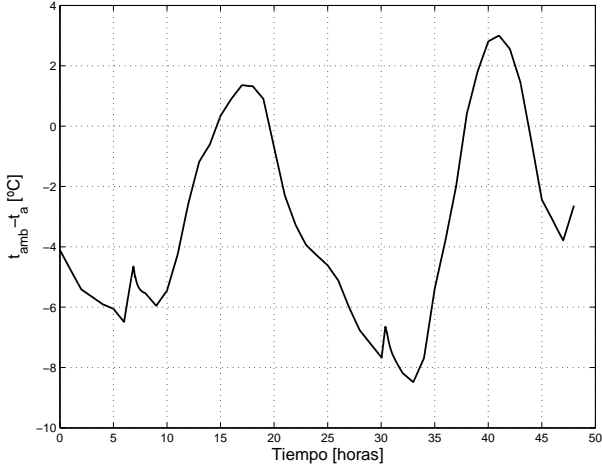


Figura 6.11: Diferencia de temperatura entre el espacio interior (t_a) y el exterior (t_{amb}). El origen de los ejes temporales corresponden a la hora 00:00 am.

en cuanto a la cantidad de calor suministrada por el climatizador. Esa diferencia es en este caso suministrada por el calor que ingresa desde el exterior.

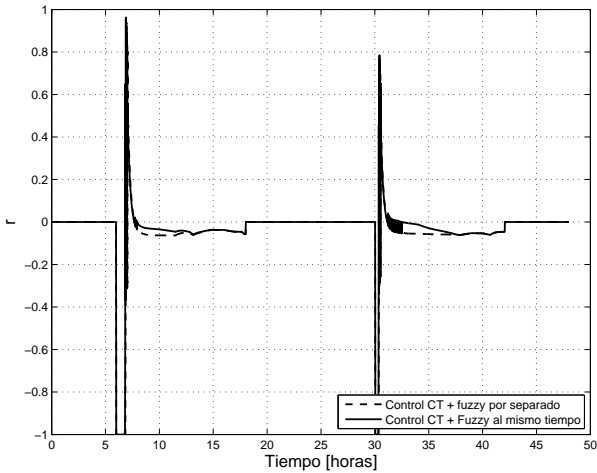


Figura 6.12: Fracción de la capacidad del equipo actuando sólo el control de CT y actuando junto con el control de apertura de ventanas. El origen de los ejes temporales corresponden a la hora 00:00 am.

En este último caso se ha logrado una disminución del consumo de alrededor del 12 %.

6.3. Conclusiones

En este capítulo se han establecido algunas consideraciones a tener en cuenta a la hora de disminuir el consumo de energía, sin desprestigiar los requerimientos para mantener el confort térmico. Los métodos utilizados aquí podrían llegar a ser utilizados junto con otros controladores de CT. Queda claro que estableciendo ciertas condiciones, dos controladores pueden llegar a actuar en conjunto para mantener dos objetivos, siempre tomando uno como prioridad. En esta tesis el control del CT prevalece por sobre el de ahorro de energía. Pero esto último puede ser invertido en el caso que se requiera sólo disminuir el consumo.

Además se demostró la muy buena capacidad que poseen los controladores basados en lógica difusa (fuzzy logic) cuando se requiere la representación, manipulación y aplicación del conocimiento humano para controlar un sistema. Los pasos y elecciones realizadas para diseñar el controlador fuzzy, poseen una significativa componente heurística.

Se obtuvo un significativo ahorro de energía en comparación con los resultados obtenidos en el capítulo 5 con los esquemas de control propuestos.

Los aportes y contribuciones del presente estudio se enmarcan en el campo del control de climatización de oficinas. Durante el desarrollo de esta tesis se introdujo un concepto muy importante dentro de esta temática, que es el confort térmico. En la actualidad el confort de las personas está implícito en el diseño de cualquier tipo de ambiente, más aún cuando se desea controlar el clima para mejorar la eficiencia de los ocupantes en un espacio de trabajo. Los análisis realizados en cada uno de los capítulos determinaron el surgimiento de una serie de conclusiones que son de mucha utilidad para estudios futuros. En este capítulo se presenta un compendio de todas las conclusiones obtenidas durante el desarrollo de esta tesis. Además se plantean los trabajos a futuro que son necesarios para continuar con la investigación iniciada a partir de este trabajo. Para finalizar se realiza un comentario sobre el contenido de esta tesis.

7.1. Resumen de conclusiones

Del trabajo presentado se pueden extraer las siguientes conclusiones:

- La elección del índice PMV como variable a controlar, es la más adecuada debido a su amplia utilización en el campo de la investigación y actualmente es llevado a la práctica por los ingenieros en climatización gracias a su difundida estandarización.
- Se desarrolló un modelo de comportamiento térmico de un ambiente dedicado a tareas de oficina, presentando respuestas dinámicas

satisfactorias ante cambios en las condiciones climáticas externas.

