

Trabajo Fin de Grado

Ingeniería de Tecnologías Industriales

Estrategias de control para mejora de rendimiento en cámara frigorífica

Autor: Claudia Castellero Yuste

Tutor: Fernando Dorado Navas

Dpto. de Ingeniería de Sistemas y Automática
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2025



Trabajo Fin de Grado
en Ingeniería de las Tecnologías de Telecomunicación

Estrategias de control para mejora de rendimiento en cámara frigorífica

Autor:

Claudia Castellero Yuste

Tutor:

Fernando Dorado Navas

Profesor Colaborador

Dpto. de Ingeniería de Sistemas y Automática

Escuela Técnica Superior de Ingeniería

Universidad de Sevilla

Sevilla, 2025

Trabajo Fin de Grado: Estrategias de control para mejora de rendimiento en cámara frigorífica

Autor: Claudia Castellero Yuste

Tutor: Fernando Dorado Navas

El tribunal nombrado para juzgar el Proyecto arriba indicado, compuesto por los siguientes miembros:

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2025

El Secretario del Tribunal

Agradecimiento

Agradezco profundamente a mi familia y pareja, por su apoyo incondicional, su paciencia y su confianza en mí.

También quiero dar las gracias a mis hace cuatro años compañeros y hoy amigos de la facultad por hacerme tan amenos el camino.

Por último, me gustaría reconocer el trabajo de mis tutores. En primer lugar, a Fernando Dorado Navas, mi tutor de la Universidad de Sevilla, por abrirme las puertas del Control Predictivo y, por último, a Guillermo Vilarino Feltre, mi tutor de la Universidad Politécnica de Valencia, por estar siempre pendiente y dispuesto a ayudar.

Claudia Castellero Yuste

Sevilla, 2025

Resumen

El objetivo de este trabajo es ser capaces de crear un Control Predictivo basado en Modelo (MPC) para una cámara frigorífica que consiga adaptarse a los precios de la tarifa eléctrica a lo largo del día sin sacrificar las condiciones óptimas de conservación del producto. Para ello vamos a tener que modelar el funcionamiento de la cámara mediante cargas térmicas.

Una vez comprobemos que nuestro modelo es válido, comparando con los datos que nos facilita el fabricante de los sistemas de refrigeración, implementaremos varios tipos de control, PID y *ON-OFF*, para comparar los resultados obtenidos por el MPC y comprobar si realmente estamos optimizando el consumo.

Abstract

The aim of this work is to develop a Model Predictive Control (MPC) strategy for a cold storage chamber, capable of adapting to the variations in the electricity prices throughout the day without compromising the optimal preservation conditions of the stored product. To achieve this, the operation of the chamber is modelled through its thermal loads.

Once the validity of the model is confirmed by comparing it with data provided by the refrigeration system manufacturer, several control strategies, PID and ON-OFF, are implemented in order to benchmark results against the MPC and verify whether energy consumption is effectively optimized.

Índice

Agradecimiento	7
Resumen	9
Abstract	10
Índice	11
Índice de Tablas	13
Índice de Figuras	14
1 Introducción	1
1.1 <i>Tipología</i>	1
1.1.1 Equipo de refrigeración	1
2 Descripción de la instalación frigorífica	3
2.1 <i>Características Geométricas</i>	3
2.2 <i>Materiales y composición</i>	3
2.3 <i>Condiciones de operación: temperatura y humedad</i>	4
2.3.1 Condiciones exteriores	4
2.3.2 Condiciones interiores	4
2.4 <i>Movimiento de producto</i>	5
3 Estimación de cargas térmicas	7
3.1 <i>Carga por transmisión de calor a través de la superficie</i>	7
3.2 <i>Carga debida al flujo de producto</i>	8
3.3 <i>Carga debida a la renovación de aire</i>	8
3.4 <i>Carga debida a motores</i>	9
3.5 <i>Cargas debidas a la ocupación</i>	9
3.5.1 Carga de ocupación personal	10
3.5.2 Carga por iluminación	10
3.5.3 Carga por infiltraciones	10
4 Simulación de cargas térmicas	11
4.1 <i>Demanda real de la instalación</i>	11
4.2 <i>Cálculo de la energía debida a las cargas térmicas</i>	11
4.3 <i>Validación del modelo: sistema real VS simulado</i>	15
4.4 <i>Discusión de resultados</i>	15
4.4.1 Análisis de error de cálculo	15
4.4.2 Líneas de mejora y desarrollo futuro	16
5 Estrategias de control de temperatura mediante PID	17
5.1 <i>Obtención de los parámetros del PID</i>	17
5.1.1 Ganancia proporcional-Kp	20
5.1.2 Ganancia integral-Ki	20
5.1.3 Ganancia derivativa-Kd	21
5.2 <i>Evaluación del control con consigna de -18°C</i>	21

5.2.1	Señal generada por el control PID	22
5.2.2	Demanda de energía y distribución de cargas	22
5.3	<i>Evolución del control con consigna de -21°C</i>	23
5.3.1	Evolución de la temperatura en el interior de la cámara	23
5.3.2	Señal generada por el control PID	24
5.3.3	Demanda de energía y distribución de cargas	25
5.4	<i>Análisis comparativo de metodologías de sincronización PID</i>	25
6	Estrategias de control de temperatura mediante MPC	28
6.1	<i>Metodología y creación del modelo MPC</i>	28
6.2	<i>Exposición de resultados</i>	29
7	comparación de estrategias de control	32
7.1	<i>Comparación de la temperatura interior</i>	32
7.2	<i>Comparación de la acción de control</i>	33
7.3	<i>Comparación del consumo</i>	33
7.4	<i>Complejidad de implementación y consideraciones prácticas</i>	34
8	Conclusiones y líneas futuras	35
8.1	<i>Resumen de resultados</i>	35
8.2	<i>Líneas Futuras</i>	35
9	Bibliografía	36
	Anexo A: Datos obtenidos de la AEMET	37
	Anexo B: cálculo de temperatura exterior	39
	ANEXO C: Controlador ON-OFF	40
	ANEXO D: Código de la simulación en MATLAB	42

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2-1. Dimensiones cámara frigorífica	3
Tabla 2-2. Resumen de características de aislamiento de la cámara frigorífica	4
Tabla 2-3. Movimiento de producto	5
Tabla 3-1. Área de la cámara frigorífica	7
Tabla 4-1. Resumen consumo energético diario del mes de enero de 2023	11
Tabla 5-1. Tabla resumen de la evolución de la temperatura interior con temperatura de consigna de -18°C	22
Tabla 5-2. Tabla resumen de la señal generada para una temperatura de consigna de -18°C	22
Tabla 5-3. Tabla resumen de distribución de la demanda a -18°C	23
Tabla 5-4. Tabla resumen de la evolución de la temperatura interior con temperatura de consigna de -21°C	24
Tabla 5-5. Tabla resumen de la señal generada para una temperatura de consigna de -21°C	24
Tabla 5-6. Tabla resumen de distribución de la demanda a -21°C	25
Tabla 7-1. Tabla resumen de consumo y coste energético para los distintos controladores	34
Tabla 5-7. Comparación de parámetros sincronización IMC vs método experimental	25
Tabla A-1. Valores de temperatura recogidos en la estación de Sevilla-Aeropuerto en enero de 2023	37
Tabla A-2. Valores medios diarios de humedad relativa durante el mes de enero de 2023 en la estación de Sevilla-Aeropuerto	38

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1-1. Ciclo de compresión de vapor	2
Figura 2-1. Evolución de la cantidad de producto almacenado en la cámara frigorífica	6
Figura 4-1. Evolución de la energía debida a la carga por transmisión de calor a lo largo del 07/01/2023	12
Figura 4-2. Evolución de la energía debida a la carga por aporte de producto a lo largo del 07/01/2023	12
Figura 4-3. Evolución de la energía debida a la carga por renovación de aire a lo largo del 07/01/2023	12
Figura 4-4. Evolución de la energía asociada a la carga debida a los motores a lo largo del 07/01/2023	13
Figura 4-5. Evolución de la energía asociada a la carga debida a la ocupación a lo largo del 07/01/2023	13
Figura 4-6. Evolución de la energía asociada a la carga debida a las iluminarias a lo largo del 07/01/2023	13
Figura 4-7. Evolución de la energía debida a la carga por infiltraciones a lo largo del 07/01/2023	14
Figura 4-8. Resumen de cargas	14
Figura 5-1. Esquema básico de un sistema de control	17
Fuente: Universidad del País Vasco/Euskal Herriko Unibertsitatea (s.f.)	
Figura 5-2. Evolución de la temperatura en el interior de la cámara con una temperatura de consigna de -18°C	21
Figura 5-3. Señal generada por el controlador para mantener una temperatura de consigna de -18°C	22
Figura 5-4. Evolución de la temperatura en el interior de la cámara con una temperatura de consigna de -21°C	23
Figura 5-5. Señal generada por el controlador para mantener una temperatura de consigna de -21°C	24
Figura 5-6. Evolución de la temperatura interior con sintonización IMC para una temperatura de consigna de -21°C	26
Figura 5-7. Señal generada por el control con sintonización IMC para una temperatura de consigna de -21°C	26
Figura 6-1. Evolución del precio de la energía a lo largo del 07/01/2023	29
Figura 6-2. Evolución de la señal de control generada por el MPC a lo largo del día	30
Figura 6-3. Evolución de la temperatura en el interior de la cámara bajo control MPC a lo largo del día	30
Figura 7-1. Comparación de temperatura interior MPC vs PID	32
Figura 7-2. Comparación de la acción de control MPC vs PID	33
Figura C-1. Acción de control sistema ON-OFF	40
Figura C-2. Evolución de la temperatura en el interior de la cámara para control ON-OFF	41

1 INTRODUCCIÓN

La operación de cámaras frigoríficas supone un elevado consumo energético y económico. El incremento en el precio de la electricidad durante estos últimos años me motivó a tratar de buscar una alternativa a los métodos de control que se emplean actualmente la mayoría de sistemas de refrigeración, control de temperatura ON-OFF, ampliamente extendido por su bajo coste y simpleza operativa.

En este capítulo se realiza una introducción al funcionamiento de las cámaras frigoríficas, en concreto a las cámaras congeladoras de gran volumen.

1.1 Tipología

Podemos clasificar una cámara frigorífica en función de su temperatura de operación y el tipo de producto almacenado. Podemos distinguir entre dos grandes grupos: las cámaras de refrigeración operan entre 0°C y 8°C y su función es la de conservar productos frescos, y las cámaras de congelación operan entre los -18°C y los -25°C y su función es la de almacenar producto congelado asegurando la conservación de las propiedades y seguridad alimentaria.

En nuestro caso de estudio, estamos trabajando con marisco que se debe conservar a una temperatura entre -18°C y -23°C, por lo que nos encontramos ante una **cámara de congelación industrial** de gran volumen.

Con el fin de asegurar una buena conservación del producto y de no provocar una caída brusca de temperatura en el interior de la cámara se hace uso de un **túnel de conservación**. El producto entra en la cámara a una temperatura de -25°C por lo que no es necesario aportar energía para aumentar la temperatura del marisco en el interior de esta.

1.1.1 Equipo de refrigeración

El encargado de mantener la temperatura idónea de refrigeración en nuestra cámara es un equipo frigorífico compacto de temperatura negativa que opera siguiendo un ciclo de compresión de vapor. El equipo está compuesto por los siguientes elementos principales:

- **Compresor (1-2)**: el refrigerante proveniente del evaporador, en forma de gas, es aspirado y se comprime aumentando su presión y temperatura.
- **Condensador (2-3)**: el fluido refrigerante a alta presión pasa de estado gaseoso a líquido transfiriendo el calor absorbido al ambiente.
- **Válvula de expansión (3-4)**: es la encargada de introducir el líquido refrigerante en el evaporador tras su paso por el condensador provocando una caída brusca de presión y temperatura.
- **Evaporador (4-1)**: se encuentra en el interior de la cámara, el líquido refrigerante previamente enfriado se evapora haciendo que absorba el calor del aire.

El correcto funcionamiento del equipo garantiza que en interior se mantienen las condiciones óptimas para la conservación del producto.

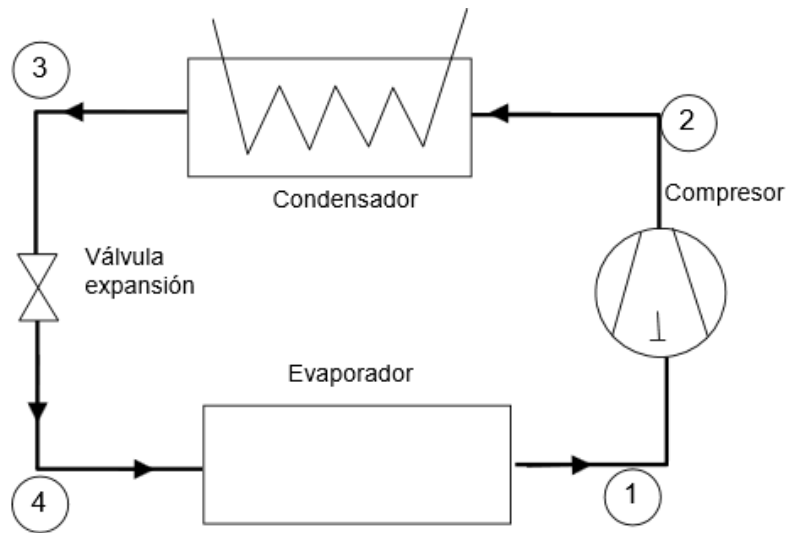


Figura 1-1. Ciclo de compresión de vapor

2 DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN FRIGORÍFICA

Para poder proceder al correcto dimensionado de las cargas térmicas de nuestra instalación frigorífica es necesario que conozcamos sus características geométricas, así como el modelo y configuración del equipo empleado y las condiciones ambientales externas a las que está sometido.

Debido a las restricciones de confidencialidad y protección de datos, no podemos conocer el modelo exacto del equipo de refrigeración instalado en la cámara frigorífica sobre la que estamos haciendo el estudio y por ello vamos a tomar como referencia el **modelo BCH-KD-5501** de la empresa **INTARCON** que es muy similar en cuanto a geometría y funcionamiento térmico y nos permite hacer un análisis representativo de la instalación real.

2.1 Características Geométricas

Las dimensiones interiores de la cámara a estudiar son las siguientes:

Tabla 2-1. Dimensiones cámara frigorífica

Dimensión	Medida (m)
Alto	11
Largo	26,5
Ancho	26

2.2 Materiales y composición

La cámara frigorífica objeto de estudio está conformada por paneles sándwich rellenos de Poliuretano inyectado (PUR) de 200 milímetros de espesor. Los paneles están formados por dos chapas metálicas exteriores, cuya influencia térmica es despreciables para nuestro caso de estudio, y un núcleo aislante continuo de PUR, que se trata del principal aislante térmico del conjunto.

Este material se caracteriza por su baja conductividad térmica, en torno a 0.025 W/mK , esto lo convierte en uno de los materiales más empleados para el aislamiento térmico en aplicaciones como la refrigeración industrial.

En la siguiente tabla veremos un resumen del conformado de la cámara y sus características proporcionado por el fabricante:

Tabla 2-2. Resumen de características de aislamiento de la cámara frigorífica

Superficie	Material Aislante	Área (m^2)	Conductividad ($W/m \cdot K$)
Pared	Poliuretano inyectado	1184,96	0,025
Techo	Poliuretano inyectado	699,54	0,025
Suelo	Poliuretano inyectado	699,54	0,025
Puerta	Poliuretano inyectado	8	0,025

2.3 Condiciones de operación: temperatura y humedad

2.3.1 Condiciones exteriores

Para obtener los datos de temperatura y humedad exteriores se ha recurrido a los archivos de la AEMET, Agencia Estatal de Meteorología, correspondientes al año 2023 en la estación de Sevilla-Aeropuerto dada su proximidad geográfica a la planta de refrigeración objeto de nuestro estudio.

