

Máster en Ingeniería de la Energía

TRABAJO DE FIN DE MÁSTER

Simulación de Sistemas de Enfriamiento con Desecante para Diferentes Zonas Climatológicas

Autor: Laurent Vigier Ledesma

Tutora: Dra. Tania Carbonell (CUJAE, Cuba)

Cotutora: Dra. Ivette Rodríguez (UPC, España)

Sesión: Julio 2017



Escola Tècnica Superior
d'Enginyeria Industrial de Barcelona

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA

Resumen

El acondicionamiento del aire es una necesidad para el bienestar psicofisiológico de las personas en cualquier parte del mundo. Es un proceso de tratamiento la carga térmica la cual se define como la cantidad de calor que se debe retirar de un local o vivienda para controlar su ambiente. Esto permite entonces crear y mantener unas determinadas condiciones de temperatura, humedad relativa y pureza del aire en ambientes cerrados. Los niveles de confort definidos por las diferentes reglamentaciones internacionales fijan la temperatura para refrigeración entre 23 y 25°C mientras que la humedad relativa está comprendida entre 45 y 60%.

El sistema convencional de refrigeración es el más utilizado en el aire acondicionado es el sistema de refrigeración por compresión. Este sistema se basa en el mecanismo que consiste en la evaporación de un refrigerante y condensación de forma alternada absorbiendo calor en un lugar y disipándolo en otro [2]. El mayor inconveniente de este sistema se debe a su imposibilidad de dissociar el control de la carga sensible (variación en la temperatura) y la carga latente (variación en la humedad absoluta del aire). Esto resulta en un excesivo consumo de energía debido al proceso que efectúa. En un primer tiempo se necesita bajar la temperatura del aire tratado hasta llegar su punto de rocío lo que permite reducir la cantidad de vapor de agua que contiene. Después es necesario recalentar ese aire con el uso de bobinas eléctricas para alcanzar la temperatura deseada al momento de introducir ese aire en el local acondicionado. Sin embargo en la sociedad actual, donde la mayoría de la energía generada depende del uso de combustibles fósiles las cuales se están agotando, contribuyen a la contaminación atmosférica y el calentamiento global, es necesario encontrar en paralelo formas de producir la energía a partir de fuentes renovables y avanzar en la eficiencia energética con el fin de reducir drásticamente su consumo.

Hoy en día existen diferentes unidades de tratamiento del aire (UTA) que permiten el control de la temperatura y la humedad de forma independiente lo que permite un ahorro energético muy importante. Uno de estos sistemas es conocido como sistema de enfriamiento con rueda desecante. El material desecante el más usado es el silica gel (debido a su bajo coste y temperatura de regeneración) y consiste en una sustancia higroscópica capaz de atraer la humedad del aire [3]. El proceso realizado implica que el aire exterior pasa por la rueda

desecante y éste se deshumecta y se calienta, debido a que en el proceso de sorción se libera una energía denominada calor de adsorción. Como el objetivo es refrigerar, existen otros dispositivos en la UTA capaces de disminuir la temperatura del aire y llevarla a las condiciones de impulsión requeridas, como son: una rueda sensible, una bobina de refrigeración y/o un enfriador evaporativo.

En este trabajo investigativo se llevó a cabo el análisis y simulación de un sistema de enfriamiento con rueda desecante en zonas climáticas espaciadas geográficamente y con particularidades climáticas propias. Por lo tanto se seleccionó a la ciudad de la Habana (Cuba) la cual tiene una temperatura promedio anual elevada a lo largo del año con un nivel de humedad absoluta elevada y constante. El segundo lugar corresponde a la Isla de Pascua (Chile) la cual tiene un nivel de humedad elevado todo el año pero con temperaturas anuales más bajas. El último lugar seleccionado fue la ciudad de Barcelona (España) de la cual se distingue por dos periodos marcados, a saber, un periodo con temperaturas bajas (otoño/invierno) con humedad absoluta baja y otro periodo con temperaturas y humedad absoluta más altas (primavera/verano). La idea fue entonces demostrar la viabilidad de su uso en climas húmedos como el área del mediterráneo o climas tropicales donde se puede obtener un importante ahorro energético mediante el comparativo entre este sistema y un sistema convencional. Se pudo observar que el sistema de enfriamiento con rueda desecante es viable y recomendable de un punto de vista técnico y ambiental. Sin embargo se comprobó que el ahorro energético es fuertemente dependiente de la reducción del uso del calentador eléctrico auxiliar. Obtenemos entonces un ahorro energético del +19.38% en la Habana, +37.82% en Barcelona pero en el caso de la Isla de Pascua de -8.94% debido a las bajas radiaciones solares y por lo tanto un importante uso del calentador eléctrico auxiliar. También se realizó un estudio económico y ambiental para averiguar las posibilidades de ahorro que se pueden conseguir durante un periodo definido previamente y la reducción de las emisiones de CO₂ producidas de forma indirecta. Se comprueba en el caso de Barcelona y la Habana un retorno sobre inversión inicial de solamente 3 y 4 años respectivamente junto con una importante reducción de las emisiones al atmosfera de dióxido de carbono.

Abstract

Air conditioning is a necessity for the psychophysiological well-being of people anywhere in the world. It is a process of treatment the thermal load which is defined as the amount of heat that must be removed from a room or house to control its environment. This allows to create and to maintain certain conditions of temperature, relative humidity and purity of the air in closed environments. The comfort levels defined by the different international regulations set the temperature for cooling between 23 and 25°C while the relative humidity is set between 45 and 60%.

The conventional refrigeration system and the most used in air conditioning is the refrigeration system by compression. This system is based on a mechanism that consists of the evaporation of a refrigerant and condensation alternately absorbing heat in one place and dissipating it in another one [1]. The main disadvantage of this system is its inability to dissociate the control of the sensible load (variation in temperature) and latent load (variation in absolute humidity of the air). This results in excessive energy consumption due to the process it performs. In a first time it is necessary to decrease the temperature of the treated air until it reaches its dew point which allows reducing the amount of water vapour that it contains. Then it is necessary to reheat that air with the use of electric coils to reach the desired temperature when the air is introduced into the conditioned room. However, in today's society, where most of the energy generated depends on the use of fossil fuels that are being depleted, contribute to air pollution and global warming, it is necessary to find in parallel ways to produce energy from renewable sources and to advance in energy efficiency in order to drastically reduce their consumption.

Nowadays there are different units of air treatment (UTA) that allow the control of temperature and humidity independently which allows a very important energy saving. One of these systems is known as a desiccant wheel cooling system. The most used desiccant material is silica gel (due to its low cost and regeneration temperature) and consists of a hygroscopic substance capable of attracting moisture from the air [2]. The process carried out implies that the external air passes through the desiccant wheel and then the air is dehumidified and heated, because the sorption process releases an energy called adsorption heat. As the objective is to cool this air, there are other devices in the UTA able to lower the air temperature and bring it to the required driving conditions, such as: a sensible wheel, a cooling coil and / or an evaporative cooler.

In this investigative work was carried out the analysis and simulation of a cooling system with desiccant wheel in geographically spaced zones with their own climatic peculiarities. Therefore, the city of Havana (Cuba) was selected because it has an annual average temperature elevated throughout the year with a high and constant absolute humidity level. The second place corresponds to Easter Island (Chile), which has a high level of humidity all year round but with lower annual temperatures. The last site selected was the city of Barcelona (Spain), which is characterized by two marked periods, one period with low temperatures (autumn / winter) with low absolute humidity and another period with higher temperatures and absolute humidity (spring / summer). The idea was then to demonstrate the feasibility of its use in humid climates such as the Mediterranean area or tropical climates where a significant energy savings can be obtained by comparing this system with a conventional system. It was observed that the cooling system with desiccant wheel is viable and advisable from a technical and environmental point of view. However it was verified that the energy saving is strongly dependent on the reduction of the use of the auxiliary electric heater. We then obtained an energy saving of +19.38% in Havana, +37.82% in Barcelona but in the case of Easter Island of -8.94% due to the low solar radiation and therefore an important use of the auxiliary electric heater. An economic and environmental study was also carried out to find out the savings possibilities that can be achieved during a previously defined period and the reduction of CO₂ emissions produced indirectly. In the case of Barcelona and Havana, an initial investment return of only 3 and 4 years respectively is verified, together with a significant reduction in carbon dioxide emissions.

Agradecimientos

Dedicado a:

Dedico este trabajo a mi novia Carolina por su apoyo, confianza y comprensión de todos los instantes para poder realizar esta investigación en Cuba.

Deseo expresar mis agradecimientos:

A mi familia por siempre creer en mi y su ayuda desde el momento en el cual decidí volver a las aulas y estudiar este Master.

A Jesús Revuelta “Billy”, gran profesor y compañero que estuvo conmigo desde mi llegada al CETER y me permitió adaptarme muy rápidamente y facilitar mi estancia cotidiana en la Isla además de compartir sus conocimientos teóricos. Que en paz descanse.

Al profesor Calvo por sus inestimables consejos y ayuda de todos los instantes tanto dentro como fuera de la Universidad.

A mi tutora Tania Carbonell por su supervisión, paciencia y darme la oportunidad de realizar mi trabajo y llevarlo a cabo en este centro de estudio.

A mi cotutora Ivette Rodríguez por su supervisión y sin quien esta experiencia no hubiese sido posible.

A Joel Morales, Director del CETER y al equipo de profesores que conforman el centro de investigación por su apoyo y compañía.

Nomenclatura

Q_r	Carga térmica de refrigeración total (W)
Q_s	Carga térmica sensible (W)
Q_l	Carga térmica latente (W)
q_{min}	Caudal mínimo del exterior para ventilación del local (m ³ /h)
q_p	Caudal mínimo recomendado por normal (dm ³ /s)
φ	Densidad del aire (kg/m ³)
\dot{m}_{pro}	Flujo másico del aire en la rueda desecante para la etapa de proceso (kg/h)
\dot{m}_{reg}	Flujo másico del aire en la rueda desecante para la etapa de regeneración (kg/h)
η_{F1}	Efectividad proceso adiabático de la rueda desecante
η_{F2}	Grado de deshumidificación de la rueda desecante
η_{col}	Eficiencia cuadrática del colector solar
η_{sat}	Eficiencia de saturación del enfriador evaporativo
T_{bh}	Temperatura bulbo húmedo
T_{bs}	Temperatura bulbo seco
c_p	Calor específico del aire [J/kgK]
T_{prom}	Temperatura promedia anual del aire exterior (°C)
HR_{prom}	Humedad Relativa promedia anual del aire exterior (%)
ω_{prom}	Humedad absoluta promedia anual del aire exterior (g _{H2O} /kg _{aireseco})
MJ	Mega Joules
TJ	Tera Joules
Mtoe	Millones de Toneladas Equivalentes de petróleo
FCS	Factor de carga sensible
UTA	Unidad de Tratamiento del Aire
HVAC	Sistema de acondicionamiento del aire (Heating Ventilation Air Conditioning por sus siglas en ingles)
CVC	Sistema Convencional Mecánico de Vapor Compresión

COP	Coeficiente de Operatividad (Coeficient of Performance, siglas en ingles)
rpm	Revolución Por Minuto
GEI	Gas Efecto Invernadero
ppm	parte por millón
FER	Fuente Energía renovable
RD	Rueda Desecante
EE	Enfriador Evaporativo
CC	Bobinas de refrigeración (Cooling Coil por sus siglas en ingles)
RS	Rueda Sensible
CEA	Calentador Eléctrico Auxiliar
SA	Sistema Auxiliar
FS	Fracción Solar
DA	Dato de Emisión
FE	Factor de Emisión
IDP	Isla De Pascua
BCN	Barcelona
HAB	La Habana
TRNSYS	Herramienta de simulación de sistemas transitorios (Transient System Simulation Tool por sus siglas en ingles)
TESS	Especialistas en Sistemas de Energía Térmica (Thermal Energy System Specialists por sus siglas en ingles)

Índice

I.	Introducción	13
1.	Estado del desarrollo de la tecnología de enfriamiento con desecante.....	17
2.	Objetivo del estudio.....	23
3.	Lugar y Metodología.....	23
4.	Planificación y Presupuesto	24
II.	Zonas seleccionadas	26
1.	Desafíos de un uso más eficiente de la energía en la actualidad	26
1.1.	Caso de Cuba	28
1.2.	Caso de Chile.....	29
1.3.	Caso de España.....	29
2.	Climas	30
2.1.	Clima en la Habana (Cuba).....	30
2.2.	Clima en Isla de Pascua (Chile)	31
2.3.	Clima en Barcelona (España).....	32
III.	Sistema de enfriamiento con rueda desecante.....	33
1.	Rueda desecante	34
2.	Unidad de Enfriamiento	36
3.	Unidad de regeneración	36
IV.	Edificio de referencia.....	36
1.	Carga Térmica	37
2.	Ventilación y Renovación de Aire Interior	39
V.	Simulación dinámica de sistemas de enfriamiento del aire con rueda desecante	42
1.	Presentación de las diferentes configuraciones simuladas.....	42
1.1.	Modo Ventilación.....	42

1.2.	Modo Recirculación.....	45
1.3.	Configuración Convencional.....	47
2.	Componentes y parámetros principales	47
3.	Resultados	51
3.1.	La Habana	55
3.2.	Isla de Pascua.....	62
3.3.	Barcelona.....	67
VI.	Simulación caso estudio Habana con el sistema operando de forma discontinúa	73
1.	Componentes.....	75
2.	Edificio de referencia y carga térmica.....	75
2.1.	Carga térmica por equipos eléctricos	76
2.2.	Carga térmica por alumbrado eléctrico.....	76
2.3.	Carga térmica por ocupación	76
3.	Resultados	77
3.1.	Temperatura	77
3.2.	Humedad	78
3.3.	Balance Energético	79
VII.	Valoración económica y medioambiental	81
1.	Índice VAN.....	81
2.	Criterio medio ambiental	83
3.	Cálculo del ahorro económico.....	84
3.1.	Funcionamiento continuo	84
3.2.	Funcionamiento discontinuo.....	86
VIII.	Conclusiones.....	88
IX.	Referencias.....	91

Tabla de figuras

Fig. 1 Representación esquemática de una rueda desecante activa [9]	16
Fig. 2 Representación esquemática de una rueda desecante pasiva [9]	16
Fig. 3 Planificación de tareas estimadas del proyecto	25
Fig. 4 Repartición de los gases antropogénicos con efectos invernaderos en 2010	26
Fig. 5 Consumo mundial de energía primaria	27
Fig. 6 Energía solar en potencia mundial.....	27
Fig. 7 Consumo de energía en Cuba por fuente	28
Fig. 8 Matriz Energética de Chile 2012.....	29
Fig. 9 Consumo final de energía para calefacción y refrigeración, 2012.....	30
Fig. 10 Variación anual de la temperatura y humedad en La Habana.....	31
Fig. 11 Variación anual de la temperatura y humedad en La Isla de Pascua.....	32
Fig. 12 Variación anual de la temperatura y humedad en Barcelona	33
Fig. 13 Sistema de enfriamiento con rueda desecante [78]	34
Fig. 14 Representación esquemática de un canal desecante [1]	34
Fig. 15 Representación esquemática de los diferentes modos de circulación del aire [81]	35
Fig. 16 Esquema del local de referencia usado para el estudio	37
Fig. 17 Esquema del sistema en modo ventilación	43
Fig. 18 Representación del sistema simulado en TRNSYS16 para modo ventilación	44
Fig. 19 Esquema del sistema en modo recirculación (Fuente: Autor)	46
Fig. 20 Representación del sistema simulado en TRNSYS16 para modo recirculación.....	46
Fig. 21 Representación del sistema convencional vapor compresión simulado en TRNSYS16 para modo recirculación.....	47
Fig. 22 Esquema de un colector solar de aire [89]	50
Fig. 23 Variación de la Humedad relativa en el sistema de enfriamiento simulado en la Habana	56
Fig. 24 Variación de la temperatura en el sistema de enfriamiento simulado en la Habana.....	57
Fig. 25 Variación de la humedad absoluta en el sistema de enfriamiento simulado en la Habana	58
Fig. 26 Fracción solar y coeficiente de rendimiento del subsistema auxiliar para ciudad de la Habana.....	59
Fig. 27 Carta Psicométrica del sistema de enfriamiento con rueda desecante en la Habana....	61

Fig. 28 Variación de la Humedad relativa en el sistema de enfriamiento en la Isla de Pascua .	62
Fig. 29 Variación de la temperatura en el sistema de enfriamiento simulado en la Isla de Pascua	63
Fig. 30 Variación de la humedad en el sistema de enfriamiento simulado para la Isla de Pascua	64
Fig. 31 Fracción solar y coeficiente de rendimiento del subsistema auxiliar para la Isla de Pascua	65
Fig. 32 Carta Psicométrica del sistema de enfriamiento con rueda desecante en la Isla de Pascua	67
Fig. 33 Variación de la Humedad relativa en el sistema de enfriamiento simulado en Barcelona	68
Fig. 34 Variación de la temperatura en el sistema de enfriamiento simulado en Barcelona	69
Fig. 35 Variación de la humedad en el sistema de enfriamiento simulado en Barcelona	70
Fig. 36 Fracción solar y coeficiente de rendimiento del subsistema auxiliar para Barcelona.....	71
Fig. 37 Carta Psicométrica del sistema de enfriamiento con rueda desecante en Barcelona....	73
Fig. 38 Representación del sistema simulado en TRNSYS16 en funcionamiento discontinuo para modo recirculación.....	74
Fig. 39 Representación del sistema convencional vapor compresión simulado en TRNSYS16 para funcionamiento discontinuo en modo recirculación	74
Fig. 40 Variación de la temperatura en la rueda desecante para la etapa de proceso	77
Fig. 41 Variación de la temperatura en el sistema	78
Fig. 42 Variación de la humedad en el sistema de enfriamiento simulado (Fuente: Autor)	79
Fig. 43 Variación del VAN para sistema en funcionamiento discontinuo (Fuente: Autor)	86
Fig. 44 Variación del VAN+Ambiental para diferentes precio dela tasa por emisiones	87

Lista de Tablas

Tabla 1 Presupuesto Total Proyecto.....	26
Tabla 2 Caudales de aire exterior por persona [82]	41
Tabla 3 Principales modelos utilizados para la simulación y sus principales parámetros.....	48
Tabla 4 Temperatura y Humedad del aire para el modo ventilación	52
Tabla 5 Temperatura y Humedad del aire para el modo recirculación	53
Tabla 6 Coeficiente de rendimiento del sistema rueda desecante para diferentes configuraciones.....	54
Tabla 7 Detalle del consumo energético de los sistemas investigados para la ciudad de la Habana	60
Tabla 8 Detalle del consumo energético de los sistemas investigados para la Isla de Pascua .	66
Tabla 9 Detalle del consumo energético de los sistemas investigados para la ciudad de Barcelona	72
Tabla 10 Principales modelos utilizados para la simulación en modo discontinuo y sus principales parámetros.....	75
Tabla 11 Potencia máxima de iluminación [90].....	76
Tabla 12 Detalle del consumo energético de los sistemas investigados en modo discontinuo .	80
Tabla 13 Emisiones y costos adicionales relacionados	84
Tabla 14 Valor Actualizado Neto sistema con rueda desecante en Barcelona para funcionamiento continuo	85
Tabla 15 Valor Actualizado Neto sistema con rueda desecante en La Habana para funcionamiento continuo	85
Tabla 16 Valor Actualizado Neto sistema con rueda desecante en La Habana para funcionamiento discontinuo.....	86

I. Introducción

La actividad humana en su manejo actual es fuertemente dependiente del uso de la energía para transporte, equipos eléctricos, cocinar, calentar, enfriar, productos industriales y otros servicios. Con el desarrollo económico y social, sigue creciendo la atención ligada al ahorro energético y los problemas medio ambientales. Al nivel mundial una gran parte del suministro energético proviene de las llamadas energías fósiles y donde una gran parte del cambio climático se debe a las emisiones de CO₂ a la atmosfera que producen. La construcción, operación y mantenimiento de edificios cuenta como el 40% del consumo de energía global [4]. Si tomamos el caso de los sistemas de ventilación, calefacción y aire acondicionado (HVAC, por sus siglas en inglés de Heating, Ventilating and Air Conditioning) el desafío es muy grande, solamente dentro de este mismo sector de edificios comerciales y residenciales, los sistemas HVAC representan un 40% de ese consumo [5]. Por un lado, enfrentamos un incremento de la demanda eso significa un incremento de la energía a aportar a la matriz energética global, a eso se suman unos estándares nuevos que buscan el mejoramiento de la calidad del aire proporcionado. Por otro lado, los llamados aparatos convencionales funcionando con refrigeración por compresión usaban hasta el año 1995. A esa fecha se firmó el protocolo de Montreal ratificando la prohibición de los clorofluorocarbonos (CFC), unos derivados de hidrocarburos saturados [6, 7]. Esos CFC fueron responsables en gran parte del crecimiento en la estratósfera del agujero en la capa de ozona, la cual protege los habitantes de las radiaciones solares de ondas cortas (UV) reteniendo la mayor parte de esas. Poco a poco se fueron sustituyendo por refrigerantes llamados “verdes”, los más estudiados han sido los hidroclorofluorocarbonos (HCFC) y los hidrofluorocarbonos (HFC). Dependiendo de la ubicación del uso del equipo de refrigeración y el clima local, existen en la actualidad sistemas de aire acondicionado que no requieren compresor. La rueda desecante es uno de estos.

Este sistema permite un ahorro energético, una reducción de la humedad del aire y mejora a la vez la calidad del aire. Este último punto es muy importante debido a los serios problemas de salud que puede ocasionar a sus ocupantes el aire interior en una sala. La presencia de altos niveles de contenido húmedo del aire junto con temperaturas elevadas dentro de un lugar cerrado puede favorecer el crecimiento de bacterias y hongos. Como consecuencia puede resultar en problemas de salud de las personas tanto respiratoria como de problemas a la piel [8, 9]. Las características básicas se refieren a su capacidad en la regulación de la temperatura, humedad y cantidad de aire fresco proporcionado en cualquier espacio [10].

Con base en la experiencia en el diseño de sistemas de aire acondicionado, se ha determinado que la mayoría de la gente se siente confortable cuando la temperatura oscila entre 21° C y 26° C, y la humedad relativa entre 30% y 70% [11]. Aunque estas zonas definidas de confort la actual sensación de confort es individual y depende de varios factores tanto físico, fisiológico como psicológico de cada uno de nosotros. Desde las tres últimas décadas y la toma de conciencia del ser humano de su impacto sobre el medio ambiente, se sigue desarrollando esos tipos de nuevos sistemas ambientalmente más amigables. La idea es un compromiso entre reducción de costos de operación de consumo de energía y uso de fluidos contaminantes.

En el caso de climas áridos con baja humedad relativa, se usarán sistemas de refrigeración por evaporación basado en la recuperación de la gran entalpía de la vaporización del agua. El más grande problema de esa tecnología es la poca caída de temperatura contenida en el flujo de aire que lo atraviesa lo que vuelve necesario aumentar de forma consecuente esos flujos para encontrar la carga térmica a regular. Es importante destacar como punto positivo, que igualmente un aumento del flujo de aire generara una cantidad superior a la proporcionada por un sistema convencional de vapor compresión lo cual aumenta a su vez el coeficiente de convección terminando en un mejor manejo de la regulación del confort térmico [1].

En el caso de clima húmedos se sigue estudiando, el uso de ruedas desecantes en sistemas de HVAC las cuales responden a esos criterios. El primer ciclo desecante fue patentado por Pennington a la mitad de los años 50 con la idea de controlar la humedad lo cual es fundamental cuando se busca reducir el consumo de energía [12]. Una disminución de la humedad absoluta resulta en un incremento de la capacidad de refrigeración de la unidad sin aumentar su tamaño. La idea principal es buscar de forma artificial el secado del aire húmedo a la diferencia de los sistemas convencionales mecánicos de vapor compresión (CVC) antes mencionados. En este sentido, para los CVC, el principio termodinámico consiste en bajar la temperatura del aire húmedo muy debajo la temperatura de confort para hallar su temperatura de saturación y así secarlo. Después es necesario calentarlo hasta la temperatura de confort con el uso de resistencias (bobinas) principalmente eléctricas lo cual resulta en un uso excesivo de energía.

En paralelo, tecnologías de enfriamiento evaporativo activadas térmicamente con desecantes desacoplan el sistema de enfriamiento del aire y de control de humedad. Esto permite un mejor control de la humedad proporcionada y a la vez usa energía térmica de baja calidad teniendo como refrigerante el agua y puede ahorrar hasta un 50% en energía eléctrica [13]. De hecho, la regeneración del aire que es extraído de la sala previamente refrigerada es calentado con un bajo grado de energía termal lo cual puede ser proporcionado por energía sola o residuos de calor industrial [14]. Hay que resaltar que esto permite compensar el bajo COP (Coeficiente de operatividad) lo cual sirve para evaluar la eficiencia con la que un refrigerador convierte el trabajo en frío. Para estos sistemas, es del orden de 1 mientras que los sistemas convencionales alcanzan en promedio un COP de 3.5. Finalmente, esos aparatos son también más silenciosos, más ligeros y compactos, pero sobre todo al no tener un compresor permiten trabajar en estancias frías como pueden ser barcos, bodegas o sótanos donde en caso de temperaturas inferiores a -15°C podrían provocar su congelamiento [15].

Existen dos tipos de rueda desecante a saber las llamadas activa y pasiva. Una rueda desecante activa (Fig. 1) consiste en un rotor en rotación con multitud de canales y capas en su interior los cuales están revestidos de un material desecante generalmente se usa gel de silicio con una densidad de $80\text{-}320\text{ kg/m}^3$. Esos canales pueden imaginarse como un panal de abejas donde el flujo de aire húmedo penetra por un lado de la rueda que gira lentamente ($0.15\text{--}0.20\text{ rpm}$) para tener una adsorción (sólido) uniforme y continuo. La adsorción es un fenómeno físico de proceso de transferencia de masa donde una diferencia de presión de vapor ocurre a la interface del fluido sólido en contacto con el aire húmedo. Las moléculas de agua se mueven hacia la superficie del desecante que tiene una menor presión parcial. De este modo el aire ambiente se seca perdiendo su humedad relativa [16]. Esto resulta en la necesidad de tener un material poroso que pueda tener un fuerte poder de atracción del fluido. Existen dos canales de flujos de aire. El primero que corresponde a los $2/3$ del diámetro total recibe directamente el aire entrante cargado de humedad. Un segundo canal donde circula un aire caliente llamado aire de reactivación tiene como propósito la cesión del agua anteriormente adsorbido en la rueda haciéndola caer en un depósito de llenado y también secando esa misma para evitar una saturación continua que provocaría una reducción de su funcionalidad.

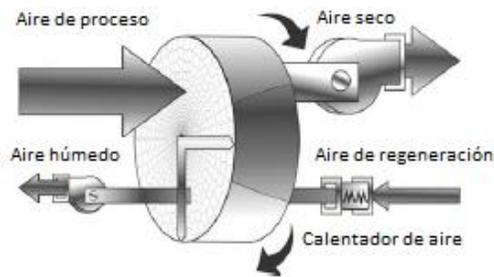


Fig. 1 Representación esquemática de una rueda desecante activa [9]

Una rueda desecante pasiva (Figura 2), también llamada rueda entalpía se diferencia principalmente de la rueda activa debido al uso de aire de regeneración como aire de confort es decir usando el mismo que entro previamente en el lugar de enfriamiento. Ese aire es seco sin embargo frio lo cual limita la capacidad de deshumidificación. De un punto de vista entálpico los resultados recientes de comparación entre esos dos tipos de ruedas muestran un promedio de recuperación de la entálpia del doble para una rueda pasiva [17].

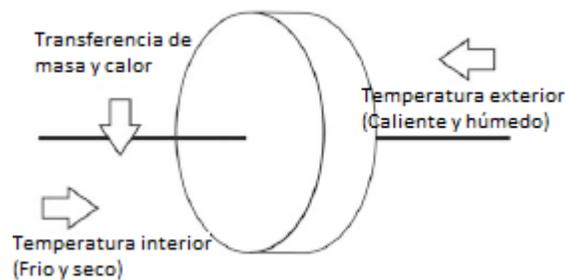


Fig. 2 Representación esquemática de una rueda desecante pasiva [9]

Hay dos tipos de materiales usados para los sistemas desecantes: líquidos desecantes y sólidos desecantes. Los dos son usados para mejorar el rendimiento de los sistemas de refrigeración convencionales y mejorar la calidad del aire en comercios, oficinas y edificios residenciales [18, 19].

Lo más empleado y también seleccionado para este trabajo investigativo es el material sólido. Se destaca por su facilidad de uso dado que se retro-alimenta solo y se puede integrar sin complicación dentro de un sistema de refrigeración ya existente. Como material sólido encontramos el gel de sílice y zeolita. El primero es el material desecante el más común, es insoluble y puede resistir a un alto rango diferente de elevadas y bajas variaciones de

temperaturas. Es un material no-tóxico, estable, no puede interactuar con otros materiales químicos y es ambientalmente amigable [20].

1. Estado del desarrollo de la tecnología de enfriamiento con desecante

Hace varias décadas ya que los científicos del mundo investigan como reducir el consumo de energía eléctrica en los sistemas de refrigeración convencionales más conocidos como ciclos de vapor compresión (CVC). La idea es reducir a partir de nuevos sistemas híbridos o sustituir con la comercialización de nuevas tecnologías, los líquidos refrigerantes a base de sustancias cloro-fluorocarbonadas (CFC) altamente contaminantes tanto desde del ámbito del aumento de los gases efecto invernadero como de la cantidad de toneladas de CO₂ emitidas a la atmósfera responsables del incremento de la temperatura ambiente en nuestro planeta, como también su influencia en el debilitamiento de la capa de ozono, la cual nos protege de las radiaciones solares ultravioleta.

