



UNIVERSIDAD DE CHILE
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA ELÉCTRICA

DISEÑO DE ESTRATEGIAS DE GESTIÓN DE DEMANDA PARA EL EDIFICIO BEAUCHEF PONIENTE

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL ELECTRICO

NICOLÁS RAÚL O'RYAN FEBRÉ

PROFESOR GUÍA:
GUILLERMO JIMÉNEZ ESTÉVEZ

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:
ROBERTO ROMÁN LATORRE
RODRIGO PALMA BEHNKE

SANTIAGO DE CHILE
2016

RESUMEN DE LA MEMORIA PARA
OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO
CIVIL ELÉCTRICO
POR: NICOLÁS O'RYAN F.
PROF. GUÍA: GUILLERMO JIMÉNEZ E.

DESARROLLO DE ESTRATEGIAS DE GESTIÓN DE DEMANDA PARA EL EDIFICIO
BEAUCHEF PONIENTE

Los edificios de oficinas representan consumos de creciente importancia para el sistema eléctrico. En la búsqueda de mejorar la eficiencia energética se han desarrollado los sistemas de gestión y control de demanda para edificios. La Facultad de Ciencias Físicas y Matemáticas construyó el complejo Beauchef Poniente, constituido por edificios de alta eficiencia energética y que incorpora un sistema de control centralizado para sus cargas eléctricas. En este trabajo se proponen estrategias para la gestión energética del sistema de control de energía de Beauchef Poniente.

La respuesta de la demanda (RD) es una acción de control que se realiza en base a distintas estrategias para gestionar el uso de cargas eléctricas en respuesta a señales, ya sean de seguridad de la red, de precios o del desempeño energético del mismo edificio. Estas pueden ser de eficiencia energética, desplazamiento de demanda, límite de demanda o desprendimiento de carga, siendo los sistemas de climatización y ventilación (HVAC) propicios para aplicar estas estrategias. En este trabajo se aplicaron estrategias de ajuste de temperatura (AT), límite de potencia de generación térmica (LP) y de prevención del rebote (PR). La primera cambia la consigna de temperatura de los espacios, la segunda limita la cantidad de energía térmica que el sistema HVAC es capaz de generar y la tercera es una estrategia para evitar el aumento de demanda eléctrica al finalizar una acción RD.

Los objetivos de las estrategias RD sobre los sistemas HVAC son dos: reducir el consumo de energía, y mantener el nivel de confort de los ocupantes. Este último lo constituyen el confort higrotérmico, y la calidad del aire. En este trabajo, el confort higrotérmico se caracteriza con el Índice de Valor Medio de Fanger, a partir de condiciones de temperatura, humedad del espacio y vestimenta y nivel de actividad del ocupante. La calidad del aire se mide a partir de la concentración de CO₂ en los espacios.

Para el desarrollo de este trabajo se hizo un modelo térmico y de calidad del aire del cuarto piso del ala poniente del complejo Beauchef Poniente. Sobre este modelo se realizó simulaciones de un caso base, sin control, y de un caso con la estrategia de control actual, que aplica acciones AT y LP. Luego se propuso una mejora al sistema de control actual incorporando acciones de PR, la cual se contrastó con los dos casos anteriores en términos de costo anual de energía y confort de los ocupantes.

Los resultados de las simulaciones muestran que del consumo anual de energía del edificio de 77,54 kWh/m² en el caso base, se ahorra 1,89 kWh/m² (2,44%) con la estrategia actual y 2,65 kWh/m² (3,42%) con la estrategia propuesta. Sin embargo, en cuanto al costo, es mayor el efecto de la reducción de potencia máxima y demanda en hora punta. El costo anual baja \$ 21.343.346 (12,86%) con la estrategia actual y \$ 24.363.448 (14,68%) con la propuesta, respecto del caso base.

En lo referente al confort, se concluye que ambas estrategias reducen el confort de los usuarios, y que la estrategia propuesta tiene un desempeño levemente más bajo que la actual, a ciertas horas del día. Sin embargo, se observa que estas reducciones de confort afectan principalmente a una pequeña proporción de los ocupantes del edificio y principalmente en espacios donde mantener el confort tiene menor relevancia.

Agradecimientos

Al fin, finalizando este trabajo quiero agradecer a quienes han sido parte fundamental de este proceso y quienes me han acompañado a lo largo de mi vida o en partes importantes de ella.

En primer lugar a mi familia. A mi mamá, por estar en cada momento importante de mi vida como pilar y fuente de apoyo emocional y sabiduría, como referente en lo moral y proveedora total de seguridad. A mi papá, por introducirme inquietudes intelectuales desde pequeño, por retarme a estar siempre aprendiendo, dudando y poniendo a prueba lo aprendido y transmitirme su disposición, siempre comprensiva, a escuchar a los demás y al respeto. A mi hermano, como extensión natural de mi ser, inventor de lenguaje y pensamiento en común, compañero complementario y cómplice de miradas en infinitas actividades y aventuras. A mi hermana, por romper la normalidad aprendida y obligarme a extender mi comprensión del espacio familiar, por ser rebelde, distinta y ayudarme a verme como soy. A mi abuela Loreto por su permanente entrega de cariño y felicidad, y su orgullo prácticamente incondicional de sus nietos y amor a la familia.

A los cabros, fuente de mis mejores recuerdos (y falta de recuerdos), momentos y risas infinitas. Compañeros de experiencias, conversaciones, toqueteos hasta sangrar los dedos, viajes hermosos, cociduras artísticas, estafas, tallas hermosas, equipos fracasados de fútbol, etc. Todos especiales, buenos, reflexivos y con sus locuras propias. Diego, te amo, eres el hombre que más he besado, tú eres un hermano para mí, has estado cuando te he necesitado y contigo me siento siempre como en familia. Dieter, tú también eres hermano y un referente en cuanto a determinación, probablemente eres el más fascista de nosotros, pero me cago de la risa con tu verborrea permanente. Lucho, Cani y Dicki, amigos, con ustedes mi infancia y adolescencia fue plena, llena de momentos hermosos y aprendí lo que es tener un equipo, un grupo, un clan compacto y armónico de mucha alegría y apoyo.

Carlo, tú eres un compañero de experiencias y de vida. Crecí y me hice consiente contigo y gracias a tu compañía. En ti hice otro hermano más, complemento y cómplice. Compartimos grandes reflexiones y me has guiado en muchos momentos, así como hemos pasado tiempo hablando nada en el yab y el yub, la rechupalla y te maté, creando lenguaje. Nos queda mucho trabajo y proyectos de vida por delante!

Pechingo, te amo y te besaría. Qué bueno que pude conocer al ser debajo del incomodador experto, memoria infinita. Agradezco las conversaciones que hemos tenido y la alegría que me provoca siempre tu presencia. Hermosos los momentos que hemos compartido en nuestros viajes y con la música y los jammin. Me uno a ti en la difícil tarea de formar una familia y qué bueno que vamos a estar juntos en esto.

Maca, compañera afín y amiga especial. Te vine a conocer terminando esta etapa y creyendo cerrados muchos procesos de mi vida que has vuelto a abrir. Viniste a remecer mi conciencia con novedad y espacios que no conocía o me negaba reconocer. Me acompañaste mucho en los momentos más fomes de este trabajo y lo agradezco infinito. Hoy día me has abierto a una nueva etapa de aprendizaje, alegría y retos que agradezco que sea contigo y con Munai/Lautara, la chiquitita movediza que está formándose en ti y en nuestros corazones.

Agradezco a los muchos que me han acompañado y me conforman, RedGenera, Vicho, Camille, Chisco, Alex, la FONGSP completa, Chele, Tesito Frío, Sami, Catalepsia, Paulita, Pao, Gabinho, Hamel, Pili, Carlitos, Koki, Panki, Negro, Chino, Trasol, Andrea, Luisa, Nacho, Rafiki, Romi, mis compañeros en Francia y todos los que se me quedan en el tintero y que me dan la seguridad de que la vida está llena de hermosura y que se vive con alegría, desprendimiento y esperanza.

Tabla de Contenido

1.	Introducción	7
1.1.	Motivación	7
1.2.	Objetivos	7
1.2.1.	Objetivos Generales	7
1.2.2.	Objetivos Específicos	8
1.3.	Alcances de la Memoria	8
2.	Estado del Arte	9
2.1.	Gestión de la Demanda en Edificios Comerciales	9
2.1.1.	Estrategias de Gestión de Demanda	9
2.1.2.	Términos y Conceptos para Estrategias RD	11
2.2.	Respuesta de Demanda en Sistemas HVAC	13
2.2.1.	Sistemas HVAC	13
2.2.2.	Estrategias de Respuesta de Demanda en Sistemas HVAC	16
2.3.	Condiciones de Confort	19
2.3.1.	Índice de Valor Medio (PMV)	20
2.4.	Modelamiento de Cargas Térmicas	22
2.4.1.	Almacenamiento de Calor	23
2.4.2.	Transferencia de Calor	23
2.5.	Circuito Térmico Equivalente	27
2.5.1.	Resistencia Térmica	27
2.5.2.	Potencial Térmico	28
2.5.3.	Capacitancia Térmica	28
3.	Antecedentes	30
3.1.	Proyecto Bicentenario Beauchef Poniente	30
3.1.1.	Características Constructivas	30
3.1.2.	Características Internas	33
3.1.3.	Sistema HVAC	35
3.1.4.	Tarifa Eléctrica	38
3.1.5.	Sistema de control automático digital (CAD)	38
4.	Propuesta Metodológica	43
4.1.	Estrategias de Control de Cargas	44
4.1.1.	Recuperación Lenta	45
4.2.	Costo Energía	46
4.3.	Escenarios Meteorológicos	47
4.4.	Cálculo de PMV	48

5.	Modelamiento de la Planta.....	51
5.1.	Resistencias y Capacitancias.....	51
5.2.	Ecuaciones de Balance Térmico.....	53
5.2.1.	Muros Exteriores.....	53
5.2.2.	Particiones de tabiquería.....	55
5.2.3.	Termopanel.....	56
5.2.4.	Cristal interior.....	57
5.2.5.	Piso.....	57
5.2.6.	Espacios.....	59
5.2.7.	Formulación en el Espacio Estado.....	61
5.3.	Control de Climatización y Ventilación.....	64
6.	Resultados y Análisis.....	67
6.1.	Resultados.....	67
6.1.1.	Resultados Caso Base.....	67
6.1.2.	Resultados Caso 1: Control de Cargas Actual.....	73
6.1.3.	Resultados Caso 2: Recuperación Lenta de Temperatura.....	77
6.2.	Discusión.....	81
6.2.1.	Desempeño del Modelo.....	82
6.2.2.	Desempeño Térmico del Edificio.....	83
6.2.3.	Estrategias de Control de Cargas.....	85
7.	Conclusiones.....	88
8.	Bibliografía.....	90
	ANEXO A. Horarios de Ocupación del edificio.....	92
	ANEXO B. Horarios de Operación de Equipos HVAC.....	93
	ANEXO C. Área de Ventanas en Muros y Particiones.....	94
	ANEXO D. Condiciones Climáticas.....	97
	Temperatura Exterior Bulbo Seco.....	97
	Nubosidad Opaca Mensual.....	98
	ANEXO E. Factores de Ángulo.....	99
	ANEXO F. Resultados Simulaciones.....	100
	Caso Base.....	100
	Temperatura Interior Bulbo Seco.....	100
	Temperatura Radiante Media.....	101
	Caso 1.....	102
	Temperatura Interior Bulbo Seco.....	102
	Temperatura Radiante Media.....	103
	Caso 2.....	104

Temperatura Interior Bulbo Seco	104
Temperatura Radiante Media	104

Índice de Figuras

Figura 1. Tipos de estrategia para control de cargas [4].	10
Figura 2. Diagrama bomba de calor. Fuente: http://www.tecnologia-industrial.es .	14
Figura 3. Árbol de decisión para estrategia de RD en HVAC [4].	17
Figura 4. Diagrama conceptual de ahorro de demanda por GTA [4].	18
Figura 5. Porcentaje de personas disconformes	21
Figura 6. Mecanismos de transmisión del calor	23
Figura 7. Transferencia de calor a través de un muro plano. Distribución de la temperatura y circuito térmico equivalente [15].	28
Figura 8. Cuarto piso edificio Beauchef Poniente PBBP (modelo utilizado por el IDIEM)	30
Figura 9. Horario días hábiles	33
Figura 10. Horario de equipos HVAC e iluminación	34
Figura 11. Diagrama de propuesta metodológica	43
Figura 12. Diagrama de recuperación lenta	45
Figura 13. <i>Setpoint</i> de temperatura de calefacción temprana	45
Figura 14. Temperatura exterior promedio. Detalle en Anexos 0.	47
Figura 15. Irradiancia verano e invierno modelo Perrin de Brichambaut	48
Figura 16. Porcentaje de nubosidad opaca verano e invierno	48
Figura 17. Factor de proyección. [19]	50
Figura 18. Modelo de muro externo. Muro poniente de la oficina 23.	53
Figura 19. Modelo partición tabiquería. Partición entre oficina 23 y oficina 24.	55
Figura 20. Modelo termopanel. Ventana poniente oficina 23.	56
Figura 21. Modelo cristal interior. Separación entre oficina 25 y tránsito 34.	57
Figura 22. Modelo piso	57
Figura 23. Modelo de espacio	60
Figura 24. Diagrama de decisiones de control <i>fancoil</i> y MMA	65
Figura 25. Control de CO ₂ modelo térmico	66
Figura 26. Plano del 4º piso de PBBP ala poniente	67
Figura 27. Curva de demanda eléctrica escenario verano punta caso base	69
Figura 28. Curva de potencia de enfriamiento escenario verano caso base	69
Figura 29. Curva de demanda caso base	70
Figura 30. Potencia de calefacción escenario invierno caso base	70
Figura 31. PMV verano promedio caso base	71
Figura 32. PPD verano punta caso base	72
Figura 33. PMV invierno promedio caso base	72
Figura 34. PMV invierno punta caso base	73
Figura 35. Curva de demanda caso 1	74
Figura 36. Consignas de control caso 1	75
Figura 37. Potencia de calefacción escenario invierno caso 1	75
Figura 38. PMV escenario invierno promedio caso 1	76
Figura 39. PMV escenario invierno punta caso 1	77
Figura 40. Curva de demanda caso 2	78
Figura 41. Consignas de control caso 2	79
Figura 42. Potencia de calefacción escenario invierno caso 2	80
Figura 43. PMV escenario invierno promedio caso 2	81
Figura 44. PMV escenario invierno promedio caso 2	81
Figura 45. Temperaturas interiores bulbo seco verano promedio caso base	100
Figura 46. Temperaturas interiores bulbo seco verano punta caso base	100
Figura 47. Temperaturas interiores bulbo seco invierno promedio caso base	100

Figura 48. Temperaturas interiores bulbo seco invierno punta caso base	101
Figura 49. Temperaturas radiantes medias verano promedio caso base	101
Figura 50. Temperaturas radiantes medias verano punta caso base.....	101
Figura 51. Temperaturas radiantes medias invierno promedio caso base	102
Figura 52. Temperaturas radiantes medias invierno punta caso base	102
Figura 53. Temperaturas interiores bulbo seco invierno promedio caso 1.....	102
Figura 54. Temperaturas interiores bulbo seco invierno punta caso 1	103
Figura 55. Temperaturas radiantes medias invierno promedio caso 1	103
Figura 56. Temperaturas radiantes medias invierno punta caso 1.....	103
Figura 57. Temperaturas interiores bulbo seco invierno promedio caso 2.....	104
Figura 58. Temperaturas interiores bulbo seco invierno punta caso 2	104
Figura 59. Temperaturas radiantes medias invierno promedio caso 2	104
Figura 60. Temperaturas radiantes medias invierno punta caso 2.....	105

Índice de Tablas

Tabla 1. Eficiencia mínima de enfriamiento para prescindir de <i>economizer</i> [7].....	15
Tabla 2. Estrategias de respuesta de la demanda para HVAC	16
Tabla 3. Tasa de variación de temperatura. ASHRAE 55-2004, Sección 5.2.5.2.....	17
Tabla 4. Constantes de Perrin de Brichambaut	27
Tabla 5. Espacios a simular.....	31
Tabla 6. Construcción superficies opacas envolvente térmica.....	31
Tabla 7. Cristales envolvente térmica	32
Tabla 8. Ocupación de prototipo por espacio.....	33
Tabla 9. <i>Setpoint</i> de temperatura.....	34
Tabla 10. Iluminancia por tipo de espacio	34
Tabla 11. Datos de bombas de calor	35
Tabla 12. Bomba de calor para modelo.....	35
Tabla 13. Características de <i>chiller</i>	35
Tabla 14. Características chiller para modelo	36
Tabla 15. Especificaciones de bombas de agua	36
Tabla 16. Características fancoil y MMA	36
Tabla 17. Equipos por espacio	37
Tabla 18. Propiedades de climatización por espacio.....	37
Tabla 19. Caudales de equipos VAV	37
Tabla 20. Presión de vapor para cálculo de PMV	49
Tabla 21. Resistividades modelo térmico	51
Tabla 22. Coeficientes de convección modelo térmico.....	52
Tabla 23. Coeficientes de radiación modelo	52
Tabla 24. Correlaciones de temperatura de espacios	63
Tabla 25. Resumen resultados energía caso base.....	68
Tabla 26. Tarifa eléctrica caso base	68
Tabla 27. Confort higrotérmico promedio caso base	71
Tabla 28. Resumen resultados energía caso 1	73
Tabla 29. Tarifa eléctrica caso 1	73
Tabla 30. Confort higrotérmico promedio caso 1	76
Tabla 31. Resumen resultados energía caso 1	77
Tabla 32. Tarifa eléctrica caso 1	77
Tabla 33. Confort higrotérmico promedio caso 2	80
Tabla 34. Resumen de cargos por energía para distintos casos.....	85
Tabla 35. Ahorro en energía durante los meses de invierno	85
Tabla 36. Cargos por potencia en hora punta durante los meses de invierno	86
Tabla 37. Ahorro energético de caso 1 y caso2 respecto del caso base	86
Tabla 38. Reducción de consumo energético de caso 1 y caso 2 respecto del caso base.....	86
Tabla 39. Envolvente por espacio	94
Tabla 40. Temperatura bulbo seco promedio mensual.....	97
Tabla 41. Nubosidad opaca promedio mensual.....	98

1. Introducción

1.1. Motivación

El cambio climático es un problema contemporáneo que tiene su origen en el exceso de quema de combustibles fósiles con el fin de generar energía. Parte importante de esta energía es la electricidad que se consume en usos domésticos, comerciales e industriales. En particular, se estima que a nivel mundial, el 40% de la energía total se consume en edificaciones. La producción de esta energía genera un 30% del total de emisiones de gases de efecto invernadero que se liberan a la atmósfera [1].

Hoy en día, en el marco del acuerdo que se firmó en Nueva York, Chile se comprometió a reducir sus emisiones de gases efecto invernadero en un 30% respecto de sus proyecciones de aumento al año 2030. De acuerdo con un estudio realizado por la Universidad de Chile el año 2009 [2], el sector comercial público y residencial tiene un potencial de reducción del 6,5% de las emisiones proyectadas al 2030 por concepto de ahorro eléctrico. Esto muestra la importancia que tiene el consumo eléctrico de edificaciones en las emisiones de carbono del país, y el aporte que puede significar reducirlo para el cumplimiento del acuerdo.

En esta línea aparece el concepto de gestión de la energía para edificios y los sistemas de control automático (EMCS, *Energy Management Control System*). Estos sistemas proponen una solución que ha probado lograr reducciones importantes del consumo neto de energía de los edificios. En este sentido, el estudio de las distintas estrategias para la gestión energética ha sido importante para el desarrollo de políticas que permitan su implementación a gran escala, y el desarrollo de industrias capaces de ofrecer este servicio a nivel nacional.

En la Facultad de Ciencias Físicas y Matemáticas se inauguró hace poco el complejo de edificios Beauchef 851. Este proyecto incorpora diseño y equipamiento de alto estándar en términos de eficiencia y gestión energética que lo sitúan entre las edificaciones más modernas y sustentables del país. En efecto, el año 2015 obtuvo el primer lugar en construcción sustentable, otorgado por el HUB Sustentabilidad, y espera ser el primer edificio chileno en recibir la certificación LEED del *Green Building Council* de Estados Unidos.

La construcción del complejo considera un EMCS centralizado para sus cargas de iluminación y sistema de climatización y ventilación (HVAC). Actualmente, este sistema sigue un protocolo de gestión de cargas con el fin de reducir el costo de energía eléctrica del complejo. Este protocolo define las acciones de control de cargas que el sistema realiza de modo de lograr esta reducción.

La motivación de este trabajo es diseñar y probar estrategias de control distintas, que sirvan para la gestión de cargas que edificios de oficinas. En particular el trabajo se aplica en el edificio poniente de Beauchef Poniente. El diseño de las estrategias de control, busca que se reduzca el costo del consumo energético del edificio, tratando de minimizar los efectos sobre los ocupantes del edificio.

1.2. Objetivos

1.2.1. Objetivos Generales

El objetivo general de este trabajo es disponer de estrategias de gestión energética que aporten a mejorar la gestión actual de la energía, que realiza el sistema de control de cargas del Proyecto Bicentenario Beauchef Poniente (PBBP). En particular, este trabajo se centra en el sistema HVAC del

4° piso del ala poniente del complejo. Las estrategias persiguen el objetivo de reducir el gasto energético, sin perder de vista el confort de sus ocupantes.

Se busca validar las estrategias de gestión mediante simulaciones donde se compare el costo de la energía eléctrica anual del edificio utilizando la estrategia actual de control, con el costo aplicando las estrategias diseñadas.

1.2.2. Objetivos Específicos

Los objetivos específicos del trabajo son

- Disponer de un modelo del PBBP que considere sus características constructivas, sistema HVAC y lógicas de control para simular su comportamiento térmico y gasto eléctrico.
- Caracterizar y cuantificar el confort de las personas de acuerdo a las condiciones higrotérmicas y de calidad del aire de los espacios.
- Proponer el diseño de estrategias de gestión energética automatizada para el sistema HVAC del edificio que reduzca su gasto energético anual, manteniendo confort de sus usuarios.
- Comparar el gasto energético anual entre las estrategias propuestas y la estrategia actual de limitación de demanda del edificio mediante simulaciones sobre un modelo.

1.3. Alcances de la Memoria

Este trabajo entrega como resultado estrategias de gestión energética aplicables al 4° piso del ala poniente del PBBP. No toma en cuenta los protocolos de comunicación ni otros aspectos necesarios para la implementación del sistema de gestión energética.

Las comparaciones respecto del sistema actual se hacen en base a simulaciones y no con pruebas en el edificio real. Los resultados de las simulaciones son aplicables nada más que al 4° piso del ala poniente del complejo PBBP, que es el sector que se va a simular. De estos resultados se extrapola una estimación del desempeño de todo el complejo. Esta extrapolación, no toma en cuenta el efecto sobre la climatización de la mayor radiación solar que recibe el ala poniente, respecto de la oriente.

Las simulaciones se basan en supuestos respecto de la operación de ciertos equipos. Esto es debido a que hay equipos de los sistemas HVAC que funcionan para más zonas del edificio y no solamente para el sector analizado.

2. Estado del Arte

2.1. Gestión de la Demanda en Edificios Comerciales

Los requerimientos de la red eléctrica dependen de la demanda de los dispositivos conectados a ella. Esta varía de acuerdo a la hora del día, el clima y múltiples otros factores. Tradicionalmente, es el suministro energético el que varía de modo de satisfacer la demanda mediante el aumento o la disminución de la potencia eléctrica generada. La respuesta de demanda (RD, *Demand Response*) plantea un esquema inverso que se puede definir como modificaciones de corto plazo del uso de cargas eléctricas, en respuesta a información de la red.

En términos generales existen dos formas de incentivar la aplicación estrategias RD en las redes eléctricas: mecanismos de mercado y mecanismos físicos [3]. Los mecanismos de mercado se basan en incentivar a los clientes mediante la generación de precios. Sobre todo resulta útil en sistemas eléctricos que operan con mercados eléctricos de transacción energética en tiempo real, donde se fija el precio de la energía de manera instantánea a lo largo del día. Así se puede enviar señales a los clientes respecto del estado actual de la red mediante el precio de la energía.

Este mecanismo es útil para la estabilización de la red, sin embargo, muchas veces no es suficiente. La elasticidad limitada de los clientes y aspectos físicos de la red que no se traducen en precios implican que los incentivos de mercado no son suficientes. En la RD física la red envía peticiones vinculantes de gestión de demanda cuando parte de su infraestructura tiene un desempeño reducido producto de fallas o mantenciones. La gestión óptima de la red normalmente pasa por la aplicación de ambos mecanismos, de mercado y físicos [3].

Por otro lado, al considerar la aplicación de control de cargas en un edificio, se debe tener en cuenta el servicio que las cargas eléctricas entregan a los usuarios finales. En particular interesa en cuanto esto es determinante sobre el grado de confort de los mismos, y su desempeño en las labores que realizan. En este ámbito los factores más estudiados son:

1. condiciones higrotérmicas, relacionadas a la percepción de usuarios de las condiciones ambiente de temperatura y humedad;
2. confort visual, que guarda relación con la luminosidad de los recintos y
3. calidad del aire, asociado a la concentración de CO₂.

Según los estudios revisados, es normal que para la gestión energética se repare en las preferencias de los usuarios respecto de estos factores, para los ajustes del sistema de control [4]. Otro aspecto relevante a tomar en cuenta para un control apropiado, son los patrones de ocupación de los espacios y de comportamiento de los usuarios que el sistema debe ser capaz de aprender.

2.1.1. Estrategias de Gestión de Demanda

En un plano general, existen distintos tipos de estrategias para abordar el control de demanda y que obedecen a diferentes lógicas y motivaciones. Los más comunes son eficiencia energética, recorte de punta (*peak load management*), límite de demanda (*demand limiting*), desplazamiento de demanda, desprendimiento de carga (*demand shedding*) y respuesta de demanda (*demand response*). La Figura 1 ilustra curvas de carga típicas (son curvas referenciales, no de data real) de cada una de las estrategias descritas antes.

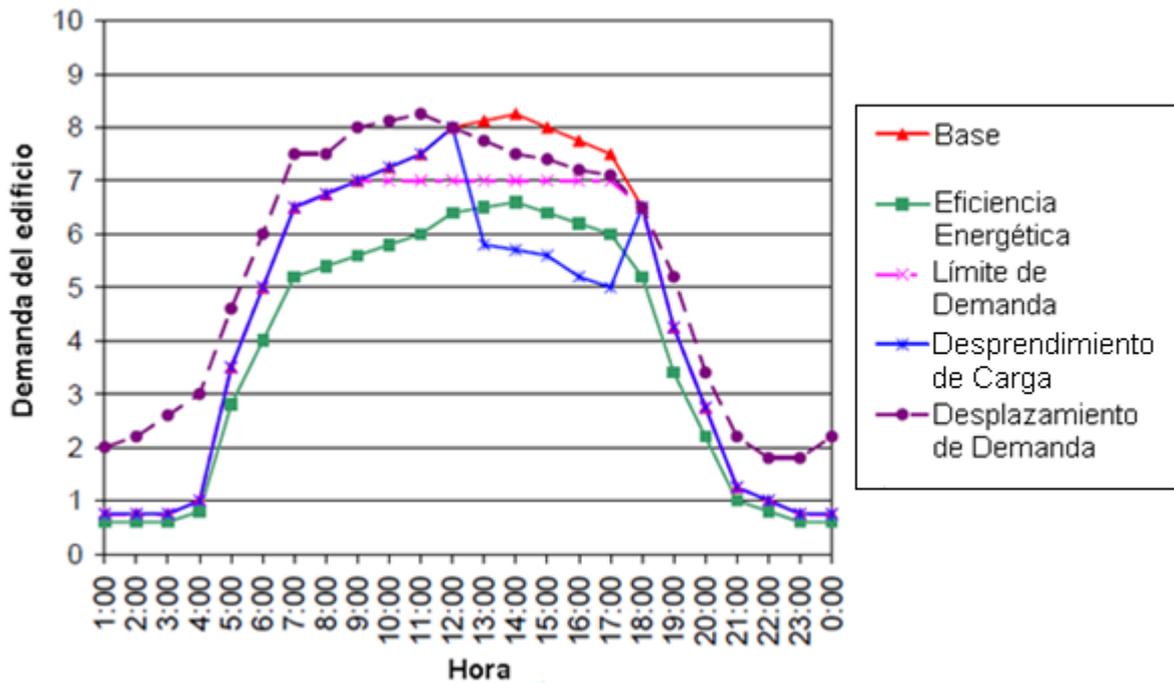


Figura 1. Tipos de estrategia para control de cargas [4].

2.1.1.1. Eficiencia energética

Eficiencia energética significa reducir el uso de la energía sin reducir el nivel del servicio brindado. Las medidas de eficiencia energética se aplican dentro de la operación normal de un edificio. Esto se logra mediante diseño inteligente, operación eficiente y uso de equipos eficientes. Las operaciones energético-eficientes requieren que los sistemas de los edificios operen de manera integrada [4].

2.1.1.2. Recorte de punta

El recorte de punta se aplica en muchos edificios para minimizar cobros por *peaks* de potencia y por penalización de la demanda en hora punta (*time of use* TOU). Estrategias que modifican temporalmente la operación de los sistemas HVAC o de luminarias, son típicas para este tipo de gestión energética. La decisión de cuándo inicializar este tipo de medidas es tomada normalmente in-situ por personal de la oficina o mediante equipos automatizados.

2.1.1.3. Límite de demanda

Estrategia que aplica reducción de carga cuando se está a punto de exceder un *peak* de demanda predeterminado. El límite de demanda puede aplicarse a equipos particulares, como *chiller* o ventiladores; sistemas, como un sistema de enfriamiento; o a un edificio completo. El servicio se reestablece cuando la demanda se reduce lo suficiente. Es típica la utilización de esta estrategia para emparejar la curva de demanda en meses en que se quiere controlar los *peak* de demanda [4].

2.1.1.4. Desplazamiento de demanda

El desplazamiento de la demanda se logra cambiando la hora en que se utiliza la electricidad. El almacenamiento de masa térmica es un ejemplo de medida para desplazamiento de la demanda. Al igual que el límite de demanda, esta estrategia se usa típicamente para la reducción de cobros por demanda punta y TOU. También sirve para aprovechar momentos en que resulta más eficiente el uso de la energía para entregar un determinado servicio [4].

2.1.1.5. Desprendimiento de Carga

Consiste en reducir temporalmente el servicio que entregan las cargas eléctricas. Idealmente las estrategias de desprendimiento de carga intentan minimizar los impactos negativos sobre los usuarios de la disminución de los servicios del edificio.

2.1.1.6. Respuesta de Demanda

Respuesta de demanda (RD) puede ser definida como una modificación de corto plazo del uso final de cargas eléctricas de los clientes, como respuesta a información de precios y confiabilidad de la red. Los eventos RD son dinámicos y temporales. La clave de la RD es la correcta recepción de información desde la red respecto de precios y confiabilidad, y su traducción en acciones de reducción de cargas para los clientes finales. El desplazamiento de demanda, límite de demanda y desprendimiento de carga son estrategias que se pueden utilizar para la respuesta de la demanda

Para la aplicación de las estrategias existen varios niveles de automatización de la RD [4]:

1. Respuesta de Demanda Manual: la efectúa personal del edificio quienes físicamente apagan equipos eléctricos luego de recibir la notificación de un evento RD.
2. Respuesta de Demanda Semi-Automatizada: es similar, salvo que reduce el trabajo del personal del edificio mediante el uso de un sistema de control centralizado, con estrategias de RD pre-programadas.
3. Respuesta de Demanda Automática: permite que señales remotas de inicialización de eventos controlen las cargas de manera directa o inicialicen estrategias de RD pre-programadas en el edificio. Aunque la respuesta a la demanda automática es capaz de funcionar sin la intervención humana, es recomendable que los operadores de los edificios se mantengan informados del proceso y tengan la capacidad de optar por no aplicar ciertos eventos de RD si lo desean.

2.1.2. Términos y Conceptos para Estrategias RD

Las estrategias de control de carga comprenden acciones concretas que se aplican a los equipos de uso final. Una estrategia dada se define en términos de los efectos que estas acciones implican para los distintos usuarios, y la manera en que se implementan. Los conceptos definidos a continuación ayudan a la comprensión de estos aspectos claves de las estrategias de control.

2.1.2.1. Reducción del Servicio

A veces, las estrategias RD reducen temporalmente el nivel del servicio de los edificios. Normalmente, se ajustan los sistemas HVAC y de iluminación para lograr ahorros RD en edificios comerciales. La meta de una estrategia RD es cumplir objetivos de ahorro energético al mismo tiempo de minimizar los impactos negativos sobre los ocupantes del edificio o los procesos que llevan a cabo. Las estrategias disponibles para RD de un edificio particular estarán basadas en factores como el tipo de sistema HVAC, de iluminación y de gestión y control de energía (EMCS, *Energy Management Control System*) instalados en el edificio.

2.1.2.2. Satisfacción de Ocupantes

Las estrategias RD deben ajustarse de modo de minimizar la reducción del servicio. La reducción del servicio se puede efectuar a niveles tales que este no sea notado por los ocupantes (detección) o al menos a un nivel que sea aceptado por los mismos (aceptabilidad). Muchos estudios señalan el efecto de los cambios de temperatura en la detección, aceptabilidad y el rendimiento de los ocupantes [5]. También existen estudios sobre el confort de los ocupantes de un espacio que sugieren fórmulas para estimar el porcentaje de personas confortables dadas ciertas condiciones higrotérmicas [6].

2.1.2.3. Control de Lazo Cerrado

Para mantener las condiciones de confort de los espacios es necesario el control de lazo cerrado. El lazo cerrado se basa en la retroalimentación del sistema de control, con el valor de las variables censadas que se desean controlar. En el caso de un sistema de climatización, los sensores captan

información relevante de las condiciones ambientales, tales como la temperatura, y la transmiten a los controladores. A partir de esta información los controladores entregan consignas a los actuadores, de modo de mantener las condiciones deseadas. El efecto que tiene la acción del actuador es luego medida por el sensor, lo cual cierra el lazo de control. Mediante esta retroalimentación los sistemas son capaces de adecuar de manera automática su operación, según los requerimientos censados para mantener las condiciones deseadas.

2.1.2.4. Carga Compartida

Las estrategias de RD que comparten la carga de manera pareja a lo largo del edificio, son menos propensas a tener efectos negativos sobre los ocupantes del mismo. Por ejemplo, si fuera posible reducir el nivel de luminosidad en un 25% de manera pareja en todo el edificio, el impacto sobre los ocupantes podría ser mínimo. En cambio, apagar todas las luces de un cuarto de los espacios ocupados no sería una medida aceptable. Por otro lado, combinar el ahorro de energía en sistemas HVAC y de luminarias (y otras de estar disponibles), el impacto en cada uno de los sistemas se minimiza, y el potencial de ahorro se incrementa.

2.1.2.5. Granularidad del Control

Para el propósito del control de la RD en edificios, el concepto de granularidad se refiere a cuánta área de piso está cubierta por cada parámetro de control (e.g., temperatura). En los sistemas HVAC, la capacidad de fácilmente ajustar la consigna de la temperatura de cada zona ocupada es una manera altamente granular de distribuir la reducción de carga de la RD a lo largo del edificio. Medidas menos granulares tales como hacer ajustes a los *chiller* u otros equipos centrales de los sistemas HVAC pueden producir ahorros importantes pero pueden provocar la pérdida del control sobre la temperatura en ciertas zonas. La granularidad del control también permite a los operadores crear estrategias de RD personalizadas para su edificio.

2.1.2.6. Resolución del Control

La resolución se refiere a los pasos mínimos en que puede efectuarse un cambio en los parámetros de control de los sistemas. En los HVAC, los parámetros son controlados con gran resolución. En muchos sistemas la temperatura puede ajustarse con pasos de hasta 0,1°C.

2.1.2.7. Rebote

Al final de cada evento RD los sistemas afectados deben retornar a su operación normal. Sin planificación especial los sistemas HVAC tienden a utilizar energía extra luego de un evento RD, de manera de hacer volver al sistema a sus condiciones normales de operación. Se requiere energía extra para extraer el calor que se gana durante un período de reducción del nivel de servicio por un evento RD. Este pico en la demanda post evento RD se conoce como “rebote”.

Para minimizar los cobros por alta demanda y reducir los efectos negativos en la red, el rebote se debe reducir o minimizar mediante el uso de estrategias que permitan un suave retorno a la operación normal. El caso más simple es aquél donde el evento RD puede posponerse o finalizar cuando el edificio ya se ha desocupado. Si esto no es posible, estrategias que permitan a los equipos de HVAC incrementar lentamente su demanda de potencia o que la limiten durante el periodo de retorno debiesen ser aplicadas.

2.2. Respuesta de Demanda en Sistemas HVAC

Los sistemas HVAC pueden ser un excelente recurso para lograr ahorros mediante la RD por varias razones:

1. Los sistemas HVAC implican cargas eléctricas importantes para edificios comerciales. Su carga suele ser más de 1/3 de la carga total [4].
2. El efecto de inercia térmica en los ambientes cerrados permite el desprendimiento de los sistemas HVAC, sin un impacto inmediato para los ocupantes del edificio.
3. Es común que los sistemas HVAC estén al menos parcialmente automatizados mediante EMCS.

Generalmente es difícil estimar el ahorro en demanda que se logrará con estrategias de HVAC, esto se debe a que las cargas térmicas son dinámicas, y varían de acuerdo a las condiciones climáticas, ocupación y otros factores. No obstante, investigaciones han demostrado que el ahorro en demanda de los HVAC se correlaciona de manera positiva con la temperatura ambiente exterior.

Todas las estrategias de RD sobre sistemas HVAC permiten el desvío de la temperatura y de las condiciones ambientales fuera de los rangos normales. El estándar 90.1-2007 de la ASHRAE define tasas a las cuales es aceptable el desvío de estas condiciones [7].

Las estrategias de control posibles de ser aplicadas en sistemas HVAC van a depender en una primera instancia del tipo de sistema del que se dispone. A continuación, se hace una introducción a los sistemas de climatización y ventilación HVAC.

2.2.1. Sistemas HVAC

Los sistemas HVAC sirven para acondicionar espacios en términos de temperatura ambiente, humedad, calidad del aire y en algunos casos presión. En términos generales estos sistemas comprenden las siguientes partes:

- Generación de energía térmica.
- Transporte de la energía térmica adonde será utilizada.
- Uso de la energía térmica.
- Ingreso de aire exterior.

Las primeras tres funciones se interrelacionan de manera directa y sirven la función de establecer las condiciones de temperatura y humedad que prevalece en los espacios. Estas condiciones son las que condicionan el grado de confort higrotérmico de los ocupantes. El ingreso de aire exterior cumple la función de regular la calidad de aire que en términos generales se correlaciona con la concentración de CO₂. En ciertos espacios, como estacionamientos, también es necesario regular la presencia de monóxido de carbono del ambiente CO, y en otros, como los laboratorios, se debe tratar la presencia de otros gases nocivos. Normalmente, el trabajo de la ventilación es complementado por sistemas de extracción de aire.

2.2.1.1. Generación de Energía Térmica

La generación de la energía térmica por lo general la llevan a cabo sistemas centralizados de bombeo de calor. Según si estos sistemas se utilizan para enfriamiento o calefacción se llaman *chiller* o bombas de calor. Estos equipos incorporan la energía térmica al sistema que luego se transmitirá a los espacios para su acondicionamiento.

En términos simples el bombeo de calor opera de manera análoga a una bomba de agua, en cuanto permite el flujo de calor en sentido inverso del gradiente de temperatura. Por ejemplo, las bombas de calor transfieren energía térmica desde una fuente fría (en este caso el aire exterior) a una más caliente (el circuito de agua de la climatización). Su funcionamiento se basa en principios termodinámicos donde un fluido al estar sometido a distintas condiciones de presión varía su temperatura. La bomba de calor somete al agua tibia a una reducción brusca de la presión mediante una válvula de expansión. La caída de presión provoca la evaporación del agua y su enfriamiento, a tal nivel, que le permite recibir calor de una fuente fría. Luego el fluido atraviesa un compresor que aumenta bruscamente la presión provocando un incremento en su temperatura. Este fluido calentado luego se condensa y le entrega calor a una fuente cálida, con lo cual vuelve a su estado inicial líquido y tibio (ver Figura 2). La operación de los *chiller* es análoga salvo que en sentido inverso.

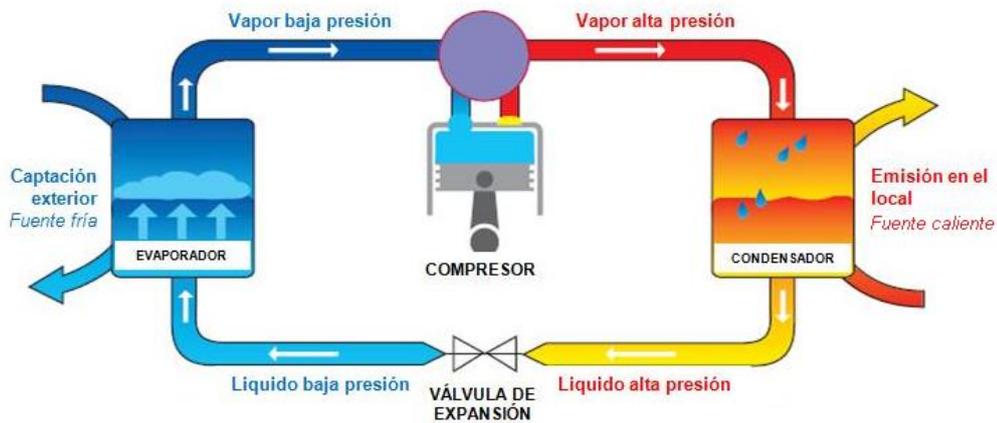


Figura 2. Diagrama bomba de calor. Fuente: <http://www.tecnologia-industrial.es>

La energía que consumen estos equipos es para realizar el trabajo de expansión y compresión del agua, para permitir el flujo de calor en contra del gradiente térmico, es decir, desde la fuente fría a la caliente. Su rendimiento se llama COP (*Coefficient Of Performance*) y se define como el cociente entre la energía calorífica que se intercambia entre al agua y el ambiente, y la energía total que el equipo consume para lograr el movimiento del calor. Dado que estos equipos no inyectan (o extraen) calor directamente sino que facilitan el intercambio del mismo, el valor del COP es mayor a la unidad.

2.2.1.2. Transporte de Energía Térmica

El transporte de la energía térmica se realiza normalmente mediante agua. Para esto los edificios están equipados con un sistema de bombeo de agua asociado a cada equipo de generación térmica, que transporta la energía térmica a la unidad encargada de distribuir esta energía en los distintos espacios. Algunos sistemas HVAC tienen ductos de aire que operan mediante unidades manejadoras de aire (UMA) que distribuyen el aire a los distintos espacios donde se requiere climatización mediante ventiladores.