2.3.1.1 Temperatura exterior

En la tabla 3 del Anexo A podemos encontrar los valores de temperatura media, temperatura máxima y temperatura mínima recogidos por la AEMET en la estación Sevilla-Aeropuerto en enero de 2023.

Estos datos serán de gran relevancia para el estudio ya que son necesarios para estimar un gran número de cargas. En el entorno real deberemos de introducirlos en el autómatas para que este pueda ajustar de la forma más precisa posible el funcionamiento del sistema frigorífico.

2.3.1.2 Humedad exterior

Los valores medios de humedad relativa recogidos por la AEMET en el mes de enero de 2023 podemos verlos en la tabla 4 situada en el anexo A.

A partir de estos valores obtenemos una media diaria de humedad relativa del 73% para el mes de enero de 2023, valor que utilizaremos para la estimación de las cargas térmicas de renovación e infiltración de aire exterior.

2.3.2 Condiciones interiores

Es necesario conocer las condiciones óptimas de conservación del producto que estamos almacenando. En nuestro caso de estudio, marisco, principalmente crustáceos de las familias Penaeidae, Pandalidae, Crangonidae y Palaemonidae.

2.3.2.1 Temperatura interior

Como referencia normativa se ha tomado la **Norma CXS 92-1981** del Codex Alimentarius, referente a camarones congelados rápidamente. Dicha norma nos indica que la temperatura de conservación del camarón debe ser de -18°C o inferior en el centro térmico una vez estabilizada la temperatura [1].

A nivel operativo, siguiendo los criterios de seguridad y control de calidad, el cliente ha optado por trabajar en un rango entre -18°C y -23°C , siendo ambos valores considerados admisibles para la correcta conservación del producto almacenado.

Disponemos de los datos de temperatura interior de la cámara frigorífica registrados por el cliente de forma manual durante el periodo del 28 de diciembre de 2022 al 15 de marzo de 2023, tomados con una frecuencia de 40 minutos.

No emplearemos directamente estos datos en el modelado, ya que la temperatura interior es una de nuestras variables de control, pero sí los emplearemos como referencia comparativa para evaluar la eficiencia de nuestro sistema de control.

2.3.2.2 Humedad interior

La Reglamentación Técnico-Sanitaria sobre Condiciones Generales de Almacenamiento Frigorífico de Alimentos y Productos Alimentarios en España no establece ningún valor concreto de humedad relativa para cada tipo de producto, pero sí indica que la humedad interior debe corresponderse a las condiciones de conservación reglamentaria de cada producto y al tratamiento frigorífico recibido por este y resultarán lo más constantes posibles [2].

El principal problema de no mantener el producto en las condiciones óptimas de humedad es la deshidratación, causando una pérdida de peso y textura en el alimento. Según distintos estándares internacionales, se recomienda mantener una humedad relativa en el interior de la cámara entorno al 85% y 90% para la conservación de mariscos y productos congelados similares.

Dado que no conocemos la lectura de la humedad relativa real en el interior de la cámara estableceremos como valor constante una humedad relativa del 90%, en línea con los estándares mencionados anteriormente.

2.4 Movimiento de producto

Conocer la cantidad de producto que se encuentra almacenado en la cámara, así como la entrada y salida de mercancía, resulta fundamental para estimar con precisión las cargas térmicas del sistema de refrigeración. Como ya se ha explicado anteriormente, la temperatura de entrada del producto a la cámara es de -25°C , esto relaja la suma de cargas y hace del flujo de producto un dato de especial interés para el estudio.

La empresa nos ha facilitado los datos de entrada y salida de producto desde principios del mes de diciembre de 2022 hasta finales de febrero de 2023. Gracias a ello hemos podido estimar los valores de entrada y salida media de producto al día que veremos a continuación.

Tabla 2-3. Movimiento de producto

Medida	Cantidad (Kg)
Carga inicial de producto (01/12/2022)	413533,17
Entrada media diaria	6698,61
Salida media diaria	6280,3
Carga final de producto (28/02/2023)	418380,48

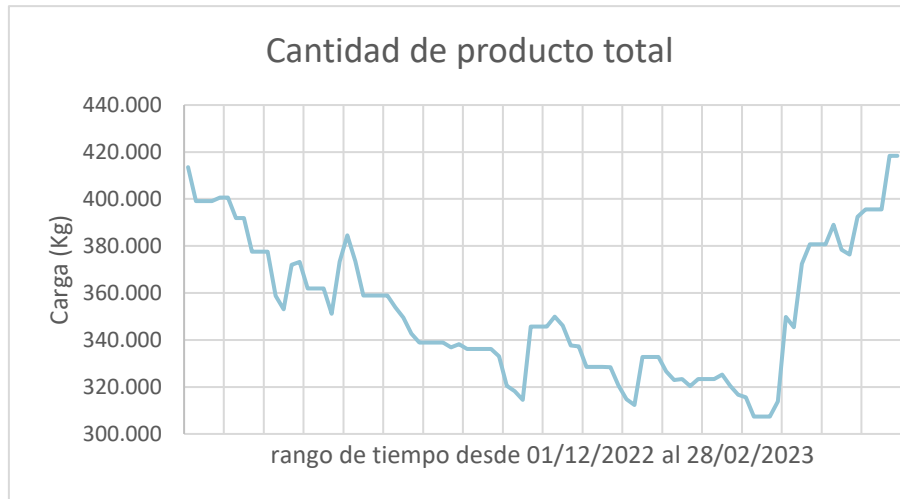


Figura 2-1. Evolución de la cantidad de producto almacenado en la cámara frigorífica

3 ESTIMACIÓN DE CARGAS TÉRMICAS

Resulta imprescindible hacer una estimación precisa de las cargas térmicas que actúan sobre la cámara frigorífica y sus componentes para que el funcionamiento de nuestro sistema sea lo más parecido posible al funcionamiento real de la máquina.

En los siguientes apartados desarrollaremos cada una de las cargas que se han tenido en cuenta para ese estudio y se justificará debidamente la elección de las fórmulas escogidas en cada apartado.

3.1 Carga por transmisión de calor a través de la superficie

Para caracterizar esta carga nos hemos basado en la ecuación de transmisión de calor a través de superficies.

$$Q_t = U * A_{tot} * \Delta T$$

Donde:

Q_t : carga térmica por transmisión [W].

U: coeficiente global de transmisión de calor [$W/K * m^2$].

A_{tot} : constituida por el área de las paredes+ área del techo + área del suelo. Todas las superficies aisladas con PUR.

$\Delta T = (T_{ext} - T_{int})$: diferencia de temperaturas entre el exterior de la cámara frigorífica y en interior [K].

En el caso del coeficiente global de transmisión térmica hemos obtenido el dato de la tesis que se encargó de analizar el comportamiento térmico de este sistema de refrigeración y su modelado mediante analogía eléctrica. Tomamos un valor de $0,2 W/K * m^2$ para toda la superficie pese a que la puerta cuenta con un panel de PUR de menor espesor, 150mm frente a los 200mm del resto de la instalación, porque se considera despreciable la superficie de esta en comparación con el total y este valor fue obtenido de manera experimental.

El fabricante nos facilita los datos de área total de las distintas secciones de la cámara, su suma nos da el total de **2592,04 m²**.

Tabla 3-1. Área de la cámara frigorífica

Superficie	Medida del área (m ²)
Pared	1985,96
Techo	299,04
Suelo	299,04
Puerta	8,00
Total	2592,04

En cuanto a las temperaturas, como ya desarrollamos en el punto anterior, tomaremos como temperatura exterior la temperatura que se registró en la estación de Sevilla-Aeropuerto el día de la simulación, ya que desconocemos la temperatura en el interior de la nave donde se encuentra la cámara y sabemos que no cuentan con elementos de climatización en las instalaciones de esta. La temperatura interior será una variable de decisión por lo que su

valor quedará determinado por el autómata.

3.2 Carga debida al flujo de producto

Al introducir masa de producto a una temperatura de -25°C , temperatura debida al proceso de enfriamiento previo, el marisco actúa como sumidero térmico contrarrestando parcialmente las ganancias de calor de la cámara al encontrarse en todo momento por debajo de la temperatura del interior de la cámara, que varía entre -18°C y -23°C . La fórmula que hemos seguido para calcularla es la siguiente:

$$Q_p = \dot{m}_p * c_p * (T_{\text{entrada}} - T_{\text{int}})$$

Donde:

Q_p : Carga térmica por flujo de producto [KW].

\dot{m}_p : caudal másico medio de producto introducido [Kg/s].

c_p : calor específico del producto [$\text{KJ}/\text{Kg} * \text{K}$].

T_{entrada} : Temperatura de entrada del producto en la cámara, 248 K o -25°C [K].

T_{int} : Temperatura en el interior de la cámara frigorífica [K].

Como masa de producto vamos a tomar la media del **6698,61** Kg diarios de producto que hemos calculado anteriormente y haremos que se reparta a lo largo del día, **24 horas**.

Se toma como referencia un valor de **2,1** $\text{KJ}/\text{Kg} * \text{K}$ para el calor específico de marisco con temperaturas por debajo de su punto de congelación.

3.3 Carga debida a la renovación de aire

Para calcular la aportación de calor que supone introducir aire del exterior a la cámara para garantizar que el producto se conserva en las condiciones óptimas y la seguridad del entorno para los operarios nos basamos en la siguiente fórmula:

$$Q_{\text{ren}} = \dot{V}_{\text{ae}} * [0,33 * (T_{\text{ext}} - T_{\text{int}}) + 0,84 * (w_{\text{ext}} - w_{\text{int}})]$$

Donde:

Q_{ren} : carga debida a las renovaciones de aire en el interior de la cámara [W].

\dot{V}_{ae} : caudal de aire exterior que se introduce en el interior de la cámara [m^3/h].

T_{ext} : Temperatura exterior [K].

T_{int} : Temperatura interior de la cámara frigorífica [K].

w_{ext} : humedad absoluta exterior [$\text{Kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{Kg}_{\text{aire}}$]

w_{int} : humedad absoluta interior [$\text{Kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{Kg}_{\text{aire}}$]

Los valores constantes **0,33** y **0,84** provienen de los valores de $C_{p_{\text{aire}}} * p_{\text{aire}}$ y $\Delta H_{\text{vap}_{\text{agua}}} * p_{\text{aire}}$ respectivamente siendo sus unidades $\text{Wh} * \text{Kg}/\text{K} * \text{m}^3$

Esta fórmula resulta de la combinación de las cargas debidas al calor sensible y al calor latente. El calor sensible hace referencia al cambio de temperatura que se debe dar en el interior de la cámara para conseguir bajar la temperatura del aire exterior a la temperatura del interior de la cámara. La energía destinada a ello es proporcional a la capacidad calorífica del aire y la diferencia de temperaturas, corresponde a la primera parte de nuestra ecuación.

El calor latente se asocia a la condensación o congelación del vapor de agua que se encuentra en el aire exterior, para calcular la energía necesaria para llevar a cabo este proceso necesitamos conocer el calor latente de vaporización del agua y la diferencia entre la humedad absoluta exterior y la interior, corresponde a la segunda parte de nuestra ecuación.

El caudal de aire exterior que se introduce en la cámara viene dado por el número de renovaciones diarias de aire que se recomienda para cámaras frigoríficas de congelación, por debajo de los -18°C , y el volumen de la cámara.

Calculamos el número de renovaciones diarias [N] necesarias haciendo uso de la siguiente fórmula:

$$N = 86,107 * V_{camara}^{-0,5529}$$

Esto nos da un total de **1,026** renovaciones de aire por día. Por lo que el volumen total a renovar durante un día será:

$$V_{tot} = N * \dot{V}_{vent}$$

\dot{V}_{vent} : caudal de aire movido por los ventiladores cuando estos están en marcha, proporcionado por el fabricante **151580** [m^3/h].

Los valores de humedad y temperatura que intervienen en la ecuación anterior se desarrollan en apartados previos del documento.

Esta carga queda distribuida en 20 tramos de 1 minuto a lo largo del día ya que supone un importante aporte de calor y el sistema de refrigeración no sería capaz de contrarrestarlo si ocurriese de manera continua.

3.4 Carga debida a motores

Los motores instalados en el interior de la cámara transforman alrededor del 100% de su potencia eléctrica en calor, para estimar la carga térmica que esto supone nos basta con saber la potencia consumida por los equipos.

En nuestro caso solo se encuentran dentro del recinto los motores de los ventiladores que mueven el aire en el interior de la cámara para asegurar la distribución uniforme del frío y mantener la temperatura constante en todo el espacio.

$$Q_{mot} = P_{vent}$$

Donde:

Q_{mot} : es la carga debida a los motores [W]

P_{vent} : es la potencia consumida por los ventiladores instalados [W], en nuestro caso es dato del fabricante de la cámara y es de **15,35 KW**.

3.5 Cargas debidas a la ocupación

En este apartado desarrollaremos las cargas que aparecen cuando tenemos flujo de personas o producto en el interior de la cámara frigorífica. Gracias a los datos facilitados por la empresa sabemos que se accede un total de 3 veces al día en el recinto y que la media de tiempo de ocupación son 20 minutos.

3.5.1 Carga de ocupación personal

Carga asociada al calor generado por la presencia de personas ejerciendo un trabajo físico en el recinto:

$$Q_{ocu} = 390 * n_p$$

Donde:

390: Emisión de calor de una persona al realizar trabajos pesados físicos [$W/persona$]

n_p : número de personas

Según datos proporcionados por la empresa sabemos que a la cámara acceden una media de 3 personas simultáneamente.

En este caso no desglosamos la carga en calor latente y calor sensible dado que a bajas temperaturas la sudoración es mínima y por lo tanto el aporte de agua es despreciable. Se considera el total de la carga sensible.

3.5.2 Carga por iluminación

En refrigeración, prácticamente la totalidad de potencia consumida por los elementos de iluminación se transforma en calor en el interior de la cámara, es por ello por lo que la carga toma la siguiente forma:

$$Q_{ilu} = p_u * A$$

Donde:

p_u : potencia unitaria iluminarias [W/m^2]

A: área de la plata de nuestra cámara frigorífica [m^2]

El fabricante nos facilita los datos de potencia unitaria de las iluminarias, $4 W/m^2$, y sabiendo que nuestra superficie es de $689 m^2$.

3.5.3 Carga por infiltraciones

La carga térmica causada por las infiltraciones sigue la misma fórmula que la carga debida a la renovación de aire, pues suponen ambas la entrada de aire exterior a mayor temperatura y con distinta concentración de humedad que el aire que se encuentra en el interior de la cámara. En este caso, la entrada de aire se abre a la apertura de puertas efectuada por los operarios durante las cargas y descargas de producto.

$$Q_{inf} = Q_{ren} = \dot{V}_{inf} * [0,33 * (T_{ext} - T_{int}) + 0,84 * (w_{ext} - w_{int})]$$

Donde el único parámetro que varía respecto a la anterior es:

\dot{V}_{inf} : caudal de aire exterior que se introduce en la cámara al abrir la puerta [m^3/h].