En este periodo los avances tecnológicos fueron significativos y uno de ellos, sistema estudiado en este trabajo de investigación, fue creado y patentado por primera vez en 1955 con el nombre de ciclo de Pennington que hoy en día es mejor conocido como la primera rueda desecante con sólidos fabricada [12].

En este contexto mundial donde el ahorro energético es una necesidad imperativa para la preservación del medio ambiente pero también para favorecer los países en vía de desarrollo dependientes de las energías fósiles cabe destacar además que los sistemas basados en ciclos desecantes representan ciertas ventajas relativas a la gestión de las cargas térmicas o a la posibilidad de incorporar fuentes de energía renovables o calor residual. Por lo tanto, ese tipo de tecnología puede ser de gran interés en zonas del mundo con climas cálidos y húmedos donde se usan más los sistemas de aire acondicionados.

Desde su concepción hace más de medio siglo, la rueda desecante con sólidos ha sido estudiada y optimizada por científicos o investigadores de todo el mundo [21-25]. Es importante destacar los trabajos realizados hasta hoy en día tanto sobre la metodología empleada, como también sobre la ubicación recomendada, componentes y nuevos diseños que existen en el mercado. Respecto al estudio de los fenómenos físicos responsables de la adsorción de vapor de agua en el aire húmedo, en 1972 Maclaine-Cross and Banks [26] desarrollaron una analogía para determinar juntos el proceso de calor y transferencia de masa en una rueda desecante

deshumidificadora. También usaron una metodología de analogía no-lineal para describir esos procesos en un medio poroso y de eso modo predecir el rendimiento del gel de sílice como desecante. Siguió entonces creciendo el interés para esa tecnología y en 1980, Lavan, Z and Gidaspow [27] propusieron el desarrollo de un deshumidificador solar desecante. El sistema constaba de dos unidades de lecho fijo idénticas; Uno deshumidifica mientras que el otro se está regenerando. Ya se podía apreciar entonces las propiedades adsorbentes del gel de silicio y los resultados mostraron una baja temperatura de regeneración lo cual validaba el uso de colectores solares como fuente de energía térmica.

Un modelo uní-dimensional de rueda desecante ha sido establecido por Charoensupaya and Worek [28] y se demostró por primera vez que en modo de ventilación se podía alcanzar un coeficiente de rendimiento (COP por sus siglas en ingles) de 1.4 lo cual es un valor cercano a otras investigaciones publicadas [29, 30]. El concepto del COP en este sentido es indicador muy importante en los rendimientos de los sistemas de refrigeración, se define como la razón entre la energía necesaria de enfriamiento a proveer por el sistema respecto a la energía total necesaria a aportar. Davanagere et al. [31], determinaron que la ubicación adecuada para conseguir un mayor COP se sitúa en zonas teniendo niveles de humedad más alto, pero sobre todo realizaron un análisis económico de un sistema de enfriamiento con sólidos respaldado por una unidad de enfriamiento convencional introduciendo parámetros como costos del ciclo de vida, de ahorros y período de retorno sobre inversión. Babus'Haq et al. [32].

Panaras et al. [33] investigaron el impacto de la temperatura de regeneración y el flujo de aire sobre el rendimiento de un sistema de enfriamiento con rueda desecante operando en modo de ventilación o de recirculación del aire. Encontraron justamente que aumentado el flujo de aire tanto de proceso como de regeneración, el COP del sistema disminuye debido al aumento del consumo de energía térmica. En cambio, aumentando la temperatura de regeneración se reduce la necesidad de fuente de calor proveniente del exterior y por lo tanto permite un aumento del COP. Finalmente concluyeron que el COP del sistema era más alto para el caso de ventilación que de recirculación.

La idea era entonces entender el desempeño de los sistemas de aire acondicionados buscando aumentar el rendimiento global de la instalación e ir más allá de lo que se investigaba hasta ese momento evaluando el rendimiento de un sistema con la primera ley de la termodinámica que afirma que la energía se puede conservar durante un proceso. Irfan Uçkan and Al. [34] recientemente profundizaron las investigaciones sobre el análisis de la segunda ley de

termodinámica para la evaluación del potencial de un sistema de aire acondicionado evaporativo basado en un desecante. Se concentraron particularmente en ampliar los parámetros de trabajo sobre temperatura de regeneración desde 90°C a 110°C, volúmenes de flujo desde 2000m³a 4000m³ y usando parámetros para el aire acondicionado como la humedad relativa, la temperatura del aire exterior y la temperatura del bulbo húmedo para el cálculo del rendimiento del sistema. Les permitió observar que el COP de Carnot y el COP térmico del sistema varían durante el día y que la capacidad de enfriamiento puede tener un efecto significativo sobre el rendimiento del sistema de la segunda ley.

Las herramientas informáticas usadas son muy variadas, algunos investigadores Nia et al. y Li et al. [35, 36] usaron Matlab Simulink para su trabajo investigativo sobre ruedas desecantes pero lo más empleado hasta ahora fue y sigue siendo el software TRNSYS [37-42], en el caso de investigaciones complementarias como las de D. O'Connor, J. K. Calautit, B. R. Hughes [43] sobre dinámica de fluidos se emplea el software de simulación FLUENT.

Respecto a la relación encontrada entre el mejor rendimiento de los sistemas desecantes y la ubicación geográfica con niveles de temperatura y humedad específicos, muchos investigadores quisieron profundizar ese campo. Dhar and Singh [44] analizaron el rendimiento de un sistema híbrido de 4 ciclos para clima calientes y secos y calientes y húmedos basándose en un método analógico. Consiguieron demostrar un ahorro energético posible superior al 30% de ese sistema sobre un convencional (CVC). Para eso, introdujeron parámetros influyentes tales como el factor de calor sensible del lugar estudiado, la razón de mezcla y obviamente la temperatura de regeneración. A su vez, Recientemente, X. Jia et Al. [45] en su trabajo investigaron un sistema desecante sólido híbrido en el clima sub-tropical de Hong Kong donde demostraron una posibilidad de ahorro de 37,5% respecto a un CVC. Camargo et al. [46] realizaron su estudio sobre 4 ciudades con climas tropicales demostrando a su vez la factibilidad del sistema en cada lugar desde el punto de vista energético y económico. Enfatizaron la necesidad del uso para el aire de regeneración de energía térmica de bajo grado a partir de fuente solar o residuos caloríficos. Un estudio comparativo de varios ciclos de enfriamiento con desecantes para sistemas con acondicionamiento de aire en clima cálidos y húmedos fue realizado por Jain et al [47]. Una evaluación psicométrica fue llevada a cabo para simular con el objetivo de alcanzar unas condiciones térmicas en la sala lo más cercana posible a las normas estándar en la India. Una interesante comparación entre una simulación informática y datos comerciales disponibles sobre enfriamientos con sólidos desecantes permitió establecer la influencia de las condiciones exteriores sobre la efectividad de los

enfriadores investigados. Finalmente, encontraron que el ciclo con el intercambiador de calor con superficie húmeda para el aire de retorno, tiene la eficacia más alta para todas las ciudades estudiadas, sin embargo el coste de este intercambiador es alto.

Ge et al. [48] evaluaron el efecto de la temperatura sobre el rendimiento de un sistema experimental de enfriador desecante con dos etapas. Se resaltó que, para un rango temperatura de proceso entre 25°C y 37°C, el COP se incrementaba desde 0,7 a 1,2 respectivamente. Al igual demostraron que el COP del sistema pasa de 0,6 a 1,0 cuando el ratio de la humedad ambiente aumenta de 10 a 30g/kg de aire seco. Por su lado El-Agouz and Kabeel [49] desarrollaron un análisis térmico de un sistema de aire acondicionado con rueda desecante (RD) que usa la energía proveniente de colectores solares de aire y pre-enfriadores de aire de proceso con un intercambiador de calor situado en el suelo. El estudio se realizó para 3 condiciones climáticas diferentes de las cuales, una zona cálida y seca, una zona temperada y seca y una zona cálida y húmeda y se concluyó que ese nuevo sistema era viable para los 3 ciclos aunque con un COP que iba de 1.03 and 0.15 respectivamente. Otros investigadores Heidarinejad and Pasharshahi o White et al. [50, 51] investigaron y llegaron similares conclusiones sobre el rendimiento de las RD en zonas cálidas y secas en lugares del planeta muy alejados como regiones de Irán o Australia respectivamente.

Con la idea de apoyar los resultados antes mencionados, pero con intenciones de mejorar el rendimiento de los sistemas desecantes algunos científicos e investigadores se dedicaron a estudiar los componentes que conforman un sistema global de rueda desecante. En este sentido, Jia y al. [52, 53] se dedicaron al desarrollo de un nuevo compuesto desecante basado en gel de sílice y cloruro de litio y fabricaron una rueda giratoria con panal de abeja usando ese mismo compuesto. Como resultado descubrieron que se podía entonces trabajar con temperatura de regeneración más baja y obtener al mismo tiempo una mejor capacidad de deshumidificación que con el gel de sílice solo. Otro elemento que demostró ser de gran importancia en el rendimiento global de una RD es el efecto de la velocidad de rotación de la rueda. Ge et al. [54] realizaron su demostración con la ayuda de una simulación informática para un sistema de enfriamiento desecante de dos etapas. Concluyeron que una velocidad entre 4-8 rph era lo más adecuado si se usaban rangos de temperatura de regeneración entre 60-100°C. Angrisani et al. [55] llegaron a una conclusión similar con su estudio sobre la efectividad de su sistema y el COP donde para una temperatura de regeneración de 65°C, la velocidad adecuada de la rueda está entre 5 y 10 rph. Eso demuestra lo fundamental que es la velocidad de rotación al momento de optimizar un sistema.

Los investigadores Enteria N et al. [56] para demostrar la importancia de los componentes individuales se basaron sobre un método de análisis energético y exergético. Encontraron que el sistema de calentamiento a base de energía solar era el mayor destructor de exergía y el que contribuía más a las pérdidas de energía. Por lo tanto, apuntaron a elegir con mucho cuidado el colector solar, las tuberías, el calentador eléctrico y el tanque de almacenamiento.

Sphaier and Nobrega [57] emplearon ellos un procedimiento numérico basado en ecuaciones de transporte no lineales asociadas con un deshumidificador desecante con el propósito de diseñar un ciclo de enfriamiento desecante y de analizar el impacto de la efectividad de los componentes sobre el rendimiento global del sistema. Demostraron entonces que especialmente en el caso de la rueda de recuperación de calor, una disminución de su efectividad del 100% al 80% conllevaba a una reducción del COP entre el 30-50%. En el caso del estudio de Chung y Lee [58], el estudio enfatizó como esencial el parámetro temperatura de regeneración a partir de sistemas con dos configuraciones diferentes a saber de una etapa y dos etapas. Se determinó que la razón de contribución de este parámetro era respectivamente de 31,9 y 23,9% y recomendaron el uso de un sistema con dos etapas para zonas cálidas y húmedas. El año pasado por su parte, M.M.S. Dezfouli [59] publicó una investigación que realizó apuntando sobre la importancia de los parámetros que afectan el rendimiento del sistema como la temperatura de regeneración, la velocidad de giro de la rueda, el flujo másico de aire, el sistema solar. Investigó igualmente el ahorro energético potencial de un sistema desecante de enfriamiento bajo diferentes condiciones climáticas. Según los resultados que obtuvo, resaltó entonces 3 elementos esenciales a tener en cuenta: el tipo de configuración (simple o doble etapa), la efectividad de los componentes y parámetros de operación como la temperatura de regeneración, el flujo de aire proporcionado, la velocidad de rotación de la rueda, el sistema solar elegido y las condiciones exteriores.

Varios estudios científicos fueron efectuados los últimos años sobre la influencia de la presión atmosférica sobre el rendimiento de un sistema de rueda desecante [60, 61]. Ruivo y Al. demostraron que encima de 550m de altura s.n.m (presión atmosférica de 95.000 Pa), para una temperatura de bulbo seco y una humedad relativa determinada y fija, existiría un margen de error superior a 5% si usamos datos de estudio obtenidos a una altura de 0m (presión atmosférica 101.325 Pa) y por lo tanto un sistema de rueda desecante instalado en el lugar podría ser sobredimensionado y sería necesario introducir unos factores de corrección para las velocidades de transferencia de masa y calor.

Una parte importante de la investigación desarrollada hasta ahora sobre las ruedas desecantes se enfocó también sobre la innovación. Hace varios meses, D. O'Connor et al. [43] conceptualizaron una nueva y no probada anteriormente estructura para la rueda desecante giratoria. El diseño consiste en una rueda con características de palas parecidas a las eólicas donde parten del centro de la rueda y se extienden hasta las extremidades. De ese modo se permitió sustituir las tradicionales estructuras matriciales de panales de abeja con formas sinusoidales. El resultado fue una mayor adsorción de la humedad del aire. También se obtuvo una necesidad de temperatura de regeneración más baja junto con una menor caída de presión del aire entre la entrada y salida de la rueda debido a la apertura mayor entre las palas.

Otras investigaciones se centraron sobre el aporte de energía auxiliar para la regeneración. En el caso del estudio llevado a cabo por Mei et al. [62], pudieron implementar en un edificio en una biblioteca en Mataró (clima mediterráneo), con una fachada ventilada cubierta por colectores solares de aire y fotovoltaicos para la energía de regeneración del gel de sílice en la rueda desecante. Usando el software TRNSYS para simular la instalación, se obtuvo entonces una temperatura de aire de regeneración a partir de los paneles solares de más de 70°C, también obtuvieron una fracción solar cerca al 75% para este nuevo tipo de sistema y se alcanzó generar una potencia de refrigeración de 43580 kWh (156.8MJ) con un COP promedio de 0,518 para la temporada de verano.

Uckan et al. [63] propusieron una nueva configuración de sistema desecante usando para eso diferentes intercambiadores de calor y enfriadores evaporativos como unidades refrigerantes para un clima cálido y húmedo. Como resultado demostraron que la eficiencia de estos componentes es justamente altamente dependiente de las condiciones climatológicas del lugar tanto de temperatura ambiente como de humedad absoluta.

G. Angrisani et al. [64] se dedicaron al estudio de diferentes superficies de colectores con un mínimo de 27m² y un máximo de 34m², ángulos de inclinación, tipo de colectores, con la idea de identificar la mejor solución posible. Para realizar ese estudio se basaron sobre pruebas en dos ciudades italianas Milano y Benevento, las cuales tienen diferentes promedios anuales en materia de radiaciones solares, temperaturas y humedades. Finalmente, compararon sus resultados frente a un sistema convencional de CVC. En términos de energía y de análisis medio ambiental recomiendan el uso siempre del sistema rueda desecante con sistema auxiliar de colectores solares sobre el convencional, aunque el excedente de energía solar generado sea pérdida por disipación en vez de ser usado. Con el empleo de colectores solares, se

demostró un ahorro de energía primaria de cerca de 10 y 20% para cada ciudad respectivamente. La diferencia se debe fundamentalmente a las radiaciones solares anuales disponibles antes mencionadas. Hay que destacar que el ahorro puede subir respectivamente de 43 a 58% y de 58 a 72% en el caso de recuperación del excedente de calor obtenido para uso alternativo de esa energía en otros equipos. Respecto a la superficie, encontraron que era preferible, el uso de colectores cuando la superficie disponible era reducida. De un punto de vista económico el retorno sobre inversión inicial es de 6 años para la ciudad de Benevento y 8 años para la ciudad de Milán.

Se demostró con el estudio bibliográfico realizado que los sistemas de enfriamiento con rueda desecante, es un campo de investigación amplio, el cual ha despertado un interés creciente en la comunidad científica, sobre todo en las dos últimas décadas, debido a la necesidad de mantener los estándares de calidad de vida alcanzados, con sistemas de acondicionamiento de aire más eficientes y amigables con el medio ambiente, visualizándose estos sistemas como una alternativa.

2. Objetivo del estudio

El trabajo de investigación que se lleva a cabo en este trabajo final de máster tiene como objetivo demostrar la viabilidad técnica del empleo de sistemas de enfriamiento con desecantes para diferentes zonas climatológicas como: La Habana (Cuba), Barcelona (España) e Isla de Pascua (Chile) mediante la simulación del comportamiento de los mismos, empleando el software TRNSYS. Una valoración económica y ambiental se realizará para comparar este sistema frente a un sistema convencional de acondicionamiento del aire operando en condiciones similares.

3. Lugar y Metodología

El trabajo de investigación se realiza en el Centro de Estudio de Tecnologías Energéticas Renovables (CETER) ubicado en la Habana. Es una organización universitaria perteneciente a la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Ciudad Universidad Tecnológica José Antonio Echeverría (CUJAE). Tiene como propósito principal contribuir al desarrollo sostenible de la sociedad cubana mediante la Educación, Investigación e Implementación alrededor de las

fuentes de energía renovable, la eficiencia energética, su interrelación con el medio ambiente y la sociedad. Entre los diferentes campos de investigación destacados podemos encontrar:

- Refrigeración y Clima
- Energía Eólica
- Motores de combustión interna , Combustibles alternativos, Emulsiones
- Biomasa
- Energía Solar
- Generación de Energía, Sistemas híbridos de Generación
- Gestión de la Energía y Eficiencia Energética
- Modelación Matemática y Diseños de Sistemas de Ingeniería

El estudio técnico de la rueda desecante se desarrollará con el uso del Software TRNSYS el cual ha sido usado para la simulación transitoria de sistemas termoenergéticos por cerca de 40 años. Las localidades donde el sistema es simulado corresponden a la ciudad de La Habana (Cuba), Barcelona (España) y la Isla de Pascua (Chile). La selección de estas localidades se realizó buscando zonas geográficas del globo distantes unas de las otras con diferencias marcadas en el ámbito del clima, con niveles de temperaturas y humedades diferentes y variables durante todo el año.

El estudio económico y ambiental que se realizará tendrá como base la comparación de un sistema de enfriamiento con rueda desecante y un sistema convencional de compresión de vapor, usando la herramienta matemática conocida como el índice Valor Actualizado Neto (VAN) y el cálculo de las emisiones de CO₂ generadas indirectamente por estos dos sistemas.

4. Planificación y Presupuesto

El presente trabajo de investigación se llevo a cabo durante un periodo de 4 meses y 2 semanas cuya fecha de inicia corresponde al lunes 30 de enero del 2017 y fecha de finalización prevista el jueves 15 de junio del 2017. La jornada laboral es intensiva con horarios de 8am a 1pm de lunes a viernes.

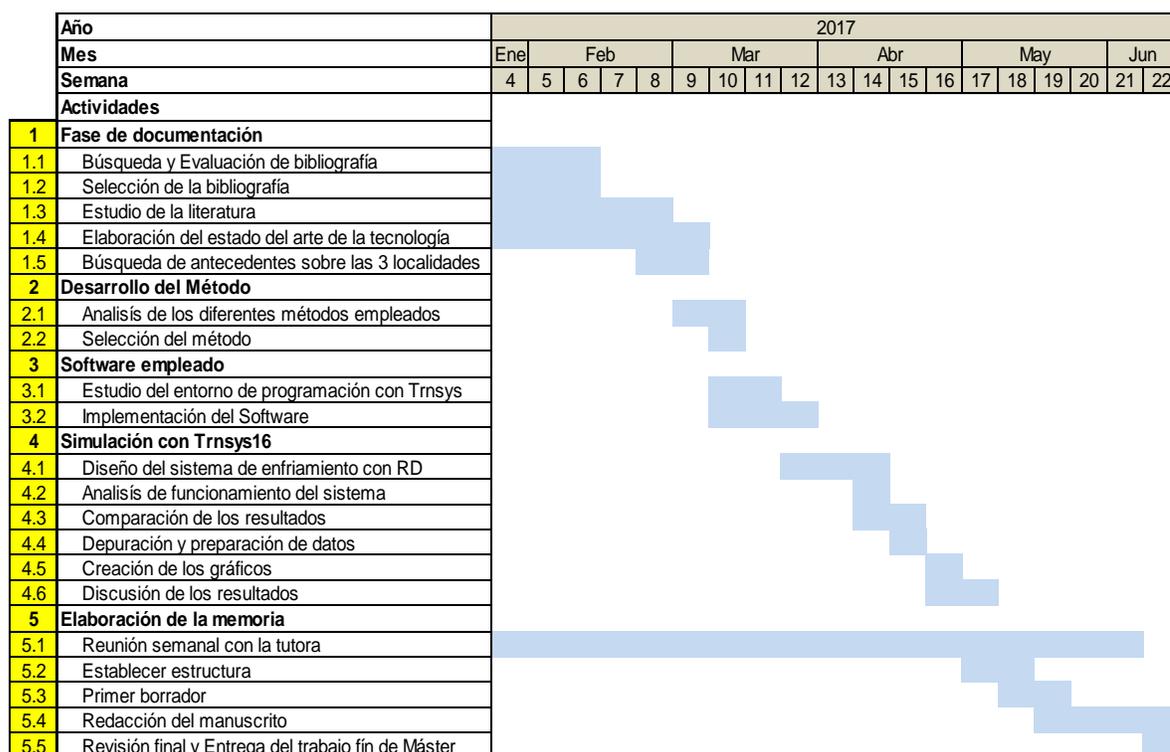


Fig. 3 Planificación de tareas estimadas del proyecto (Fuente: Autor)

El presupuesto total es de 18,975 Euros y corresponde a la realización de este trabajo de investigación en Cuba. Los montos indicados están convertido al Euro, la moneda nacional de España con el Impuesto sobre Valor Añadido (IVA) de 21% incluido (Ver Figura 4). Con el fin de detallar el gasto total, se puede dividir el presupuesto en cuatro partes, a saber:

- Presupuesto Estancia en el extranjero: En esta parte se incluyen los gastos referentes al desarrollo del proyecto en el CETER en la Habana (Cuba).
- Presupuesto Matricula universitaria: Se suma el monto total de la matricula correspondiente al periodo de realización del proyecto.
- Presupuesto Software: En el se incluye todo el software adquirido para el desarrollo del proyecto.
- Presupuesto Mano de obra: Costes generados por los recursos humanos requeridos, lo que corresponde para un total de 18 semanas a 450 horas.

Tabla 1 Presupuesto Total Proyecto (Fuente: Autor)

	Tipo de gasto	Precio Unitario	Precio Total
Presupuesto estancia	Pasaje de avión (Ida y Vuelta)	-	€ 950.00
	Visa de Estudiante (6 meses)	-	€ 75.00
	Alojamiento (5 meses)	€ 90.00	€ 450.00
Presupuesto Matricula Universitaria	Matricula (1 semestre)	-	€ 1,640.00
Presupuesto Software TRNSYS16	Licencia (uso individual)	-	€ 2,260.00
	Librería de Componentes	-	€ 100.00
Presupuesto Mano de obra	Trabajo de Ingeniería (total 550 horas)	€ 30.00	€ 13,500.00
Presupuesto Total			€ 18,975.00

II. Zonas seleccionadas

1. Desafíos de un uso más eficiente de la energía en la actualidad

Energía es una palabra de origen griega que significa capacidad de trabajo. Cuando hablamos de energía nos referimos a aquella propiedad que permite a cualquier objeto físico realizar algún trabajo. Para obtenerla, existen diversas fuentes: los combustibles fósiles o no renovables (petróleo, gas, uranio, etc.) y las energías renovables (solar, eólica, geotérmica, hidráulica, etc.).

La comunidad científica ha observado que las concentraciones de dióxido de carbono (CO₂) en la atmósfera han aumentado significativamente durante el siglo pasado, en comparación con la era preindustrial (alrededor de 280 partes por millón (ppm)). En 2014, la concentración de CO₂ fue aproximadamente 40% más alta que a mediados de los años 1800, con un crecimiento promedio de 2 ppm/año en los últimos diez años [65]. La figura 3 nos muestra que desde el año 2010, entre las muchas actividades humanas que producen gases de efecto invernadero (GEI), el uso de la energía representa la mayor fuente de emisiones con 68% del total.

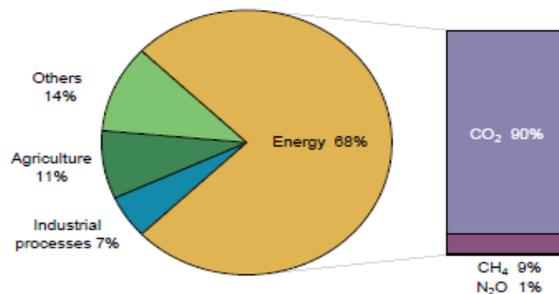


Fig. 4 Repartición de los gases antropogénicos con efectos invernaderos en 2010

(Fuente: IEA, World Energy Outlook, 2015)

En este sentido es importante notar que cerca del 40% la energía usada es para la edificación de los cuales 40% por el uso de equipos HVAC [66, 67]. En el caso de la unión europea el 36% de las emisiones emitidas fueron en ese sector con 80% bajo forma de calor [68]. En este contexto las estrategias de

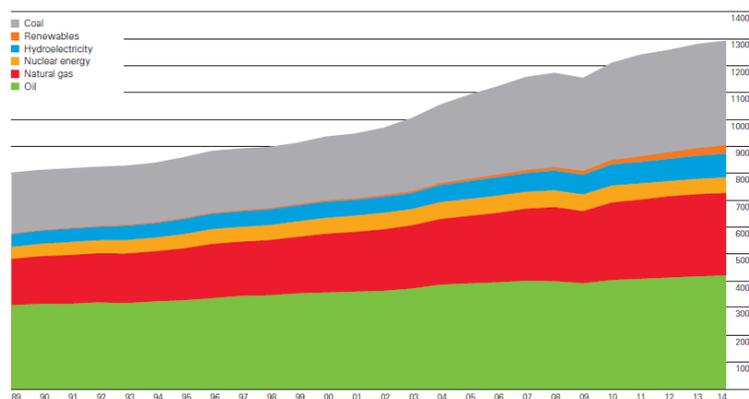


Fig. 5 Consumo mundial de energía primaria (Mtoe)

(Fuente: B.P Statistical Review of World Energy)

mitigación del calentamiento global se han centrado principalmente en soluciones tecnológicas como: fuentes de energía renovables (FER) del lado de la oferta y eficiencia energética en el lado de la demanda. Sin embargo, es una necesidad sumar otros factores como posibles contribuciones para tales cambios como la búsqueda de modelos sociales alternativos y/o la modificación en los estilos de vida de las personas, los sistemas económicos e institucionales.

Hoy día el uso de las energías renovables solo representan cerca del 10 % (Fig. 5). Junto con la necesidad de aumentar su participación en la matriz energética mundial al día de hoy, científicos e investigadores buscan la forma de usar la energía de forma más eficiente lo cual es el camino el más rápido y rentable para satisfacer la creciente y continua demanda mundial junto con la reducción de los GEI.

El desarrollo de las tecnologías ligadas a la energía solar es una de las soluciones. Cada año, el sol envía más de mil millones de TWh de energía a la Tierra, lo que equivale a 60.000 veces la demanda en electricidad del mundo. De esta manera, la radiación solar que llega a la superficie de la Tierra todos los

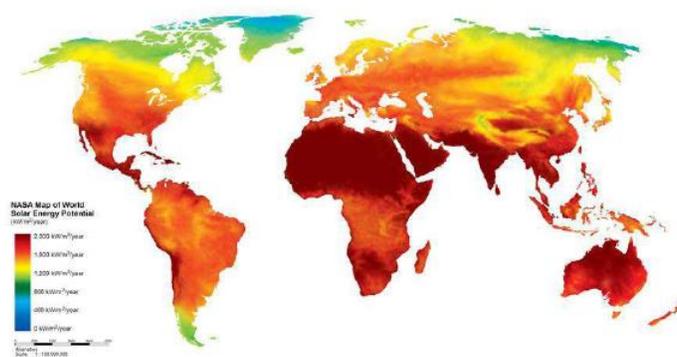


Fig. 6 Energía solar en potencia mundial

(Fuente: NASA)

días ofrece mucho más potencial que cualquier otra fuente de energía renovable [69]. Por este motivo el desarrollo y mejoramiento de un sistema como una rueda desecante con fuente

auxiliar de energía térmica de baja entalpia a partir de colectores solares se ofrece desde hace más de dos décadas como una solución en localidades cálidas y húmedas para permitir la reducción del uso de la energía fósil lo cual viene acompañado de una reducción de las emisiones de CO₂. Cuba, Chile y España forman parte de los países con altos niveles de irradiancia y con un consumo elevado de energía para sistemas de refrigeración (Ver Figura 6).

1.1. Caso de Cuba

La poca diversidad en su matriz energética con un alto volumen de dependencia a los combustibles fósiles es un gran problema en Cuba. Cerca del 94 % de la energía eléctrica se produce a partir del petróleo y gas natural y es la causa fundamental del alto costo del kilovatio/hora que se obtiene en el país (Fig. 7). Al día

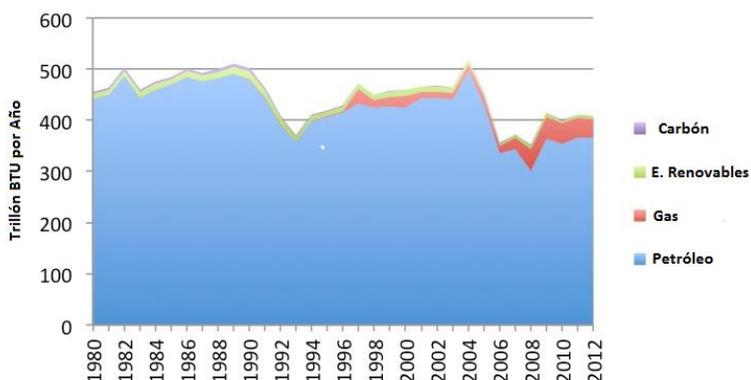


Fig. 7 Consumo de energía en Cuba por fuente (Fuente: Datos EIA)

de hoy, La Isla produce cuatro millones de toneladas de petróleo y gas al año que se destinan principalmente a la misma generación eléctrica, y solo cubre un 50 % del consumo del país (7). Al nivel de fuentes de energías renovables, la capacidad instalada solo representa un 4.5% de la matriz energética total y se apuesta a una transición energética en las próximas décadas para llegar a la meta de 24% de producción eléctrica a partir de esas fuentes. En este sentido, los cambios en la generación y la eficiencia energética se posicionan como una de las prioridades en el proceso del mejoramiento del modelo económico cubano y social. La energía solar juega ya un papel importante en ese cambio con 22MW ya instalados en 2014 donde en la isla el promedio de la radiación solar recibida sobre un plano horizontal es de 5 kW-h/m² (18MJ/ m²) [70].