- En la estima de la radiación solar se consideraron días soleados, esta es una característica que corresponde a la zona en donde se ubica el ambiente.
- Si bien se conocen las variables que entran en juego en el cálculo de los flujos de calor debido a la ventilación e infiltración (velocidad del viento y diferencia de temperatura) poseen una componente no determinística difícil de modelar.
- El método de balance de energía considerando solamente el calor sensible demostró ser adecuado para el diseño. Los errores en la aproximación de las variables internas se mantuvieron en rangos aceptables de acuerdo a los fines con que fue diseñado (control de clima).
- El modelo del ambiente puede ser utilizado para comprobar el desempeño de algoritmos de control y nuevos dispositivos (equipos HVAC).
- Muchos de los modelos de ambientes presentan simplificaciones o complejidades, aquí se obtuvo un modelo que brinda resultados aceptables a los fines buscados del control de confort térmico. Todos los conceptos expuestos en el desarrollo del modelo pueden ser utilizados para modelar cualquier ambiente donde se desarrollen actividades de oficina.
- Las técnicas de control integrando inteligencia artificial son una opción cuando existe la necesidad de aplicar el concepto de confort térmico a la climatización de los espacios de trabajo. Las estrategias de control utilizando simples RNs para controlar el confort térmico han mostrado un muy buen desempeño, sobre todo por su capacidad de adaptación.
- De las experiencias realizadas es posible confirmar que, con el controlador convencional de temperatura, no es posible asegurar que el PMV se encuentre dentro del rango aceptable de confort dependiendo fundamentalmente de la temperatura de set point que se fija en el controlador. La tarea de seleccionar la temperatura adecuada no es sencilla, debido a la interrelación que existe entre la t_a y los otros parámetros involucrados en el cálculo del PMV.
- La incorporación de la RN para computar el PMV dentro del sistema de control permite que el equipo se adapte a las necesidades reales de los usuarios.

- En el capítulo 6 se obtuvo un significativo ahorro de energía, utilizando conceptos muy sencillos, con relación a los algoritmos implementados en el capítulo 5.
- Se han establecido algunas consideraciones a tener en cuenta a la hora de disminuir el consumo de energía, sin desprestigiar los requerimientos para mantener el confort térmico. Los métodos utilizados aquí podrían llegar a ser utilizados junto con otros controladores de CT.
- Se observó la muy buena capacidad que poseen los controladores basados en lógica difusa (fuzzy logic) cuando se requiere la representación, manipulación y aplicación del conocimiento humano para controlar un sistema. Los pasos y elecciones realizadas para diseñar el controlador fuzzy, poseen una significativa componente heurística.

7.2. Trabajos futuros

Los estudios realizados a lo largo del desarrollo de esta tesis tenían como objetivo observar la eficiencia de controladores en un determinado ambiente de trabajo. Si bien se considera que se han alcanzado todos los objetivos propuestos, sin duda existen otras metas complementarias a este primer trabajo.

Por un lado la creación de un modelo validado de un ambiente, hace posible utilizando las mismas herramientas el modelado de otros ambientes. Por otro lado, se podrán experimentar otras técnicas de control en el campo de la inteligencia artificial, aprovechando siempre las capacidades de adaptación que estas poseen.

En cuanto a la implementación física de los controladores desarrollados, es un paso que debe darse necesariamente en una próxima etapa. La comprobación en simulación fue primordial teniendo en cuenta una futura ejecución sobre equipos de climatización comercial. Esto último debe realizarse en conjunto con fabricantes y usuarios, ambos participantes necesarios a la hora de diseñar cualquier esquema de control que tenga en cuenta el confort térmico. Es interesante destacar que en la actualidad equipos comerciales de gran capacidad agregan inteligencia a sus dispositivos [65, 66], pero el concepto de confort térmico (con los seis parámetros planteados aquí) no está muy desarrollado por el hecho de que la medición y estima de los parámetros es compleja. La mayoría de los sensores de confort térmico diseñados en la actualidad realizan simplificaciones [67] que hacen que el valor obtenido algunas veces no sea el verdadero. La escasa disponibilidad de sensores comerciales que integren todas las variables que entran en juego en el confort térmico hace que se considere como otra línea de investigación que se debe explorar. Sorteando este último obstáculo puede deducirse que no

resulta difícil probar los esquemas de control propuestos en esta tesis, ya que lo que se realiza es una modificación automática del set point de temperatura.

Se puede decir que para equipos que se encargan individualmente de climatizar una gran cantidad de oficinas (potencia total elevada) la incorporación de estos esquemas en su control no incrementará excesivamente su costo. Más aún teniendo en cuenta la tendencia a la automatización y a la autogestión que está dándose en la actualidad en todos los sectores, principalmente en los edificios corporativos y en los edificios de oficinas -privadas o públicas- donde se han producido rápidos cambios cualitativos como consecuencia, fundamentalmente, del enorme crecimiento de la información y de la implantación de sistemas informáticos cada vez más eficaces.

7.3. Comentario final

Como comentario final se considera importante destacar el valor que tiene incluir el confort térmico en el diseño de las estrategias de climatización. Fundamentalmente por el hecho de que mejora el bienestar de las personas que ocupan un lugar de trabajo. La productividad y seguridad de las personas que habitan y trabajan en cualquier ámbito debe ser mejorada, por una oportuna concepción y uso de las últimas tecnologías, sin perjudicar la salud y el bienestar. Los beneficios que acarrea el confort influyen en gran medida en la salud no solamente física sino también mental, ya que proporciona una mejor predisposición a realizar las tareas cotidianas. El lugar de trabajo, siendo el marco en el que muchas personas viven gran parte de su tiempo consciente, presenta requerimientos importantes de confort que permiten a los usuarios desentenderse de los problemas ambientales de su entorno. De esta forma, a través de las ideas esenciales expuestas en esta tesis, se puede justificar el porqué de la incorporación del control del confort térmico.

En la actualidad gracias principalmente al desarrollo e implementación de un estándar que focaliza su objetivo en demostrar a los ingenieros en climatización en todo el mundo los beneficios del confort térmico, se está incorporando en la mentalidad de los diseñadores. También contribuye el aporte de las investigaciones de los arquitectos [68].

Por último es necesario considerar siempre la disminución del consumo de energía junto con el confort porque esto mejorará las perspectivas a futuro dentro del desarrollo de los controladores de los equipos de climatización.

