



**UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO**  
**FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA**  
**CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

PROYECTO DE INVESTIGACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE  
INGENIERO MECÁNICO

**TEMA:**

---

TRANSFORMACIÓN DE UNA VÁLVULA TERMOSTÁTICA EN UNA VÁLVULA  
REGULADA ELECTRÓNICAMENTE MEDIANTE EL CONTROL DE LA  
TEMPERATURA DEL ELEMENTO TERMOSTÁTICO. APLICACIÓN AL  
ESTUDIO DEL COMPORTAMIENTO ESTÁTICO Y DINÁMICO DE UN CICLO  
SIMPLE DE REFRIGERACIÓN

---

**Autor:** Keny Javier Quinatoa Quinatoa

**Tutor:** Ing. Javier García del Valle, PhD.

**AMBATO – ECUADOR**  
**2019**

## **APROBACIÓN DEL TUTOR**

En mi calidad de Tutor del trabajo de investigación sobre el tema: "TRANSFORMACIÓN DE UNA VÁLVULA TERMOSTÁTICA EN UNA VÁLVULA REGULADA ELECTRÓNICAMENTE MEDIANTE EL CONTROL DE LA TEMPERATURA DEL ELEMENTO TERMOSTÁTICO. APLICACIÓN AL ESTUDIO DEL COMPORTAMIENTO ESTÁTICO Y DINÁMICO DE UN CICLO SIMPLE DE REFRIGERACIÓN.", realizado por el señor Keny Javier Quinatoa Quinatoa, egresado de la carrera de Ingeniería Mecánica de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica, de la Universidad Técnica de Ambato, CERTIFICO que la presente investigación fue elaborada en su totalidad por el autor, revisado en todos sus capítulos y ha sido finalizado.

Ambato, 09 de Julio del 2018

A handwritten signature in blue ink, consisting of several overlapping loops and a long horizontal stroke extending to the right.

Tutor del Proyecto

## **AUTORÍA DEL TRABAJO**

Declaro que el tema tratado del proyecto de investigación: TRANSFORMACIÓN DE UNA VÁLVULA TERMOSTÁTICA EN UNA VÁLVULA REGULADA ELECTRÓNICAMENTE MEDIANTE EL CONTROL DE LA TEMPERATURA DEL ELEMENTO TERMOSTÁTICO. APLICACIÓN AL ESTUDIO DEL COMPORTAMIENTO ESTÁTICO Y DINÁMICO DE UN CICLO SIMPLE DE REFRIGERACIÓN. De igual manera las ideas, resultados, conclusiones, son auténticos y de responsabilidad exclusiva de mi persona en calidad de autor del proyecto.

Ambato, 09 de Julio del 2018

A handwritten signature in blue ink, appearing to read 'Keny Javier Quinatoa Quinatoa', is written over a faint, light blue grid background.

Keny Javier Quinatoa Quinatoa

C.I.: 0201976701

**AUTOR DEL TRABAJO EXPERIMENTAL**

## **DERECHOS DE AUTOR**

Yo Keny Javier Quinatoa Quinatoa apruebo a la Universidad Técnica de Ambato, para que haga de este Trabajo Experimental una fuente aprovechable para la lectura, consulta e investigación, según dicten las normas de la Universidad. Concedo los derechos de mi Trabajo Experimental con fines de difusión pública, y autorizo la reproducción de este Trabajo Experimental, dentro de las regulaciones de la institución, de tal manera que esta reproducción sea sin fines de lucro y se lo realice respetando mis derechos de autor.

A handwritten signature in blue ink, appearing to read 'Keny Quinatoa', is written over a faint, light blue grid background. The signature is stylized and cursive.

Keny Javier Quinatoa Quinatoa

## **APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO**

Los miembros del Tribunal de Grado aprueban el informe del trabajo experimental que realizo el estudiante Keny Javier Quinatoa Quinatoa de la carrera de Ingeniería Mecánica, bajo el tema: “ TRANSFORMACIÓN DE UNA VÁLVULA TERMOSTÁTICA EN UNA VÁLVULA REGULADA ELECTRÓNICAMENTE MEDIANTE EL CONTROL DE LA TEMPERATURA DEL ELEMENTO TERMOSTÁTICO. APLICACIÓN AL ESTUDIO DEL COMPORTAMIENTO ESTÁTICO Y DINÁMICO DE UN CICLO SIMPLE DE REFRIGERACIÓN ”.

Ambato, 09 de Julio del 2018

-----  
Ing.

-----  
Ing.

## **DEDICATORIA**

El amor incondicional, la paciencia con la que cada día fui educado por mis padres, hoy se refleja, en una persona con valores que día a día se supera así mismo.

Dedico este trabajo con la mayor humildad, a Dios, a mis padres Manuel y Fany, a mi hermanito Gabriel espero ser un ejemplo para él, seres queridos , por ser los principales promotores de mis sueños, por ser ese aliento que muchas veces necesité para cumplir este sueño.

Este logro fue gracias a ustedes.

## **AGRADECIMIENTO**

Gracias Dios por permitirme crecer, aprender, y cumplir tu voluntad, agradezco a mi familia por todo el apoyo que siempre sabe brindarme, por ser mi más grande orgullo, la razón de todo, también a mi seres queridos que supieron apoyarme en cada momento de mi carrera. como también a mi tutor de tesis, Ing Javier García del Valle PhD, con su humildad, paciencia y dedicación, hizo que la realización de este trabajo sea muy gratificante y despierte en mi el gusto por aprender día a día.