Tanto las bombas de agua como las UMA responden a una consigna de presión estática de los ductos para operar. Al demandar flujo de agua o aire los equipos abren válvulas o álabes que reducen la presión interior de los ductos, ante lo cual el sistema acciona el bombeo (en el caso de las bombas) o los ventiladores (en el caso de las UMA) de modo de recuperar la presión estática del ducto. Así se produce el flujo requerido de agua o aire por el sistema. Para variar la velocidad de bombeo o de los ventiladores, estos equipos actúan mediante variadores de frecuencia que responden a las consignas de presión de ductos. Los sistemas de aire que funcionan con este sistema reciben el nombre de VAV por las siglas de volumen de aire variable.

En ciertas instalaciones no se utilizan UMAs para la distribución de aire y distribuyen el agua directamente a los espacios. Estos equipos bombean el agua desde la generación de calor hasta los espacios de uso de energía, donde intercambian el calor directamente con los equipos que sirven a dichos espacios. Ejemplos de estos son los equipos *fancoil* y las mini-manejadoras de aire (MMA) que se explican a continuación.

2.2.1.3. **Uso de la Energía Térmica**

El uso de la energía térmica se produce en el momento en que esta se entrega al ambiente que se quiere acondicionar. Como se mencionó antes, ciertos sistemas HVAC contemplan la distribución y entrega del aire mediante UMAs. Cada vez que un espacio requiere aire opera los álabes que abren los ductos de modo que el control de las UMAs consigne el flujo de aire requerido.

Los *fancoil* y MMA en cambio, son sistemas que operan de manera local para el acondicionamiento de espacios específicos. Sólo operan en base a las consignas de temperatura o humedad del espacio al que están asociados. En términos simples están constituidos por dos subsistemas [8]:

1. Ventilador(es): su función es producir el flujo de aire por el interior del sistema con el fin de enfriarlo o calentarlo y luego entregarlo al ambiente. Los ventiladores pueden operar a velocidad fija o tener múltiples velocidades.
2. Intercambiador de calor: permite la circulación del agua enfriada o calentada previamente en las fuentes de generación térmica, para acondicionar la temperatura del aire. Como se explicó previamente, el flujo de agua se controla mediante consignas de presión operadas mediante válvulas.

2.2.1.4. **Ingreso de Aire Exterior**

El aire exterior se ingresa al edificio mediante sistemas de ventilación, que operan de manera paralela o integrada con los sistemas de acondicionamiento. Al igual que los sistemas de uso de energía el ingreso de aire se puede realizar mediante UMAs controladas por sistemas VAV o mediante equipos de ventilación locales basados en ventiladores.

La función principal que cumple el ingreso de aire exterior es la conservación de la calidad del aire, principalmente en términos de concentración de CO₂ en oficinas. Sin embargo, también cumple un rol secundario que consiste en la mantención de una presión positiva al interior del edificio, de modo de balancear la extracción de aire, y evitar la infiltración de aire y contaminantes por aberturas o pequeñas fisuras.

A pesar de que no es su función principal, la ventilación afecta la temperatura y humedad del interior de edificios, dado que ingresa aire con las condiciones del exterior. En este sentido, la ASHRAE en su estándar [7] define otra función de la ventilación que la integra al resto del sistema HVAC llamada *economizer*. El *economizer* es una estrategia de reducción de gasto energético para enfriamiento, que involucra la introducción de aire exterior en momentos en que dada su temperatura y humedad puede aportar al acondicionamiento del aire interior, reduciendo el trabajo de generación térmica. Para climas como Chile, el estándar establece la obligación de la aplicación de *economizer* para sistemas que usan sistemas de bombeo de calor. Esta regla tiene una excepción para equipos de alto rendimiento como se muestra en la Tabla 1..

Tabla 1. Eficiencia mínima de enfriamiento para prescindir de *economizer* [7].

Tamaño del sistema kW	COP mínimo de chiller
≥ 19 y < 40	3.40
≥ 40 y < 70	3.16
≥ 70 y < 223	3.08

2.2.2. Estrategias de Respuesta de Demanda en Sistemas HVAC

Es posible categorizar las estrategias de RD según el subsistema al cual se dirigen sus acciones de control. Las estrategias que se relacionan con las condiciones higrotérmicas se pueden dividir en control zonal, de distribución del aire y de planta central.

El control zonal actúa directamente sobre las condiciones térmicas de los espacios; las estrategias de distribución del aire operan sobre los sistemas que transportan o mueven el aire; y las de planta central actúan sobre los equipos de generación de energía térmica. Por otro lado, también están las estrategias para ventilación y para amortiguar el efecto rebote de las acciones de RD. La Tabla 2 resume las estrategias que corresponden a cada una de estas categorías.

Tabla 2. Estrategias de respuesta de la demanda para HVAC

Categoría	Estrategia RD	Definición
Control zonal	Ajuste de temperatura global	Relaja el <i>setpoint</i> zonal de temperatura para todo el edificio
	Almacenamiento pasivo de masa térmica	Reduce el <i>setpoint</i> de temperatura para almacenar energía de enfriamiento en la masa del edificio y luego incrementa el <i>setpoint</i> para restarle carga a los ventiladores y al sistema de enfriamiento
Distribución del aire	Reducción de presión estática de ducto	Reduce el <i>setpoint</i> de presión estática del ducto para reducir la potencia de los ventiladores en UMAs
	Límite de frecuencia variable de ventilador	Limita o reduce la velocidad del ventilador o la posición de los álabes de entrada para reducir la potencia de los ventiladores
	Reducción de número de ventiladores	Apagar alguno de los múltiples ventiladores para reducir la carga de ventiladores y enfriamiento
	Incrementar/reducir temperatura del aire	Modificar la temperatura del aire de manera de reducir carga en la generación de energía térmica
Planta central	Aumento de temperatura del agua helada*	Incrementar la temperatura del agua para mejorar la eficiencia del <i>chiller</i> y reducir la carga de enfriamiento
	Límite de demanda del <i>chiller</i> *	Limitar o reducir la demanda o capacidad del <i>chiller</i>
	Reducir número de <i>chiller</i> *	Apagar alguno de los <i>chiller</i>
Ventilación	Reducción de calidad del aire	Relajar el <i>setpoint</i> de concentración de CO ₂ de modo de reducir el gasto en ventilador y acondicionamiento del aire
Prevenir rebote	Recuperación lenta	Recuperar lentamente los parámetros de control del HVAC modificados por la estrategia RD
	Recuperación secuencial de equipos	Restablecer los equipos HVAC de manera secuencial dentro de cierto intervalo de tiempo
	Periodo de control de RD extendido	Extender el periodo de control RD hasta luego del horario de ocupación

* Estrategias tienen su contraparte análoga para bombas de calor.

La elección de la estrategia de control a utilizar va a depender del edificio y de las características del sistema HVAC. Los equipos que integran el sistema y el EMCS disponible definen las estrategias de control que son posibles de aplicar. Luego, las estrategias de control se priorizan según su efectividad en la reducción de gasto energético y minimización de la inconformidad potencial de los ocupantes. El orden de prioridad de las estrategias relacionadas al confort térmico es, en primer lugar, control

zonal, y luego control de distribución del aire o planta central. La Figura 3 es un esquema simple de un árbol de decisión sobre qué estrategia de RD en HVAC utilizar.

En lo que respecta a este trabajo se evalúa el empleo de algunas de estas estrategias. Estas se explican en mayor detalle en las siguientes subsecciones.

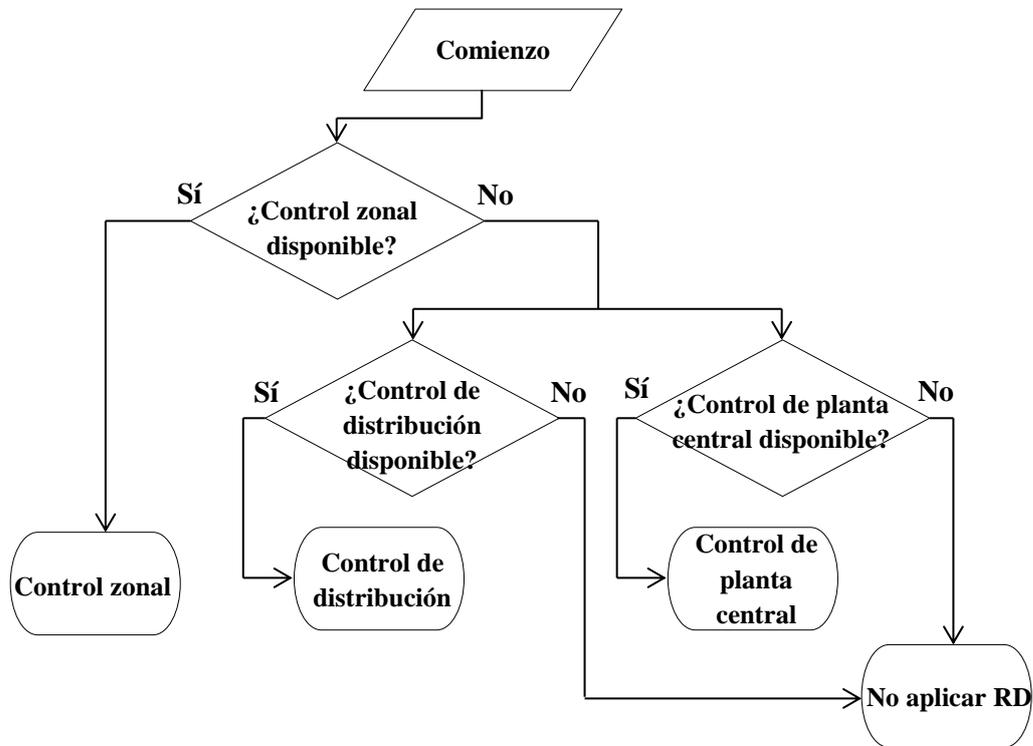


Figura 3. Árbol de decisión para estrategia de RD en HVAC [4]

2.2.2.1. Ajuste Global de Temperatura

El ajuste global de temperatura (GTA) permite a los operadores de los edificios ajustar la consigna de temperatura de todos los espacios de un edificio mediante un solo parámetro. Estudios en terreno han mostrado que es una estrategia efectiva en términos de reducción de carga, y una de las menos objetables en términos de reducción del servicio [4]. Es poco objetable ya que comparte el peso de la reducción del servicio de manera pareja en todas las zonas.

El ajuste global se puede aplicar de manera absoluta o relativa. La primera significa fijar nuevas temperaturas límite en términos absolutos (por ej. pasar el límite de enfriamiento de 23°C a 24°C). El ajuste relativo significa definir una variación del *setpoint* de temperatura respecto de la temperatura actual (por ej. aumentar 1°C el límite de temperatura de enfriamiento). De cualquiera de las dos formas, la variación de temperatura debe respetar la tasa de tiempo establecida por el estándar de la ASHRAE (Tabla 3).

Tabla 3. Tasa de variación de temperatura. ASHRAE 55-2004, Sección 5.2.5.2

Tasa de variación de temperatura °C	
1,0	15 min
1,5	30 min
2,0	1 hr
2,5	2 hr
3,0	4 hr

En los edificios donde el GTA está disponible se recomienda como estrategia RD. En general, los edificios que no aplican esta estrategia, es porque no cuentan con las instalaciones necesarias. La

reducción de servicio del GTA se hace mediante control de lazo cerrado y opera de manera granular. Con esto, el peso de la reducción de cargas se comparte entre todos los ocupantes del edificio, y las condiciones ambientales se mantienen bajo control.

El ahorro de energía del GTA consiste de dos partes: ahorro de régimen permanente y ahorro transitorio. Cuando se relaja el límite de temperatura la climatización deja de actuar durante un periodo hasta que la temperatura de los ambientes alcanza el nuevo *setpoint*. Aquel es el ahorro transitorio. Este ahorro puede variar mucho entre edificios y espacios, con diferentes características constructivas, y de ocupación. Luego que la temperatura de los espacios se estabiliza, nuevamente la carga sigue siendo menor que en el caso base, dado que la diferencia entre la temperatura de aire interno y externo se reduce. La Figura 4 presenta un diagrama explicativo del ahorro en demanda en base al GTA donde el *setpoint* de temperatura (T_{SP}) se cambia de 21°C a 22°C. También se muestra la temperatura leída (T_{real}) de este caso hipotético.

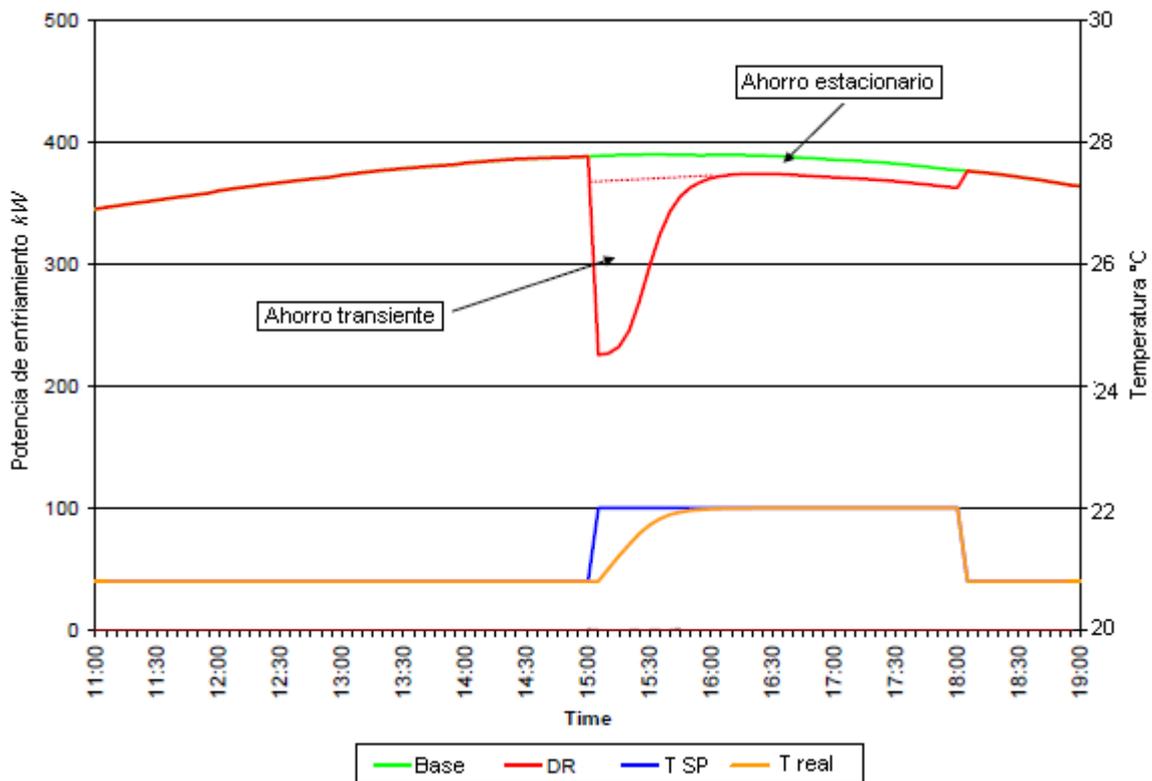


Figura 4. Diagrama conceptual de ahorro de demanda por GTA [4]

2.2.2.2. Límite de Demanda de Generación Térmica

Esta estrategia genera ahorros de demanda limitando directamente la potencia máxima de energía térmica en *chiller* y bombas de calor. Cuando los equipos de generación térmica operan cercanos a plena carga esta estrategia es efectiva para reducir demanda. Sin embargo, no es efectiva si se reduce su operación a un punto bajo el punto de operación actual.

La generación térmica opera de acuerdo a la temperatura del agua de suministro. Al limitar su capacidad estos equipos pierden la capacidad de controlar esta temperatura cuando la demanda es alta. En el caso de que el sistema de bombeo de agua sea de volumen variable se puede producir un aumento en el bombeo de agua para mantener la temperatura del aire de suministro. Sin embargo, aunque aumente la velocidad de bombeo el sistema no generará mayor energía térmica y provocará un aumento aún mayor de la temperatura del agua. Es importante limitar el bombeo de agua para que esto no suceda al aplicar estas estrategias.

De manera similar a la estrategia anterior, esta medida resulta muy efectiva para la reducir la demanda, sin embargo, repercute en el control sobre las condiciones ambientales de los espacios. De la misma forma, su efecto es poco granular ya que se verán más afectados los espacios más susceptibles a ganancias o pérdidas térmicas.

2.2.2.3. Reducción de Calidad del Aire

En general los sistemas de ventilación no implican un costo energético importante en comparación con la generación de energía térmica para acondicionamiento higrotérmico. Sin embargo, el ingreso de aire exterior impacta al desempeño del acondicionamiento térmico, dado que las condiciones del aire exterior en general afectan de manera negativa al acondicionamiento de los espacios. Es por esto que es importante considerar el control de la ventilación como estrategia de gestión de demanda.

El control que se ejerce es sobre la tasa de ingreso de aire exterior. En ciertos casos la programación de la ventilación está predeterminada para ingresar aire externo a un caudal fijo. En otros casos la ventilación opera según consignas de concentración de CO₂ que se lee en sensores. En estos casos se puede ejercer control sobre el punto de ajuste de concentración de aire, de modo que se ventile a mayor o menor tasa según la necesidad energética del momento. Es importante tener en cuenta el efecto sobre el desempeño y el estado de ánimo de los ocupantes, que implica reducir la calidad del aire interior.

2.2.2.4. Prevección de Rebote

Toda estrategia RD de sistemas HVAC con riesgo de provocar un rebote, debe considerar una estrategia de prevención. Existen varias estrategias que sirven para este propósito. Aquí se explica la estrategia de recuperación lenta.

La estrategia de recuperación lenta restablece de manera paulatina el ajuste objetivo de los parámetros que fueron controlados durante una acción RD. Si se aplicó una estrategia GTA, la consigna de temperatura de los espacios debiese retornar de forma gradual al *setpoint* normal. Las consignas deben cambiar linealmente de manera continua o de a pasos pequeños. En algunos casos, las estrategias RD se extienden hasta periodos sin ocupación de los espacios, donde ya no es necesaria la aplicación de un retorno gradual.

2.3. Condiciones de Confort

Como se ha señalado antes, la aplicación de estrategias de control de carga conllevan muchas veces reducción del servicio que dichas cargas sirven. El correcto diseño de estas estrategias, por lo tanto, requiere una cuidadosa evaluación de los efectos que estas medidas implican sobre los usuarios además del efecto sobre el propio desempeño energético de los edificios.

Las estrategias de control sobre sistemas HVAC afectan las condiciones de confort de los ocupantes de edificios, principalmente, en dos aspectos: el confort higrotérmico y la calidad del aire. El primero está asociado a las condiciones de temperatura y humedad a las que los usuarios están sometidos. El efecto que este confort tiene sobre los usuarios, en particular en su desempeño en trabajos de oficina, se ha estudiado y se ha comprobado su impacto negativo en los niveles de productividad [9].

Uno de los trabajos más citados acerca de la percepción humana de confort térmico es el realizado por Fanger (1982). Su análisis indica que la sensación de confort térmico está determinada, principalmente, por la temperatura de la piel y de la tasa de evaporación de la transpiración, en función del nivel de actividad. Al combinar esta información con las ecuaciones de balance energético, Fanger logró desarrollar un set de correlaciones resultantes en el índice de valor medio o PMV, por sus siglas en inglés (*Predicted Mean Vote*), como función de seis variables: la temperatura ambiente, la

temperatura radiante media, la velocidad del aire, la humedad del aire, la resistencia térmica de la indumentaria y el nivel de actividad.

El índice desarrollado por Fanger es utilizado en diversos estudios de gestión de cargas para la cuantificación del confort higrotérmico de los usuarios. Un criterio utilizado para evaluar estas estrategias es minimizar la diferencia entre el PMV medido y un valor de PMV dado o esperado por los ocupantes del mismo edificio [5], [10]. Otros estudios trabajan, directamente, con la temperatura ambiente medida en los espacios contrastándola con una temperatura esperada por los usuarios [11].

El uso del CO₂ como indicador de la calidad del aire ha sido ampliamente discutido **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.** Existen numerosas relaciones que se pueden hacer entre la concentración de CO₂ y la calidad del aire interior entre ellas la percepción de los ocupantes del ambiente interior, su relación con la concentración de otros contaminantes interiores y su relación con la tasa de ventilación.

El CO₂ por sí solo no se considera peligroso en las concentraciones típicas en que se halla. La concentración de dióxido de carbono exterior varía en torno a los 400 ppm, siendo mayor en las ciudades congestionadas [12]. La *American Conference of Governmental Industrial Hygienists* (ACGIH) establece un umbral de concentración ponderado por el tiempo de exposición entre 5.000 ppm, para exposiciones largas (8 hrs), y 30.000 ppm, para periodos cortos (15 min). Sin embargo, estos niveles de concentración se alcanzan solo cuando las tasas de ventilación son muy bajas, entre 1 y 0,2 l/s · persona. La tasa mínima de ventilación fisiológica es aproximadamente 4,17 l/s · persona de manera de mantener el equilibrado el nivel de CO₂.

También se ha estudiado la relación entre la concentración de CO₂ y malos olores en los ambientes. Ambos factores se originan por la ocupación humana. Estudios se han realizado que correlacionan la tasa de aceptabilidad del olor que una persona externa percibe de cierto ambiente con la concentración de dióxido de carbono en dicho espacio. Algunos estudios han establecido límites aceptables a los 700 ppm por sobre la concentración exterior de CO₂, alrededor de los 1.050 ppm. Por su lado la ASHRAE ha fijado el límite en 1.000 ppm.

En general, los estudios de control de carga que toman en cuenta la calidad del aire fijan una referencia de concentración de CO₂ entre 700 y 1.000 ppm. La evaluación del desempeño de los sistemas en términos de la calidad de aire la realizan midiendo la diferencia de concentración de CO₂ con estos valores prefijados [5], [13].

2.3.1. Índice de Valor Medio (PMV)

El índice de valor medio (PMV) es la respuesta promedio de un gran número de sujetos de prueba respecto de su grado de confort dadas ciertas condiciones higrotérmicas. Debido a la naturaleza subjetiva del confort, este estudio generó una distribución de satisfacción térmica del grupo de personas. El cálculo del PMV a partir de las condiciones ambientales genera una escala que va de -3 a +3, donde, -3 significa extremadamente frío, y +3, extremadamente caluroso [6].

La Figura 5 muestra la relación empírica obtenida por Fanger del porcentaje de personas disconformes (PPD) en cierto ambiente térmico en función del PMV. Se puede notar que inclusive para la condición de confort más favorable (PMV = 0) no se logró descender del 5% de personas disconformes.

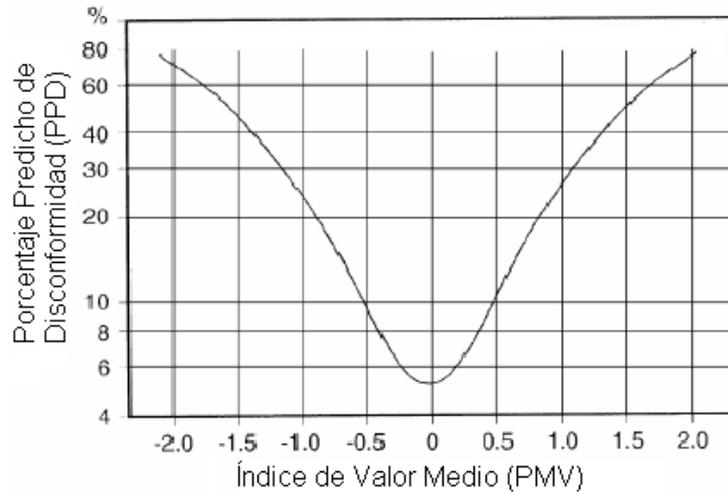


Figura 5. Porcentaje de personas disconformes

La correlación de Fanger se basa en la identificación de la temperatura de la piel requerida para las condiciones de confort óptimas. A continuación se muestran las ecuaciones de balance energético de las personas y la determinación del PMV a partir de estas.

La tasa de calor metabólico de una persona y su temperatura de la piel esperada se calculan a partir de las ecuaciones (1) y (2).

$$q_{met,heat} = M - w \quad (1)$$

$$T_{sk,req} = 308,7 - 0,028 \cdot q_{met,heat} \quad (2)$$

Donde,

- $q_{met,heat}$: pérdida de calor metabólica W/m^2
- $T_{sk,req}$: temperatura promedio de la piel en K
- M : tasa metabólica por unidad de superficie corporal en W/m^2
- w : trabajo humano por unidad de superficie corporal en W/m^2

La pérdida de calor metabólica es la diferencia entre la actividad metabólica (M) y la porción de ella que se transforma en trabajo (w) (correr, levantar cosas, etc).

Así, el PMV resulta una función de la carga térmica (L) en el cuerpo, definida como la diferencia entre la tasa de generación metabólica de calor, y la pérdida de calor del cuerpo bajo ciertas condiciones ambientales, donde se asumen las condiciones óptimas de confort a partir de los experimentos realizados con personas. El cálculo de L se hace a partir de la ecuación (3).

$$L = q_{met,heat} - f_{cl}h_c(T_{cl} - T_a) - f_{cl}h_r(T_{cl}^4 - T_r^4) - 3.05 \cdot 10^{-3}(P_{sk,req} - P_a) - 0,42(q_{met,heat} - 58,15) - 0,0014 \cdot M \cdot (34 - (T_a - 273)) - 1,72 \cdot 10^{-5} \cdot M \cdot (5867 - P_a) \quad (3)$$

Donde,

- T_{cl} : temperatura superficial promedio de un cuerpo vestido K
- f_{cl} : tasa de superficie corporal vestida
- R_{cl} : resistencia térmica efectiva de la vestimenta $m^2 K/W$
- T_a : temperatura del ambiente K
- h_c : coeficiente de transferencia de calor por convección W/m^2K

T_r	: temperatura radiante media K
h_r	: coeficiente de transferencia de calor por radiación $W/m^2 K^4$
P_a	: presión de vapor a temperatura ambiente Pa
P_{sk}	: presión de vapor a la temperatura de la piel Pa

La presión de vapor a la temperatura de la piel se calcula a partir de la tasa de pérdida de calor metabólica:

$$P_{sk} = 5733 - 6,99 \cdot q_{met,heat} \quad (4)$$

En las ecuaciones anteriores, la temperatura de la vestimenta no se conoce. Sin embargo, esta puede ser calculada mediante métodos iterativos a partir de la temperatura de la piel requerida, la temperatura del aire, la temperatura radiante media y las resistencias térmicas.

$$\frac{T_{sk,req} - T_{cl}}{R_{cl}} = f_{cl} h_c (T_{cl} - T_a) + f_{cl} h_r (T_{cl}^4 - T_r^4) \quad (5)$$

No existen valores válidos de f_{cl} , h_c y h_r para todas las aplicaciones. Cuando Fanger desarrolló su correlación original, utilizó las siguientes aproximaciones para estimar dichos parámetros:

$$f_{cl} \begin{cases} 1,0 + 0,2 \cdot I_{cl} & I_{cl} < 0,5 \text{ clo} \\ 1,05 + 0,1 \cdot I_{cl} & I_{cl} \geq 0,5 \text{ clo} \end{cases} \quad (6)$$

Donde I_{cl} corresponde a la resistencia térmica de la indumentaria medida en clo . La equivalencia de la resistividad medida en clo a unidades SII es $1 \text{ clo} = 0,155 \text{ W/m}^2 K$.

El coeficiente de transferencia de calor por convección y radiación están en función de la temperatura de la vestimenta, la cual es afectada por la temperatura de la piel. Los coeficientes de convección y radiación se obtienen mediante las siguientes ecuaciones.

$$h_c = \max \begin{cases} 2,38 \cdot (T_{cl} - T_a)^{0,25} \\ 12,1 \cdot \sqrt{V} \end{cases} \quad (7)$$

$$h_r = 39,6 \cdot 10^{-9} \quad (8)$$

Finalmente, la relación entre la carga térmica (L) y el PMV viene dada por la siguiente ecuación.

$$PMV = (0,303e^{-0,036M} + 0,028) \cdot L \quad (9)$$

Esta relación puede traducirse en el porcentaje de personas disconformes con las condiciones higrotérmicas del ambiente mediante el PPD como se muestra en (10).

$$PPD = 100 - 95 \cdot e^{-(0,03353 \cdot PMV^4 + 0,2179 \cdot PMV^2)} \quad (10)$$

Aproximadamente, dentro de la brecha de PMV entre $[-0,5$ y $+0,5]$, el PPD se mantiene bajo el 10%. En general se desea no salir de este rango.

2.4. Modelamiento de Cargas Térmicas

Las propiedades térmicas de un edificio se definen a partir de la transmisión y el almacenamiento de calor. Los muros y el aire de las habitaciones almacenan energía térmica en función de su masa y capacidad térmica. Al mismo tiempo, los muros transmiten la energía calorífica entre espacios

adyacentes. En esta sección se presentan ecuaciones básicas que describen dichas propiedades. Se muestra una forma de modelar el intercambio de calor de un edificio como un circuito donde el calor se transmite a través de resistencias y se almacena en condensadores [14].

2.4.1. Almacenamiento de Calor

Una propiedad básica de los materiales es su capacidad calorífica c_p , que es la medida de energía térmica necesaria para incrementar la temperatura de una unidad de cantidad del material en una unidad. Mientras mayor el calor específico, más calor se requiere para aumentar su temperatura. Un objeto de masa m y calor específico c_p , que cambia su temperatura a una tasa \dot{T} , tiene un flujo de calor Q dado por la ecuación (11). Homologando esta propiedad con circuitos eléctricos, se puede decir que mc_p es una capacitancia eléctrica, donde \dot{T} corresponde a la derivada del potencial y Q representa la corriente.

$$Q = mc_p \dot{T} \quad (11)$$

2.4.2. Transferencia de Calor

Los mecanismos de transferencia de calor son la conducción, convección y radiación que se muestran en la Figura 6. Esta sección describe cada uno de estos mecanismos de transmisión de calor y las ecuaciones que rigen su comportamiento.

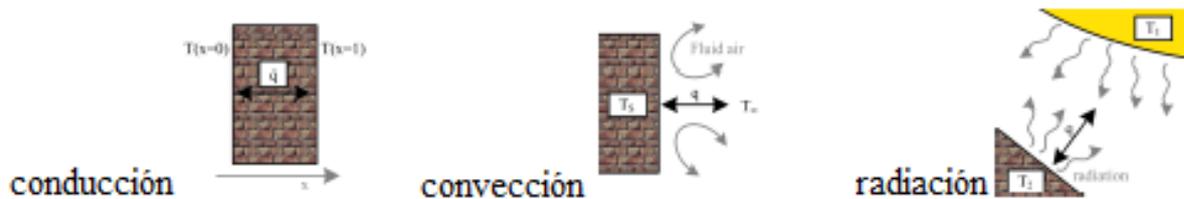


Figura 6. Mecanismos de transmisión del calor

2.4.2.1. Conducción

La conducción puede definirse como la transferencia de energía de partículas con mayor energía a partículas con menor energía de una sustancia debido a su interacción. Ocurre cuando hay un gradiente de temperatura en un medio estacionario.

En un edificio la transmisión mediante conducción ocurre principalmente en las envolventes de los espacios. La envoltura de un espacio determina su aislación interna respecto a las condiciones del exterior. Cada espacio dentro del edificio tiene su envoltura que define su intercambio térmico con los espacios adyacentes. Las partes que componen la envoltura de cada espacio en un edificio son los muros exteriores, ventanas, particiones internas, techo y suelo.

Es posible cuantificar el proceso de transferencia de calor en términos de tasas de energía transferidas por unidad de tiempo. En el caso de la conducción esta tasa corresponde a la ley de Fourier. En un plano unidimensional como el de la Figura 6 con una distribución de temperatura $T(x)$, la tasa de transferencia es

$$q_x = -kA \frac{dT}{dx} \quad (12)$$

Donde q_x es la tasa de transmisión del calor en la dirección x . Esta es proporcional al negativo del gradiente de temperatura dT/dx , en sentido de mayor a menor temperatura. La constante de proporcionalidad k es la conductividad térmica ($W/m \cdot K$) característica del material del muro. En

estado estacionario la distribución de temperatura es lineal por lo tanto la ecuación (12) se puede expresar como:

$$q = \frac{kA}{L}(T_1 - T_2) \quad (13)$$

Aquí A es el área del muro y L es el ancho del muro.

2.4.2.2. Convección

El calor se transmite por convección mediante dos mecanismos. Por un lado transferencia de energía debido al movimiento aleatorio de partículas (difusión), y por otro, transferencia en masa por el movimiento macroscópico del fluido. La convección ocurre debido a la combinación de la difusión y el movimiento en masa del fluido. La siguiente ecuación describe la tasa de transferencia por convección.

$$q = hA(T_s - T_\infty) \quad (14)$$

Aquí la transferencia de calor por convección q , es proporcional al gradiente entre la temperatura de la superficie y la del fluido, T_s y T_∞ respectivamente. Esta expresión se conoce como la ley de Newton de enfriamiento. La constante de proporcionalidad h ($W/m^2 \cdot K$) se llama coeficiente de transferencia de calor por convección. Esta depende de las condiciones de borde influenciadas por la geometría de la superficie, la naturaleza el movimiento del fluido y un surtido de propiedades de termodinámica de fluidos y propiedades de transporte.

Para espacios interiores, donde la convección es moderada los valores de h son [15]

h_{suelo}	: coeficiente convectivo del aire interior con el suelo $8,29 W/m^2 \cdot K$
h_{muro}	: coeficiente convectivo del aire interior con los muros $9,26 W/m^2 \cdot K$
h_{cielo}	: coeficiente convectivo del aire interior con el cielo $6,13 W/m^2 \cdot K$

En espacios exteriores la convección es mayor debido al viento. Aquí el coeficiente convectivo pasa a estar en función del viento de la siguiente forma

$$h_{exterior} = 11,345 + 0,938 \cdot v \quad (15)$$

Convencionalmente el flujo de calor por convección es positivo si el calor proviene de la superficie ($T_s > T_\infty$) y negativo en el caso contrario.

Para el caso de ventanas dobles o termopaneles, el cálculo de la constante h se debe hacer mediante el siguiente procedimiento. Primero se debe determinar el número de Grashof

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_1 - T_2) \cdot d^3}{\nu^2} \quad (16)$$

Donde,

g	: aceleración de gravedad m/s^2
β	: coeficiente de dilatación del aire $1/K$
T_1, T_2	: temperaturas de las paredes del recinto K
ν	: viscosidad cinemática del aire m^2/s

A partir del número de Grashof se procede a obtener el número de Nusselt

$$\begin{aligned}
Nu &= 1 && \text{para } Gr \leq 2000 \\
Nu &= 0,18 \cdot Gr^{1/4} \cdot \left(\frac{L}{d}\right)^{-1/9} && \text{para } 2000 \leq Gr \leq 20000 \\
Nu &= 0,18 \cdot Gr^{1/3} \cdot \left(\frac{L}{d}\right)^{-1/9} && \text{para } 20000 \leq Gr \leq 11 \cdot 10^6
\end{aligned} \tag{17}$$

Donde,

d : distancia entre muros verticales m
 L : altura del espacio m

Finalmente, el coeficiente de convección resultante es

$$h = \frac{Nu \cdot k}{d} [W/m^2 \cdot K] \tag{18}$$

Donde k ($W/m \cdot K$) es la conductividad térmica del aire.

2.4.2.3. Radiación

La radiación es emitida por la materia y se transporta mediante ondas electromagnéticas. La radiación no requiere de un medio físico para transportarse. La tasa a la cual la materia libera energía por unidad de área se denomina potencia emisiva superficial E . Según la ley de Stefan-Boltzmann la potencia emisiva de una superficie está dada por

$$E_b = \varepsilon \sigma T_s^4 \tag{19}$$

Donde T_s es la temperatura absoluta (K) de la superficie y σ es la constante de Stefan-Boltzmann ($\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} W/m^2 \cdot K^4$). El término ε se llama emisividad y depende del material de la superficie, su valor va entre 0 y 1. Cuando este término vale 1 la superficie corresponde a un cuerpo negro y la potencia emisiva alcanza su valor máximo.

La radiación también puede incidir sobre superficies. En este caso se le conoce como irradiación G . Esta irradiación puede ser absorbida por la superficie, incrementando la energía térmica del material. La tasa a la que el material absorbe la radiación se llama absorptividad α . Así la radiación absorbida por una superficie es

$$G_{abs} = \alpha G \tag{20}$$

Donde $0 \leq \alpha \leq 1$.

En superficies opacas porciones de la radiación se reflejan. En superficies semitransparentes parte de la irradiación puede transmitirse. La absorción y emisión de radiación aumentan y disminuyen, la energía térmica de la materia respectivamente, mientras que la reflexión y transmisión no afectan esta energía. La absorptividad depende tanto del material como de la naturaleza de la irradiación.

Hay casos donde existe una superficie pequeña a temperatura T_s totalmente rodeada por una superficie isotérmica mucho más grande a diferente temperatura T_{sur} . Si se asume que la superficie es gris, es decir con $\alpha = \varepsilon$, la tasa de transferencia neta de radiación por unidad de área es

$$q''_{rad} = \frac{q}{A} = f_{s-sur}(\varepsilon E_b(T_s) - \alpha G) = f_{s-sur} \varepsilon \sigma (T_s^4 - T_{sur}^4) \tag{21}$$

Donde f_{s-sur} es el factor de forma entre ambas superficies.

En el caso de edificios es posible ignorar la transferencia de calor por radiación entre muros internos debido a las diferencias de temperatura relativamente bajas. Sin embargo, se debe considerar el intercambio de calor por radiación de los muros externos hacia el entorno, que se le llama bóveda celeste. La temperatura que se asume para la bóveda celeste es de 6°C bajo la temperatura ambiente. El factor de forma con la bóveda celeste se asume igual a 1.

2.4.2.4. Radiación solar incidente

La energía térmica que aporta el sol sobre los muros exteriores del edificio depende de la intensidad de la radiación solar directa y su ángulo de incidencia más la radiación difusa. La radiación solar que incide sobre una superficie con cierta inclinación y orientación se calcula a partir de la siguiente ecuación

$$R_{total} = I \cdot \cos(\theta) + D \quad (22)$$

Donde I es la radiación directa (W/m^2K) del sol incidente sobre un plano horizontal y D es la radiación difusa del sol (W/m^2K). El ángulo θ representa el ángulo de incidencia del sol sobre el plano, que en este caso será cada muro del edificio. Su definición geométrica es la siguiente:

$$\begin{aligned} \cos(\theta) = & \text{sen}(\delta) \cdot \text{sen}(\phi) \cdot \cos(s) - \text{sen}(\delta) \cdot \cos(\phi) \cdot \text{sen}(s) \cdot \cos(\gamma) \\ & + \cos(\delta) \cdot \cos(\phi) \cdot \cos(s) \cdot \cos(AH) \\ & + \cos(\delta) \cdot \text{sen}(\phi) \cdot \cos(\gamma) \cdot \cos(AH) \\ & + \cos(\delta) \cdot \text{sen}(s) \cdot \text{sen}(\gamma) \cdot \text{sen}(AH) \end{aligned} \quad (23)$$

Donde

- δ : declinación solar, depende del día del año.
- ϕ : latitud del punto de medición, para Santiago es 33,4°.
- s : pendiente del plano, definido como el ángulo entre el plano y la horizontal.
- γ : orientación del plano donde 0° mira al ecuador, 90° mira al oeste y -90° al oeste.
- AH : Ángulo horario, vale -180° cuando el sol está en su punto más alto y varía +15° por hora.

La radiación I del sol se puede medir mediante un instrumento o simularse mediante algún modelo. En este trabajo se utiliza el modelo de Perrin de Brichambaut, que define la radiación incidente como

$$I = A \cdot e^{\frac{-1}{B \cdot \text{sen}(h+C)}} \quad (24)$$

Donde A, B y C son constantes y h es el ángulo de la altura solar que depende del día del año y de la hora del día.

La radiación difusa D puede expresarse como

$$D = 125 \cdot K \cdot \text{sen}(h)^{0,4} \quad (25)$$

Donde K es una constante.

Las constantes A, B, C y K permiten tomar en cuenta las condiciones de transparencia del aire. Sus valores para distintos escenarios se muestran en la Tabla 4.

Tabla 4. Constantes de Perrin de Brichambaut

Constante	Cielo claro	Cielo normal	Cielo contaminado
A	1210	1230	1260
B	6	3,8	2,3
C	1	1,6	3
K	0,75	1	1,33

2.5. Circuito Térmico Equivalente

Debido a la naturaleza lineal de las ecuaciones de transferencia de calor, estas se pueden homologar al comportamiento de resistencias y condensadores de circuitos eléctricos. A continuación se explica esta equivalencia en detalle.

2.5.1. Resistencia Térmica

A partir de la ecuación (13) se puede hacer una analogía entre la transmisión del calor y de la carga eléctrica. De la misma manera en que una resistencia eléctrica se relaciona con la conducción de la electricidad, la resistencia térmica se asocia a la conducción de calor. Así, la resistencia térmica debido a la conducción en un muro plano resulta

$$R_{t,cond} = \frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{q_x} = \frac{L}{kA} \quad (26)$$

Claramente tiene la misma forma que la ley de Ohm para la conducción eléctrica. De la misma manera, se puede hacer una analogía para la ecuación de Newton (14) de forma de extraer la resistencia térmica por convección

$$R_{t,conv} = \frac{T_s - T_\infty}{q} = \frac{1}{hA} \quad (27)$$

A partir de estas ecuaciones, se puede representar la transferencia térmica de un muro plano con un circuito térmico equivalente como el ejemplo de la Figura 7.

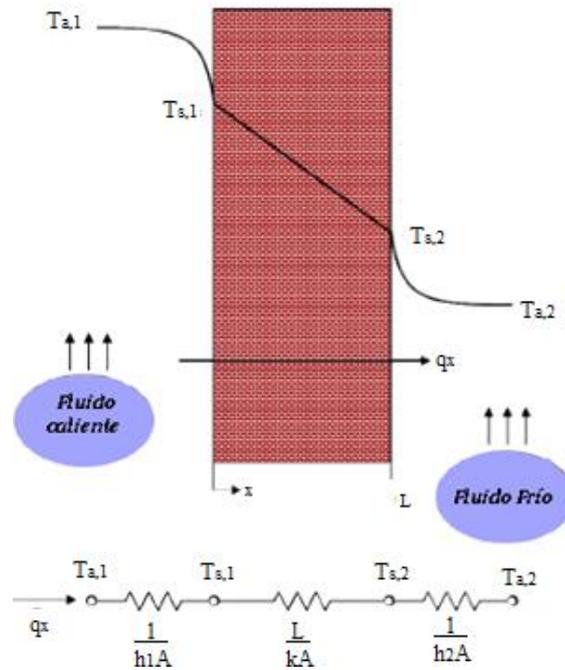


Figura 7. Transferencia de calor a través de un muro plano. Distribución de la temperatura y circuito térmico equivalente [14].