1.2. Caso de Chile

Chile se ha esforzado por obtener una matriz energética confiable por décadas. En la década de 1980, Chile se basó en gran medida en los recursos hídricos para producir electricidad (Fig. 8). Sin embargo, con la combinación del continuo crecimiento rápido en la demanda de energía junto con las preocupaciones sobre la falta de fiabilidad de la energía hidroeléctrica debida a las sequías, el gobierno chileno



Fig. 8 Matriz Energética de Chile 2012

(Fuente: Reporte anual a generadoras de Chile)

comenzó a diversificar sus fuentes comenzando por el gas natural. Sin embargo, la mayoría del gas en Chile es importado de Argentina y después de la crisis de 2010 con este país mayor proveedor externo junto con la creciente toma de conciencia de reducir las emisiones de GEI, el país apostó por el desarrollo de energía renovable. Además de un gran potencial al nivel eólico, con una radiación solar estimada entre 7 y 7,5 kWh/m² (25.2 MJ/m² y 27 MJ/m²), el Norte Grande de Chile es la zona del mundo que recibe mayor cantidad de radiación solar [71]. La Isla de Pascua es un caso particular debido a su lejanía al continente latinoamericano y tiene un sistema eléctrico muy pequeño en relación al resto de los sistemas eléctricos del país. Dicho sistema eléctrico es propiedad de la empresa Sociedad Agrícola y Servicios Isla de Pascua Ltda. (SASIPA) y posee una única central eléctrica con la cual se abastece los requerimientos eléctricos de la isla (Central Mataverí) usando más de 6000 litros de diesel diarios [72]. Igualmente la isla tiene fuerte potencial respecto al uso de energías renovables para generación eléctrica, lo que llevó el ministerio a elaborar un plan en el año 2015 para comenzar una transición energética hacia la sustitución del uso de energía fósil como materia prima.

1.3. Caso de España

En el caso de España, la energía primaria depende fuertemente de los combustibles fósiles. Como la mayoría de los países europeos, España tiene que importar de terceros países como Argelia para el gas Natural o países de la OPEC para el petróleo. También hay que destacar que con un 50 % (546 Mtep) de consumo de energía final en 2012, la calefacción y la refrigeración son el sector que más energía consumen en la Unión Europea y se espera que esta situación

se mantenga [73]. En este contexto la importancia de reducir su dependencia de proveedores externos junto con los objetivos fijados por la Unión Europea de reducir sus emisiones de GEI empujan el país en la necesidad de desarrollar el uso de sistemas más eficientes energéticamente (Ver Figura 9).

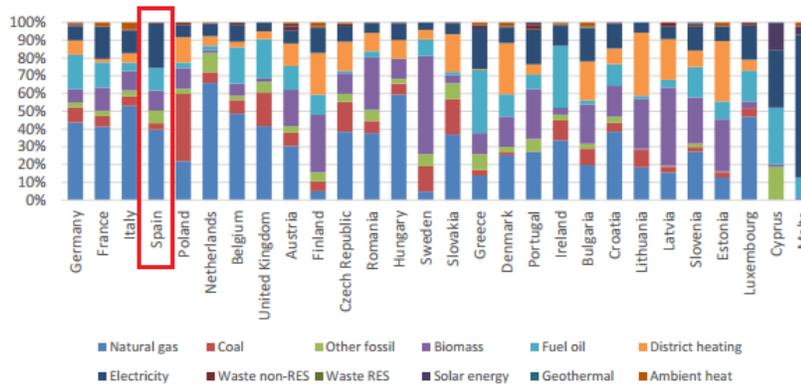


Fig. 9 Consumo final de energía para calefacción y refrigeración, 2012

(Fuente: Documento Estrategia de la UE relativa a la calefacción y la refrigeración)

España es un país con gran potencial para el aprovechamiento de la energía solar y recibe un nivel de irradiación promedio de 1,6 kWh/m² (5.7MJ/ m²) lo cual lo sitúa a la cabeza de Europa y por lo tanto se posiciona naturalmente como un país que debe incrementar el uso de sistemas de refrigeración partir de fuente solar.

2. Climas

2.1. Clima en la Habana (Cuba)

Por su posición geográfica, Cuba se encuentra situada en una latitud muy próxima al Trópico de Cáncer, lo que condiciona la recepción de altos valores de radiación solar durante todo el año, determinando el carácter cálido de su clima. Según la clasificación de Köppen (Aw), en la mayor parte de Cuba el clima predominante es del tipo cálido tropical, con estación lluviosa en el verano. En general es bastante aceptado expresar que el clima de Cuba es tropical, estacionalmente húmedo, con influencia marítima y rasgos de semicontinentalidad.

El clima en la Habana es tropical como en el resto de la isla. Sin embargo, recibe una mayor influencia continental en invierno, lo que hace que las temperaturas sean más frescas en estos meses con un promedio de temperaturas por la tarde entre 21 y 28°C y un promedio de

temperaturas las mañanas de entre 18 y 24°C. Además, existe una gran influencia oceánica en el clima, debido a que la corriente del Golfo pasa frente a las costas del occidente cubano. Las precipitaciones son abundantes en octubre y septiembre y bastante escasas entre marzo y mayo. En verano, la temperatura llega a ser en extremo calurosa en las tardes y en las zonas suburbanas, sobre todo, la temperatura media oscila alrededor de los 30°C, con una humedad un poco mayor. La humedad relativa media es alta, con promedios cercanos al 75 % [74].

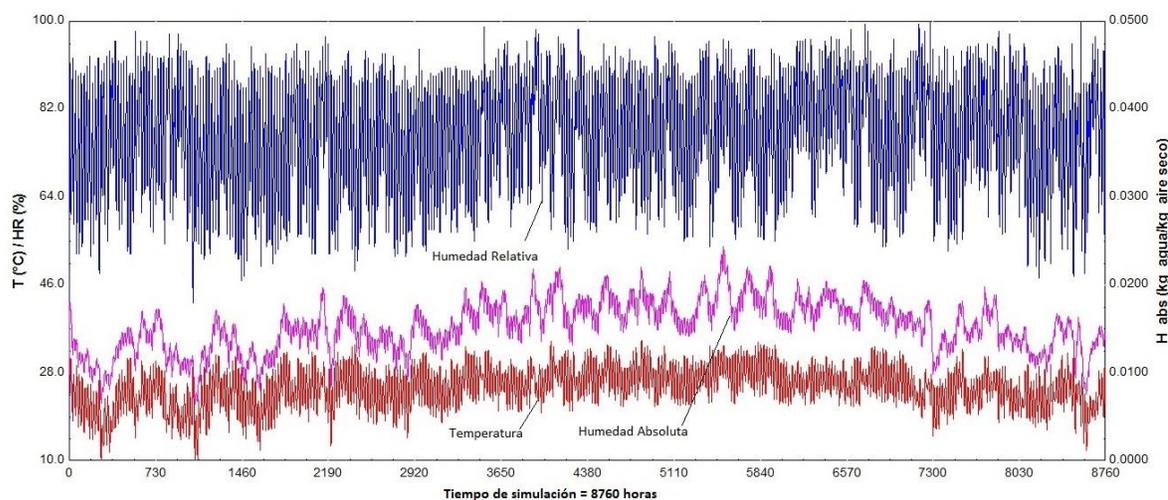


Fig. 10 Variación anual de la temperatura y humedad en La Habana (Fuente: Trnsys16)

2.2. Clima en Isla de Pascua (Chile)

Las Islas Oceánicas Chilenas dentro de las cuales pertenece La Isla de Pascua se encuentran en las zonas subtropicales y medias (temperaturas cálidas y alta humedad), donde hay una predominancia de masas de aire tropical marítimo y están bajo el dominio de las altas presiones del Anticiclón del Pacífico. La Isla de Pascua se enmarca en la región climática denominada como Oceánica Ecuatorial. La isla muestra una presión atmosférica alta, especialmente en primavera-verano (1015-1018mb); en otoño-invierno es menor (1013-1017mb); el promedio anual es de 1016mb. La humedad relativa es homogénea a lo largo del año, oscilando entre 76% y 81 %; su promedio anual es de 77%. Las horas de sol alcanzan un total de 50%, sobre el máximo anual posible (los meses extremos son febrero, con un 56% y octubre con 43%). La sensación climática, en una perspectiva humana, muestra un “bienestar máximo” entre enero y abril en Isla de Pascua; los meses restantes se incluyen en las categorías de “fresco suave” y “fresco”. La temperatura mínima media más es de 15.5°C y la máxima media más alta es de

27.3°C; la temperatura media anual es de 20.7°C, aunque la sensación térmica puede ser mucho mayor debido a que al índice de humedad elevado.

A pesar de su reducido tamaño, existen diferencias climáticas dentro de la misma isla. Es común que llueva más en el centro que en la costa norte debido la combinación de vientos, orografía y temperaturas. Y es relativamente habitual que esas mismas diferencias se presenten el mismo día. Hay que advertir que el cambio climático global también afecta a la frágil Isla de Pascua, por lo que el sol y la lluvia pueden aparecer y desaparecer en cualquier momento [75].

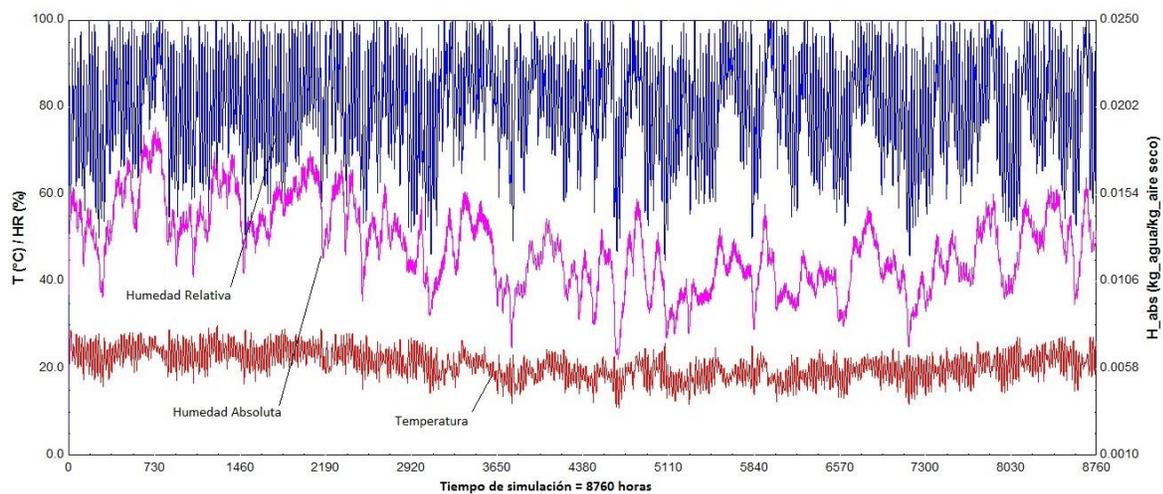


Fig. 11 Variación anual de la temperatura y humedad en La Isla de Pascua (Fuente: Trnsys16)

2.3. Clima en Barcelona (España)

España tiene diversidad de climas por lo que las temperaturas dependen de la región y el mes en el que estés. La zona costera del norte de España es húmeda y templada, mientras que, en el centro, las temperaturas son extremas, o muy frío o muy caliente, por último, la zona costera mediterránea tiene temperaturas cálidas y agradables. Los climas más comunes (aproximadamente en el 22% del territorio) son los templados de tipo C aquellos asimilables al clima mediterráneo con una época seca en los meses más cálidos del año. Los climas secos (B) son también bastante comunes, tanto en las Islas Canarias como en buena parte de la península y Baleares. Finalmente, los climas templados fríos de tipo D se dan únicamente en zonas montañosas.

La ciudad de Barcelona posee un clima mediterráneo marítimo. Esta ubicación está clasificada como Csa por Köppen y Geiger. Las temperaturas son cálidas en verano y frescas en invierno donde el mes más caluroso del año con un promedio de 24.1 °C es julio. A 9.8 °C en promedio, enero es el mes más frío del año. La temperatura media anual es de 16.5 °C con una escasa oscilación térmica diaria, que ronda los 8 °C de media. La Humedad relativa es sumamente alta con una media anual de 70% [76, 77].

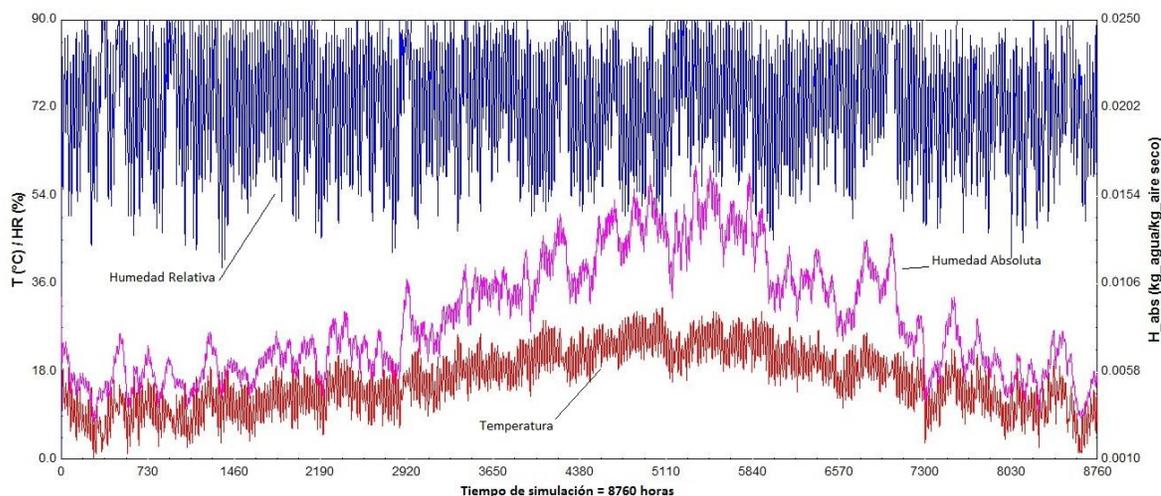


Fig. 12 Variación anual de la temperatura y humedad en Barcelona (Fuente: Trnsys16)

III. Sistema de enfriamiento con rueda desecante

La rueda desecante en un sistema de enfriamiento no tiene como único propósito de bajar la humedad relativa del aire introducido en un espacio cerrado. Si miramos de cerca un diagrama psicrométrico del aire, nos damos cuenta que la reducción de la temperatura del bulbo seco está fuertemente ligada a la humedad relativa del aire por lo tanto un aire seco resultará muy efectivo a la hora de reducir su calor sensible. Se puede por lo tanto deducir que la función de una rueda desecante no solamente reside en su capacidad de reducir la humedad relativa del aire para aumentar el confort de los ocupantes del espacio acondicionado cuando lo usamos en zonas tropicales y calientes, también de favorecer el control de la temperatura a la salida del sistema enfriador reduciendo las necesidades energéticas para generar la temperatura deseada. A la diferencia de los sistemas convencionales de vapor compresión donde el aire frío del evaporador reduce la temperatura del espacio acondicionado proporcionando un enfriamiento

sensible, la rueda desecante absorbe el vapor de agua y provee un enfriamiento latente (Ver Figura 13).

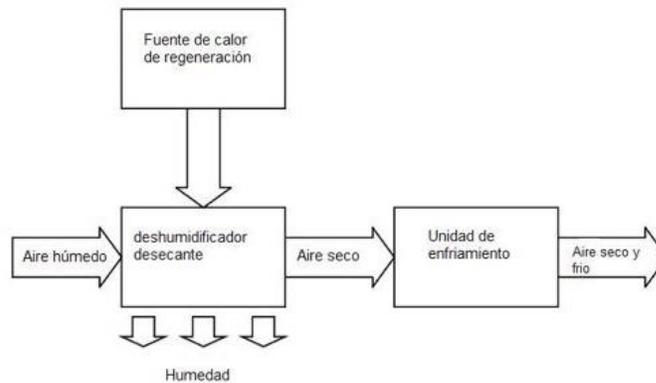


Fig. 13 Sistema de enfriamiento con rueda desecante [78]

A continuación se detallan las diferentes unidades que conforman un sistema de enfriamiento con rueda desecante:

1. Rueda desecante

La rueda desecante es el componente el más importante de un sistema de refrigeración por adsorción. Está dotado de una rueda cilíndrica impregnada de un material desecante (adsorbente sólido) y dividida en dos partes con corrientes de aire separadas e inversas (Fig.14). En la región donde entra el aire exterior al local, ese aire también llamado aire de proceso entra entonces en contacto cuando atraviesa la rueda con el adsorbente sólido y un proceso de transferencia de calor y masa es generado donde debido a una diferencia de presión del vapor entre el aire procesado (húmedo y caliente) y el material desecante, el vapor de agua es adsorbido por ese mismo material. De ese modo, la carga latente del aire procesado es removida y el contenido de humedad del aire disminuye.

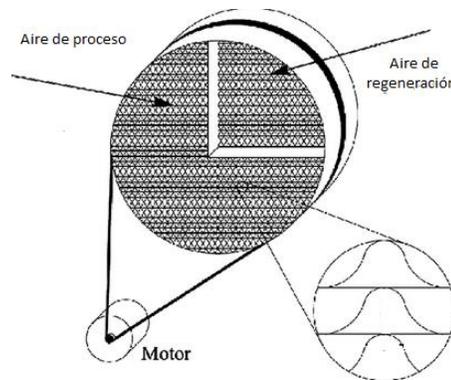


Fig. 14 Representación esquemática de un canal desecante [1]

Después de salir de la rueda, pasa por un sistema de enfriamiento que se encarga de manejar la carga sensible del aire. El aire es entonces distribuido en el local acondicionado a la

temperatura y el nivel de humedad deseado. Al salir del local, el aire acondicionado es recalentado hasta alcanzar la temperatura llamada de regeneración. Esta etapa se puede realizar a partir de varias fuentes como gas natural, desechos de calor de un motor de combustión interna, energía geotérmica o energía solar como es el caso de esta investigación. El aire entra entonces en la rueda desecante por la segunda región y seca el material sólido saturado en vapor de agua en un el proceso de desorción. El aire es entonces evacuado al exterior del sistema a una temperatura cercana a la temperatura de ambiente.

Existen varios tipos de ruedas desecantes, como fue presentado anteriormente en el capítulo 1 existen las ruedas desecantes pasivas o activas y varios tipos de configuración. Estas se combinan con otros dispositivos para conformar el sistema de enfriamiento. El más común es el sistema de una etapa es decir con el uso de una rueda desecante seguido de un enfriador evaporativo o de dos etapas poniendo en serie otra rueda y evaporador [79], pero también con modo ventilación o de recirculación. D.B Jani y Al. detalló [80] esos diferentes modos (Ver Figura 15).

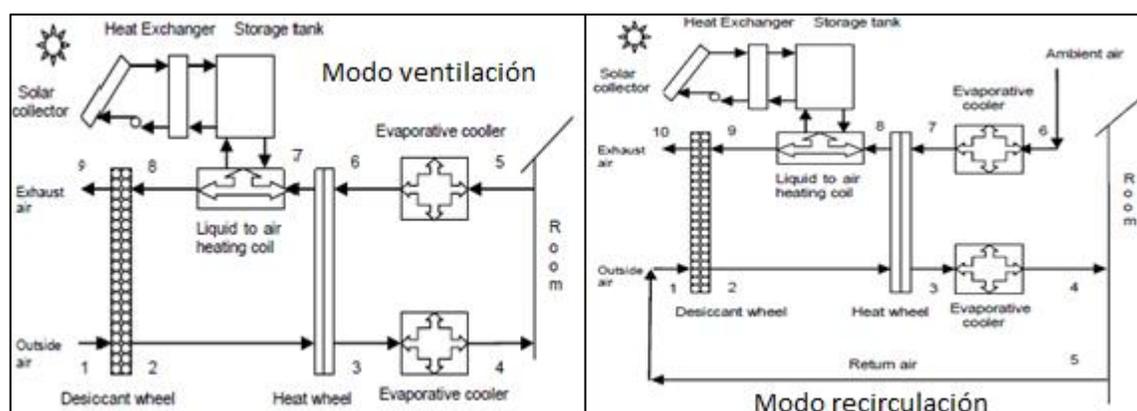


Fig. 15 Representación esquemática de los diferentes modos de circulación del aire [81]

La gran diferencia se debe en el aire de regeneración que proviene del aire exterior en el caso de un modo recirculación, el aire de proceso recircula en un circuito cerrado (no hay cambio aire fresco en el local) mientras que en el modo ventilación el aire de regeneración proviene del aire extraído del local acondicionado y por lo tanto es más frío y seco y disminuye el rendimiento del sistema debido al suministro de energía térmica auxiliar para el aire de regeneración que tiende a ser mayor.

2. Unidad de Enfriamiento

El aire de proceso al salir de la rueda desecante es secado con reducción de su carga latente pero también más caliente, eso se debe al fenómeno físico de adsorción donde el vapor de agua presente en el aire exterior incremento su temperatura. La unidad de enfriamiento permite entonces bajar la temperatura al nivel definido por el local acondicionado disminuyendo la carga sensible. Existen diferentes componentes específicos que pueden ser usados en función de las necesidades técnicas debidas al clima local pero también por motivos económicos.

- Intercambiador de calor convencional

Este dispositivo que aprovecha la transferencia de calor entre dos fluidos permite un control de la carga sensible más grande también permite un control de la carga latente pero de manera no independiente lo cual resulta en un consumo de energía eléctrica importante.

- Rueda sensible

Este dispositivo es un intercambiador de calor pero rotatorio. Al igual que el intercambiador convencional permite un control de la carga sensible pero usando dos corrientes de aire contrarias. La rueda sensible permite también un mayor ahorro de energía pero provee un menor rango de control de la temperatura por lo tanto se puede combinar con ruedas entalpicas en caso de sistemas de tratamiento de aire más grande.

3. Unidad de regeneración

- Energía solar (Colectores solares con flujo de agua o aire)
- Calor residual de motores de combustión interna
- Intercambiadores de calor convencionales (gas natural, eléctrico)
- Energía geotérmica

IV. Edificio de referencia

El edificio de referencia corresponde a una oficina de estudio para la realización de trabajos de ingeniería básica y de detalle con un area total de 40m². La altura del suelo al techo es de 3

metros lo cual representa un volumen de aire a acondicionar de 120m^3 (Ver figura 16). Finalmente se considerara que el numero de personas que trabajan en este lugar es de 5.

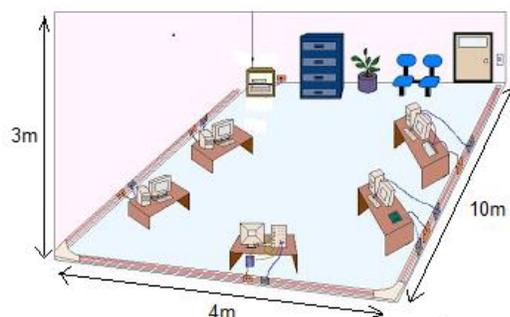


Fig. 16 Esquema del local de referencia usado para el estudio (Fuente: blogspot redesoficina)

1. Carga Térmica

La carga térmica, también nombrada como carga de enfriamiento, es la cantidad de energía que se requiere vencer en un área para mantener determinadas condiciones de temperatura y humedad para una aplicación específica (ej: Confort humano). Es la cantidad de calor que se retira de un espacio definido y se expresa en kiloWatt o kiloJoule por segundo (kW o kJ/s). En este sentido, se puede distinguir dos que dentro de la carga total presente en el local existen dos parametros:

- Cargas térmicas sensibles: aquellas que originan una variación en la temperatura del aire.
- Cargas térmicas latentes: las que originan una variación en la humedad absoluta del ambiente (contenido de agua en el aire).

A través de años de trabajo, diversas compañías y organizaciones han evaluado múltiples factores requeridos para determinar las cargas de enfriamiento en diversas aplicaciones. Para realizar el estimado de la carga de enfriamiento requerida con la mayor exactitud posible en espacios y edificios, las siguientes condiciones son de las más importantes para evaluar:

- Datos atmosféricos del sitio.
- La característica de la edificación, dimensiones físicas.
- La orientación del edificio, la dirección de las paredes del espacio a acondicionar.

- El momento del día en que la carga llega a su pico.
- Espesor y características de los aislamientos.
- La cantidad de sombra en los vidrios.
- Concentración de personal en el local.
- Las fuentes de calor internas.
- La cantidad de ventilación requerida.

La ASHRAE (Sociedad Americana de Ingeniería para Aire Acondicionamiento, Calefacción y Refrigeración) reconoce la vigencia de cuatro métodos de cálculo de cargas térmicas para seleccionar la capacidad de los equipos de aire acondicionado (Ej: Función de Transferencia, Cálculo de Cargas por Temperatura Diferencial y Factores de Carga de Enfriamiento, Valores de Temperatura Diferencial Total Equivalente y Tiempo Promedio y cálculo de cargas en residencias). La carga máxima de temperatura exterior se toma como a las 3:00 p.m., la máxima ganancia solar a través de vidrios llega a cualquier hora desde la 7:00 a.m. hasta las 5:00 p.m., dependiendo de la orientación geográfica. Por otro lado, las ganancias de calor internas pueden llegar a su pico en cualquier momento. La realización del cálculo es largo y complejo y requiere de mucho cuidado debido a la importancia de los coeficientes de simultaneidad entre otros factores, por eso hoy en día los más usados son Software desarrollados especialmente para tales propósitos.

Aquí, la idea principal siendo la comparación del comportamiento de un mismo sistema para un mismo local en este caso una oficina de estudio pero en diversas localidades se seleccionara una carga térmica total idéntica. Obviamente las infraestructuras son distintas en los tres lugares seleccionados debido a las normativas de los diferentes países y lo mismo ocurre al nivel climático donde las variaciones pueden ser grandes sobretodo en Barcelona que tiene un periodo con aire seco y frío y otro periodo con aire húmedo y cálido. Por esta razón se estima que el balance para obtener los mismos valores se puede encontrar en la variación de la carga interna al local (número de personas que trabajan, iluminación, equipos eléctricos, infiltraciones del exterior..)

La carga térmica total de refrigeración (Q_r) de un local se obtiene de la siguiente expresión:

$$Q_r = Q_l + Q_s$$

Dónde:

Q_r carga térmica de refrigeración (W)

Q_l es la carga térmica latente (W)

Q_s es la carga térmica sensible (W)

Adicionalmente como criterio se toma para el uso de un sistema de enfriamiento especialmente con rueda desecante el factor de calor sensible (FCS) lo cual nos da la proporción de la carga térmica sensible respecto a la carga térmica total. Se expresa de la siguiente manera:

$$FCS = \frac{Q_r}{Q_s}$$

Este valor de la carga sensible representa como máximo para el uso de una rueda desecante un 75% de la carga total. Este valor es usado en varios estudios como se indicó en el estado del arte y será la proporción usado en esta simulación también.

El valor seleccionado de la carga total (Q_r) es de 10kJ/s. Se estima por lo tanto que 7.5 kJ/s provienen de la carga sensible (Q_s) y 2.5 kJ/s de la carga latente (Q_l). Este valor es fijo y será usado para las tres localidades seleccionadas con el fin de poder comprobar y comparar el funcionamiento de un sistema de enfriamiento con rueda desecante con características técnicas similares.

2. Ventilación y Renovación de Aire Interior

La renovación del aire interior de las dependencias de un edificio es necesaria e imprescindible. Mediante la renovación del aire interior en los edificios se consigue mantener en niveles admisibles, la concentración de contaminantes presentes en el aire, que se genera por el desarrollo de cualquier actividad humana o de otra índole. Para este proyecto se decidió usar el Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios (R.I.T.E.) lo cual se usa es usado en España por proyectistas e instaladores. Este reglamento establece distintas categorías en la calidad de aire interior (IDA) exigibles a los edificios en función del uso que se haga de ellos, a saber [82]:

- IDA 1: es la categoría de calidad óptima del aire. Se exige en edificios de uso muy sensibles, tales como, hospitales, clínicas, laboratorios y guarderías.

- IDA 2: significa una calidad de aire buena. Se suele exigir esta calidad de aire para oficinas, salas comunes de hoteles y similares, residencias de ancianos y estudiantes, salas de lectura, bibliotecas, museos, salas de tribunales, colegios y aulas de enseñanzas, piscinas cubiertas.

- IDA 3: o calidad de aire media. Tipo de aire válido para el grueso de edificios, tales como, edificios comerciales, cines, teatros, salones de actos y representaciones, habitaciones de hoteles, hostales y pensiones, restaurantes, cafeterías, bares, salas de fiestas, gimnasios, establecimientos deportivos (salvo piscinas), salas para uso de ordenadores.

- IDA 4: corresponde a un tipo de aire de calidad baja. Para el resto de edificios no mencionados anteriormente.