## ÍNDICE GENERAL DE CONTENIDOS

PORTADA . . . . .	I
APROBACIÓN DEL TUTOR . . . . .	II
AUTORÍA DEL TRABAJO . . . . .	III
DERECHOS DE AUTOR . . . . .	IV
APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO . . . . .	V
DEDICATORIA . . . . .	VI
AGRADECIMIENTOS . . . . .	VII
ÍNDICE GENERAL . . . . .	VII
ÍNDICE DE FIGURAS . . . . .	X
ÍNDICE DE TABLAS . . . . .	XIII
NOMENCLATURA . . . . .	XV
RESUMEN EJECUTIVO . . . . .	XVII
ABSTRACT (SUMMARY) . . . . .	XVIII
<b>CAPÍTULO I</b>	<b>1</b>
1. ANTECEDENTES . . . . .	1
1.1. Tema: . . . . .	1
1.2. Antecedentes investigativos: . . . . .	1
1.3. Justificación . . . . .	1
1.4. OBJETIVOS. . . . .	2
1.4.1. Objetivo General . . . . .	2
1.4.2. Objetivos Específicos . . . . .	2
<b>CAPÍTULO II</b>	<b>3</b>
2. FUNDAMENTACIÓN . . . . .	3
2.1. Investigaciones previas . . . . .	3
2.1.1. Artículos técnicos . . . . .	3
2.2. Fundamentación Teórica . . . . .	11
2.2.1. Descripción del banco experimental . . . . .	11
2.2.2. Diseño de la válvula de expansión termostática modificada . . . . .	13
2.2.3. Diseño del nuevo prototipo de válvula de expansión . . . . .	14
2.2.4. Adiciones al sistema eléctrico . . . . .	16
2.3. Hipótesis. . . . .	17
2.4. Señalamiento de variables de la hipótesis. . . . .	17
2.4.1. Variable independiente . . . . .	17
2.4.2. Variable dependiente . . . . .	17
<b>CAPÍTULO III</b>	<b>18</b>
3. METODOLOGÍA . . . . .	18
3.1. Nivel o tipo de investigación . . . . .	18
3.1.1. Cuantitativa . . . . .	18
3.1.2. Exploratoria . . . . .	18



3.1.3.	Bibliográfica . . . . .	18
3.1.4.	Explicativa . . . . .	18
3.2.	Población y muestra . . . . .	18
3.2.1.	Población . . . . .	18
3.2.2.	Muestra . . . . .	18
3.3.	Operacionalización de variables. . . . .	24
3.3.1.	Variable independiente: . . . . .	24
3.3.2.	Variable dependiente: . . . . .	25
3.4.	Plan de recolección de datos. . . . .	25
3.5.	Plan de procesamiento y análisis. . . . .	25
3.5.1.	Procedimiento para la toma de datos. . . . .	26
<b>CAPÍTULO IV</b>		<b>29</b>
4.	ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS. . . . .	29
4.1.	Modelo matemático. . . . .	29
4.1.1.	Modelo matemático del compresor. . . . .	29
4.1.2.	Modelo matemático del condensador. . . . .	30
4.1.3.	Modelo matemático del intercambiador de calor. . . . .	30
4.1.4.	Modelo matemático del evaporador. . . . .	31
4.1.5.	Modelo matemático de la transferencia de calor en el evaporador. . . . .	32
4.1.6.	Modelo matemático en la TXV. . . . .	33
4.1.7.	Modelo matemático global del sistema de refrigeración. . . . .	33
4.2.	Toma y análisis datos. . . . .	34
4.2.1.	Resultados para las mediciones en estático (original y resistencia). . . . .	34
4.2.2.	Resultados para las medidas en dinámico (configuración original y con resistencia). . . . .	37
4.2.3.	Resultados para las medidas en estático y dinámico de la válvula prototipo. . . . .	40
4.2.4.	Válvula original. . . . .	42
4.2.5.	Válvula original modificada. . . . .	42
4.2.6.	Prototipo de la válvula. . . . .	42
4.3.	Comparación entre datos experimentales y modelo matemático. . . . .	50
4.3.1.	Obtención del valor de la constante de tiempo del bulbo. . . . .	50
4.3.2.	Exploración paramétrica de un controlador PID. . . . .	54
4.3.3.	Resultados para el controlador real implementado en el sistema. . . . .	56
<b>CAPÍTULO V</b>		<b>58</b>
5.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES . . . . .	58
5.1.	Conclusiones . . . . .	58
5.2.	Recomendaciones . . . . .	58
<b>OTROS</b>		<b>59</b>
	Bibliografía . . . . .	59