Como se ve la tasa de transferencia de calor puede determinarse considerando por separado las condiciones de cada elemento de la red. Ya que q_x es una constante a lo largo de la red, se puede deducir la expresión de (28).

$$q_x = \frac{T_{a,1} - T_{s,1}}{1/h_1 A} = \frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{L/k A} = \frac{T_{s,2} - T_{a,2}}{1/h_2 A} \quad (28)$$

En términos de la diferencia total de temperatura, $T_{a,1} - T_{a,2}$, y la resistencia térmica total, R_{tot} , la transferencia de calor también podría expresarse como

$$q_x = \frac{T_{a,1} - T_{a,2}}{R_{tot}} \quad (29)$$

Debido a que las resistencias de conducción y convección están en serie, estas se suman con lo cual

$$R_{tot} = \frac{1}{h_1 A} + \frac{L}{k A} + \frac{1}{h_2 A} \quad (30)$$

2.5.2. Potencial Térmico

Otra similitud con las redes eléctricas es la noción de potencial térmico o temperatura en los circuitos térmicos la cual es análoga al concepto de potencial eléctrico. La temperatura de un punto se mantiene fija durante transferencias de calor en estado estacionario, mientras que varía con el tiempo durante transferencias de calor o almacenamiento de calor transitorios.

2.5.3. Capacitancia Térmica

Para poder analizar el comportamiento térmico transitorio del modelo del edificio, se necesita introducir el concepto de capacitancia térmica. Durante las transferencias transitorias de calor la energía interna de los materiales cambia con el tiempo. La capacitancia térmica o capacidad calorífica es la capacidad de un cuerpo de almacenar calor. Sus unidades típicas son los $J/^\circ C$ o J/K (que son equivalentes). Un cuerpo constituido por un material homogéneo con propiedades físicas conocidas tendrá una masa térmica equivalente al producto de su masa con su capacidad calorífica. Para cuerpos

hechos de varios materiales se puede calcular a partir de la suma de las capacidades de cada uno de sus materiales por separado.

En el diseño de edificios, la masa térmica provee “inercia” contra las fluctuaciones de temperatura, efecto conocido como efecto volante de inercia. Esto es distinto según la aislación del edificio, que reduce su conducción de calor, permitiéndole calentarse o enfriarse relativamente separado del exterior, o retener por más tiempo el calor corporal de los ocupantes.

Para capturar la evolución de la temperatura en salas y muros se le asigna una capacitancia con capacidad $C = mc_p$ a cada nodo del circuito térmico. Nótese que cuerpos de masa distribuida como muros y aire son considerados nodos en este modelo.

3. Antecedentes

3.1. Proyecto Bicentenario Beauchef Poniente

En esta sección se sintetizan las características constructivas y de ocupación; información de equipos, sistema HVAC y sistema de control de cargas; y la tarifa eléctrica el Complejo Beauchef Poniente. Las características constructivas del edificio, que se utilizaron para el modelo implementado en este trabajo, se basan en los modelos utilizados por el IDIEM para realizar simulaciones energéticas del edificio. Estos no se ajustan de manera rigurosa a la distribución de espacios real del edificio.

Las características de los equipos eléctricos y del sistema de control actual del complejo Beauchef Poniente se obtuvieron de los planos originales de la planta, de los catálogos de los equipos de climatización y del informe de ingeniería básica avanzada de los sistemas de control automático de climatización realizado por CINTEC S.A. Se realiza ajustes a estos datos de modo de estar acorde con el modelo que se utilizará para las simulaciones.

3.1.1. Características Constructivas

3.1.1.1. Espacios

El cuarto piso del ala poniente del edificio Beauchef Poniente cuenta con diez espacios como se puede observar en la Figura 8. El tipo y la superficie del piso de cada uno de los espacios se enlistan en la Tabla 5.

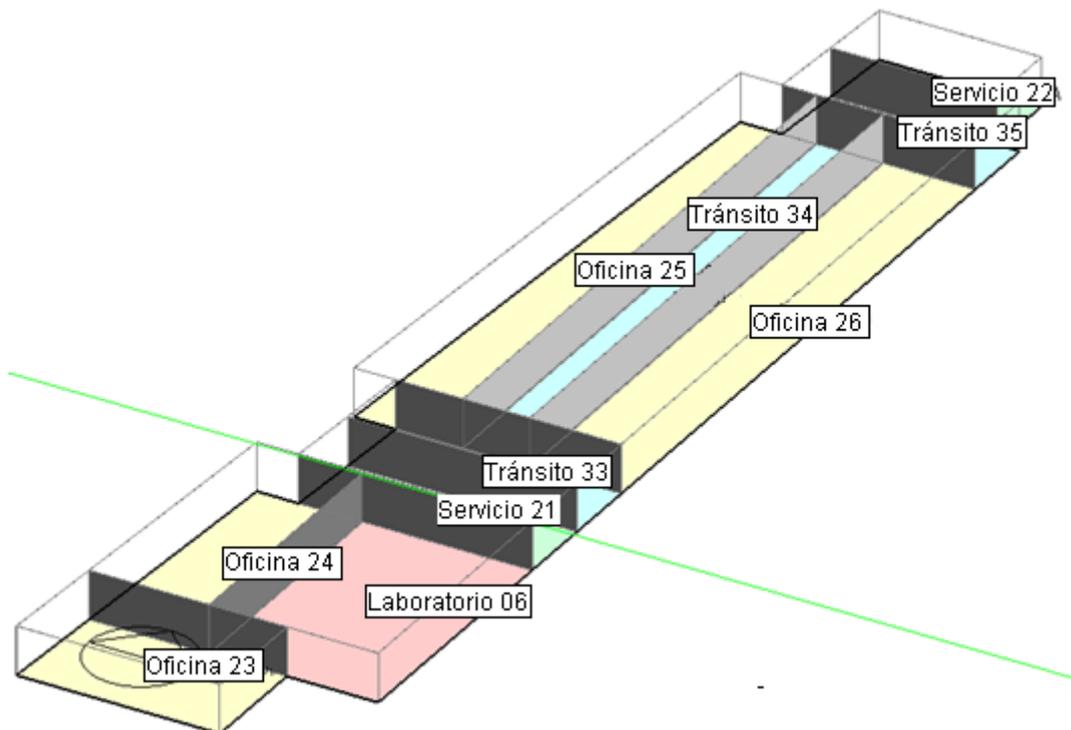


Figura 8. Cuarto piso edificio Beauchef Poniente PBBP (modelo utilizado por el IDIEM)

Tabla 5. Espacios a simular

Nombre espacio	Tipo	Área m ²
Oficinas23	Oficinas	115,443
Oficinas24	Oficinas	149,230
Oficinas25	Oficinas	282,353
Oficinas26	Oficinas	278,928
Servicio21	Baño	89,418
Servicio22	Baño	63,215
Transito33	Tránsito	86,649
Transito34	Tránsito	203,129
Transito35	Tránsito	73,189
Laboratorio06	Laboratorio	224,053

Vale precisar que las oficinas, en realidad, corresponden a conjuntos de oficinas. Sin embargo, en este trabajo se tratarán como un solo espacio. La altura considerada desde el piso al cielo para todos los espacios es de 3,5 m.

3.1.1.2. Envoltente

En este trabajo, el techo y suelo del modelo se considerarán como superficies adiabáticas debido al bajo intercambio de calor en los pisos interiores del edificio. Por lo tanto no hay intercambio de calor entre el piso de análisis y los pisos adyacentes.

Las superficies opacas que componen las envoltentes de los espacios se separan en muros exteriores, particiones interiores y piso. Los primeros se componen esencialmente de capas de hormigón armado y vidrio cristalizado separados por una capa delgada de aire. Las particiones interiores, en cambio, se constituyen de tabiquería. El piso consta de una capa de cerámica-porcelana unida al hormigón armado mediante una capa de mortero. La Tabla 6 presenta las características de los materiales que componen cada una de estas construcciones.

Tabla 6. Construcción superficies opacas envoltente térmica

CONSTRUCCIÓN		MURO HORMIGÓN ARMADO – VIDRIO CRISTALIZADO		
Capa		Externa	Media	Interna
Material		Vidrio cristalizado	Aire	Concreto reforzado con 2% de acero
Resistencia	m^2K/W	0,02	0,18	0,1
Grosor	m	0,02	0,15	0,25
Conductividad	$W/m K$	1	-	2,5
Calor específico	$J/kg \cdot K$	750	-	1.000
Densidad	kg/m^3	2.500	-	2.400
Absorbancia térmica		0,7	0,9	0,9
Absorbancia solar		0,5	0,7	0,6
Absorbancia visible		0,5	0,7	0,6
CONSTRUCCIÓN		TABIQUERÍA		
Capa		Externa	Media 1	Media 2
Material		Enlucido exterior	Yeso-cartón	Aire
Resistencia	$m^2 \cdot K/W$	0,02	0,06	0,15
Grosor	m	0,01	0,015	0,01
Conductividad	$W/m \cdot K$	0,5	0,25	-
Calor específico	$J/kg \cdot K$	1.000	1.000	-

Densidad	kg/m^3	1.300	900	-
Absorbancia térmica		0,9	0,9	0,9
Absorbancia solar		0,7	0,5	0,7
Absorbancia visible		0,7	0,5	0,7
CONSTRUCCIÓN		PISO		
Capa		Externa	Media	Interna
Material		Cerámica-porcelana	Mortero	Concreto reforzado con 2% de acero
Resistencia	$m^2 \cdot K/W$	0,0054	0,0455	0,1
Grosor	m	0,007	0,04	0,18
Conductividad	$W/m \cdot K$	1,3	0,88	2,5
Calor específico	$J/kg \cdot K$	840	896	1.000
Densidad	kg/m^3	2.300	2.800	2.400
Absorbancia térmica		0,9	0,9	0,9
Absorbancia solar		0,4	0,6	0,6
Absorbancia visible		0,4	0,6	0,6

Además de las superficies opacas, la envolvente de los espacios se constituye en gran porcentaje de cristalería. El vidriado también es diferente según si constituye superficies exteriores o interiores. Sus características se muestran en la Tabla 7.

Tabla 7. Cristales envolvente térmica

CRISTAL	TERMOPANEL			
Capa	Externa	Media	Interna	
Material DB	SunGuard Neutral 61 Modificado	Aire	Vidrio genérico	
Grosor	m	0,008	0,012	0,006
Conductividad	$W/m \cdot K$	0,9	-	0,9
Transmitancia solar		0,12	-	0,775
Reflectancia solar externa		0,4	-	0,071
Reflectancia solar interna		0,4	-	0,071
Transmitancia visible		0,45	-	0,881
Reflectancia visible exterior		0,07	-	0,08
Reflectancia visible interior		0,06	-	0,08
Transmitancia infrarrojo		0	-	0
Emisividad exterior		0,84	-	0,84
Emisividad interior		0,07	-	0,84
CRISTAL	CRISTAL INTERIOR			
Capa	Externa	Media 1	Media 2	
Material DB	Vidrio genérico	Aire	Vidrio genérico	
Grosor	m	0,003	0,006	0,003
Conductividad	$W/m \cdot K$	0,9	-	0,9
Transmitancia solar		0,775	-	0,775
Reflectancia solar externa		0,071	-	0,071
Reflectancia solar interna		0,071	-	0,071
Transmitancia visible		0,881	-	0,881

Reflectancia visible exterior	0,08	-	0,08
Reflectancia visible interior	0,08	-	0,08
Transmitancia infrarrojo	0	-	0
Emisividad exterior	0,84	-	0,84
Emisividad interior	0,84	-	0,84

Cada muro externo y partición interna posee un porcentaje de superficie de vidriado diferente. Esta información se puede encontrar en los Anexos 0.

3.1.2. Características Internas

3.1.2.1. Ocupación

Una de las características que determina la ganancia térmica interna de un espacio es su densidad de ocupación y la tasa metabólica de los ocupantes. La Tabla 8 presenta la densidad de ocupación de cada sala del prototipo.

Tabla 8. Ocupación de prototipo por espacio

Sala	Densidad de ocupación	Ocupación	Tasa metabólica
	Personas/m ²	personas	W/persona
Oficinas	0,10	83	120
Baño	0,00	0	180
Transito	0,05	18	180
Laboratorio	0,10	22	120
Total	-	123	-

La actividad metabólica se pondera con un factor 0,9 que considera la menor tasa metabólica de las mujeres. Del calor metabólico, un 50% corresponde a calor latente. La ocupación efectiva de los espacios se va a dar de acuerdo a los horarios que se explican en la siguiente sección.

3.1.2.2. Horario Base

En la Figura 9 se muestra el horario base de ocupación de cada uno de los espacios. Durante el mes de Febrero y los fines de semana se supone que el porcentaje de ocupación es constante igual a 0. No se consideran diferencias en la ocupación entre el mes de Enero y el resto de los meses laborales.

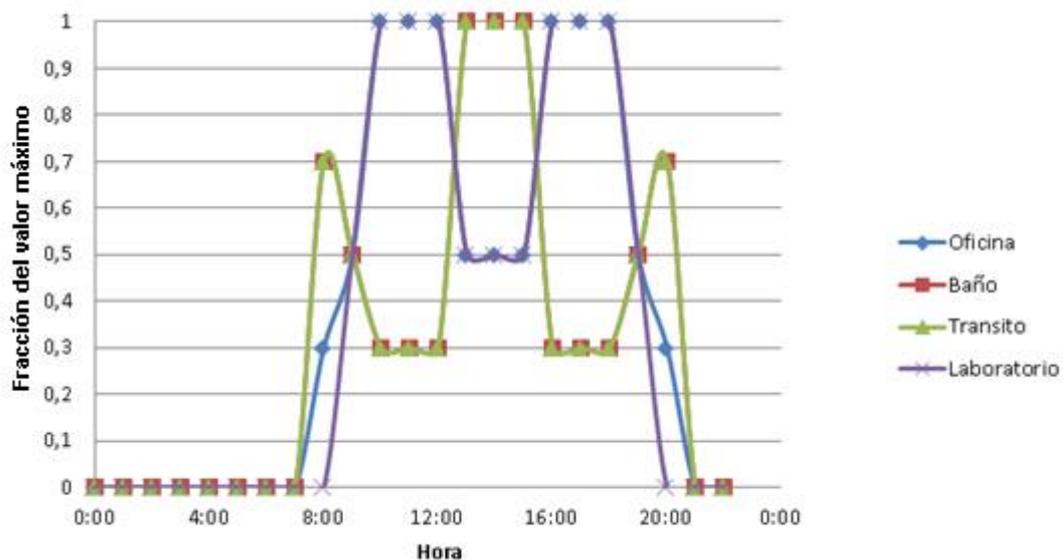


Figura 9. Horario días hábiles

El horario de funcionamiento de los equipos de iluminación y HVAC se grafica en la Figura 10. Este grafico indica las horas donde los equipos están operando. La potencia que demanda hora a hora cada equipo, depende del control basado en las condiciones al interior de cada espacio, y de las estrategias de optimización energética adoptadas.

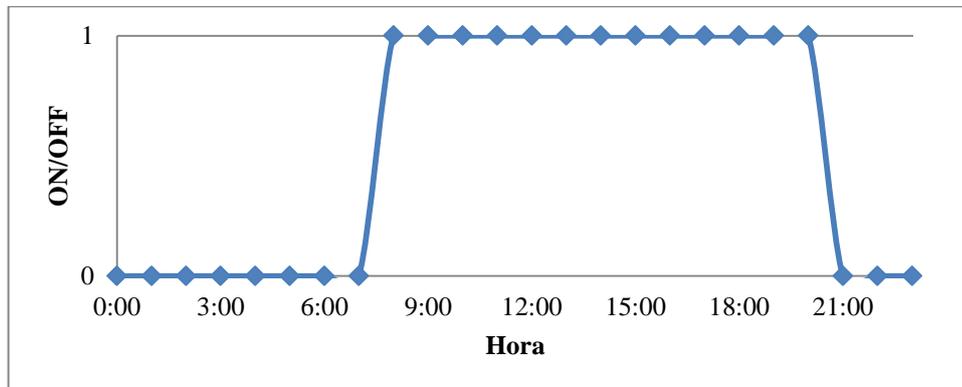


Figura 10. Horario de equipos HVAC e iluminación

El control de temperatura funciona con una banda muerta entre el ciclo de enfriamiento y calefacción. Esta banda define el rango de temperatura en el cual no actúa la climatización. El rango de la banda muerta es de 3°C, definido por las temperaturas de los ciclos de enfriamiento y calefacción (Tabla 9). Según las especificaciones técnicas del control de climatización del edificio, en invierno se quiere evitar que la temperatura del edificio baje de los 16°C durante la noche. Por lo tanto, se habilitan los equipos de climatización de 6.00 a 7.30 hrs. El aire exterior se mantiene apagado hasta las horas de ocupación del edificio.

Tabla 9. Setpoint de temperatura

Calefacción	Enfriamiento
Setpoint °C	Setpoint °C
20	23

3.1.2.3. Equipos

Los equipos que en este trabajo no están sujetos a control de cargas son la luz artificial y los equipos de oficina y laboratorio. A continuación se explican las características de cada uno.

Luz eléctrica: el nivel de iluminación o luminancia de cada uno de los espacios se define de acuerdo a los valores utilizados en las simulaciones del IDIEM. La unidad de la iluminación son los lúmenes por metro cuadrado (lm/m^2) o lux. La

Tabla 10 muestra la iluminancia esperada para cada tipo de espacio. La potencia eléctrica equivalente por cada lumen generado depende del tipo de luminaria que se utiliza. La luminaria que se utiliza en este caso es fluorescente que produce aproximadamente 70 lm/W .

Tabla 10. Iluminancia por tipo de espacio

Espacio	Iluminancia lux
Oficinas	400
Baño/Tránsito	200
Laboratorio	700

La iluminación opera con sistemas de control que regulan la potencia luminosa que entregan de manera de aprovechar la luz natural. El sistema de control también toma en cuenta la ocupación de las salas para el encendido y apagado de las luces. Para este estudio no se considerará la regulación de la

luminancia. La potencia consumida en iluminación estará en función de la tasa ocupación de los distintos espacios de modo de simular el encendido y apagado por sensores de presencia.

Cargas de enchufes y de laboratorios: se refiere a aquellos equipos que son utilizados para los quehaceres de los ocupantes del edificio. Debido a su naturaleza quedan excluidos de cualquier tipo de acción de control de cargas. Su demanda es considerada una entrada del modelo de $10 W/m^2$ (modelo IDIEM) por espacio, modulada por la ocupación de la zona. La demanda de estos equipos en baños y zonas de tránsito se asumen nulas.

3.1.3. Sistema HVAC

3.1.3.1. Generación de Energía Térmica

La calefacción de los edificios oriente y poniente de Beauchef 851 la realizan ocho bombas de calor (BC1-BC8) que se ubican en la cubierta (8° piso) de cada edificio. Estas bombas operan en pareja y distribuyen el agua de manera vertical a través del edificio por medio de bombeo. La operación de cada par de bombas de calor es independiente. Las parejas correspondientes al edificio poniente son las BC5-BC6 y BC7-BC8 que distribuyen agua al sector sur y norte de las plantas del edificio, respectivamente.

Los datos de los equipos se muestran a continuación.

Tabla 11. Datos de bombas de calor

Equipo	Capacidad kW/unidad	COP
BC5-BC6	495	3,14
BC7-BC8	263	2,83

En total existe una capacidad de calefacción de 990 kW para el ala sur y de 526 kW para el ala norte del edificio poniente. Por motivos de simplicidad, en este trabajo se supone la operación de una sola bomba de calor con las características de la Tabla 12.

Tabla 12. Bomba de calor para modelo

Capacidad kW	COP
3.032	3,03

Este equivalente supone dos veces la suma de las capacidades de calefacción norte y sur de modo de incorporar la capacidad de calefacción de ambos edificios, oriente y poniente. Esto se hace para lograr la extrapolación a todo el complejo, según los alcances señalados en la introducción. El COP se calcula según la capacidad de cada equipo.

El enfriamiento de todo el complejo lo realizan tres *chiller*: CH1-CH3. Los *chiller* se ubican en la sala de máquinas del piso -4 y distribuyen agua enfriada a todos los espacios por medio de bombas de agua. El CH3 cuenta con un sistema de recuperación de calor que sirve para la calefacción del agua de la piscina y del agua caliente sanitaria. El control de los tres *chiller* se realiza de manera de coordinar de manera óptima su funcionamiento.

Los datos de placa de los *chiller* se pueden ver en la siguiente tabla.

Tabla 13. Características de *chiller*

Equipo	Capacidad kW/unidad	COP
CH1-2	1.688	5,92
CH3	254	3

Por lo tanto, la capacidad total de los *chiller* y el COP equivalente de los tres equipos son los que se muestran en la Tabla 14. Los cálculos con que se llega a estos resultados son análogos a los de las bombas de calor.

Tabla 14. Características chiller para modelo

Capacidad kW	COP
3.630	5,71

3.1.3.2. Transporte de Energía Térmica

Se realiza mediante bombas de agua que permiten la circulación de la energía térmica entre los equipos *fancoil* y MMA y las bombas de calor y *chiller*. Cada bomba de calor y *chiller* tiene asociado un sistema de bombeo que opera de acuerdo a la demanda de agua de los *fancoil* y MMA.

Las bombas de agua se dividen en bombas de agua caliente (BAC) y bombas de agua fría (BAF). Como se señaló antes, cada BAC y BAF está asociada a una bomba de calor y a un *chiller* respectivamente. Las especificaciones de los equipos BAC y BAF se muestran en la Tabla 15.

Tabla 15. Especificaciones de bombas de agua

Bomba	Caudal nominal l/s	Potencia kW	Caudal mínimo l/s	Eficiencia %
BAC 5-6	21,389	6,040	2,667	69
BAC 7-8	10,722	3,281	1,056	63
BAF 1-3	63,889	14,764	7,667	84

Durante las horas de encendido las bombas de agua entregan el caudal mínimo mientras nos están en uso. La potencia que consumen las bombas está en función del caudal de agua que requieren los *fancoil* y MMA.

3.1.3.3. Uso de la Energía Térmica

Los equipos que entregan la energía térmica para la climatización de los espacios son tipo *fancoil* y mini unidades manejadoras de aire (MMA). Los equipos de climatización varían en tamaño, lo cual determina sus características. Las más importantes son la temperatura y caudal de aire de salida (C_{aire}), el caudal del agua fría (C_{af}) y caliente (C_{ac}) en los serpentines, la potencia calorífica máxima de enfriamiento ($Q_{max_frío}$) y de calefacción (Q_{max_cal}) y la potencia de los ventiladores (P_{vent}). Se utiliza una temperatura de salida del aire igual a 14°C para enfriamiento y 50°C para calefacción en todos los equipos, acorde a las simulaciones del IDIEM. Las demás características de los distintos equipos disponibles se muestran en la Tabla 16.

Tabla 16. Características fancoil y MMA

Equipo	Tamaño*	C_{aire} m ³ /s	C_{af} l/s	C_{ac} l/s	$Q_{max_frío}$ W	Q_{max_cal} W	P_{vent} W
Fancoil	6	0,264	0,151	0,126	4.140	2.920	80
	8	0,354	0,214	0,164	6.000	3.800	100
	10	0,425	0,246	0,182	6.940	4.280	150
	12	0,510	0,315	0,240	8.710	8.600	200
MMA	20	0,566	0,341	0,296	9.550	6.900	400
	30	0,802	0,473	0,423	13.110	9.770	600

*El tamaño es una referencia utilizada en los planos eléctricos para identificar el modelo del equipo, por lo tanto, no tiene unidades físicas.

Todos los espacios, salvo servicios, están equipados con estos equipos para la climatización. La Tabla 17 y Tabla 18 muestran los equipos que componen cada espacio y las propiedades de climatización final de los recintos.

Tabla 17. Equipos por espacio

Espacio	Tamaño Equipo	Cantidad
Oficinas23	6	1
	8	2
	30	1
Oficinas24	10	2
	12	1
Oficinas25	6	1
	10	5
	12	2
Oficinas26	10	1
	12	6
Transito33	8	1
	12	1
Transito34	12	1
Transito35	8	2
Laboratorio06	8	1
	20	3

Tabla 18. Propiedades de climatización por espacio

Espacio	$C_{aire} m^3/s$	$C_{af} l/s$	$C_{ac} l/s$	$Q_{max_frio} W$	$Q_{max_cal} W$	$P_{vent} W$
Oficina23	1,685	0,990	0,839	27.390	19.410	860
Oficina24	1,359	0,807	0,606	22.590	17.160	500
Oficina25	3,407	2,012	1,520	56.260	41.520	1.230
Oficina26	3,483	2,139	1,621	59.200	55.880	1.350
Transito33	0,864	0,530	0,404	14.710	12.400	300
Transito34	0,510	0,315	0,240	8.710	8600	200
Transito35	0,708	0,429	0,328	12.000	7600	200
Laboratorio06	2,053	1,236	1,053	34.650	24.500	1300

3.1.3.4. Ingreso de Aire Exterior

El aire exterior se ingresa al edificio mediante sistemas de ventilación de volumen de aire variable (VAV). El volumen de aire depende de la concentración de CO₂ que los sensores perciben en el ambiente.

La planta cuenta con tres equipos VAV encargados de la ventilación (VAV1-VAV3). Cada equipo tiene un caudal de aire máximo de 0,519 m³/s que distribuye a varios espacios y demanda una potencia máxima de 40 W. Los VAV con sus espacios asociados, caudales máximos por espacio se muestran en la Tabla 19.

Tabla 19. Caudales de equipos VAV

Equipo	Sala	Caudal m ³ /s
VAV1	Tránsito33	0,058
	Oficina25	0,231
	Oficina26	0,173
	Tránsito34	0,058
VAV2	Tránsito35	0,058
	Oficina25	0,231
	Oficina26	0,231
VAV3	Oficina23	0,189
	Oficina24	0,142
	Laboratorio06	0,189

Según las especificaciones técnicas de climatización del complejo realizado por CINTEC S.A. se establece un caudal mínimo de ventilación de los espacios que se define de manera que sea al menos igual al caudal de extracción del aire. Según los planos de las instalaciones, el balance de la extracción es de $0,401 \text{ m}^3/\text{s}$. Esto implica que cada equipo VAV debe operar mínimo a un 26% de su capacidad durante los horarios de encendido.

Cada VAV tiene dos sensores de calidad de aire (CO_2) ubicados en el sector de oficinas que le corresponde. Los sensores tienen un rango de medición entre 0 y 1.500 ppm que genera una señal para determinar el flujo de aire de los VAV. El set point del nivel de calidad del aire es de 900 ppm. La rama proporcional de caudal que los VAV entreguen se inicia desde el caudal de aire exterior mínimo antes definido para lograr sobre-presión.

3.1.4. Tarifa Eléctrica

La ley establece dos tipos de clientes eléctricos, los clientes libres y los regulados. Aquellos clientes cuya demanda de potencia eléctrica sea menor a 500 kW se encuentran dentro del segmento de clientes regulados. Esto es debido al bajo poder negociador de estos clientes que hace que se requiera regular sus precios de la energía. Sobre los 2.000 kW se considera que los clientes tienen poder de compra con lo cual son libres de realizar contratos energéticos. Entre 500 kW y 2.000 kW los clientes tienen la opción de tomar precios regulados o hacer contratos libres.

Beauchef Poniente pertenece al conjunto de los clientes regulados. Está conectado a un solo empalme de la empresa de distribución Chilectra bajo una tarifa de tipo AT4.3. Esta tarifa es la más usual del segmento de empresas con contratos regulados [16]. La tarifa contempla un cargo extra durante el horario punta de invierno de modo de evitar congestiones. Este tipo de tarifa se llama *time of use* (TOU). Los cargos que contempla esta modalidad son:

- Cargo fijo mensual:
 - Lectura de medidores
 - Facturación
 - Reparto de boletas y facturas
 - Recaudación y atención de nuestros clientes
- Cargo por energía: es el cobro por la cantidad de energía total que se consume durante el periodo de un mes. Chilectra instala un medidor de energía en el empalme en base al cual factura el cobro mensual.
- Cargo por potencia: consta de dos cobros distintos. El primero es por la potencia máxima leída durante el año (12 meses) anterior al mes de cobro. El segundo es una penalización por la presencia durante la hora punta que se aplica durante los meses de invierno. Ambos se explican mejor a continuación.
 - Cargo mensual por demanda máxima de potencia suministrada: es el resultado del promedio de las dos demandas más altas registradas en los últimos 12 meses inmediatamente anteriores, incluido el mes que se factura.
 - Cargo mensual por demanda máxima leída de potencia en horas punta (TOU): entre los meses de Abril y Septiembre (meses de invierno según facturación) se cobra el consumo máximo registrado en entre las 18.00 y 23.00 hrs. El resto de los meses, se factura el promedio de las dos demandas más altas registradas durante las horas punta en los cinco meses de invierno inmediatamente anterior.

3.1.5. Sistema de control automático digital (CAD)

El complejo Beauchef Poniente cuenta con un sistema de Control Automático Digital que actúa sobre:

- El sistema de climatización
- La administración y control de la demanda de energía eléctrica
- Supervisión y control de aspectos misceláneos de la instalación sanitaria y eléctrica

El objetivo del CAD es lograr la operación del edificio en niveles de confort adecuados, con un marco de administración de energía que cumpla con los objetivos del programa de certificación energética LEED. A continuación se especifican la estructura y características del sistema y sus lógicas de operación actuales.

3.1.5.1. Estructura y características de sistema CAD

El CAD consta de un sistema de supervisión centralizada, controladores distribuidos, sensores y actuadores. Los controladores operan de forma independiente (*stand alone*) e interconectados entre sí. Estos se conectan por piso en red hasta un *router*. Desde allí se conectan a la red que se comunica con el PC de supervisión central. La actuación de los equipos HVAC opera en base a consignas de los controladores que toman decisiones según a su programación interna, la información captada por sensores y los comandos enviados desde el PC de supervisión.

PC de supervisión: facilita la conducción de procesos de gestión y control, informando sobre las variables claves del sistema, tales como temperaturas, humedad, posición de actuadores, etc. Permite visualizar el equipamiento y los espacios con sus variables asociadas. Además, permite la reconfiguración de todos los puntos de control y cambio de funciones incorporadas sin tener que cambiar el hardware, software o cableado. Esto se logra cambiando la parametrización de variables o cambiando la programación específica de uno o varios controladores.

Controladores: cada controlador consiste en una unidad de procesamiento central (CPU) y un conjunto de entradas/salidas. Estos permiten la conexión directa de sensores y actuadores, lo que permite supervisar, comandar y controlar las instalaciones electromecánicas del edificio. La operación de los controladores cumple con las secuencias y lógica de control requeridos por los distintos equipos actuadores del sistema HVAC y demás equipamiento manejado mediante controlador. A continuación se da más detalles de los requerimientos y funciones de los controladores.

- Controladores de *chiller* y bombas de calor:
 - Encender-apagar equipos.
 - Monitoreo de funciones y parámetros relevantes (temperaturas, presiones, corrientes eléctricas, capacidad, control de capacidad, etc).
 - Generación de alarmas en caso de fallas y código de identificación que ayude a generar diagnósticos.
 - Operación de los CH1-CH3 en su punto de máxima eficiencia con optimización de su capacidad térmica y energía requerida como conjunto, tomando en cuenta la demanda térmica y la tarifa eléctrica.
 - Operación en conjunto de las parejas independientes BC1-BC2, BC3-BC4, BC5-BC6 y BC7-BC8.
- Controladores de cajas VAV de aire exterior:
 - Consultar los sensores de calidad de aire de su sector correspondiente.
 - Actuar sobre los motores templadores de flujo de aire.
- Controladores de *fancoils* y MMA:
 - Sensor de temperatura análogo
 - Válvula motorizada ON-OFF de ciclo de enfriamiento
 - Válvula motorizada ON-OFF de calefacción.

- Encender-apagar el ventilador.
- Ajuste de velocidad de ventilador: alta, media o baja.

La operación de los *fancoil* y MMA depende de los *setpoint* de temperatura de los ciclos de calefacción y enfriamiento. Estos parámetros son fijados desde el PC central de supervisión.

Sensores: miden condiciones relevantes de la operación del sistema HVAC. Sirven para el monitoreo del funcionamiento y estado de los equipos además del gasto energético y las condiciones ambientales externas e internas para el control de lazo cerrado. A continuación se enumeran los sensores que tienen relación con las aplicaciones que competen a este trabajo.

- Temperatura ambiente interior: monitorean la temperatura interior del edificio para aplicaciones asociadas a *fancoil* y MMA.
- Temperatura exterior: para la operación óptima de equipos de intercambio de calor.
- Presión diferencial: detectar cambios de presión en ductos de aire para ajustar la velocidad de los ventiladores de equipos VAV.
- Flujo de agua: se utilizan sensores de presión diferencial sumergibles para ajustar el caudal de las redes de bombas de agua.
- Señal de pulso de equipos de medida de Chlectra: esta señal da cuenta de la energía eléctrica (kWh) en tiempo real. Fijando una cantidad de pulsos por unidad de tiempo en relación de la energía consumida en esa unidad de tiempo. Esto permite conocer la potencia consumida para hacer análisis de tendencia y comparar respecto de límite de potencia prefijado como punto de ajuste.
- Sensores de calidad de aire (CO₂): permiten manejar el caudal de aire exterior de ventilación de modo de mantener una condición óptima de calidad de aire.

Actuadores: realizan las acciones comandadas por los controladores para regular las condiciones de operación de los equipos. Los actuadores relevantes para este trabajo son:

- Limitador de potencia de *chiller* y bombas de calor: fija el límite de potencia máxima que consumirán estos equipos según las consignas de los controladores y PC de supervisión.
- Partir-parar *chiller* y bombas de calor: operan el encendido o apagado de estos equipos según consignas de los controladores y PC de supervisión.
- Partir-parar ventiladores de *fancoils* y MMA: controla la partida y parada de los ventiladores de equipos *fancoil* y MMA además de su velocidad. Actualmente, el sistema está programados para que los ventiladores operen sólo a velocidad media.
- Válvulas motorizadas para manejadoras de aire: se utilizan para el serpentín de enfriamiento y el de calefacción de equipos *fancoil* y MMA. Permiten el flujo de agua por los serpentines para los ciclos de enfriamiento y calefacción.
- Variadores de frecuencia (VDF): los variadores de frecuencia se utilizan en aquellos equipos que trabajan con caudales variables. Estos son los sistemas de bombeo de agua y de ventilación de volumen de aire variable. Los actuadores cuentan con un controlador propio para el ajuste de caudal que a la vez es comandado por un controlador que se comunica con el sistema CAD.

3.1.5.2. Gestión de Energía Eléctrica

El sistema CAD opera de acuerdo a una configuración que predefine las acciones de control diarias de acuerdo a canales horarios. Los canales horario indican desde las horas de encendido y apagado de cada equipo, a cambios en el modo de operación de los mismos según una programación preestablecida. El canal horario de cada equipo asegura el normal cumplimiento de sus funciones, según una programación diaria y semanal que considera festivos, sábados y domingos.

Los canales horarios incorporan un concepto de ahorro de energía eléctrica en hora punta durante el invierno (18.00 a 23.00 hrs de Abril a Septiembre). También considera el periodo sin ocupación correspondiente a vacaciones de verano, en Febrero. Durante vacaciones de invierno y de Septiembre, los equipos e instalaciones que no se utilizan se apagan de forma manual. Esto es debido a la dificultad de programarse, por la movilidad de dichas fechas y diferentes requerimientos según el caso particular.

El complejo Beauchef Poniente aplica estrategias de control de cargas durante el mes de invierno. Estas tienen una motivación propia de la limitación de demanda y gestión de demanda punta. El límite de demanda de potencia eléctrica se define en base a un punto de ajuste. Este punto de ajuste corresponde a la demanda *peak* medida en verano. La demanda de verano viene definida por las cargas del ciclo de enfriamiento, iluminación y demás equipos que se operan durante esos meses. A partir del punto de ajuste se fija el límite de potencia durante el resto de los meses.

Dado que aún no se ha tenido el complejo en pleno funcionamiento durante el verano, hoy se ha definido un punto de ajuste de 1.400 kW. Este valor estima el funcionamiento del edificio con un 90% de ocupación. Durante el ciclo de calefacción (invierno), el sistema CAD debe realizar estrategias de control que permitan no sobrepasar este punto de ajuste, sin desmedro del confort de climatización e iluminación.

Debido al cobro extra de potencia en horas punta de la tarifa AT4.3, también se define una estrategia de gestión de demanda punta durante este canal horario. A continuación se presentan las estrategias que se aplican en horas normales y horas punta.

- **Control de demanda en horas normales:**

Las estrategias de control de cargas que se aplican durante estas horas son ajuste global de temperatura (GTA) y límite de demanda de *chiller*. Estas estrategias operan bajo lógicas de límite de demanda y desprendimiento de carga. El CAD opera la siguiente rutina durante las horas fuera de punta.

1. En el caso de exceder el punto de ajuste de demanda definido se genera un reseteo automático de temperatura *setpoint* de todos los *fancoil* y MMA. El criterio que se utiliza es incrementar (reducir) en 1,5°C en el ciclo de enfriamiento (calefacción) por 20 minutos.
2. Si luego de 5 minutos la tendencia de demanda continúa ascendente se reajustan las condiciones de los siguientes equipos:
 - Imposición de límite para *chiller* CH1, CH2 y CH3 a un 60% de capacidad nominal.
 - Imposición de límite para bombas de calor BC1 al 8 a un 60% de capacidad nominal.
3. En el caso de que la demanda aún exceda el límite se vuelve a incrementar (reducir) en 1,5°C el *setpoint* de los *fancoil* y MMA.

- **Control de demanda en horas punta:**

Las horas punta son el periodo donde se hace más importante el límite de la demanda. Esto se debe al sobre-cobro por potencia en este horario que además afecta al cobro de los demás

meses del año. Aquí se utiliza una estrategia de recorte de punta que opera mediante el límite de demanda de la generación de energía térmica. Entre las 17.45 y 23.15 hrs el CAD realiza las siguientes acciones:

- Apagar los *chiller* CH1 y CH2 y sus bombas asociadas. Se mantiene operativo el CH3.
- Apagar las bombas de calor BC1 al BC8 y sus bombas asociadas.
- Se mantienen encendidos *fancoil*, MMA y VAV según requerimiento de ventilación o enfriamiento en los espacios.

4. Propuesta Metodológica

En esta sección se presenta la metodología utilizada para evaluar las estrategias de gestión de cargas desarrolladas en este trabajo. Aquí se puede ver el detalle de las estrategias que se desarrollan, aspectos relevantes a conocer sobre los escenarios en que se evalúan dichas estrategias y criterios de evaluación. La Figura 11 presenta el esquema general de la metodología a seguir. El detalle de la propuesta metodológica se puede leer a continuación.

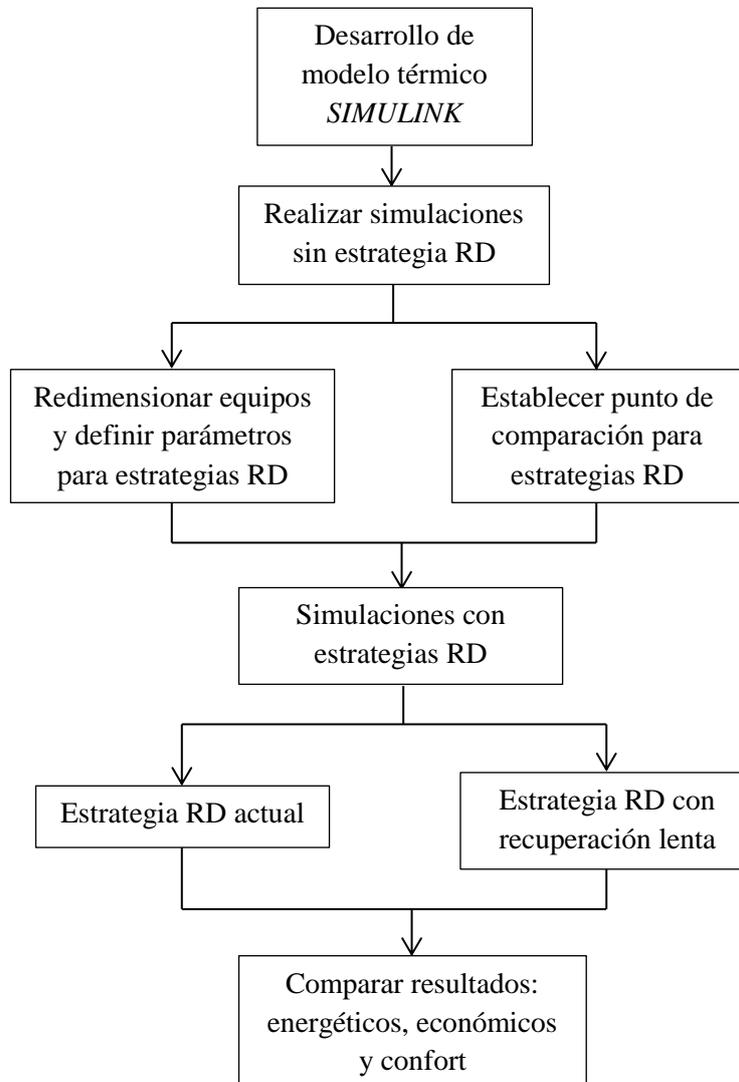


Figura 11. Diagrama de propuesta metodológica

La evaluación de las diferentes estrategias de control de cargas se realiza respecto de un día de operación en diferentes escenarios de condiciones climatológicas. Para esto se utiliza un modelo energético del cuarto piso del edificio poniente del PBBP. Este modelo contempla las características descritas en las secciones 3.1.1 y 3.1.2. El funcionamiento del sistema HVAC contempla la operación descrita en la sección 3.1.3. El modelo energético se desarrolla en la plataforma *SIMULINK* de *Matlab*, mediante el *toolbox* de modelamiento energético *SimScape*.

Se usan cuatro escenarios meteorológicos para las evaluaciones:

1. Día de verano promedio.
2. Día de verano *peak*.
3. Día de invierno promedio.
4. Día de invierno *peak*.

Estos escenarios se presentan en detalle en la sección 4.34.2.