- [1] H. Hens. Iae annex 24, final report, volume 1, modelling. Technical report, K. U. Belgium: Laboratorium Bouwfysica, Departement Burgerlijke Bouwkunde, 1996.
- [2] C. E. Hagentoft. Hamstad - wp2 modeling, version 4, report r-02:9. Technical report, Gothenburg, Department of Building Physics, Chalmers University of Technology, 2002. www.buildphys.chalmers.se.
- [3] M. Wit. A simulation model for the thermal and higryc performance of building. 35:123–126, 2000.
- [4] P.O. Fanger. *Thermal Comfort: Analysis and Applications in Environmental Engineering*. McGraw-Hill, New York, USA, 1970.
- [5] A. I. Dounis and D. E. Manolakis. Design of a fuzzy system for living space thermal comfort regulation. *Applied Energy*, 69(2):119–144, 2001.
- [6] S. Ari, I. A. Cosden, H. E. Khalifa, J. F. Dannenhoffer, P. Wilcoxen, and C. Isik. Constrained fuzzy logic approximation for indoor comfort and energy optimization. *Annual Meeting of the North American Fuzzy Information Proceeding Society*, 2005.
- [7] H. Yonghong and L. Nianping. Indoor thermal comfort control research based on adaptive fuzzy strategy. *Imacs Multiconference on Computational Engineering in Systems Applications*, pages 1969–1972, 2006.
- [8] M. A. Humphreys. Field studies of thermal comfort compared and applied. *Annals of Occupational Hygiene*, 20:135–140, 1976.

- [9] G. E. Schiller. A field study of thermal environments and comfort in office buildings, 1988.
- [10] J. F. Nicol and M. A. Humphreys. Adaptive thermal comfort and sustainable thermal standards for buildings, 2002.
- [11] R. de Dear. Thermal comfort in practice. *Indoor Air*, 14(7):32–39, 2004.
- [12] K. Yonezawa, F. Yamada, Y. Wada, and Y. Hanada. Comfort air-conditioning control for building energy-saving. *Industrial Electronics Society, 26th Annual Conference of the IEEE*, 3:1737–1742, 2000.
- [13] J.L. Torres and M.L. Martin. Modelo higrotérmico de una oficina para estudios de confort con climatización forzada. *XXI^o Congreso Argentino de Control Automático, AADECA 2008*, 2008.
- [14] J. L. Torres and M. L. Martin. Adaptive control of thermal confort using neural networks. *JAIIO - Argentine Symposium on Computing Technology*, pages 153–164, 2008.
- [15] J. L. Torres and M. L. Martin. Neural control of thermal confort considering user vote. *XXXIV Conferencia Latinoamericana de Informática*, pages 950–959, 2008.
- [16] P.O. Fanger. *Thermal Comfort*. McGraw-Hill, New York, USA, 1972.
- [17] R. de Dear, K. Leow, and A. Ameen. Thermal comfort in the humid tropics-part 1. *ASHRAE Transactions*, 97(1):874–879, 1991.
- [18] J.F. Busch. A tale of two populations: Thermal comfort in air-conditioned and naturally ventilated offices in thailand. *Energy and Buildings*, 18:235–249, 1992.
- [19] ISO7730. *International Standard 7730: Moderate Thermal Environments, Determination of the PMV and PPD - Indices and Specification of the Conditions for the Thermal Comfort*. International Organisation for Standardisation, Geneva, 1994.
- [20] ASHRAE. *ANSI/ASHRAE Standard 55-2004: Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy*. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Atlanta, USA, 2004.
- [21] Bjørn Kvisgaard. *Thermal Comfort*. INNOVA Air Tech Instruments A/S, Denmark, 1997. <http://www.innova.dk/books/thermal/thermal.htm>.

- [22] ASHRAE. *ASHRAE Handbook: Fundamentals*. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Atlanta, USA, 2001.
- [23] P.O. Fanger. *Thermal Comfort*. Robert E. Krieger Publishing Company, Florida, USA, 1982.
- [24] P.O. Fanger and G. Langkilde. Interindividual differences in ambient temperature preferred by seated persons. *ASHRAE Transactions*, 81(2):140–147, 1981.
- [25] G. Langkilde. Thermal comfort for people of high age. *Comfort thermique: Aspects physiologiques, INSERM*, 75:187–193, 1979.
- [26] F.H. Rholes and M.A. Johnson. Thermal comfort in the elderly. *ASHRAE Transactions*, 78(1):131, 1972.
- [27] R.G. Nevins, F.H. Rholes, W.E. Springer, and A.M. Feyerherm. Temperature-humidity chart for thermal comfort of seated persons. *ASHRAE Transactions*, 72(1):283, 1966.
- [28] P.O. Fanger, J. Hojbjerre, and J.O.B. Thomsen. Thermal comfort conditions in the morning and the evening. *International Journal of Biometeorology*, 18(1):16, 1974.
- [29] O. Ostberg and A.G. McNicholl. The preferred thermal conditions for “morning”.
- [30] P.O. Fanger, J. Hojbjerre, and J.O.B. Thomsen. Man’s preferred ambient temperature during the day. *Archives des Sciences Physiologiques*, 27(4):A395–A402, 1973.
- [31] P.O. Fanger, L. Banhidi, B.W. Olesen, and G. Langkilde. Comfort limits for heated ceilings. *ASHRAE Transactions*, 86, 1980.
- [32] P.O. Fanger and N.K. Christensen. Perception of draught in ventilated spaces. *Ergonomics*, 29(2):215–235, 1986.
- [33] B. W. Olesen, M. Sholer, and P. O. Fanger. Vertical air temperature differences and comfort. *Indoor climate*, pages 561–579, 1979.
- [34] H. P. McNair. A preliminary study of the subjective effects of vertical air temperature gradients. Technical report, British Gas Corporation, 1973.
- [35] H. P. McNair and D. S. Fishman. A further study of the subjective effects of vertical air temperature gradients. Technical report, British Gas Corporation, 1974.