5.3. ANEXOS . . . . .	61
5.3.1. ANEXO 1. Planos. . . . .	61
5.3.2. ANEXO 2.Urkund. . . . .	67

## ÍNDICE DE FIGURAS

<b>Figura 2.1.</b> Calor del evaporador – recalentamiento . . . . .	4
<b>Figura 2.2.</b> Diagrama P-H de un sistema de compresión de múltiples etapas . . . . .	5
<b>Figura 2.3.</b> Esquema actual del sistema de refrigeración . . . . .	12
<b>Figura 2.4.</b> Resistencia envuelta en el bulbo . . . . .	13
<b>Figura 2.5.</b> Prototipo de una TXV, primera versión. . . . .	14
<b>Figura 2.6.</b> Deformación de la membrana . . . . .	15
<b>Figura 2.7.</b> Prototipo de una TXV, segunda versión. . . . .	15
<b>Figura 2.8.</b> Prototipo de una TXV, tercera versión. . . . .	16
<b>Figura 2.9.</b> Funcionamiento del prototipo de TXV . . . . .	16
<b>Figura 2.10.</b> Implementación en el esquema eléctrico . . . . .	17
<b>Figura 3.11.</b> Interfaz del programa . . . . .	26
<b>Figura 4.12.</b> Discretización del ciclo para el modelo matemático . . . . .	29
<b>Figura 4.13.</b> Modelo matemático del compresor . . . . .	30
<b>Figura 4.14.</b> Modelo matemático del condensador . . . . .	30
<b>Figura 4.15.</b> Modelo matemático del intercambiador de calor . . . . .	31
<b>Figura 4.16.</b> Modelo matemático del evaporador . . . . .	32
<b>Figura 4.17.</b> Modelo matemático de la transferencia de calor en el evaporador . . . . .	33
<b>Figura 4.18.</b> Recalentamiento y presión evaporador para la TXV original casos $eo_0, eo_1, eo_2$ . . . . .	34
<b>Figura 4.19.</b> Recalentamiento y presión evaporador para la TXV modificada casos $em_0, em_1, em_2$ . . . . .	34
<b>Figura 4.20.</b> Recalentamiento y presión evaporador para la TXV original casos $eo_3, eo_4, eo_5$ . . . . .	35
<b>Figura 4.21.</b> Recalentamiento y presión evaporador para la TXV modificada casos $em_3, em_4, em_5$ . . . . .	35
<b>Figura 4.22.</b> Recalentamiento y presión evaporador para la TXV original casos $eo_9, eo_{10}, eo_{11}$ . . . . .	35
<b>Figura 4.23.</b> Recalentamiento y presión evaporador para la TXV modificada casos $em_9, em_{10}, em_{10}$ . . . . .	35
<b>Figura 4.24.</b> Recalentamiento y presión evaporador para la TXV original casos $eo_{12}, eo_{13}, eo_{14}$ . . . . .	36
<b>Figura 4.25.</b> Recalentamiento y presión evaporador para la TXV modificada casos $em_{12}, em_{13}, em_{14}$ . . . . .	36
<b>Figura 4.26.</b> Recalentamiento y presión evaporador para la TXV original casos $eo_{15}, eo_{16}, eo_{17}$ . . . . .	36
<b>Figura 4.27.</b> Recalentamiento y presión evaporador para la TXV modificada casos $em_{15}, em_{16}, em_{17}$ . . . . .	36
<b>Figura 4.28.</b> Recalentamiento y presión evaporador para la TXV original casos $do_0, do_1, do_2$ . . . . .	37

<b>Figura 4.29.</b> Recalentamiento y presión evaporador para la TXV modificada casos $dm_0, dm_1, dm_2$ . . . . .	37
<b>Figura 4.30.</b> Recalentamiento y presión evaporador para la TXV original casos $do_3, do_4, do_5$ . . . . .	37
<b>Figura 4.31.</b> Recalentamiento y presión evaporador para la TXV modificada casos $dm_3, dm_4, dm_5$ . . . . .	37
<b>Figura 4.32.</b> Recalentamiento y presión evaporador para la TXV original casos $do_6, do_7, do_8$ . . . . .	38
<b>Figura 4.33.</b> Recalentamiento y presión evaporador para la TXV modificada casos $dm_6, dm_7, dm_8$ . . . . .	38
<b>Figura 4.34.</b> Recalentamiento y presión evaporador para la TXV original casos $do_9, do_{10}, do_{11}$ . . . . .	38
<b>Figura 4.35.</b> Recalentamiento y presión evaporador para la TXV modificada casos $dm_9, dm_{10}, dm_{11}$ . . . . .	38
<b>Figura 4.36.</b> Recalentamiento y presión evaporador para la TXV original casos $do_{12}, do_{13}, do_{14}$ . . . . .	39
<b>Figura 4.37.</b> Recalentamiento y presión evaporador para la TXV modificada casos $dm_{12}, dm_{13}, dm_{14}$ . . . . .	39
<b>Figura 4.38.</b> Recalentamiento y presión evaporador para la TXV original casos $do_{15}, do_{16}, do_{17}$ . . . . .	39
<b>Figura 4.39.</b> Recalentamiento y presión evaporador para la TXV modificada casos $dm_{15}, dm_{16}, dm_{17}$ . . . . .	39
<b>Figura 4.40.</b> Recalentamiento y presión evaporador del prototipo de TXV casos $no_0, no_1, no_2$ . . . . .	40
<b>Figura 4.41.</b> Recalentamiento y presión evaporador del prototipo de TXV casos $no_3, no_4, no_5$ . . . . .	40
<b>Figura 4.42.</b> Recalentamiento y presión evaporador del prototipo de TXV casos $nm_0, nm_1, nm_2$ . . . . .	40
<b>Figura 4.43.</b> Recalentamiento y presión evaporador del prototipo de TXV casos $no_9, no_{10}, no_{11}$ . . . . .	40
<b>Figura 4.44.</b> Recalentamiento y presión evaporador del prototipo de TXV casos $nm_3, nm_4, nm_5$ . . . . .	41
<b>Figura 4.45.</b> Recalentamiento y presión evaporador del prototipo de TXV casos $no_{12}, no_{13}, no_{14}$ . . . . .	41
<b>Figura 4.46.</b> Recalentamiento y presión evaporador del prototipo de TXV casos $nm_6, nm_7, nm_8$ . . . . .	41
<b>Figura 4.47.</b> Recalentamiento y presión evaporador del prototipo de TXV casos $no_{15}, no_{16}, no_{17}$ . . . . .	41
<b>Figura 4.48.</b> Recalentamiento en estudio dinámico caso 0 . . . . .	53
<b>Figura 4.49.</b> Recalentamiento en estudio dinámico caso 1 . . . . .	54
<b>Figura 4.50.</b> Recalentamiento en estudio dinámico caso 2 . . . . .	54
<b>Figura 4.51.</b> Recalentamiento obtenido . . . . .	55
<b>Figura 4.52.</b> Desviación del recalentamiento obtenido . . . . .	56
<b>Figura 4.53.</b> Procedimiento de interpolación para obtener la potencia en el bulbo. . . . .	57