Para estimar este valor he tomado el modelo de Gosney y Olama:

$$\dot{V}_{inf} = C_{inf} * A * \sqrt{H} * \left(\frac{\rho_i - \rho_e}{\rho_i} \right)^{\frac{1}{2}} * \left(\frac{2}{1 + (p_i/\rho_e)^{\frac{1}{3}}} \right)^{\frac{3}{2}}$$

Donde:

$$C_{inf}: 0,692 [m^{\frac{1}{2}}/s]$$

A: área de la apertura [m^2], en nuestro caso $5 m^2$

H: altura de la apertura [m], en nuestro caso 2,5 m

ρ_i, ρ_e : densidades del aire interior y exterior [Kg/m^3], para nuestro estudio hemos tomado $1,204 Kg/m^3$ como valor de densidad exterior, valor para una temperatura del aire de $20^\circ C$, y $1,383 Kg/m^3$ como valor de la densidad interior, valor de la densidad para una temperatura del aire de $-18^\circ C$.

Con estos datos nos queda un valor aproximado de \dot{V}_{inf} de **6841** m^3/h .

4 SIMULACIÓN DE CARGAS TÉRMICAS

En este capítulo se verificará si el estudio de cargas térmicas desarrollado en el apartado anterior se corresponde, en la medida de lo posible, con el consumo real de esta instalación. Para ello, se dispone de los datos de necesidades frigoríficas de la instalación proporcionados por el fabricante de la cámara, así como los datos de temperatura interior real de la cámara.

Estos valores servirán como referencia para evaluar la validez del estudio y detecta posibles desviaciones. En los siguientes apartados será el automático quien determine los valores de temperatura interior y potencia suministrada de acuerdo con las especificaciones establecidas.

4.1 Demanda real de la instalación

De la ficha técnica facilitada por la empresa distribuidora de la cámara frigorífica se han obtenido los datos relativos a las necesidades frigoríficas estimadas de la instalación.

Tabla 4-1. Necesidades frigoríficas de la cámara para un día de trabajo

Carga	Valor [KJ]
Refrigeración del producto	0
Transmisión de calor	1378769
Renovación de aire	1657576
Cargas térmicas	1487779
Total	4524123

Estos datos nos servirán como referencia del comportamiento esperado de la cámara. No obstante, cabe resaltar que las cargas térmicas que no incluyen la refrigeración del producto, la transmisión de calor a través de superficies y la renovación de aire dependen en gran medida de las condiciones reales de operación, así sean: ocupación de la cámara, frecuencia de apertura de puertas, movimiento de producto, entre otros factores.

Por ello, no esperamos que los valores teóricos coincidan plenamente con los registros experimentales pero nos será fundamental para disponer de una base comparativa.

4.2 Cálculo de la energía debida a las cargas térmicas

Hemos simulado la evolución de las cargas térmicas nombradas con anterioridad a lo largo del 7 de enero y hemos obtenido los siguientes resultados.

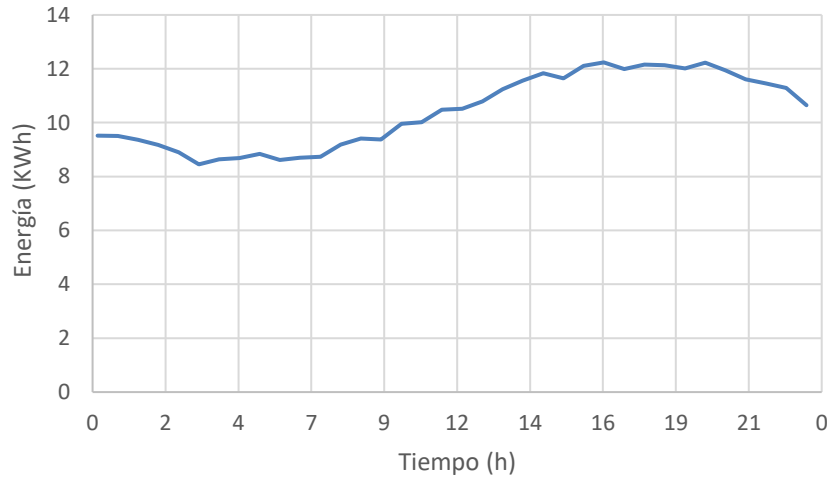


Figura 4-1. Evolución de la energía debida a la carga por transmisión de calor a lo largo del 07/01/2023

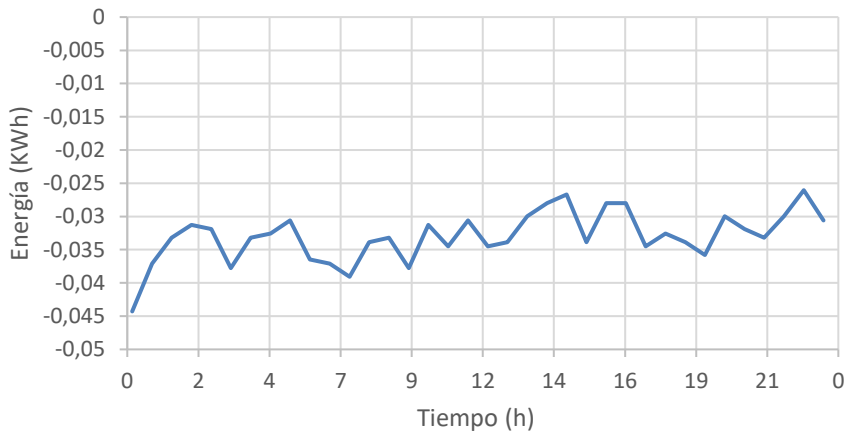


Figura 4-2. Evolución de la energía debida a la carga por aporte de producto a lo largo del 07/01/2023

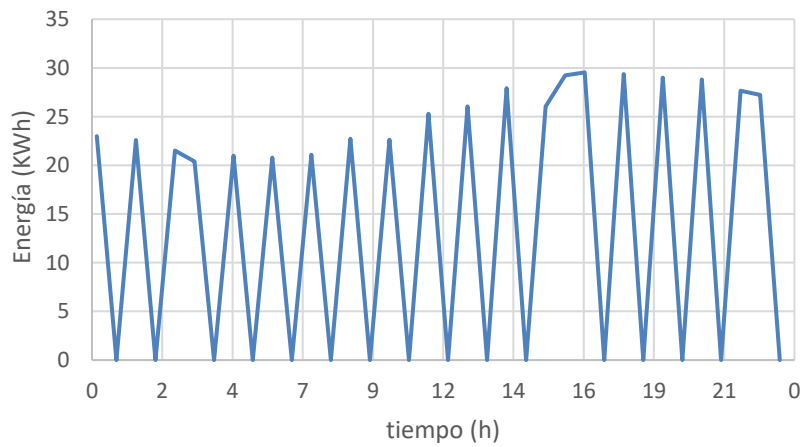


Figura 4-3. Evolución de la energía debida a la carga por renovación de aire a lo largo del 07/01/2023

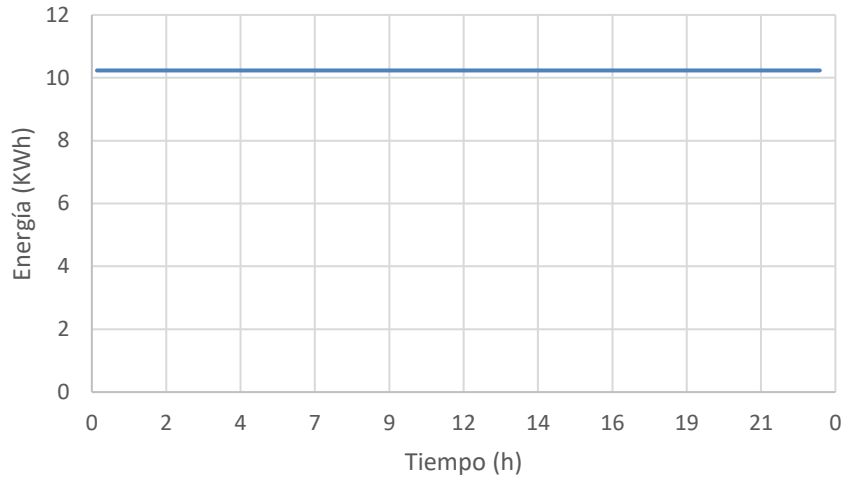


Figura 4-4. Evolución de la energía asociada a la carga debida a los motores a lo largo del 07/01/2023

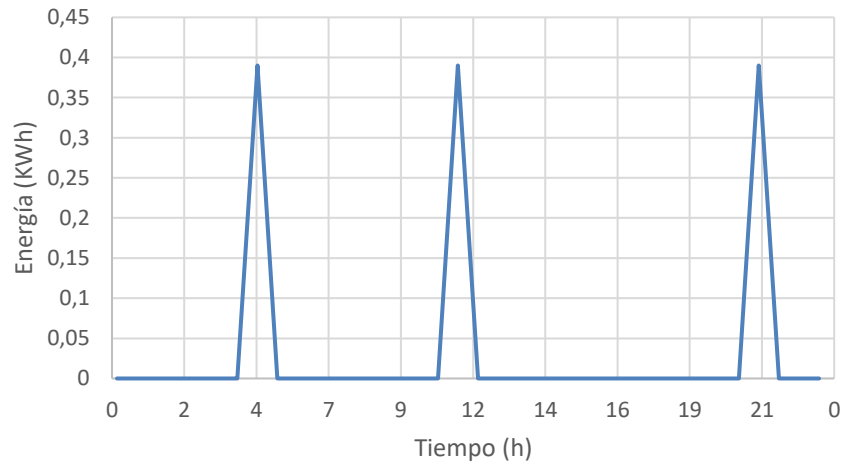


Figura 4-5. Evolución de la energía asociada a la carga debida a la ocupación a lo largo del 07/01/2023

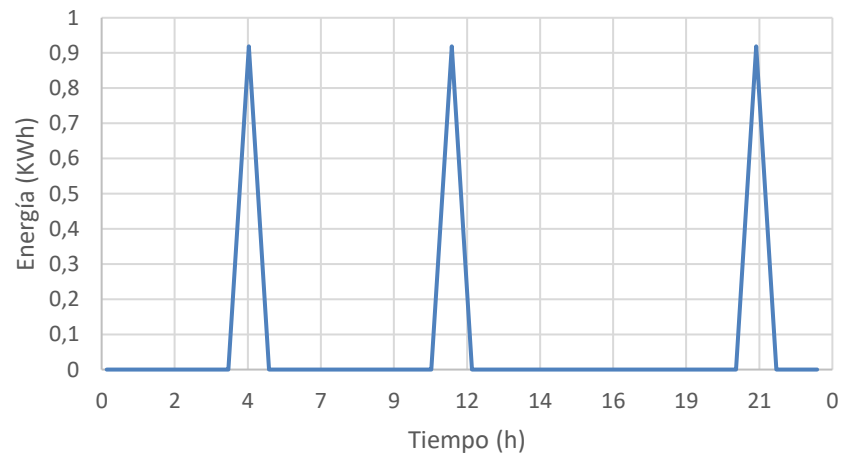


Figura 4-6. Evolución de la energía asociada a la carga debida a las iluminarias a lo largo del 07/01/2023

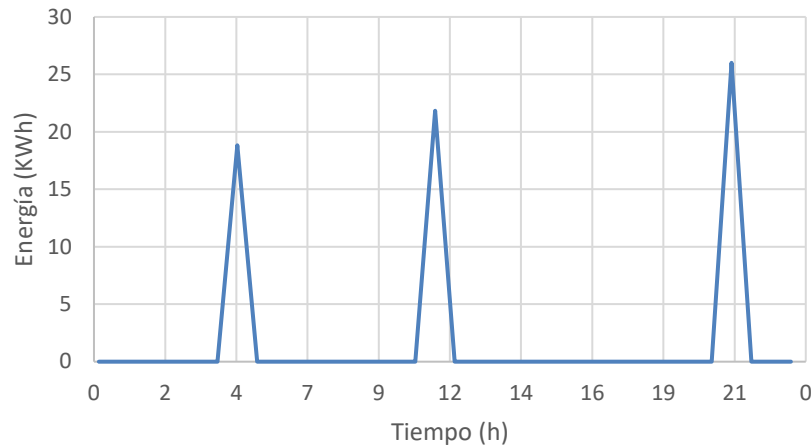


Figura 4-7. Evolución de la energía debida a la carga por infiltraciones a lo largo del 07/01/2023

Podemos definir la carga térmica total de nuestro sistema como:

$$Q_{tot} = Q_t + Q_p + Q_{ren} + Q_{mot} + Q_{ocu} + Q_{ilu} + Q_{inf}$$

Donde:

Q_t : carga por transmisión de calor [W]

Q_p : carga por producto [W]

Q_{ren} : carga debida a la renovación de aire [W]

Q_{mot} : carga debida a los motores del interior de la cámara [W]

Q_{ocu} : carga debida a la ocupación de personas [W]

Q_{ilu} : carga debida a las iluminarias [W]

Q_{inf} : carga debida a las infiltraciones de aire por la apertura de puertas [W]

La energía asociada a estas cargas queda distribuida de la siguiente manera:

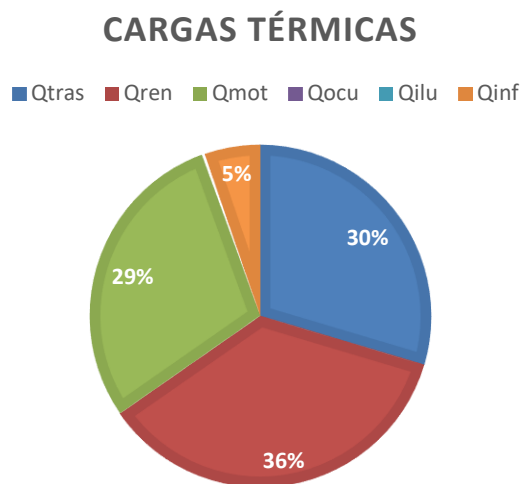


Figura 4-8. Resumen de cargas

4.3 Validación del modelo: sistema real VS simulado

Para diseñar un sistema de control efectivo es imprescindible que el modelo simulado reproduzca con la mayor fidelidad posible el comportamiento real de la instalación. Con este fin, en este apartado vamos a comparar los datos proporcionados por el fabricante con los resultados obtenidos de nuestra simulación.

La suma de la energía asociada a todas nuestras cargas térmicas a lo largo del día y bajo las condiciones de trabajo reales dadas por la empresa estudiada asciende a **1308,27 KWh**.

Por otro lado, la ficha técnica nos indica que el consumo medio diario es de 4524123 KJ, que equivalen a unos **1256,7 KWh**.

Dada la proximidad de ambos valores vamos a asumir que el estudio reproduce de manera satisfactoria el comportamiento de la instalación. Por ello se asume que el modelo es válido y puede emplearse como base para el desarrollo del autómata de control.

4.4 Discusión de resultados

En este apartado se evalúan los resultados obtenidos en el estudio de cargas térmicas, tomando como referencia los datos facilitados por el fabricante, así como los cálculos desarrollados durante la simulación. Asimismo, estudiaremos las principales limitaciones del modelo y se plantearán posibles mejoras para implementar en el futuro con el fin de aumentar la precisión y robustez del estudio.

4.4.1 Análisis de error de cálculo

Resulta imprescindible conocer la desviación de nuestro estudio respecto a los resultados reales, así como los motivos que la originan. Para ello se ha empleado la siguiente expresión del error relativo:

$$E_{relativo} = \frac{D_{ficha} - D_{simulado}}{D_{ficha}} * 100$$

Donde:

D_{ficha} : demanda media de energía anunciada en la ficha del fabricante [KWh]

$C_{simulado}$: demanda obtenida mediante la simulación [KWh]

Tras aplicar esta ecuación obtenemos un error relativo inferior al 5%, esto confirma la elevada precisión del modelo desarrollado.