Es importante en un primer tiempo establecer el caudal mínimo (q_{min}) de aire exterior de ventilación que garantice que se va a alcanzar dicha calidad. Para hallar su valor, se usa la siguiente expresión:

$$q_{min} = \frac{q_p \times n}{1000} \left(\frac{m^3}{s} \right)$$

Dónde:

q_p caudal de aire exterior recomendado (dm^3/s)

n es el número de personas trabajando en el local

En esta simulación como se presentara en el siguiente capítulo, se compararan dos modos de acondicionamiento del aire. Uno llamado “modo ventilación” y otro llamado “modo recirculación”. La mayor diferencia reside en el aire exterior introducido en el sistema de enfriamiento de aire donde representa 100% para el modo ventilación y 25% para el modo recirculación. Por lo tanto el número de renovaciones de aire se determina para el caso más crítico que es un sistema de enfriamiento en modo recirculación. Existen varios métodos para fijar este número de renovaciones por hora, en este caso se usara el método “Método indirecto de caudales de aire exterior por persona” es un procedimiento que se aplica especialmente en locales que tienen

una baja producción de contaminantes provenientes de fuentes diferentes del ser humano y en general, cuando no está permitido fumar en el local. Para hallar el valor se usa la siguiente tabla:

Tabla 2 Caudales de aire exterior (q_p), en dm^3/s y por persona [82]

Caudales de aire exterior, en dm^3/s por persona	
Categoría del aire interior exigible	dm^3/s por persona
IDA 1	20
IDA 2	12,5
IDA 3	8
IDA 4	5

Se obtiene entonces un caudal de mínimo de renovación de aire de $0.0625 \text{ m}^3/s$ ($225 \text{ m}^3/h$) de lo cual le agregamos un factor de seguridad de 1.1. Finalmente se selecciona un caudal de aire de renovación para la simulación de $0.06875 \text{ m}^3/s$ ($250 \text{ m}^3/h$) y un caudal en modo ventilación de $0.277 \text{ m}^3/s$ ($1000 \text{ m}^3/h$). El flujo másico (\dot{m}) se puede obtener entonces a partir de la siguiente expresión:

$$\dot{m}_{pro} = q \times \rho \left(\frac{kg}{s} \right)$$

Dónde:

q es el caudal del aire usado en el sistema (m^3/s)

ρ es la densidad del aire (kg/m^3)

- Modo Ventilación: $\dot{m}_{pro} = 0.33 \frac{kg}{s}$ ($1200kg/h$)
- Modo recirculación: $\dot{m}_{pro} = 0.33 \frac{kg}{s}$ ($1200kg/h$) (con 25% proveniente del exterior y 75% extraído del local)

Dado la razón de 1/3 que existe entre el flujo másico del aire de proceso y el aire de regeneración dentro de la rueda desecante, el valor del flujo másico (\dot{m}_{reg}) del aire caliente

necesario para secar la rueda es de $0.11 \frac{kg}{s}$ ($400kg/h$) tanto en modo ventilación como en modo recirculación.

V. Simulación dinámica de sistemas de enfriamiento del aire con rueda desecante

1. Presentación de las diferentes configuraciones simuladas

El sistema de enfriamiento con rueda desecante se puede dividir en partes (Ver fig. 14) a saber por un lado la parte del denominado aire de proceso que permite proporcionar a nuestro edificio un aire a las condiciones definidas previamente con un control independiente de la carga latente y sensible. Por otro lado está la parte de regeneración que permite extraer el aire presente en el edificio en un primer tiempo y se calienta a la temperatura óptima con la ayuda de un subsistema compuesto de colectores solares para realizar el fenómeno de desorción de la rueda saturada en agua. Con el fin de obtener el mejor sistema tanto al nivel de eficiencia (termal y eléctrica) como económica para cada ciudad estudiada, las simulaciones se realizaran para una configuración con modo ventilación y modo recirculación y serán comparadas con una configuración convencional de sistema de vapor compresión. El periodo definido es de un año lo cual equivale a 8760 horas y el “time step” es de 1 hora. El caudal del aire proporcionado al local es como se determinó en el capítulo anterior de $0.277 \text{ m}^3/\text{s}$ ($1000\text{m}^3/\text{h}$) lo cual equivale a un flujo másico de 0.33 kg/s (1200kg/h). La simulación dinámica es realizada con la ayuda del software Trnsys16 y de su librería de componentes T.E.S.S correspondiente [83, 84].

1.1. Modo Ventilación

En esta configuración también denominada ciclo abierto, el aire que entra al local acondicionado proviene del exterior (ver Fig. 17). En la primera etapa de deshumidificación, Se introduce aire proveniente del exterior con un flujo de 0.33 kg/s (1200kg/h). El aire penetra en la rueda desecante revestido de gel de silicio como material solido desecante (1) y donde 75% de su área es usada para tal proceso (relación de área 3:1). A la salida el aire que perdió una parte importante de su carga latente (humedad relativa) es mucho seco pero como consecuencia su

carga sensible se incrementó. La rueda sensible (2-3) permite entonces reducir la temperatura del aire (relación de área 1:1) pero en este momento los niveles de temperatura y humedad no son adecuados a los niveles definidos para nuestro local y por lo tanto un enfriador es usado (3-4) y regulado para obtener la temperatura y humedad relativa adecuada que penetra en el local. El aire que sale del local (5) es el aire usado para la etapa de regeneración y tiene un flujo de 0.33 kg/s (1200kg/h). Este aire pasa por un enfriador evaporativo lo cual permite bajar su temperatura (5-6) y pasa por la rueda sensible en contra flujo lo cual permite bajar la temperatura del aire de proceso como se mencionó antes (6-7). Finalmente, la temperatura final de regeneración es obtenida con la ayuda del subsistema auxiliar compuesto principalmente por colectores solares de aire de placa (7-8). Su flujo fue rebajado a 0.11 kg/s (400kg/h) para poder entonces pasar por la rueda desecante (con una relación de área 1:3) donde se produce el fenómeno de desorción previo a su retorno al exterior (9).

Dónde:

RD: Rueda Desecante

RS: Rueda Sensible

CC: Enfriador (Cooling Coil)

EE: Enfriador Evaporativo

SA: Sistema Auxiliar

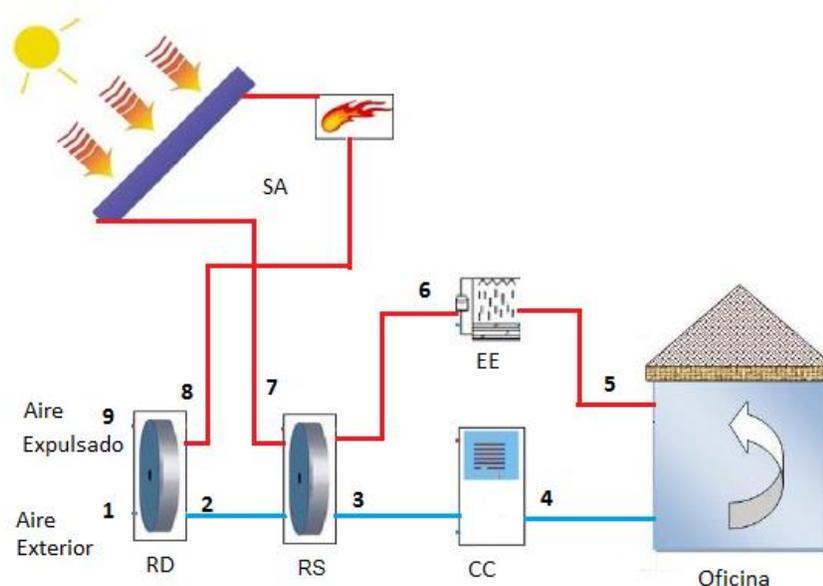


Fig. 17 Esquema del sistema en modo ventilación

(Fuente: Autor)

En la figura 18 se observa el sistema anterior simulado con los diferentes tipos del programa:

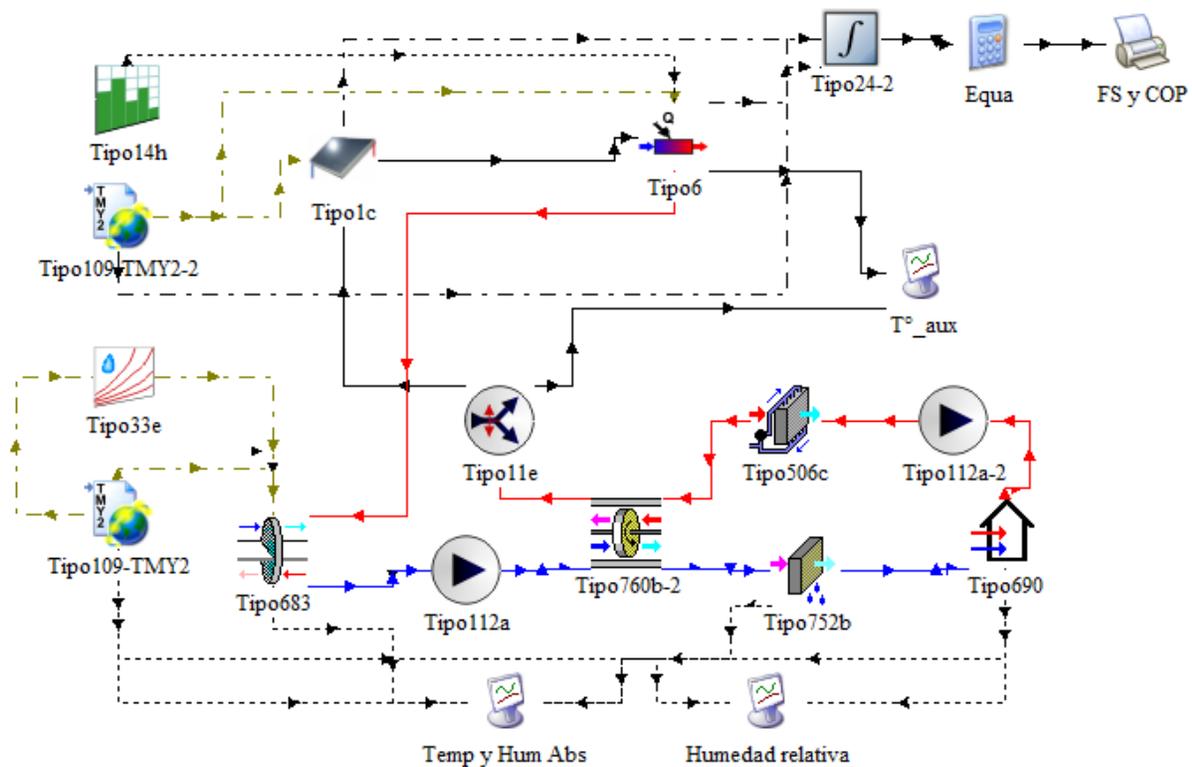


Fig. 18 Representación del sistema simulado en TRNSYS16 para modo ventilación (Fuente: Autor)

Los principales tipos usados se pueden identificar a partir de su numeración de origen dónde:

- Tipo683 ➔ Rueda Desecante
- Tipo760b ➔ Rueda Sensible
- Tipo752b ➔ Enfriador
- Tipo506c ➔ Enfriador Evaporativo
- Tipo1c ➔ Colectores Solares de aire planos
- Tipo6 ➔ Calentador Eléctrico Auxiliar

1.2. Modo Recirculación

Esta configuración también denominada ciclo cerrado, el aire que entra a la rueda desecante tiene un flujo de 0.33 kg/s (1200kg/h) y proviene del local acondicionado (75%) y del exterior (25%) lo cual asegura un cambio de aire fresco mínimo. Este sistema permite un mejor control de la temperatura y humedad absoluta con poca variación durante el año. Por su parte, el aire de la etapa de regeneración proviene directamente del exterior. (Fig. 19 y 20). En la primera etapa de deshumidificación, el aire que penetra en la rueda desecante (1) tiene una temperatura y humedad absoluta con niveles ligeramente diferentes a los niveles de confort definidos para el local. Esto se debe principalmente al aporte de una cantidad de aire proveniente del exterior. A la salida el aire caliente y seco cruza la rueda sensible (2-3) y permite entonces reducir la temperatura del aire (relación de área 1:1). El cooling coil es usado (4-5) y regulado para obtener la temperatura y humedad relativa adecuada que penetra en el local. El aire que sale del local retorna a la entrada de la rueda desecante (5). En la etapa de regeneración, el aire proviene del exterior (6) y tiene un flujo de 0.33 kg/s. Su temperatura es reducida con la ayuda de un enfriador evaporativo (6-7) y pasa entonces por la rueda sensible en contraflujo lo cual permite la reducción de la temperatura del aire de proceso (7-8). El subsistema auxiliar de calentamiento con colectores de aire de placa plana permite alcanzar la temperatura adecuada (8-9). Su flujo fue rebajado a 0.11 kg/s (400kg/h) y tiene la temperatura deseada para permitir la desorción de la rueda desecante (9). Al salir de la rueda desecante el aire vio su carga latente aumentar de manera importante lo cual significa que es mucho más húmedo y es entonces evacuado directamente al exterior (10).

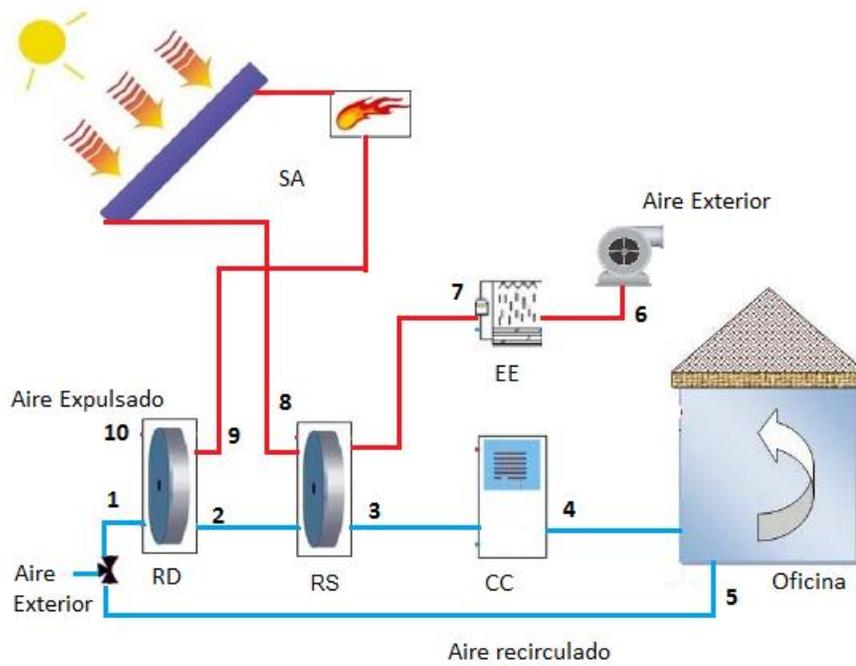


Fig. 19 Esquema del sistema en modo recirculación (Fuente: Autor)

En la figura 20 se observa el sistema anterior simulado con los diferentes Tipos del programa:

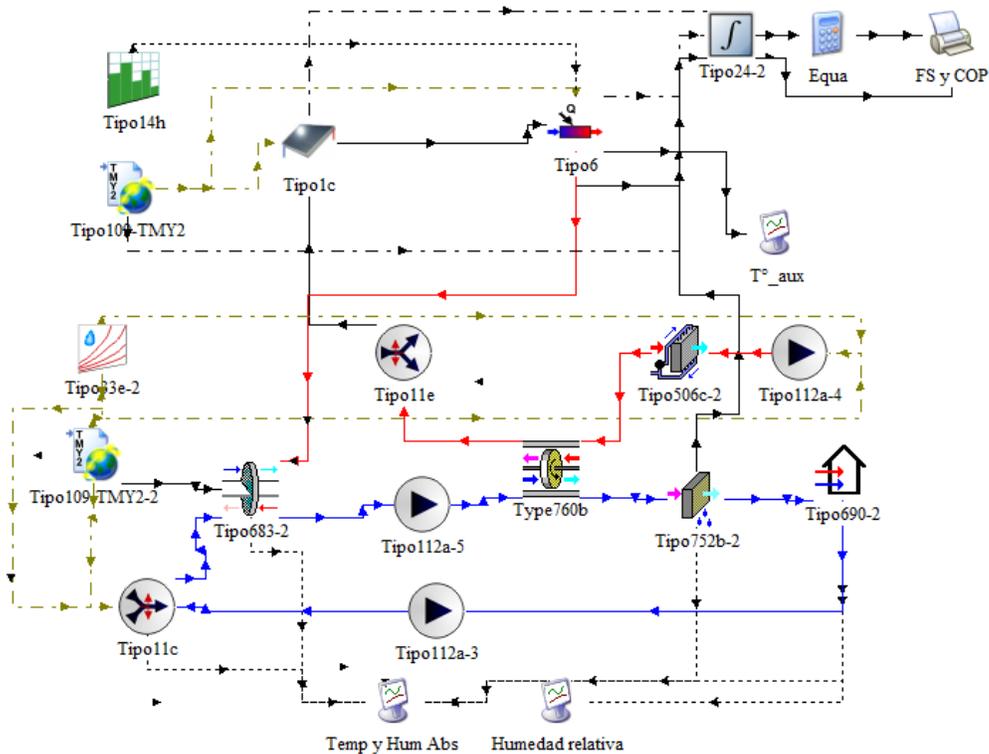


Fig. 20 Representación del sistema simulado en TRNSYS16 para modo recirculación (Fuente: Autor)

1.3. Configuración Convencional

El sistema convencional de compresión de vapor tiene un proceso psicrométrico bastante conocido en el cual el aire proveniente del evaporador reduce la temperatura del local acondicionado y proporciona un enfriamiento sensible pero ese enfriamiento está por debajo de la temperatura de rocío del mismo local lo que provoca una condensación del vapor de agua presente en la mezcla de aire húmedo y por lo tanto una reducción de la carga latente (aire más seco). Es necesario después recalentar el aire con calentadores auxiliares alimentado eléctricamente para alcanzar la temperatura de confort que es establecida para nuestro local (Ver Fig. 21).

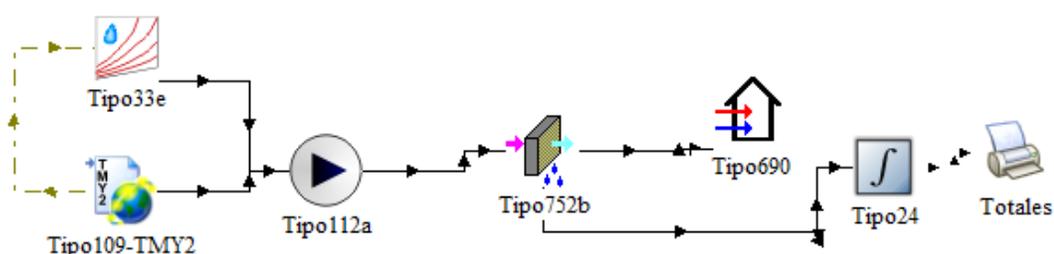


Fig. 21 Representación del sistema convencional vapor compresión simulado en TRNSYS16 para modo recirculación (Fuente: Autor)

2. Componentes y parámetros principales

Los componentes y sus respectivos parámetros principales requeridos para la realización de las diferentes simulaciones antes mencionadas fueron seleccionados y comparados a excepción de los colectores solares a partir de varias fuentes de literatura sobre investigaciones llevadas a cabo hasta la fecha y con datos experimentales comprobados [80, 85-87]. Esto garantiza a continuación un mayor nivel de confiabilidad para los resultados extraídos de las diferentes simulaciones. En la tabla 3 aparecen los números de referencia TESS de los componentes, su breve descripción y los principales parámetros introducidos en la simulación.

Tabla 3 Principales modelos utilizados para la simulación y sus principales parámetros

(Fuente: Autor)

Componente	Tipo	Editor	Información	Parámetros Principales	Valor	Unidades
Procesador de datos climáticos	15	TESS	Lee datos meteorológicos externos	-	-	-
Rutina Psicométrica	33e	TESS	Entrega datos de humedad absoluta	-	-	-
Función de repetición	14h	TESS	Permite simular el sistema para un horario de funcionamiento específico	Horario de funcionamiento	8am/6pm	-
Rueda desecante (63)	1750	TESS	Sólido desecante usado sílica gel	η_{F1}	-	-
				η_{F2}	-	-
				Diámetro	2000	mm
				Ancho	200	mm
				Velocidad	15	rph
Potencia nominal	100	W				
Rueda entálpica (84)	760b	Standard	Transferencia de energía sensible entre una corriente de aire de escape y una corriente de aire de suministro.	Potencia nominal	300	W
				Efectividad sensible	0.8	-
Ventilador simple velocidad	112b	Standard	Mantiene una velocidad de flujo de masa constante de aire.	Potencia nominal	300	W
				η	0.9	-
Enfriador Evaporativo (88)	506c	Standard	Enfría una corriente de aire que cruza una superficie húmeda	η_{sat}	0.67	-
				Potencia nominal	200	W
Enfriador	752b	Standard	Permite un control de la temperatura y la humedad.	Coil By pass Fraction	0.15	-
				Temperatura	10	°C
				Humedad absoluta	8	g/kg
Local (carga)	690	Standard	Conversión de las cargas de control de la tasa de energía a los cálculos de nivel de temperatura	Carga sensible	7.5	kW
				Carga Latente	2.5	kW
Válvula mezcladora	11c	TESS	Mezclador de flujo controlado en el que se mezclan dos corrientes de aire de entrada	-	-	-
Válvula desviadora	11e	TESS	Desviador de flujo en el que una sola corriente de entrada de aire está dividida En dos corrientes de salida de aire	-	-	-
Colector solar de placa plana (63)	1c	Standard	Modela el rendimiento térmico de un colector solar de placa plana	Caudal de prueba	40	kg/h.m ²
				Eficiencia óptica η_{sat}	0.673	-
				Pendiente de eficiencia a_1	2.98	W/ m ² .K
				Curvatura de eficiencia a_2	0.0078	W/ m ² .K ²
Calor específico del fluido	1.012	KJ/Kg.K				
Calentador eléctrico auxiliar	6	Standard	El calentador está diseñado para añadir calor al flujo hasta que alcance una temperatura de salida definida	Energía máxima para calentamiento	30000	KJ/h
				Calor específico del fluido	1.012	KJ/Kg.K
				Eficiencia eléctrica	1	-

✓ Rueda desecante

Los parámetros fundamentales que definen el comportamiento de una rueda desecante son las efectividades que determinan las condiciones reales de salida del aire a partir de los potenciales característicos F1 y F2. Jurinak demostró que se puede modificar la ecuación de transferencia de masa y calor que caracterizan el proceso físico de una rueda desecante en dos ecuaciones diferenciales independientes como función de estos potenciales [88]. Para esto se usa la temperatura (T en Kelvin) y humedad absoluta (ω en g_{agua}/kg_{aire seco}) del aire. En el caso del sílica gel las ecuaciones son:

$$F_{1=} - \frac{2865}{T^{1.490}} + 4.34 \left(\frac{\omega}{1000} \right)^{0.8624} \quad (1)$$

$$F_{2=} \frac{T^{1.490}}{6360} - 1.127 \left(\frac{\omega}{1000} \right)^{0.07969} \quad (2)$$

En condiciones ideales el proceso de sorción y desorción se realizan a entalpía constante sin embargo para los aparatos actuales no es cierto y se puede determinar las condiciones reales de salida del aire donde η_{F1} representa la efectividad a la cual el proceso aproxima un adiabático y η_{F2} representa el grado de deshumidificación.

✓ Colectores solares de aire

Los colectores solares de placa plana son los más sencillos dentro las tecnologías que transforman la energía solar en calor (Fig. 22). Su funcionamiento se basa en el efecto invernadero donde las radiaciones solares (directas y difusas) atraviesan el vidrio de cubierta del sistema y se transmiten como energía térmica a una placa que está en contacto directo con el aire circulante. Esta placa revestida con un material selectivo (absortividad más alta en el espectro visible y emisividad más baja en el espectro infrarrojo) se calienta y emite radiaciones de ondas largas que quedan atrapadas debido a la poca emisividad del vidrio para ondas largas. La transferencia de calor al aire se produce principalmente por convección y por lo tanto es importante optimizar la velocidad del flujo másico de aire que pasara por el colector.

Si la razón precio/beneficio y el precio de un colector solar de aire es más económico comparado a los otros tipos de colectores existente. La instalación es más sencilla comparado a la de tubos al vacío con agua, también al trabajar en circuito abierto con la atmósfera, no existen problemas de fugas y el aire es inmune al congelamiento y a la ebullición y por lo tanto no se necesitan dispositivos adicionales al sistema para evitar esos efectos nocivos. en el mercado su rendimiento es más bajo debido a mas perdidas de calor. De un punto de vista físico hay que notar también que calor específico es del aire aproximadamente 4 veces inferior a la del agua con una densidad del aire siendo de 1,225 kg /m³ comparado a los 1000 kg /m³ del agua. De acuerdo con estos datos, significa que necesitaremos aproximadamente 3 400 veces más volumen de aire que de agua para transportar la misma cantidad de calor y por lo tanto extractores para hacer circular el aire más potentes. Su rango de uso es también limitado con una temperatura máxima de 100°C lo cual en el caso del aire de regeneración para sistemas de enfriamiento con rueda sensible es suficiente.

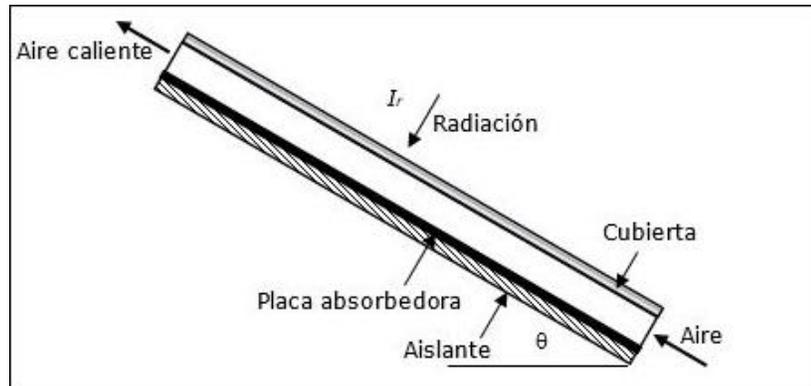


Fig. 22 Esquema de un colector solar de aire [89]

En el programa Trnsys16, la eficiencia de un colector solar de aire plano es dada por la siguiente eficiencia cuadrática:

$$\eta_{col} = \eta_0 - a_1 \frac{\Delta T}{I} - a_2 \frac{\Delta T^2}{I} \quad (3)$$

Donde η_0 representa la eficiencia óptica, a_1 representa la eficiencia por inclinación ($W/m^2.K$) y a_2 la eficiencia por curvatura del colector ($W/m^2.K^2$). El diferencial de temperatura ΔT corresponde a la resta entre la temperatura promedio del aire de entrada/salida del colector y la temperatura ambiente (K). La variable I corresponde a la radiación solar global (W/m^2). Sin embargo es importante notar que los parámetros entregados por un fabricante son dados para unas condiciones particulares de prueba con flujo másico de aire específico y que el programa aplica un factor de corrección según el flujo usado en nuestra simulación.