**Figura 4.54.** Recalentamiento y desviación para el controlador modificado del sistema . . . . . 57

## ÍNDICE DE TABLAS

<b>Tabla 2.1.</b>	Esquema final, descripción de los componentes de la banca de refrigeración. . . . .	13
<b>Tabla 2.2.</b>	Cargas aplicada a la membrana . . . . .	14
<b>Tabla 3.3.</b>	Matriz de mediciones para las distintas configuraciones . . . .	19
<b>Tabla 3.4.</b>	Mediciones en estático, válvula termostática original . . . .	20
<b>Tabla 3.5.</b>	Mediciones en estático con resistencia, válvula termostática original . . . . .	21
<b>Tabla 3.6.</b>	Mediciones en dinámico, válvula termostática original . . . .	22
<b>Tabla 3.7.</b>	Mediciones en dinámico con resistencia, válvula termostática original . . . . .	23
<b>Tabla 3.8.</b>	Mediciones en estático, prototipo de TXV . . . . .	23
<b>Tabla 3.9.</b>	Mediciones en dinámico con resistencia, prototipo de TXV .	24
<b>Tabla 3.10.</b>	Operacionalización de la variable independiente. . . . .	24
<b>Tabla 3.11.</b>	Operacionalización de la variable dependiente . . . . .	25
<b>Tabla 3.12.</b>	Variables . . . . .	25
<b>Tabla 3.13.</b>	Proceso de medición en la válvula original, basada en la secuencia establecida en la Tesis [1], introduciendo las respectivas modificaciones . . . . .	27
<b>Tabla 3.14.</b>	Proceso de medición para el prototipo de la válvula termostática, basada en la secuencia establecida en la Tesis [1], introduciendo las respectivas modificaciones . . . . .	28
<b>Tabla 4.15.</b>	Modelo matemático de la TXV . . . . .	33
<b>Tabla 4.16.</b>	Modelo matemático global del sistema de refrigeración . . . .	34
<b>Tabla 4.17.</b>	Resultados de las mediciones con la TXV original, en estático. . . . .	44
<b>Tabla 4.18.</b>	Resultados de las mediciones con la TXV modificada, en estático. . . . .	45
<b>Tabla 4.19.</b>	Resultados de las mediciones con la TXV original, en dinámico. . . . .	46
<b>Tabla 4.20.</b>	Resultados de las mediciones con la TXV modificada, en dinámico. . . . .	47
<b>Tabla 4.21.</b>	Resultados de las mediciones con el prototipo de TXV , en estático. . . . .	48
<b>Tabla 4.22.</b>	Resultados de las mediciones con el prototipo de TXV, en dinámico. . . . .	49
<b>Tabla 4.23.</b>	Procedimiento establecido para la comparación de datos experimentales y matemáticos . . . . .	50
<b>Tabla 4.24.</b>	Resultado del modelo matemático para distintos valores en estático . . . . .	51
<b>Tabla 4.25.</b>	Resultado del modelo matemático para distintos valores en dinámico . . . . .	52

## NOMENCLATURA

### Notación

- $Q$ : Calor.
- TXV: Válvula de expansión termostática.
- EVV: Válvula de expansión termostática electrónica.
- $U$ : Coeficiente total de transferencia de calor,  $W/m^2 \cdot ^\circ C$ .
- $A$ : Área.
- $T$ : Temperatura.
- $p$ : Presión.
- $P$ : Potencia.
- $\Lambda$ : Voltaje.
- $I$ : Intensidad eléctrica.
- $R$ : Resistencia eléctrica.
- $D$ : Diámetro.
- $R_{Th}$ : Resistencia equivalente de Thevening.
- $h$ : Entalpía.
- $X$ : Calidad.
- $S$ : Entropía.
- $n_{vol}$ : Rendimiento volumétrico.
- $Q_{vol}$ : Caudal volumétrico.
- $W$ : Trabajo
- $\dot{m}$ : Flujo másico.
- $Re$ : Número de Reynolds.
- $V$ : Velocidad.
- $f$ : Factor de pérdida de presión
- $P_c$ : Presión de condensador.