Creemos que esta pequeña desviación puede deberse a diversos factores, entre ellos:

- Estimación de los valores de temperatura exterior. Pese a haber extraído los datos de temperatura media, temperatura máxima y temperatura mínima diarias del mes de enero, los valores que hemos empleado en el cálculo son el resultado de una simulación.
- Uso de valores medios de humedad interior y exterior. De forma análoga a la temperatura, no contamos el registro de humedad relativa real en el interior ni en el exterior de la cámara, por lo que se han tomado valores medios representativos.
- Variaciones en las condiciones de operación de la cámara. La empresa nos ha facilitado unos datos medios de entrada y salida de producto, así como de apertura de puertas y acceso de personal, pero en la práctica estos datos varían cada día.
- Simplificación en el cálculo de cargas. Se han aplicado ecuaciones y valores obtenidos de bibliografía y normas generales, en lugar de un estudio específico a la instalación objeto de estudio.

En conclusión, pese a estas generalidades, la baja magnitud del error confirma que se han escogido de manera

correcta los valores promedios, así como las hipótesis y ecuaciones, y en modelo reproduce de manera satisfactoria el comportamiento real de la instalación.

4.4.2 Líneas de mejora y desarrollo futuro

Una vez identificadas las limitaciones del modelo y analizadas las posibles causas de la desviación que se da entre la simulación y los valores reales, resulta conveniente pensar en líneas de mejora que permitan aproximar aún más el comportamiento simulado al funcionamiento real de la instalación.

Para ello vamos a exponer los factores nombrados anteriormente que afectarían a la desviación y tratar de buscar una solución para cada uno de ellos:

- Temperatura exterior: integrar un sistema de sensores en el interior de la nave, pero fuera de la cámara frigorífica, para conocer la temperatura real con la que se está intercambiando calor. Recogeríamos esta lectura para poder estimar con más precisión cómo interactúa la temperatura del exterior de la nave con la del interior.
- Humedad relativa interior y exterior: de la misma manera que con la temperatura exterior, la instalación de sensores nos daría los datos precisos que necesitamos.
- Condiciones de operación de la cámara: integrar los planes de operación de la empresa, salidas y entradas de producto previstas, número de operarios trabajando por día, así como datos previstos de entrada y salida de cámara. De esta manera se podrían ajustar los tramos de consumo.
- Metodología de cálculo: ajustar las ecuaciones y coeficientes a datos obtenidos de un estudio exhaustivo de la propia cámara.

La implementación de estas mejoras nos ayudaría a construir un modelo más robusto, que se vería reflejado en la eficiencia del sistema de control, haciéndolo más útil y fiable.

5 ESTRATEGIAS DE CONTROL DE TEMPERATURA MEDIANTE PID

El controlador PID combina 3 acciones de control: acción integral, proporcional y derivativa. La combinación de estas tres acciones implica la actuación sobre el error permanente, en el caso de la acción integral, y la anticipación al error futuro por parte de acción derivativa. El esquema básico del controlador es el siguiente:

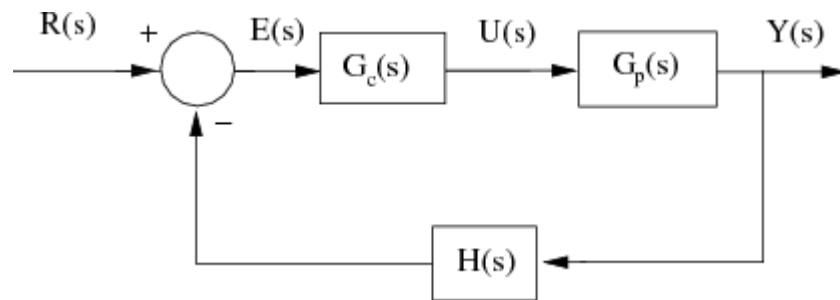


Figura 5-1. Esquema básico de un sistema de control

Fuente: Universidad del País Vasco/Euskal Herriko Unibertsitatea (s.f.)

Donde:

$R(s)$: entrada de referencia (consigna).

$E(s)$: error del lazo.

$G_c(s)$: controlador, PID en nuestro caso.

$U(s)$: señal de control que envía el controlador a la planta.

$G_p(s)$: proceso cuya variable $Y(s)$ deseamos controlar.

$Y(s)$: salida del Sistema.

$H(s)$: realimentación o medición.

Esta imagen muestra el esquema básico de control el lazo cerrado. En nuestro caso, además contamos con una señal de perturbación $D(s)$ que recoge las cargas térmicas que complementan a la transmisión de calor en nuestro modelo. Esta perturbación se suma a la planta y afecta directamente a la salida $Y(s)$ por lo que el controlador PID debe ser capaz de compensar sus efectos para mantener la temperatura lo más cercana a la consigna posible.

5.1 Obtención de los parámetros del PID

Para asegurar el correcto funcionamiento del control PID es necesario adaptar los parámetros a las necesidades de nuestro sistema.

En primer lugar, debemos establecer cuál va a ser la salida del sistema, $Y(s)$, que deseamos controlar. En nuestro caso es la temperatura interior de la cámara frigorífica.

Para ello vamos a recurrir a la Primera Ley de la Termodinámica, que establece el principio de conservación de la energía (Çengel & Boles, 2015).

$$\Delta U = Q - W$$

Donde:

ΔU : energía interna contenida en el sistema.

Q : calor suministrado al sistema.

W : trabajo realizado por el sistema.

Transcribiendo esta ecuación a nuestro sistema nos queda de la siguiente forma:

- La variación de energía interna del sistema (ΔU) resulta de combinar la Primera Ley de la Termodinámica y la Ley de Joule para gases ideales. De tal manera que:

$$\Delta U = m_a * c_a * \Delta T + f_{eff} * m_p * c_p * \Delta T = C_{th} * \Delta T$$

Donde:

m_a : masa de aire en la cámara [Kg].

c_a : calor específico del aire [$J/Kg * K$].

ΔT : variación de temperatura [K].

f_{eff} : fracción efectiva (-). Se introduce para simular que únicamente una parte de la masa de producto responde a corto plazo a las oscilaciones de temperatura del aire. Estudios sobre frigoríficos domésticos indican que la fracción efectiva de masa que actúa como inercia térmica se encuentra entre el 10 % y el 15 % (Chojnacky et al., 2020). En este trabajo se adopta un valor de 20 %, obtenido mediante calibración, con el fin de reproducir de forma más precisa las variaciones reales de temperatura interior.

m_p : masa de producto almacenado [Kg].

c_p : calor específico del producto [$J/Kg * K$].

C_{th} : capacidad térmica equivalente de la cámara [J/K]

- Calor suministrado por las cargas térmicas que afectan a nuestro sistema (Q):

$$Q = Q_{tot}$$

Donde:

Q_{tot} : la suma de todas las cargas térmicas desarrolladas en el punto 3 de este proyecto.

- Trabajo realizado por el compresor (W), equivalente a la potencia de refrigeración que aporta la máquina al sistema:

$$W = u(t) * Q_{max}$$

Despejando de la ecuación inicial nos queda el modelo dinámico de la temperatura interior de la siguiente forma:

$$\frac{dT_{int(t)}}{dt} = -\frac{Q_{max}}{C_{th}} * u(t) + \frac{Q_{tot(t)}}{C_{th}}$$

Para modelar el controlador, $G_c(s)$, nos regimos por la ecuación de PID en forma paralela, que nos permite distinguir cada parámetro con más claridad y facilita el ajuste de estos de una manera directa, además de ser más práctica en la implementación digital, con filtro derivativo, estabiliza el control ante cambios bruscos.

$$G_c(s) = K_p + \frac{K_i}{s} + \frac{K_d * s}{1 + s/N}$$

Donde:

K_p : corresponde a la acción proporcional (P) que es la encargada de responder inmediatamente ante el error.

$\frac{K_i}{s}$: corresponde a la acción integral (I) que es la encargada de eliminar el error estacionario, diferencia entre salida del sistema y referencia.

$\frac{K_d * s}{1 + s/N}$: acción derivativa filtrada, mejora la estabilidad y reduce la amplificación del ruido.

En el caso de la función de transferencia de la planta, $G_p(s)$, los parámetros de la ecuación dependen de nuestro sistema, por ello debemos despejar la ganancia estática de la planta y la constante de tiempo de la fórmula genérica para un sistema de primer orden:

$$G_p(s) = \frac{K}{\tau s + 1}$$

Donde:

K : ganancia estática de la planta, relación entre la variación de la salida en régimen estacionario (Y) y de la entrada (U), $K = \frac{\Delta Y}{\Delta U}$.

En régimen estacionario y sin perturbaciones nos queda la siguiente ecuación de balance:

$$U * A * [T_{ext} - T_{int}] = -Q_{max} * u$$

Fijando T_{ext} como constante y despejando llegamos a:

$$K = \frac{\Delta T_{int}}{\Delta u} = \frac{-Q_{max}}{U * A}$$

Donde:

Q_{max} : potencia máxima de nuestro sistema frigorífico [W], **69187** W dada por el fabricante del sistema de refrigeración.

UA : coeficiente global de transmisión térmica [W/K]

τ : constante de tiempo de la planta, mide la inercia térmica del sistema y corresponde del término dinámico del sistema:

$$\tau = \frac{C_{th}}{U * A} [s]$$

Con estas definiciones, la planta queda caracterizada por la siguiente ecuación:

$$G_p(s) = \frac{-Q_{max}/U * A}{(C_{th}/U * A) * s + 1}$$

5.1.1 Ganancia proporcional-Kp

En primer lugar, quisimos guiarnos por el método de sincronización inicial IMC, Internal Model Control, que propone un valor inicial de K_p tal que:

$$K_p = \frac{\tau}{|K| * \lambda}$$

Donde τ y K corresponde a la constante de tiempo de la planta y a la ganancia estática respectivamente y λ es la constante de tiempo deseada en lazo cerrado. Se recomienda que este valor quede entre $\frac{\tau}{2}$ y $\frac{\tau}{10}$.

Sustituyendo con nuestros datos nos queda un K_p inicial de 0,015. Este resultado se debe principalmente a la elevada inercia térmica de nuestro sistema.

No obstante, dado que nuestra intención es obtener una reacción más rápida sin llegar a causar grandes oscilaciones que hagan al sistema inestable se optó por un ajuste experimental. Tras varias pruebas, fijamos este valor en:

$$K_p = 0,08.$$

En cualquier caso, si en los ejemplos prácticos se observase que la acción frente al error resulta insuficiente se procederá a modificar el parámetro justificando el motivo del cambio.

5.1.2 Ganancia integral-Ki

El término integral es el encargado de eliminar el error en régimen estacionario acumulando el error para asegurarse de que la salida coincide con la referencia.

Resulta imprescindible para nuestro sistema escoger un valor adecuado para este término ya que la temperatura podría estabilizarse en valores distintos a la consigna debido a su elevada inercia térmica.

En primer lugar, al igual que en la ganancia proporcional, tomamos como referencia el método IMC que propone:

$$K_i = \frac{1}{|K| * \lambda}$$

Esto se traduce en un valor extremadamente pequeño, $K_i = 2,2 * 10^{-7} [s^{-1}]$, provocando una respuesta ante el error demasiado lenta. Por ello, volvimos a recurrir al ajuste experimental y tras varias pruebas determinamos un valor de:

$$K_i = 0.006 [s^{-1}]$$

El cual nos permite eliminar el error acumulado sin comprometer la estabilidad.

Al igual que en el apartado anterior, si en la validación se detecta que la acción integral es excesiva o insuficiente se procederá a su ajuste con su correspondiente justificación.

5.1.3 Ganancia derivativa-Kd

La acción derivativa del controlador es la responsable de anticipar la evolución del error con el fin de evitar oscilaciones y mejorar la estabilidad del control.

De acuerdo con el método IMC, aplicado a un sistema de primer orden sin retardo se recurre a un valor de ganancia derivativa nulo. Sin embargo, en la práctica se probó a incluir este término y la respuesta de la temperatura interior apenas variaba en condiciones normales de operación.

Finalmente, por mantener la estructura PID y asegurar el buen funcionamiento del control ante posibles cambios bruscos u oscilaciones rápidas hemos añadido:

$$K_d = 180$$

Tras simular posibles situaciones de fallos en el funcionamiento, como puede ser la apertura de puertas por más tiempo del indicado o la entrada de más personal a la cámara, se confirmó que es imprescindible esta acción en un control sometido a la interacción humana y los posibles fallos que está puede ocasionar.

5.2 Evaluación del control con consigna de -18°C

En este apartado se presentarán los resultados de la implementación del control PID diseñado para mantener una temperatura de consigna de -18°. Para ellos se analizará tanto la evolución de la temperatura interior como la señal generada por el controlador.

Asimismo, se calculará la demanda energética asociada a la operación en este punto de consigna.

En la siguiente gráfica veremos la evolución de la temperatura en el interior de la cámara para el día 07/01/2023.

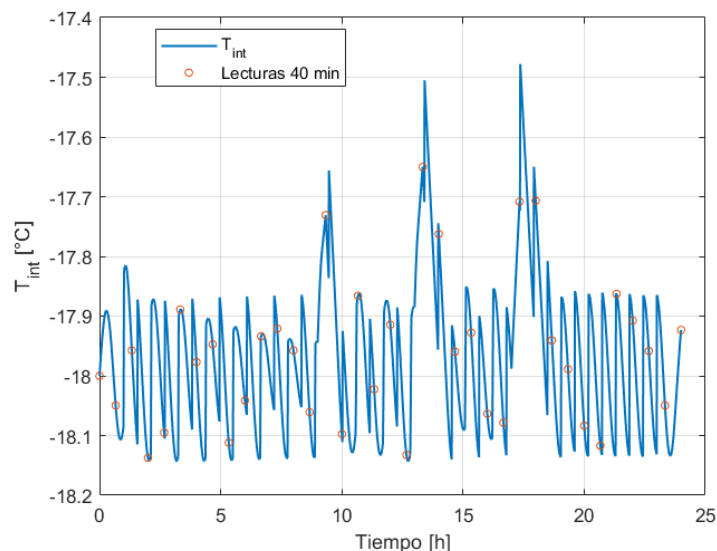


Figura 5-2. Evolución de la temperatura en el interior de la cámara con una temperatura de consigna de -18°C

La figura 5-2 muestra la variación de la temperatura en el interior de la cámara a lo largo de un día completo de operación, 24h. En la imagen se observa que el sistema mantiene la temperatura próxima al valor de referencia, con los 3 picos, incrementos de temperatura, asociados a las cargas térmicas debidas a la ocupación y el trabajo

en el interior del recinto.

Tabla 5-1. Tabla resumen de la evolución de la temperatura interior con temperatura de consigna de -18°C

	Valor [°C]
Temperatura media	-17,97
Temperatura máxima	-17,48
Temperatura mínima	-18,14

Como podemos observar en la tabla la variación máxima de temperatura es aproximadamente del $\pm 0,35\%$ respecto a la consigna, lo cual confirma el buen diseño del controlador PID.

5.2.1 Señal generada por el control PID

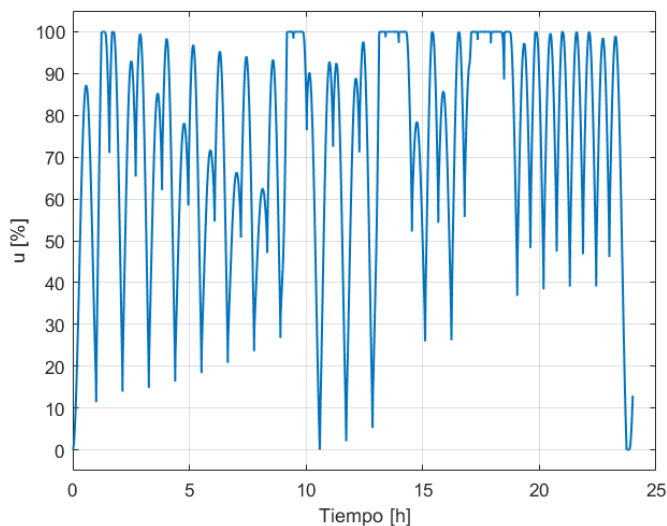


Figura 5-3. Señal generada por el controlador para mantener una temperatura de consigna de -18°C

En esta figura observamos la señal generada por el PID en porcentaje, los valores cercanos al 100% nos indica que el sistema está aprovechando toda la capacidad de refrigeración del sistema y coinciden con la aparición de las cargas por ocupación y la carga debida a la renovación de aire.