- [36] D. Markov. Standars in thermal confort. *Annual International Course: Ventilation and Indoor climate*, 2002.
- [37] A.P. Gagge, J. Stolwijk, and Y. Nishi. An effective temperature scale based on a simple model of human physiological regulatory response. *ASHRAE Transactions*, 77(1):247–62, 1971.
- [38] M.A. Humphreys. Outdoor temperatures and comfort indoors. *Building Research and Practice*, 6(2):92–105, 1978.
- [39] M.A. Humphreys and J.F. Nicol. Understanding the adaptive approach to thermal comfort. *ASHRAE Technical Data Bulletin*, 14(1):1–14, 1998.
- [40] R.J. de Dear and G.S. Brager. Developing an adaptive model of the thermal comfort and preference. *ASHRAE Technical Data Bulletin*, 14(1):27–49, 1998.
- [41] M.A. Humphreys and J.F. Nicol. Outdoor temperature and indoor thermal confort: raising the precision of the relationship for the 1998 ashrae data base of field studies. *ASHRAE Transactions*, 206(2):485–492, 2000.
- [42] C. O. Pedersen, D. E. Fisher, and R. J. Liesen. Development of a heat balance procedure for calculating cooling loads. *ASHRAE Transactions*, 103:459–468, 1997.
- [43] J.A. Duffie and W.A. Beckman. *Solar engineering of the thermal processes*. Wiley-Interscience, New York, 2th edition, 1991.
- [44] M. Iqbal. An introduction to solar energy. *Academic Press*, 1983.
- [45] H.C. Hottel. A simple model for estimating the transmittance of direct solar radiation through clear atmospheres. *Solar Energy*, 18:129, 1976.
- [46] M. S. Reddy and S. Krishnamoorthy. Heat flux and surface temperature variations in an unconditioned room of brick mansonry construction in a composite climate. *Energy and Building*, 13(2):159–174, 1989.
- [47] S. H. Liem, Lute P. L., A. H. C. Van Paassen, and M. Vrwaal. Passive building control system. *CEC-project pastor*, 1989.
- [48] M.H. Sherman and D.T. Grimsrud. Infiltration-pressurization correlation: Simplified physical modeling. *ASHRAE Transactions*, 86(2):778, 1980.

- [49] M. H. Hosni, B. W. Jones, and H. Xu. Experimental results for heat gain and radiant/convective split from equipment in buildins. *ASHRAE Transactions*, 105(2):527–539, 1999.
- [50] T. Kusuda. Indoor humidity calculations. *ASHRAE Transactions*, 89:728–740, 1983.
- [51] R. W. Hyland and A. Wexler. Formulations for the thermodynamic properties of the saturated phases of h_2o from 173.15 k to 473.15 k. *ASHRAE Transactions*, 89(2A):500–519, 1983.
- [52] The MathWorks Inc. *MATLAB 7.1*. USA, 1984. <http://www.mathworks.com>.
- [53] T. Tobi and T. A. Hanafusa. A practical application of fuzzy control for an air-conditioning system. *International Journal of Approximate Reasoning*, 5:331–348, 1991.
- [54] S. Huang and R. M. Nelson. Rule development and adjustment strategies of a fuzzy logic controller for an hvac system: Part two. *ASHRAE Transactions*, 1:851–856, 1994.
- [55] M. Hamdi and G. Lachiver. A fuzzy control system based on the human sensation of thermal comfort. *IEEE World Congress on Computational Intelligence*, 1:487–492, 1998.
- [56] F. Calvino, M. Genusa, G. Rizzo, and G. Scaccianoce. The control of indoor thermal comfort conditions: introducing a fuzzy adaptive controller. *Energy and Building*, 36:97–102, 2003.
- [57] M. Hamdi, G. Lachiver, and F. Michaud. A new predictive thermal sensation index of human response. *Energy and Building*, 29:167–178, 2006.
- [58] Werbos P. J. Beyond regression: New tools for prediction and analysis in the behavioral sciences. Doctoral Dissertation, Applied Mathematics, Harvard University, Boston, MA., November 1974.
- [59] D. B. Parker. Leaning-logic. TR 47, Center for Computational Research in Economics and Management Science, MIT, Cambridge, MA, 1985.
- [60] T Liu and X. Li. Direct adaptive neural control for turning complex rotating profiles. *IJCSS*, 1(2):214–220, 2000.
- [61] J. Pargfrieder and H. P. Jörgl. An integrated control system for optimizing the energy consumption and user comfort in buildings. *IEEE International Symposium on Computer Aided Control System Design Proceedings*, 2002.

- [62] N. Nikolova and E. Nikolov. Energy saving algorithms and control system. *ENERGY SAVING CONTROL IN PLANTS AND BUILDINGS*, 2006.
- [63] W Pedrycz. Why triangular membership functions? *Fuzzy Sets and Systems*, 64:21–30, 1994.
- [64] J. S. Roger. *Fuzzy Logic Toolbox for use with Matlab*. The Math Works Inc., 1995.
- [65] Carrier. Infinity control. www.carrier.com, 2008.
- [66] York International Corporation. Simplicity intelli-comfort controls. www.yorkkupp.com, 2004.
- [67] Yamatake-Honeywell co. Thermal comfort sensor ab-5013a. www.yamatake.com, Diciembre 2000.
- [68] E. Kuchen and M. N. Fisch. Spot monitoring: Thermal comfort evaluation in 25 office buildings in winter. *Building and Environment*, 44(4):839–847, 2009.
- [69] D. DuBois and E.F. DuBois. A formula to estimate approximate surface area, if height and weight are known. *Archives of Internal Medicine*, 17:863–871, 1916.
- [70] VaughnFanger82 Bradshaw. *The building environment: active and passive control*, chapter 1, pages 3–37. Jhon Wiley Sons, LTD (2^a), 2006.