- $\dot{m}$ : Flujo másico del venturi.
- $k$ : Conductividad térmica,  $W/m \cdot ^\circ C$
- $Nu$ : Número de Nusselt
- $x$ : Flujo másico reinyectado
- $J_G$ : velocidad de masa de vapor adimensional
- $g$ : gravedad,  $m/s^2$
- $G$ : velocidad de masa,  $kg/(m^2 \cdot s)$
- $J_G^T$ : velocidad de gas adimensional de transición
- $Pr$ : Número de Prandtl

### Subíndices

- *STRAT*: régimen de flujo completamente estratificado
- *LO*: fase líquida con flujo total
- *A*:  $\Delta T$  régimen de flujo independiente

### Símbolos griegos

- $\rho$ : Densidad.
- $\mu$ : Viscosidad dinámica.
- $\Delta$ : Delta.
- $\varepsilon$ : Rugosidad.
- $\Sigma$ : Sumatoria.
- $\tau$ : Constante de tiempo

### Acrónimos

- COP: Coeficiente de rendimiento (coefficient of performance).



**UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO**  
**FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA**  
**CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

"TRANSFORMACIÓN DE UNA VÁLVULA TERMOSTÁTICA EN UNA VÁLVULA REGULADA ELECTRÓNICAMENTE MEDIANTE EL CONTROL DE LA TEMPERATURA DEL ELEMENTO TERMOSTÁTICO. APLICACIÓN AL ESTUDIO DEL COMPORTAMIENTO ESTÁTICO Y DINÁMICO DE UN CICLO SIMPLE DE REFRIGERACIÓN."

**Autor:** Keny Javier Quinatoa Quinatoa

**Tutor:** Ing. Javier García del Valle PhD

**RESUMEN EJECUTIVO**

El trabajo de investigación se centró en la transformación de una válvula de expansión termostática (TXV) convencional, a una válvula regulada electrónicamente mediante el control de la temperatura en el bulbo y el diseño de un prototipo de válvula de expansión termostática, con la finalidad de aportar con un dispositivo de expansión que fuese capaz de cumplir con los requerimientos o estar a la par con una válvula de expansión comercial. Se estudió su comportamiento mediante un estudio estático y dinámico en un sistema simple de refrigeración. Para lo cual se realizó un análisis con un modelo matemático y experimental, mediante la toma de datos de la bancada de refrigeración del laboratorio de energías de la Carrera de Ingeniería Mecánica. Se realizó un modelo matemático que permitió predecir el comportamiento del sistema de refrigeración y así poder determinar las condiciones óptimas de funcionamiento. La idea consiste en mantener e imponer el sobrecalentamiento a la salida del evaporador, sin importar las condiciones de operación del sistema de refrigeración. Esto se logró obtener mediante resistencias que envuelven al bulbo de la válvula de expansión termostática. Los datos obtenidos mediante el modelo matemático fueron validados con los datos experimentales obtenidos de la bancada de refrigeración. Una vez analizados y comparado los resultados, se determina que es posible controlar el sobrecalentamiento de una manera precisa.

**TECHNICAL UNIVERSITY OF AMBATO**  
**FACULTY OF CIVIL ENGINEERING AND MECHANICS**  
**MECHANICAL ENGINEERING CAREERS**

"TRANSFORMATION OF A THERMOSTATIC VALVE IN A VALVE  
REGULATED ELECTRONICALLY THROUGH THE TEMPERATURE  
CONTROL OF THE THERMOSTATIC ELEMENT. APPLICATION TO THE  
STUDY OF THE STATIC AND DYNAMIC BEHAVIOR OF A SIMPLE  
REFRIGERATION CYCLE."

**Author:** Keny Javier Quinatoa Quinatoa

**Tutor:** Ing. Javier García del Valle, PhD.

**ABSTRACT (SUMMARY)**

The research work focused on the transformation of a conventional thermostatic expansion valve (TXV), into an electronically regulated valve by controlling the temperature in the bulb and the design of a thermostatic expansion valve prototype, in order to provide with an expansion device that could be able to match the performance of a commercial expansion valve. Their behavior was studied through a static and dynamic study in a simple refrigeration system. For which, an analysis was made by means of comparison of experimental data against a mathematical model of the refrigeration bench. The mathematical model was programmed to predict the behavior of the cooling system and thus determine the optimal operating conditions. The idea is to maintain the degree of superheating at the outlet of the evaporator regardless of the operating conditions of the cooling system. This is obtained by resistances that surround the bulb of the thermostatic expansion valve. The data computed by the mathematical model was validated with the experimental data measured in the refrigeration bench. Once the results have been analyzed and compared, it is determined that it is possible to control degree of superheating at the evaporator outlet accurately.

# CAPÍTULO I

## 1. ANTECEDENTES

### 1.1 Tema:

TRANSFORMACIÓN DE UNA VÁLVULA TERMOSTÁTICA EN UNA VÁLVULA REGULADA ELECTRÓNICAMENTE MEDIANTE EL CONTROL DE LA TEMPERATURA DEL ELEMENTO TERMOSTÁTICO. APLICACIÓN AL ESTUDIO DEL COMPORTAMIENTO ESTÁTICO Y DINÁMICO DE UN CICLO SIMPLE DE REFRIGERACIÓN.