Se siguen tres pasos metodológicos para realizar la evaluación propuesta. En primer lugar, se establece la línea base. Para ello se realizan simulaciones de desempeño energético del complejo Bauchef Poniente sin ninguna acción de control. Estas simulaciones persiguen dos fines:

1. Establecer una línea base del desempeño energético del edificio para el correcto dimensionamiento de los equipos y de la demanda de potencia. De modo de dimensionar los equipos para satisfacer las demandas máximas anuales, las simulaciones se hacen con condiciones climáticas extremas de verano y de invierno. A partir de estos resultados se reestablece la potencia máxima disponible de los sistemas de generación de energía térmica, *chiller* y bombas de calor para las acciones RD. También se fija el punto de ajuste de demanda de potencia eléctrica para el control de cargas que se define en la sección 3.1.5.2.
2. Disponer de un punto de comparación para las estrategias de control de cargas. Para esto se simula usando los escenarios de clima anteriormente mencionados.

Como segundo paso, una vez fijados los nuevos parámetros del modelo se procede a realizar las simulaciones de las distintas estrategias de control de carga. La estrategia actual que se aplica en el complejo Bauchef Poniente se simula en base a la administración energética expuesta en la sección 3.1.5.2. En ella se aplican acciones propias de estrategias de limitación de demanda y recorte de punta.

La nueva estrategia aplica acciones de prevención de rebote y de reducción de cargas. Los resultados de las simulaciones se comparan con el caso base de modo de evaluar su desempeño en términos de costo eléctrico y confort de los ocupantes. También se compara el efecto de las nuevas estrategias de control de cargas sobre la estrategia actual.

Finalmente, se evalúa los resultados de las estrategias propuestas en base a un conjunto de indicadores. En términos económicos, la evaluación se centró una estimación del costo anual de energía, calculado a partir de la tarifa AT 4.3. En el confort, se toma en cuenta, por un lado, el PPD promedio que las distintas medidas provocan. Por otro lado, también se toma en cuenta la granularidad de las medidas de control. En ese sentido, se compara la distribución del impacto, en términos de reducción del confort medido como PMV, entre los ocupantes de distintos espacios al aplicar las estrategias.

4.1. Estrategias de Control de Cargas

La primera estrategia que se aplica sirve para prevenir el efecto rebote de las estrategias de ajuste global de temperatura que actualmente aplica el edificio. Se prueba la aplicación de un retorno suave a las condiciones normales de operación. Se desea conocer su aporte en el ahorro de potencia máxima y de energía total. También se estudia su efecto sobre el confort de los ocupantes.

4.1.1. Recuperación Lenta

Esta estrategia se aplica sobre la estrategia actual de control de cargas que utiliza el edificio. En ella se modifica la temperatura objetivo de los espacios durante intervalos de 20 minutos, desde el momento en que se supera el punto de ajuste. La recuperación lenta significa establecer una transición de tipo rampa para el retorno a la temperatura original, luego de finalizar la acción de control. A los 20 minutos de tiempo de espera, desde la aplicación del GTA al retorno a condiciones normales, se le agrega un periodo de recuperación. Este periodo es de media o una hora dependiendo de si se realiza un ajuste de 1,5 o 3°C. Durante este periodo de recuperación se retorna al *setpoint* normal mediante una rampa con pasos de un minuto y resolución de 0,05°C. La Figura 12 muestra un diagrama de la estrategia de recuperación lenta de la temperatura.

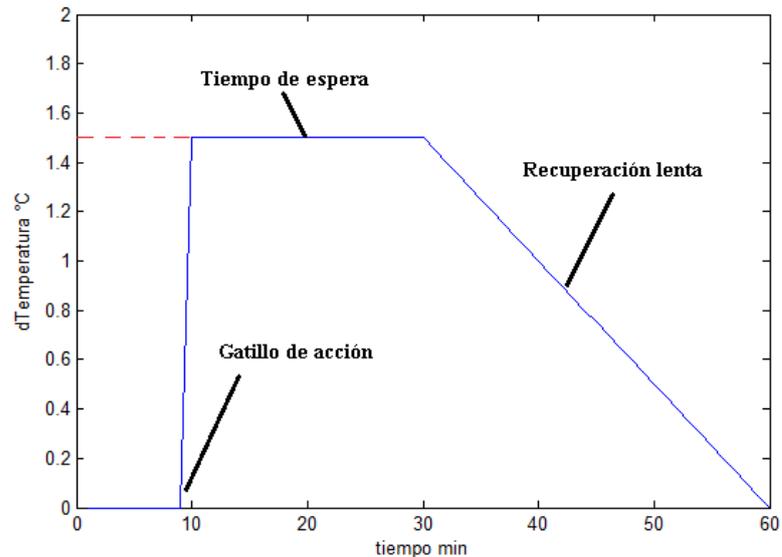


Figura 12. Diagrama de recuperación lenta

De forma adicional a la recuperación lenta, se incorpora más pasos a la calefacción de los espacios durante la mañana. Se establece un aumento paulatino de la temperatura desde 16°C a las 6.00 hrs a 20°C a las 8.00 hrs, mediante escalones de 1°C cada media hora. Esta medida sirve para evitar cargas altas debido a cambios abruptos en el *setpoint* de temperatura de los espacios.

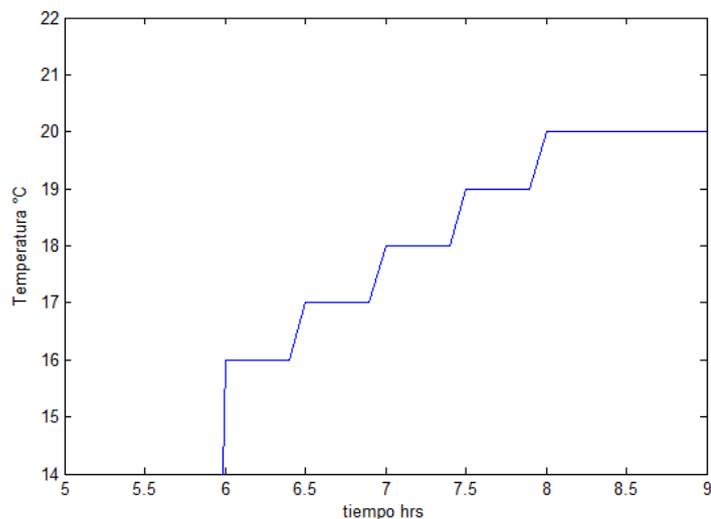


Figura 13. Setpoint de temperatura de calefacción temprana

4.2. Costo Energía

El costo de la energía se estima, en primer lugar, como cobro mensual. Por lo tanto, se excluye de la estimación de costos los cargos relacionados a la demanda energética de otros meses. Por ejemplo, la potencia máxima en hora punta durante invierno solo se considera en el costo por energía de ese mes en particular y no el efecto que tiene en las facturaciones de todo el año. Por otro lado, la tarifa de verano no considera el costo de la energía en hora punta de invierno ya que no es una variable endógena de las simulaciones de verano.

A continuación se muestran las fórmulas utilizadas para calcular primeramente el costo energético en verano (31) e invierno (32).

$$CEnergía_v = CFijo + E \cdot PE + P_{max} \cdot PP \quad (31)$$

$$CEnergía_i = CFijo + E \cdot PE + P_{max} \cdot PP + P_{maxHP} \cdot PP_{HP} \quad (32)$$

Con:

$CEnergía_v$: tarifa en verano en pesos chilenos \$.
$CEnergía_i$: tarifa en invierno \$.
$CFijo$: cargo fijo mensual 1.236,64 \$/mes.
E	: energía total consumida durante el mes kWh .
PE	: cargo por energía 66,895 \$/kWh.
P_{max}	: potencia máxima suministrada durante el mes kW .
PP	: cargo por potencia máxima suministrada durante el mes 645,77 \$/kW/mes.
P_{maxHP}	: potencia máxima suministrada en horario punta durante el mes kW .
PP_{HP}	: cargo por potencia máxima en horario punta 5.073,86 \$/kW/mes.

En los escenarios de invierno y verano, la potencia máxima P_{max} de cada simulación se calcula mediante la ecuación (33). Esta es de la suma de todos los consumos del edificio. Luego se escoge la mayor de las potencias máximas entre los escenarios punta y promedio de cada mes.

$$P_{max} = \max(P_{eq,t} + P_{lum,t} + P_{Q,t} + P_{f,t} + P_{v,t} + P_{b,t}) \quad (33)$$

Donde,

$P_{eq,t}$: Potencia de los equipos de enchufe kW
$P_{lum,t}$: Potencia de las luminarias kW .
$P_{Q,t}$: Potencia de <i>chiller</i> y bombas de calor kW .
$P_{f,t}$: Potencia de equipos <i>fancoil</i> y MMA kW .
$P_{v,t}$: Potencia de ventilación kW .
$P_{b,t}$: Potencia de bombas de agua kW .

De estas potencias, P_{eq} y P_{lum} son iguales durante todos los meses y casos, ya que sólo dependen de la ocupación de los espacios. Las demás potencias están asociadas al sistema de climatización y ventilación. Por lo tanto, su valor varía dependiendo de las estrategias de control de cargas que se aplican y el mes donde se evalúa. La potencia máxima de invierno en hora punta P_{maxHP_mes} se calcula de manera análoga a P_{max} . La energía mensual E es la suma ponderada de las potencias vistas en (33) por el tiempo. Para su cálculo siempre se usa el resultado de los escenarios promedio. En él sólo se considera la ocupación de los espacios durante los 5 días hábiles de la semana, por lo que la energía de un día se multiplica por 22 días.

Habiendo comparado inicialmente el desempeño energético de los casos planteados, se procede a una evaluación del costo anual de cada estrategia. La evaluación se hace de manera diferencial,

comparando el ahorro en la tarifa respecto al caso base de las distintas estrategias. Dado que las estrategias se aplican solamente para los escenarios de invierno, el ahorro anual se estima a partir de las variables calculadas en dicho escenario. Los detalles de la metodología de evaluación se muestran en la discusión.

4.3. Escenarios Meteorológicos

Se escogen escenarios que representan el comportamiento meteorológico típico del mes más caluroso y el más frío. Se han escogido debido a distintas variables que interesa analizar al plantear la evaluación de estrategias de control de cargas. En estos escenarios extremos, tanto los impactos en costo energético como en el confort son mayores, por lo tanto son más útiles para el diseño de estrategias. Para las simulaciones de verano se escoge el mes de Enero, y para invierno, la de Julio.

La temperatura ambiente exterior y la información de nubosidad que se utiliza en las simulaciones proviene del documento *International Weather for Energy Calculations* elaborado por la ASHRAE (2009). Este documento se basa en la recopilación de datos históricos climatológicos de distintas regiones del mundo. La temperatura exterior supuesta para las simulaciones se extrae de los datos de temperaturas de bulbo seco promedio mensuales. Estos datos aparecen registrados como promedio horario para cada mes (ver Anexos 0).

En las simulaciones de temperatura punta se utilizó data proporcionada en el ASHRAE *Fundamental Handbook* (1997), capítulo 26, en la sección de condiciones de diseño. Para generar los escenarios se considera la temperatura de diseño que satisface el 99% de los casos. Esto es, temperaturas extremas de frío y calor, que satisfacen que el 99% del tiempo la temperatura ambiente se encuentra dentro del rango comprendido entre ellas. La información que proporciona la ASHRAE para Chile es 30,9°C en verano y -0,1°C en invierno.

Para generar el perfil diario de temperatura de los escenarios punta se utiliza el mismo perfil de temperatura que en los escenarios promedio, desplazado en un delta de temperatura de modo de registrar las temperaturas mencionadas. En verano el delta es de +1,7°C y en invierno de -5°C. La Figura 14 muestra las curvas utilizadas en cada escenario.

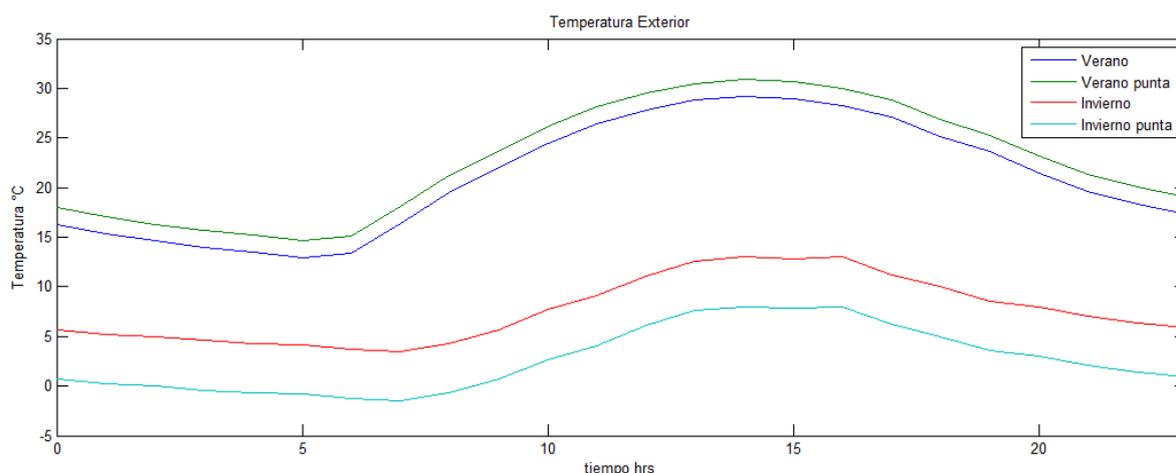


Figura 14. Temperatura exterior promedio. Detalle en Anexos 0.

La radiación solar que se utiliza en las simulaciones se calcula mediante el modelo de Perrin de Brichambaut, presentado en la sección 2.4.2. Las fechas escogidas para el cálculo de la radiación son el 21 de Enero y 21 de Julio. Se considera la irradiancia sobre superficies verticales con sus normales en sentido Norte 0°, Poniente 87°, Sur 180° y Este 270°. En la Figura 15 se muestra la forma de las radiaciones en verano e invierno según este modelo.

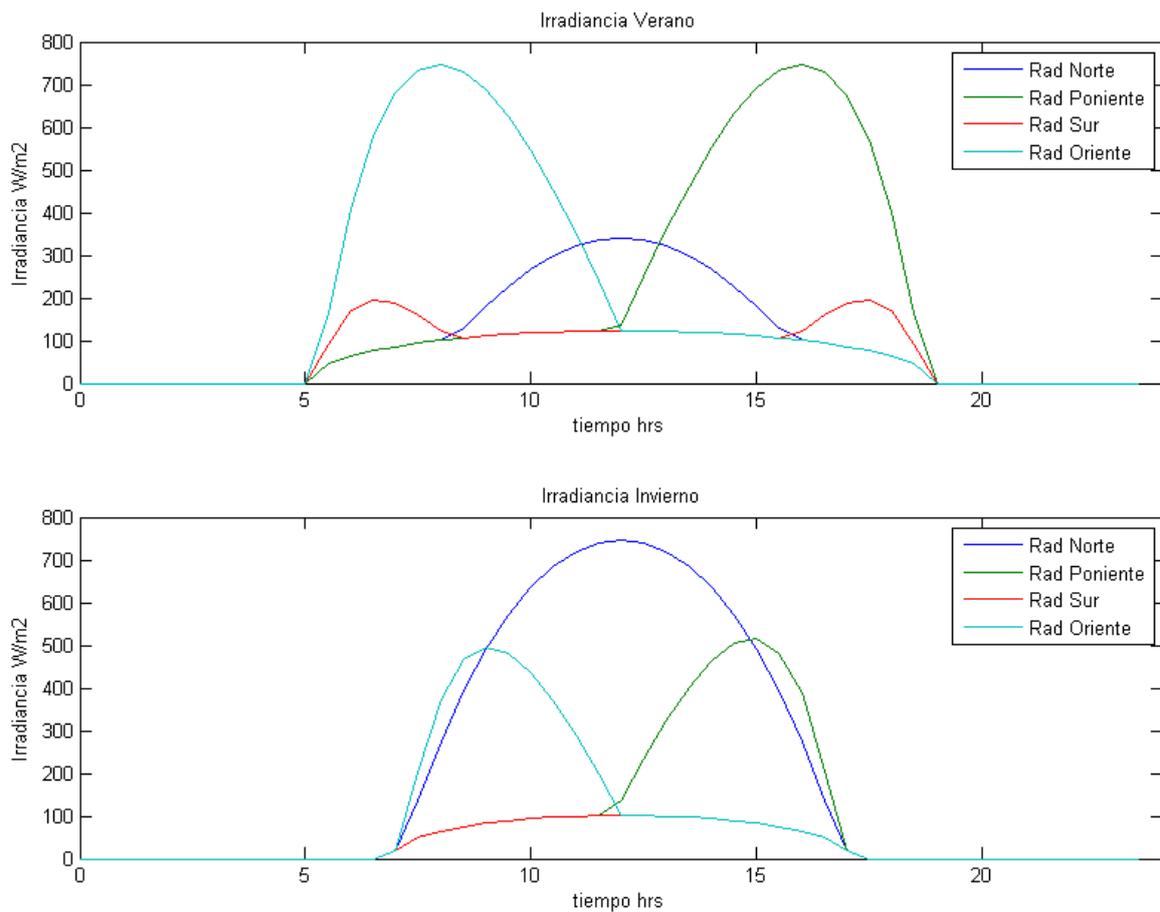


Figura 15. Irradiancia verano e invierno modelo Perrin de Brichambaut

A la radiación resultante se le resta una fracción producto del efecto de la nubosidad opaca. La Figura 16 muestra la nubosidad que se utilizó en los escenarios de invierno y verano. En el escenario de verano punta se consideró que la nubosidad es nula

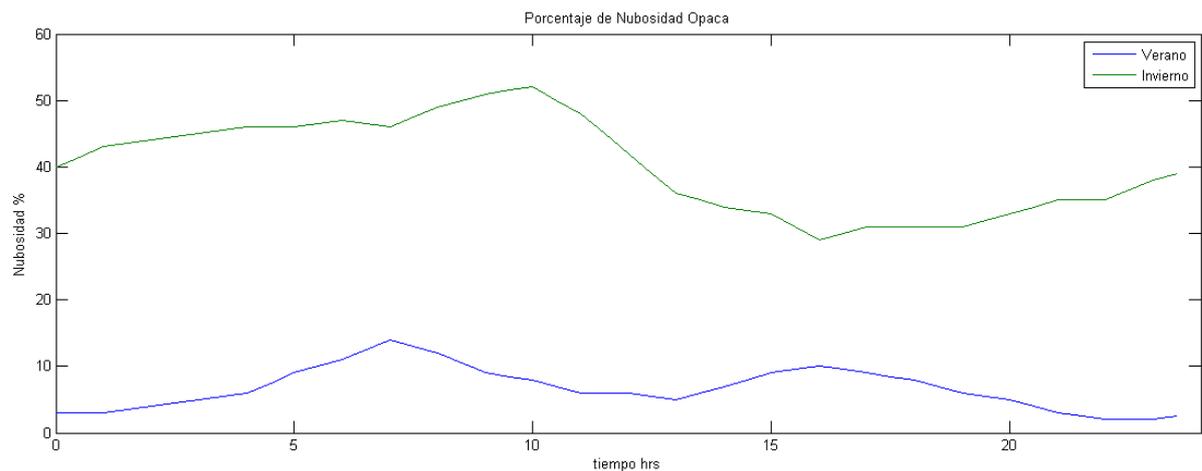


Figura 16. Porcentaje de nubosidad opaca verano e invierno

4.4. Cálculo de PMV

El PMV se calcula a partir de las ecuaciones vistas en 2.3.1. Este índice de confort se obtiene a partir del balance térmico de una persona con su ambiente. El cálculo toma en cuenta el metabolismo y trabajo que realiza una persona, y las condiciones ambientales a las que está sometido. Ciertos parámetros necesarios para calcular este índice no están internalizados en el modelo térmico

desarrollado. Por ende, el cálculo del PMV toma en consideración los supuestos que se exponen a continuación.

Dado que no hay cálculo de la humedad relativa del interior del edificio, esta se asume constante igual a 50%, tanto en invierno como en verano. Para calcular el PMV se trabaja con la presión de vapor (P_a), que está en función tanto de la temperatura ambiente como de la humedad relativa. La presión de vapor se asume constante a lo largo del día para una temperatura de 23°C en verano y 20°C en invierno (que corresponden a los *setpoint* de temperatura de ciclo de enfriamiento y calefacción por *default*). Las presiones de vapor utilizadas aparecen en la Tabla 20.

Tabla 20. Presión de vapor para cálculo de PMV

Escenario	Presión de vapor P_a
Verano promedio/punta	2.815
Invierno promedio/punta	2.339

Respecto de la vestimenta de los ocupantes, esta se fija en 0,75 *clo* en verano y 1 *clo* durante el invierno. Por otro lado, el calor metabólico sensible se aproxima a 70 W/m^2 y el trabajo se considera nulo.

Finalmente, para el cálculo de las temperaturas radiantes medias (TRM), se utiliza la fórmula propuesta por Fanger [6]. Ella considera que en cierta ubicación dentro de un espacio, la TRM es el resultado de la ponderación de la temperatura bulbo seco de cada superficie de la envolvente de dicho espacio, con su factor de ángulo respecto de dicha ubicación (34). El cálculo de estos factores de ángulo se obtuvo de la manera señalada en REHVA *Guidebook no.7* [17] (las ecuaciones se pueden ver en el Anexo 0).

$$T_{mrt} = \sqrt[4]{F_1 \cdot T_1^4 + \dots + F_N \cdot T_N^4} \quad (34)$$

Con,

F_i : el factor de ángulo de la superficie i respecto de la ubicación.

T_i : la temperatura de la superficie i K .

Para agregar el efecto de la radiación solar directa sobre la temperatura radiante media se emplea la ecuación (35) [18]. En ella, la radiación solar directa se pondera por el factor de proyección (f_p) y el coeficiente de absorción estándar de una persona vestida ($\alpha_k = 0,7$). El factor de proyección estima la porción del cuerpo de una persona que recibe la radiación solar (ver Figura 17). Su fórmula se muestra en (36).

$$T_{mrtRD} = \sqrt[4]{T_{mrt}^4 + \alpha_k \cdot f_p \cdot RadD \cdot Filtro / \varepsilon_p \cdot \sigma} \quad (35)$$

$$f_p = 0,308 \cdot \cos(h \cdot (1 - h^2/14,382)) \quad (36)$$

Donde,

$RadD$: es la irradiancia directa en la superficie del termopanel del espacio W/m^2

$Filtro$: es el factor de transmisión agregado de las capas del termopanel.

ε_p : es la emisividad típica de la piel 0,97

σ : es la constante de Stefan-Boltzman $W/m^2 \cdot K^4$.

h : es el ángulo de altura solar en radianes.

azimuth	Altura Solar			
	0°	30°	60°	90°
0°				
90°				

Figura 17. Factor de proyección. [18]

El cálculo del PPD promedio, que se utiliza para la evaluación de las estrategias de control de cargas, se muestra en la ecuación (37). El confort se calcula a partir del promedio de la temperatura bulbo seco y radiante media medida durante intervalos de 15 minutos. Solo se considera el periodo comprendido entre 8.00 y 21.00 hrs en este cálculo, dado que es el periodo de ocupación del edificio. Esto comprende 52 intervalos. Por otro lado, no se toma en cuenta el confort en los espacios de servicios debido a que su ocupación se considera nula en todos los instantes. El promedio calculado considera una ponderación por la ocupación de cada espacio (38) y el intervalo de tiempo.

$$\overline{PPD} = \frac{\sum_{t=1}^{52} \sum_{e=1}^8 PPD_{e,t} \cdot oc_{e,t}}{\max(\sum_{e=1}^8 oc_{e,t}) \cdot 52} \quad (37)$$

$$oc_{e,t} = r_{oc_{e,t}} \cdot \rho_{oc_e} \cdot A_e \quad (38)$$

Aquí,

$r_{oc_{e,t}}$: es la tasa de ocupación del espacio e en el instante t .

ρ_{oc_e} : es la densidad de ocupación del espacio e .

A_e : es el área del piso de cada espacio e .

El producto de estos tres términos representa la ocupación efectiva del espacio e en el instante t . La ocupación máxima que se registra durante el día se usa de modo de ponderar el número de ocupantes de cada instante.

5. Modelamiento de la Planta

A continuación se presenta la modelación del cuarto piso del edificio Beauchef Poniente. Este modelo se emplea para la simulación y evaluación de las estrategias de gestión de cargas.

Las ecuaciones que rigen al modelo de circuito térmico desarrollado en este trabajo se basan en las siguientes simplificaciones.

- Se asume una temperatura única a lo largo de todo el volumen de cada habitación. Modelos más exactos son significativamente más complejos y no facilitan la derivación de leyes de control.
- Se asume un calor específico del aire constante de $1,007 J/g \cdot K$. Este supuesto tiene un 0,1% de error dentro del rango de temperatura dentro de un edificio.
- Todas las habitaciones están a la misma presión que la de los ductos de aire. El intercambio de aire entre una sala y la ventilación se hace de manera isobárica, por lo que la masa de aire en la sala (m) no varía en el proceso. La tasa de entrada y salida de aire se denota como \dot{m} .
- No se tomó en cuenta la radiación de onda larga entre muros internos del edificio. Ya que la diferencia de temperatura entre habitaciones debiese ser pequeño este efecto debiese ser mínimo.
- La capacidad térmica de todos los materiales, salvo el hormigón y el aire, se considera despreciable.
- La pérdida de calor metabólica de los ocupantes, carga eléctrica de los equipos y luminarias de los espacios se modelan como fuentes de calor ideales. Las potencias caloríficas son iguales a la potencia de los equipos dado que, por su naturaleza, la disipación de energía se traduce a la larga en calor radiante.
- En las estructuras con hormigón (muros y pisos) se asumió que la acumulación de calor ocurre en la mitad del muro.
- La radiación solar que se transmite a través de ventanas es absorbida totalmente por el piso del espacio correspondiente.

El modelo se desarrolló en *Simulink* de MATLAB utilizando el *toolbox SimScape* de modelamiento térmico. A continuación se detalla el modelo térmico del edificio que contempla estas simplificaciones.

5.1. Resistencias y Capacitancias

Las resistencias térmicas conductivas de la envolvente se calcularon con ayuda del *software RetScreen 4* a partir de la información entregada en la sección 3.1.1.2. La Tabla 21 muestra los valores resultantes utilizados en el modelo energético.

Tabla 21. Resistividades modelo térmico

Envolvente	Resistividad $m^2 \cdot K/W$
Muro	0,422
Tabique	0,460
Piso	0,276
Termopanel	0,299
Vidrio Interior	0,293

A partir de estas resistividades se calculó la resistencia térmica de cada una de las superficies de la envolvente mediante la ecuación (39).

$$R_{cond i} = r_i/A_i \quad (39)$$

Donde,

- $R_{cond i}$: es la resistencia térmica conductiva de la superficie i K/W .
 r_i : es la resistividad conductiva de la superficie i $m^2 \cdot K/W$.
 A_i : es el área de la superficie i m^2 .

Los coeficientes de convección del aire se extrajeron de la sección 2.4.2.2. Los valores utilizados se muestran en la Tabla 22.

Tabla 22. Coeficientes de convección modelo térmico

Envolvente	Coefficiente de convección $W/m^2 \cdot K$
Muro exterior	34
Muro interior	9,26
Piso	8,29

A partir de estos coeficientes se calcularon las resistencias convectivas de cada superficie a partir de (40).

$$R_{conv i} = 1/h_i A_i \quad (40)$$

Donde,

- $R_{conv i}$: es la resistencia térmica convectiva de la superficie i K/W .
 h_i : es la resistividad convectiva de la superficie i $W/K \cdot m^2$.
 A_i : es el área de la superficie i m^2 .

De acuerdo a la revisión bibliográfica, la transmisión de calor por radiación de onda larga es proporcional a la diferencia de la potencia a la cuarta de las temperaturas de la superficie del edificio y de la bóveda celeste. La contante de proporcionalidad que define la fracción de la irradiancia que se transmite en forma de calor se llama coeficiente de radiación y sus unidades son $W/m^2 \cdot K^4$. Este se define a continuación.

$$cr_i = \varepsilon_i \cdot \sigma \cdot f_{ib} \quad (41)$$

Con,

- ε_i : la emisividad de la capa externa de la envolvente i .
 σ : la constante de Stefan-Boltzman $W/m^2 \cdot K^4$.
 f_{ib} : el factor de ángulo de la envolvente i con la bóveda celeste.

Este último se asume igual a 1. Tomando los valores de emisividad entregados en la sección 3.1.1.2, los valores que se calculan de los coeficientes radiativos son los que se muestran en la Tabla 23.

Tabla 23. Coeficientes de radiación modelo

Superficie	Coefficiente de radiación $W/m^2 \cdot K^4$
Muro exterior	$3,97 \cdot 10^{-6}$
Termopanel	$4,76 \cdot 10^{-6}$

A partir de estos valores es posible calcular la resistencia radiativa W/K^4 de una superficie i mediante la ecuación (42).

$$R_{rad\ i} = 1/cr_i \cdot A_i \quad (42)$$

Donde A_i es el área de la superficie i .

Las capacitancias o masas térmicas de las envolventes de hormigón y de los volúmenes de aire de los espacios se modelaron a partir de su calor específico y masa. Donde la masa es el producto entre la densidad y el volumen de cada uno (43).

$$C_i = \rho_i \cdot V_i \cdot c_{p\ i} \quad (43)$$

Aquí se tiene que,

- C_i : es la capacitancia térmica del hormigón o habitación i K/W .
- ρ_i : es la densidad del hormigón o habitación i kg/m^3 .
- V_i : es el volumen del hormigón o habitación i m^3 .
- $c_{p\ i}$: es el calor específico del hormigón o habitación i $J/kg \cdot K$.

5.2. Ecuaciones de Balance Térmico

Teniendo las resistencias y capacitancias es posible plantear las ecuaciones de balance térmico de las envolventes que determinan el comportamiento térmico de cada espacio. A continuación, se muestra el modelo implementado en *Simulink* de cada superficie de la envolvente del edificio. A partir de estos modelos se desarrollan las ecuaciones de balance térmico que rigen el comportamiento térmico de cada superficie. Finalmente, se muestra el modelo térmico y la ecuación de flujo de calor de un espacio genérico del edificio.

5.2.1. Muros Exteriores

El modelo de los muros exteriores es el que se muestra en la Figura 18.

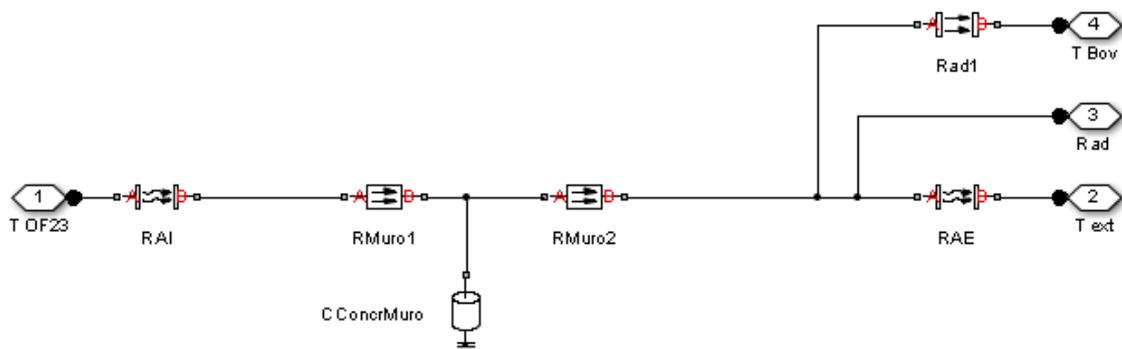


Figura 18. Modelo de muro externo. Muro poniente de la oficina 23.

Las componentes del modelo son:

- T_{OF23} : temperatura del interior del espacio (en este caso la oficina 23).
- R_{AI} : resistencia térmica convectiva del interior de la oficina con la superficie interna del muro.
- $C_{ConcrMuro}$: capacidad térmica del muro.
- $R_{Muro1,2}$: resistencia térmica conductiva del muro. Cada resistencia considera la mitad del grosor total del muro.
- R_{AE} : resistencia térmica convectiva del aire exterior con la superficie externa del muro.
- T_{ext} : Temperatura ambiente al exterior del edificio.

- Rad : radiación solar incidente en la superficie exterior del muro.
- Rad_1 : Resistencia radiativa de onda larga de la capa externa del muro.
- T_{Bov} : Temperatura de la bóveda celeste (6°C bajo la temperatura ambiente)

Al igual que sucede en un modelo de circuito eléctrico, donde a cada nodo le corresponde una tensión, los nodos tienen asociadas una temperatura. Las temperaturas externa y de bóveda funcionan como fuentes ideales que no varían con las fluctuaciones de temperatura en el resto del modelo. La radiación solar, en cambio, opera como una fuente ideal de calor, lo que en un circuito eléctrico sería análogo a una fuente de corriente.

Es posible describir este modelo para un muro genérico mediante las siguientes ecuaciones de balance térmico:

$$\frac{T_{ext} - T_{mxl}}{R_{AEI}} + \frac{T_i - T_{ml}}{\frac{R_{ml}}{2} + R_{AI}} + q_{radl} = C_{ml} \cdot \frac{dT_{ml}}{dt} \quad (44)$$

$$\frac{T_{mxl} - T_{ml}}{\frac{R_{ml}}{2}} + \frac{T_i - T_{ml}}{\frac{R_{ml}}{2} + R_{AI}} = C_{ml} \cdot \frac{dT_{ml}}{dt} \quad (45)$$

Donde,

- T_{ext} : es la temperatura del aire exterior K .
- T_{mxl} : es la temperatura de la superficie exterior del muro l K .
- T_i : es la temperatura dentro del espacio i .
- T_{ml} : es la temperatura del muro l K .
- R_{ml} : es la resistencia térmica conductiva del muro l K/W .
- R_{AEI} : es la resistencia convectiva del aire exterior con el muro l K/W .
- R_{AI} : es la resistencia convectiva del aire interior con el muro l K/W .
- q_{radl} : es la suma de las ganancias de calor por radiación de onda larga y onda corta de l W .
- C_{ml} : es la capacitancia térmica del muro l J/K .
- t : es el tiempo.

Las ecuaciones (44) y (45) se pueden combinar generando la ecuación de estado de la temperatura del muro l .

$$\frac{T_{ext} - T_{ml}}{\frac{R_{ml}}{2} + R_{AEI}} + k_1 \cdot q_{radl} + \frac{T_i - T_{ml}}{\frac{R_{ml}}{2} + R_{AI}} = C_{ml} \cdot \frac{dT_{ml}}{dt} \quad (46)$$

Donde,

$$k_1 = \frac{R_{AEI}}{\frac{R_{ml}}{2} + R_{AEI}}$$

También se plantea la ecuación del calor que se traspa desde el muro l al espacio i (q_{mli}).

$$\frac{T_m - T_i}{\frac{R_m}{2} + R_{AI}} = q_{mli} \quad (47)$$

La ganancia de calor por radiación q_{radl} tiene dos componentes, radiación de onda larga q_{radOLl} y radiación de onda corta q_{radOCl} . Como se puede ver en (48) la radiación total que es absorbida por el muro depende del área del mismo y de la absorptividad solar y térmica de su capa externa. Las ecuaciones (49) y (50) describen las radiaciones de onda larga y de onda corta.

$$q_{radl} = A_l \cdot (\alpha_{Tm} \cdot q_{radOLl} + \alpha_{Sm} \cdot q_{radOCl}) \quad (48)$$

$$q_{radOLl} = \varepsilon_m \cdot \sigma \cdot f_{mb} \cdot (T_{Bov}^4 - T_{mxl}^4) \quad (49)$$

$$q_{radOCl} = (I \cdot \cos(\theta_l) + D) \cdot (1 - Nub) \quad (50)$$

Donde,

- A_l : es el área de la superficie l m^2 .
- α_{Tm} : es el coeficiente de absorptancia térmica de la capa externa de los muros.
- α_{Sm} : es el coeficiente de absorptancia solar de la capa externa de los muros.
- ε_m : es el coeficiente de emisividad de la capa externa de los muro.
- σ : es la constante e Boltzman $5,67 \cdot 10^{-8} W/m^2 \cdot K^4$.
- f_{mb} : es el factor de forma entre muro y bóveda celeste con valor 1.
- Nub : es el porcentaje de cielo cubierto por nubosidad opaca.

Los valores de coeficientes de absorptancia y emisividad se pueden sacar de la sección 3.1.1.2. Como se mencionó antes, el factor de forma del muro respecto de la bóveda celeste se puede suponer igual a 1. El término $I \cdot \cos(\theta_l) + D$ es la irradiancia directa y difusa sobre el muro l . Esta se calcula a partir del modelo de Perrin de Brichambaut usando el ángulo de incidencia solar θ_l .

La simbología adoptada en estas ecuaciones se sigue utilizando con el mismo significado en el resto de las ecuaciones del modelo. Lo mismo se hace en las ecuaciones subsecuentes.

5.2.2. Particiones de tabiquería

La Figura 19 muestra el modelo de las particiones que se usó en las simulaciones. A diferencia del muro exterior, la tabiquería separa dos espacios interiores y por lo tanto es simétrica.

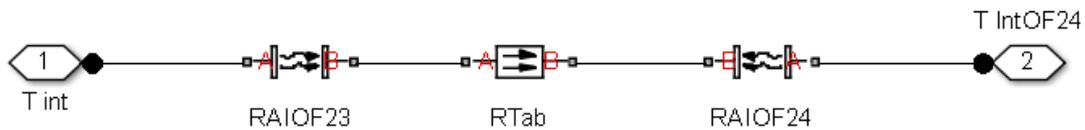


Figura 19. Modelo partición tabiquería. Partición entre oficina 23 y oficina 24.

En él:

- T_{int} : representa la temperatura en una oficina (en este caso la oficina 23)
- $R_{AIOF23,24}$: es la resistencia térmica convectiva del interior de la oficina respecto de la partición (en este caso para las oficinas adyacentes 23 y 24). Dado que el área de la superficie es igual a ambos lados, se asume que ambas resistencias convectivas son iguales.
- R_{Tab} : es la resistencia conductiva de la partición.
- $T_{IntOF24}$: Temperatura interior de la oficina adyacente a la oficina de T_{int} (en este caso la oficina 24).

El balance térmico de las particiones se obtiene a partir de la ecuación (51). Con ella se calcula el flujo de calor desde un espacio j a un espacio adyacente i a través de la partición l .

$$\frac{T_j - T_i}{2 \cdot R_{All} + R_{pl}} = q_{plji} \quad (51)$$

Con,

- q_{pli} : la transferencia de calor a través de la partición l desde el espacio j al espacio i W .
- T_j : la temperatura interior del espacio j K .
- R_{pl} : la resistencia conductiva de la partición l K/W .

5.2.3. Termopanel

La mayor parte de la envolvente externa del edificio es termopanel. La Figura 20 muestra el modelo en *Simulink* de esta superficie.

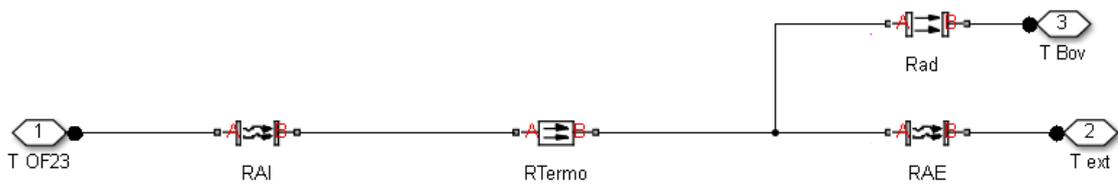


Figura 20. Modelo termopanel. Ventana poniente oficina 23.

- T_{OF23} : temperatura al interior de la oficina (oficina 23 en este caso).
- R_{AI} : resistencia térmica convectiva del aire interior.
- R_{Termo} : resistencia térmica conductiva equivalente del termopanel.
- R_{AE} : resistencia térmica convectiva con el aire exterior.
- Rad : resistencia térmica radiativa exterior.
- T_{Bov} : temperatura de la bóveda celeste estimada en $6^{\circ}C$ bajo la temperatura exterior.
- T_{ext} : temperatura del aire exterior.

Las ecuaciones de balance térmico que describen al termopanel son las siguientes:

$$\frac{T_{ext} - T_{Txl}}{R_{AEI}} + \alpha_{TT} \cdot A_l \cdot q_{radOLl} = \frac{T_{Txl} - T_i}{R_{Tl} + R_{All}} \quad (52)$$

$$\frac{T_{Txl} - T_i}{R_{Tl} + R_{All}} = q_{Tli} \quad (53)$$

Con,

- T_{Txl} : es la temperatura de la superficie exterior del termopanel l K .
- α_{TT} : es el coeficiente de absorbancia térmica del termopanel.
- q_{radOLl} : es la radiación de onda larga en el termopanel l W .
- R_{Tl} : es la resistencia térmica del termopanel l K/W .
- A_l : es el área de la superficie l m^2 .
- q_{Tli} : es la transferencia de calor del termopanel l hacia el espacio i W .

Combinando las ecuaciones (52) y (53) resulta la ecuación (56) que describe la transferencia de calor desde el exterior al espacio i mediante el termopanel.

$$\frac{T_{ext} - T_i}{R_{AEI} + R_{Tl} + R_{All}} + k_2 \cdot q_{radOLl} = q_{Tli} \quad (54)$$

Donde,

$$k_2 = \alpha_{TT} \cdot A_l \cdot \frac{R_{AEl}}{R_{AEl} + R_{Tl} + R_{Al}}$$

La ecuación de q_{radOLl} es equivalente a (49) de radiación de onda larga en el muro. Se diferencian en que se utiliza la temperatura y emisividad de la capa externa del termopanel l (ϵ_{Tl}). El factor de forma se mantiene igual a 1.

5.2.4. Cristal interior

La siguiente figura muestra el modelo considerado para las particiones de vidrio.

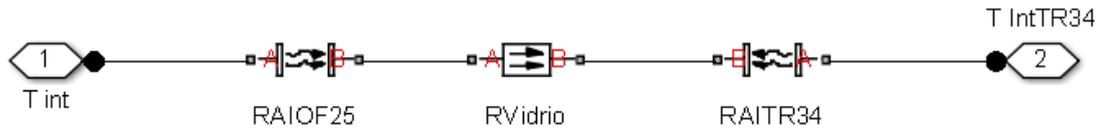


Figura 21. Modelo cristal interior. Separación entre oficina 25 y tránsito 34.

- T_{int} : Temperatura de la oficina (en este caso de la oficina 25).
- R_{Vidrio} : resistencia térmica conductiva equivalente de la partición de vidrio.
- $R_{AIOF25,TR34}$: resistencia térmica convectiva del aire en los espacios adyacentes (en este caso la oficina 25 y tránsito 34). Al igual que en la partición ambas son iguales.
- $T_{IntTR34}$: temperatura del aire del espacio adyacente (tránsito 34).