Tabla 5-2. Tabla resumen de la señal generada para una temperatura de consigna de -18°C

	Valor [%]
u medio	73,8
Tiempo a 100%	13,3
Tiempo a 0%	0,4

5.2.2 Demanda de energía y distribución de cargas

La demanda de energía total al final del día, pasadas 24 horas, es de **1229,04** KWh. Que se distribuye de la siguiente manera:

Tabla 5-3. Tabla resumen de distribución de la demanda a -18°C

Carga	Relación con la demanda total
Renovación de aire	38%
ventiladores	30%
Pérdidas por transmisión	28,5%
Infiltraciones	4,9%
Iluminación	0,8%
Ocupación	0,1%

Cabe resalta que la carga del producto aparece con valor negativo ya que el producto es introducido a una temperatura menor que la del aire interior y por lo tanto aporta frío al sistema.

5.3 Evolución del control con consigna de -21°C

Como en el apartado anterior, vamos a estudiar los resultados de nuestro controlador PID cuando se requiere una temperatura interior de consigna de -21°C.

5.3.1 Evolución de la temperatura en el interior de la cámara

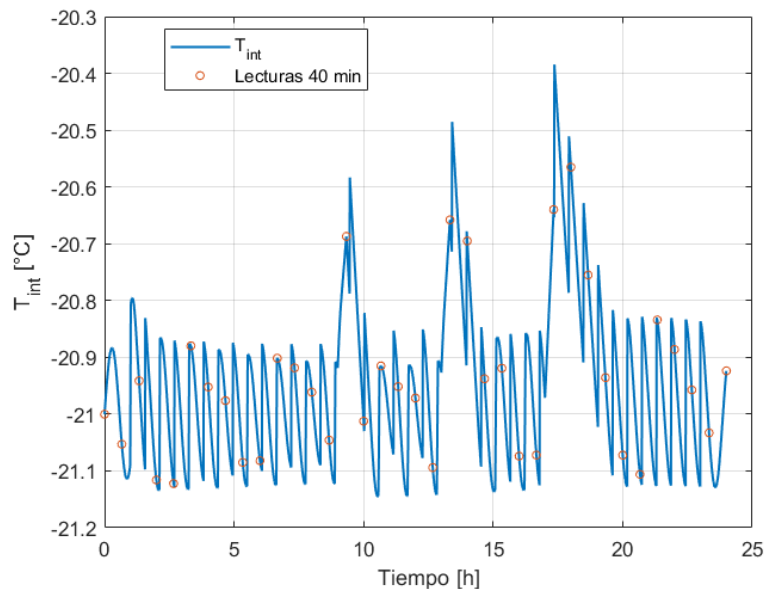


Figura 5-4. Evolución de la temperatura en el interior de la cámara con una temperatura de consigna de -21°C

El comportamiento de la cámara con una consigna de -21°C resulta muy similar al descrito en el apartado anterior. La temperatura interior oscila alrededor del valor de referencia cuando se aplican las cargas de renovación de aire, que representa la perturbación constante que tiene nuestro sistema. Asimismo, se identifican tres incrementos puntuales en la temperatura interior que coinciden con los tres periodos de ocupación de la cámara.

En términos globales, la respuesta del sistema se considera satisfactoria ya que el tiempo de reacción del PID permite compensar de forma adecuada las perturbaciones.

En la siguiente tabla vamos a ver un resumen de la evolución de la temperatura en el interior de la cámara:

Tabla 5-4. Tabla resumen de la evolución de la temperatura interior con temperatura de consigna de -21°C

	Valor [$^{\circ}\text{C}$]
Temperatura media	-20,95
Temperatura máxima	-20,38
Temperatura mínima	-21,15

Estos resultados confirman que el control mantiene la temperatura en valores muy cercanos a la temperatura de consigna lo cual garantiza la estabilidad incluso con la aparición de perturbaciones.

5.3.2 Señal generada por el control PID

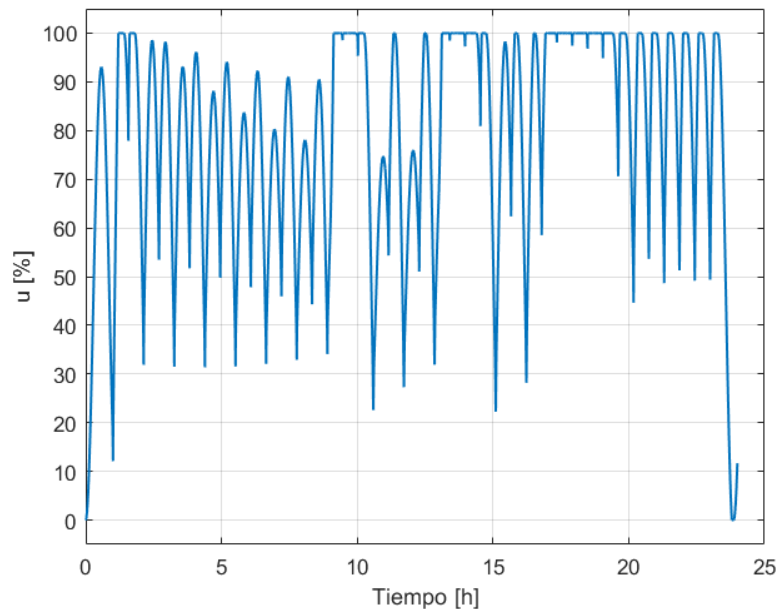


Figura 5-5. Señal generada por el controlador para mantener una temperatura de consigna de -21°C

En este caso, al trabajar con una referencia más exigente, -21°C frente a los -18°C del apartado anterior, el controlador requiere un mayor esfuerzo de actuación para poder mantenerse dentro de las especificaciones. Esto mismo se ve reflejado en la siguiente tabla resumen:

Tabla 5-5. Tabla resumen de la señal generada para una temperatura de consigna de -21°C

	Valor [%]
u medio	80,1
Tiempo a 100%	23,3
Tiempo a 0%	0,2

Estos resultados demuestran que a medida que vamos haciendo nuestro sistema más exigente, desciende la temperatura de consigna, el controlador trabaja con una mayor demanda energética.

5.3.3 Demanda de energía y distribución de cargas

Como ya nos ha anticipado la señal de control, en este caso, el controlador requiere una mayor demanda de energía para mantenerse en la temperatura de consigna de -21°C .

El consumo total para el 07/01/2023 es de **1334,2** KWh, lo que supone un incremento del 8,6% en la demanda energética diaria. La demanda se distribuye de la siguiente manera:

Tabla 5-6. Tabla resumen de distribución de la demanda a -21°C

Carga	Relación con la demanda total
Renovación de aire	38,7%
ventiladores	27,6%
Pérdidas por transmisión	29%
Infiltraciones	5%
Iluminación	0,8%
Ocupación	0,1%

El incremento en el porcentaje total de la demanda destinado a la renovación de aire y las pérdidas por transmisión de calor es un resultado esperado, dado que la diferencia de temperatura entre el interior de la cámara y el exterior aumenta. Esto implica que se requiere más energía tanto para enfriar el aire que introducimos a la cámara como para compensar las pérdidas a través del envolvente. A ello se le suma que la carga asociada al producto ya no aporta tanto frío ya que la temperatura de entrada del producto es más próxima a la del interior de la cámara.

5.4 Análisis comparativo de metodologías de sincronización PID

En este apartado se realiza una comparación entre el método de sintonización IMC (Internal Model Control) y el ajuste experimental desarrollado previamente, con el fin de cerciorarnos de que el método escogido es el más adecuado.

Para ello, vamos a generar una simulación con los parámetros calculados por el método IMC y se contrastarán con los resultados que ya conocemos del ajuste experimental.

Tabla 5-7. Comparación de parámetros sincronización IMC vs método experimental

Método de sintonización	K_p [–]	K_i [$1/s$]	K_d [–]
IMC	0,015	$2,2 * 10^{-7}$	0
Experimental	0,080	0,006	180

Los resultados de la sincronización IMC son los siguientes:

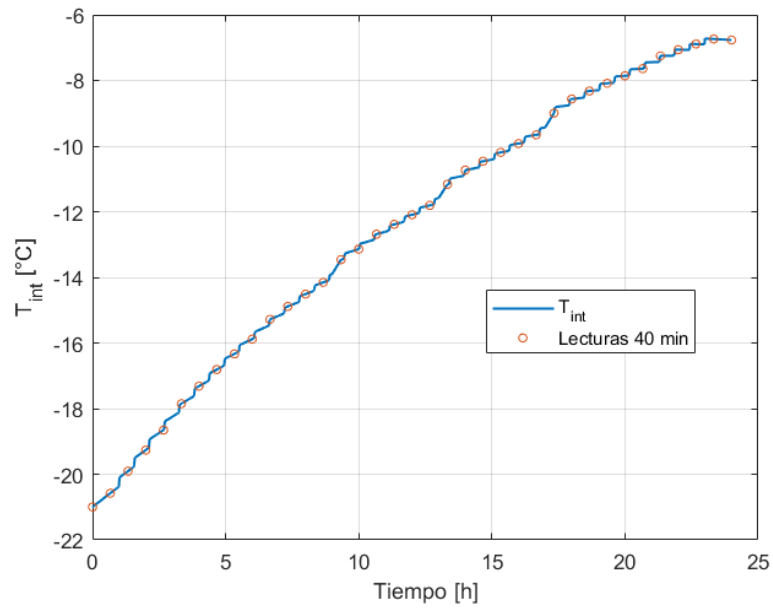


Figura 5-6. Evolución de la temperatura interior con sintonización IMC para una temperatura de consigna de -21°C

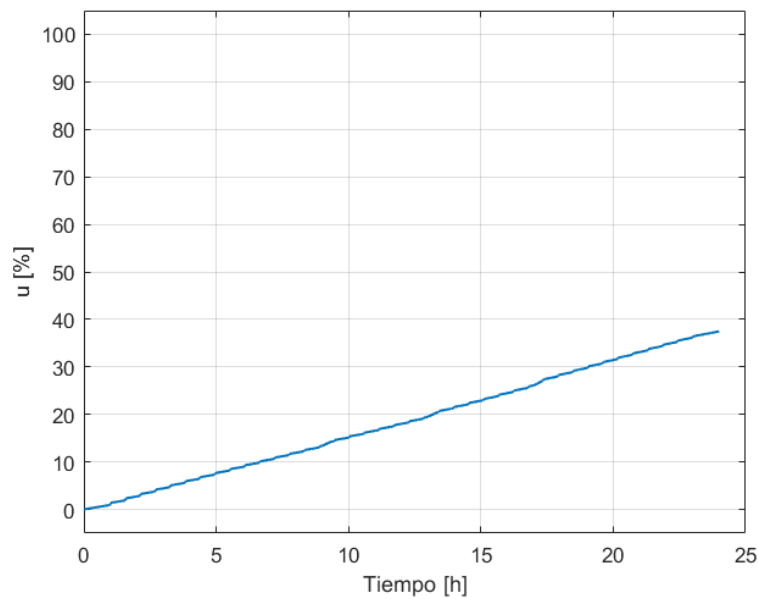


Figura 5-7. Señal generada por el control con sintonización IMC para una temperatura de consigna de -21°C

Como se anticipó en apartados anteriores, el ajuste IMC resulta excesivamente conservador para este sistema. Si bien garantiza estabilidad, la autoridad de control es insuficiente para mantener la temperatura interior próxima a la consigna. Esto se explica por dos factores principales:

- Una ganancia proporcional K_p muy reducida, que limita la capacidad de compensar las cargas térmicas ante un error.
- Una ganancia integral K_i extremadamente baja, que hace que la acumulación del error sea muy lenta y se acepte un error sostenido por horas sin corregirse.

Como resultado, el sistema opera lento y no hace un seguimiento eficiente de la referencia pese a mantenerse estable. Además, no cuenta con acción derivativa lo que lo deja expuesto ante cambios rápidos.

6 ESTRATEGIAS DE CONTROL DE TEMPERATURA MEDIANTE MPC

El Control Predictivo Basado en Modelo (MPC) se ha convertido en una herramienta fundamental en el campo de la ingeniería, en especial para aquellos sistemas que presentan retardos temporales, es decir, en los que el efecto de una acción de control solo se ve tras cierto tiempo. Esto es muy común en procesos térmicos donde la respuesta del sistema no es inmediata.

El MPC emplea un modelo dinámico de la planta junto con las condiciones futuras conocidas o estimadas para predecir la evolución de las señales de estado (en nuestro caso, la temperatura interior de la cámara frigorífica). Gracias a las predicciones el controlador puede resolver en cada instante un problema de control que marca las acciones futuras para minimizar la función objetivo.

Es por la capacidad de “predecir el futuro” que el MPC resulta ideal para nuestro problema, ya que está caracterizado por una elevada inercia térmica y la presencia de perturbaciones. Mientras un PID actúa en función del error presente, el MPC tiene en cuenta las condiciones futuras permitiendo aprovechar la inercia térmica para desplazar el consumo eléctrico a los periodos de menor coste.

6.1 Metodología y creación del modelo MPC

El primer paso para implementar el control es crear un modelo dinámico simplificado que represente el comportamiento real del sistema, Dicho modelo se creó a partir de un balance energético global que incluye la inercia térmica del aire interior y del producto almacenado, así como las distintas cargas térmicas que afectan al sistema. El resultado es una ecuación diferencial de primer grado, desarrollada en el apartado anterior, con la temperatura interior como variable de estado.

El modelo tiene la siguiente forma:

$$T_{int}[k + 1] = T_{int}[k] + \frac{T_s}{C_{th}} * (-Q_{max} * u(t)[k] + Q_{tot}[k])$$

Donde k es el índice del paso del tiempo y T_s es el paso. Las demás variables ya han sido definidas en apartados anteriores.

Una vez definido el modelo, se procedió a su discretización temporal, marcando el paso de simulación en 180 segundos, valor elegido experimentalmente para no perder precisión pero que fuese viable nivel computacional. También se definió un horizonte de predicción de 8 horas, suficiente para evaluar la inercia térmica de la cámara. Con el fin de facilitar la resolución del problema, hacerlo más rápido y estable, hemos recurrido a la técnica de move-blocking, manteniendo la acción de control constante durante 9 minutos.

El problema se formuló en MATLAB haciendo uso del solver *quadprog*, creado para resolver funciones objetivo cuadráticas con restricciones lineales. Nuestra función objetivo adoptada es:

$$FO = \frac{1}{2} * \Delta u^T * R * \Delta u + c^T u$$

Donde podemos distinguir por un lado el término cuadrático, $\frac{1}{2} * \Delta u^T R \Delta u$, encargado de suavizar la señal de control ya que R es una matriz que penaliza los cambios bruscos de control.

Donde:

Δu : es un vector de incrementos de control.

R : matriz de ponderación, cada entrada indica cuanto penalizamos el cambio en cada paso.

El termino lineal, $c^T * u$, es el encargado de minimizar el coste energético. El término es un vector que contiene

los costes asociados al consumo eléctrico. Desarrollando este término tenemos:

Por un lado, calculamos el consumo de cada paso:

$$J[k] = \frac{Q_{max}}{SEPR} * u[k] * \frac{T_s}{3600}$$

Donde:

Q_{max} : capacidad máxima de refrigeración, **69187 W** dato del fabricante.