Definición de términos utilizados en Confort Térmico

Las siguientes definiciones son extraídas en su mayoría del estándar [20], y se utilizan para una mejor comprensión en el desarrollo de esta tesis.

Aislación de la vestimenta (insulation, clothing/ensemble) (l_{cl}) [**clo**]: Es la resistencia a la transferencia de calor sensible provista por la vestimenta. La unidad en la que se expresa es el [clo]¹.

Ambiente térmico (environment thermal): Características del ambiente que afectan la pérdida de calor de las personas. El ambiente térmico es aceptable cuando la mayoría de los ocupantes lo encontrarán térmicamente aceptable.

Area de DuBois (A_D): Es La medida más utilizada de la superficie del cuerpo desnudo, originalmente propuesta por [69].

Asimetría de la temperatura radiante (radiant temperature asymmetry): Es la diferencia entre la temperatura radiante plana de los dos lados opuestos de un pequeño elemento plano.

Calor (Heat) [Watts][70]: Es una forma de energía que fluye desde un punto a una temperatura hacia otro punto de menor temperatura.

¹La definición de aislación de la vestimenta se refiere a la transferencia de calor de todo el cuerpo y, por lo tanto, también incluye las partes descubiertas del cuerpo, como la cabeza y las manos.

Calor Latente (*Latent heat*) [Watts]: Es el calor que produce el cambio de estado de la materia de sólido a líquido o de líquido a gas. El calor latente de fusión es el que se necesita para derretir un objeto sólido en un líquido. El calor latente de vaporización es el calor necesario para cambiar un líquido a gas. Cuando un gas licua (condensa) o cuando un líquido se solidifica, libera su calor latente.

Calor sensible (*Sensible heat*) [Watts] [70]: Es una expresión del grado de excitación molecular de una masa dada. Tal excitación puede ser causada por una variedad de fuentes, tales como exposición a la radiación, fricción entre dos objetos, reacción química o contacto con objetos muy calientes. Cada material tiene la propiedad llamada *calor específico*, que identifica cuanto cambió la temperatura debido a una aportación de calor sensible. Los tres medios de transferencia de calor sensible son la radiación, convección y conducción. Todo cuerpo humano emite radiación térmica.

Clo: Unidad utilizada para expresar la aislación térmica provista por la vestimenta, donde 1 clo = 0.155 [$m^2\text{°C/W}$] (0.88 [ft²-h-°F/Btu]).

Conducción (*conduction*): Es el proceso por el cual la excitación molecular se propaga a través de una sustancia o de una sustancia a otra por contacto directo.

Convección (*convection*): La convección se produce únicamente por medio de materiales fluidos. Éstos, al calentarse, aumentan de volumen y, por lo tanto, disminuyen su densidad y ascienden desplazando el fluido que se encuentra en la parte superior y que está a menor temperatura. Lo que se llama convección en sí, es el transporte de calor por medio de las corrientes ascendente y descendente del fluido.

Corriente de aire (*draft*): Es el enfriamiento local no deseado del cuerpo causado por el movimiento del aire.

Draft rate (DR) [%]: Porcentaje previsto de personas insatisfechas debido al draft.

Espacios naturalmente acondicionados, controlado por los ocupantes: Aquellos espacios donde las condiciones térmicas del espacio son regulados por los ocupantes principalmente por la apertura y cierre de ventanas.

Humedad relativa (*humidity, relative*) (RH) [%]: La relación entre la presión parcial (o densidad) del vapor de agua en el aire y la presión de saturación (o la densidad) de vapor de agua para la

misma temperatura y presión total.

Insulation, garment (I_{clu}) [clo]: El aumento de la resistencia a la transferencia de calor sensible obtenidos de la adición de una prenda de vestir sobre el cuerpo desnudo.

Intensidad de turbulencia (turbulence intensity) (Tu): Es la relación entre la desviación estándar de la velocidad del aire (SD_v) y la velocidad media del aire (v).

met: Unidad utilizada para describir la energía generada dentro del cuerpo debido a la actividad metabólica, definida como $58.2 [W/m^2]$ ($18.4 [Btu/hft^2]$), la cual es igual a la energía producida por unidad de superficie de una persona promedio, sentado en reposo. La superficie media de una persona es $1.8 [m^2]$ ($19 [ft^2]$).

Modelo de adaptación (Adaptive model): Es un modelo que relaciona las temperaturas de diseño o rangos de temperatura aceptable en el interior con parámetros exteriores meteorológicos o climatológicos.

Neutralidad térmica (Neutrality, thermal): El valor del índice térmico interior correspondiendo con una media de votos de neutralidad sobre la escala de sensación térmica.

Porcentaje previsto de disconformidad (PPD) [%]: Es un índice que establece una predicción cuantitativa del porcentaje de personas térmicamente disconformes determinado a través del PMV.

Presión de vapor de agua saturada (water vapor pressure, saturated dewpoint) (p_{sdp}) [Pa]: Es la presión de vapor agua para la temperatura de saturación correspondiente a la presión de referencia y sin ningún tipo de fase líquida.

Proporción de humedad (humidity ratio): La relación entre la masa del vapor de agua y la masa de aire seco en un volumen determinado.