El balance térmico es similar al de las particiones:

$$\frac{T_j - T_i}{2 \cdot R_{Al} + R_{vl}} = q_{vli} \quad (55)$$

Con,

R_{vl} : la resistencia del vidrio l .

q_{vli} : la transmisión de calor a través del cristal l desde el espacio j al espacio i W .

5.2.5. Piso

El piso no intercambia calor con los demás espacios debido a que los espacios se consideran adiabáticos respecto de los pisos adyacentes. El modelo del piso se puede ver en la Figura 22.

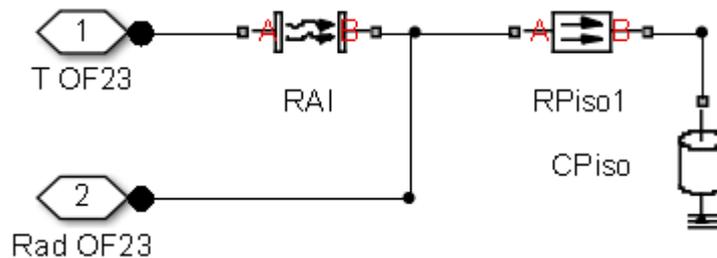


Figura 22. Modelo piso

- T_{OF23} : Temperatura del espacio (en este caso la oficina 23)
- R_{AI} : resistencia térmica convectiva del aire de la oficina respecto del piso.
- C_{Piso} : capacitancia térmica de la capa de hormigón del piso.

- R_{piso1} : resistencia térmica conductiva equivalente del piso. Cada resistencia considera la mitad del grosor total del piso.
- $Rad\ OF23$: es la radiación solar total que entra por las ventanas a la oficina.

El balance térmico del piso lo describen las siguientes ecuaciones.

$$\frac{T_i - T_{sxl}}{\frac{R_{sl}}{2} + R_{APl}} + q_{radOCpl} = C_{sl} \cdot \frac{dT_{sl}}{dt} \quad (56)$$

$$\frac{T_{sxl} - T_{sl}}{\frac{R_{sl}}{2}} = C_{sl} \cdot \frac{dT_{sl}}{dt} \quad (57)$$

Donde se tiene,

- T_{sxl} : temperatura de la capa superior del piso l K .
- R_{sl} : resistencia conductiva del piso l K/W .
- R_{APl} : resistencia convectiva del aire respecto del piso l K/W .
- $q_{radOCsl}$: radiación solar de onda corta que incide en el piso l W .
- C_{sl} : Capacitancia térmica del piso l J/K .
- T_{sxl} : temperatura interna del piso l K .

Estas ecuaciones pueden reordenarse de modo de tener una ecuación de temperatura del piso.

$$\frac{T_i - T_{sl}}{\frac{R_{sl}}{2} + R_{APl}} + k_3 \cdot q_{radOCsl} = C_{sl} \cdot \frac{dT_{sl}}{dt} \quad (58)$$

Con,

$$k_3 = \frac{R_{APl}}{\frac{R_{sl}}{2} + R_{APl}}$$

También se puede calcular el calor que fluye desde el piso l al espacio i (q_{sli}) mediante la ecuación (59).

$$\frac{T_{sxl} - T_i}{\frac{R_{sl}}{2} + R_{APl}} = q_{sli} \quad (59)$$

Combinando esta ecuación con (57) y (58) se puede calcular este flujo de calor en función de la temperatura interior del piso.

$$\frac{T_{sl} - T_i}{\frac{R_{sl}}{2} + R_{APl}} + k_4 \cdot q_{radOCsl} = q_{sli} \quad (60)$$

Donde,

$$k_4 = \frac{\frac{R_{sl}}{2}}{\frac{R_{sl}}{2} + R_{APl}}$$

El modelo asume que toda la radiación que se transmite a través de los termopaneles al interior de los espacios es absorbida por el piso (ASHRAE *Handbook of Fundamentals*). La radiación que incide en

cada termopanel l es q_{radOCl} (ver ecuación (50)). Luego, la ecuación de la radiación de onda corta que atraviesa los termopaneles e incide en el piso se muestra en (61).

$$q_{radOCsl} = t_{sx} \cdot t_{si} \cdot \alpha_{ss} \cdot \sum A_l \cdot q_{radOCl} \quad (61)$$

En donde,

- A_l : Área del termopanel l m^2 .
- t_{sx} : es el coeficiente de transmisividad solar de la capa externa de los termopaneles.
- t_{si} : es el coeficiente de transmisividad solar de la capa interna de los termopaneles.
- α_{ss} : es el coeficiente de absorbanza solar de la capa superior del piso.

En el modelo se usa una absorbanza del piso igual 1. Esto se asume dado que la radiación solar que es reflejada por el piso permanece dentro del sala y finalmente es absorbida dentro la misma. Es decir, se considera que la fracción de radiación que vuelve a salir del espacio es mínima.

5.2.6. Espacios

El comportamiento térmico de los espacio está definido por la combinación de cada una de las superficies descritas anteriormente, que configuran su envolvente. Este dependerá, a su vez, de las ganancias de calor internas dadas por la pérdida de calor metabólico de los ocupantes, la potencia disipada de los equipos y las ganancias térmicas de la climatización y ventilación. La Figura 23 muestra el modelo completo de uno de los espacios (específicamente el espacio de Transito 33). Las partes fundamentales del modelo (encerradas en círculo) se describen a continuación:

- A. Cada caja corresponde a una de las superficies descritas arriba. En este caso corresponden, de arriba abajo, a muro poniente, termopaneles poniente y oriente, piso y particiones interiores de tabique y cristal. Como se puede ver, cada superficie está conectada por un lado al interior de la sala por el lado contrario a otro espacio (exceptuando el piso) o a una fuente ideal de calor.
- B. Es la entrada de aire desde el sistema de climatización y ventilación.
- C. Es la masa térmica del aire interior de la sala.
- D. Es la entrada con la información de la temperatura bulbo seco del exterior. Esta entrada se conecta a muros y termopaneles. También se define la temperatura de la bóveda celeste a partir de esta entrada.
- E. Es la entrada de radiación solar de onda corta que incide en cada superficie del espacio. Esta radiación, o bien, incide sobre los muros exteriores, o se transmite al interior del espacio a través del termopanel e incide sobre el piso.
- F. Es la entrada con la información de tasa de ocupación horaria del espacio. Esta se pondera con la tasa metabólica de los ocupantes y con la potencia de los equipos para simular las ganancias de calor internas.

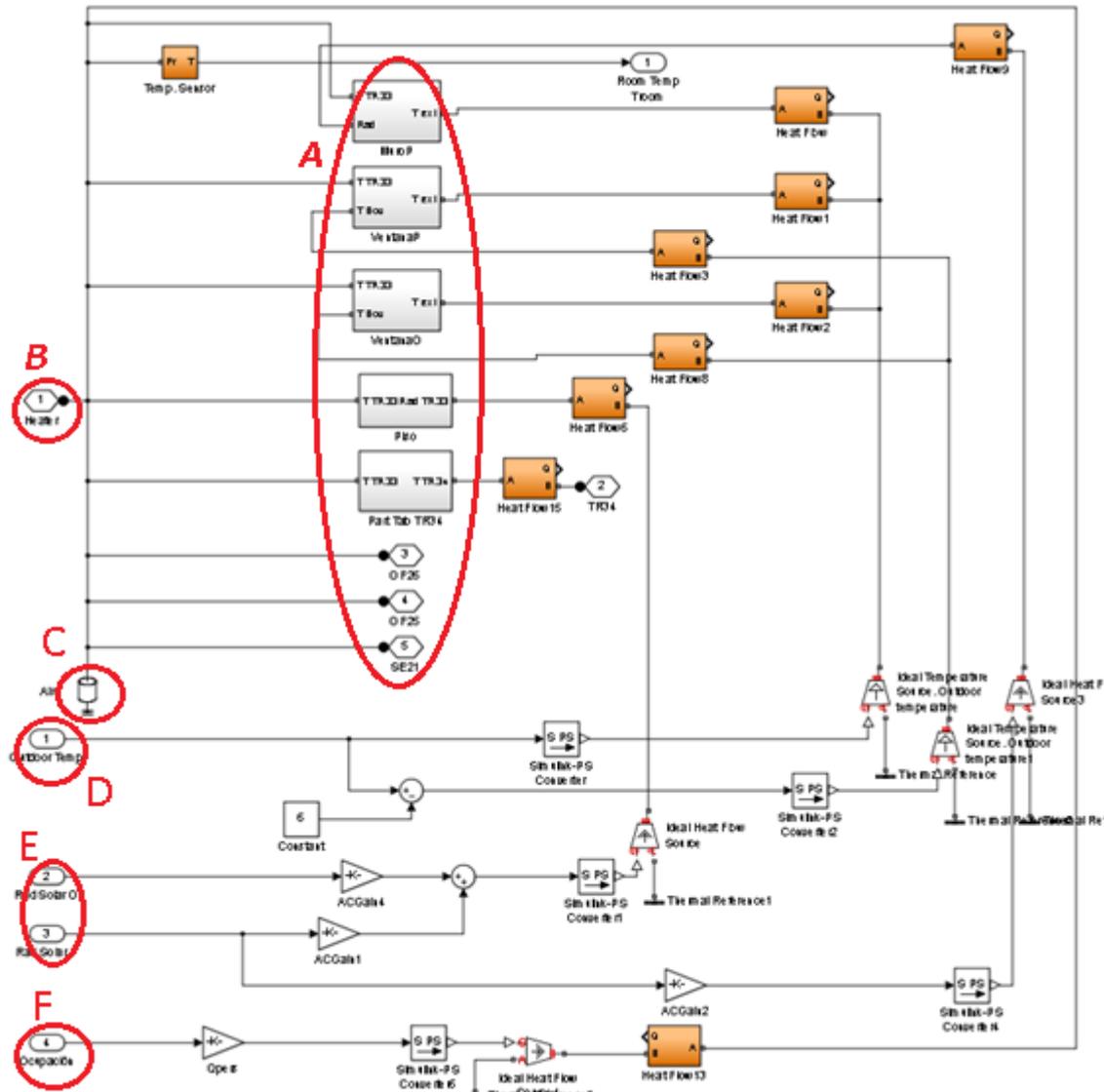


Figura 23. Modelo de espacio

El modelo de intercambio de calor de un espacio genérico i que tiene las cinco superficies anteriormente descritas y las ganancias térmicas descritas se muestra en la ecuación (62).

$$\begin{aligned}
 & \left(\frac{T_m - T_i}{\frac{R_m}{2} + R_{AIm}} \right)_m + \left(\frac{T_{ext} - T_i}{R_{AET} + R_T + R_{AIT}} + k_2 \cdot q_{radOLT} \right)_T \\
 & + \left(\frac{T_j - T_i}{2 \cdot R_{AIp} + R_p} \right)_p + \left(\frac{T_j - T_i}{2 \cdot R_{AIV} + R_v} \right)_v + \left(\frac{T_s - T_i}{\frac{R_s}{2} + R_{APs}} + k_4 \cdot q_{radOCs} \right)_s \\
 & + c_{pa} \cdot [\dot{m}_c \cdot (T_c - T_i) + \dot{m}_v \cdot (T_{ext} - T_i)] + q_{int\ i} = C_{ai} \frac{dT_i}{dt}
 \end{aligned} \tag{62}$$

Donde,

- c_{pa} : es el calor específico del aire $J/kg \cdot K$
- \dot{m}_c : es el caudal de aire de la climatización kg/s
- T_c : temperatura del aire suministrado por la climatización K .
- \dot{m}_v : es el caudal de aire de la ventilación kg/s

$q_{int i}$: es el calor que se genera al interior del espacio W .
 C_{ai} : es la capacitancia calorífica del aire J/K

Las expresiones en paréntesis seguidas de los subíndices m, T, p, v y s son el calor transmitido a través de muros, termopaneles, particiones, vidrios interiores y piso, respectivamente, al interior del espacio. Los mismos subíndices se usan en los parámetros y variables contenidos dentro de cada expresión.

El calor generado al interior de cada espacio está en función de la ocupación y de los equipos y luminarias encendidos. Estos se representan como fuentes de calor ideales cuyas potencias son el calor metabólico de los ocupantes y la potencia total disipada por los equipos y luces. Ambas magnitudes son moduladas por la tasa de ocupación de los espacios (ver ecuación (63)).

$$q_{int i} = r_{oc i} \cdot A_{s i} \cdot (\rho_{oc i} \cdot M_i + P_{eq i} + P_{lum i}) \quad (63)$$

Donde,

$r_{oc i}$: es la tasa de ocupación del espacio i .
 $A_{s i}$: es el área del piso del espacio i m^2 .
 $\rho_{oc i}$: es la densidad de ocupación del espacio i $personas/m^2$.
 M_i : tasa metabólica de los ocupantes del espacio i $W/personas$.
 $P_{eq i}$: potencia de los equipos del espacio i W .
 $P_{lum i}$: potencia disipada en iluminación en el espacio i W .

5.2.7. Formulación en el Espacio Estado

Es posible representar el modelo mediante su representación en variables de estado. La representación queda de la siguiente forma.

$$\dot{x} = A \cdot x + f(u, x) \quad (64)$$

Donde x representa el vector de variables de estado del edificio y \dot{x} es su derivada. La función $f(u, x)$ representa las entradas del modelo y funciones no lineales que determinan su comportamiento. La matriz A define parámetros del modelo. A continuación se definen las componentes de la representación en variables de estado.

El vector de estados contiene las temperaturas de muros, pisos y espacios. La temperatura de oficinas (OF23-OF26), servicios (SE21 y SE22), tránsito (TR33-TR35) y laboratorio (LA06) pasan a indexarse con un número del 1 al 10, en orden correlativo.

$$x = [T_{m1} \quad \dots \quad T_{m5} \quad T_{s1} \quad \dots \quad T_{s10} \quad T_1 \quad \dots \quad T_{10}] \quad (65)$$

La matriz A conceptualmente es análoga a una matriz de admitancias. Esta básicamente contiene el inverso de las resistencias que separan a cada superficie y espacio, de las superficies y espacios que los rodean. A continuación se definen los términos de la matriz A de 25×25 . Para esto se divide la matriz de la forma que se muestra a continuación.

$$A = \begin{bmatrix} A_{mm} & A_{ms} & A_{me} \\ A_{sm} & A_{ss} & A_{se} \\ A_{em} & A_{sm} & A_{ee} \end{bmatrix} \quad (66)$$

Donde A_{mm} es una matriz cuadrada diagonalizada de 5x5 con cada elemento de su diagonal igual a_{mmii} . Los elementos de esta matriz son las admitancias caloríficas del muro respecto del aire interior del espacio que envuelve y el aire exterior.

$$a_{mmii} = -\frac{1}{C_{mi}} \left(\frac{1}{\frac{R_{mi}}{2} + R_{AEmi}} + \frac{1}{\frac{R_{mi}}{2} + R_{Almi}} \right) \quad (67)$$

Las matrices A_{ms} y A_{sm} son matrices con todos sus elementos iguales a 0. Estas matrices representan la relación calorífica entre muros y pisos, que es nula en este modelo.

En el modelo, tienen muros los espacios 1 (muro 1), 5 (muro 2), 6 (muro 3 y 4) y 10 (muro 5). La matriz de admitancias de los muros con respecto sus espacios es A_{me} de 5x10. Sus elementos son a_{meij} con i el número del muro y j el número del espacio correspondiente (68). El resto de los elementos de la matriz son nulos.

$$a_{meij} = \frac{1}{C_{mi}} \cdot \frac{1}{\frac{R_{mi}}{2} + R_{AEmi}} \quad (68)$$

La matriz A_{ss} muestra la admitancia del piso respecto de todos los espacios que lo rodean. Esta matriz es diagonal y su dimensión es de 10x10. Dado que el piso solo se relaciona con el espacio interior al que pertenece, sus elementos a_{ssii} resultan:

$$a_{ssii} = -\frac{1}{C_{si}} \cdot \frac{1}{\frac{R_{si}}{2} + R_{APi}} \quad (69)$$

La relación de admitancia entre los espacios y sus pisos correspondientes está contenida en la matriz A_{se} . Dado que la relación entre pisos y espacios es biunívoca, esta matriz es diagonal de dimensión 10x10. Los elementos de la diagonal se muestran en (70).

$$a_{seii} = \frac{1}{C_{si}} \cdot \frac{1}{\frac{R_{si}}{2} + R_{APi}} \quad (70)$$

La matriz A_{em} de 5x5 es la matriz de admitancia de los espacios respecto de los muros de su envolvente. Los elementos de esta matriz son a_{emil} con i el número del espacio y l el número del (los) muro(s) que le corresponde(n).

$$a_{emil} = \frac{1}{C_{ai}} \cdot \sum_l \frac{1}{\frac{R_{ml}}{2} + R_{Alml}} \quad (71)$$

La matriz A_{es} es diagonal de 10x10 y contiene la admitancia calorífica entre los espacios y los pisos. Los elementos de la diagonal son a_{esii} . Dado que la relación entre pisos y espacios es biyectiva, esta matriz es igual a a_{seii} (70).

$$a_{esii} = \frac{1}{C_{ai}} \cdot \frac{1}{\frac{R_{si}}{2} + R_{Alsi}} \quad (72)$$

Finalmente, la matriz A_{ee} es la admitancia de los espacios respecto todos los elementos de su envolvente y de los espacios vecinos. Esta matriz de dimensiones 10x10 es simétrica. Sus elementos se calculan a partir de (73), (74) y (75). La primera ecuación son los elementos de la diagonal que contiene las admitancias de toda la envolvente. Aquí, Nm , NT , Np y Nv indican el número de muros exteriores, termopaneles, particiones de tabique y particiones de vidrio, que configuran la envolvente del espacio.

$$a_{eei} = -\frac{1}{C_{ai}} \cdot \left(\sum_l^{Nm} \frac{1}{\frac{R_{mli}}{2} + R_{Almli}} + \sum_l^{NT} \frac{1}{R_{AETli} + R_{Tli} + R_{AITli}} + \sum_l^{Np} \frac{1}{2 \cdot R_{Alpli} + R_{pl}} + \sum_l^{Nv} \frac{1}{2 \cdot R_{Alvi} + R_v} + \frac{1}{\frac{R_{si}}{2} + R_{Aisi}} \right) \quad (73)$$

La segunda y tercera ecuación muestra la relación entre los espacios adyacentes (i y j), separados mediante particiones de tabique y vidrio, respectivamente. Los espacios adyacentes entre sí se muestran en la Tabla 24 marcados con P o V según si tienen sus particiones son de tabique o de vidrio. Según ello, el intercambio de calor entre espacios obedece a la ecuación (74) o (75), respectivamente.

Tabla 24. Correlaciones de temperatura de espacios

Espacio	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	-	P								P
2	P	-			P					P
3			-				P	V	P	
4				-			P	V	P	
5		P			-		P			P
6						-			P	
7			P	P	P		-	P		
8			V	V			P	-	P	
9			P	P		P		P	-	
10	P	P			P					-

En (74) y (75) el subíndice l indica la partición o vidrio que separa dos espacios i y j .

$$a_{eeij} = \frac{1}{C_{ai}} \cdot \left(\frac{1}{R_{pl} + 2 \cdot R_{Alpl}} \right) \quad (74)$$

$$a_{eeij} = \frac{1}{C_{ai}} \cdot \left(\frac{1}{R_{vl} + 2 \cdot R_{Alvl}} \right) \quad (75)$$

Con esto se completa la matriz de admitancias A que acopla los distintos elementos definidos como variables de estado del modelo. La interrelación entre todas las variables de estado es lineal, como se ha definido en esta matriz.

La función de entradas y perturbaciones no lineales $f(u, x)$ se muestra en (76).

$$f(u, x) = \begin{bmatrix} \frac{1}{C_{m1}} \left(\frac{T_{ext}}{R_{AEm1}} + q_{radm1} \right) \\ \vdots \\ \frac{1}{C_{m5}} \left(\frac{T_{ext}}{R_{AEm5}} + q_{radm5} \right) \\ \frac{1}{C_{s1}} \cdot k_{31} \cdot q_{radOC1} \\ \vdots \\ \frac{1}{C_{s10}} \cdot k_{310} \cdot q_{radOC10} \\ \frac{1}{C_{a1}} \cdot \left(\sum_l \left(\frac{T_{ext}}{R_{AETli} + R_{Tli} + R_{AITli}} + k_{2l} q_{radOLTl} \right)_1 + k_{41} q_{radOCs1} \right) \\ + c_{pa} \cdot [\dot{m}_{c1} \cdot (T_c - T_1) + \dot{m}_{V1} \cdot (T_{ext} - T_1)] + q_{int1} \\ \vdots \\ \frac{1}{C_{a10}} \cdot \left(\sum_l \left(\frac{T_{ext}}{R_{AETli} + R_{Tli} + R_{AITli}} + k_{2l} q_{radOLTl} \right)_{10} + k_{410} q_{radOCs10} \right) \\ + c_{pa} \cdot [\dot{m}_{c10} \cdot (T_c - T_{10}) + \dot{m}_{V10} \cdot (T_{ext} - T_{10})] + q_{int10} \end{bmatrix} \quad (76)$$

Los elementos no lineales son las radiaciones de onda larga que dependen de la temperatura a la cuarta y las potencias de enfriamiento y ventilación. Las segundas son no lineales debido a que multiplican una entrada ($\dot{m}_{c,V}$) y un estado (la temperatura en los espacios).

5.3. Control de Climatización y Ventilación

La climatización de cada espacio opera en base a un controlador con lógica ON/OFF. El controlador envía consignas de encendido a los actuadores cuando la temperatura sale de la banda muerta, y de apagado cuando la temperatura vuelve dentro de la banda muerta.

En el modelo se utilizó un delta (δ) de temperatura respecto del límite para indicar el regreso a la banda muerta. También se configuró el controlador con un tiempo de muestreo de 1 minuto. La velocidad a la que operan los ventiladores de *fancoil* y MMA es constante cuando el equipo está encendido. Se puede ver un diagrama de operación del controlador en la Figura 24.

Como se ha dicho anteriormente, cada equipo *fancoil* y MMA sirve a un solo espacio. Por lo tanto, operan en base a la temperatura del aire que censan en dicho espacio, y solo contribuyen al acondicionamiento del mismo.

La ventilación opera en base a controladores, que activan los ventiladores para el ingreso de aire exterior, cuando los sensores leen una concentración de CO₂ mayor al límite establecido. Debido a que no se trabaja con un modelo dinámico de concentración de CO₂, el control de ventilación se simula en base a la concentración de CO₂ estacionaria (77).

$$C_{CO2i} = C_{CO2ext} + \frac{r_{oci} \cdot \rho_{oci} \cdot CO2_{persona}}{\dot{v}_{AE}} \quad (77)$$

Con,

- C_{CO2i} : la concentración de CO₂ del espacio i ppm.
- C_{CO2ext} : la concentración de CO₂ del ambiente ppm.
- r_{oci} : la tasa de ocupación del espacio i .
- ρ_{oci} : la densidad de ocupación del espacio i personas/m².
- $CO2_{persona}$: el CO₂ producido por una persona l/s.
- \dot{v}_{AE} : caudal del aire exterior que ingresa m³/s.

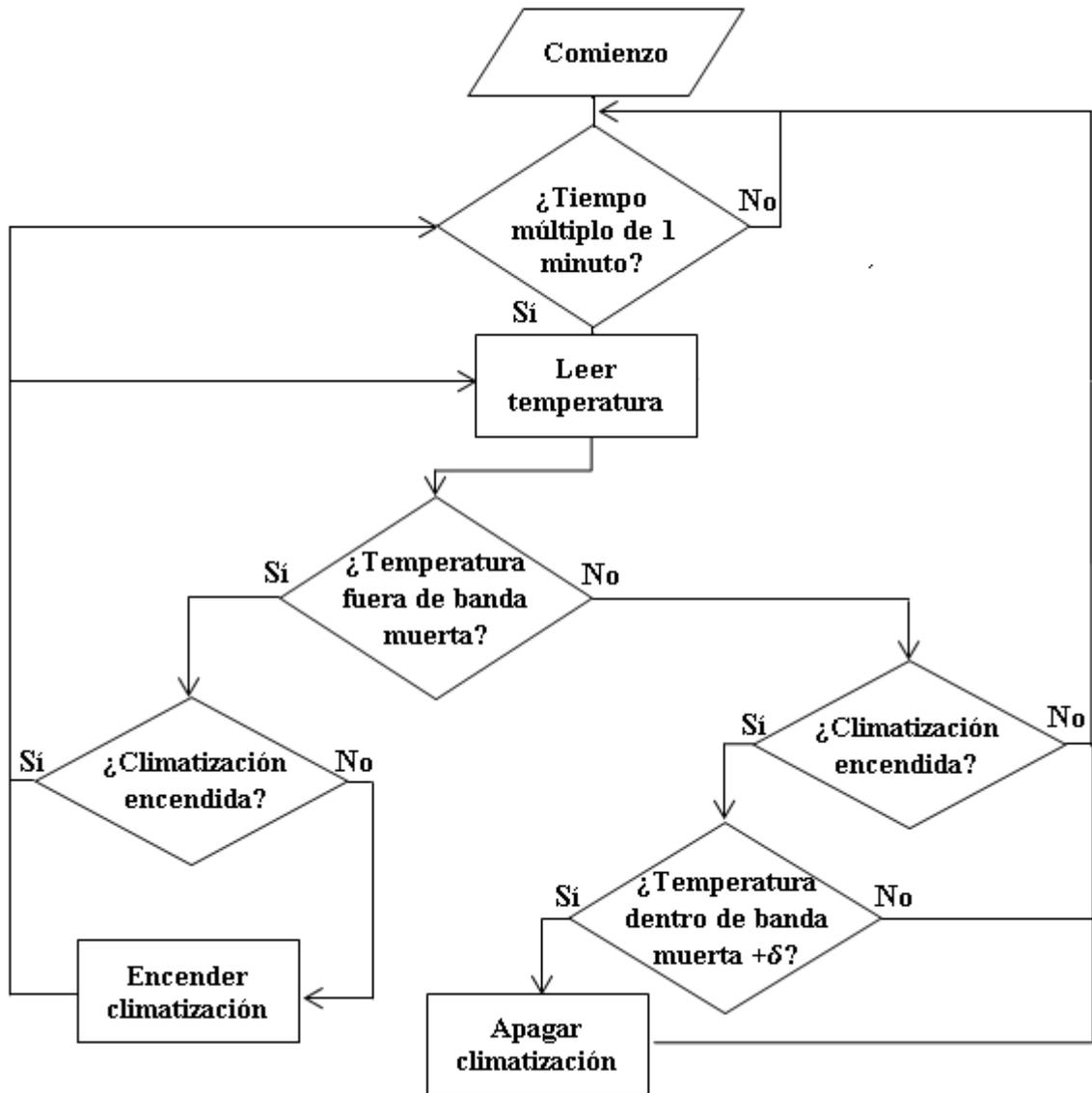


Figura 24. Diagrama de decisiones de control fancoil y MMA

El caudal de ingreso de aire exterior varía en función de la ocupación de los espacios. De este modo compensa la mayor producción de dióxido de carbono de los ocupantes para lograr el *setpoint* deseado. A partir de (77) se deriva la fórmula para calcular el caudal de aire de la ventilación de los espacios i (78).

$$\dot{v}_{AE} = \frac{\sum(r_{oc i} \cdot \rho_{oc i}) \cdot CO2_{persona}}{C_{CO2} - C_{CO2ext}} \quad (78)$$

Donde C_{CO2} es la consigna de concentración máxima de CO_2 fijada para un instante dado.

La Figura 25 muestra un ejemplo de control de CO_2 implementado en el modelo. En él las entradas 1 y 2 son la tasa de ocupación de los espacios que el sistema de ventilación sirve. Las ganancias $CO2_{int}$ ponderan con la densidad de ocupación, área del piso y la producción de CO_2 por persona. $CCO2$ y $CO2_{ext}$ son la consigna de concentración máxima de dióxido de carbono y la concentración externa de dicho gas, respectivamente.

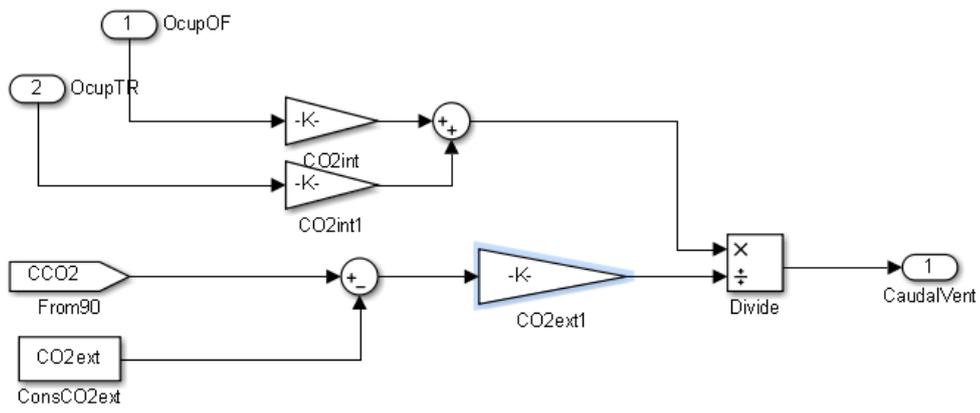


Figura 25. Control de CO₂ modelo térmico

La transformación del caudal de aire (\dot{v}_{aire}) a flujo de masa (\dot{m}_{aire}) se hace multiplicando el primero por la densidad del aire (ρ_{aire}), como se muestra en (78).

$$\dot{m}_{aire} = \dot{v}_{aire} \cdot \rho_{aire} \quad (79)$$

6. Resultados y Análisis

En esta sección se presentan los resultados de las simulaciones de los distintos casos de estudio, seguido de la discusión. Las simulaciones se realizan sobre el modelo descrito en la sección anterior.

El consumo del piso 4 de la torre poniente representa un 5,41% del consumo total de ambas torres, según el documento de cargas térmicas del edificio elaborado por el IDIEM. Los resultados energéticos que se presentan acá, son el cociente entre los resultados de las simulaciones térmicas y dicho porcentaje. Los resultados económicos, se calculan a partir de este cociente.

En cada caso presentado se aplica una de las estrategias de control descritas en la propuesta metodológica. Para una mejor comprensión de los resultados, se incorpora nuevamente el plano del edificio con los diferentes espacios.

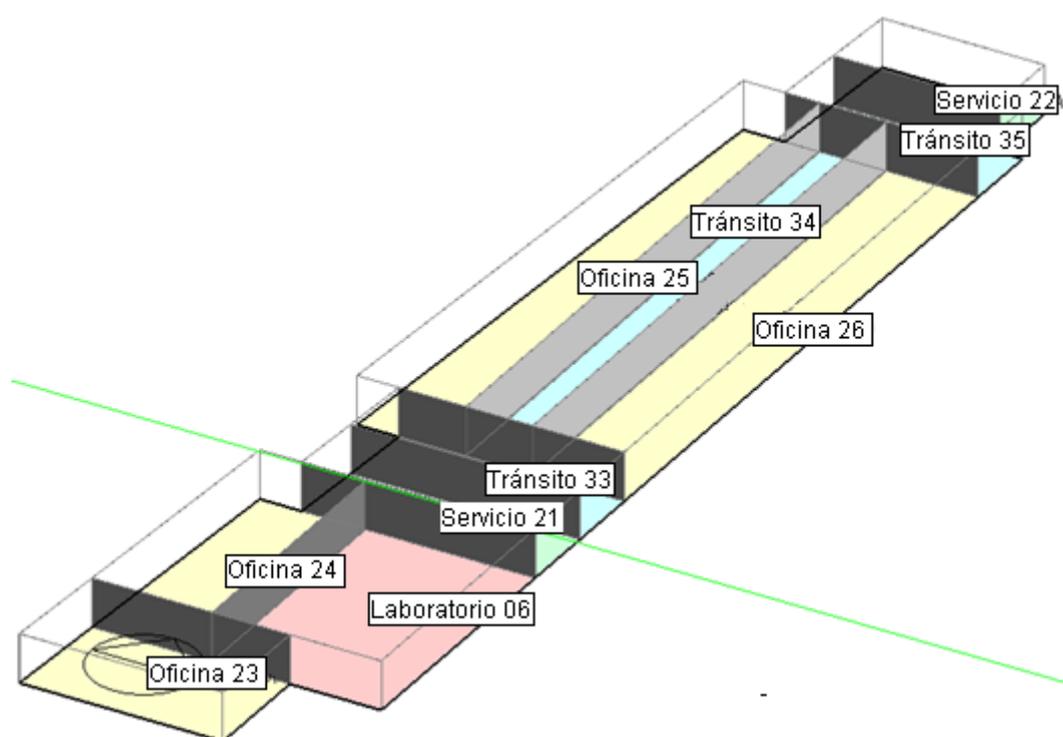


Figura 26. Plano del 4º piso de PBBP ala poniente

6.1. Resultados

6.1.1. Resultados Caso Base

6.1.1.1. Desempeño Energético Caso Base

Las siguientes tablas resumen los resultados del desempeño energético del edificio para el caso base. En la Tabla 25 se puede ver un resumen de la demanda de energía y potencia del edificio. En la Tabla 26 se entrega la tarifa eléctrica que resulta de cada una de las estaciones con los resultados de la tabla anterior.

Tabla 25. Resumen resultados energía caso base

Escenario	Demanda max kW	Demanda max HP kW	Energía kWh/día	P. max chiller kW	P. max bombas calor kW
Verano punta	723	-	5.984	2.027	0
Verano promedio	707	-	5.702	1.497	0
Invierno punta	1.149	839	6.790	0	2.760
Invierno promedio	1.179	672	5.463	0	2.849

Tabla 26. Tarifa eléctrica caso base

Estación	Costo demanda max	Costo demanda max HP	Costo Energía	Total
Verano	\$466.692	-	\$8.391.908	\$8.859.837
Invierno	\$761.350	\$ 4.257.284	\$8.040.351	\$13.060.222

La potencia máxima leída en verano son 723 kW, levemente mayor a la potencia máxima leída en el escenario promedio. Esta potencia define el punto de ajuste que se requiere para las estrategias de control de cargas. El máximo requerimiento de potencia térmica de enfriamiento se observa en el escenario verano punta, y es de 2.027 kW. Para las simulaciones subsecuentes se reestablece la potencia máxima disponible de *chiller* en 2.050 kW. La diferencia entre la potencia punta de enfriamiento entre ambos escenarios es un 26,2%.

La energía total consumida durante un día en el escenario de verano punta es un 4,7% mayor que en el escenario promedio. Tomando la energía total mensual de este último escenario, se calcula el cobro por energía, que resulta \$8.391.908.

La potencia máxima que se lee en los escenarios de invierno es 1.179 kW, en el escenario promedio. Esto es contrario a lo esperable, a pesar de que la diferencia entre ambos escenarios es pequeña (2,5%). Posiblemente se debe a que el modelo no considera el menor COP de las bombas de calor con bajas temperaturas. Como puede notarse, la demanda máxima del mes de invierno es superior a la de verano. Con respecto a la potencia térmica de calefacción, se observa una demanda punta de 2.849 kW. El límite de potencia calorífica se mantendrá en el valor del enunciado, 3.032 kW, durante las demás simulaciones.

La potencia máxima que se lee en hora punta (entre 18.00 y 23.00 hrs) se da en el escenario de invierno punta. En el escenario de temperatura promedio la potencia máxima en hora punta es un 19,9% menor. Por otro lado, la diferencia entre la energía consumida durante un día en ambos escenarios es de 19,5%. La gran diferencia entre ambos escenarios se explica debido al delta de temperatura entre ellos (5°C). El costo de energía mensual se calcula a partir del escenario promedio. La energía total mensual es 120.193 kWh, que corresponde a un costo de \$8.040.351.

En verano se tienen las curvas de demanda promedio y punta que se muestran en la Figura 27. La forma irregular de la demanda refleja los encendidos y apagados de la climatización según la demanda en los distintos espacios. Las puntas abruptas de demanda también se deben a que el modelo no incorpora la dinámica de enfriamiento (y calefacción en invierno) del agua que distribuye la energía térmica a los *fancoil* y MMA. El acondicionamiento del agua normalmente se realiza mediante controladores PID en base a un *setpoint* de temperatura.

Se puede observar que la curva de carga tiene una base relacionada a la forma de la ocupación de los espacios. Esto es debido a que las cargas de equipos y luminarias se modelaron en función de la presencia de personas en los espacios. La potencia máxima demandada en verano se lee a las 16.00 hrs, aproximadamente, en la curva del escenario punta. En el escenario de verano promedio la potencia máxima se alcanza en torno a las 17.00 hrs.

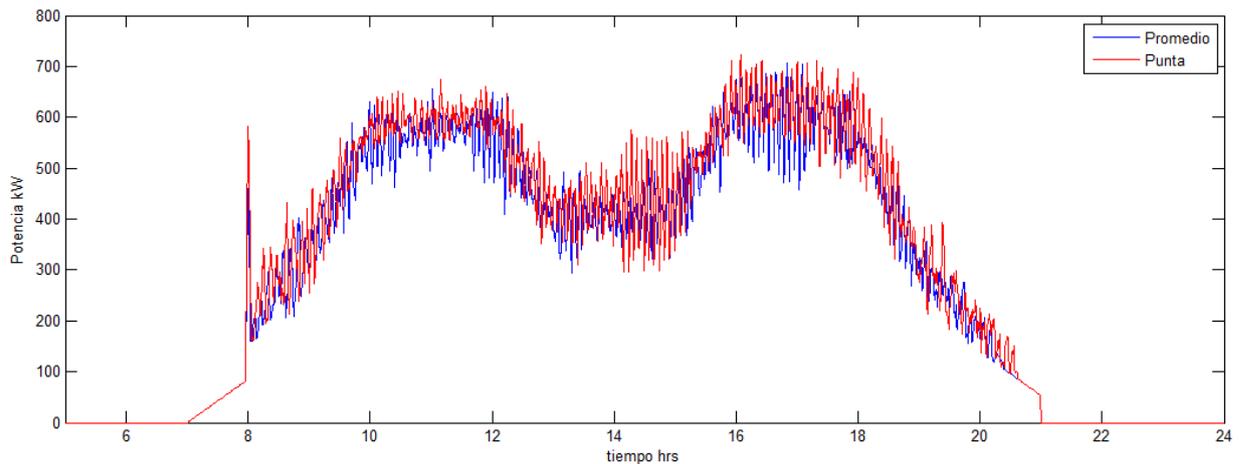


Figura 27. Curva de demanda eléctrica escenario verano punta caso base

La Figura 28 muestra la potencia de enfriamiento requerida de los *chiller* en los escenarios de verano. En estas curvas se puede observar una correlación fuerte entre la demanda de enfriamiento y tres variables de entrada del modelo: la ocupación, la radiación solar poniente y la temperatura externa. Sobre todo se observa un *peak* de potencia entre 14.00 y las 18.00 horas, cuando la ocupación y temperatura exterior son máximas, y entra mayor radiación solar a través de las ventanas poniente.

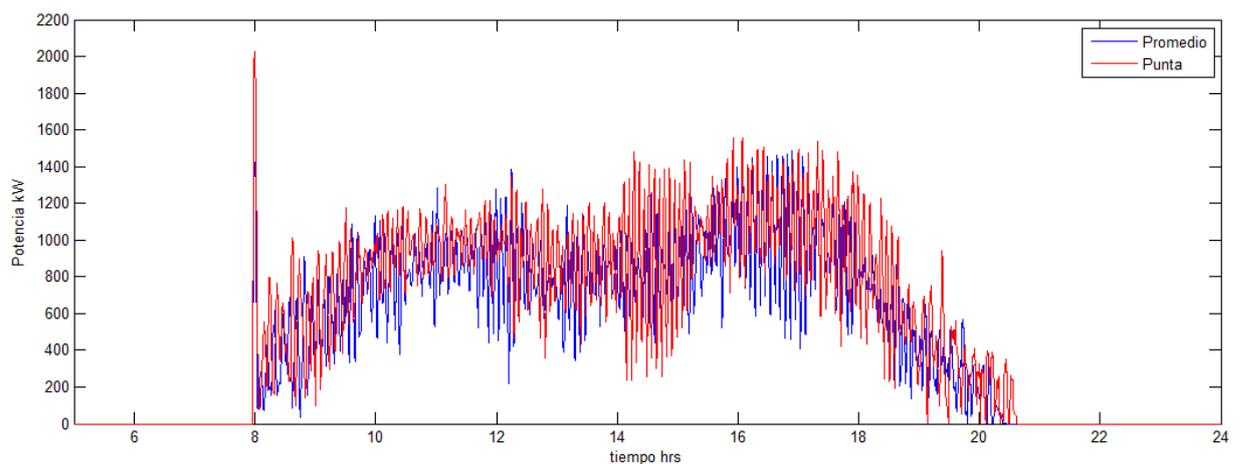


Figura 28. Curva de potencia de enfriamiento escenario verano caso base

También se observa el impacto en la potencia del encendido de los equipos a las 8.00 hrs. Esto se da debido al fuerte aumento de temperatura de los espacios producto de la radiación solar oriente (ver gráficos de temperatura interior en Anexos 0, Figura 45 y Figura 46). Justamente a esta hora se da la demanda máxima de enfriamiento en el escenario punta. En esta curva se puede observar la diferencia considerable entre la potencia de encendido de los escenarios punta y promedio. Esto se debe al efecto de la nubosidad que aplaca el impacto de la radiación solar de la mañana.

Las curvas de demanda en los escenarios de invierno se presentan en la Figura 29. Ahí puede observarse que la demanda máxima se lee a las 8.00 hrs. Este *peak* de potencia se produce por el escalón de temperatura de 16°C a 20°C que se aplica entre las horas de precalentamiento y de ocupación. En esta figura también puede verse que en la hora de encendido (6.00 hrs) la potencia registrada en el escenario punta es mayor. Esto se debe a que la temperatura interior de los espacios a esta hora es menor en dicho escenario.