✓ Enfriador Evaporativo

Este dispositivo opcional tiene la capacidad de enfriar una corriente de aire que atraviesa una superficie húmeda en un proceso físico donde una parte del agua en la superficie se evapora y resulta en una disminución de la temperatura del aire en el proceso. El estado ideal a la salida del enfriador evaporativo sería dado para una temperatura de bulbo seco (T_{bs}) del aire igual a la temperatura del bulbo húmedo (T_{bh}). En el caso del software TRNSYS el parámetro de eficiencia de saturación es usado como entrada para calcular el estado de salida del aire. La eficiencia de saturación es hallada por la siguiente ecuación:

$$\eta_{sat} = \frac{T_{ent,bs} - T_{sal,bs}}{T_{ent,bs} - T_{ent,bh}} \quad (4)$$

3. Resultados

El calibrado del sistema se realiza con la intención de obtener la temperatura (valor aceptado $\pm 1^\circ\text{C}$) y humedad relativa (valor aceptado hasta +5%) definidas anteriormente como de “confort”. Dado el valor importante de la carga térmica a vencer, se descartaron las opciones más ahorrativas en materia energéticas que consistían en el uso de un enfriador evaporativo como dispositivo de regulación del aire de proceso proporcionado al local a acondicionar. Por lo tanto, se sustituyó por un dispositivo de vapor compresión. La idea principal consiste entonces en reducir la carga latente al máximo posible para disminuir el trabajo del intercambiador de calor. En una rueda desecante el límite permitido de aumento de carga sensible entre el aire húmedo que penetra y el aire seco que sale después del proceso de adsorción es de 20° . El parámetro que permite ajustar ese valor viene dado directamente por el valor deseado en la etapa de proceso de humedad absoluta deseado en salida de la rueda desecante. Lo cual es fijado en $10 \text{ g}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{aireseco}}$ en el caso de una configuración en modo ventilación y $8 \text{ g}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{aireseco}}$ en el caso de una configuración en modo recirculación. Respecto a la temperatura del aire de regeneración necesaria para realizar el secado de la rueda desecante, el dimensionamiento del sistema auxiliar de colectores solares de aire se realizó para el caso el más desfavorable, es decir, para la mayor temperatura requerida. La temperatura de referencia del aire a la salida del intercambiador de calor es de 10°C y tiene una humedad absoluta de $6 \text{ g}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{aireseco}}$. A continuación se pueden ver los resultados obtenidos para las diferentes etapas que conforman el sistema de enfriamiento del aire con rueda desecante:

Tabla 4 Temperatura y Humedad del aire para el modo ventilación (Fuente: Autor)

		IDP	BCN ₁	HAB	
T_prom (°C)		21	20.8	25.15	
ω_prom (g/kg)		12.5	11.38	15.4	
HR_entrada RD (%)		79.9	72.6	76.4	
F1		0.502	0.511	0.470	
F2		0.046	0.041	0.044	
Calibrado RD (g/kg)		10			
Aire de Proceso	1	T°_entrada RD (°C)	21	20.8	25.15
		ω_entrada RD (g/kg)	12.5	11.38	15.4
	2	T°_salida RD (°C)	28.1	25.7	40.3
		ω_salida RD (g/kg)	9.87	9.63	9.96
	3	T°_salida RE (°C)	21.1	20.7	22.97
		ω_salida RE (g/kg)	9.88	9.63	9.96
	4	T°_salida CC (°C)	10.01	10	10
		ω_salida CC (g/kg)	7.15	7.13	7.03
Aire de regeneración	5	T°_local (°C)	24.13	24.44	24.47
		ω_local (g/kg)	10.2	10.3	10.1
		HR_local (%)	53.4	53.5	52.8
	6	T°_salida EE (°C)	19.39	19.27	19.2
		ω_salida EE (g/kg)	13.2	13	13
	7	T°_salida RE (°C)	28.4	26.5	38.5
		ω_salida RE (g/kg)	13.1	13	13
	8	T°_salida SA (°C)	80	75	120
		ω_salida SA (g/kg)	13.1	13	13
	9	T°_salida RD (°C)	20.6	21.6	19.5
		ω_salida RD (g/kg)	21.01	18.26	29.53

¹ Caso Barcelona: periodo de modelación de mayo a noviembre (6 meses)

Tabla 5 Temperatura y Humedad del aire para el modo recirculación (Fuente: Autor)

		IDP	BCN ₁	HAB	
T_prom (°C)		21	20.8	25.15	
ω_prom (g/kg)		12.5	11.38	15.4	
HR_entrada RD (%)		79.9	72.6	76.4	
F1		0.502	0.511	0.470	
F2		0.046	0.041	0.044	
Calibrado RD (g/kg)		8	7	8	
Aire de Proceso	1	T°_entrada RD (°C)	24.2	25	25.2
		ω_entrada RD (g/kg)	10.6	10.1	11.1
	2	T°_salida RD (°C)	32.1	34.5	35.15
		ω_salida RD (g/kg)	8	7	8
	3	T°_salida RE (°C)	22	21.5	25.3
		ω_salida RE (g/kg)	8	7	8
	4	T°_salida CC (°C)	10	10	10
		ω_salida CC (g/kg)	6.81	6.7	6.6
	5	T°_local (°C)	24.4	24.4	24.4
		ω_local (g/kg)	9.87	9.74	9.65
HR_local (%)		51.7	51.3	50.6	
Aire de regeneración	6	T°_amb (°C)	21	20.8	25.15
		ω_amb (g/kg)	12.5	11.38	15.4
	7	T°_salida EE (°C)	19.5	18.65	22.83
		ω_salida EE (g/kg)	13.9	13.1	17.2
	8	T°_salida RE (°C)	32.7	33.94	35.8
		ω_salida RE (g/kg)	13.9	13.1	17.2
	9	T°_salida SA (°C)	72	75	80
		ω_salida SA (g/kg)	13.9	13.1	17.2
	10	T°_salida RD (°C)	29.6	28.7	32.6
		ω_salida RD (g/kg)	21.54	20	26.5

El coeficiente de rendimiento (COP) del sistema de enfriamiento de desecante solar de una etapa se define como la razón entre el cambio de temperatura del aire ambiente al aire de suministro al local, multiplicado por el flujo de aire de masa para la etapa de proceso y por el calor total entregado a la rueda desecante para su regeneración y el resto del sistema [13]. El consumo de energía de regeneración (\dot{Q}_{reg}) y La capacidad de enfriamiento del sistema (\dot{Q}_{enf}) son expresados por:

¹ Caso Barcelona: periodo de modelacion de mayo a noviembre (6 meses)

➤ Modo ventilación

$$\dot{Q}_{reg} = \dot{m}_{reg} \times C_p(T_8 - T_7) \quad (5)$$

$$\dot{Q}_{enf} = \dot{m}_{proc} \times C_p(T_1 - T_4) \quad (6)$$

➤ Modo recirculación

$$\dot{Q}_{reg} = \dot{m}_{reg} \times C_p(T_9 - T_8) \quad (7)$$

$$\dot{Q}_{enf} = \dot{m}_{proc} \times C_p(T_1 - T_5) \quad (8)$$

Dónde:

$$\dot{m}_{reg} = 0.11 \text{ kg/s (400 kg/h)}$$

$$\dot{m}_{proc} = 0.33 \text{ kg/s (1200 kg/h)}$$

$$C_p = 1.012 \text{ kJ/kg.K}$$

Tabla 6 Coeficiente de rendimiento del sistema rueda desecante para diferentes configuraciones

(Fuente: Autor)

	IDP	BCN ₁	HAB
COP th (Ventilación)	0.64	0.67	0.56
COP th (Recirculación)	1.18	1.12	1.11

Estos resultados preliminares permiten demostrar que la mejor configuración se da para un sistema con recirculación de aire. Se puede notar que la temperatura del aire a proporcionar para el secado de la rueda desecante en la etapa de regeneración es menor en el caso de un modo de recirculación lo cual conllevaría a la posibilidad de reducir la área de captación solar del sistema auxiliar y también disminuir la energía requerida por el calentador eléctrico. En paralelo el control de la humedad absoluta es mayor dado que recirculando el aire procesado previamente permite mantener el valor de entrada en la rueda desecante casi estable. Esto permite entonces calibrar la rueda con un valor inferior lo cual disminuye la carga latente que

¹ Caso Barcelona: periodo de modelacion de mayo a noviembre (6 meses)

tiene que tratar el intercambiador de calor. Finalmente, se puede notar un coeficiente de rendimiento termal más elevado y por lo tanto un mejor funcionamiento del sistema en su conjunto.

A continuación se detallaran los resultados obtenidos para las diferentes localidades estudiadas para un sistema de enfriamiento con rueda desecante en modo recirculación.

3.1. La Habana

✓ Temperatura y Humedad

El clima en la Habana es cálido y húmedo todo el año (ver Fig. 10), el nivel promedio de humedad absoluta es el más elevado de los tres casos de lo cual se alcanzan picos de humedad superiores a los $21 \text{g}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{aireseco}}$. La problemática principal reside en la capacidad de la rueda desecante a bajar ese nivel de humedad al máximo manteniendo a la vez una temperatura del aire de regeneración a valores inferiores a 90°C , lo cual es la temperatura límite de los colectores de aire de baja temperatura. En el caso de una configuración del sistema en modo ventilación, los altos niveles de humedad en el aire ambiente a lo largo del año requerían temperaturas de aire de regeneración superiores a los 120°C . Esta opción fue entonces descartada y se profundizó el estudio de una configuración en modo recirculación de aire. Como lo muestra la figura 23, el control de la humedad relativa es bueno lo que permite mantener el porcentaje promedio en 50.6%.

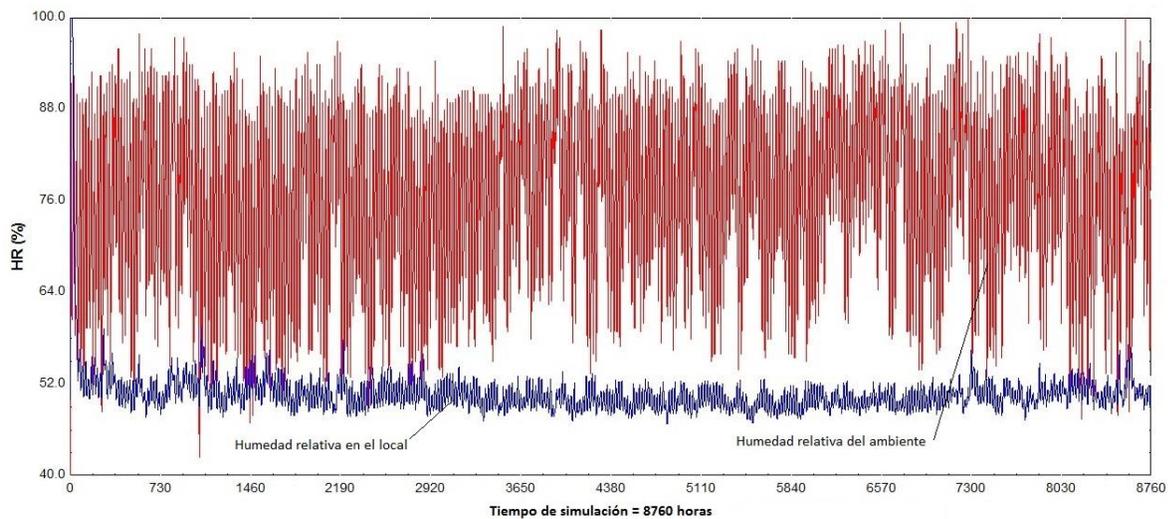


Fig. 23 Variación de la Humedad relativa en el sistema de enfriamiento simulado en la Habana (Fuente: Autor)

La temperatura que entra en la rueda desecante en la etapa de proceso es muy cercana a la temperatura que es extraída del local donde la ligera variación se debe a la introducción de 25% de aire proveniente del ambiente sobre el flujo total de aire procesado de 0.33 kg/s (ver figura 24). Al salir de la rueda el aire vio su temperatura sensible aumentada debido al proceso físico de transferencia de masa y calor pero con valores aceptables inferiores al límite de 20°C de incremento. La temperatura a la salida de la rueda sensible permite bajar la temperatura promedio a 25.3°C y el intercambiador de calor permite entonces fijar la temperatura que será reintroducida al local en 10°C. Para la etapa de regeneración se puede apreciar que los valores necesarios para la desorción de la rueda desecante oscilan entre 35 y 85°C. Sin embargo el subsistema auxiliar se dimensionara para proporcionar el valor promedio de 80°C de temperatura del aire. Como posible solución para el pico crítico puntual de 85°C se recomiendan dos alternativas como la posibilidad de disminuir el flujo másico de aire que circula por los colectores de aire planos o aumentar el punto de calibrado del calentador eléctrico auxiliar.

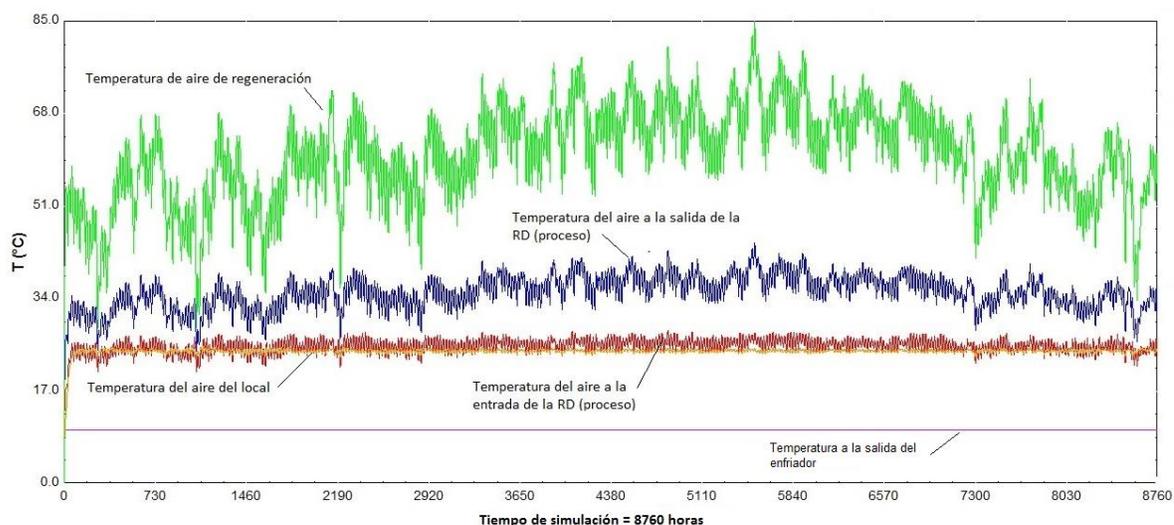


Fig. 24 Variación de la temperatura en el sistema de enfriamiento simulado en la Habana

(Fuente: Autor)

Respecto a la humedad absoluta, el nivel de humedad presente en el aire que entra en la rueda desecante para ser procesado es al igual que la temperatura muy cercano al valor que salió del local acondicionado saber con una oscilación entre 10 y 12 $\text{g}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{aireseco}}$. Esto permite calibrar la rueda desecante para un nivel de humedad absoluta de 8 $\text{g}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{aireseco}}$ lo cual es inferior al calibrado para un modo ventilación de 10 $\text{g}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{aireseco}}$ y resulta en una disminución de la carga latente que tendrá que tratar el intercambiador de calor y por lo tanto en una ahorro energético mayor. De hecho, se puede apreciar en la figura 25 que la humedad absoluta que sale del enfriador oscila entre 6.5 y 7.5 $\text{g}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{aireseco}}$. Para la etapa de regeneración, no hay control de la humedad absoluta y esto resulta en una oscilación importante de los niveles de humedad en el aire expulsado del sistema al atmosfera (Entre 12 a 40 $\text{g}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{aireseco}}$).

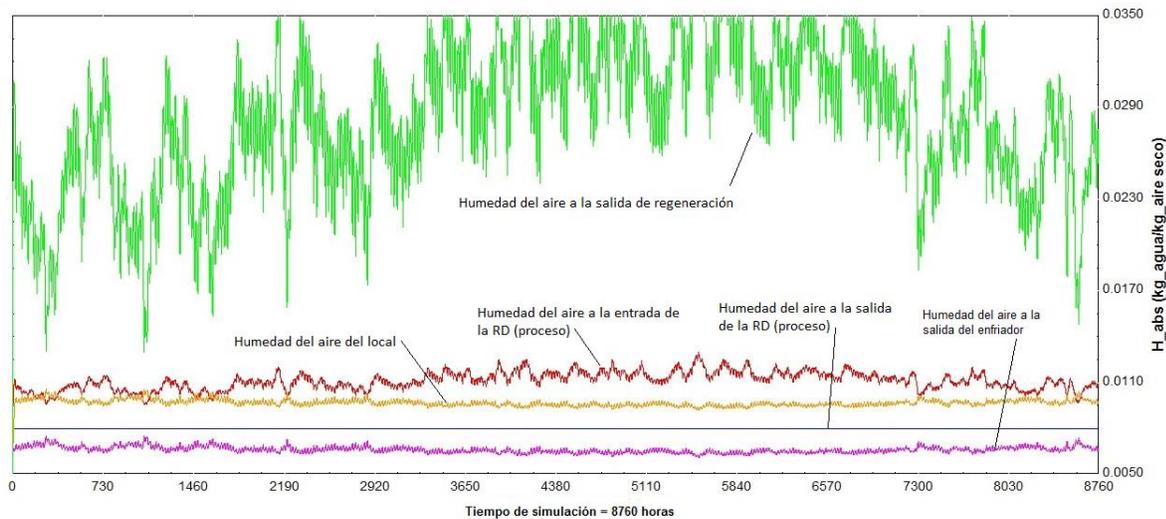


Fig. 25 Variación de la humedad absoluta en el sistema de enfriamiento simulado en la Habana
(Fuente: Autor)

El dimensionamiento de del subsistema auxiliar de colectores de aire se realizó de forma independiente. Los colectores se orientan hacia el Norte con una pendiente igual a la latitud del lugar en este caso 23°. Para evaluar cuál era la área de captación la más adecuada para proporcionar la temperatura de regeneración máxima promedio de 80°C se tomaron como criterio la evaluación de la fracción solar (FS) por un lado, la cual cuantifica el grado de satisfacción de la carga es decir cuanta energía es proporcionada por los colectores solares del total necesitado para la regeneración de la rueda desecante, el resto siendo proporcionado por el calentador eléctrico auxiliar. Por el otro lado, se evaluó el coeficiente de rendimiento del subsistema (COP por sus siglas en ingles), lo cual nos indica la eficiencia del subsistema en su conjunto comparando la energía proporcionada respecto a la energía total proveniente del sol para esa área de captación. A continuación se describen las ecuaciones usadas para la realización de los cálculos:

$$FS = \frac{\sum_{\text{año}} Q_{coll}}{\sum_{\text{año}} Q_{coll} + \sum_{\text{año}} Q_{cal\ aux}} \quad (9)$$

$$COP = \frac{\sum_{\text{año}} Q_{coll}}{A_c \times \sum_{\text{año}} I_t} \quad (10)$$

La radiación solar total (directa y difusa) sobre una superficie horizontal es la más elevada de los tres casos estudiados con un valor promedio anual de 717J/s.m^2 . El mayor problema al momento de realizar el cálculo de la fracción solar reside en la imposibilidad de almacenar la energía producida por el conjunto de colectores solares durante las horas de sol para utilizar este surplus de energía durante el resto del día dado que el sistema de aire acondicionado funciona las 24 horas. Por lo tanto se tomó para el cálculo de la fracción solar un rango de horas que va desde las 8 horas de la mañana hasta las 18 horas y se obtiene una fracción solar de 0.77 (ver figura 26) para una área de captación seleccionada de 25m^2 (entre un área de 25 y 40m^2 , la fracción solar se incrementa solamente de 10%). Sin embargo esta fracción es solamente de 0.33 si se toman las 24 horas del día. Encontramos entonces los límites de nuestro sistema de enfriamiento con rueda desecante a partir de fuente solar en el caso de un uso continuo a lo largo del año. Especialmente en este caso, la selección de la tecnología de colectores planos de aire, la imposibilidad de almacenar la energía contenida en el aire. Por otro lado, en el caso de usar el sistema solamente para los horarios del día como las antes mencionadas, la respuesta del sistema es inestable en cuanto a la obtención de la temperatura y humedad de confort requeridas para nuestro local. Respecto al COP, esta problemática no existe dado que nos da la razón de la energía obtenida por los colectores por la energía proveniente del sol y tiene un valor aceptable de 0.38.

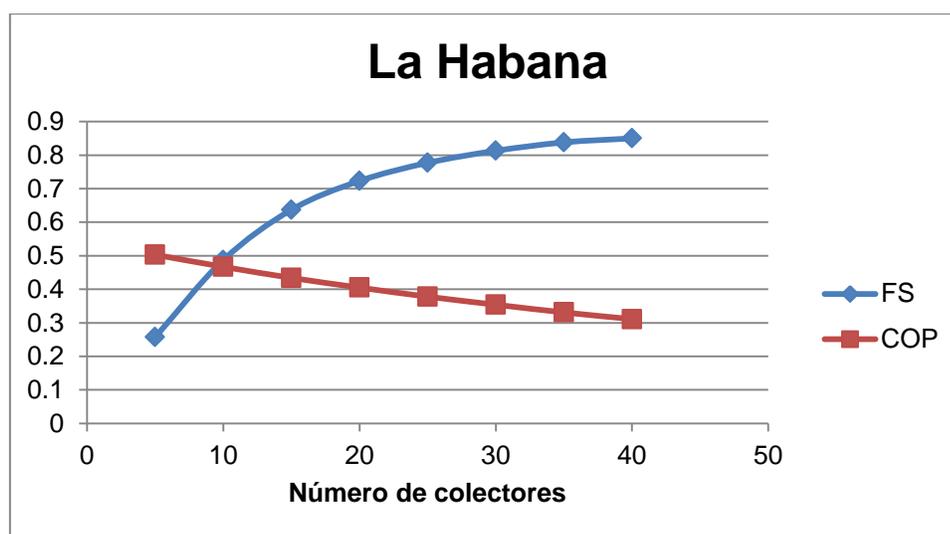


Fig. 26 Fracción solar y coeficiente de rendimiento del subsistema auxiliar para ciudad de la Habana
(Fuente: Autor)

✓ **Evaluación del consumo energético**

La evaluación del consumo energético que se realiza a continuación se basa sobre la comparación entre un sistema de enfriamiento con rueda desecante y un sistema de vapor compresión. El programa TRNSYS proporciona la información detallada del consumo de energía de cada aparato que compone el conjunto que forma el sistema. Es importante mencionar que los consumos toman en cuenta las eficiencias energéticas de cada aparato con los valores introducidas previamente. La simulación se realizó para un periodo de un año (8760h) lo que significa que la fracción solar del subsistema auxiliar será de 33% del consumo total de energía necesario para conseguir el aire de regeneración a una temperatura de 80°C.

Tabla 7 Detalle del consumo energético de los sistemas investigados para la ciudad de la Habana

(Fuente: Autor)

		Cantidad	Potencia nominal del Equipo (W)	Energía promedio consumida (kWh)	Energía consumida al año (kWh)
Sistema con RD	Ventilador	3	300	0.9	7884.0
	RD	1	100	0.1	876.0
	RS	1	300	0.3	2628.0
	CC	1	10000	6.1	53290.0
	EE	1	200	0.2	1752.0
	CEA	1	8500	3.9	34285.7
	Total	-	-	11.50	100715.7
SVC	Ventilador	1	300	0.3	2628.0
	CC	1	25000	14.0	122299.3
	Total	-	-	14.3	124927.3
Ahorro Energético				19.38%	

Como se puede apreciar en la Tabla 7, el ahorro energético que permite el sistema de enfriamiento con rueda desecante es de 19.38%. Este valor es aceptable pero podría ser bastante superior dado el importante ahorro energético conseguido en el aparato de vapor compresión que supera los 56%. El control de la humedad absoluta a la salida de la rueda a $8g_{H_2O}/kg_{aireseco}$ permite reducir el trabajo de reducción de la carga latente de forma importante. La reducción en el potencial ahorro energético total no se explica por los aparatos adicionales que se usan en el sistema de enfriamiento con rueda desecante dado que son valores de potencia relativamente bajos sino por el elevado consumo del calentador eléctrico auxiliar

pertenciente al subsistema de calentamiento de aire con colectores planos donde la reducción de la fracción solar debido al uso continuo del sistema de acondicionamiento de aire. Una posible solución para elevar la fracción solar sería implementar un sistema auxiliar con colectores de tubo al vacío donde circula agua lo que permitiría también usar el surplus de energía producida para el uso de aguas sanitarias. Sin embargo esta solución requiere el uso de un tanque de almacenamiento y un intercambiador de calor entre los diferentes fluidos lo que incrementaría el costo de la instalación. Además en el caso de Cuba, la mayoría de las instalaciones tanto domesticas como oficinas no disponen de un circuito hídrico para aguas sanitarias caliente y esto significaría unas modificaciones de las instalaciones para cambiar las cañerías simples al día de hoy.

En la siguiente figura se muestran los diferentes procesos a los que se ha sometido el aire en el sistema de enfriamiento con rueda desecante:

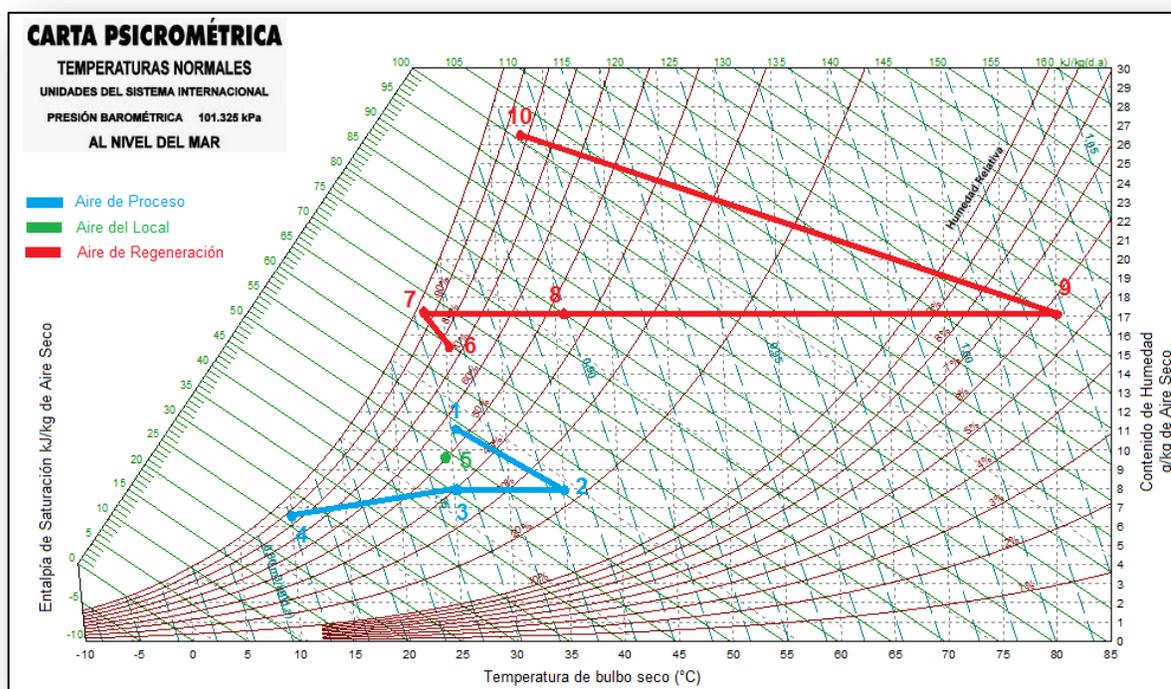


Fig. 27 Carta Psicrométrica del sistema de enfriamiento con rueda desecante en la Habana

(Fuente: Autor)

3.2. Isla de Pascua

✓ Temperatura y Humedad

El clima en la Isla de Pascua es húmedo todo el año sin embargo se pueden apreciar que entre el mes de mayo y noviembre el aire es más seco pero se mantiene una humedad absoluta promedio de $12.5 \text{g}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{aireseco}}$, con picos que alcanzan en los meses los más húmedos $18 \text{g}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{aireseco}}$. Respecto a la temperatura, la amplitud térmica a lo largo del año no es grande y el promedio es de 21°C . Nos encontramos entonces como en Cuba en una necesidad de disminuir la humedad que contiene el aire acondicionado pero a la diferencia que la necesidad es de calentar el aire en vez de enfriarlo. El estudio previo de un sistema de enfriamiento con rueda desecante en modo ventilación se llevó a cabo y las necesidades en cuanto a la temperatura de aire de regeneración se situaban alrededor de 80°C lo cual es un valor aceptable para el diseño de un subsistema auxiliar con colectores solares (ver tabla 3). Se descartó esta opción y se estudió un sistema con recirculación dado las posibilidades que ofrece respecto al calibrado de la rueda desecante a unos valores inferiores como lo veremos más adelante y que nos permite reducir la carga latente a tratar por el intercambiador de calor. La figura 28 nos muestra el resultado en cuanto a la reducción de la humedad relativa con un valor promedio anual de 51.7%.

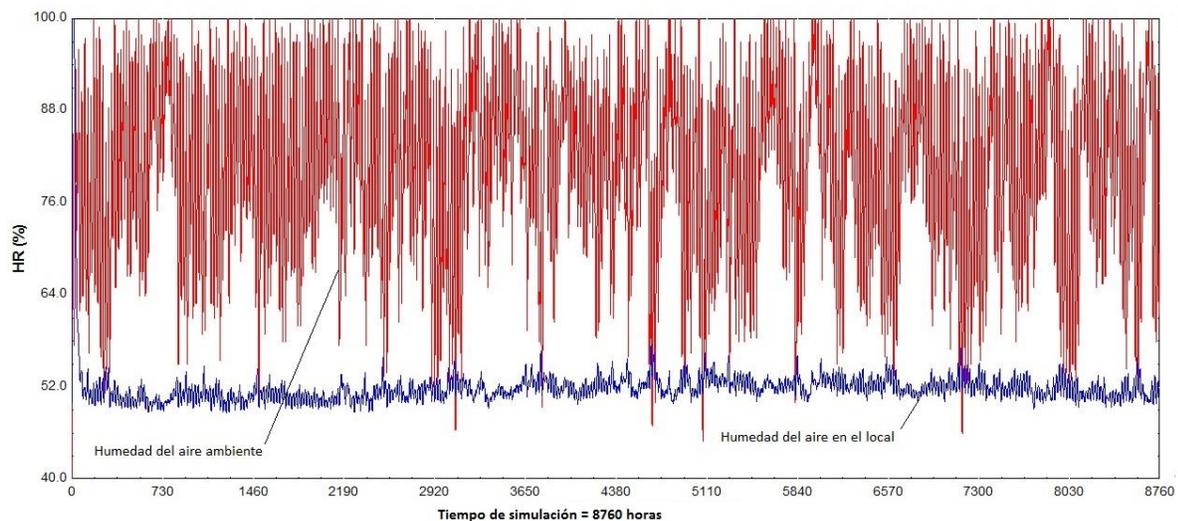


Fig. 28 Variación de la Humedad relativa en el sistema de enfriamiento en la Isla de Pascua

(Fuente: Autor)

Se puede apreciar en la figura 29 que a pesar de la reintroducción de aire fresco para la renovación del aire en la etapa de proceso, la variación de temperatura que entra en la rueda

desecante respecto a la temperatura promedio que sale del local no sufre casi ninguna variación y se mantiene alrededor de 24.4°C . Esto se debe a la poca amplitud térmica que se encuentra en la Isla de Pascua lo cual demuestra ser un lugar propicio para este tipo de sistema. La temperatura a la salida de la rueda es en promedio de 32.67°C y a la salida de la rueda sensible su valor baja a 22°C . Es importante destacar que esa temperatura se acerca a la temperatura de confort, sin embargo la alta carga térmica del local requiere el uso del intercambiador de calor para bajar la temperatura a 10°C . Notamos entonces que en caso de un local más pequeño, con menos carga térmica, existiría la posibilidad de sustituir el intercambiador de calor que es un gran consumidor de energía por otro enfriador evaporativo que permite un mayor ahorro de energía dado su potencia de funcionamiento muy baja con 200W (200J/s). La temperatura de regeneración por su parte es más baja que en Cuba con valores picos de 72°C lo cual será la temperatura para el dimensionamiento del subsistema auxiliar con colectores de aire plano.