$SEPR$: relación entre energía frigorífica producida y energía eléctrica consumida.

$u[k]$: fracción de la capacidad que se usa en ese paso.

Para calcular el coste de cada paso basta con multiplicar esta ecuación por el precio horario de la energía:

$$Coste = \left(\frac{Q_{max}}{SEPR} * \frac{T_s}{3600} * p[k] \right) * u[k] = c^T * u$$

Donde:

$p[k]$: precio horario de la energía [$\frac{\text{€}}{\text{kWh}}$].

Las restricciones del problema incluyen los límites de temperatura interior, -23°C y -18°C, aplicando holguras de penalización económicas, las cotas de la señal de control, entre 1 y 0, y la dinámica de la planta.

6.2 Exposición de resultados

En primer lugar, vamos a mostrar en una gráfica la evolución del precio de la luz para el día 07/01/2023, sacado de la web del periódico digital *Noticias Trabajo*.

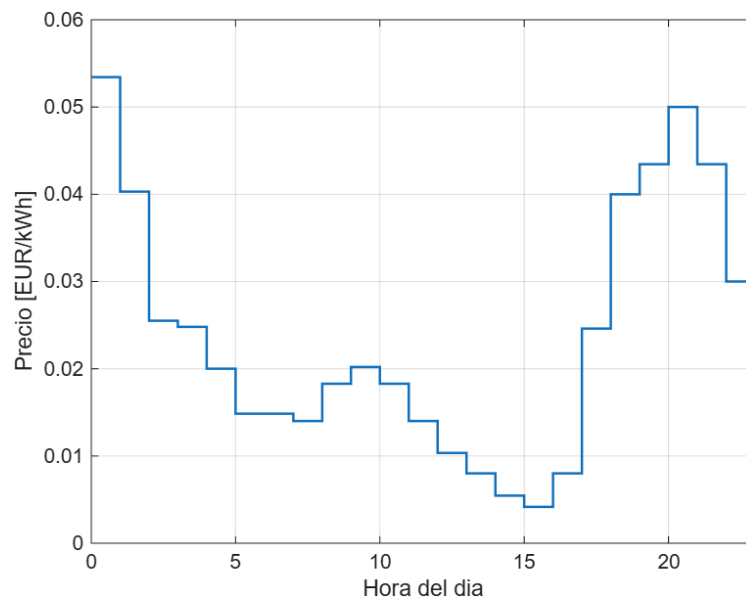


Figura 6-1. Evolución del precio de la energía a lo largo del 07/01/2023

Esta imagen nos será de gran utilidad para comprobar que el MPC ha ajustado bien el consumo a las horas de bajo coste.

La acción de control, en porcentaje, generada por el MPC podemos verla en la siguiente imagen.

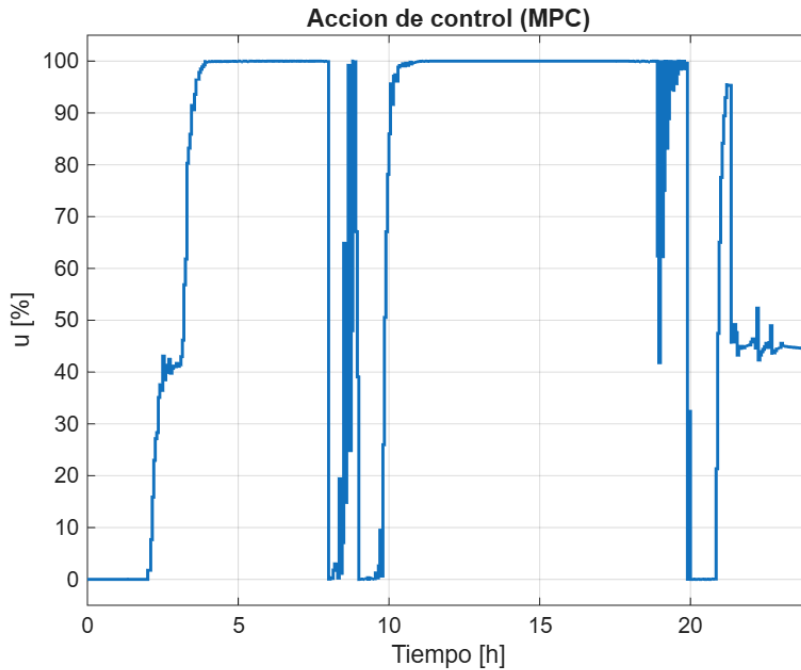


Figura 6-2. Evolución de la señal de control generada por el MPC a lo largo del día

Se observa que en las horas centrales del día, coincidiendo con los periodos de menor precio de la energía, el sistema se encuentra trabajando a máxima potencia. En cambio, cuando la energía alcanza su valor máximo, en torno a las 00:00 y a las 21:00 horas, el control apaga la instalación hasta que la temperatura interior vuelve a acercarse al límite superior -18°C .

Resulta realmente interesante el comportamiento alrededor de las 9:00 am, al anticipar que el precio de la electricidad iba a incrementarse, el MPC redujo el consumo en esa franja horaria para posteriormente activar la refrigeración a toda potencia coincidiendo con una bajada del coste energético.

Este comportamiento refleja la capacidad del MPC de anticipar cambios en el precio y desplazar la demanda.

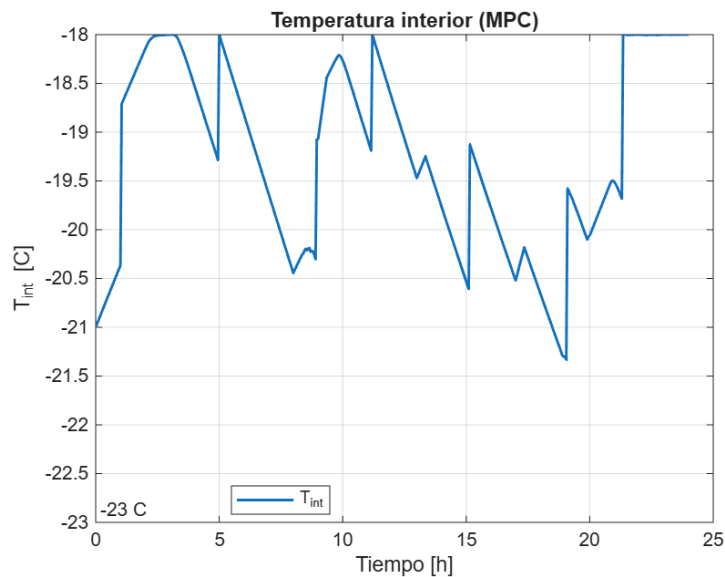


Figura 6-3 Evolución de la temperatura en el interior de la cámara bajo control MPC a lo largo del día

En la figura se muestra la evolución de la temperatura interior de la cámara frigorífica bajo la acción del controlador predictivo. El sistema se mantiene dentro del rango de seguridad establecido, -18°C y -23°C , aunque con oscilaciones a lo largo del día.

En determinados intervalos, el controlador ejecuta una estrategia de *precooling*, es decir, enfriar al máximo en los periodos de bajo coste con el fin de acumular inercia térmica y permitir el apagado parcial del sistema durante las horas de mayor precio de la energía. No obstante, puede observarse que la temperatura nunca alcanza el límite inferior, -23°C . Esto se debe a que la capacidad frigorífica máxima de la máquina de refrigeración no tiene la suficiente potencia para hacer frente a las cargas térmicas y alcanzar dicha temperatura.

De cara a futuros estudios, resultaría interesante analizar la viabilidad de incorporar un equipo de mayor potencia o mejorar el aislamiento de la instalación con el fin de evaluar el impacto que tendría en el coste económico de la operación.

7 COMPARACIÓN DE ESTRATEGIAS DE CONTROL

La finalidad de este capítulo es comparar las dos estrategias de control que hemos estudiado con el fin de encontrar la estrategia más adecuada para la gestión térmica de la cámara frigorífica.

La comparación se estructura en función de varios criterios de interés: la estabilidad de la temperatura interior dentro del rango de conservación establecido, el consumo energético total y el coste asociado a la operación diaria. También hablaremos de la complejidad de implementación de cada estrategia, aspecto relevante de cara a su aplicación práctica en entornos industriales.

7.1 Comparación de la temperatura interior

En la figura 7-1 se representa la evolución de la temperatura interior de la cámara frigorífica bajo las dos estrategias de control analizadas, PID y MPC. Ambos controladores mantienen la temperatura dentro del rango de seguridad [-23°C, -18°C] pero con diferencias significativas en su comportamiento.

Hemos elegido una temperatura de referencia del PID de -20°C ya que nos asegura que la temperatura interior está siempre dentro de los límites.

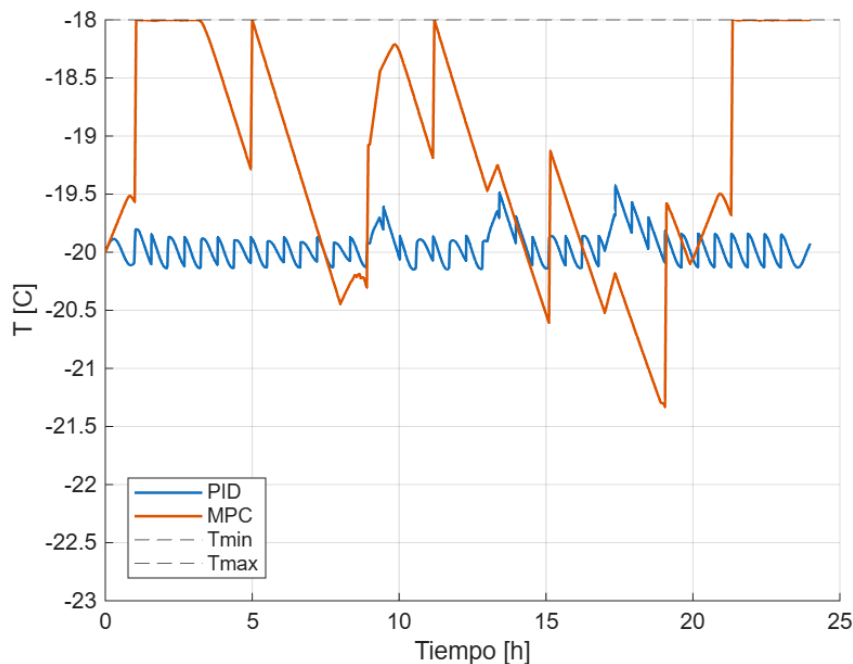


Figura 7-1. Comparación de temperatura interior MPC vs PID

El controlador PID es muy útil para mantener la temperatura en torno a un valor fijo, su función es corregir de manera inmediata las desviaciones en torno a la referencia. Esto nos deja muy limitados a la hora de querer optimizar el consumo de energía o anticiparnos a la evolución futura del sistema.

Por su parte, el controlador MPC, al conocer la evolución del sistema, aprovecha la inercia térmica de cámara para mantenerse en el rango permitido. Durante las horas de energía más cara el controlador mantiene la temperatura cercana al límite superior y cuando la energía baja su precio, el controlador reduce la energía cerca de su límite inferior.

En resumen, el MPC nos aporta flexibilidad en el rango de operación y el PID una regulación más estable entorno a un valor medio.

7.2 Comparación de la acción de control

En la figura 7-2 se muestra la evolución de la señal de control $u(t)$ para ambos controladores a lo largo de un día. La comparación evidencia las diferencias importantes en la forma de gestionar la capacidad frigorífica de cada controlador.

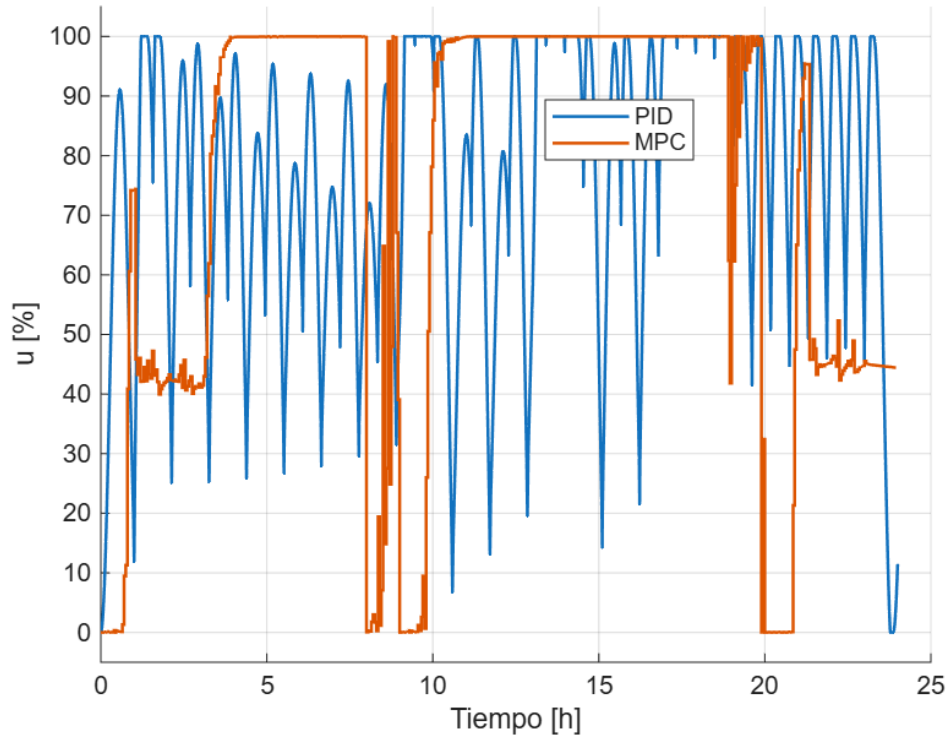


Figura 7-2. Comparación de la acción de control MPC vs PID

El controlador PID presenta una señal con oscilaciones continuas activando y desactivando el compresor de manera frecuente. El coste de mantener hacer frente a las perturbaciones y mantener la temperatura lo más cerca posible de la consigna es un mayor desgaste mecánico.

Por otro lado, el MPC genera una acción de control mucho más estructurada y en función al precio de la energía. Se aprecian periodos largos en los que el sistema trabaja a máxima potencia, en parte causados por la potencia de frío del sistema. El patrón responde a una estrategia de anticipación en la que el controlador concentra el consumo en los tramos horarios en los que la energía es más barata.

Resumiendo, el PID ofrece un control más uniforme con una señal de alta frecuencia de conmutación, mientras que el MPC presenta señales más escalonadas y siguiendo el patrón del precio de la energía.

7.3 Comparación del consumo

En la tabla 7-1 se resumen los resultados obtenidos en términos de consumo eléctrico y coste económico diario para la tarifa dada.

Tabla 7-1. Tabla resumen de consumo y coste energético para los distintos controladores

Controlador	Consumo eléctrico diario [<i>KWh</i>]	Coste eléctrico medio [$\text{€}/\text{año}$]
PID	518,1	12,38
MPC	487,1	9,69
<i>ON-OFF</i>	516,7	11,76

Esto implica un ahorro energético de 31*KWh* diarios al hacer uso del MPC, equivalentes a un 6% respecto del PID. Más relevante resulta el ahorro económico, que alcanza los 2,69 $\text{€}/\text{día}$, es decir, logra una reducción del 22% en la factura eléctrica diaria. Esto pone de manifiesto la capacidad del MPC para disminuir el consumo eléctrico así evidencia su capacidad de optimizar el coste de operación desplazando el consumo hacia los periodos de menor precio de la electricidad.