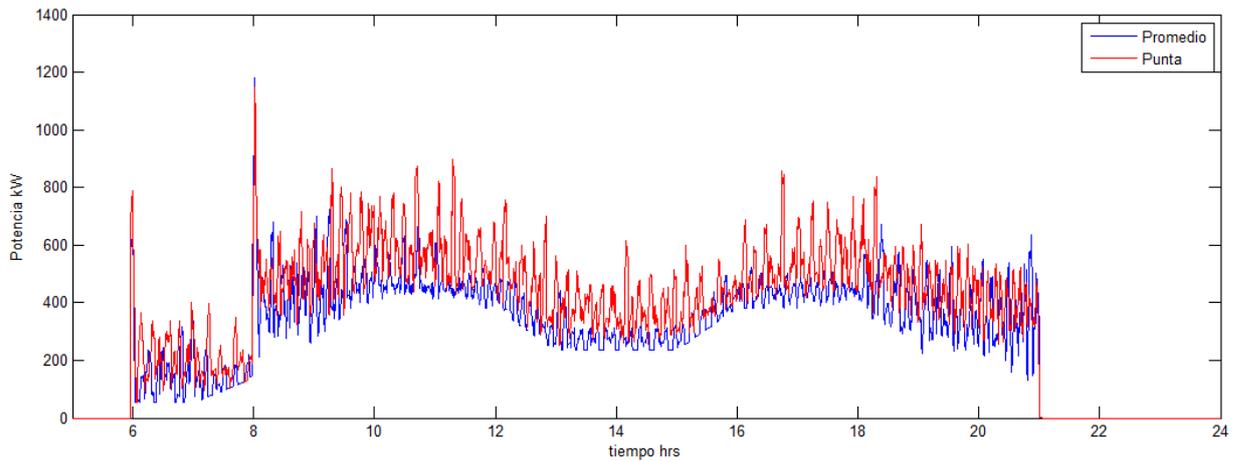


Figura 29. Curva de demanda caso base

Respecto de la potencia térmica de calefacción, en la Figura 30 puede observarse que la curva de demanda tiene una forma particular. Como se explicó antes, hay un escalón de temperatura a las 8.00 hrs. Esto hace que haya dos *peaks* de potencia, el primero a la hora de encendido, y el segundo en el escalón. También, puede observarse que durante la mitad del día se reduce de manera considerable la potencia calorífica consumida respecto de las horas de la mañana y la noche. Esto denota una clara correlación entre la baja temperatura ambiente exterior y la demanda de calefacción.

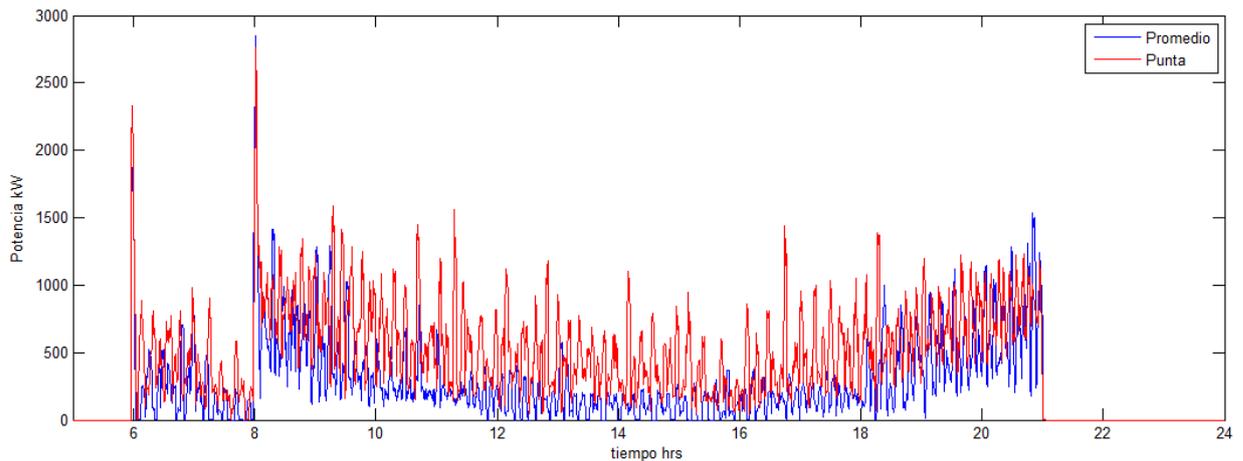


Figura 30. Potencia de calefacción escenario invierno caso base

6.1.1.2. Confort Caso Base

En primer lugar, estas simulaciones se realizaron con un *setpoint* CO₂ de 900 ppm. Por lo tanto, se puede asumir que en términos de calidad de aire hay confort en todo momento, según el criterio establecido por la ASHRAE. En las simulaciones subsiguientes, que no aplican control sobre la calidad del aire, no se hace mención de este aspecto.

Respecto del confort higrotérmico, los resultados promedios se muestran en la Tabla 27. El porcentaje de personas disconformes promedio (PPD promedio) se calculó en base al PPD calculado de cada espacio y momento, ponderado por su tasa de ocupación total (ver ecuación (37)). Este valor muestra el porcentaje de personas promedio, del total de ocupantes del edificio que experimentan disconfort térmico a lo largo del día. La variación estándar promedio del PPD para distintos instantes (σ PPDh) se calculó en base al promedio de los PPD de todos los espacios. La variación estándar del PPD para distintos espacios (σ PPDe) se calculó a partir del promedio del PPD durante todo el día. Estos valores reflejan la variación de las condiciones de confort entre cada espacio y cada instante.

Escenario	PPD promedio %	σ PPDh %	σ PPDe %
Verano punta	3,51	2,77	0,23
Verano promedio	3,47	2,77	0,14
Invierno punta	4,41	7,31	0,64
Invierno promedio	4,24	7,07	0,46

Tabla 27. Confort higrotérmico promedio caso base

Se observa que la media del porcentaje de personas disconformes (PPD) es baja en todos los escenarios. En ninguno de los casos analizados la diferencia entre escenarios punta y promedio es significativa. Se puede notar un mayor disconfort general de los usuarios durante el invierno. El bajo σ PPDe de todos los escenarios refleja la baja diferencia del confort entre los usuarios de distintos espacios. Sin embargo, en ambos casos se observa que hay una mayor diferencia de PPD entre espacios durante los escenarios punta. El σ PPDh indica que durante el día, el confort varía más en los escenarios de invierno que en los escenarios de verano.

En la Figura 31 y Figura 32 se puede observar el detalle del PMV de cada espacio durante los días de verano promedio y punta. En ambos casos, las situaciones de mayor pérdida de confort por calor se concentran entre las 14.00 y 18.00 hrs, donde se supera el PMV de +0,1. En verano punta, incluso se supera el PMV de +0,2 entre 15.00 y 17.00 hrs. Los espacios de peor desempeño son aquellos con ventanas importantes hacia el poniente: oficina 23, 24 y 25 (OF23, OF24 y OF25). Se puede concluir que su peor desempeño se debe a la radiación directa que reciben del sol (ver temperaturas radiantes medias en los Anexos 0).

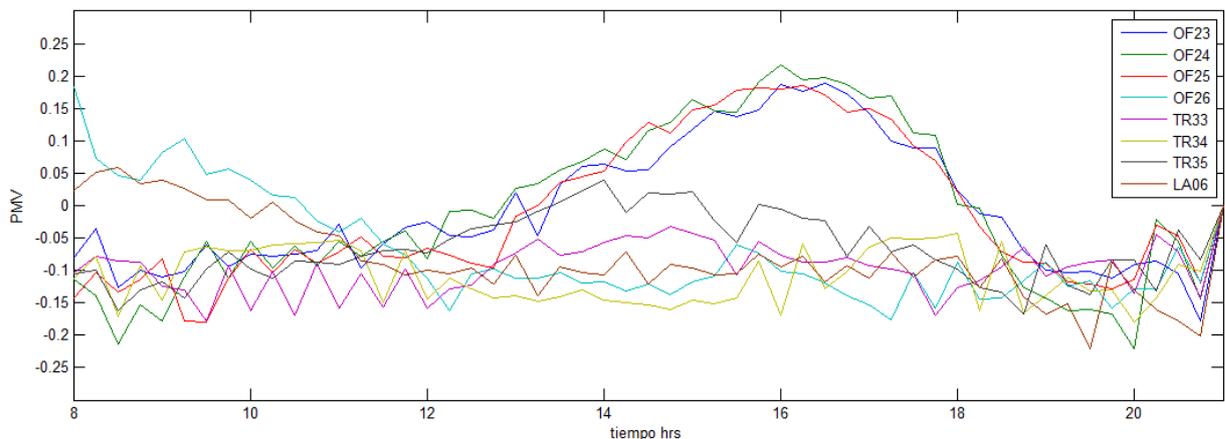


Figura 31. PMV verano promedio caso base

Por otro lado, entre 8.00 y 10.00 hrs, los ocupantes de la OF26 y el laboratorio 06 (LA06) son los más afectados por la radiación solar oriente. En lo que respecta a los demás espacios, estos tienen desempeños similares entre sí, con valores entre -0,2 y 0. Esto indica que estos espacios experimentan una sensación leve de frío. En este caso, ningún espacio experimenta inconformidad térmica.

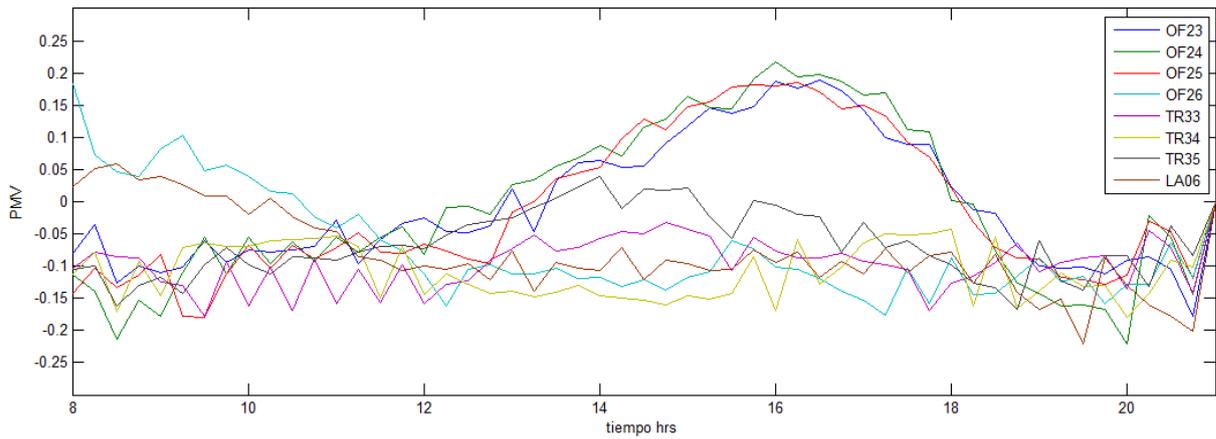


Figura 32. PPD verano punta caso base

Los resultados de PMV de los escenarios de invierno se muestran en la Figura 33 y Figura 34. Este índice se encuentra bajo 0 durante casi todo el período, lo cual indica una sensación de frío. En el escenario de invierno promedio, los espacios OF24 y OF25 sobrepasan el PMV 0, llegando a +0,1. Esto es debido a su mayor radiación solar, que además incide sobre la TBS de estos espacios, incrementándola sobre el límite inferior de 20°C del ciclo de calefacción. La OF23, a pesar de tener radiación poniente, no incrementa su PMV debido a la fuga de calor a través de su ventana sur.

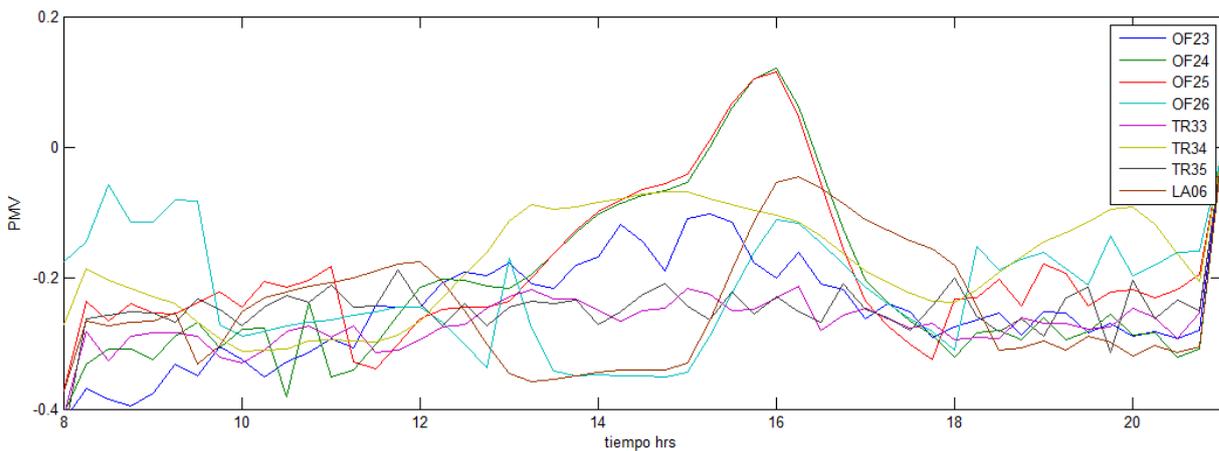


Figura 33. PMV invierno promedio caso base

Durante el escenario de invierno punta no se alcanzan valores superiores a 0. Esto se debe a que las envolventes no se alcanzan a calentar lo suficiente, producto de la baja temperatura exterior. Los espacios mantienen temperaturas similares en torno al *setpoint* de calefacción. Si bien, ocurre un aumento de la TMR en los espacios de alta radiación poniente entre 15.00 y 17.00 hrs, la diferencia no es significativa respecto de los demás espacios. Los peores casos no alcanzan a bajar de -0,5 en las horas de la mañana. Estos casos son la OF23, OF24 y TR33. Estos espacios se caracterizan por recibir poca radiación durante la mañana y estar rodeados de espacios fríos como servicios y el exterior. Al igual que en verano, en ambos escenarios los niveles de disconfort se encuentran en todo momento dentro de rangos aceptables.

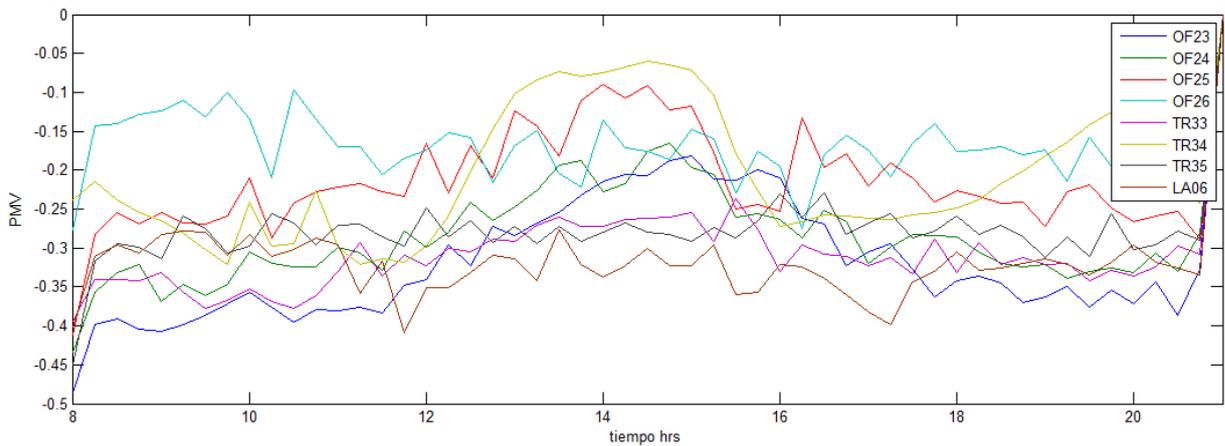


Figura 34. PMV invierno punta caso base

6.1.2. Resultados Caso 1: Control de Cargas Actual

La gestión de demanda que se aplica actualmente en el PBBP, es en términos generales una estrategia de límite de demanda para el ciclo de calefacción en invierno. Dado que no se aplican acciones de control en verano, en esta sección solo se muestran los resultados de las simulaciones de los escenarios de invierno. Estas se realizaron tomando en cuenta del punto de ajuste de demanda establecido en el caso base, de 723 kW. El punto de ajuste define el límite de demanda que gatilla las acciones de control de cargas descritas en la sección 3.1.5.2.

6.1.2.1. Desempeño Energético Caso 1

Las siguientes tablas resumen el desempeño energético de esta estrategia de control. Mirando la demanda punta, se puede observar que la reducción respecto del caso base es de un 4,4%. Esto indica que la estrategia de control no es efectiva para limitar la potencia. De hecho, esta sigue siendo un 35,9% superior al punto de ajuste definido en verano. Más adelante se verá la razón de esto. Por otro lado, se observa una reducción considerable de la demanda *peak* en hora punta. Esta se reduce a un 60,7% de la demanda en hora punta del caso base. Esto es gracias al apagado de los equipos de calefacción de 18.00 hrs en adelante.

Tabla 28. Resumen resultados energía caso 1

Escenario	Demanda max kW	Demanda max HP kW	Energía kWh/día	P. max bombas calor kW
Invierno punta	1.124	478	5.778	2.506
Invierno promedio	1.127	509	5.044	2.308

Tabla 29. Tarifa eléctrica caso 1

Estación	Costo demanda punta	Costo demanda punta HP	Costo Energía	Total
Invierno	\$727.783	\$2.582.595	\$7.423.204	\$10.074.595

El apagado de los equipos también repercute fuertemente sobre la energía total que se consume. La reducción total de energía consumida es de \$2.985.627, un 8,7% respecto de la energía consumida en el caso base. En total, la reducción en la tarifa eléctrica del mes de invierno es de un 22,9% respecto del costo del caso base. Esto muestra que la estrategia actual es muy efectiva para lograr ahorros en la tarifa eléctrica. La efectividad de esta estrategia radica sobre todo en la gestión de demanda en horas punta.

La Figura 35 muestra las curvas de demanda resultantes de los escenarios promedio y punta. En primer lugar, se puede observar el efecto de la acción de recorte de punta desde las 18.00 hrs en adelante. En ambos casos, se observa que la demanda en hora punta sigue aproximadamente la forma de las cargas de equipos de enchufe, luminarias y ventilación, todas ellas determinadas por la

ocupación de ocupación de los espacios. Justamente a las 18.00 hrs se registra la potencia máxima de hora punta en el escenario promedio. La diferencia con el escenario punta es casi nula y se debe solamente a pequeñas fluctuaciones del modelo al limitar la potencia de las bombas de calor.

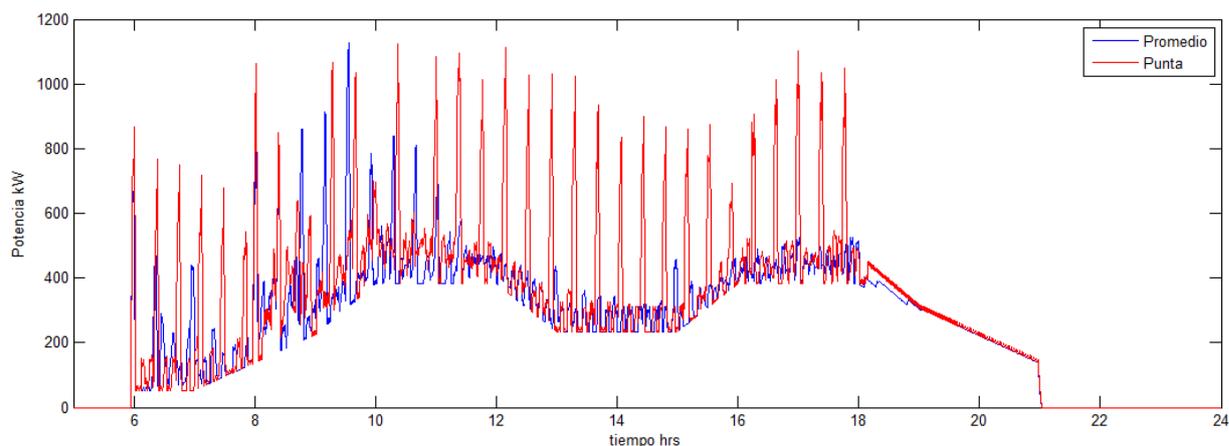


Figura 35. Curva de demanda caso 1

Durante las horas fuera de punta se observa una secuencia de *peaks* de demanda, sobre todo en el escenario punta. Esto se debe a que la estrategia utilizada para limitar la demanda no incorpora mecanismos para evitar el efecto rebote. La Figura 36 muestra las consignas de control que envía el PC de supervisión a los controladores de los *fancoil* y bombas de calor durante el día. La consigna del GTA es el delta de temperatura (dT) que se resta al *setpoint* original de 20°C de modo de limitar la demanda de potencia. Esta acción de control tiene un efecto rebote cuando, luego de la acción de control, se restablece de golpe la temperatura *setpoint*. La recuperación de la temperatura requiere una alta generación de calor, que vuelve a superar el punto de ajuste. Se puede observar que dT oscila permanentemente entre 1.5°C, o a veces 3°C, y 0°C debido a la aplicación sucesiva del GTA. Como la acción de control reacciona a la potencia leída, finalmente no es capaz de evitar los altos *peaks* de potencia.

En el escenario promedio, el rebote se logra controlar a partir de las 11.00 gracias a que el interior se tempera con el efecto de las cargas internas y la mayor temperatura exterior. Sin embargo, esto no ocurre en el escenario punta (ver también Figura 53 y Figura 55 en el Anexo 0 con temperaturas interiores bulbo seco).

La máxima potencia demandada a la red se ve cerca de las 9.00 hrs, en el escenario promedio. El escenario punta no supera esta potencia debido a las acciones de control que se aplican en ese instante. Allí se limita la potencia de las bombas de calor en un 60% de su capacidad y dT del GTA se incrementa de 1,5 a 3°C.

La mayor demanda de calefacción ocurre a las 8.00 hrs, cuando se pasa de la precalefacción a 16°C, a la temperatura *setpoint* de ciclo de enfriamiento en periodo de ocupación, 20°C. Esto se ve mejor en la Figura 37. El escalón de temperatura de las 8.00 hrs también gatilla un aumento del dT en el escenario punta, como muestra la Figura 36. Este *peak* también podría evitarse mediante un aumento más paulatino de la temperatura durante la mañana. Finalmente, Obsérvese que luego de las 18.00 hrs no existe demanda de calor.

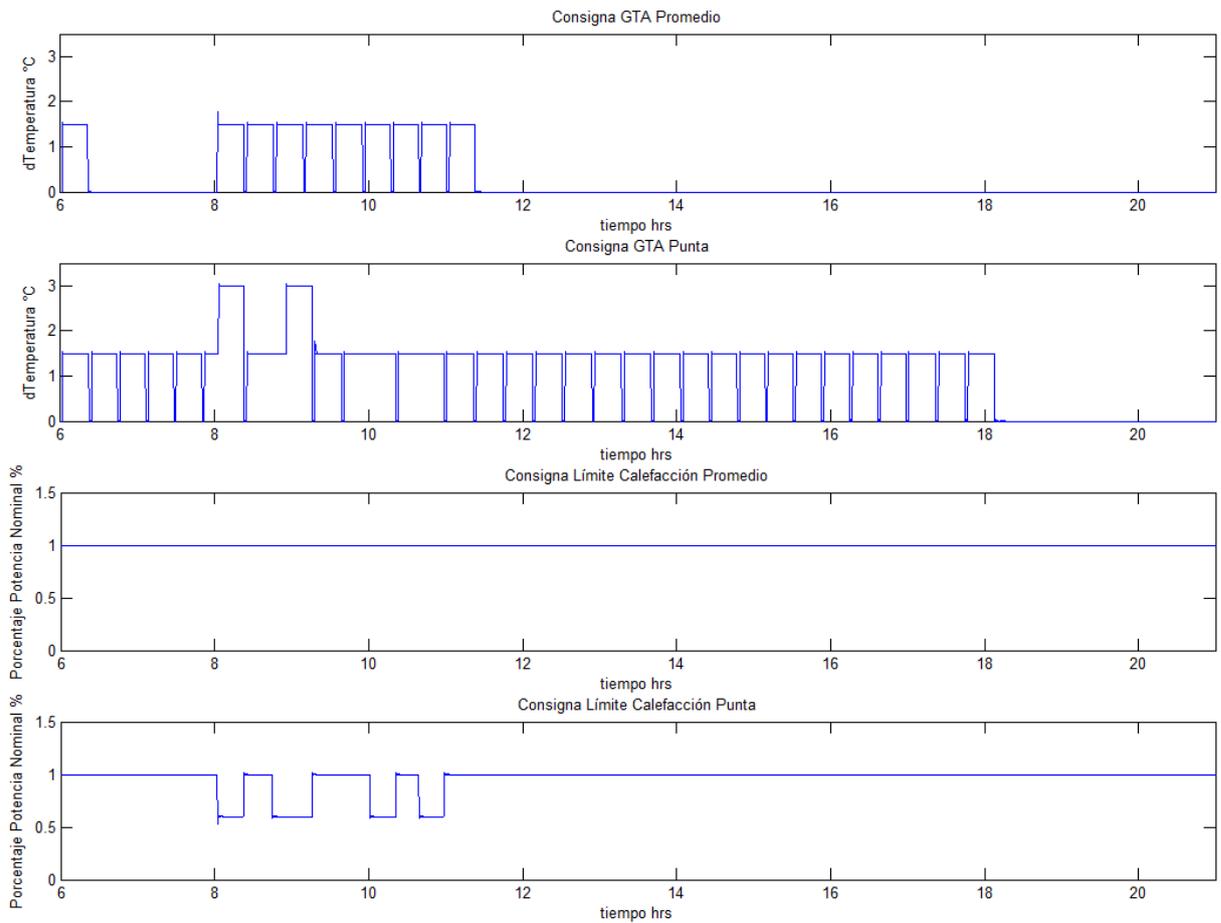


Figura 36. Consignas de control caso 1

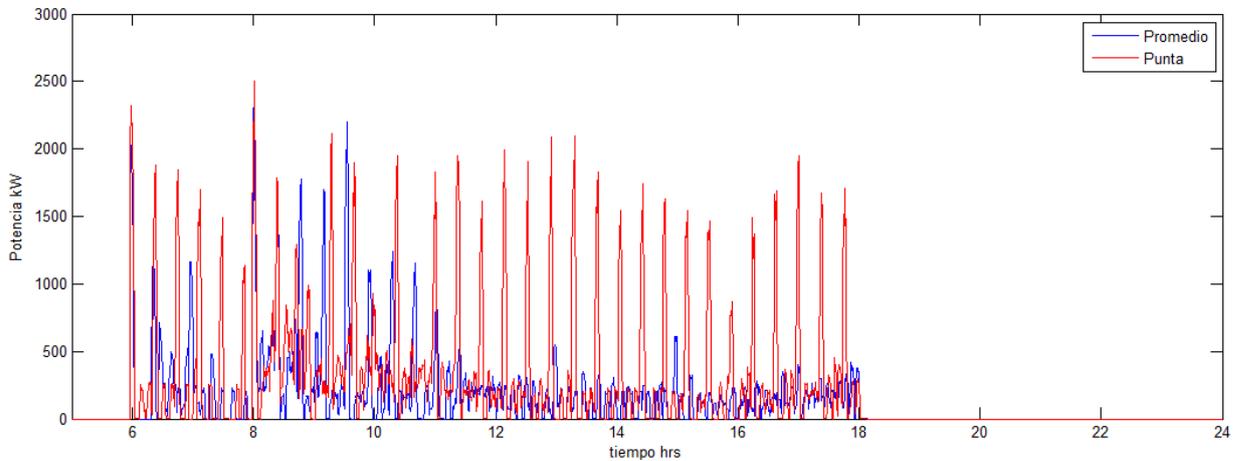


Figura 37. Potencia de calefacción escenario invierno caso 1

6.1.2.2. Confort Caso 1

La Tabla 30 resume los resultados de confort. Se puede observar que la media del PPD no es grande aplicando esta estrategia. Respecto del escenario base, esta crece un 3,18% y 0,94% en los escenarios punta y promedio, respectivamente, en relación al escenario base. Se observa un incremento considerable de la variación estándar del PPD entre distintos espacios (1,84% en punta y 0,91% en promedio). Además, se nota un aumento de la variación estándar horaria de 5,25% y 1,63% en los escenarios punta y promedio, respectivamente. Esto indica, que existen diferencias importantes del nivel de confort entre distintos espacios e instantes. Lo cual refleja que en algunos casos el nivel de confort es bajo.

Tabla 30. Confort higrotérmico promedio caso 1

Escenario	PPD promedio %	σ PPDh %	σ PPDe %
Invierno punta	7,59	12,65	2,48
Invierno promedio	5,18	8,7	1,37

La Figura 38 y Figura 39 muestran la distribución del PMV en los distintos espacios a lo largo del día. En el escenario promedio, se puede dividir las curvas de confort en tres intervalos horarios diferentes: 8.00-11.00 hrs, 11.00-18.00 hrs y 18.00-21.00 hrs. En el horario que va de las 8.00 a 11.00 hrs, se observa un PMV entre -0,6 y -0,2, que representa entre un 12 y 6% de personas disconformes en los diferentes espacios. Durante estas horas, el sistema está limitando la potencia, por lo que la consigna de temperatura interior está en 18.5°C. Entre 11.00 y 18.00 horas el sistema ya no requiere limitar potencia, y controla la temperatura dentro de rangos aceptables de confort, similar al caso base. El tercer intervalo se analiza junto al escenario punta.

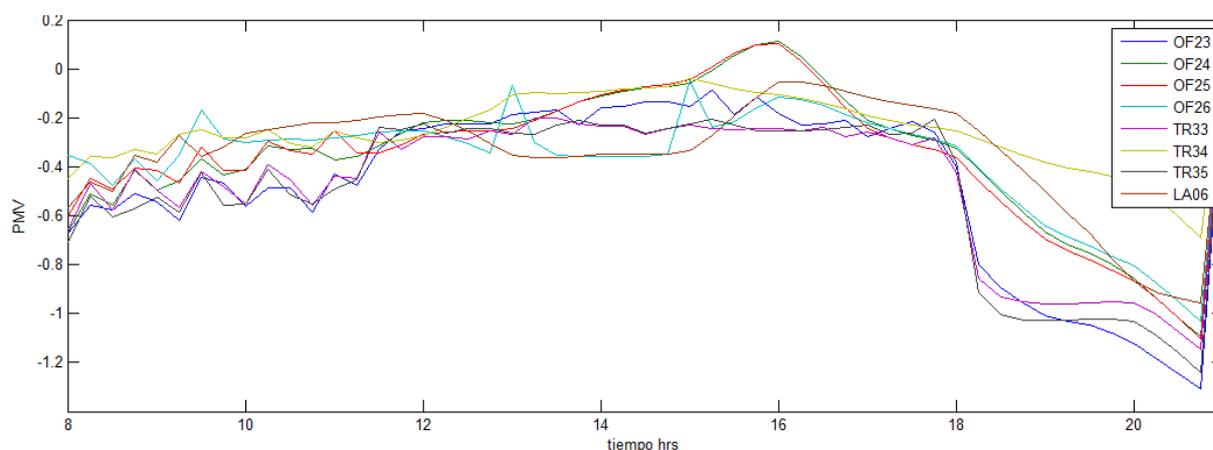


Figura 38. PMV escenario invierno promedio caso 1

El PMV del escenario punta también se puede dividir en tres intervalos horarios: 8.00-10.00 hrs, 10.00-18.00 hrs y 18.00-21.00 hrs. En el periodo más temprano, el PMV se mueve entre -0.9 y -0,5, lo que equivale a un rango entre 22 y 10% de personas disconformes. Esto se debe a que el sistema aplica a las 8.00 y 9.00 hrs un GTA a 17°C. Entre las 10.00 y 18.00 hrs, el PMV se comporta similar al periodo de 8.00 a 11.00 hrs del escenario promedio. Durante todo este intervalo, los espacios tienen consignas de temperatura de 18,5°C.

Pasadas las 18.00 hrs, el PC de supervisión ordena el apagado de los generadores de energía térmica y sus bombas de agua asociadas. Luego de esta hora ya no hay climatización en el edificio. Esto se nota en la fuerte reducción de la sensación de confort de los usuarios. En el escenario promedio, a las 19.00 hrs el PMV de los ocupantes va de -1,1 a -0,4. Esto implica que hay espacios bastante fríos, donde el 30% de los ocupantes está disconforme, y otros donde apenas el 8% se diría disconforme. En el escenario punta, la situación es más extrema. Aquí el PMV a la misma hora se mueve entre -1,5 y -0,6, o sea, entre 50% y 12% de desaprobación. Los espacios más afectados con esta medida son OF23, TR33 y TR35. Estos tres espacios son los más rodeados por espacios fríos como servicios y el exterior. A TR34 apenas le afecta esta medida debido a que no tiene contacto con el exterior.

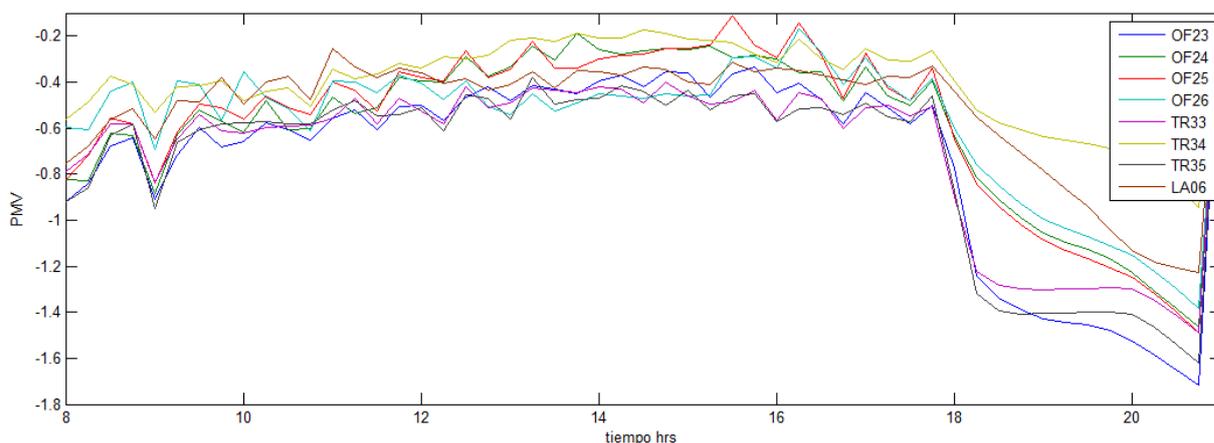


Figura 39. PMV escenario invierno punta caso 1

Después de las 19.00 hrs, y sobre todo luego de las 20.00 hrs, el confort de los espacios cae de manera abrupta. Esta aceleración del enfriamiento de los espacios se debe a la desocupación de los espacios a estas horas, con lo cual caen las ganancias internas. El punto mínimo de confort se alcanza en el escenario punta con un PMV de -1,7. Este valor representa un escenario muy frío, donde el 61,75% de los ocupantes está insatisfecho. En el escenario promedio se llega a un mínimo de -1,3.

El análisis anterior muestra que el apagado de las bombas de calor es una acción poco deseable desde el punto del confort. Esto se debe a que, en primer lugar, se pierde totalmente el control sobre las condiciones higrotérmicas de los espacios. En segundo lugar, el peso de la reducción de servicio se reparte de manera totalmente inequitativa. Los más perjudicados con esta medida son quienes se encuentran en las oficinas más periféricas o quienes transitan en la zona de ascensores y servicios. Como refleja el PPD promedio de la Tabla 30, estos lugares son justamente aquellos con menor tasa de ocupación. También refleja que el menor confort se produce en los instantes cuando hay pocos ocupantes.

6.1.3. Resultados Caso 2: Recuperación Lenta de Temperatura

Esta estrategia de control es una modificación de la estrategia probada en el caso 1. Los resultados de estas simulaciones prueban el efecto de aplicar recuperación lenta de temperatura a una estrategia GTA. También se muestra el efecto de incorporar escalones para la calefacción inicial de la mañana. Al igual que en el caso 1, estas estrategias solo se aplicaron en los escenarios de invierno.

6.1.3.1. Desempeño Energético Caso 2

La Tabla 28 entrega el resumen del desempeño energético del edificio en este caso. Se observa una reducción considerable de las demandas máximas de potencia registradas en ambos escenarios. En invierno punta se reduce un 21,5% respecto del caso 1 y en invierno promedio un 48,4%. La potencia en hora punta se mantiene más o menos similar porque no se aplicaron acciones de control adicionales. La diferencia en este valor sólo es producto de que el modelo no apaga la calefacción de forma inmediata a las 18.00 hrs.

Tabla 31. Resumen resultados energía caso 1

Escenario	Demanda max kW	Demanda max HP kW	Energía kWh/día	P. max bombas calor kW
Invierno punta	882	410	5.400	2.364
Invierno promedio	694	448	4.875	2.048

Tabla 32. Tarifa eléctrica caso 1

Estación	Costo demanda punta	Costo demanda punta HP	Costo Energía	Total
Invierno	\$569.350	\$2.080.964	\$ 7.174.062	\$9.825.574

El retorno lento también repercute positivamente en el gasto energético del edificio. El ahorro energético es de un 6,5% en invierno punta y 3,3% en invierno promedio, en relación al caso 1. Este ahorro es producto de la reducción de los *peaks* de potencia que se observaban en el caso anterior. En total, el ahorro de gasto energético que se logra en un mes es de \$248.981 respecto del costo del caso 1, una reducción de 2,5%.

La Figura 40 muestra las curvas de carga del edificio en ambos escenarios utilizado las estrategias de retorno suave. En ella es posible observar que ya no se da el problema de *peaks* de demanda secuenciales como se veía en el caso anterior. Los demandas de potencia punta tienen que ver con la operación normal de los equipos, al igual como se veía en el caso base. En efecto, si se observan las consignas del GTA de la Figura 41, la finalización de estas acciones de control no se correlaciona con los *peaks* de demanda. A la inversa, las acciones de control ocurren en respuesta de las altas demandas del sistema. Lo cual implica que el control funciona de manera normal. Es posible deducir que gracias al retorno suave se logra evitar demandas *peak* post acción de control.

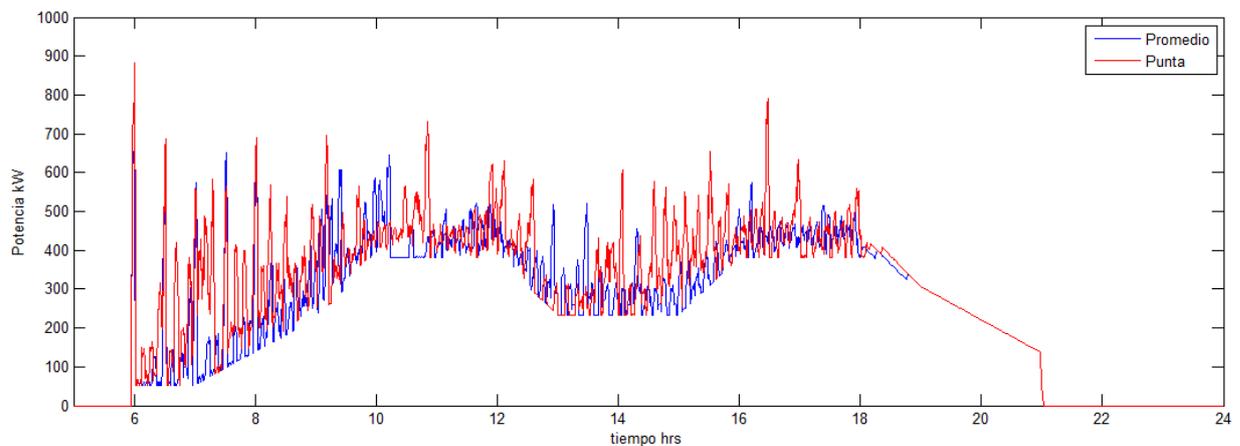


Figura 40. Curva de demanda caso 2

Similar a lo que ocurría en el caso 1, en el escenario promedio el sistema es capaz de mantener la temperatura sobre 20°C luego de las 12.00 hrs. Sin embargo, de la misma manera también, requiere de limitar la demanda permanentemente en el escenario punta. De hecho, dT está casi todo el tiempo en 3°C, con lo que los espacios están a 17°C durante el régimen de ocupación. La única salvedad ocurre durante horarios de baja ocupación, donde la demanda de potencia disminuye por efecto del menor uso de equipos y luminarias.

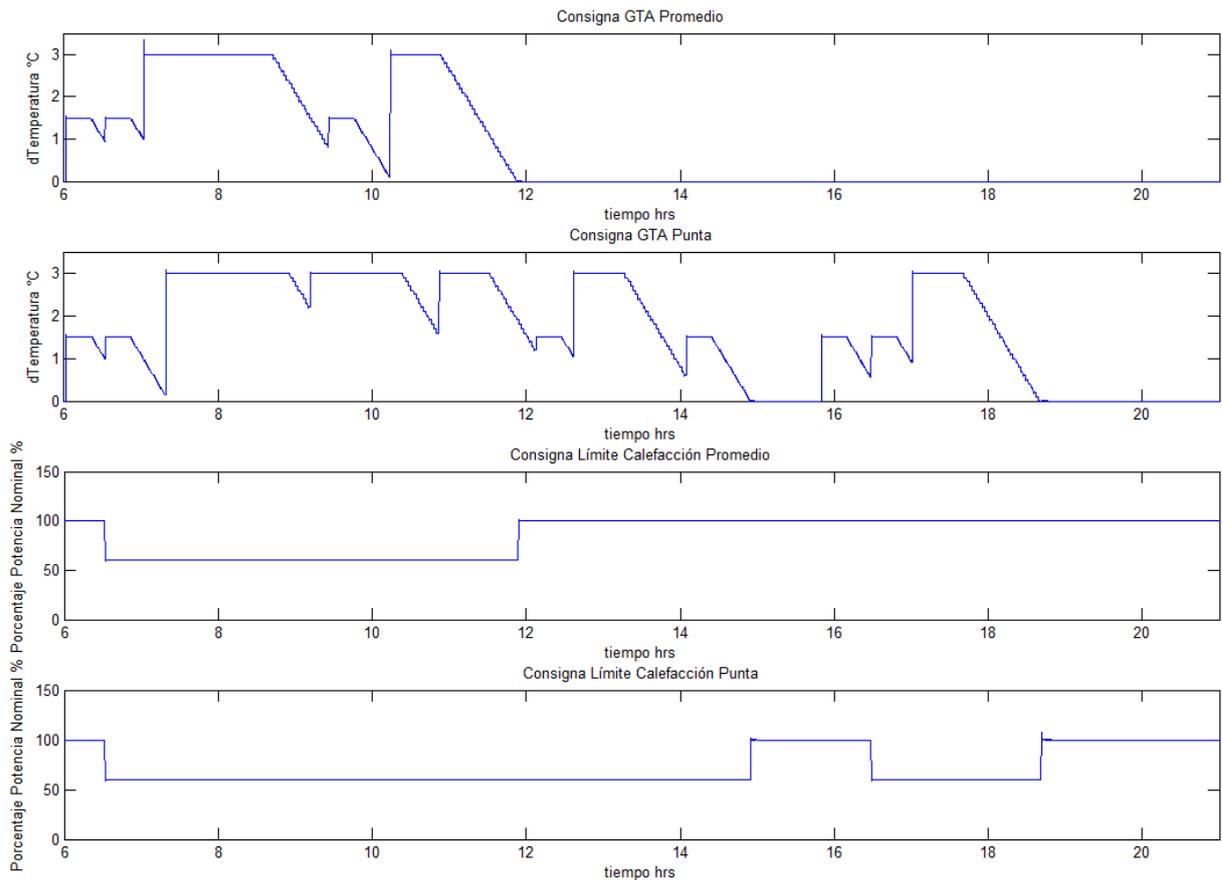


Figura 41. Consignas de control caso 2

Por otro lado, es posible observar que el importante *peak* de potencia que se observaba en los casos anteriores a las 8.00 hrs ya no ocurre. En su lugar, la potencia máxima se observa a las 6.00 hrs con el encendido del sistema de climatización. Esto es gracias al aumento paulatino de temperatura que se aplicó en la mañana. La acción conjunta del aumento paulatino de temperatura junto al GTA con retorno suave permite que el sistema controle las puntas de demanda que se producen por los escalones de temperatura.