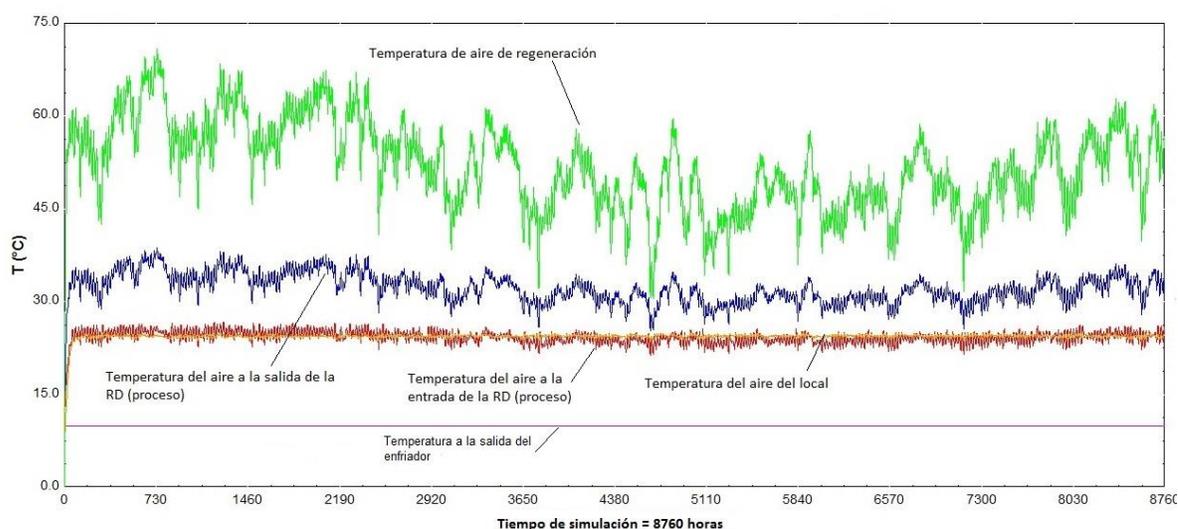


Fig. 29 Variación de la temperatura en el sistema de enfriamiento simulado en la Isla de Pascua (Fuente: Autor)

La humedad absoluta a la salida del local acondicionado es relativamente baja con un promedio de $9.87\text{g}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{aireseco}}$ ($10.5\text{g}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{aireseco}}$ a la entrada de la rueda desecante) sin embargo como se puede apreciar en la figura 30, el nivel de humedad requerido para proporcionar el acondicionamiento del aire adecuado es de $6.81\text{g}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{aireseco}}$ a la salida del intercambiador de calor. El nivel de humedad absoluta de aire calibrado para la rueda desecante es por su parte al igual que Cuba fijado en $8\text{g}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{aireseco}}$. Los niveles de humedad para la etapa de regeneración y al momento de ser expulsado al exterior del sistema oscilan entre 12 y $35\text{g}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{aireseco}}$ estos

valores con grandes amplitudes se explican por la presencia de un aire proveniente del exterior y ya cargado en humedad al cual se suma la humedad generada en el proceso de desorción en la rueda.

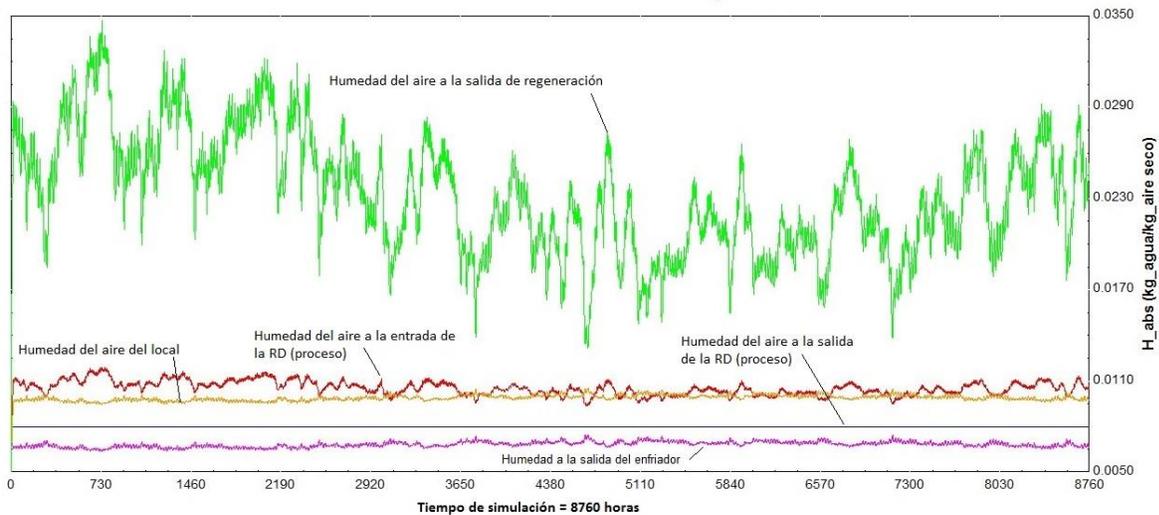


Fig. 30 Variación de la humedad en el sistema de enfriamiento simulado para la Isla de Pascua

(Fuente: Autor)

El dimensionamiento de del subsistema auxiliar de colectores de aire se realizó de forma independiente. Los colectores se orientan hacia el Norte con una pendiente igual a la latitud del lugar en este caso 27° . Para evaluar cuál era la área de captación la más adecuada para proporcionar la temperatura de regeneración máxima promedio de 72°C se tomaron como criterio la evaluación de la fracción solar y coeficiente de rendimiento. Finalmente se seleccionó un área de 25m^2 donde el subsistema tiene una fracción solar de 0.64 y un COP de 0.37 (ver figura 31). Aunque el área este similar al área seleccionada para el subsistema en Cuba, la fracción solar es inferior para la Isla de Pascua pero no de manera importante. La razón principal se explica por la menor necesidad potencia a proporcionar por parte del calentador auxiliar a pesar del nivel de radiación solar total con un nivel promedio anual de $622\text{W}/\text{m}^2$. Dado que el experimenta se basa sobre un funcionamiento continuo, la fracción solar cae a un valor de solamente 0.3.

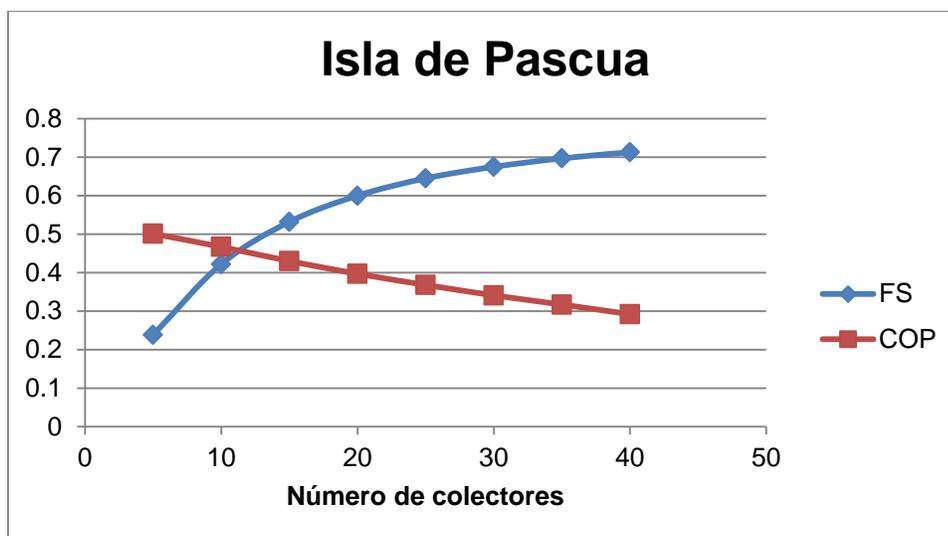


Fig. 31 Fracción solar y coeficiente de rendimiento del subsistema auxiliar para la Isla de Pascua

(Fuente: Autor)

A la vista de estos resultados tanto de temperatura como de humedad, se pensó y evaluó la posibilidad de disminuir el calibrado de la rueda desecante para reducir al máximo posible la carga latente presente en el aire hasta el nivel deseado a la entrada del local. Obviamente como se explicó anteriormente, tal cambio resultaría en un aumento de la temperatura del aire a la salida de la rueda desecante teniendo en cuenta de no superar los 20°C de diferencia entre el aire de entrada y salida. El problema que impidió avanzar en este sentido es justamente un problema de radiación solar en la Isla. Una mayor adsorción de la rueda desecante al nivel antes mencionado implica un aumento de la temperatura de regeneración a 85°C, lo que implica a su vez un área de captación de 50m² es decir una necesidad de duplicar el área lo que no sería viable de un punto de vista del espacio disponible para la instalación y de un punto de vista económico como se podrá comprobar en la sección del análisis económico.

✓ **Evaluación del consumo energético**

Tabla 8 Detalle del consumo energético de los sistemas investigados para la Isla de Pascua

(Fuente: Autor)

		Cantidad	Potencia nominal del Equipo (W)	Energía promedio consumida (kWh)	Energía consumida al año (kWh)
Sistema con RD	Ventilador	3	300	0.90	7884.0
	RD	1	100	0.10	876.0
	RS	1	300	0.30	2628.0
	CC	1	10000	4.75	41610.0
	EE	1	200	0.20	1752.0
	CEA	1	8500	4.84	42364.3
	Total	-	-	11.1	97114.3
SVC	Ventilador	1	300	0.3	2628.0
	CC	1	25000	10.0	87186.3
	Total	-	-	10.3	89814.3
Ahorro Energético				-8.13%	

El estudio energético se llevó a cabo de la misma manera que el estudio realizado para la ciudad de la Habana, los mismos aparatos con las mismas potencias son usados pero la diferencia observada será en función del consumo energético del intercambiador de calor y del consumo del calentador eléctrico auxiliar del subsistema (Ver Tabla 8). El resultado es negativo y no hay ahorro energético con un sistema de enfriamiento con rueda desecante con 8.13% de consumo adicional para proporcionar los mismos niveles de temperatura y humedad. Esto se explica por las razones climáticas del lugar donde los niveles promedios de humedad absoluta y las temperaturas a controlar son inferiores a las de la Habana lo que resulta en un menor consumo energético del sistema convencional. Por otro lado, en el sistema con rueda desecante, el intercambiador usa casi la mitad de la energía usada en el sistema convencional pero el consumo del calentador eléctrico auxiliar es más elevado debido a las pocas radiaciones solares recibidas en esta zona. Una posible solución a profundizar sería sustituir el uso de colectores solares de aire planos por el uso combinado de la extracción de aguas geotermales calientes y un intercambiador de calor entre los dos fluidos dado el gran potencial geotermal que tiene la Isla situada en una zona con una gran actividad volcánica submarina.

En la figura 32 se muestran los diferentes procesos a los que se ha sometido el aire en el sistema de enfriamiento con rueda desecante:

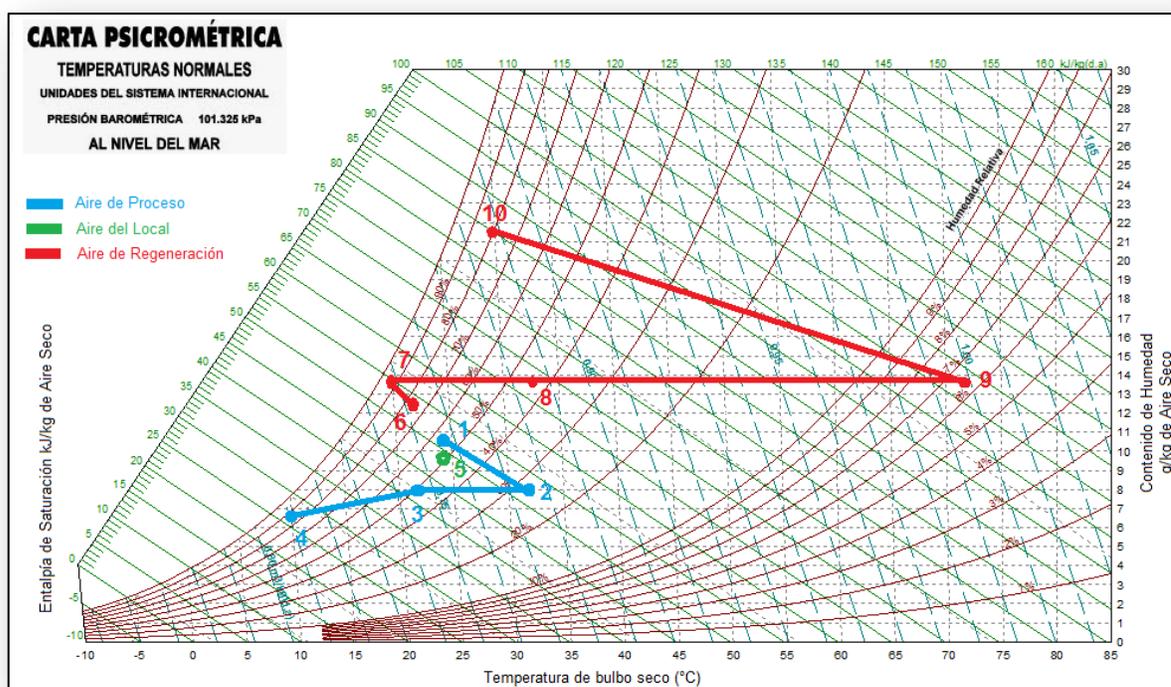


Fig. 32 Carta Psicométrica del sistema de enfriamiento con rueda desecante en la Isla de Pascua

(Fuente: Autor)

3.3. Barcelona

✓ Temperatura y Humedad

El caso del estudio de un sistema de enfriamiento con rueda desecante es interesante cuando se compara a los otros lugares previamente estudiados porque como muchas ciudades Europeas situadas en las costas del mar mediterráneo dispone de un clima bien particular. Como se puede observar en la figura 12, si bien es conocido que existen 4 estaciones y por lo tanto una gran variación de la temperatura, nos damos cuenta que respecto a los niveles de humedad absoluta tenemos dos periodos fáciles de discernir. De Noviembre a Abril el aire es seco y de Mayo a Octubre el aire es húmedo. Sin embargo la humedad relativa es alta a lo largo del año con un promedio de 72.6% lo que se debe en los periodos más secos a la baja de temperatura promedio también. En este caso necesitaremos entonces calentar y humidificar el aire durante el periodo que llamaremos “seco” y enfriar y deshumidificar durante el periodo que

llamaremos “húmedo”. Un sistema de enfriamiento con rueda desecante es diseñado normalmente para climas cálidos y húmedos y por lo tanto se decidió realizar el estudio para el periodo de 6 meses correspondiente al mes de Mayo hasta el mes de Octubre incluido (De la hora 2920 hasta la hora 7300 en TRNSYS16). El resto del año se apaga la rueda desecante y se controlan la temperatura y humedad con el uso del intercambiador de calor. Adicionalmente se recomienda para los periodos muy secos la instalación en serie después de la rueda desecante de un humidificador adiabático simple para asegurar de proporcionar al local el nivel de humedad deseado. El resultado como lo muestra la figura 33 es un control de la humedad relativa en el local en un valor promedio de 51.9% lo cual es dentro del rango definido. También se puede notar el control casi lineal de la humedad en el periodo “seco” donde el trabajo es producido integralmente por el intercambiador de calor.

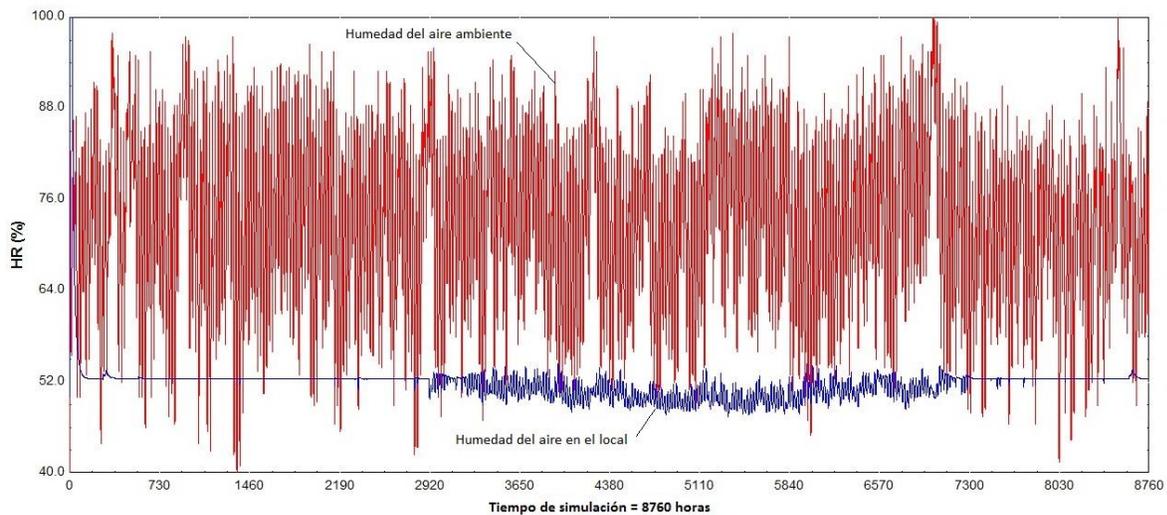


Fig. 33 Variación de la Humedad relativa en el sistema de enfriamiento simulado en Barcelona (Fuente: Autor)

En la figura 34, se puede notar que el aire que entra en el sistema es inferior durante el periodo “seco” al aire que sale del local, esta diferencia se debe a la baja temperatura promedio del aire de renovación proveniente del exterior que es más frío durante el invierno y primavera. Durante el periodo “húmedo” el aire que sale de la rueda desecante tiene una temperatura promedio de 35°C y la rueda sensible permite rebajar ese valor a 21.5°C antes de entrar en el intercambiador de calor que fijara la temperatura proporcionada al local de 10°C. Para la etapa de regeneración el aire caliente a proporcionar vía el subsistema auxiliar de colectores solares será fijado por el valor crítico a saber 75°C.

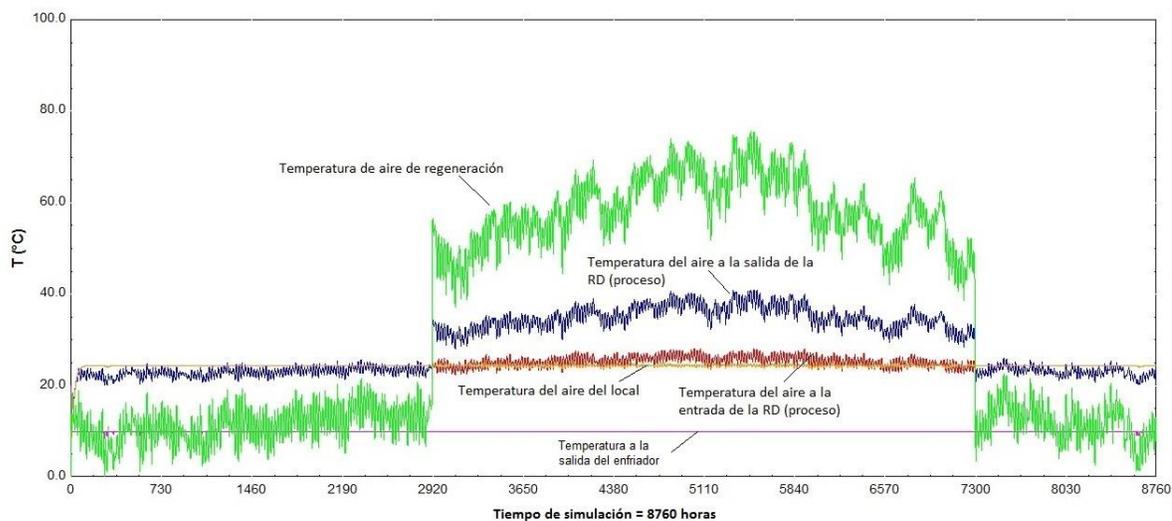


Fig. 34 Variación de la temperatura en el sistema de enfriamiento simulado en Barcelona

(Fuente: Autor)

Igualmente, a partir de la simulación realizada, se puede apreciar claramente los dos periodos simulados (ver Figura 35) donde en el periodo seco debido al no funcionamiento de la rueda desecante no existe variación del nivel de la humedad absoluta entre la entrada y salida pero en el periodo “húmedo”, se puede visualizar el control de la humedad con un calibrado de la rueda en $7\text{g}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{aireseco}}$. A la diferencia de los otros casos fue posible bajar a ese nivel debido dos elementos claves, a saber un fuerte nivel de radiación durante este periodo y un nivel de humedad absoluta promedio moderado. Se puede entonces destacar que el control de la carga latente por parte del intercambiador de calor es casi nulo y solamente tendrá que tratar la carga sensible presente en el aire. Respecto al nivel de humedad en el aire en salida de la rueda para la etapa de regeneración, su valor oscila entre 13 y $32\text{g}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{aireseco}}$ en el periodo “húmedo”.

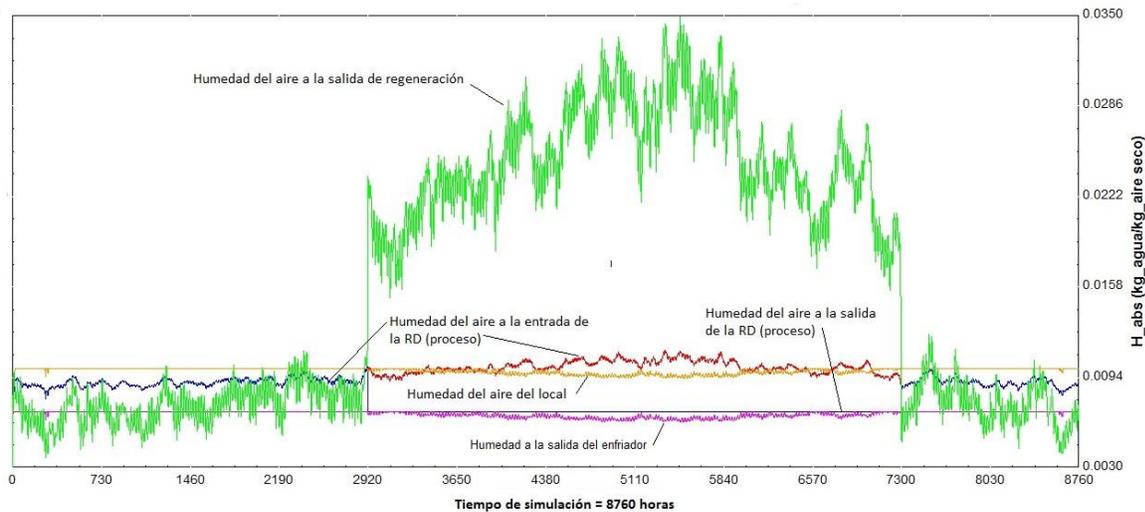


Fig. 35 Variación de la humedad en el sistema de enfriamiento simulado en Barcelona

(Fuente: Autor)

El dimensionamiento de del subsistema auxiliar de colectores de aire al igual que los otros casos se realizó de forma independiente. Los colectores se orientan hacia el Sur con una pendiente igual a la latitud del lugar en este caso 41.7° . Para evaluar cuál era la área de captación la más adecuada para proporcionar la temperatura de regeneración máxima promedio de 75°C se tomaron como criterio la evaluación de la fracción solar y coeficiente de rendimiento. El periodo sin embargo corresponde al funcionamiento de la rueda desecante por lo tanto del mes de Mayo a Octubre. Finalmente se seleccionó un área de 20m^2 donde el subsistema tiene una fracción solar de 0.76 y un COP de 0.36 (ver figura 36) tomando como criterio el bajo aumento de la fracción solar de solamente 13% cuando se duplica el área de captación. Este valor de fracción solar que fue obtenido es elevado y se explica por una elevada radiación solar durante el periodo estudiado con un nivel promedio de radiación total (directa y difusa) sobre superficie horizontal de 780.6J/s.m^2 (donde solo es de 593.3J/s.m^2 para el promedio anual) y una temperatura ambiente más elevada lo que reduce la energía a proporcionar por parte del calentador eléctrico auxiliar. Sin embargo al igual que los otros casos estudiados, la fracción solar para un uso continuo durante las 24h del día baja dramáticamente a un valor promedio de 0.3.

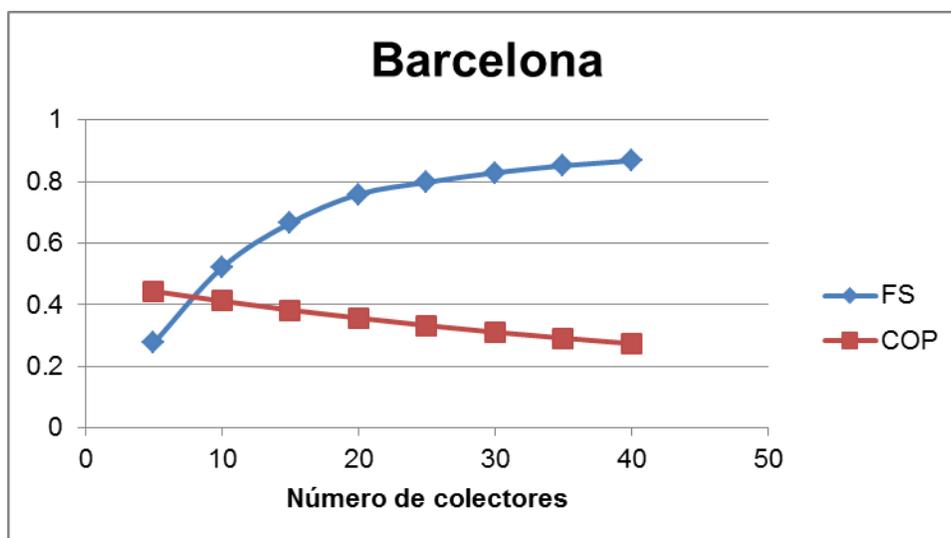


Fig. 36 Fracción solar y coeficiente de rendimiento del subsistema auxiliar para Barcelona

(Fuente: Autor)

✓ Evaluación del consumo energético

El estudio energético se llevó a cabo de la misma manera que los estudios realizados para la ciudad de la Habana y la Isla de Pascua, los mismos aparatos con las mismas potencias son usados (Ver Tabla 9). Dado que el uso del subsistema auxiliar es usado en caso del funcionamiento de la rueda desecante solamente durante la mitad del año, su energía requerida promedio es solamente de 3.61 kWh (12.9 MJ) y un total de 15816.7 kWh (56940.12 MJ) para los 6 meses de uso. En caso de usarlo el año entero su valor subiría a 37222.2 kWh (133999.9 MJ) lo que representa más del doble dado la necesidad de calentamiento extra durante el invierno y otoño. Este valor relativamente bajo sumado a un consumo energético del enfriador de solamente 3.74 kWh (13.464 MJ) dado el bajo nivel de carga latente que tiene que tratar y también un sistema en recirculación que mantiene la temperatura relativamente alta durante el invierno lo que permite conseguir un ahorro energético de +37.82% lo que demuestra a su vez la viabilidad de este tipo de sistema también en zonas con clima clasificados como Mediterráneo. El ahorro es aún más grande si se comparan los enfriadores de este sistema y de un sistema convencional y asciende a +65.8%.

Tabla 9 Detalle del consumo energético de los sistemas investigados para la ciudad de Barcelona

(Fuente: Autor)

		Cantidad	Potencia nominal del Equipo (W)	Energía promedia consumida (kWh)	Energía consumida al año (kWh)
Sistema con RD	Ventilador	3	300	0.90	7884.0
	RD	1	100	0.10	438.0
	RS	1	300	0.30	2628.0
	CC	1	10000	3.74	32801.3
	EE	1	200	0.20	1752.0
	CEA	1	8500	3.61	15816.7
	Total	-	-	8.9	61320.0
	<hr/>				
SVC	Ventilador	1	300	0.3	2628.0
	CC	1	25000	11.0	95995.0
	Total	-	-	11.3	98623.0
Ahorro Energético				37.82%	

Es importante también relativizar este valor que se debe por supuesto a la reducción de la carga latente y a las bajas temperaturas a tratar por parte del intercambiador de calor durante el periodo “seco”. Además, la modelación del sistema acondicionado fue simplificada de manera que la carga tanta sensible como latente es constante durante todas las horas del día y los días del año. Obviamente esto no es cierto, sobre todos en el caso del uso del local como oficina de trabajo con horarios definidos y en ubicaciones como Barcelona donde las amplitudes tantas térmicas como de niveles de humedad varían considerablemente durante el año.