En cuanto al controlador *ON-OFF*, se observa un comportamiento menos eficiente que el MPC, pero más que el PID. El control consigue apagar la cámara en gracias a la inercia térmica de esta pero no se adapta a las horas de menor consumo y por ello no se ve reflejado en el coste eléctrico.

Estos resultados confirman que, aunque el controlador *ON-OFF* esté muy presente en la industria, presenta un rendimiento energético y económico inferior frente a técnicas de control más avanzadas. Dentro de estas técnicas, vemos que el MPC consigue adaptarse mucho mejor a la tarifa de la luz para darnos una solución más ventajosa desde el punto de vista económico y energético.

7.4 Complejidad de implementación y consideraciones prácticas

La comparación entre MPC y PID no debe limitarse únicamente a los resultados obtenidos en términos de temperatura, consumo y coste económico, también resulta interesante valorar la complejidad asociada a su implementación práctica en una instalación real.

Por un lado, el PID solo requiere del ajuste de tres parámetros (K_p, K_i, K_d) que pueden obtenerse de manera empírica o siguiendo algunas de reglas de diseño. El coste computacional es prácticamente nulo, esto permite que se aplique en la industria en controladores básicos de bajo coste.

Por otro lado, el MPC nos ofrece ventajas significativas al ser capaz de anticiparse, hacer caso a restricciones y optimizar objetivos económicos. No obstante, su implementación es mucho más costosa y compleja debido a la necesidad de determinar un modelo dinámico fiable, un procesamiento computacional mayor y la necesidad de conocer información futura.

En consecuencia, el PID constituye una buena solución cuando prima la simplicidad y fiabilidad operativa y el MPC cuando exista margen en el control que queremos optimizar y conozcamos los datos necesarios para su implementación.

8 CONCLUSIONES Y LÍNEAS FUTURAS

En este punto se pretende hacer un resumen de los resultados obtenidos en los diferentes estudios. Así como buscar futuras líneas de trabajo.

8.1 Resumen de resultados

En la tabla 7-1 podemos ver las diferencias de consumo y coste eléctrico para los diferentes controladores, PID, MPC y *ON-OFF*.

Como ya esperábamos al inicio del estudio, el controlador MPC debía darnos un coste eléctrico menor debido a su capacidad para adaptarse a la tarifa eléctrica. Lo más interesante de él es que hemos conseguido una buena adaptación a la tarifa eléctrica sin sacrificar la calidad del producto almacenado, para ello hemos creado restricciones económicas que entraban en acción cuando la temperatura salía del límite establecido.

La posibilidad de minimizar una función objetivo en un problema de automatización hace mucho más sencillo aplicar las restricciones y nos da la posibilidad de moldearlas dependiendo de nuestras prioridades.

El controlador PID nos da datos aceptables desde el punto de vista matemáticos, pero poco interesantes en términos de automática. Pese a mantener la temperatura interior de la cámara cerca del valor de consigna en todo momento, no nos da la posibilidad de adaptarlo a ninguna otra variable que pueda ser interesante para la optimización del proceso.

Al no disponer de los datos de consumo real de la instalación, se ha creído conveniente simular el comportamiento de la cámara bajo un control básico *ON-OFF*, para poder evaluar la mejora de nuestros controladores respecto al estándar.

8.2 Líneas Futuras

El control MPC plantea soluciones óptimas al problema que se le plantea bajo las restricciones dadas, dejando de esta manera un gran margen de mejora.

Resultaría muy interesante, para el estudio de un entorno sometido a tantas perturbaciones como es el nuestro, tratar de que el control predictivo tenga en cuenta las perturbaciones debidas a las cargas térmicas garantizando un desempeño estable.

Hacer un buen análisis económico, en el que se viese reflejada la rentabilidad de implementar un equipo de refrigeración más potente justo con mejoras en el aislamiento y el uso del recinto junto con el efecto del MPC sería imprescindible para evaluar la viabilidad de nuestro proyecto.

9 Bibliografía

- Åström, K. J. (2006). *Advanced PID Control*. ISA – The Instrumentation, Systems, and Automation Society.
- Camacho, E. F. (2007). *Model Predictive Control* (2 ed.). Springer.
- Camacho, E. F., & Bordons, C. (2004). Control predictivo: pasado, presente y futuro. *Revista Iberoamericana de Automática e Informática Industrial*, 1(3).
- Çengel, Y. A. (2015). *Termodinámica* (8ª edición ed.). MacGraw-Hill Education.
- Chojnacky, M. e. (2020). Effect of thermal ballast loading on temperature stability in domestic refrigeration.
- Hernández-Arroyo, E., Díaz-Rodríguez, J. L., & Pinzón-Ardila, O. (2014). estudio del comportamiento de un control MPC comparado con un control PID en una planta de temperatura. *Revista Facultad de Ingeniería*, 23(37).
- P, A. C. (2010). *Refrigeration and Air Conditioning*. Tata McGraw-Hill.
- Qin, S. J. (2003). A survey of industrial model predictive control technology. *Control Engineering Practice*.
- Rawlings, J. B. (2009). *Model Predictive Control: Theory and Design*. Nob Hill Publishing.
- Rivera, D. E. (1986). Internal model control: PID controller design. *Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development*, 25, 252-265.
- Unibertsitate, U. d. (s.f.). Capítulo 10: Regulación automática. *OCW-UPV/EHU*. Obtenido de https://ocw.ehu.es/file.php/83/capitulo10_html/capitulo10.html

ANEXO A: DATOS OBTENIDOS DE LA AEMET

Tabla A-1. Valores de temperatura recogidos en la estación de Sevilla-Aeropuerto en enero de 2023

Día	Temperatura máxima (°C)	Temperatura mínima (°C)	Temperatura media (°C)
01/01/2023	16,4	6,7	11,6
02/01/2023	13,6	9,8	11,7
03/01/2023	16,3	7,3	11,8
04/01/2023	18	8,5	13,2
05/01/2023	17,6	7,8	12,7
06/01/2023	17,6	5,4	11,5
07/01/2023	15,3	5,1	10,2
08/01/2023	18,9	14,9	16,9
09/01/2023	19,4	11	15,2
10/01/2023	18,2	8	13,1
11/01/2023	15,5	7,7	11,6
12/01/2023	17,6	8	12,8
13/01/2023	17	6,1	11,6
14/01/2023	16,9	4,9	10,9
15/01/2023	16	5	10,5
16/01/2023	13,7	3,9	8,8
17/01/2023	17,6	10,1	13,8
18/01/2023	14,1	5,5	9,8
19/01/2023	13,5	2	7,8
20/01/2023	17,8	8,6	13,2
21/01/2023	17,7	6,3	12
22/01/2023	13	2,6	7,8
23/01/2023	13,3	0,4	6,8
24/01/2023	12,2	1,1	6,6
25/01/2023	13,2	1,4	7,3
26/01/2023	11,8	-0,8	5,5
27/01/2023	14,6	-0,8	6,9
28/01/2023	12,3	1	6,6
29/01/2023	13,3	-0,2	6,6
30/01/2023	14,7	1,6	8,2
31/01/2023	16,2	1,1	8,6

Tabla A-2. Humedad relativa media diaria durante el mes de enero de 2023 en la estación de Sevilla-Aeropuerto

Día	Humedad relativa media (%)
01/01/2023	73
02/01/2023	100
03/01/2023	86
04/01/2023	85
05/01/2023	83
06/01/2023	83
07/01/2023	94
08/01/2023	89
09/01/2023	91
10/01/2023	90
11/01/2023	87
12/01/2023	79
13/01/2023	79
14/01/2023	79
15/01/2023	81
16/01/2023	79
17/01/2023	67
18/01/2023	59
19/01/2023	68
20/01/2023	80
21/01/2023	84
22/01/2023	47
23/01/2023	54
24/01/2023	62
25/01/2023	55
26/01/2023	61
27/01/2023	59
28/01/2023	53
29/01/2023	60
30/01/2023	54
31/01/2023	58

ANEXO B: CÁLCULO DE TEMPERATURA EXTERIOR

Para obtener la distribución de temperaturas en el exterior para un día dado he seguido el Modelo senoidal de variación diurna de temperatura:

$$T(t) = T_{media} + \frac{T_{max} - T_{min}}{2} * \sin\left(\frac{2\pi}{24}(t - \varphi)\right)$$

Donde:

$T(t)$: temperatura en el instante t del día [°C]

T_{media} : temperatura media diaria [°C]

T_{max} : temperatura máxima diaria [°C]

T_{min} : temperatura mínima diaria [°C]

φ : parámetro de fase que ajusta la posición temporal de la onda senoidal para que la temperatura simulada alcance su máximo a la hora de temperatura máxima observada

ANEXO C: CONTROLADOR *ON-OFF*

Los controladores *ON-OFF* constituyen la estrategia de regulación más empleada en la industria frigorífica, principalmente debido a su bajo coste y su simplicidad de implementación. Este tipo de control presenta únicamente dos estados posibles: encendido (*ON*) y apagado (*OFF*), en función del valor de la variable controlada y un umbral previamente definido.

En este estudio, se mantiene el mismo escenario de cargas térmicas y condiciones de operación considerados en los apartados anteriores. El control se activa cuando la temperatura esté por encima de -18°C , valor máximo de temperatura que asegura la correcta conservación del producto) y se desactiva cuando llegue a -23°C , límite inferior establecido.

De esta manera, el controlador combina periodos de funcionamiento, a máxima potencia, y apagado total del equipo aprovechando la inercia térmica de la cámara para mantener la temperatura interior dentro del rango aceptable.

El resultado de aplicar esta técnica al sistema se muestra a continuación, esto permitirá comparar su eficiencia con el controlador PID y el controlador MPC ya analizados en el cuerpo del proyecto.

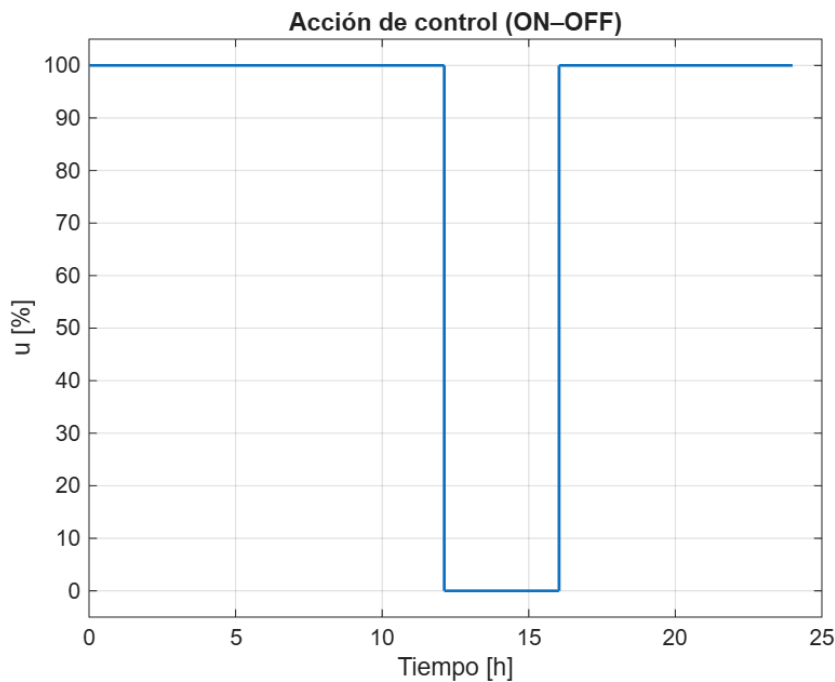


Figura C-1. Acción de control sistema ON-OFF

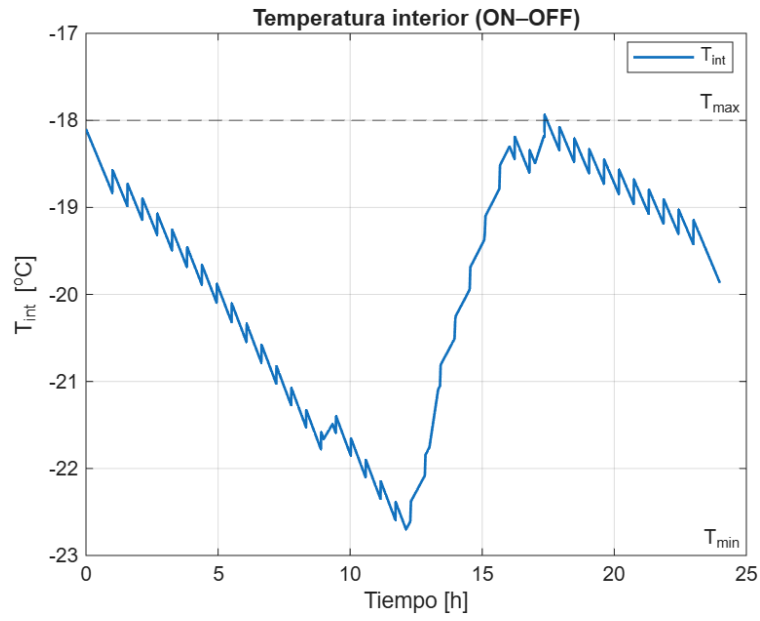


Figura C-2. Evolución de la temperatura en el interior de la cámara para control ON-OFF

Lo que nos deja un consumo de 555,8 *KWh*, que se traduce en un coste eléctrico, basado en la misma tarifa que el resto de controladores, de 55,58 €/día .

ANEXO D: CÓDIGO DE LA SIMULACIÓN EN MATLAB

A continuación, se incluye el código desarrollado en MATLAB:

```
clear; clc; close all;

% CONSTANTES (fisicas y geometricas)
Hext = 0.00774;
Hint = 0.000689;
U = 0.2;
A = 2592.04;
UA = U*A;

% Producto
mp_day = 6698.61;
cp_prod = 2.1e3;
T_entrada_C = -25;
m_dot = mp_day / (24*3600);

% Motores e iluminacion
Pvent = 15.35e3;
pu = 4;

% Caudales (m3/h)
Vae_h = 151580;
Vinf_h = 6841;

% Coeficientes psicrometricos
COEF_T = 0.33;
COEF_L = 0.84;

% CONTROL / PLANTA
SP_C = -20;
Qmax = 69187;

% Inercia termica efectiva
V_air = 6107;
rho_air = 1.3;
c_air = 1000;
M_prod_tot = 418380.48;
f_eff = 0.20;
Cth = rho_air*V_air*c_air + f_eff*M_prod_tot*cp_prod;

% PID
Kp_pct = 8.00; Ki = 0.006; Kd_gain = 180; tau_d = 8; aw_beta = 0.5;

% COP
COP = 2.5;

% TIEMPO
Tsim_h = 24; dt = 2;
t = (0:dt:Tsim_h*3600).';
```

```

N = numel(t);
th = t/3600;

% TEMPERATURA EXTERIOR
Tmax=15.3; Tmin=5.1; Tmed=10.2; phi_h=15;
Text = Tmed + (Tmax - Tmin)/2 * sin(2*pi/24*(th - phi_h));

% HUMEDAD
w_ext = Hext*ones(N,1);
w_int = Hint*ones(N,1);

% RENOVACION EN PULSOS
Vae_m3h = zeros(N,1);
pulse_sec=30; ventil_total_min=20; win_start_h=1; win_end_h=23;
n_pulses = ceil((ventil_total_min*60)/pulse_sec);
t0 = win_start_h*3600; tf = win_end_h*3600 - pulse_sec;
if n_pulses<=1, starts_s=t0; else, starts_s=round(linspace(t0,tf,n_pulses)); end
for s = starts_s
    mask = (t >= s) & (t < s + pulse_sec);
    Vae_m3h(mask) = Vae_h;
end

% INFILTRACION
Vinf_m3h = zeros(N,1);
evt_min = 20; starts_min = [9*60, 13*60, 17*60];
evt_mask = false(N,1);
for smin = starts_min
    mask = (t >= smin*60) & (t < (smin+evt_min)*60);
    Vinf_m3h(mask) = Vinf_m3h(mask) + Vinf_h;
    evt_mask = evt_mask | mask;
end

% OCUPACION e ILUMINACION
np = 3;
Q_ocu = 390*np * double(evt_mask);
Q_ilu = pu*A * double(evt_mask);

% SIMULACION PID
Tint = zeros(N,1); Tint(1)=SP_C;
u = zeros(N,1);
Qtot = zeros(N,1); Qcool = zeros(N,1);
I=0; D=0; Tprev=Tint(1);

for k=1:N
    if k==1, dtk=dt; else, dtk=t(k)-t(k-1); end
    Tnow = Tint(max(k-1,1));
    dT = Text(k) - Tnow;
    dw = w_ext(k) - w_int(k);

    Qt = UA * dT;
    Qp = m_dot * cp_prod * (T_entrada_C - Tnow);
    Qren = Vae_m3h(k) * (COEF_T*dT + COEF_L*dw);
    Qmot = Pvent;
    Qin = Vinf_m3h(k) * (COEF_T*dT + COEF_L*dw);
    Qevt = Q_ocu(k) + Q_ilu(k) + Qin;
    Qtot(k) = Qt + Qp + Qren + Qmot + Qevt;

    e = Tnow - SP_C;
    alpha = tau_d/(tau_d+dtk);
    D = alpha*D - alpha*(Kd_gain/100)*((Tnow - Tprev)/dtk);