En la Figura 42 se muestra la potencia térmica de calefacción. Es posible ver que al igual que se daba en el caso base, la mayor demanda se concentra en la mañana. En este caso no hay demanda en la tarde-noche dado que se apagan los equipos de generación de energía térmica. Aquí también es posible observar que el retorno suave no produce ningún efecto de rebote notorio. Como se mencionaba antes, a diferencia de los casos anteriores, sólo se observa una demanda punta de calefacción a las 6.00 hrs, cuando se enciende la climatización.

Similar a lo que ocurría en el caso 1, en el escenario promedio el sistema es capaz de mantener la temperatura sobre 20°C luego de las 12.00 hrs. Sin embargo, de la misma manera también, requiere de limitar la demanda permanentemente en el escenario punta. La única salvedad ocurre durante horarios de baja ocupación, donde la demanda de potencia disminuye por efecto del menor uso de equipos y luminarias. De hecho, dT está casi todo el tiempo en 3°C, con lo que los espacios están a 17°C durante el régimen de ocupación.

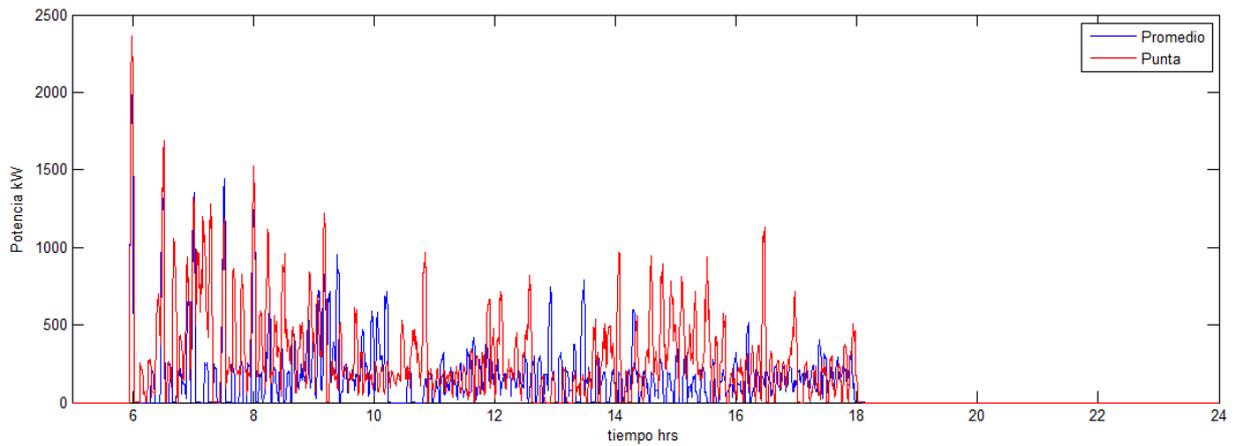


Figura 42. Potencia de calefacción escenario invierno caso 2

6.1.3.2. Confort Caso 2

El resumen de los resultados de confort higrotérmico de esta estrategia se muestra en la Tabla 33. Su similitud con los resultados del caso 1 indica que se comportan de manera similar. Se observa un incremento leve del PPD respecto del caso anterior. El PPD en el escenario punta crece un 1,98% mientras que en el caso promedio crece un 0,6%. Este incremento se relaciona a la aplicación de un mayor dT en general, sobre todo en el escenario punta. En los Anexos 0, Figura 57 y Figura 58, se puede ver las TBS medidas en el interior de los espacios.

La única variación estándar que crece de manera más o menos significativa en relación al caso 1 es la variación horaria del escenario invierno promedio, un 0.83%. Esto es debido a que en este caso se aplica un GTA con 3°C de dT , lo que hace que haya una mayor diferencia de confort entre la mañana y la tarde.

Tabla 33. Confort higrotérmico promedio caso 2

Escenario	PPD promedio %	σPPDh %	σPPDe %
Invierno punta	9,57	12,71	2,66
Invierno promedio	5,78	9,53	1,62

En este caso, el PMV del escenario promedio se puede dividir en 4 intervalos: 8.00-10.00 hrs, 10.00-12.00 hrs, 12.00-18.00 hrs y 18.00-21.00 hrs. En el primer intervalo se observa una fluctuación importante del PMV entre valores que van de -1 a las 8.00 hrs a -0.2 a las 10.00 hrs. Aquí se pasa de un escenario de bastante frío a uno de temperatura confortable. Todos los espacios tienen PMV similares. De 10.00 a 12.00 ocurre una dispersión de los PMV debido a un GTA de 3°C . Este afecta a los espacios OF23, TR34 y TR35 debido a su mayor contacto con espacios fríos. En estos espacios el PMV cae nuevamente a -1, mientras que el resto se queda sobre -0,5. En los intervalos siguientes, el comportamiento del PMV es igual al del escenario anterior.

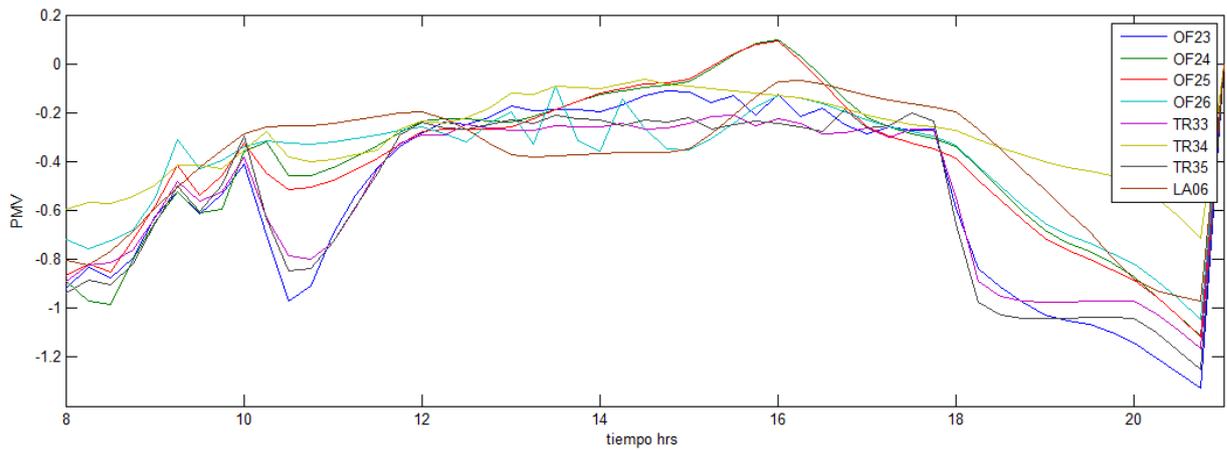


Figura 43. PMV escenario invierno promedio caso 2

El PMV del escenario punta se puede dividir en los intervalos 10.00-14.00 hrs, 14.00-17.00 hrs, 17.00-18.00 hrs y 18.00-21.00 hrs. En el primer lapso, la temperatura fluctúa entre 17 y 18,5 °C debido a la aplicación del GTA. Esta fluctuación se traduce en el vaivén del PMV entre valores de -1 y -0,6. Durante todo este intervalo los ocupantes en general están sometidos a condiciones de desconfort térmico. Cuando finaliza el GTA a las 14.00 hrs hay un intervalo de tiempo hasta las 17.00 hrs donde la temperatura se mantiene en el *setpoint* normal. Aquí el PMV se mueve en rangos de -0,6 y -0,1, es decir condiciones levemente frías y confortables. Luego de las 17.00 hrs con la reducción de la temperatura ambiente y el aumento de la demanda de potencia se vuelva accionar el GTA con dT de 3°C. Con ellos se retorna a condiciones de frío. Luego de las 18.00 hrs, con el apagado de la bomba de calor, cae el PMV de manera similar al caso 1.

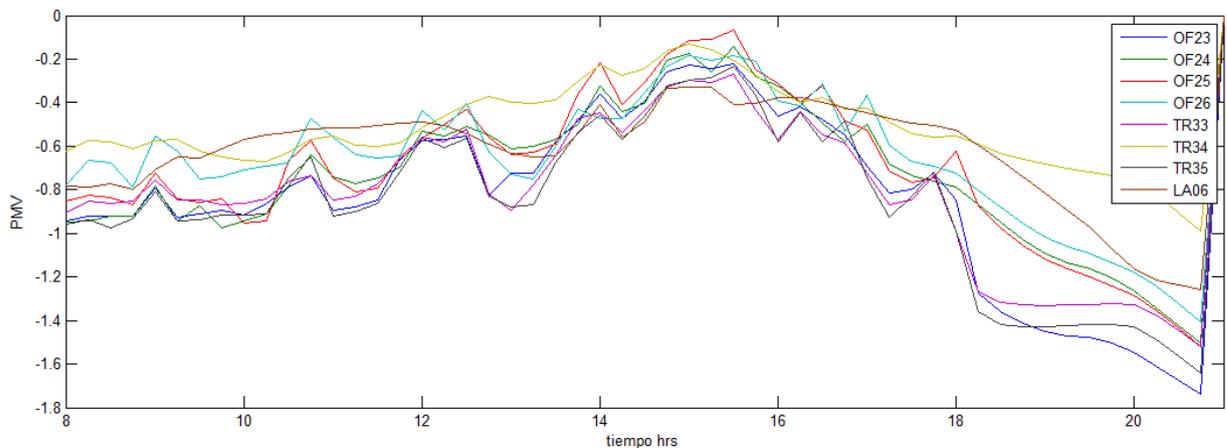


Figura 44. PMV escenario invierno promedio caso 2

En general se observa que la aplicación de la estrategia de retorno lento provoca dos efectos negativos en el confort. Por un lado, condiciones de mayor desconfort producto de la mayor aplicación del GTA de 3°C. Sobre todo en el escenario punta, durante toda la mañana el PMV cae hasta -1, que representa un PPD aproximado de 25%. Por otro lado, ocurren mayores oscilaciones de la temperatura lo que conlleva otros efectos negativos. Los ocupantes se someten a condiciones donde en ciertos momentos experimentan confort, y en otros, frío. Ello implica que deben abrigarse y desabrigarse permanentemente. Esta situación también puede provocar problemas de salud en los ocupantes.

6.2. Discusión

Se evaluó el desempeño del edificio con tres estrategias de gestión energética. En el caso base se simuló permitiendo la operación normal de la climatización durante todo el día. En el caso 1 se simuló la operación del edificio al implementar las estrategias de control que se aplican actualmente.

Finalmente, se simuló el funcionamiento del edificio aplicando modificaciones a la estrategia actual de gestión energética. Las modificaciones contemplan acciones de prevención del rebote y escalonamiento del aumento de temperatura en la mañana.

Por conceptos de orden, la discusión se divide en tres ejes:

1. Desempeño del modelo energético del complejo Beauchef Poniente
2. Desempeño térmico del edificio
3. Estrategias de control de cargas

6.2.1. Desempeño del Modelo

En primer lugar, se observa que el modelo resulta útil para poder probar y analizar el desempeño energético de un edificio. Si bien, el modelo no representa de forma exacta todas las dinámicas de un sistema HVAC, éste logra estimar las variables relevantes para la evaluación y diseño de estrategias de control de cargas térmicas. En primer lugar, modela de manera correcta el intercambio de calor de los espacios interiores con sus espacios adyacentes. Además, incorpora ganancias térmicas como la radiación solar y el calor interno generado. Con ello permite estimar la potencia y energía total consumida por todos los equipos de la planta durante un día, en particular, los equipos asociados al sistema HVAC.

Los resultados que se analizaron en la sección anterior muestran un comportamiento coherente del modelo. Ahí fue posible relacionar cada comportamiento observado en las simulaciones a factores propios de las dinámicas del intercambio de calor, de la teoría del confort térmico y del control de cargas HVAC. A continuación, se mencionan algunos aspectos que podría revisarse sobre el desempeño del modelo:

- En primer lugar, los parámetros de todos los elementos de su envolvente se extrajeron del modelo térmico que implementó el IDIEM, para realizar evaluaciones del desempeño energético del PBBP. Por ello, es importante contrastar el intercambio de calor que predice el modelo térmico con datos reales de la operación del edificio.

Un aspecto particular a revisarse, es la transmitancia solar de los termopaneles. Esto, debido a que el valor entregado por el IDIEM es muy pequeño en relación a valores vistos de termopaneles en el mercado [19]. La transmitancia del termopanel que se utilizó aquí es de 12%, mientras que la información disponible en la web sobre el mismo, *SunGuard Neutral 61*, entrega un valor de 40%. Este parámetro es importante al evaluar el impacto de la radiación solar, sobre todo de las ventanas ponientes, en el confort de los ocupantes. En estas simulaciones, se concluyó que, si bien, la radiación solar influye en el PMV de los ocupantes, no es un factor logre sacar del confort a los mismos.

- En segundo lugar, como se comentó en los resultados, se debe revisar el modelo de la generación de calor. Esto, debido a que hay dos factores que ahora no se están considerando. Primero, la dinámica de generación de calor en función de lograr el *setpoint* de temperatura del agua, que distribuye la energía térmica a los distintos espacios. Incorporar esta dinámica puede ayudar a suavizar las curvas de carga para darles un aspecto más aproximado a curvas de carga reales. Por otro lado, falta incorporar una función de la eficiencia (COP) de estos equipos en relación a la temperatura del ambiente donde están insertos. Esto es importante sobre todo para las bombas de calor que se encuentran en el techo del edificio. Tampoco se consideró el rendimiento con respecto al punto de operación. El COP, normalmente, es decreciente para demandas mayores.

- Por último, se comenta la insuficiencia de simular el desempeño del PBBP a partir de uno de sus pisos. Entre otros aspectos, es relevante mencionar que una sola planta, esencialmente de oficinas, no refleja todos los usos y requerimientos energéticos que tienen los demás espacios del complejo. En particular, un punto discordante que se observó en las simulaciones, es que la potencia nominal del *chiller* del enunciado resultó absolutamente sobredimensionada para los requerimientos que el modelo predijo en los escenarios de verano.

Por otro lado, no basta con multiplicar el requerimiento energético de una planta por un factor de proporción para estimar la curva de cargas del complejo entero. Esto debido a que, si bien, otros espacios se pueden comportar de manera similar, el momento exacto de sus requerimientos energéticos tiene un carácter más bien estocástico (salvo casos determinados por encendidos o apagados de equipos, acciones GTA, etc). Por lo tanto, el agregado de las demandas de los distintos espacios es distinto a la multiplicación de la demanda de una planta en particular.

Con respecto a la ventilación, aquí se utiliza un modelo de estado estacionario que no simula el comportamiento dinámico de la concentración de CO₂ en los espacios. Queda pendiente la evaluación del impacto de la ventilación sobre la climatización de los espacios. Para ello se podría desarrollar estrategias que modifiquen el *setpoint* de concentración de dióxido de carbono de los espacios, *ceteris paribus*, de modo de conocer el efecto de mayores o menores tasas de ventilación.

Finalmente, se concluye respecto del tiempo de procesamiento necesario para correr el modelo. En general, las simulaciones energéticas de un día tardan entre 15 y 30 segundos. Esto resulta una limitante importante al momento de realizar múltiples simulaciones para evaluar diferentes escenarios. Por ejemplo, restringe la aplicación de estrategias de gestión con optimización, que requieren evaluar múltiples escenarios en intervalos de tiempo acotados.

6.2.2. Desempeño Térmico del Edificio

A partir de la información de la Tabla 25 es posible hacer una estimación de la energía eléctrica total que el edificio consume a lo largo de un año en el caso base. Para ello se utiliza la metodología de Grados-Día [20] que correlaciona mediante proporción directa la energía térmica de un edificio con la diferencia entre la temperatura promedio interior y exterior durante un día. Así, es posible estimar el gasto energético anual, a partir de un día de muestra. Esta metodología, si bien es ampliamente aceptada para la calefacción, no es tan recomendable para el enfriamiento, debido a las demás variables que influyen en ese proceso. Sin embargo, aquí se utiliza dicha metodología para la estimación de la demanda energética anual.

El cálculo se hace a partir de la información de Grados-Día proporcionada por el *software RetScreen 4*. Para calefacción, los Grados-Día totales de un año son 1.520 y son 10,39 el día simulado, por lo tanto la energía total anual resultante en calefacción es de 799.206,93 kWh (36,5 kWh/m² considerando el área de piso de 21.919 m² que contempla los 7 pisos del edificio oriente y poniente). Para enfriamiento, en total son 1.721 Grados-Día anuales, *versus* 10,9 del día simulado, con lo que resulta un total de 900.392,88 kWh el consumo anual (41,08 kWh/m²). Con ello, la energía total que consume el edificio son 1.699.599,81 kWh (77,54 kWh/m²). Este consumo está levemente sobre los 50 kWh/m² de los códigos actuales de consumo energético de edificios residenciales de países OECD, según distintos estándares de eficiencia energética [21].

Debido a las bajas temperaturas del invierno en Chile, los requerimientos de potencia, tanto eléctrica como térmica, del edificio son mayores en invierno que en verano. La potencia térmica máxima demandada en verano no superó los 2.050 kW, mientras que en invierno se necesitó cerca de 2.900 kW. A pesar de la utilización generalizada de ventanas en la envolvente para aprovechar el calor que

entrega el sol, las ganancias por radiación solar son relativamente bajas. Esto guarda relación con la baja transmitancia solar que se mencionó antes.

No obstante lo anterior, la demanda total de energía eléctrica para climatización es mayor en verano que en invierno. Esto se debe a que en el escenario promedio de invierno la temperatura de interior de varios espacios es capaz de mantenerse dentro de la banda muerta de los ciclos de enfriamiento y calefacción entre las 12.00 y 17.00 hrs. Esto es gracias a las ganancias internas, asociadas a la ocupación, y al aumento de la temperatura exterior que alcanza sus valores máximos durante este intervalo.

La demanda de enfriamiento en verano está en función de tres variables de entradas, principalmente: la temperatura bulbo seco exterior, la radiación poniente y la ocupación de los espacios. Es por ello que sus demandas máximas ocurren en torno a las 16.00 hrs. En invierno, la demanda de calefacción, como se insinuó en el párrafo anterior, es proporcional al inverso aditivo de la temperatura exterior. Es por ello que la demanda es máxima en las horas de mañana y de tarde (siempre y cuando no haya acciones de control que limiten la demanda). Las demandas puntas de calefacción se concentran en la mañana.

Cuando las temperaturas bulbo seco al interior de todos los espacios son similares, el grado de confort de todos los usuarios es parecido. Esto se pudo observar en las simulaciones del caso base donde la variación estándar promedio de confort térmico en los diferentes espacios resultó en torno al 0,6% en los casos más extremos. Esto nuevamente se relaciona, en parte, a la pequeña transmisión de irradiancia directa que se transmite a través de los termopaneles.

Se observó que en verano hay espacios con mayor propensión a generar condiciones térmicas más cálidas durante las mañanas, producto de la radiación oriente, como la OF26 y el LA06. Por otro lado, la OF23, OF24 y OF25 se calientan más durante las tardes debido a la radiación poniente que reciben. Los demás espacios generan condiciones térmicas más frescas en estos escenarios, dado que los aportes por radiación solar no son importantes en ellos. Por su parte, el espacio TR34 se mantiene templado en todo momento dado que está totalmente rodeado por espacios interiores (ninguno de estos espacios es un servicio).

En invierno se observó que ciertos espacios tienden a generar condiciones más frías para los ocupantes, incluso con temperaturas bulbo seco similares. Estos espacios son la OF23, TR33 y TR35. Esto se debe a que son espacios con fugas de calor importantes dado que están rodeados de espacios fríos. En el caso de la OF23 su envolvente está casi totalmente en contacto con el exterior mediante termopanel, salvo por una partición. TR33 y TR35, además de no percibir radiación solar importante, tienen dos de las superficies de su envolvente en contacto con el exterior y otra en contacto con los servicios. Como ya se explicó, los servicios no cuentan con climatización, y por ende, su temperatura es baja en relación a los demás espacios del edificio.

Estos mismos espacios, son los más propensos a enfriarse durante las acciones de control de desprendimiento de carga y limitación de demanda que se aplican en invierno. Esto se observó en simulaciones del caso 1 y caso 2. Durante los GTA, la temperatura de estos espacios en todo momento oscilaba acorde a la consigna de temperatura, mientras que los demás espacios eran capaces de mantenerse en rangos de temperatura aceptables, a pesar de la reducción de la consigna de temperatura. Luego, al apagar la calefacción durante las horas punta, se observa que las primeras temperaturas en caer son estas. En el caso de los TR33 y TR35, esto se debe también a sus bajas ganancias internas: tienen una densidad de ocupación baja, una iluminancia pequeña y no poseen equipos de enchufe.

Por último, relacionado a esto, las observaciones indican que la capacidad de almacenamiento térmico del edificio es pequeña. A pesar de que no se estudió mucho esta propiedad, la caída abrupta de la temperatura de los espacios al apagar la calefacción durante la hora punta es un indicio de baja inercia térmica. Esta observación tiene sentido con el hecho de que la envolvente del edificio consta en general de vidrio, que no es un buen acumulador de calor.

6.2.3. Estrategias de Control de Cargas

La Tabla 34 resume la información relevante para comparar el costo energético de los tres casos vistos. Solamente se compara los cargos de los escenarios de invierno, dado que son los únicos escenarios donde se probó diferentes estrategias de control de cargas. Sobre el cargo por demanda máxima en hora punta, se igualó los valores obtenidos en el caso 1 y caso 2. Eso se realizó porque la diferencia es debido a una imperfección del modelo que no redujo a cero la potencia de calefacción inmediatamente a partir de las 18.00 hrs. Ambos se igualaron al menor valor, el del caso 2.

Tabla 34. Resumen de cargos por energía para distintos casos

Caso	Cargo energía	Cargo demanda máxima	Cargo d. max. hora punta
Caso Base	\$8.040.351	\$761.350	\$4.257.284
Caso 1	\$7.423.204	\$727.783	\$2.080.964
Caso 2	\$7.174.062	\$569.350	\$2.080.964

Para comparar los costos anuales de energía de los distintos casos, se tomaron los siguientes supuestos:

1. El ahorro del cargo de energía logrado durante el escenario de invierno de los casos 1 y 2 se extrapola a los demás meses de invierno (Abril-Septiembre). La extrapolación se hace mediante el método de Grados-Día, tomando en cuenta sólo los meses considerados de invierno.
2. El cargo por demanda máxima que se aplica durante todo el año es el del escenario de invierno.
3. El cargo por potencia en hora punta es igual durante todos los meses en los casos 1 y 2.
4. El cargo por potencia en hora punta del caso base entre los meses de Abril y Septiembre (exceptuando Julio) se calcula en proporción al cargo del escenario invierno punta. La manera de estimar este cargo en cada mes, es estableciendo una proporción entre el cargo por potencia y la diferencia entre la temperatura mínima permitida al interior del edificio (20°C) y la mínima temperatura exterior. Se consideran las temperaturas dentro del horario punta y de las horas de operación de la climatización (18.00-21.00 hrs).

Por lo tanto, el ahorro mensual previsto en energía durante los meses de invierno son los que aparecen en la Tabla 35.

Tabla 35. Ahorro en energía durante los meses de invierno

Mes	Grados-Día	Ahorro E caso 1	Ahorro E caso 2
Abril	114	\$ 229.243	\$ 321.789
Mayo	214	\$ 430.133	\$ 603.777
Junio	285	\$ 573.108	\$ 804.472
Julio	307	\$ 617.147	\$ 866.289
Agosto	264	\$ 529.874	\$ 743.783
Septiembre	195	\$ 392.127	\$ 550.428

El cargo por potencia máxima en hora punta que se estima a partir de los supuestos es el que se muestra en la Tabla 36.

Tabla 36. Cargos por potencia en hora punta durante los meses de invierno

Mes	T° mínima	ΔT°	Cargo P max HP
Abril	14,1	5,9	\$ 2.093.165
Mayo	11,8	8,2	\$ 2.909.144
Junio	10	10	\$ 3.547.737
Julio	8	12	\$ 4.257.284
Agosto	9,8	10,2	\$ 3.618.691
Septiembre	11,3	8,7	\$ 3.086.531

De estos resultados también se puede calcular el cargo por potencia máxima en hora punta fuera de los meses de invierno. Se obtiene como el promedio entre los dos cargos máximos durante el invierno. El cargo resultante es \$ 3.937.988 mensual. Con ello, se puede calcular el costo anual de la electricidad en el caso base que resulta ser \$ 165.971.409 (\$7.572 /m²).

A partir de estos resultados se calcula el ahorro anual estimado de los casos 1 y 2 respecto del caso base. La Tabla 37 muestra estos resultados.

Tabla 37. Ahorro energético de caso 1 y caso2 respecto del caso base

Caso	Ahorro E	Ahorro P max	Ahorro P max HP	Ahorro total	Ahorro por m ²
Caso 1	\$ 2.771.632	\$ 402.804	\$ 18.168.910	\$ 21.343.346	\$ 973,74
Caso 2	\$ 3.890.538	\$ 2.304.000	\$ 18.168.910	\$ 24.363.448	\$ 1.111,52

Por otro lado, el ahorro anual en términos energéticos que se logra con las estrategias se muestra en la Tabla 38.

Tabla 38. Reducción de consumo energético de caso 1 y caso 2 respecto del caso base

Caso	Ahorro E kWh	Ahorro E kWh/m ²
Caso 1	41.432,57	1,89
Caso 2	58.158,88	2,65

Como se puede observar en la Tabla 37, el ítem de ahorro más importante respecto del caso base es el cargo por potencia en hora punta. Luego vienen el ahorro en energía y el ahorro en potencia máxima. El ahorro total del caso 1 y 2 respectivamente, es de 12,86% y 14,68%, en relación al costo anual del caso base. De las dos estrategias, el caso 2 logra una reducción de costos que supera en un 14,15% el ahorro anual del caso 1. En términos de la reducción del consumo energético que generan ambas medidas evaluadas, se observa que los casos 1 y 2 reducen 2,44% y 3,42% del consumo energético anual total del edificio, respectivamente.

Tanto en el caso 1 como en el caso 2 se aplica la estrategia de apagado de equipos durante las horas punta. Como se vio en los resultados, esta estrategia trae como consecuencia una reducción importante del confort de los ocupantes. Además de esto, la medida es poco granular ya que afecta de manera dispar a los ocupantes de espacios diferentes. Por otro lado, los espacios más afectados por el apagado de los equipos son, en parte, los espacios de tránsito TR33 y TR35. En estos espacios no es tan importante mantener las condiciones de confort como en las oficinas. Además, luego de las 18.00 hrs la ocupación de las oficinas comienza a disminuir con lo cual son menos personas las afectadas por esta reducción del servicio.

Fuera de la hora punta los casos 1 y 2 se comportan de manera distinta. Es importante notar que el caso 2 presenta peores niveles de confort higrotérmico que el caso 1. Como se observó antes, la aplicación del retorno lento a la condición normal de operación trae como consecuencia una reducción mayor de la temperatura de los espacios a lo largo del día. Además, otra consecuencia es una

fluctuación permanente de las condiciones térmicas al interior de los espacios. A diferencia de la gestión de cargas en hora punta, esta medida opera durante las horas de máxima ocupación de los espacios. Dicho esto, es importante señalar que los efectos más nocivos de esta estrategia ocurren cuando se aplica en el escenario punta, que representa condiciones meteorológicas extremas que se dan solamente el 1% de los días de un año promedio.

Resulta interesante analizar la manera en que se comporta el sistema de control al aplicar las diferentes estrategias de gestión de cargas. De hecho, observando el patrón de comportamiento del GTA que se aplica en el escenario promedio del caso 2, es posible plantear un nuevo diseño de estrategia de gestión de cargas. Este diseño puede rescatar el efecto positivo del caso 2 en la reducción de demanda máxima de potencia, pero evitando los vaivenes de temperatura. Por ejemplo, si el encendido de la calefacción se hace a 15°C a las 6.00 hrs, y se programa un ascenso de la temperatura en rampa para llegar a los 20°C recién a las 12.00 hrs.

Finalmente, es importante señalar la importancia del trabajo con los ocupantes de los espacios para el correcto diseño de las estrategias de gestión de cargas. Si bien, mediante simulaciones se puede estimar el nivel de confort de los usuarios, es vital tener una retroalimentación permanente con los usuarios del edificio. De este modo se puede conocer el impacto real de las medidas y tener un mayor rango de acción de modo de evitar afectar el confort de los ocupantes.

7. Conclusiones

En este trabajo se ha desarrollado y evaluado una estrategia de gestión de la demanda para el Proyecto Bicentenario Beauchef Poniente. Para ello se desarrolló un modelo de simulación térmica de una de las plantas del edificio poniente de dicho complejo. Mediante este modelo se pudo analizar el desempeño energético del edificio y el confort de los ocupantes al aplicar distintas estrategias de gestión de la demanda. La estrategia propuesta se comparó con un caso base sin gestión de cargas y también con la estrategia de control de demanda que el edificio aplica actualmente. A continuación, se presentan las conclusiones del trabajo desarrollado.

En primer lugar, se concluye respecto del modelo térmico desarrollado. Este cumple con modelar de manera correcta el intercambio de calor de los espacios de la planta con sus espacios adyacentes. Además incorpora las condiciones meteorológicas de temperatura exterior y radiación solar, así como ganancias internas, que se entregan como entradas de modo de simular distintos escenarios. A partir de esto, el modelo es capaz de estimar la carga térmica necesaria para la obtención de condiciones deseadas al interior de los espacios.

Adicionalmente, el modelo simula el comportamiento de un sistema de HVAC de tipo *fancoil* con generación de calor centralizada a partir de *chiller* y bombas de calor. Esto incorpora tanto las lógicas de operación de encendido y apagado de los equipos como las limitaciones del sistema y lógicas de control de cargas. También modela la ventilación mediante un modelo de estado estacionario que entrega un caudal de aire fijo para una consigna de concentración de CO₂ dada. Estas características son suficientes para la simulación y evaluación de estrategias de gestión de cargas.

Como trabajo propuesto sobre el modelo, queda realizar una calibración de este con respecto de observaciones del intercambio de calor del edificio real. En primer lugar se puede examinar las propiedades la envolvente real del edificio para compararla con la del modelo. Entre otros aspectos, es importante conocer la transmitancia solar efectiva de los termopaneles. Por otro lado, queda mejorar el modelo de operación de los sistemas de generación de calor. Aquí es importante incorporar un modelo de la dinámica del acondicionamiento del agua y un COP variable respecto de distintas condiciones atmosféricas y de operación. Por último, también está propuesto incorporar un modelo dinámico de la concentración de CO₂.

Por último, respecto del modelo energético, queda pendiente reducir el tiempo requerido para las simulaciones. Sobre todo, tomando en cuenta su aplicación en el diseño de estrategias de gestión con control óptimo. Ello puede tratarse de diferentes maneras. Por un lado, se puede trabajar con el modelo analítico en plataformas diferentes a *Simulink*, o *Matlab*, que permitan una mayor velocidad de procesamiento de las operaciones, o la partición de las mismas en procesadores distintos. Por otro lado, se puede trabajar la simplificación del modelo, reduciendo el nivel de detalle a la dinámica del comportamiento energético.

Durante este trabajo se exploró formas de caracterizar y cuantificar el nivel de confort de las personas para la evaluación de estrategias de control de cargas. En cuanto al confort higrotérmico se trabajó con el PMV desarrollado por Fanger. El PMV toma parámetros de un ambiente como la temperatura ambiente, velocidad del viento, temperatura radiante, etc, para generar un indicador del nivel de confort de un usuario promedio. Sobre la calidad del aire, se trabajó en base a la concentración de CO₂ de los espacios, como lo señala la bibliografía. Estos indicadores se incorporaron al modelo térmico y de ventilación desarrollados, permitiendo estimar el grado de confort en el edificio, dadas las distintas estrategias de gestión estudiadas.

Se propuso una nueva estrategia de gestión energética que plantea una mejora en términos de reducción de la demanda de potencia punta. Ella incorpora lógicas de reducción del efecto rebote provocado por la estrategia que actualmente aplica el edificio. Además, agrega la partida lenta para disminuir la alta demanda de potencia provocada por el encendido de los equipos en la mañana durante los meses de invierno. La estrategia propuesta se comparó con la que actualmente aplica el edificio y respecto del desempeño del edificio sin estrategias de gestión de cargas.

Sobre los resultados obtenidos, se concluye que la gestión energética actual es muy efectiva para la reducción del costo de la electricidad. Si bien, la reducción energética no es grande respecto del gasto anual del caso base (2,44%), lo más relevante para la reducción de costos es la gestión de carga en hora punta. El ahorro total que se logra con esta estrategia es de \$21.343.346 anuales (\$973 /m²) lo que representa una reducción del 12,86% de los costos.

La prevención del rebote propuesta aplicada a la estrategia actual de límite de demanda mediante GTA genera ahorros aún mayores. Junto con la estrategia de aumento paulatino de la temperatura en la mañana, se probó que se puede lograr considerables ahorros adicionales en el costo de electricidad. En total, reduce en 16.726,30 kWh (0.76 kWh/m²) el consumo eléctrico respecto de la estrategia actual, lo que representa un aumento del ahorro en 0,98% respecto del caso base. Sin embargo, el ahorro importante en el costo de la electricidad lo provoca la reducción de demanda de potencia máxima. En total esta estrategia reduce el costo anual de la electricidad en \$3.020.102 (\$137,78 por m²) respecto de la estrategia actual, lo que incrementa en 1,82% el ahorro respecto del caso base.

También, se puede concluir que es necesario el rediseño de estas estrategias de control de modo de evitar el discomfort térmico de los ocupantes. La estrategia actual y la propuesta en este trabajo tienen el problema de provocar alta disconformidad en los ocupantes del edificio. Sobre todo, el apagado de equipos en hora punta provoca una reducción abrupta del PMV llegando a valores muy fríos. Es necesario plantearse otras maneras de lograr la reducción del costo energético, afectando menos el confort de los usuarios. La estrategia propuesta tiene el problema adicional de mantener temperaturas bajas durante gran parte del día y generar fluctuaciones de temperatura que pueden afectar la salud de los usuarios.

Como trabajo a realizarse, se sugiere la evaluación de dos estrategias de gestión de la demanda. En primer lugar, una estrategia de desprendimiento de carga basada en el ajuste de la consigna de ventilación en horas críticas. Ella se puede aplicar sobre las estrategias que ya se probaron y el caso base de modo de ver si logra reducir el costo energético de climatización, o amortiguar la caída de temperatura de los espacios luego del apagado de la climatización. La otra estrategia que se propone es aplicar respuesta de demanda mediante control óptimo. Esta estrategia plantea la decisión mediante optimización de las acciones de respuesta de demanda, con una función multiobjetivo que busque minimizar el costo de electricidad y la reducción de confort percibido por los ocupantes. Para ello, es necesario trabajar en el modelo como se planteó antes.

8. Bibliografía

- [1] P. H. Shaikh, N. B. Mohd Nor, P. Nallagownden, I. Elamvazuthi y T. Ibrahim. 2014. A review on optimized control systems for building energy and comfort management of smart sustainable buildings. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 34, pp. 409-429.
- [2] Raúl O’Ryan, Manuel Díaz, Jaques Clerc. 2010. Consumo de Energía y Emisiones de Gases de Efecto Invernadero en Chile 2007-2030 y Opciones de Mitigación. Programa de Gestión y Economía Ambiental. Universidad de Chile.
- [3] P. Palensky, D. Dietrich. 2011. Demand Side Management: Demand Response, Intelligent Energy Systems, and Smart Loads. *IEEE Transactions on Industrial Informatics*, vol. 7, no 3.
- [4] N. Motegi, M. A. Piette, D. S. Watson, S. Kiliccote, P. Xu. 2007. Introduction to Commercial Building Control Strategies and Techniques for Demand Response. Lawrence Berkeley National Laboratory. Berkeley, California.
- [5] D. Kolokotsa, G. S. Stavrakakis, K. Kalaitzakis, D. Agoris. 2002. Genetic Algorithms Optimized Fuzzy Controller for the Indoor Environmental Management in Buildings Implemented Using PLC and Local Operating Networks. *Engineering Applications of Artificial Intelligence*, vol. 15, 2002.
- [6] P.O. Fanger. 1973. *Thermal Comfort*. McGraw-Hill Book Company. Nueva York.
- [7] ASHRAE. 2007. *Energy Standard for Buildings Except Low-Rise Residential Buildings*. Versión 90.1-2007.
- [8] ASHRAE. 1997. *1997 ASHRAE handbook: Fundamentals*. Atlanta.
- [9] O. Seppänen, W. J. Fisk, QH. Lei. 2006. Effect of Temperature on Task Performance in Office Environment. Lawrence Berkeley National Laboratory. Berkeley, California.
- [10] Chen Chen, Jianhui Wang, Yeonsook Heo, S. Kishore. 2013. MPC-Based Appliance Scheduling for Residential Building Energy Management Controllers. *IEEE Transactions on Smart Grid*, vol. 4, no.3.
- [11] P. H. Shaikh, N. Bin Mohd Nor, P. Nallagownden, I. Elamvazuthi. 2014. Optimized Intelligent Control System for Indoor Thermal Comfort and Energy Management of Buildings. 5th International Conference on Intelligent and Advanced Systems (ICIAS).

S. J. Emmerich, A. K. Persily. 2003. State-of-the-art review of CO₂ demand controlled ventilation technology and application. NISTIR 6729, National Institute of Standards and Technology, California Energy Commission, Technical report (demand-controlled ventilation assessment, P-500-03-096-A8).
- [12] Earth System Research Laboratory. 2016. Trends in Atmospheric Carbon Dioxide, Global. [en línea] <http://www.esrl.noaa.gov/gmd/ccgg/trends/global.html#global> [consulta: 25 de Abril de 2016]
- [13] Lingfeng Wang, Zhu Wang, Rui Yang. 2012. Intelligent Multiagent Control System for Energy and Comfort Management in Smart and Sustainable Buildings. *IEEE Transaction on Smart Grid*, vol. 3, no. 2.
- [14] M. M. Haghghi, A. L. Sangiovanni-Vicentelli. 2011. Modelling and Optimal Control Algorithm Design for HVAC Systems in Energy Efficient Buildings. Electrical Engineering and Computer Sciences University of California Berkely.

- [15] Domancic Herrera, P. 2008. Diseño de un Sistema de Calefacción Solar para un Edificio Público. Memoria de Ingeniero Mecánico. Santiago, Universidad de Chile, Facultad de Ciencias Físicas y Matemáticas.
- [16] Chilectra. 2015. Preguntas frecuentes, tarifas y acuerdos. [en línea] <https://www.chilectra.cl/preguntas-frecuentes/Empresas/Empresas-e-Instituciones/Tarifas-y-Acuerdos/Como-es-la-tarifa-AT43>. [consulta: 20 de Mayo de 2015]
- [17] J. Babiak, B. W. Olesen, D. Petrás. 2007. Low Temperature Heating and High Temperature cooling - Embedded water based surface systems. REHVA Guidebook, no. 7.
- [18] N. Kántor, J. Unger. 2011. The Most Problematic Variable in the Course of Human-Biometeorological Comfort Assesment – the Mean Radiant Temperature. Central European Journal of Geosciences.
- [19] Guardian SunGuard. 2015. Product Brochures and Flyers, SunGuard Neutral 61. [en línea] <https://www.guardian.com/commercial/ToolsandResources/Resources/ProductLiterature/index.htm> [conuslta: 16 de Abril de 2015]
- [20] Roberto Román L. 2014. Sistemas Solares Pasivos. Santiago, Universidad de Chile, Facultad de Ciencias Físicas y Matemáticas.
- [21] Jens Laustsen. 2008. Energy Efficiency Requirements in Building Codes, Energy Efficiency Policies for New Buildings. International Energy Agency.