En la figura 37 se muestran los diferentes procesos a los que se ha sometido el aire en el sistema de enfriamiento con rueda desecante:

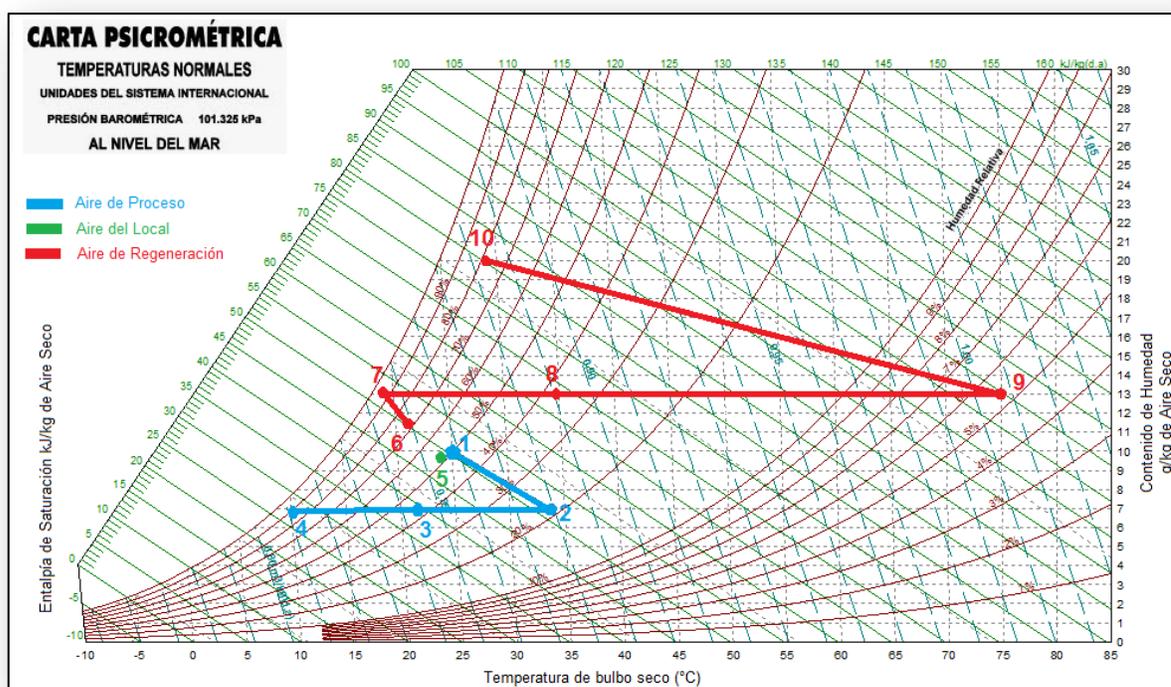


Fig. 37 Carta Psicométrica del sistema de enfriamiento con rueda desecante en Barcelona

(Fuente: Autor)

VI. Simulación caso estudio Habana con el sistema operando de forma discontinúa

En esta sección se realizara la simulación de un local en la habana para condiciones específicas para el funcionamiento de un local representando una oficina y con horarios de apertura y cierre definidos. El propósito es doble, donde en un primer tiempo se busca demostrar la validez de la instalación de un sistema de enfriamiento para un funcionamiento discontinuo en modo recirculación y evaluar la rapidez de respuesta para vencer la carga térmica y establecer la temperatura y humedad de confort especificada en el capítulo anterior (25°C y 50% de humedad relativa). En un segundo tiempo se realizara el balance energético para demostrar la validez de los resultados obtenidos en las simulaciones en modo continuo pero también el mayor ahorro energético que se puede alcanzar aumentando la fracción solar del sistema auxiliar para el aire de regeneración frente a un sistema convencional de

intercambiador de calor. A continuación en las Figuras 38 y 39 se muestran la representación de los dos sistemas simulados:

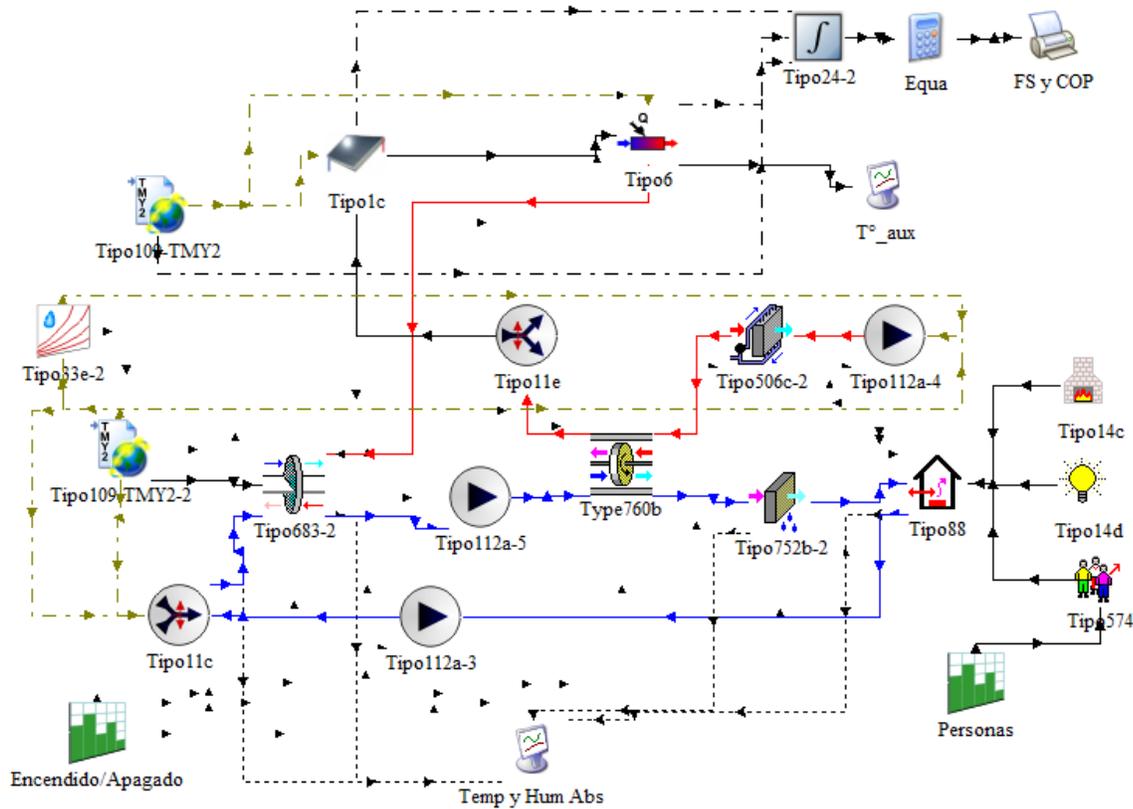


Fig. 38 Representación del sistema simulado en TRNSYS16 en funcionamiento discontinuo para modo recirculación (Fuente: Autor)

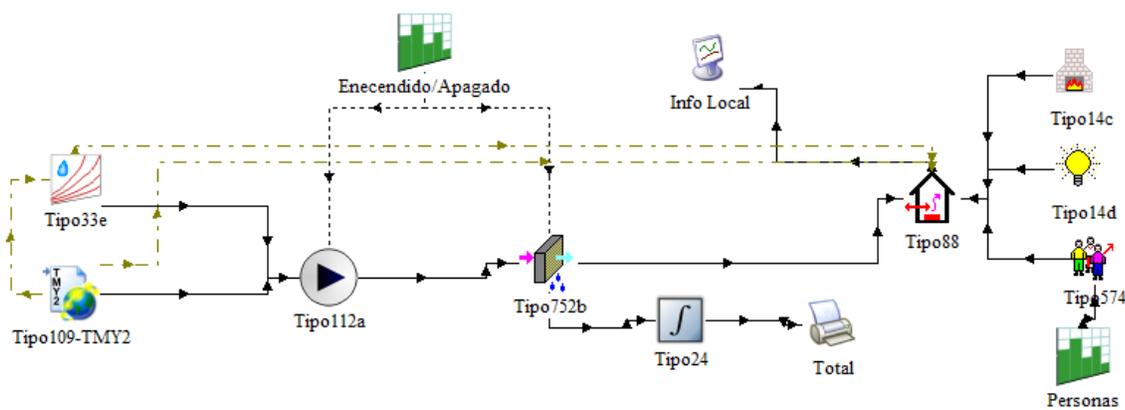


Fig. 39 Representación del sistema convencional vapor compresión simulado en TRNSYS16 para funcionamiento discontinuo en modo recirculación (Fuente: Autor)

1. Componentes

Los componentes que se usaron para realizar esta simulación son similares a los componentes usados en la simulación en continuo a la excepción de la modelización del local y de la ganancia interna de este mismo (ver tabla 10).

Tabla 10 Principales modelos utilizados para la simulación en modo discontinuo y sus principales parámetros (Fuente: Autor)

Componente	Tipo	Editor	Información	Parámetros Principales	Valor	Unidades
Local (carga)	88	Standard	Conversión de las cargas de control de la tasa de energía a los cálculos de nivel de temperatura y humedad tomando en cuenta las ganancias térmicas a lo largo del día	Área	40	m ²
				Volumen	120	m ³
				Densidad del aire en el local	1.293	kg/m ³
Ganancia Interna	14c	Standard	Ganancia interna debido al uso de aparatos eléctricos	Carga Día	3.55	kW
				Carga Noche	0.35	kW
Ganancia Interna	14d	Standard	Ganancia interna debido al uso del alumbrado del local	Carga Día	0.4	kW
				Carga Noche	0.04	kW
Ganancia Interna	574	TESS	Ganancia interna por ocupación del local	Carga sensible por persona	93.8	W
				Carga latente por persona	93.8	W
				Ganancia humedad por persona	132.9	g/h

2. Edificio de referencia y carga térmica

El edificio simulado como oficina de trabajo tiene las mismas características que el edificio usado en funcionamiento continuo, a saber un área total de 40m² y un volumen de 120m³. En número de trabajadores se mantiene en 5 lo que según la norma española Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios (R.I.T.E.) nos recomienda tener un flujo másico de aire (*m*) en modo recirculación de 0.33 kg/s (1200kg/h) con un 25% de aire proveniente del exterior. Las ganancias térmicas de día fueron programadas a partir de horarios tradicionales de trabajo en oficina con un encendido a las 8am y un apagado a las 6pm. Las ganancias térmicas de noche se deben principalmente a las filtraciones por las paredes y ventanas desde el exterior pero también por los equipos de guardia que quedan conectados dentro del edificio.

2.1. Carga térmica por equipos eléctricos

El valor seleccionado para el funcionamiento de día es de 11000kJ/h lo que representa cerca de 3.06 kJ/s con un uso promedio por ocupante de 612 J/s por persona. Por la noche se estimó un consumo del 10% lo que representa lo equipos eléctricos de guardia.

2.2. Carga térmica por alumbrado eléctrico

La selección del valor de potencia requerida para el alumbrado eléctrico de un local de 40m² se realizó a partir de del Código Técnico de la Edificación en la sección iluminación [90]. El criterio que se tomo fue la potencia máxima de iluminación dado por la siguiente tabla 11:

Tabla 11 Potencia máxima de iluminación [90]

Uso del edificio	Potencia máxima instalada [W/m ²]
Administrativo	12
Aparcamiento	5
Comercial	15
Docente	15
Hospitalario	15
Restauración	18
Auditorios, teatros, cines	15
Residencial Público	12
Otros	10
Edificios con nivel de iluminación superior a 600lux	25

El valor final seleccionado es de 10 W/m² lo que corresponde para este local a un total de 400W (400 J/s) de potencia requerida para la iluminación de día. Por la noche se tomó como criterio un 10% de la potencia total para equipos de alumbrado de seguridad.

2.3. Carga térmica por ocupación

Los valores de carga térmica debido a la ocupación del local por los trabajadores son extraídos directamente del T.E.S.S. de TRNSYS y corresponden a trabajadores realizando su actividad sentados con poco esfuerzo físico. El valor de la carga sensible y latente que producen es igual es decir 93.7 J/s por persona lo que lleva a un total de 468.5 J/s para el conjunto de los trabajadores. El aporte en humedad considerado en este caso es de 0.133kg por persona y por hora lo que lleva a un total de 0.665kg/hora.

Finalmente el resto de las ganancias térmicas del local para alcanzar el total de 10kJ/s similar el funcionamiento en modo continuo provienen de las filtraciones, radiaciones solares sobre el edificio y la apertura y cierre de las puertas que dan sobre el exterior.

3. Resultados

La rueda desecante fue calibrada a $9g_{H_2O}/kg_{aireseco}$ debido al mayor trabajo que tiene que realizar debido al aporte adicional de carga térmica durante el apagado del sistema de enfriamiento con rueda desecante en los horarios correspondiente al cierre de la oficina.

3.1. Temperatura

La diferencia de temperatura entre la entrada y salida de la rueda desecante en la etapa de proceso tiene amplitudes térmicas inferiores a $20^{\circ}C$ lo cual valida la factibilidad del uso de este aparato (Ver Figura 40).

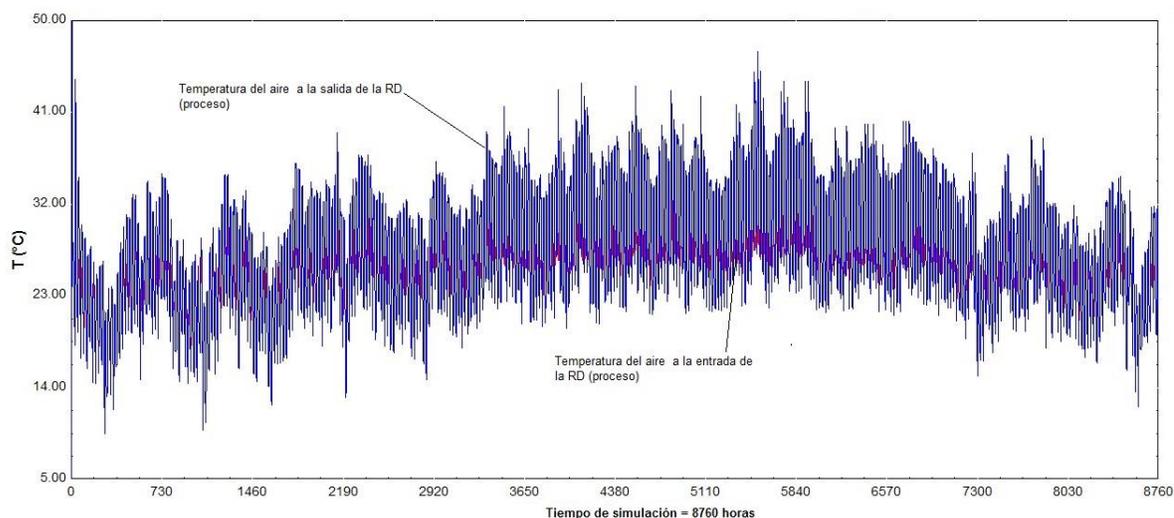


Fig. 40 Variación de la temperatura en la rueda desecante para la etapa de proceso (Fuente: Autor)

Sin embargo, se puede apreciar que el control de la temperatura en el local es alcanzado con más dificultad por la razón antes mencionada. Se puede apreciar que el rango promedio de la temperatura durante el día se encuentra entre los 24 y $26^{\circ}C$ a lo largo del año lo cual son valores aceptables. Durante la noche las ganancias térmicas lleva la temperatura del local a un nivel superior alcanzando en caso extremo temperaturas de cerca de $32^{\circ}C$. Respecto al aire de

regeneración su valor máximo se mantiene ligeramente superior a 80°C lo cual corresponde igualmente al valor usado para dimensionar el sistema auxiliar para proveer el aire de regeneración (Ver Figura 41).

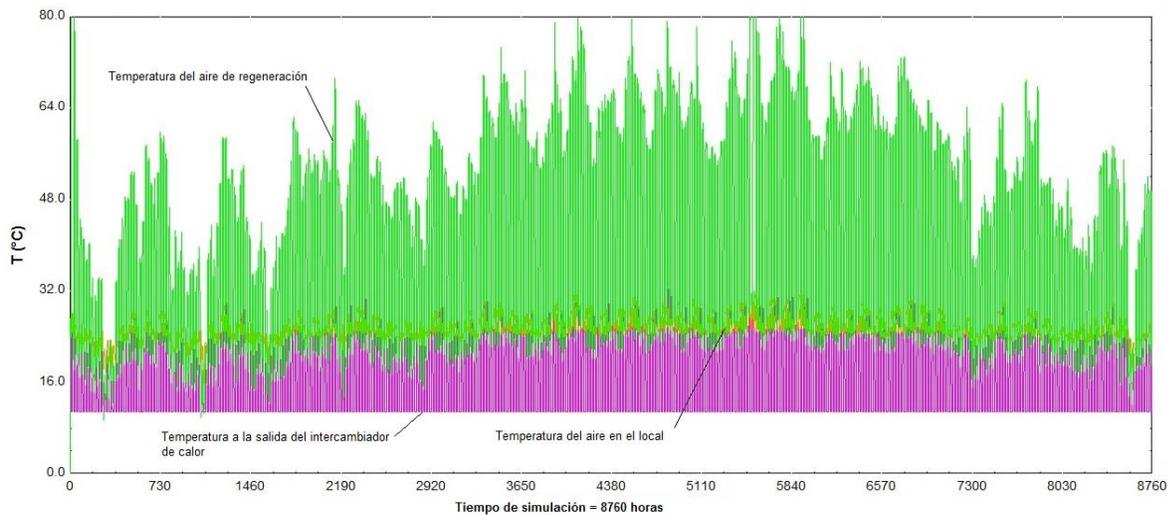


Fig. 41 Variación de la temperatura en el sistema (Fuente: Autor)

3.2. Humedad

Al igual que para la temperatura, el nivel de humedad que entra en la rueda desecante en la etapa de proceso tiene mayores amplitudes lo que aumenta el trabajo de adsorción del aparato y obliga a aumentar ligeramente el calibrado de la rueda a $9\text{g}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{aireseco}}$ como se indicó anteriormente. A la salida del intercambiador y antes de penetrar en el local el valor de la humedad presente en el aire es rebajado a cerca de $7\text{g}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{aireseco}}$. En el local, la humedad varía durante el día entre 9 y $10\text{g}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{aireseco}}$ lo que permite mantener la humedad del local entre 47 y 55% el nivel de humedad relativa. Durante la noche debido a las filtraciones y el apagado del sistema ese valor se incrementa y puede alcanzar un valor máximo de $11\text{g}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{aireseco}}$. Sin embargo de un punto de vista psicométrico el valor de la humedad relativa no se incrementa tanto debido al aumento también de la temperatura en local. En la etapa de regeneración el aire expulsado al exterior del edificio alcanza por su parte valores máximos ligeramente superiores a $35\text{g}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{aireseco}}$ (Fig. 42).

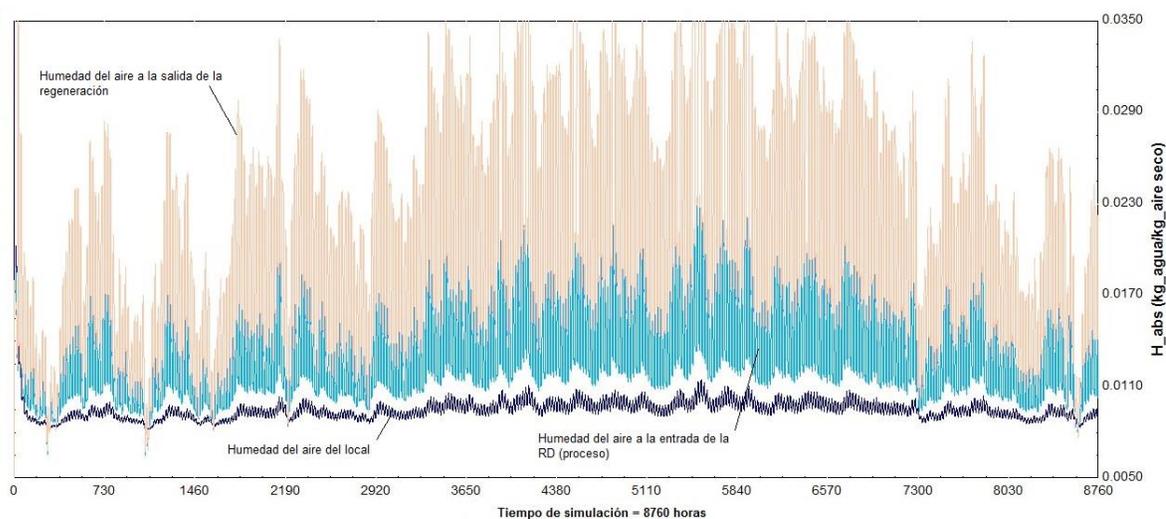


Fig. 42 Variación de la humedad en el sistema de enfriamiento simulado (Fuente: Autor)

3.3. Balance Energético

El número de horas de funcionamiento del sistema de enfriamiento con rueda desecante es de 8 horas al día lo que equivale a un funcionamiento anual de 2920 horas. La fracción solar del equipo auxiliar corresponde al valor calculado en el capítulo anterior donde se determinó en este momento el valor para un uso continuo y discontinuo. En este caso el valor corresponde al uso discontinuo por lo tanto el calentador eléctrico auxiliar es encendido solamente entre la 8am y las 6pm lo que nos da una fracción solar de 0.77 (ver para una área de captación seleccionada de 25m^2 mientras que el COP del sistema auxiliar se mantiene en 0.38.

Tabla 12 Detalle del consumo energético de los sistemas investigados en modo discontinuo (Fuente: Autor)

		Cantidad	Potencia nominal del Equipo (W)	Energía promedio consumida (kWh)	Energía consumida al año (kWh)
Sistema con RD	Ventilador	3	300	0.9	2628
	RD	1	100	0.1	292
	RS	1	300	0.3	876
	CC	1	10000	7.9	22930.1
	EE	1	200	0.2	584
	CEA	1	8500	1.8	5207.3
	Total	-	-	11.1	32517.4
SVC	Ventilador	1	300	0.3	876
	CC	1	25000	15.6	45552
	Total	-	-	15.9	46428.0
Ahorro Energético				29.96%	

La tabla 12 nos permite validar las observaciones realizadas en las secciones anteriores a saber que una mayor carga térmica acumulada durante las horas de apagado de los sistemas de enfriamiento resulta en un mayor consumo energético de parte del intercambiador de calor si comparamos el consumo de los sistemas en funcionamiento continuo. Además en el caso del sistema de enfriamiento con rueda desecante ese aumento es aún más importante y eso se explica por el nuevo calibrado de la rueda que provoca un mayor trabajo por parte del intercambiador de calor para vencer la carga latente. Al nivel de ahorro energético el valor sigue interesante si comparamos solamente estos equipos donde se alcanza casi un 50%. Al nivel global se puede comprobar que el aumento de la fracción solar permite realizar un importante ahorro energético (85%) por parte del calentador eléctrico auxiliar pasando de un consumo en funcionamiento continuo de 34285.7kWh (123428.5 MJ) a 5207.3kWh (18746.3 MJ). Esto permite conseguir un ahorro energético global del sistema al año de 30%.

VII. Valoración económica y medioambiental

Como se mostró en el capítulo anterior el ahorro energético que se puede alcanzar con un sistema de enfriamiento con rueda desecante depende de varios factores, entre otros la ubicación de la instalación y de los equipos que lo componen los cuales tienen grandes incidencia sobre el consumo global a lo largo de un año.

El beneficio económico que se obtiene a partir del uso de este sistema comparado con un sistema convencional de compresión de vapor viene dado fundamentalmente a partir del ahorro de energía obtenido. El ahorro interviene entonces cuando el precio total del sistema con rueda desecante con la compra de los diferentes equipos, mantenimiento y consumo de energía anual es inferior al precio total del sistema tradicional de acondicionamiento de aire. Por lo tanto se descartará en este estudio el caso de la instalación en la Isla de Pascua dado que se demostró que el consumo energético del sistema con rueda desecante es mayor que un sistema convencional en el caso de un uso continuo a lo largo del año, lo que genera un exceso de consumo energético por parte del calentador eléctrico auxiliar. Los casos estudiados corresponderán a una instalación en La Habana y Barcelona.

1. Índice VAN

Existen varias herramientas económicas que permiten realizar estudios económicos de un proyecto o una instalación usando el ahorro energético que se puede obtener. Uno de los más usado es el índice VAN (Valor Actualizado Neto). El VAN es un indicador financiero que mide los flujos de los futuros ingresos y egresos que tendrá nuestra instalación [91].

La fórmula del VAN es:

$$VAN = \sum_{t=1}^{t=T} \frac{FC_t}{(1+r)^t} - Inversión \quad (11)$$

Dónde:

- FC_t es el flujo de caja o beneficio neto anual para lo cual se tiene que considerar el consumo energético del sistema convencional menos el consumo energético del sistema de enfriamiento con rueda desecante.
- T es el tiempo de vida en año del sistema considerado. En este proyecto consideraremos un periodo de 10 años dado que en general se puede considerar que la vida útil mínima es superior a los 10 años [92]
- r es la tasa de descuento, es el la tasa de oportunidad, corresponde al rendimiento o rentabilidad mínima, que se espera ganar. Se ha considerado establecer como tasa de descuento el costo de oportunidad del capital, entendiéndose por éste, el de la mejor alternativa de utilización de los recursos, es decir, la rentabilidad a la que se renuncia en una inversión de riesgo similar (Ej: bonos del tesoro) por colocar los recursos en el sistema. En general ese valor ronde entre 6 y 7%, en este proyecto se seleccionó un valor de 7%.

El flujo de caja se puede hallar usando la siguiente fórmula:

$$FC = E_{conv} \times C_{ele} - E_{rd} \times C_{ele} \quad (12)$$

Dónde, C_{ele} es el coste de la energía eléctrica (€/kWh) y depende de cada país seleccionado.

Una inversión es considerada efectuable cuando el VAN es superior a 0, es decir, cuando la suma de todos los flujos de caja valorados en el año 0 supera la cuantía del desembolso inicial, la instalación es entonces considerada rentable. Si el VAN igual a cero, ello querrá decir que la instalación genera los suficientes flujos de caja como para pagar los intereses de la financiación ajena empleada. Finalmente, si el VAN sale negativo, significa que existiría una pérdida y por tanto la inversión no sería rentable por lo que no se recomendaría la instalación.

Respecto a la inversión, el comparativo de precios a la compra entre los dos sistemas se realizo sobre la base de unidades completas existentes.

✓ Sistema de enfriamiento Convencional

El fabricante 1 propone una enfriadora Inverter para uso residencial dado las medidas del local simulado. El modelo seleccionado tiene una capacidad de enfriamiento hasta 13 kJ/s. El precio de la unidad es de **5.784€** [93].

✓ Sistema de Enfriamiento con rueda desecante

El fabricante 2 seleccionado para la unidad de enfriamiento con rueda desecante propone un deshumidificador con una capacidad de 8.5L/h, puede igualmente procesar un flujo de aire de hasta 1250m³/h con un poder de enfriamiento de 13 kJ/s. Para la regeneración un calentador electrico auxiliar esta integrado. El precio de la unidad es de **11.905€** [94]. El fabricante 3 de colectores solares propone un modelo para tejado y se seleccionó el Kit tejado T2 - Baldosas, acero asfalto y decra ø125 y tiene un precio de **300€/m²** [95].

2. Criterio medio ambiental

En zonas cálidas y húmedas, el uso de sistemas de acondicionamiento de aire es una necesidad para alcanzar unas condiciones térmicas confortables, sino también para mantener una calidad de aire interior aceptable para los ocupantes. Desde el punto de vista ambiental, cualquier proceso de eficiencia energética es valorable positivamente debido a la reducción de manera indirecta de emisión de contaminantes por el uso de un proceso mas eficaz. Asimismo si la fuente primaria de energía es un recurso no renovable, un proceso con mejores rendimientos permitirá disminuir el consumo de este recurso y extender la duración de las reservas. Los sistemas de enfriamiento con RD consumen menos energía eléctrica que las convencionales por tanto emiten menos CO₂ si tomamos el mix eléctrico correspondiente a los países seleccionados para este trabajo de investigación. Se puede apreciar entonces una disminución anual de emisiones de CO₂ de cerca de 11.5 toneladas en el caso de un uso en Barcelona y más de 26.2 toneladas en la Habana.

De un punto de vista legislativo, en algunos países, existen diferentes incentivos para avanzar en la dirección de un consumo energético mas sustentable. Por ejemplo, en la Unión Europea (UE) existe un mercado financiero donde se compran y venden derechos de emisión de toneladas de CO₂. En el 2016 el precio promedio de la tonelada era anualmente de 5.35€ [96].

Por lo tanto se calcularán y compararán las emisiones generadas de forma indirecta por los dos sistemas de enfriamiento en España y en Cuba. Es de hacer notar, que aunque no exista tal mercado en Cuba al día de hoy, se usará el mismo criterio para demostrar la importancia de reducir el consumo energético (Tabla 13). El cálculo del total de las emisiones producidas (t_{CO_2}) se realiza usando la siguiente expresión:

$$t_{CO_2} = DA \times FE \quad (13)$$

Dónde:

DA corresponde al dato sobre actividad es decir la energía usada (TJ)

FE corresponde al factor de emisión basado en el mix energético del país (t_{CO_2}/TJ)

- España: 308g CO₂/kWh lo que equivale a 85.5 t_{CO_2}/TJ [97].
- Cuba: 1127g CO₂/kWh lo que equivale a 313 t_{CO_2}/TJ [98].

Tabla 13 Emisiones y costos adicionales relacionados

		Barcelona	La Habana
Factor emisión medio mix eléctrico español (tCO₂/TJ)		85.5	313
Coste t_{CO₂} (€/t)		5.35	
Sistema Convencional	DA (TJ) total	0.355	0.4497
	Emisiones (tCO ₂)	30.353	140.756
	Coste (€/año)	162.386	753.045
Sistema Enfriamiento con RD	DA (TJ) total	0.221	0.363
	Emisiones (tCO ₂)	18.887	113.494
	Coste (€/año)	101.0	607.2
Ahorro anual (€/año)		61.3	145.9

3. Cálculo del ahorro económico

3.1. Funcionamiento continuo

Para un funcionamiento en modo continuo a lo largo del año para los diferentes sistemas de enfriamiento es posible conseguir un ahorro energético en el caso de Barcelona de +37.82% lo que equivale a -37.303 kWh (134.291 MJ) y en la Habana de +19.38% es decir un ahorro de -

24.212 kWh (87.163 MJ) . Dado el elevado precio de la electricidad tanto en España como en Cuba, es posible conseguir un ahorro economico consecuente según lo muestran las tablas 14 y 15:

Tabla 14 Valor Actualizado Neto sistema con rueda desecante en Barcelona para funcionamiento continuo (Fuente: Autor)

BCN										
Tasa de descuento	7%									
Energía consumida Conv (kWh/año)	98623									
Energía consumida RD (kWh/año)	61320									
Precio de la electricidad (€/kWh)	0.14									
Inversión (€)	12123									
FC	5265									
Años	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
VAN (€)	-7203	-2604.4	1693.2	5709.6	9463.2	12971.3	16249.9	19314.0	22177.6	24853.9
VAN+Ambiental (€)	-7141	-2481.7	1877.2	5955.0	9769.9	13339.4	16679.3	19804.7	22729.7	25467.3

Tabla 15 Valor Actualizado Neto sistema con rueda desecante en La Habana para funcionamiento continuo (Fuente: Autor)

HAB										
Tasa de descuento	7%									
Energía consumida Conv (kWh/año)	124927									
Energía consumida RD (kWh/año)	100716									
Precio de la electricidad (€/kWh)	0.21									
Inversión (€)	13623									
FC	5084									
Años	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
VAN (€)	-8871	-4430.2	-279.8	3599.1	7224.2	10612.2	13778.6	16737.8	19503.4	22088.0
VAN+Ambiental (€)	-8787	-4262.8	-28.6	3934.0	7642.9	11114.6	14364.7	17407.6	20256.9	22925.3

Se puede apreciar que a pesar del precio elevado de la unidad de enfriamiento con rueda desecante y de los colectores solares del sistema auxiliar comparado con un sistema convencional (cerca de +70%). En ambos casos, el sistema con rueda desecante se puede rentabilizar entre 3 y 4 años. En Barcelona, el importante ahorro energetico permite compensar un precio del kWh mas bajo que en el caso de Cuba. Sin embargo dado el bajo precio de la tasa por emisiones de CO₂, la influencia de una tasa ambiental no influye en una mas rapida rentabilización del equipo. En el caso de la Habana, el ahorro energetico es menor pero el precio de la electricidad es muy costosa y generadora de emisiones de CO₂ dado que proviene principalmente del petroleo como materia prima. En este sentido a pesar de un precio bajo de la tasa por emisiones se pueden obtener ganancias al final del periodo de 10 años de cerca de 900€.