```

```

u_star = (Kp_pct/100)*e + I + D;
u_k     = min(1, max(0, u_star));
if ( (u_k>0 || e>0) && (u_k<1 || e<0) ), I = I + Ki*dtk*e; end
I = I + aw_beta*(u_k - u_star);
u(k)   = u_k; Tprev = Tnow;

Qcool(k) = u(k)*Qmax;
if k<N
    Tint(k+1) = Tint(k) + dtk*(-Qcool(k) + Qtot(k))/Cth;
end
end

% TARIFA REAL (EUR/kWh)
price_hourly = [ ...
    53.42 40.30 25.50 24.80 20.00 14.85 14.85 14.00 18.28 20.20 18.28 14.00 ...
    10.35 8.00 5.46 4.16 8.00 24.61 40.00 43.45 50.00 43.45 30.00 24.61] / 1000;

% COSTE PID
P_elec_PID_kW = (Qcool./COP)/1000;
idx_h = floor(th); idx_h(idx_h==24) = 23;
price_t = price_hourly(idx_h+1);
Cost_PID_EUR = sum(P_elec_PID_kW(:) .* price_t(:)) * dt/3600;
E_PID_kWh_e = sum(P_elec_PID_kW(:)) * dt/3600;

% MPC ECONOMICO
if isempty(which('quadprog')), error('Falta Optimization Toolbox (quadprog).'); end
Ts_mpc = 180;
Npred = 160;
blk = 3;
Nu = ceil(Npred/blk);
rho_move = 5e-4;
Tmin = -23;
Tmax = -18;
penalty_deg_hour_lower = 80;
penalty_deg_hour_upper = 80;
w_up = penalty_deg_hour_upper * (Ts_mpc/3600);
w_dn = penalty_deg_hour_lower * (Ts_mpc/3600);
delta_guard = 0.0;
Tmin_pred = Tmin + delta_guard;
Tmax_pred = Tmax - delta_guard;

t_mpc = (0:Ts_mpc:t(end)).'; Nm = numel(t_mpc);
Text_mpc = interp1(t, Text, t_mpc, 'linear','extrap');
w_ext_mpc = interp1(t, w_ext, t_mpc, 'previous','extrap');
w_int_mpc = interp1(t, w_int, t_mpc, 'previous','extrap');
Vae_mpc = interp1(t, Vae_m3h, t_mpc, 'previous','extrap');
Vinf_mpc = interp1(t, Vinf_m3h, t_mpc, 'previous','extrap');
Qocu_mpc = interp1(t, Q_ocu, t_mpc, 'previous','extrap');
Qilu_mpc = interp1(t, Q_ilu, t_mpc, 'previous','extrap');

steps_per_hour = round(3600/Ts_mpc);
priceVec_full = repelem(price_hourly(:), steps_per_hour);
if numel(priceVec_full) < Nm-1
    priceVec_full = repmat(priceVec_full, ceil((Nm-1)/numel(priceVec_full)), 1);
end
priceVec = priceVec_full(1:Nm-1);

T_mpc = zeros(Nm,1); T_mpc(1) = Tint(1);
u_mpc = zeros(Nm-1,1);
E_MPC_kWh_e = 0; Cost_MPC_EUR = 0;

```

```

M = kron(speye(Nu), ones(blk,1)); M = M(1:Npred,:); M = sparse(M);
Dbar = speye(Nu) - [sparse(1,Nu); speye(Nu-1), sparse(Nu-1,1)];
Rbar = rho_move * (Dbar'*Dbar);

optionsQP = optimoptions('quadprog','Display','off', ...
    'Algorithm','interior-point-convex', ...
    'MaxIterations', 120, ...
    'ConstraintTolerance', 1e-7, ...
    'OptimalityTolerance', 1e-7);

for k = 1:Nm-1
    Aseq = zeros(Npred,1); gseq = zeros(Npred,1);
    B = -(Ts_mpc/Cth)*Qmax;
    for i = 1:Npred
        ki = min(k+i-1, Nm-1);
        Vsum = Vae_mpc(ki) + Vinf_mpc(ki);
        Aseq(i) = 1 - (Ts_mpc/Cth)*( UA + m_dot*cp_prod + COEF_T*Vsum );
        gseq(i) = (Ts_mpc/Cth)*( UA*Text_mpc(ki) + m_dot*cp_prod*T_entrada_C ...
            + COEF_T*Vsum*Text_mpc(ki) + COEF_L*Vsum*(w_ext_mpc(ki) -
w_int_mpc(ki)) ...
            + Pvent + Qocu_mpc(ki) + Qilu_mpc(ki) );
    end

    F = zeros(Npred,1); h = zeros(Npred,1);
    S = spalloc(Npred,Npred, Npred*(Npred+1)/2);
    F(1)=Aseq(1); h(1)=gseq(1); S(1,1)=B;
    for i=2:Npred
        F(i) = Aseq(i)*F(i-1);
        h(i) = Aseq(i)*h(i-1) + gseq(i);
        S(i,1:i-1) = Aseq(i)*S(i-1,1:i-1);
        S(i,i) = B;
    end
    S_eff = S * M;

    pH = priceVec(k:min(k+Npred-1, Nm-1));
    if numel(pH) < Npred, pH = [pH; repmat(pH(end), Npred-numel(pH), 1)]; end
    f_step = (Qmax/COP)/1000 * (Ts_mpc/3600) * pH;
    f_bar = M' * f_step;

    Hqp = blkdiag(Rbar, sparse(Npred,Npred), sparse(Npred,Npred));
    fqp = [f_bar; w_up*ones(Npred,1); w_dn*ones(Npred,1)];

    Xmin = Tmin_pred*ones(Npred,1) - F*T_mpc(k) - h;
    Xmax = Tmax_pred*ones(Npred,1) - F*T_mpc(k) - h;

    Aineq = [ S_eff, -speye(Npred), sparse(Npred,Npred);
        -S_eff, sparse(Npred,Npred), -speye(Npred) ];
    bineq = [ Xmax; -Xmin ];

    lb = [zeros(Nu,1); zeros(Npred,1); zeros(Npred,1)];
    ub = [ones(Nu,1); inf(Npred,1); inf(Npred,1)];

    z0 = zeros(Nu + 2*Npred, 1);
    [zopt,~,exitflag] = quadprog(Hqp, fqp, Aineq, bineq, [], [], lb, ub, z0,
optionsQP);

    if isempty(zopt) || exitflag <= 0
        if T_mpc(k) >= Tmax - 0.05
            u_mpc(k) = 1;

```

```

elseif T_mpc(k) <= Tmin + 0.05
    u_mpc(k) = 0;
else
    u_mpc(k) = 0.5;
end
else
    u_bar = zopt(1:Nu);
    u_mpc(k) = min(max(u_bar(1),0),1);
end

Qt_k = UA*(Text_mpc(k) - T_mpc(k));
Qp_k = m_dot*cp_prod*(T_entrada_C - T_mpc(k));
Qren_k = Vae_mpc(k)*(COEF_T*(Text_mpc(k)-T_mpc(k)) + COEF_L*(w_ext_mpc(k)-
w_int_mpc(k)));
Qinf_k = Vinf_mpc(k)*(COEF_T*(Text_mpc(k)-T_mpc(k)) + COEF_L*(w_ext_mpc(k)-
w_int_mpc(k)));
Qevt_k = Qocu_mpc(k) + Qilu_mpc(k);
Qtot_k = Qt_k + Qp_k + Qren_k + Qinf_k + Pvent + Qevt_k;

Qcool_k = u_mpc(k)*Qmax;
T_mpc(k+1) = T_mpc(k) + Ts_mpc*(-Qcool_k + Qtot_k)/Cth;

elec_kWh_step = (Qcool_k/COP) * (Ts_mpc/3600) / 1000;
E_MPC_kWh_e = E_MPC_kWh_e + elec_kWh_step;
Cost_MPC_EUR = Cost_MPC_EUR + priceVec(k)*elec_kWh_step;
end

% CONTROL ON-OFF
Tmin_ONOFF = -23;
Tmax_ONOFF = -18;
hyst_C = 0.6;
tmin_cycle_s = 5*60;

Tint_ONOFF = zeros(N,1);
Tint_ONOFF(1) = Tint(1);
u_ONOFF = zeros(N,1);
Qcool_ONOFF = zeros(N,1);

Thigh = Tmax_ONOFF - hyst_C/2;
Tlow = Tmin_ONOFF + hyst_C/2;
state_on = false; t_last_switch = -Inf;

for k=1:N
    if k==1, dtk=dt; else, dtk=t(k)-t(k-1); end
    Tnow = Tint_ONOFF(max(k-1,1));
    can_switch = (t(k)-t_last_switch) >= tmin_cycle_s;

    if state_on
        if can_switch && (Tnow <= Tlow), state_on=false; t_last_switch=t(k); end
    else
        if can_switch && (Tnow >= Thigh), state_on=true; t_last_switch=t(k); end
    end

    u_ONOFF(k) = double(state_on);
    Qcool_ONOFF(k) = u_ONOFF(k)*Qmax;

    if k<N
        Tint_ONOFF(k+1) = Tint_ONOFF(k) + dtk*(-Qcool_ONOFF(k) + Qtot(k))/Cth;
    end
end
end

```

```

P_elec_ONOFF_kW = (Qcool_ONOFF./COP)/1000;
idx_h = floor(th); idx_h(idx_h==24) = 23;
price_t_ONOFF = price_hourly(idx_h+1);
E_ONOFF_kWh_e = sum(P_elec_ONOFF_kW(:)) * dt/3600;
Cost_ONOFF_EUR = sum(P_elec_ONOFF_kW(:) .* price_t_ONOFF(:)) * dt/3600;

% SALIDAS
fprintf('\n=== COSTE PID ===\n');
fprintf('Energia electrica PID: %.1f kWh_e\n', E_PID_kWh_e);
fprintf('Coste electrico PID:   %.2f EUR/dia\n', Cost_PID_EUR);

fprintf('\n=== COSTE MPC (ECONOMICO) ===\n');
fprintf('Energia electrica MPC: %.1f kWh_e\n', E_MPC_kWh_e);
fprintf('Coste electrico MPC:   %.2f EUR/dia\n', Cost_MPC_EUR);

fprintf('\n=== COSTE ON-OFF ===\n');
fprintf('Energia electrica ON-OFF: %.1f kWh_e\n', E_ONOFF_kWh_e);
fprintf('Coste electrico ON-OFF:   %.2f EUR/dia\n', Cost_ONOFF_EUR);

fprintf('\n=== COMPARATIVA ===\n');
fprintf('PID   -> Energia: %.1f kWh_e | Coste: %.2f EUR/dia\n', E_PID_kWh_e,
Cost_PID_EUR);
fprintf('MPC   -> Energia: %.1f kWh_e | Coste: %.2f EUR/dia\n', E_MPC_kWh_e,
Cost_MPC_EUR);
fprintf('ONOFF -> Energia: %.1f kWh_e | Coste: %.2f EUR/dia\n', E_ONOFF_kWh_e,
Cost_ONOFF_EUR);
fprintf('Ahorro MPC vs PID   -> Energia: %.1f kWh_e | Coste: %.2f EUR/dia\n', ...
E_PID_kWh_e-E_MPC_kWh_e, Cost_PID_EUR-Cost_MPC_EUR);
fprintf('Ahorro MPC vs ONOFF-> Energia: %.1f kWh_e | Coste: %.2f EUR/dia\n', ...
E_ONOFF_kWh_e-E_MPC_kWh_e, Cost_ONOFF_EUR-Cost_MPC_EUR);
fprintf('Rango T (PID):   [%.2f, %.2f] C\n', min(Tint), max(Tint));
fprintf('Rango T (MPC):   [%.2f, %.2f] C\n', min(T_mpc), max(T_mpc));
fprintf('Rango T (ONOFF): [%.2f, %.2f] C\n', min(Tint_ONOFF), max(Tint_ONOFF));

% GRAFICAS BASICAS
figure('Name','Temperaturas'); hold on; grid on;
plot(t/3600, Tint, 'LineWidth',1.2);
plot(t_mpc/3600, T_mpc, 'LineWidth',1.2);
plot(t/3600, Tint_ONOFF, 'LineWidth',1.2);
yline(Tmin,'--'); yline(Tmax,'--');
xlabel('Tiempo [h]'); ylabel('T [C]');
legend('PID','MPC','ON-OFF','Tmin','Tmax','Location','best');

figure('Name','Accion de control'); hold on; grid on;
plot(t/3600, 100*u, 'LineWidth',1.2);
stairs(t_mpc(1:end-1)/3600, 100*u_mpc, 'LineWidth',1.2);
stairs(t/3600, 100*u_ONOFF, 'LineWidth',1.2);
ylim([-5 105]); xlabel('Tiempo [h]'); ylabel('u [%]');
legend('PID','MPC','ON-OFF','Location','best');

figure('Name','Tarifa electrica');
stairs(0:23, price_hourly, 'LineWidth',1.2);
grid on; xlabel('Hora del dia'); ylabel('Precio [EUR/kWh]'); xlim([0 23]);

% GRAFICAS MPC SOLO
P_elec_MPC_kW = (u_mpc(:) * Qmax) / COP / 1000;
E_MPC_kWh_e_total = sum(P_elec_MPC_kW .* (diff(t_mpc)/3600));

figure('Name','MPC - Temperatura interior','Color','w');

```

```

plot(t_mpc/3600, T_mpc, 'LineWidth', 1.4); hold on; grid on;
yline(-23, '--'); yline(-18, '--');
xlabel('Tiempo [h]'); ylabel('T_{int} [C]');

figure('Name','MPC - Accion de control','Color','w');
stairs(t_mpc(1:end-1)/3600, 100*u_mpc, 'LineWidth', 1.4); grid on;
ylim([-5 105]); xlabel('Tiempo [h]'); ylabel('u [%]');

figure('Name','MPC - Potencia electrica','Color','w');
stairs(t_mpc(1:end-1)/3600, P_elec_MPC_kW, 'LineWidth',1.4); grid on;
xlabel('Tiempo [h]'); ylabel('P_{el} [kW]');
title(sprintf('Energia diaria: %.1f kWh_e', E_MPC_kWh_e_total));

```