ANEXO A. Horarios de Ocupación del edificio

Ocupación				
Hora	Oficina	Baño	Transito	Laboratorio
0:00	0	0	0	0
1:00	0	0	0	0
2:00	0	0	0	0
3:00	0	0	0	0
4:00	0	0	0	0
5:00	0	0	0	0
6:00	0	0	0	0
7:00	0	0	0	0
8:00	0,3	0,7	0,7	0
9:00	0,5	0,5	0,5	0,5
10:00	1	0,3	0,3	1
11:00	1	0,3	0,3	1
12:00	1	0,3	0,3	1
13:00	0,5	1	1	0,5
14:00	0,5	1	1	0,5
15:00	0,5	1	1	0,5
16:00	1	0,3	0,3	1
17:00	1	0,3	0,3	1
18:00	1	0,3	0,3	1
19:00	0,5	0,5	0,5	0,5
20:00	0,3	0,7	0,7	0
21:00	0	0	0	0
22:00	0	0	0	0
23:00	0	0	0	0

ANEXO B. Horarios de Operación de Equipos HVAC

HVAC			
Hora	Oficina	Transito	Laboratorio
0:00	0	0	0
1:00	0	0	0
2:00	0	0	0
3:00	0	0	0
4:00	0	0	0
5:00	0	0	0
6:00	0	0	0
7:00	0	0	0
8:00	1	1	0
9:00	1	1	1
10:00	1	1	1
11:00	1	1	1
12:00	1	1	1
13:00	1	1	1
14:00	1	1	1
15:00	1	1	1
16:00	1	1	1
17:00	1	1	1
18:00	1	1	1
19:00	1	1	1
20:00	1	1	0
21:00	0	0	0
22:00	0	0	0
23:00	0	0	0

ANEXO C. Área de Ventanas en Muros y Particiones

Tabla 39. Envoltente por espacio

Nombre espacio	Sección	Área	Orientación	Material	Área material
		m ²	Grados		m ²
Oficinas23_OF	Muro P	28,599	273	HA 250mm - VC 20mm	0,037
				Termopanel	28,562
	Muro S	50,276	180	HA 250mm - VC 20mm	0,072
				Termopanel	50,204
	Muro O	28,525	90	HA 250mm - VC 20mm	28,525
Partición OFI24	29,559	-	Tabiquería	29,559	
Partición LAB06	19,220	-	Tabiquería	19,220	
Oficinas24_OF	Muro N	10,339	0	HA 250mm - VC 20mm	0,034
				Termopanel	10,305
	Muro P	65,767	273	HA 250mm - VC 20mm	0,014
				Termopanel	65,754
	Partición SER21	15,778	-	Tabiquería	15,778
Partición OFI23	29,559	-	Tabiquería	29,559	
Partición LAB06	65,642	-	Tabiquería	65,642	
Oficinas25_OF	Muro N	10,339	0	HA 250mm - VC 20mm	0,034
				Termopanel	10,305
	Muro P	151,400	273	HA 250mm - VC 20mm	0,033
				Termopanel	151,367
	Muro S	10,339	180	HA 250mm - VC 20mm	0,036
				Termopanel	10,303
	Partición TRA35	8,579	-	Tabiquería	8,579
Partición TRA33	16,503	-	Tabiquería	16,503	
Partición TRA34	151,122	-	Tabiquería	4,349	
			Cristal interior	146,773	
Oficinas26_OF	Muro O	151,122	90	HA 250mm - VC 20mm	0,000
				Termopanel	151,122
	Partición TRA35	22,610	-	Tabiquería	22,610
	Partición TRA34	151,122	-	Tabiquería	4,335
				Cristal interior	146,787
Partición TRA33	22,610	-	Tabiquería	22,610	
Servicio21_BA	Muro P	19,189	273	HA 250mm - VC	0,002

				20mm	
				Termopanel	19,187
	Muro O	19,198	90	HA 250mm - VC 20mm	19,198
	Partición TRA33	56,569	-	Tabiquería	56,569
	Partición OFI24	15,778	-	Tabiquería	15,778
	Partición LAB06	41,795	-	Tabiquería	41,795
Servicio22_BA	Muro N	49,059	0	HA 250mm - VC 20mm	40,059
	Muro P	19,136	273	HA 250mm - VC 20mm	0,035
				Termopanel	19,101
	Muro O	19,075	90	HA 250mm - VC 20mm	19,075
Partición TRA35	41,061	-	Tabiquería	41,061	
Transito33_CT	Muro P	18,926	273	HA 250mm - VC 20mm	0,002
				Termopanel	18,924
	Muro O	18,935	90	HA 250mm - VC 20mm	0,000
				Termopanel	18,935
	Partición OFI26	22,610	-	Tabiquería	22,610
	Partición TRA34	16,466	-	Tabiquería	16,466
	Partición OFI25	16,503	-	Tabiquería	16,503
Partición SER21	56,569	-	Tabiquería	56,569	
Transito34_CT	Partición TRA35	16,466	-	Tabiquería	16,466
	Partición OFI25	151,12 2	-	Tabiquería	4,349
				Cristal interior	146,773
	Partición TRA33	16,466	-	Tabiquería	16,466
	Partición OFI26	151,12 2	-	Tabiquería	4,335
				Cristal interior	146,787
Transito35_CT	Muro N	5,600	0	HA 250mm - VC 20mm	0,035
				Termopanel	5,565
	Muro P	18,986	273	HA 250mm - VC 20mm	0,004
				Termopanel	18,982
	Muro O	19,030	90	HA 250mm - VC 20mm	0,035
				Termopanel	18,995
	Partición SER22	41,061	-	Tabiquería	41,061
Partición OFI25	8,579	-	Tabiquería	8,579	
Partición TRA34	16,466	-	Tabiquería	16,466	

	Partición OFI26	22,610	-	Tabiquería	22,610
Laboratorio06_LA B	Muro S	22,575	180	HA 250mm - VC 20mm	22,575
	Muro O	65,677	90	HA 250mm - VC 20mm	0,035
				Termopanel	65,642
	Partición SER21	41,795	-	Tabiquería	41,795
	Partición OFI24	65,642	-	Tabiquería	65,642
	Partición OFI23	19,220	-	Tabiquería	19,220

ANEXO D. Condiciones Climáticas

Temperatura Exterior Bulbo Seco

Tabla 40. Temperatura bulbo seco promedio mensual

	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec
0:01- 1:00	16.3	16.1	13.9	10.5	7.9	6.3	5.7	6.4	8.3	10.8	12.7	15.5
1:01- 2:00	15.4	15	13	9.7	7	5.7	5.2	5.8	8.1	10	11.9	14.3
2:01- 3:00	14.6	14.3	12.3	9.4	6.7	5.3	5	5.2	7.7	9.1	11.1	13.6
3:01- 4:00	14	13.6	11.7	9	6.4	4.9	4.6	5	7.2	8.6	10.6	12.6
4:01- 5:00	13.5	12.7	11.3	8.6	5.9	4.8	4.3	4.8	6.9	7.9	10.4	12
5:01- 6:00	12.9	12.1	10.8	8.1	5.5	4.4	4.2	4.5	6.5	7.5	10.3	11.4
6:01- 7:00	13.4	11.7	10.3	7.8	5.2	4.2	3.7	4.2	6.1	7.9	11.1	13.6
7:01- 8:00	16.4	14.3	11.8	8.3	5.3	4.1	3.5	4.2	6.9	10.6	13.3	16.8
8:01- 9:00	19.5	17.9	15.2	11.1	7.5	4.9	4.3	5.7	9.3	13.4	15.9	19.4
9:01-10:00	22	21.1	18.1	14.1	10.2	7	5.7	8.3	11.6	15.4	18.2	21.4
10:01-11:00	24.5	23.5	20.7	16.7	12.7	9.6	7.7	10.3	13.6	17	19.9	23.4
11:01-12:00	26.4	25.5	22.9	18.4	14.9	11.8	9.1	12.1	15.1	18.5	21.9	25.4
12:01-13:00	27.8	27	24.6	20.1	16.5	13.9	11.1	13.9	16.4	20	23.5	26.8
13:01-14:00	28.8	28.2	26	21.4	17.8	14.9	12.6	15.1	17.1	20.9	24.7	27.7
14:01-15:00	29.2	28.5	26.3	21.5	18.3	15.6	13	16.5	17.4	21.4	25	27.8
15:01-16:00	29	28.2	26	21.4	18.4	15.8	12.8	16	17.3	21.1	24.9	27.7
16:01-17:00	28.3	27.9	25.4	21	17.7	15	13	16	16.5	20.4	24.1	27
17:01-18:00	27.1	26.5	23.7	19.2	15.7	13.3	11.2	13.9	15.2	19.1	22.6	26
18:01-19:00	25.2	24.3	21.7	17.2	14	12	10	12.1	13.6	17.5	20.7	24.3
19:01-20:00	23.6	23	19.5	15.4	12.9	11	8.6	10.8	12.4	16.1	18.7	22.7
20:01-21:00	21.5	20.9	18.2	14.1	11.8	10	8	9.8	11.3	14.8	16.9	20.7
21:01-22:00	19.6	19.3	16.9	13.1	9.9	9.1	7.1	8.3	10.4	13.8	15.4	19.1
22:01-23:00	18.4	18	15.7	12	8.8	7.8	6.4	7.8	9.6	12.5	14.3	17.7
23:01-24:00	17.3	17.1	14.6	11.2	8.3	6.8	5.9	7.1	9	11.8	13.4	16.8

Nubosidad Opaca Mensual

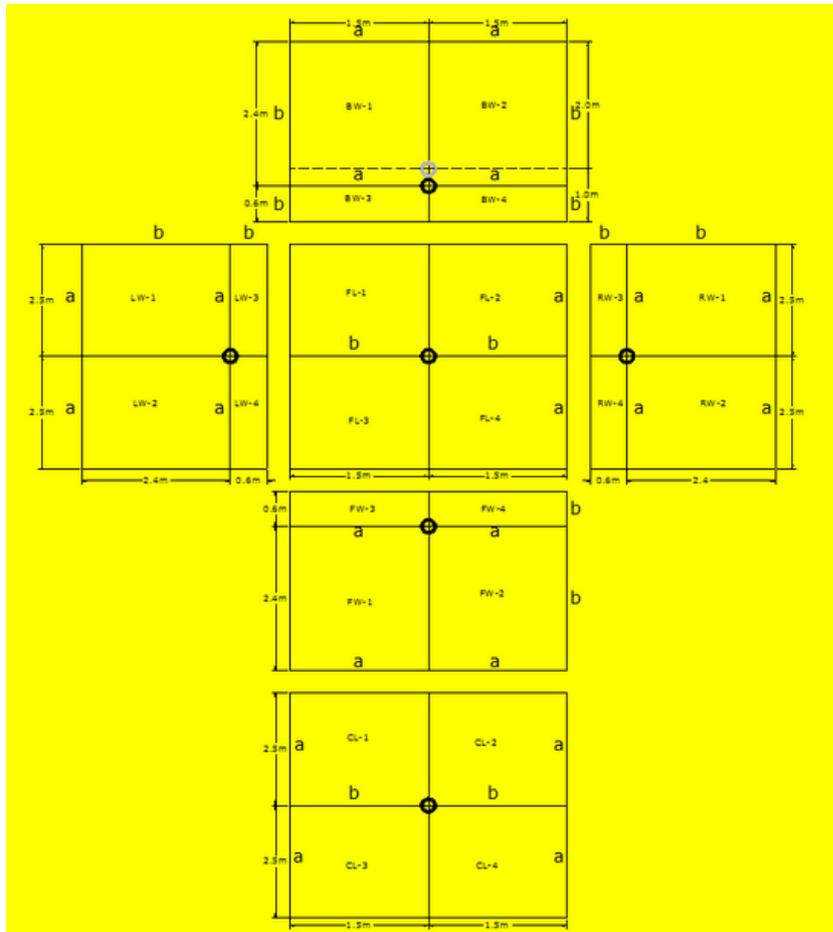
Tabla 41. Nubosidad opaca promedio mensual

	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec
0:01- 1:00	3	4	5	33	25	35	40	33	43	30	14	5
1:01- 2:00	3	4	7	34	23	45	43	35	44	29	13	5
2:01- 3:00	4	4	9	37	25	44	44	36	46	31	20	5
3:01- 4:00	5	5	12	42	26	52	45	36	46	33	27	5
4:01- 5:00	6	5	14	45	27	54	46	37	47	34	34	6
5:01- 6:00	9	6	17	42	31	53	46	40	45	33	37	7
6:01- 7:00	11	7	20	39	35	51	47	41	44	34	40	7
7:01- 8:00	14	8	23	35	39	56	46	40	43	34	44	8
8:01- 9:00	12	8	21	34	39	54	49	39	40	35	37	9
9:01-10:00	9	7	18	34	37	54	51	33	36	33	30	10
10:01-11:00	8	8	16	33	37	51	52	32	32	32	23	11
11:01-12:00	6	6	13	31	33	41	48	29	35	30	19	10
12:01-13:00	6	6	10	28	30	38	42	27	36	30	15	10
13:01-14:00	5	5	6	26	26	35	36	24	38	28	10	8
14:01-15:00	7	6	6	28	30	33	34	24	39	29	10	7
15:01-16:00	9	6	7	29	32	32	33	22	38	32	7	7
16:01-17:00	10	7	7	29	34	33	29	20	38	33	5	7
17:01-18:00	9	6	7	29	32	32	31	22	37	34	7	8
18:01-19:00	8	5	7	28	28	32	31	21	35	35	7	9
19:01-20:00	6	5	7	27	25	32	31	22	34	35	8	9
20:01-21:00	5	5	6	29	26	30	33	23	36	35	10	9
21:01-22:00	3	4	6	30	25	28	35	25	39	32	12	8
22:01-23:00	2	3	6	31	26	32	35	29	38	32	14	6
23:01-24:00	2	3	7	32	25	34	38	29	41	30	13	6
Max Hour	8	8	8	5	8	8	11	7	5	20	8	11
Min Hour	23	23	1	14	2	22	17	17	11	14	17	1

ANEXO E. Factores de Ángulo

Las figuras contienen las fórmulas utilizadas para el cálculo del PMV de cada espacio.

Terms for calculating angle factors (Reference: Table 2.1, REHVA Guidebook No. 7, pg. 11)									Formula's (Ref.: REHVA Guidebook No. 7, pg. 11)	
Seated/standing	for future use	Occupant position	F_{max}	A	B	C	D	E	$F_{p,y} = F_{max} * (1 - e^{-(a/c)^{\tau}}) * (1 - e^{-(b/c)^{\gamma}})$	
Seated person	if, then	wall/window facing person	0.118	1.216	0.169	0.717	0.087	0.052	$\tau = A + B(a/c)$	
	if, then	floor/ceiling facing person	0.116	1.396	0.130	0.951	0.080	0.055	$\gamma = C + D(b/c) + E(a/c)$	
Standing person	if, then	wall/window facing person	0.120	1.242	0.167	0.616	0.082	0.051		
	if, then	floor/ceiling facing person	0.116	1.595	0.128	1.226	0.046	0.044		



ANEXO F. Resultados Simulaciones

Caso Base

Temperatura Interior Bulbo Seco

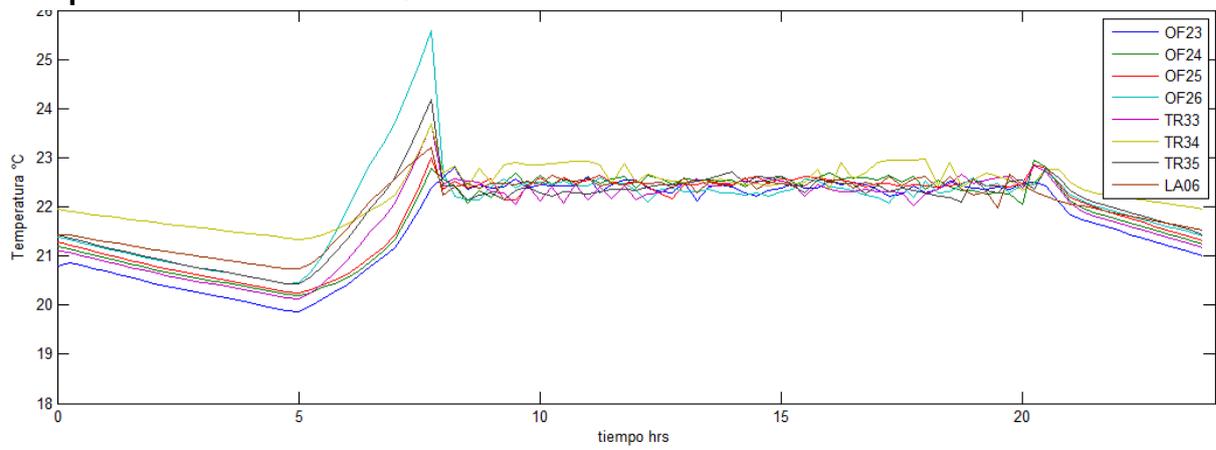


Figura 45. Temperaturas interiores bulbo seco verano promedio caso base

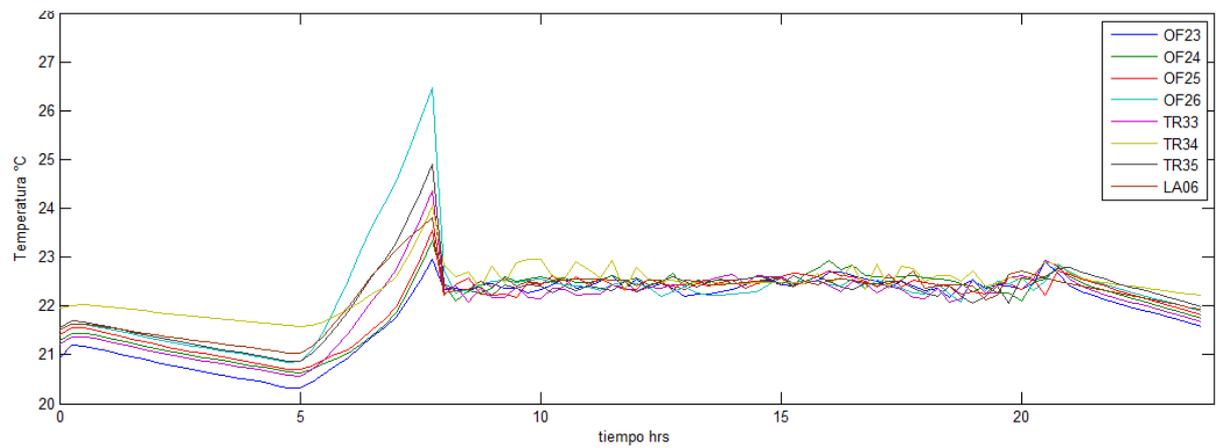


Figura 46. Temperaturas interiores bulbo seco verano punta caso base

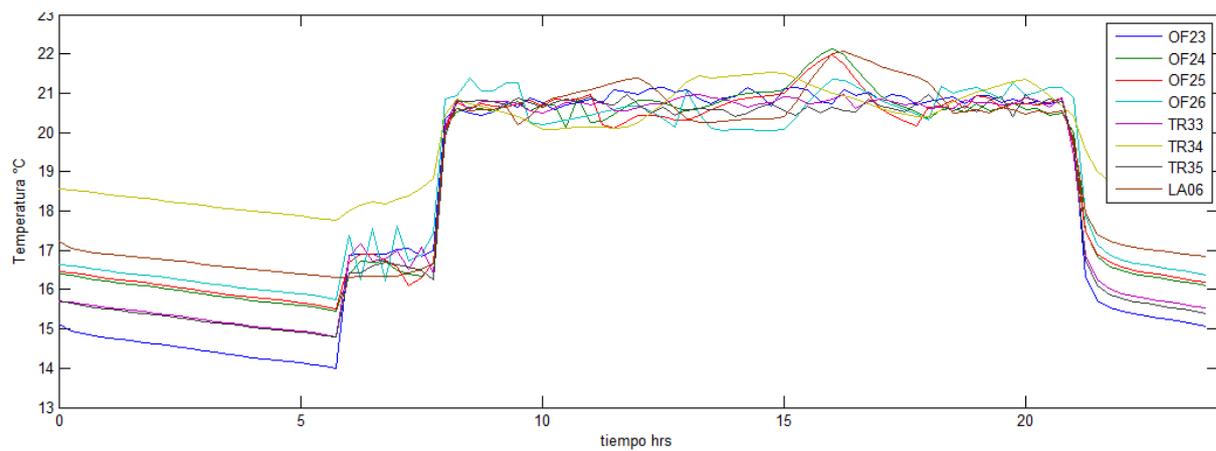


Figura 47. Temperaturas interiores bulbo seco invierno promedio caso base

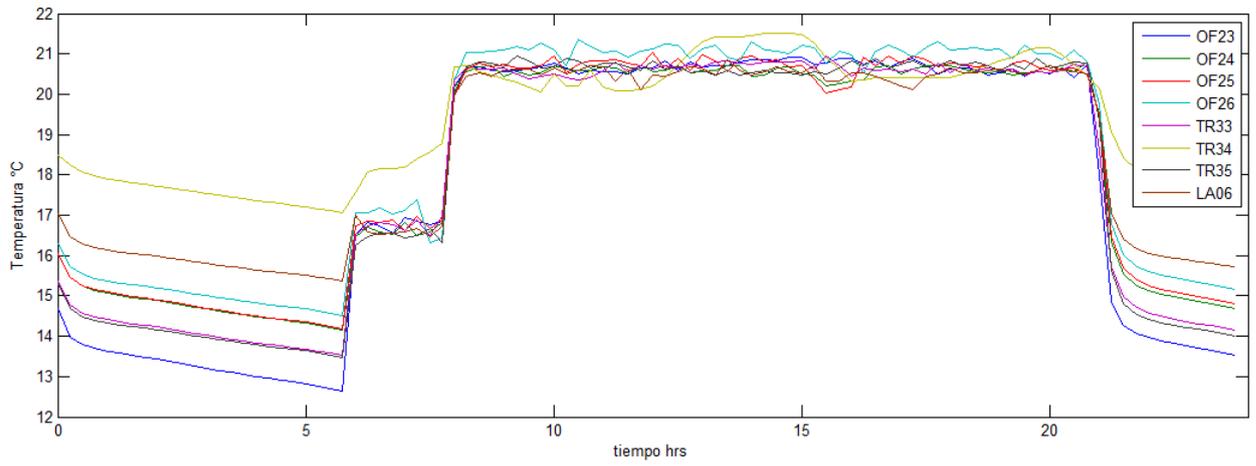


Figura 48. Temperaturas interiores bulbo seco invierno punta caso base

Temperatura Radiante Media

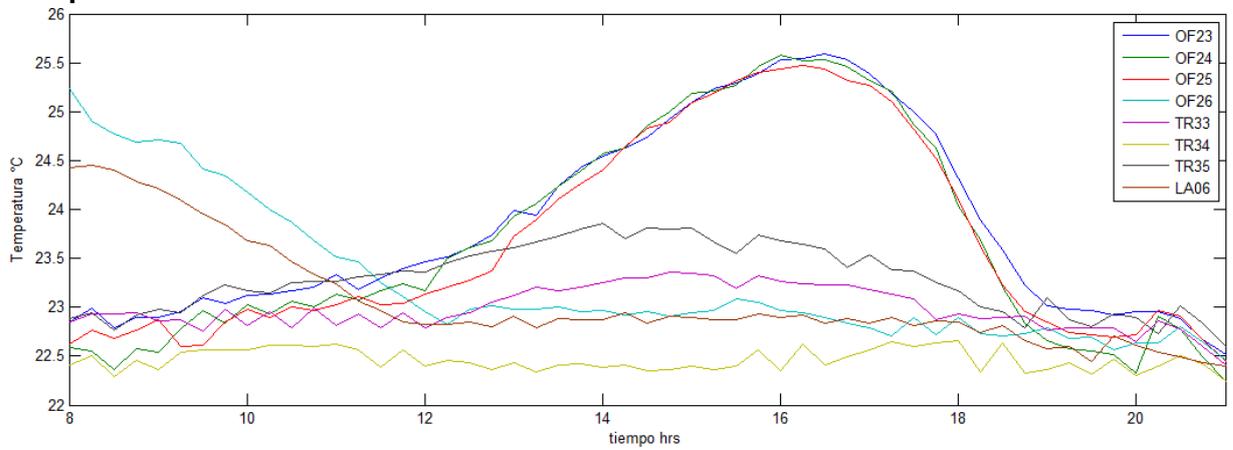


Figura 49. Temperaturas radiantes medias verano promedio caso base

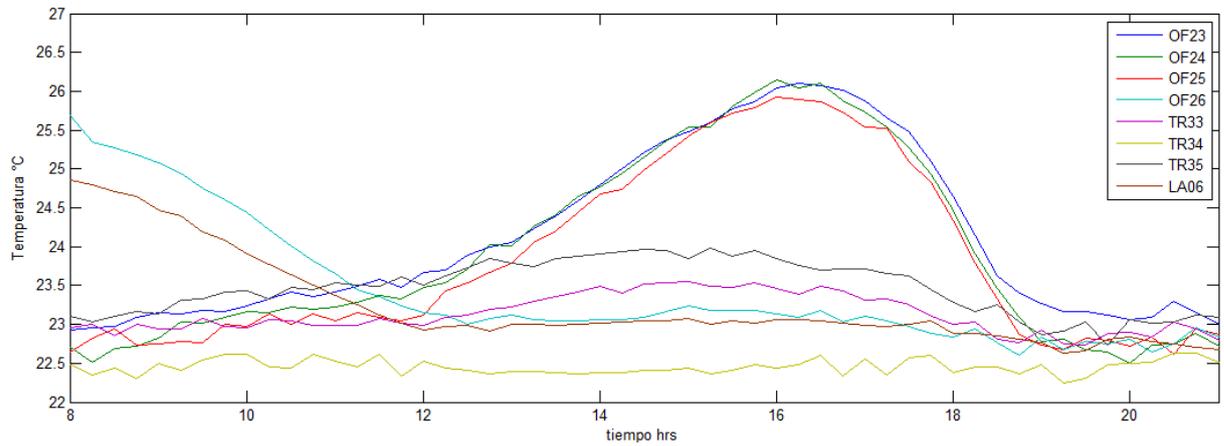


Figura 50. Temperaturas radiantes medias verano punta caso base

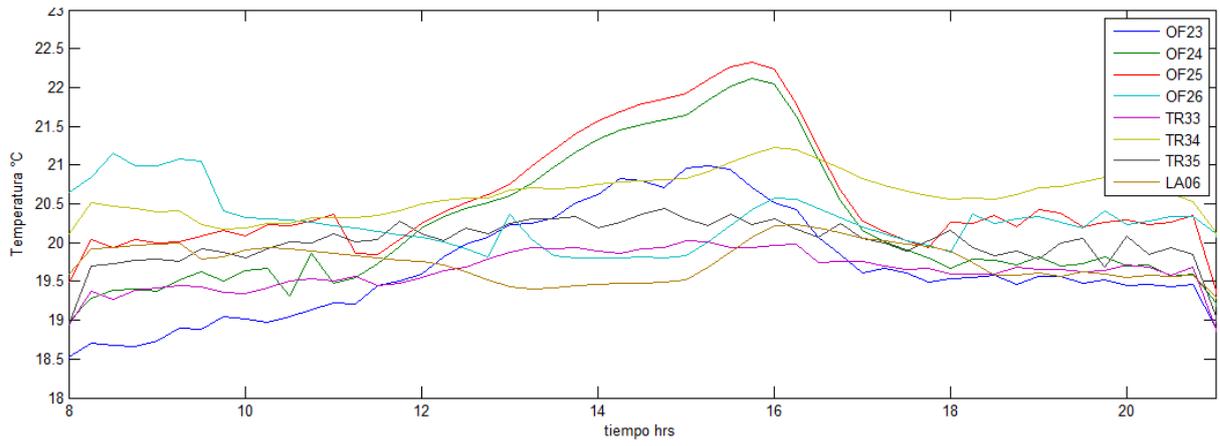


Figura 51. Temperaturas radiantes medias invierno promedio caso base

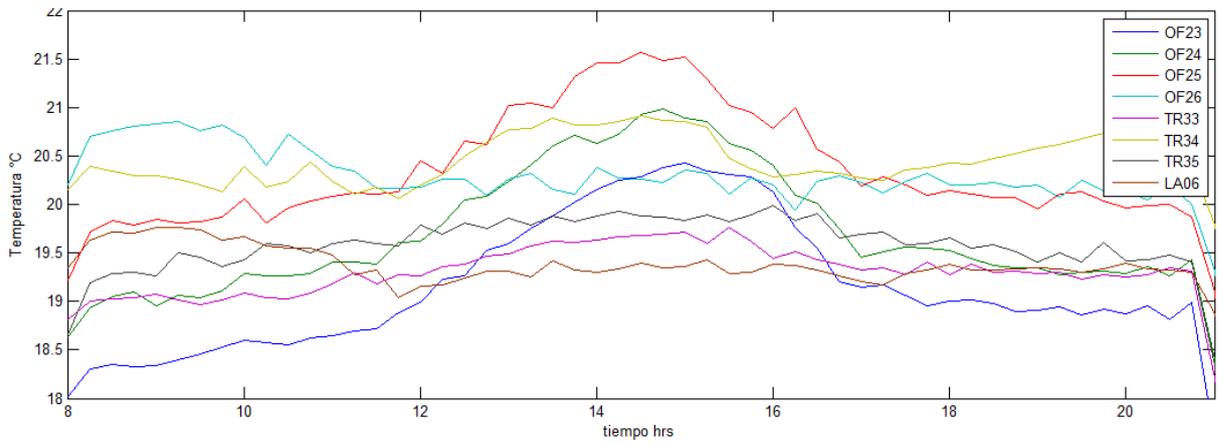


Figura 52. Temperaturas radiantes medias invierno punta caso base

Caso 1

Temperatura Interior Bulbo Seco

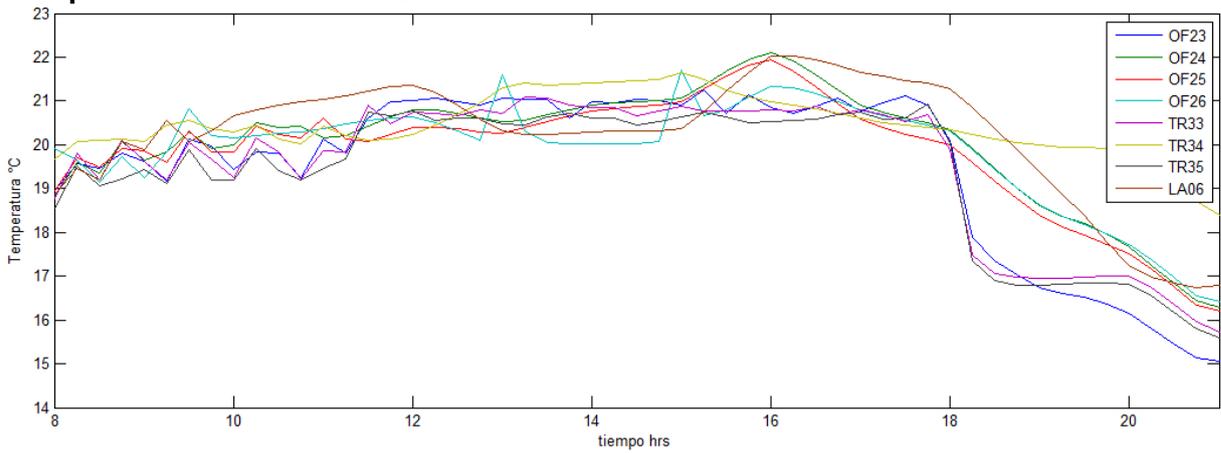


Figura 53. Temperaturas interiores bulbo seco invierno promedio caso 1

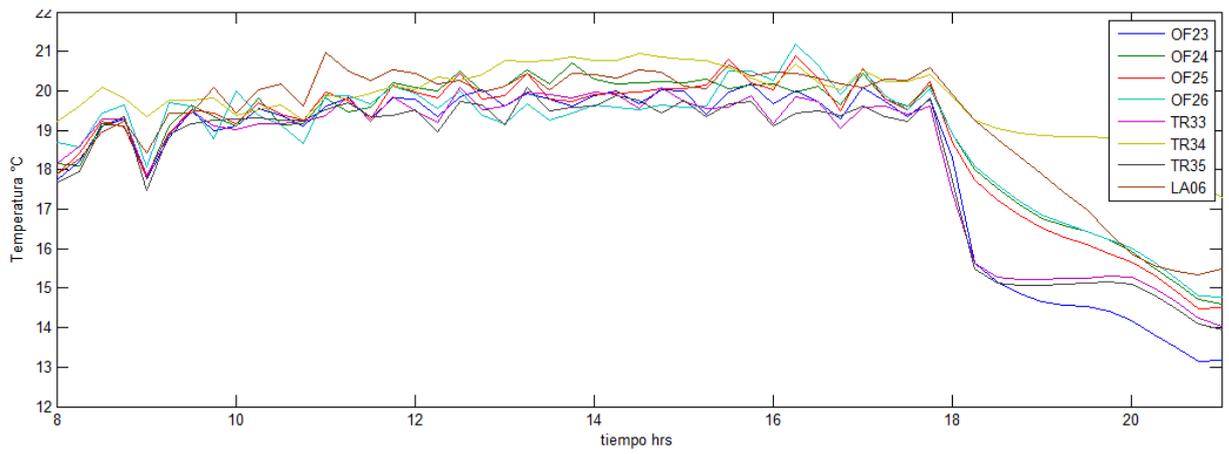


Figura 54. Temperaturas interiores bulbo seco invierno punta caso 1

Temperatura Radiante Media

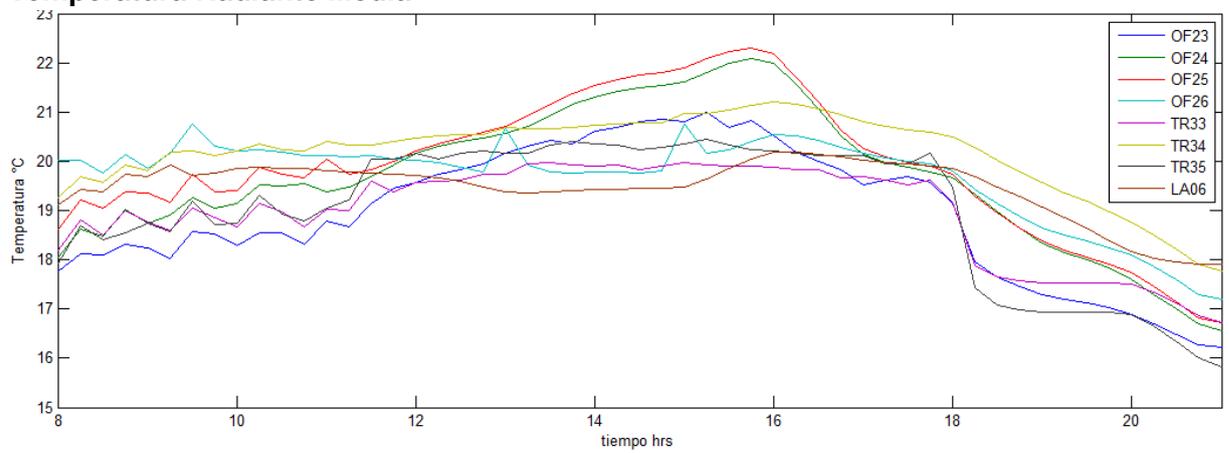


Figura 55. Temperaturas radiantes medias invierno promedio caso 1

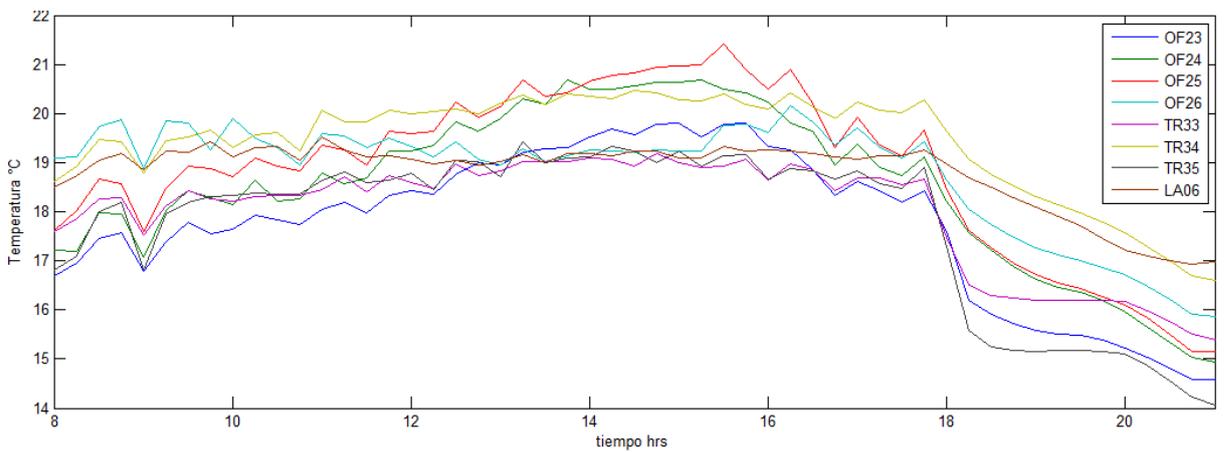


Figura 56. Temperaturas radiantes medias invierno punta caso 1

Caso 2

Temperatura Interior Bulbo Seco

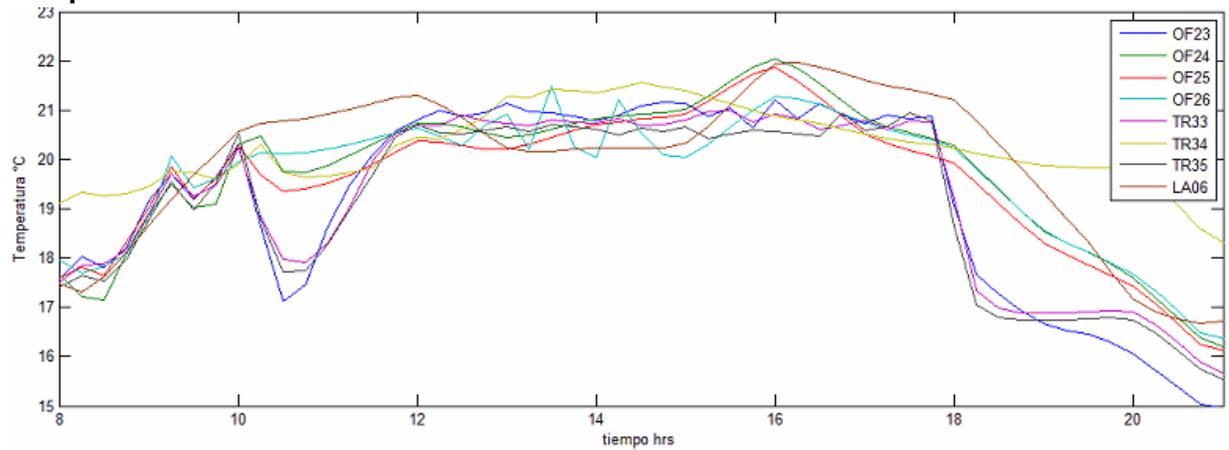


Figura 57. Temperaturas interiores bulbo seco invierno promedio caso 2

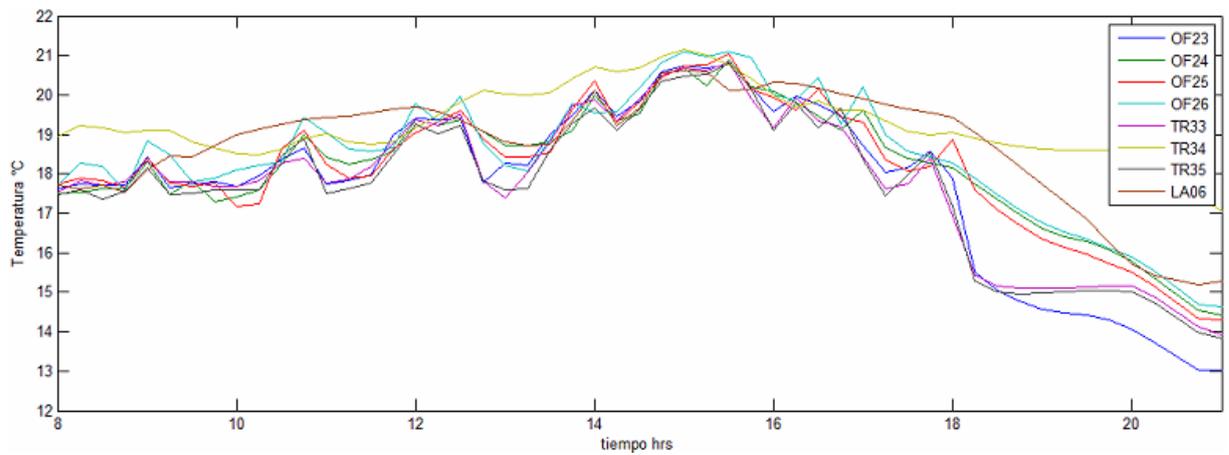


Figura 58. Temperaturas interiores bulbo seco invierno punta caso 2

Temperatura Radiante Media

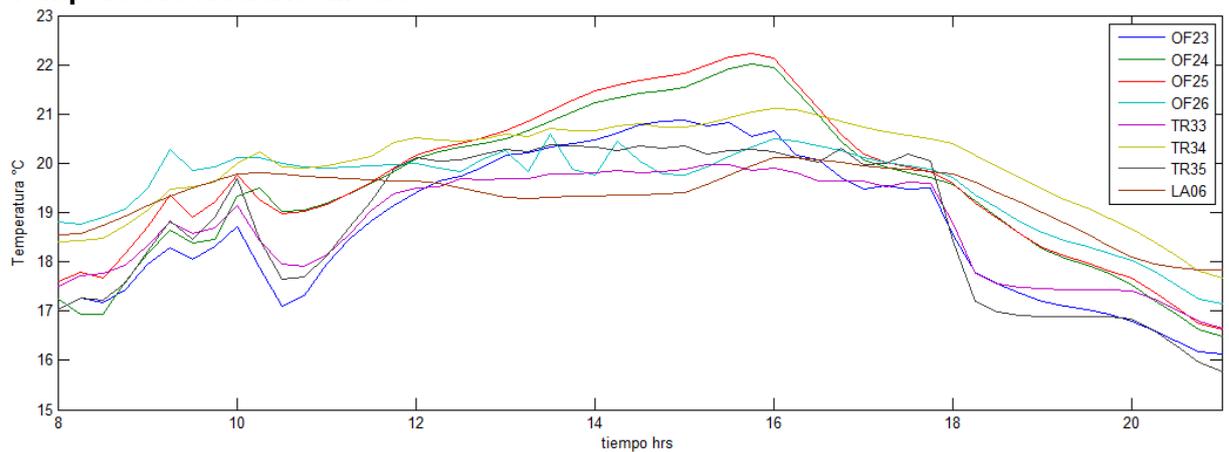


Figura 59. Temperaturas radiantes medias invierno promedio caso 2

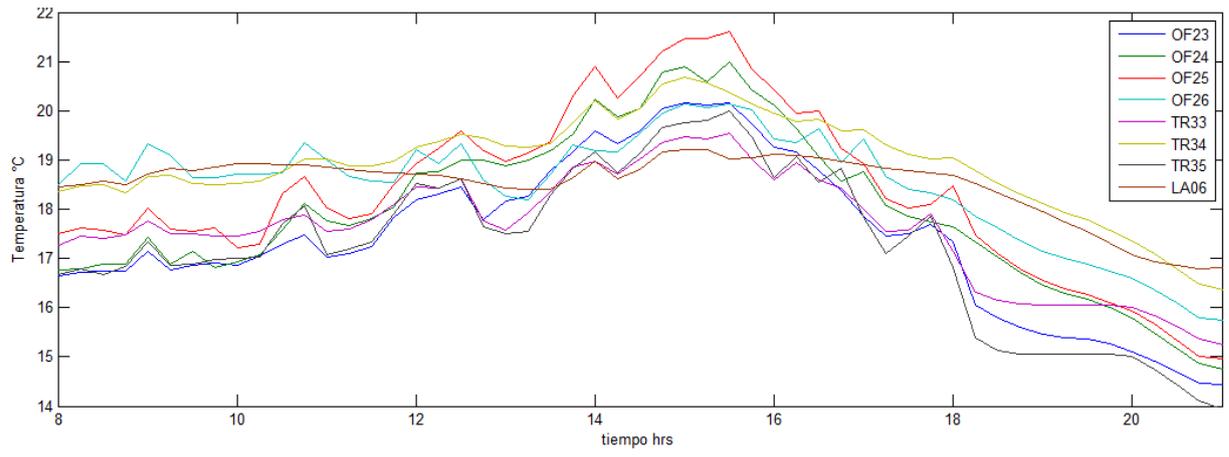


Figura 60. Temperaturas radiantes medias invierno punta caso 2