Radiación (Radiation): Cuando la radiación se encuentra con una masa, una de las tres cosas sucede: (1) la radiación sigue su camino no afectado (en cuyo caso se dice que es de transmisión), (2) se desvía de su curso (en cuyo caso se dice que se refleja), o (3) su viaje llega a su fin (y se dice que es absorbida). Por lo general, la respuesta a la radiación de un material es una combinación de la transmisión, la reflexión y la absorción. La radiación característica de un material está determinada por su temperatura, emisividad, absorbitividad, reflec-

tividad, y transmisibilidad.

Sensación térmica (*sensation, thermal*): Sentimiento consciente comúnmente clasificados en las categorías de frío, fresco, ligeramente fresco, neutro, ligeramente caliente, caluroso y muy caluroso; su evaluación es subjetiva.

Tasa metabólica (*Metabolic rate*) (M) [met]: La velocidad de transformación de energía química en calor y trabajo mecánico debido a la actividad metabólica dentro del organismo, usualmente expresado en [met].

Temperatura (*Temperature*) [°C]: Es una medida de la intensidad de calor.

Temperatura del aire (*temperature, air*) (t_a) [°C]: Es la temperatura del aire alrededor del ocupante.

Temperatura de bulbo húmedo (*Wet-bulb temperature*) [°C]: Si un bulbo es humedecido, cualquier evaporación del agua extrae calor sensible del aire alrededor del mismo. El calor sensible vaporiza el agua y se convierte en calor latente. El intercambio en el aire entre calor sensible y calor latente no modifica el calor total contenido, pero en cambio la temperatura del aire es reducido. Así pues, un termómetro de bulbo húmedo indica una temperatura más baja que un termómetro de bulbo seco. La temperatura de bulbo húmedo es por lo tanto un medio para expresar la humedad contenida en el aire. Comparando las temperaturas de bulbo seco y húmedo se puede determinar el nivel de humedad contenido en el aire, mientras mayor sea la diferencia entre estas temperaturas menor es la humedad.

Temperatura de bulbo seco (*Dry-bulb temperature*) [°C]: Es La temperatura de un gas o mezcla de gases tomada con un bulbo seco que está protegido de intercambio radiante. El termómetro de pared común registra la temperatura de bulbo seco del aire.

Temperatura del punto de rocío (*temperature, dew point*) (t_{dp}) [°C]: Es la temperatura a la que el aire húmedo se convierte en saturada (100 % de humedad relativa) con el vapor de agua ($p_{sdp} = pa$) (condensación), al enfriarse a presión constante.

Temperatura de globo (*globe thermometer temperature*) : Combina los efectos de radiación y movimiento del aire. Se utiliza un globo negro de 150 mm de diámetro. La temperatura de equilibrio del globo es un simple índice de la temperatura que describe los efectos

físicos combinados de la temperatura de bulbo seco, velocidad del aire y calor radiante neto recibido de las superficies que lo rodean. La temperatura de globo es una aproximación de la temperatura operativa y es usualmente utilizada por los equipos de medida para determinar la temperatura radiante media.

Temperatura efectiva (*effective temperature*) (ET^*): Es un índice determinado experimentalmente a través de varias combinaciones de la temperatura de bulbo seco, humedad y velocidad del aire que produce la misma sensación térmica.

Temperatura operativa (*temperature, operative*) (t_0) [$^{\circ}\text{C}$]: Es la temperatura uniforme de un cuerpo negro imaginario en el cual un ocupante intercambiará la misma cantidad de calor por radiación mas convección que en el actual ambiente no uniforme (en la sección 7.2 del estándar [20] se explica la posición del cuerpo dentro del cuerpo imaginario).

Temperatura radiante plana (*temperature, plane radiant*) (t_{pr}) [$^{\circ}\text{C}$]: Es la temperatura uniforme de un cuerpo en el cual la incidencia del flujo radiante sobre uno de los lados de un pequeño elemento plano es igual a la existente en el ambiente.

Velocidad del aire (*Air speed*) [m/s]: Velocidad del movimiento del aire para un punto, sin tener en cuenta la dirección.

Voto medio previsto (*predicted mean vote*) (PMV): Es un índice que predice el valor medio de los votos de un gran grupo de personas sobre una escala de sensación térmica de siete puntos.

Zona ocupada (*zone, occupied*): Es la región normalmente ocupada por personas dentro de un espacio, generalmente se considera que están entre el piso y 1.8 [m] por encima del suelo, y más de 1.0 [m] separado de las paredes y ventanas que tienen contacto con el exterior o equipos fijos de calefacción, ventilación o aire acondicionado y 0.3 [m] de las paredes interiores.

Algunos de los conceptos expuestos anteriormente son ampliados durante el desarrollo de la presente tesis.

Niveles de Actividad

Tasas Metabólicas de tareas típicas¹

Actividad	Tasa metabólica	
	<i>Met</i>	<i>W/m²</i>
Relajado		
Durmiendo	0.7	40
Recostado	0.8	45
Sentado, quieto	1.0	60
Caminando		
0.9 <i>m/s</i>	2.0	115
1.2 <i>m/s</i>	2.6	150
1.8 <i>m/s</i>	3.8	220
Actividades de oficina		
Sentado leyendo o escribiendo	1.0	60
Tipeando	1.1	65
Archivando sentado	1.2	70
Archivando parado	1.4	80
Caminando	1.7	100
Embalaje	2.1	120
Conduciendo		
Automóvil	1.0-2.0	60-115
Aviones de rutina	1.2	70
Aeronave instrumento de aterrizaje	1.8	105
Aeronave de combate	2.4	140
Vehículos pesados	3.2	185

¹tabla extraída de [20]