### 1.2 Antecedentes investigativos:

Una válvula de expansión termostática electrónica (EEV) es aquella con un diseño más sofisticado en comparación a una válvula de expansión termostática convencional (TXV), debido a que poseen un sistema de control del paso del líquido refrigerante más preciso y tiempo de respuesta más rápido sin importar las condiciones de operación en que se encuentre el sistema. Uno de los factores a considerar al momento de elegir entre una válvula u otra ya mencionada, radica en el tipo de instalación, sea esta pequeña o a nivel industrial, debido a que el precio de una EEV es considerablemente superior a una TXV. Existen estudios bibliográficos en los cuales se compara el desempeño de una EEV con una TXV, donde se observa que ambas válvulas ofrecen buen rendimiento en todo el rango de funcionamiento. El presente trabajo experimental consiste en desarrollar un control electrónico en el bulbo de la TXV, mediante una resistencia para mejorar el COP, también como la propuesta de un prototipo de válvula de expansión termostática, desarrolla para el presente trabajo.[2]

### 1.3 Justificación

Una válvula de expansión termostática (TXV) es un dispositivo de expansión, el cual regula la cantidad de líquido refrigerante que entra al evaporador, por esta razón juega un papel muy importante en un sistema de refrigeración. El cual por medio de su diseño, configuración, geometría y material tiene la capacidad de generar una caída de presión necesaria para su entrada al evaporador. La función principal es regular el flujo del líquido refrigerante que entra al evaporador y proporcionar un recalentamiento más o menos estable al sistema. El elemento que consigue regular la apertura de la válvula es el bulbo, que mide la temperatura a la salida del evaporador y manda una señal de presión a la válvula, la cual abre o cierra el paso de líquido refrigerante de-

pendiendo de la presión a la que se encuentren en ella. Tradicionalmente las válvulas de expansión termostáticas se han utilizado para el propósito de regular el flujo másico del refrigerante al evaporador de un ciclo de compresión.[3]

Sin embargo, el uso de las válvulas de expansión electrónicas (EEV) ha ganado aceptación por las siguientes razones:

1. La EEV puede usar una menor presión del condensador, mejorando así la eficiencia del sistema.
2. La EEV puede mantener con precisión el mismo grado de sobrecalentamiento (SHX) a la salida del evaporador, independientemente de la carga o temperatura del evaporador, con un tiempo de respuesta mejor que la de una válvula (TXV), que puede traducirse en mejores eficiencias del evaporador. De lo contrario, las válvulas de expansión termostáticas están sujetas a oscilaciones cuando operan a reducidas tasas de flujo másico.
3. El rendimiento global de transferencia de calor de un evaporador aumenta si el grado de sobrecalentamiento se reduce. El COP en sistemas con válvulas de expansión electrónica tiende a ser superior por no aumentar el recalentamiento, especialmente a cargas elevadas.
4. La misma válvula puede funcionar con varios refrigerantes con la configuración exclusiva del controlador electrónico. Además, el grado de sobrecalentamiento se controla continuamente, por lo que el procedimiento de prueba y error utilizado para la instalación de las válvulas TXV ya no es necesaria.

## **1.4 OBJETIVOS.**

### **1.4.1 Objetivo General**

Estudio estático y dinámico de un ciclo de refrigeración para distintas configuraciones de la válvula de expansión. Mediante la configuración de una válvula de expansión termostática en una válvula de regulación electrónica. Prueba de una versión mejorada de la válvula de expansión desarrollada en trabajos anteriores (Tesis de grado N 353).

### **1.4.2 Objetivos Específicos**

- Recopilar antecedentes informativos sobre comportamiento dinámico de ciclos de refrigeración en función de la variación de la carga de evaporador.
- Diseñar mecánicamente los componentes de la nueva propuesta de válvula de expansión mediante resistencia de materiales y recipientes a presión.
- Diseñar y construir tres implementos para adaptar el bulbo de la válvula de expansión termostática a un dispositivo de regulación de temperatura.
- Probar las diferentes combinaciones para la válvula termostática original.

## CAPÍTULO II

### 2. FUNDAMENTACIÓN

#### 2.1 Investigaciones previas

##### 2.1.1 Artículos técnicos

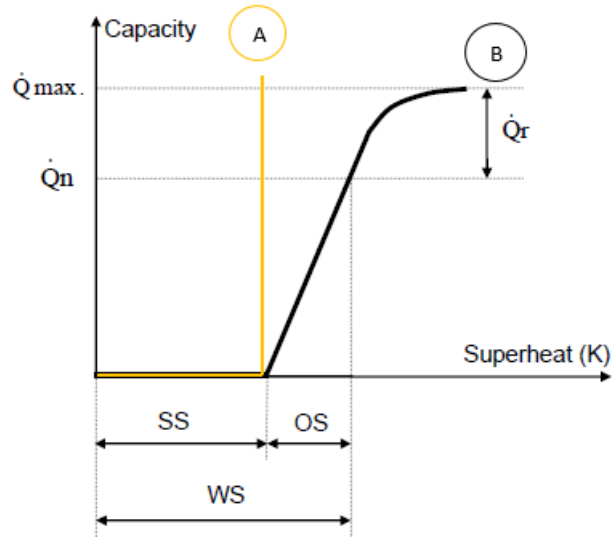
En la tesis de **“Langmaack, Lasse « Dynamic modelling of charges for thermostatic expansion valves» Universidad Técnica de Dinamarca, 2006”**, se obtiene:

La tesis consta de dos partes, una describe la transferencia de calor que se da entre el tubo a la salida del evaporador y el bulbo de la válvula de expansión termostática, obteniendo resultados tales como que la mejor transferencia de calor se da cuando existe un contacto directo entre el tubo del evaporador y el bulbo, de forma que el 25 % de calor es transmitido por la correa y el 75 % es por contacto directo. La otra parte describe la influencia que la cantidad de líquido en el bulbo tiene en el comportamiento de la válvula. Dicha masa de carga es importante debido a los problemas que puede ocasionar, tales como que el líquido del bulbo se evapore y termine condensándose en la válvula, o que el tiempo de respuesta entre el bulbo y la apertura de la válvula sea muy lenta o muy rápida. Este último factor también es determinado por la geometría de la válvula. La tesis proporciona una guía en lo que respecta a estudios dinámicos en los sistemas de refrigeración donde se puede evaluar nuevas combinaciones de bulbo y carga para verificar si es factible operacionalmente dicha combinación. [4]

La norma **“Association of European Refrigeration Component Manufacturers «Capacity Rating of Thermostatic Expansion Valves» pp 1-8,2011”** proporciona:

Los criterios para la descripción del comportamiento de válvulas de expansión reales, que trabajan en un rango de temperatura de evaporación de  $-50\text{ ° C}$  a  $+25\text{ ° C}$ . Figura 2.1, en una válvula ideal la capacidad del sistema es independientemente del recalentamiento, sin embargo en una válvula real de expansión termostática este fenómeno no se logra conseguir, de tal manera que existe un recalentamiento estático y a partir de ahí, la válvula comienza a abrir. A medida que aumenta el calor del evaporador aumenta el recalentamiento. En un sistema ideal se espera que una vez pasado el recalentamiento estático, la válvula abra y proporcione el caudal necesario para satisfacer el sistema. En un sistema real este fenómeno no ocurre. Este fenómeno se ve reflejado en la eficiencia del sistema. Los diferentes fenómenos que se producen a lo largo del proceso de refrigeración, juegan un papel muy importante en la eficiencia del sistema, tales como potencia de compresor, cantidad de líquido refrigerante, cierre y apertura de la válvula de expansión, sobrecalentamiento. Estos factores se comportan dependiendo

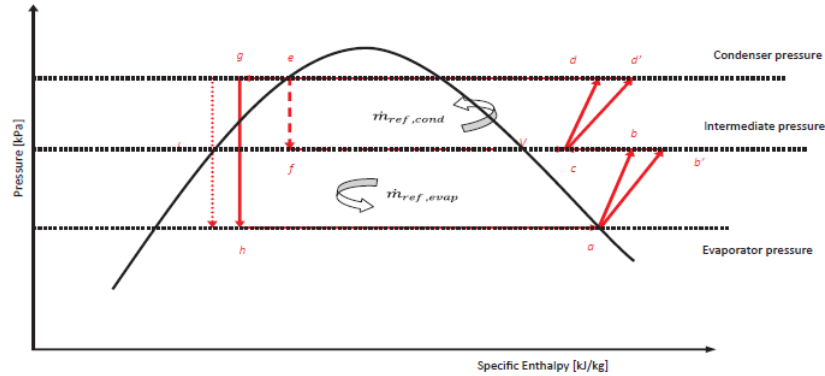
en parte del líquido refrigerante que se esté utilizando, ya que cada tipo de refrigerante tiene ciertas características que ayudan a que el sistema trabaje de una manera más eficiente, tales como punto de evaporación y condensación , temperaturas y presiones de sobrecalentamiento, también tomando en cuenta la aplicación del sistema. [5]



**Figura 2.1:** Calor del evaporador – recalentamiento  
Fuente: [5]

En el artículo técnico de “Saleh S, Baakeem, Jamel Orfi, Abdullah Alabdulkarem «Optimization of a multistage vapor-compression refrigeration system for various refrigerants» Applied Thermal Engineering, vol. 136, pp 84-96, 2018”, se obtuvo: Que el artículo se encuentra enfocado a encontrar el mejor desempeño de un sistema de compresión de vapor de múltiples etapas. El sistema fue estudiado mediante el software Engineering Equation Solver (EES), dando resultados con un margen de error de 1.14%. Figura 2.2. Un sistema de refrigeración de compresión de vapor de múltiples etapas Figura 2 tiene como finalidad mejorar el grado de desempeño del sistema COP, esto se consigue debido a que el sobrecalentamiento obtenido es menor al de un sistema normal. Para conseguir dicha eficiencia se tomaron en cuenta cuatro factores importantes, tales como, sub enfriamiento, parámetros de recalentamiento, temperaturas en el evaporador y condensador. También se utilizaron para la investigación ocho refrigerantes, los cuales son, R717, R22, R134a, R1234yf, R1234ze(E), R410A, R404A, and R407C, los parámetros que permitirán medir o calificar los resultados es mediante la cantidad de energía utilizada así como también un análisis económico. Los resultados obtenidos muestran que el COP aumenta a medida que el sub enfriamiento es mayor. El amonio R717 tiene una de las mejores propiedades de líquido refrigerante con un