3.2. Funcionamiento discontinuo

Sin embargo como se comento en el capitulo anterior el uso mas realista de los sistemas de enfriamientos para usos en oficina se simulan para los horarios de trabajo en el cual el sistema es encendido es decir 1/3 del tiempo. Por este motivo se decidio realizar la evaluación economica y ambiental para la ciudad de la Habana. Los precios de los sistemas quedan iguales pero la diferencia se situa principalmente en el consumo energetico mas bajo lo que se traduce en un primer lugar en menos emisiones. En el caso de un funcionamiento de 2920 horas al año la diferencia de emisiones son de 15.65 toneladas de CO₂ lo que equivale a un ahorro anual por tasa de emisiones de 83.7€. En la tabla 16 y la figura 43 se pueden ver la evolución de la rentabilización durante el periodo de vida util del sistema que es de 10 años:

Tabla 16 Valor Actualizado Neto sistema con rueda desecante en La Habana para funcionamiento discontinuo (Fuente: Autor)

HAB											
Tasa de descuento	7%										
Energia consumida Conv (kWh/año)	46428										
Energia consumida RD (kWh/año)	32517										
Precio de la electricidad (€/kWh)	0.21										
Inversión (€)	13623										
FC	2921										
Años	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
VAN (€)	-10893	-8341.4	-5956.8	-3728.2	-1645.4	301.1	2120.3	3820.5	5409.4	6894.4	
VAN+Ambiental (€)	-10809	-8173.9	-5705.6	-3393.3	-1226.8	803.5	2706.4	4490.3	6163.0	7731.7	

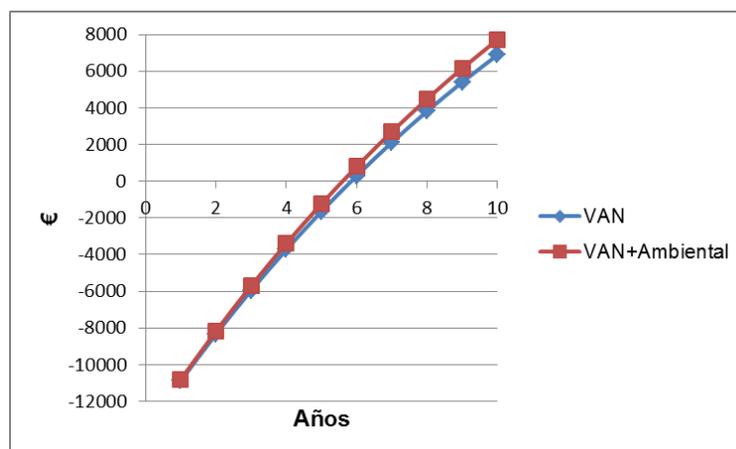


Fig. 43 Variación del VAN para sistema en funcionamiento discontinuo (Fuente: Autor)

En el caso de un funcionamiento en discontinuo el periodo de rentabilización del equipo es mas lento y se situa en 6 años. El ahorro adicional obtenido por el implemento de una tasa por emisiones permite al final de la vida útil del equipo generar unas ganancias de cerca de 900€ tambien. Es un monto razonable pero el actual precio pagado por emisiones es muy bajo y se demuestra a continuación en la figura 44 el VAN con la suma de la tasa ambiental para diferentes montos de compra de toneladas de CO₂.

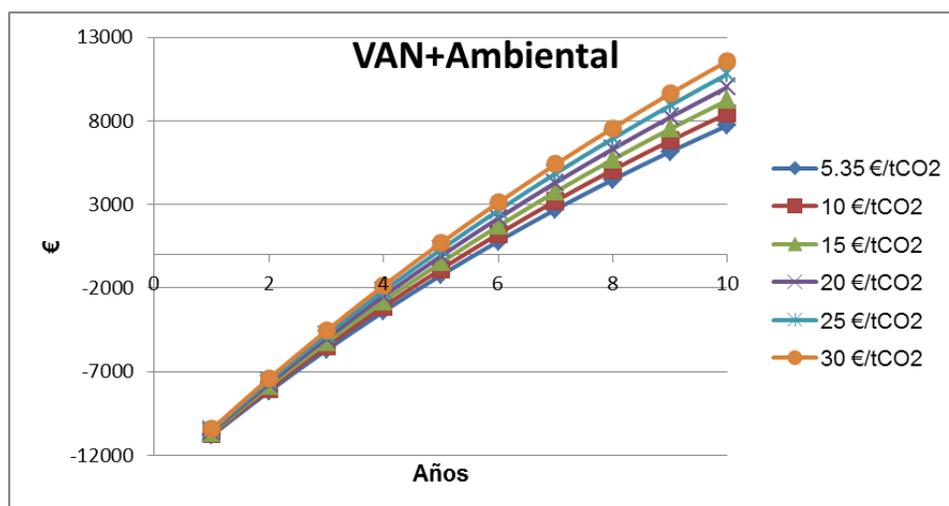


Fig. 44 Variación del VAN+Ambiental para diferentes precio dela tasa por emisiones

(Fuente: Autor)

Se puede ver claramente que un aumento de la tasa por emisiones de CO₂ tiene una gran importancia. En primer lugar, al nivel ambiental, esta tasa incita el consumidor a un mayor cuidado sobre su uso del sistema lo cual genera disminuye el monto total de emisiones emitidas al atmosfera de forma indirecta. En segundo lugar un aumento de la tasa de 5.35€/tCO₂ a un valor mucho mas elevado de hasta 30€/tCO₂ permitiria de un punto de vista esta vez economico, una rentabilización del sistema en 5 años en vez de 6 años pero sobretodo un excedente de dinero de +33% lo que lleva el total de ganancia al final del periodo de vida util del equipo de cerca de 11.600€ lo que corresponde casi al precio de compra de una unidad nueva de enfriamiento con rueda desecante.

VIII. Conclusiones

El presente trabajo realiza una simulación para la implementación de sistemas de enfriamiento con rueda desecante en tres diferentes localidades con particulares climáticas específicas. La razón principal que dio lugar a este estudio se debe al alto consumo energético de los sistemas convencionales de enfriamiento donde el difícil control de la carga latente no permite en las zonas particularmente húmedas alcanzar un nivel de confort óptimo de los locales acondicionados. En este sentido los sistemas de enfriamiento con rueda desecante permiten tratar la humedad y temperatura de forma separada.

El local fue seleccionado con nivel de carga térmica tanto latente como sensible equivalente para las tres ciudades seleccionadas y la efectividad constante de la rueda desecante se obtuvo en cada caso a partir del modelo de Jurinak donde se calculó el promedio de temperatura y humedad anual. El funcionamiento del sistema se simuló para diferentes configuraciones y el modo recirculación fue seleccionado evidenciando una disminución de la carga latente a tratar por parte de la rueda desecante lo que disminuye la temperatura del aire de regeneración a proporcionar y por lo tanto un área de captación de los colectores solares también inferior.

- En el caso de la Habana se puede observar para un funcionamiento del sistema en modo continuo a lo largo del año de un buen control de la carga latente y sensible a pesar de ser la zona con mayor nivel promedio de humedad y temperatura. El COP obtenido es de 1.11 lo cual se encuentra en el rango reportado en la literatura y el ahorro energético se acerca al +20% si comparamos este sistema a un sistema convencional. Este valor es aceptable pero pudimos comprobar que un uso discontinuo del sistema a lo largo del año con un encendido del sistema solamente durante los horarios de oficina estipulados permite llegar a un ahorro de energía cerca al 30%. Esto permite evidenciar el carácter crítico que tiene el subsistema auxiliar de generación de calor para el secado de la rueda donde se necesita reducir al máximo el uso del calentador eléctrico.
- En el caso de la Isla de Pascua, debido a las características climáticas que tiene esta localidad el uso de la rueda desecante es una opción viable y se verificó con la obtención del mayor COP entre las otras ciudades estudiadas con un valor de 1.18. El elevado nivel de humedad absoluta durante todo el año es perfectamente controlado por la rueda desecante y las bajas temperaturas que existen durante la mitad del año

pueden ser superadas a partir del uso del aire de proceso en salida de la rueda desecante que vio su carga sensible aumentando debido al proceso físico de adsorción. Esto permite evidenciar el uso doble de enfriamiento pero también de calentamiento que permite en algunos casos este sistema con rueda desecante para zonas húmedas con temperaturas promedias más frías. Sin embargo se obtiene un rendimiento energético inferior de -8.13% comparado a un sistema convencional y esto se debe principalmente al excesivo consumo del calentador eléctrico auxiliar usado para la regeneración. Las condiciones climáticas en la región con unas radiaciones solares más bajas no justifican un uso de colectores solares de aire y se necesitan uso de una fuente de energía renovable diferente. En este sentido, debido a la ubicación de la isla en una zona con actividad sísmica elevada, se recomienda la prospección para el descubrimiento de fuentes geotermales para el uso del calor que podrían proporcionar como alternativa posible.

- El último caso concierne a la ciudad de Barcelona, la cual es característica de la mayoría de las ciudades que están alrededor del mar mediterráneo europeo con dos periodos marcados a saber un periodo con temperaturas y niveles de humedad absoluta bajas y un periodo más cálido y húmedo. Por lo tanto el encendido de la rueda desecante y del calentador auxiliar se justifican para 6 meses al año. El COP del sistema tiene un valor aceptable de 1.12 pero respecto al ahorro de energía obtenemos resultados muy interesantes con +37.82% debidos principalmente al reducido consumo de energía por parte del calentador auxiliar junto a un nivel de radiaciones solares importantes durante el periodo cálido. El modo recirculación permite a su vez mantener temperaturas más elevadas en el local durante el periodo frio lo cual disminuye la carga sensible a tratar por parte del intercambiador de calor.

Finalmente, se llevó a cabo una evaluación económica y ambiental para la ciudad de Barcelona y la Habana donde el ahorro energético obtenido justifica el uso de este sistema de enfriamiento alternativo. Se pudo comprobar que este sistema permite una reducción indirecta importante de las emisiones de CO₂ al atmosfera, particularmente en el caso cubano donde hoy en día cerca del 90% de su matriz energética proviene del uso del petróleo. También se pudo comprobar que para un uso continuo el sistema de enfriamiento se puede rentabilizar en 3 años en la ciudad de Barcelona y 4 en la ciudad de la Habana. En el caso de un modo discontinuo el periodo de rentabilización es de 6 años debido al menor uso de energía pero con una política más

comprometida con el medio ambiente como por ejemplo el aumento de la tasa por emisiones de CO2 se puede reducir el periodo a solamente 5 años.

Según los resultados obtenidos se puede confirmar de un punto de vista técnico y ambiental, la factibilidad del uso del sistema de enfriamiento con rueda desecante. Sin embargo el mayor problema respecto a un potencial ahorro energético y económico reside en la obtención de un aire de regeneración elevado constantemente con el fin de reducir o suprimir el uso del sistema de calentamiento eléctrico auxiliar. En este sentido se evidencia y recomienda la implementación de este sistema específicamente para locales que pueden aprovechar la reutilización del calor de desecho de procesos industriales.

IX. Referencias

1. CE. Nóbrega CE, N.B., An Introduction to Solid Desiccant Cooling Technology, ed. Springer-Verlag. 2014.
2. Carbajal, H., Acondicionamiento del aire in <https://www.slideshare.net/HctorCarbajal1/acondicionamiento-del-aire>. 2013.
3. Hernández, F.F., Modelado de sistemas de desecantes sólidos para el tratamiento de aire de ventilación en edificios. 2015, Málaga: Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales Ingeniería Mecánica y Eficiencia Energética
4. P. Stabat, P.R., P. Hoang, V. Archambault, Adequacy of air-to-air heat recovery ventilation system applied in low energy buildings. *Energy Build* 2012. 54: p. 29–39.
5. A. Boyano, P.H., O. Wolf Energy demands and potential savings in European office buildings: case studies based on EnergyPlus simulations. *Energy Build* 2013. 65: p. 19–28.
6. Artículo, http://elpais.com/diario/1995/01/02/sociedad/789001201_850215.html, in El País. 1995: España.
7. Yu.I. Aristov, G.R., G. Cacciola, V.N. Parmon, A family of new working materials for solid sorption air conditioning systems. *Applied Thermal Engineering* 2002. 22: p. 194-202.
8. P. Mazzei, F.M., D. Palma, HVAC dehumidification systems for thermal comfort: a critical review. *Applied Thermal Engineering* 2005. 25: p. 677-707.
9. SB. Riffat, M.G.M., Performance of a novel mechanical ventilation heat recovery heat pump system. *Applied Thermal Engineering* 2002. 22: p. 839-845.
10. M. Kanoglu, A.B., N. Altuntop, Effect of ambient conditions on the first and second law performance of an open desiccant cooling process. *Renewable Energy* 2007. 32(6): p. 931-946.
11. <http://www.fau.ucv.ve/idec/racionalidad/Paginas/Manualconfort.html>, in IDEC. Manual Confort.
12. Pennington, N., Humidity Changer for Air Conditioning. 1955: USA. p. 537.
13. HM. Henning, et al., The potential of solar energy use in desiccant cooling cycles. *International Journal of Refrigeration* 2001. 24(3): p. 220-229.
14. AM. Baniyounes, G.L., MG. Rasul, MK. Khan, Solar desiccant cooling and indoor air quality for institutional building in subtropical climate (review). *Proceedings of the IASTED International Conference, , Power and Energy Systems* 2012: p. 2-4.
15. Airalia. Deshumidificadores desecantes. <http://www.airalia.es/deshumidificadores/deshumidificadores-desecantes/> 2016.

16. Harriman, L.G., *The Dehumidification Handbook* second ed. ed, ed. A. Munters Cargocaire. 1990.
17. CE. Nóbrega, N.B., Modeling and simulation of heat and enthalpy recovery wheels. *Energy*, 2009. 34: p. 2063–2068.
18. Kamel, G., Energy savings potential of a hybrid desiccant dehumidification air conditioning system in Beirut. *Energy Conversion and Management* 2008. 49(11): p. 3387–3390.
19. Levin, H., Critical building design factors for indoor air quality and climate: current status and predicted trends. *Indoor Air* 1991. 1(1): p. 79–92.
20. U. Eicker, e.a., Experimental investigations on desiccant wheels. *Applied Thermal Engineering* 2012. 42(0): p. 71–80.
21. JJ. Jurinak, J.M., WA. Beckman, Open-cycle desiccant air conditioning as an alternative to vapor compression cooling in residential applications. *Transactions of the ASME* 1984. 106: p. 252–258.
22. k. Daou, R.W., ZZ. Xia, Desiccant cooling air conditioning: a review. *Renew Sustain Energy Rev* 2006. 10: p. 55–77.
23. D. La, Y.D., Y. Li, RZ Wang, TS. Ge, Technical development of rotary desiccant dehumidification and air conditioning: a review. *Renew Sustain Energy Rev* 2010. 14: p. 130–147.
24. TS. Ge, Y.L., RZ. Wang, YJ Dai, A review of the mathematical models for predicting rotary desiccant wheel. *Renew Sustain Energy Rev* 2008. 12: p. 1485–1528.
25. S. Misha, S.M., MH. Ruslan, K. Sopian, Review of solid/liquid desiccant in the drying applications and its regeneration methods. *Renew Sustain Energy Rev*, 2012. 16: p. 4686–4707.
26. IL. Maclaine-Cross, P.B., Coupled heat and mass transfer in regenerators—prediction using an analogy with heat transfer. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1972. 15: p. 1225–1242.
27. Z. Lavan, D.G., Solar energy: International progress, in *Proceedings of the International Symposium-Workshop*, P. Press, Editor. 1980: Cairo, Egypt. p. 898-931.
28. D. Charoensupaya, W.W., Parametric study of an open-cycle adiabatic, solid, desiccant cooling system. *Energy*, 1988. 13(9): p. 739–747.
29. Elzahzby, A., et al., A mathematical model for predicting the performance of the solar energy assisted hybrid air conditioning system, with one-rotor six-stage rotary desiccant cooling system. *Energy Convers Manage*, 2014. 77: p. 129–142.
30. KF. Fong, T.C., Z. Lin, LS. Chan, Simulation – optimization of solar-assisted desiccant cooling system for subtropical Hong Kong. *Appl Therm Eng* 2010. 30(220-228).

31. Davanagere, B., S. Sherif, and D. Goswami, A Feasibility Study of a Solar Desiccant Air-Conditioning System-Part-II: Transient Simulation and Economics. *International Journal of Energy Research*, 1999. 23: p. 103-116.
32. Babus'Haq, R.F., H. Olsen, and S.D. Probert, Feasibility of using an integrated small scale CHP unit plus desiccant wheel in a leisure complex. *Applied Energy* 1996. 53: p. 179–192.
33. G. Panaras, E. Mathioulakis, and V. Belessiotis, Solid desiccant air-conditioning systems- Design parameters. *Energy*, 2011. 36(5): p. 2399-2406.
34. Uçkan, I., T.Yılmaz, and O. Büyükalaca, Effect of operation conditions on the second law analysis of a desiccant cooling system. *Applied Thermal Engineering*, 2016. 113: p. 1256–1265.
35. F.E. Nia, D. Van Paassen, and M.H. Saidi, Modeling and simulation of desiccant wheel for air conditioning. *Energy and Buildings* 2006. 38(10): p. 1230–1239.
36. Li, H., et al., Simulation and parameter analysis of a two stage desiccant cooling/heating system driven by solar air collectors. *Energy Convers Manage*, 2013. 67: p. 309–317.
37. Khalid, A., et al., Solar Assisted, Pre-Cooled Hybrid Desiccant Cooling System for Pakistan. *Renewable Energy*, 2009. 34: p. 151-157.
38. D.B.Jani, M. Mishra, and P.K.Sahoo, Simulation of solar assisted solid desiccant cooling systems using trnsys, in *Proceedings of the 22nd National and 11th International ISHMT-ASME Heat and Mass Transfer Conference*, I. Kharagpur, Editor. 2013: India.
39. Sabatelli, V., et al., Energy Performance Assessment of Solar-Assisted Desiccant Cooling Systems, in *4th European Solar Thermal Energy Conference, ESTEC-2009.*, Editor. 2009: Munich, Germany. p. 57-63.
40. Fong, K., et al., Advancement of solar desiccant cooling system for building use in subtropical Hong Kong. *Energy Build* 2010. 42: p. 2386–2399.
41. Baniyounes, A., et al., Analysis of Solar Desiccant Cooling System for an Institutional Building in Subtropical Queensland, Australia. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2012. 16: p. 6423-6431.
42. Dezfouli, M., M.S. M, and K. Sopian, Comparison Simulation Between Ventilation and Recirculation of Solar Desiccant Cooling System by TRNSYS in Hot and Humid Area, in *7th International conference on Renewable Energy Sources*, W. Press, Editor. 2013, *Energy Environmental and Structural Engineering Series*: Kaulalumpur, Malaysia. p. 89-93.
43. O'Connor, D., J.K. Calautit, and B.R. Hughes, A novel design of a desiccant rotary wheel for passive ventilation applications. Department of Mechanical Engineering, University of Sheffield, Sheffield S10 2TN, UK, *Applied Energy* 2016. 179: p. 99–109.

44. Dhar, P. and S. Singh, Studies on Solid Desiccant Based Hybrid Air-Conditioning. Applied Thermal Engineering, 2001: p. 119-134.
45. Jia, X., et al., Analysis on a hybrid desiccant air-conditioning system. Applied Thermal Engineering 2006. 26(17-18): p. 2393–2400.
46. Camargo, J., E. Godoy, and CD. Ebinuma, An Evaporative and Desiccant Cooling System for Air Conditioning in Humid Climates. Journal of the Braz. Soc. of Mech. Sci. & Eng, 2005. 3: p. 243-247.
47. Jain, S., P. Dhar, and S.C. Kaushik, Evaluation of Solid Based Evaporative Cooling Cycles for Typical Hot and Humid Climates. International Journal of Refrigeration, 1995. 18(5): p. 287-329.
48. Ge, T., et al., Experimental study on a two-stage rotary desiccant cooling system. Int. J. Refrigeration, 2009. 32: p. 498-508.
49. El-Agouz, S. and A. Kabeel, Performance of desiccant air conditioning system with geothermal energy under different climatic conditions. Energy Convers Manage 2014. 88: p. 464–475.
50. Heidarinejad, G. and H. Pasharshahi, Potential of a desiccant-evaporative cooling system performance in a multi-climate country. Int. J. Refrigeration, 2011. 34: p. 1251-1261.
51. White, S., P. Kohlenbach, and C. Bongs, Indoor temperature variations resulting from solar desiccant cooling in a building without thermal backup. International Journal of Refrigeration 2009. 32(4): p. 695–704.
52. Jia, C.X., et al., Use of compound desiccant to develop high performance desiccant cooling system. International Journal of Refrigeration 2007. 30: p. 345–353.
53. Jia, C.X., Study on reinforcement dehumidification mechanism of composite desiccant based on silica gel and application. PhD Thesis in Department of Mechanical Engineering of Shanghai Jiao Tong University: p. 80–96.
54. D. La, Y.D., Y. Li, RZ Wang, TS. Ge, Performance investigation on a novel two-stage solar driven rotary desiccant cooling system using composite desiccant materials. Solar Energy, 2010. 84: p. 157-159.
55. Angrisani, G., C. Roselli, and M. Sasso, Effect of rotational speed on the performances of a desiccant wheel. Applied Energy, 2013. 104: p. 268-275.
56. Enteria, N., et al., First and second law analyses of the developed solar-desiccant air-conditioning system (SDACS) operation during the summer day. Energy Build 2013. 60: p. 239–251.
57. Sphaier, L. and C. Nobrega, Parametric Analysis of Component Effectiveness on Desiccant Cooling System Performance. Energy, 2012. 38: p. 157-166.

58. JD. Chung, J.D. and D.Y. Lee, Contributions of system components and operating conditions to the performance of desiccant cooling systems. *Int. J. Refrigeration*, 2011. 34: p. 922-927.
59. Dezfouli, M.M.S., Effective Parameters on the Performance of Solar Desiccant Cooling Systems. *Trends in Bioinformatics*, 2016. 9: p. 44-51.
60. Pesaran, A. and R. Heiden, The influence of altitude on the performance of desiccant cooling systems. *Energy*, 1994. 19: p. 1165–1179.
61. C, C.R., J. Costa, and A. Figueiredo, Influence of the atmospheric pressure on the mass transfer rate of desiccant wheels. *Int J Refrig* 2011. 34: p. 707–718
62. Mei, L., et al., Cooling potential of ventilated PV façade and solar air heaters combined with a desiccant cooling machine. *Renewable Energy* 2006. 31: p. 1265–1278.
63. I. Uckan, et al., Experimental investigation of a novel configuration of desiccant based evaporative air conditioning system. *Energy Convers. Manage*, 2013. 65: p. 606-615.
64. G. Angrisani, et al., Dynamic performance assessment of a solar-assisted desiccant-based air handling unit in two Italian cities. *Energy Conversion and Management* 2016. 113: p. 331–345.
65. International, et al., *World Energy Outlook Special Report: Key trends in CO2 emissions from fuel combustion* 2015, www.iea.org: Bruselas.
66. Fouih, Y.E., et al., Adequacy of air-to-air heat recovery ventilation system applied in low energy buildings. *Energy Build* 2012. 54: p. 29–39.
67. A. Boyano, P. Hernandez, and O. Wolf, Energy demands and potential savings in European office buildings: case studies based on EnergyPlus simulations. *Energy Build* 2013. 65: p. 19–28.
68. *The EU explained: Energy*. 2014.
69. RWE. Further information about Andasol.
70. Cuba en el camino de renovar su matriz energetica, in *Opciones*. 2016: <http://www.opciones.cu/cuba/2016-09-06/cuba-en-el-camino-de-renovar-su-matriz-energetica/>.
71. Chile posee la mayor radiacion solar del planeta, in *La Tercera*. 2012: <http://diario.latercera.com/2012/09/29/01/contenido/tendencias/26-119328-9-chile-posee-la-mayor-radiacion-solar-del-planeta.shtml>.
72. CEC, Sector Electrico Chileno, U.d. Chile, Editor.: www.cec.uchile.cl/~fpais/admin/docs/SectorElectricoChileno.doc.
73. Comunicación de la comisión al parlamento europeo, a.c., al comité económico y social europeo y al comité de las regiones, Estrategia de la UE relativa a la calefacción y la

- refrigeración. 2016, Comisión Europea:
<https://ec.europa.eu/transparency/regdoc/rep/1/2016/ES/1-2016-51-ES-F1-1.PDF>.
74. Instituto de Meteorología de la república de Cuba and INSMET.
 75. Castilla, J.C., E.U.C.d. Chile, Editor. 1987:
www.ecolyma.cl/documentos/Met_clima_biomet_islas_oceanicas_1987.pdf. p. 55-83.
 76. Data, W.C. Clima: Barcelona. 2016.
 77. Barcelona, A.d. 2016.
 78. T. Carbonell Morales and et Al, Sistema de enfriamiento con desecante para reducir consumo de energía en restaurante caso de estudio. *Energética* 2016. 37.
 79. Ando, K. and A. Aodama, Experimental Study on a Process Design for Adsorption Desiccant Cooling Driven with a Low-Temperature Heat. *Adsorption* 2006. 11: p. 631–636.
 80. DB. Jani and et Al, Simulation of solar assisted solid desiccant cooling systems using trnsys, in Heat and Mass Transfer Conference, ISHMT-ASME, Editor. 2013: Kharagpur, India.
 81. Ando, K. and A. Aodama, Experimental Study on a Process Design for Adsorption Desiccant Cooling Driven with a Low-Temperature Heat” *Adsorption*. *Adsorption* 2005. 11: p. 631–636.
 82. Reglamento español, Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios. 2008:
<http://www.minetad.gob.es/energia/desarrollo/EficienciaEnergetica/RITE/Paginas/InstalacionesTermicas.aspx>.
 83. Solar Energy Laboratory, TRNSYS 17,
 A TRAnSient System SimulationProgram. 2010, Madison: University of Wisconsin.
 84. T.E.S.S, Component Libraries v. 17.01 for TRNSYS v.17.0 and the TRNSYS simulation studio, parameter/input/output reference manual, thermal energy system specialists. 2004: LLC.
 85. Angrisani G, Roselli C, and Sasso M, Experimental validation of constant efficiency models for the subsystems of an unconventional desiccant-based Air Handling Unit and investigation of its performance. *Appl Therm Eng*, 2012. 33–34: p. 100–8.
 86. K. Sopian, et al., Solar Assisted Desiccant Air Conditioning System for Hot and Humid Areas. *International Journal of Environment and Sustainability*, 2014. 3(1): p. 23-32.
 87. Ali M. Baniyounes, M.G. Rasul, and M.M.K. Khan, Experimental assessment of a solar desiccant cooling system for an institutional building in subtropical Queensland, Australia. *Energy and Buildings*, 2013. 62: p. 78–86.
 88. J.J Jurinak, Open cycle solid desiccant cooling: component models and system simulations. University of Wisconsin, 1982. Madison.

89. A. Koulibaly and JJG. Bayón, Modelación de un colector solar para calentamiento de aire. *Energética*, 2015. 36(3).
90. (CTE), C.T.d.I.E., Eficiencia Energética de las Instalaciones de Iluminación 2013: <https://www.codigotecnico.org/images/stories/pdf/ahorroEnergia/DBHE.pdf>. p. 42.
91. negocios, c. <http://www.crecenegocios.com/el-van-y-el-tir/>. 2015.
92. Carrier, M., <http://www.carrier.es/varios/FAQ.htm>. 2014.
93. Daikin, Catálogo Climatización 2015. 2014: http://cairo.ad/uploads/archivos/daikin_tarifa_2015.pdf.
94. H2OTEK. Deshumidificadores Desecantes en acero pintado. <http://h2otek.com/tienda/220-volts-3-fases-deshumidificadores-desecantes-en-acero-pintado/2354-deshumidificador-desecante-85-litros-hora-220-volts-3-fases-mod-dd85l-h-737-marca-h2otek220-volts-3-fases-deshumidificadores-des.html>.
95. SolarAvantis. Precios colectores solares de aire. http://www.solarventi.es/documentacion/precios/Solarventi_precios.pdf 2015.
96. CO2, S.E.d.N.d., <https://www.sendeco2.com/es/precios-co2>. 2016.
97. Catalunya, G.d., http://canvclimatic.gencat.cat/web/.content/home/reduex_emissions/factors_emissio_as_sociats_energia/170224_Nota-metodologica-mix_esp.pdf. 2016.
98. Arrastía, M., Electricidad y emisiones de CO2. *Energía y tú*, 2015. 70: p. 21-24.