Actividad	Tasa metabólica	
	<i>Met</i>	W/m^2
Otras ocupaciones		
Cocinando	1.6-2.0	95-115
Limpieza de la casa	2.0-3.4	115-200
Trabajo sobre máquinas		
Sierra	1.8	105
Liviano	2.0-2.4	115-140
Pesado	4.0	235
Manejando bolsas de 50 <i>kg</i>	4.0	235
Picar o palear	4.0-4.8	235-280
Actividades de recreación		
Bailar	2.4-4.4	140-255
Gimnasia	3.0-4.0	175-235
Tenis (single)	3.6-4.0	210-270
Basketball	5.0-7.6	290-440
Lucha competitiva	7.0-8.7	410-505

Aislación de la ropa

Tabla C.1: Valores de aislación de conjuntos de vestimenta típicos

Descripción de la vestimenta	Prendas de vestir incluidas ²	I_{cl} (clo)
Pantalones	1- Pantalones y camisa de mangas cortas	0.57
	2- Pantalones y camisa de mangas largas	0.61
	3- # 2 más chaqueta de traje	0.96
	4- # 2 más chaqueta de traje, chaleco y camiseta	1.14
	5- # 2 más suéter de mangas largas y camiseta	1.01
	6- # 5 más chaqueta de traje y ropa interior de fondos largos	1.30
Falda/vestido	7- Falda hasta la rodilla y camisa de mangas cortas (sandalias)	0.54
	8- Falda hasta la rodilla, camisa de mangas largas y bragas	0.67
	9- Falda hasta la rodilla, camisa de mangas largas, panty y suéter de mangas largas	1.10
	10- Falda hasta la rodilla, camisa de mangas largas, panty y chaqueta de traje	1.14
	11- Falda hasta los tobillos, camisa de mangas largas y chaqueta de traje	1.10
Pantalones cortos	12- Pantalones cortos y camisa mangas cortas	0.36
Overall/sobretudo	13- Sobretudo de mangas largas y camiseta	0.72
	14- Overalls de mangas largas y camiseta	0.89
	15- Sobretudo aislado y ropa interior la mangas largas	1.37
Atlética	16- Pantalones cortos para sudar y sudadera de mangas largas	0.74

¹Los datos son extraídos del capítulo 8 de *ASHRAE Handbook-Fundamentals(2001)*.

²todos los conjuntos de vestimenta, excepto donde se indica entre parentesis, incluye zapatos, medias y calzoncillos o panties.

Tabla C.2: Aislación de prendas de vestir

Descripción de las prendas de vestir	I_{cl} (clo)	Descripción de las prendas de vestir	I_{cl} (clo)
Ropa interior		Vestidos y faldas	
Sostén	0.01	Falda (fina)	0.14
Panties	0.03	Falda (gruesa)	0.23
Calzoncillos	0.04	Vestido ligero sin mangas	0.23
Camiseta	0.08	Vestido grueso sin mangas	0.27
Half slip	0.14	Vestido ligero mangas cortas	0.29
Calzoncillos largos	0.15	Vestido ligero mangas largas	0.33
Full slip	0.16	Vestido grueso mangas largas	0.47
Camiseta mangas largas	0.20	Súeteres	
Calzado		Chaleco ligero	0.13
Medias atléticas	0.02	Chaleco grueso	0.22
Medias largas de nylon	0.02	Mangas largas fino	0.25
Sandalias	0.02	Mangas largas grueso	0.36
Zapatos	0.02	Chaquetas y chalecos de traje	
Zapatillas	0.03	Chaleco ligero	0.10
Medias hasta la rodilla	0.06	Chaleco grueso	0.17
Botas	0.10	Chaqueta ligera sin cruzar	0.36
Medias hasta la pantorrilla	0.10	Chaqueta gruesa sin cruzar	0.42
Camisas y blusas	0.03	Chaqueta ligera cruzar	0.44
Blusa sin mangas	0.13	Chaqueta gruesa cruzada	0.48
Camisa mangas cortas deportiva	0.17	Ropa de cama y batas	
Camisa mangas cortas de vestir	0.19	Camison largo de manga larga	0.30
Camisa mangas largas de vestir	0.25	Camison corto de tirantes	0.15
Camisa mangas largas de franela	0.34	Camison de hospital	0.31
Sudadera de mangas largas	0.34	Pijama de mangas y pantalones largos	0.50
Pantalones y monos		Body de dormir con pies	0.72
Pantalones cortos	0.06	Pantalon corto	0.10
Pantalones cortos para caminata	0.08	Bata larga acolchada de manga larga	0.53
Pantalones rectos finos	0.15	Bata corta acolchada de manga larga	0.41
Pantalones rectos gruesos	0.24		
Pantalones de gimnasia	0.28		
Overalls	0.30		
Sobretudo	0.49		

Programas de cálculo del PMV

D.1. Método computacional simplificado

```
function [PMV PPD]= comfort(Clo,Met,WME,Ta,TR,VEL,RH);

% Clo = 'Clothing [clo]'
```

```
% Met = 'Metabolic Rate [met]'
```

```
% WME = 'External work, normally around 0 [met]'
```

```
% Ta = 'Air temperature [°C]'
```

```
% TR = 'Mean radiant temperature [°C]'
```

```
% VEL = 'Relative air velocity [m/s]'
```

```
% RH = 'Relative humidity [%]'
```



```
FNPS = exp(16.6536-4030.183/(Ta+235)); %Saturated vapour pressure [KPa]
```

```
PA = RH*10*FNPS; %Water vapour pressure [Pa]
```

```
Icl = 0.155*Clo; %Thermal insulation of the clothing [m^2K/W]
```

```
M = Met*58.15; %Metabolic rate [W/m^2]
```

```
W = WME*58.15; %External work [W/m^2]
```



```
MW = M-W; % Internalheat production in the human body
```



```
if Icl< 0.078
```

```
    FCL = 1+1.29*Icl; %Clothing area factor
```

```
else
```

```
    FCL = 1.05+0.645*Icl;
```

```
end
```



```
HCF = 12.1*sqrt(VEL); %Heat transf. coefficient by forced convection
```



```
TAA = Ta+273; % Air temperature in Kelvin
```

```
TRA = TR+273; % Mean radiant temperature in Kelvin
```



```
%*****
```

```
%Calculate surface temperature of clothing by iteration
```

```
%*****
```

```

TCLA = TAA + (35.5-Ta)/(3.5*(6.45*Ic1+0.1));
p1 = Ic1*FCL;
p2 = p1*3.96;
p3 = p1*100;
p4 = p1*TAA;
p5 = 308.7-0.028*MW+p2*(TRA/100)^4;
XN = TCLA/100;
XF = XN;
N = 0;

EPS = 0.00015;

while abs(XN-XF)>EPS || N<150;
    XF = (XF+XN)/2;

    %Heat transf. coeff. by natural convection
    HCN = 2.38*(abs(100*XF-TAA))^0.25;

    if HCF>HCN
        HC = HCF;
    else
        HC = HCN;
    end

    XN = (p5+p4*HC-p2*XF^4)/(100+p3*HC);
    N = N+1;
end
if N>150
    PMV = 99999;
    PPD = 100;
    pause
end

TCL = 100*XN-273; % Surface temperature of the clothing

%*****
%Heat loss components
%*****

%Heat loss diff. through skin
HL1 = 3.05*0.001*(5733-6.99*MW-PA);

%Heat loss by sweating (comfort)
if MW>58.15
    HL2 = 0.42*(MW-58.15);
else
    HL2 = 0;
end

%Latent respiration heat loss
HL3 =1.7*0.0001*M*(5867-PA);

%Dry respiration heat loss
HL4 = 0.0014*M*(34-Ta);

%Heat loss by radiation
HL5 = 3.96*FCL*(XN^4-(TRA/100)^4);

%Heat loss by convection
HL6 = FCL*HC*(TCL-Ta);

%*****

```

```

%Calculate PMV and PPD
%*****

%Thermal sensation trans. coefficient
TS = 0.303*exp(-0.036*M)+0.028;

%Predicted mean vote
PMV = TS*(MW-HL1-HL2-HL3-HL4-HL5-HL6);

%Predicted percentage dissat.
PPD = 100-95*exp(0.03353*PMV^4-0.2179*PMV^2);

```

D.2. Programa basado en las ecuaciones de Fanger

```

function [PMV]=PMVvalue(Ta,Tmr,RH,Va,Icl,M,W)

% Ta: Temperatura interior en [°C]
% Tmr: Temperatura radiante media en [°C]
% RH: Humedad relativa en %
% Va: Velocidad relativa del aire en [m/s]
% Icl: Aislación térmica de la vestimenta en [clo]
% M: Actividad metabólica en [W/m^2];
% W: Trabajo realizado en [W/m^2](1 kcal = 1.163 W h) (1 met = 58.1 W/m^2)
% PMV: Índice que cuantifica el confort de las personas

RH = RH/100;
Tak = Ta +273.15;

%*****
% Cálculo de la presión de vapor de agua Pw en [Pa]
%*****
if Ta > 0;
    Pw = RH * exp(-5800/Tak + 1.3914 - 4.86*10^(-2)*Tak + ...
        4.1764*10^(-5)*Tak^2 - 1.4*10^(-8)*Tak^3 + 6.5459*log(Tak));
else
    Pw = RH * exp(-5674/Tak + 6.392 - 9.677*10^(-3)*Tak + ...
        6.221*10^(-7)*Tak^2 + 2.074*10^(-9)*Tak^3 - ...
        9.484*10^(-13)*Tak^4 + 4.163*log(Tak));
end

%*****
% Cálculo de la temperatura superficial de la vestimenta Tcl
%*****
icl = Icl*0.155; % Aislación térmica de la ropa en [m^2°C/W]

syms tcl

if Icl <= 0.5
    fcl = 1+0.2*Icl;
else
    fcl = 1.05+0.1*Icl;
end

if Va < 0.1
    tcl = vpa(solve(-tcl+35.7-0.0275*(M-W)+icl*(-3.96*10^(-8)*fcl* ...
        ((tcl+273)^4 -(Tmr+273)^4)-fcl*2.38*((tcl-Ta)^(0.25))*(tcl-Ta)));
else
    tcl = vpa(solve(-tcl+35.7-0.0275*(M-W)+icl*(-3.96*10^(-8)*fcl* ...
        ((tcl+273)^4-(Tmr+273)^4)-fcl*(12.1*sqrt(Va))*(tcl-Ta)));
end

```

```

for i=1:length(tc1);
    Tc1 = sym2poly(tc1(i));
    Real_tc1 = real(Tc1);
    Imag_tc1 = imag(Tc1);
    if Imag_tc1 == 0 && Real_tc1 > 0;
        break
    end
end

if Va < 0.1;
    hc = 2.38*(Tc1-Ta)^0.25;
else
    hc = 12.1*sqrt(Va);
end

%*****
% Cálculo de la carga térmica L y el PMV
%*****

L = (M-W) - 3.96*10^(-8)*fcl*((Tc1+273)^4-(Tmr+273)^4) - fcl*hc*(Tc1-Ta)...
    - 3.05*(5.73-0.007*(M-W)-Pw*10^(-3)) - 0.42*((M-W)-58.15) - ...
    0.0173*M*(5.87-Pw*10^(-3))-0.0014*M*(34-Ta);

PMV = (0.303*exp(-0.036*M)+0.028)*L;

```