COP de 6.17. Con amonio se mejora un 69.15 % el COP en erlación al mismo ciclo operando con R404A. El R404A no se recomienda según la investigación realizada. [6]



**Figura 2.2:** Diagrama P-H de un sistema de compresión de múltiples etapas  
**Fuente:**[6]

En el artículo de “**Ting Chen, Dong An Cha , Oh Kyung Kwon «Experimental investigation on mass flow characteristics of R245fa through electronic expansion valve» Applied Thermal Engineering, vol. 125, pp 111-117, 2017**” , se determina que: En dicho artículo se observa las características de flujo de masa del refrigerante R245fa a través de una EEV, mediante un estudio experimental en función de diferentes condiciones de operación. Experimentalmente se observa que se puede incrementar el paso del flujo de masa refrigerante con la apertura de la (EEV), la temperatura de condensación, la temperatura de sub enfriamiento y diámetro el orificio. Se ajustó el flujo másico a través de la EEV mediante dos expresiones, una polinómica y otra exponencial, ambas tomando como parámetros presiones y temperaturas del sistema. Se comprobó que la primera es apropiada para diámetros del orificio de la válvula inferiores a 1.4 mm. [7]

En el artículo técnico de “**J.M. Choi, Y.C. Kim «The effects of improper refrigerant charge on the performance of a heat pump with an electronic expansion valve and capillary tube» Energy, vol. 27, pp 391-404, 2002**”, se determina: Los efectos de una carga inapropiada de refrigerante en el desempeño de una bomba de calor, con una válvula de expansión termostática electrónica (EEV) y un tubo capilar, son investigados variando la cantidad de refrigerante con un valor de +20 % y -20 % de la carga total que se encontraba en los 1350 gr en un estado estable. En el estudio se pretende comparar en qué condiciones ya sea con una EEV o tubo capilar, se obtiene un óptimo COP. Un sistema de tubo capilar es más sensible, a una inapropiada carga de refrigerante, en comparación con un sistema que opera con una EEV. La capacidad de enfriamiento y

el COP de una EEV muestran poca dependencia con la carga del refrigerante, mientras que son fuertemente dependientes de los factores externos. El desempeño de un sistema medido con una EEV puede ser optimizado, mediante el ajuste de la apertura de la válvula, para mantener un sobrecalentamiento constante en todas las condiciones.[8]

En el Manuscrito de “**T.S.S. Dantas, I.C. Franco, A.M.F. Fileti, F.V. Silva «Dynamic linear modeling of a refrigeration process with electronic expansion valve actuator» International Journal of Refrigeration, pp 1-25, 2017**”, se investigó El algoritmo de control óptimo del sobrecalentamiento en un ciclo de refrigeración con R404A con una válvula de expansión termostática electrónica (EEV). A tal fin se desarrollaron modelos dinámicos del proceso, acoplados a un controlador PID, para la optimización del proceso de la apertura y cierre de la válvula EEV. Los resultados de este estudio muestran que los factores más importantes que influyen en el desempeño de los sistemas de refrigeración para el refrigerante R404A son, la temperatura del evaporador (TE), temperatura del condensador (TC) y la temperatura de sobrecalentamiento ( $\Delta TSH$ ). Debido a estos estudios dinámicos no se puede obtener predicciones exactas debido a efectos variables y no lineales. Mediante investigaciones futuras se podría mejorar el modelo dinámico o los controladores mediante algoritmos, para así poder, tener un control más exacto de  $\Delta TSH$ , TC y TE.[9]

En el artículo técnico de “**A. H. Dhumal H. M. Dange «Investigation of influence of the various expansion devices on the performance of a refrigerator using R407c refrigerant» International Journal of Advanced Engineering Technology, vol. 5, pp 1-4, 2014**”, se estudió: los efectos sobre la capacidad de refrigeración (Q), la potencia consumida por el compresor (W), flujo másico (m), y el coeficiente de rendimiento (COP) en función de diferentes dispositivos de expansión, tales como una válvula de expansión termostática, tubo capilar de diámetro de 0.50” y otro de 0.55” en un sistema de refrigeración de compresión de vapor con R407C. El rendimiento global de la válvula de expansión termostática es razonablemente bueno en comparación al tubo capilar.[10]

En el artículo técnico de “**Ian W. Eames, Adriano Milazzo , Graeme G. Maidment «Modelling thermostatic expansion valves» International journal of refrigeration, vol. 38, 189-197, pp. 1-9, 2014**”, se realiza: Un modelo matemático transitorio del flujo a través de una válvula de expansión termostática (TXV), tomando en cuenta la mecánica de fluidos. El objetivo de dicho modelo matemático es comprobar con datos experimentales de un sistema de refrigeración estático, la exactitud de dichos valores. Este estudio se realizó para un factor de capacidad de 2, 1, 0.5 respectivamente, valor



reflejado en relación al calor máximo ofrecido por el fabricante de la válvula. Las predicciones y las mediciones fueron buenas, debido a que las ecuaciones también fueron validadas con las características obtenidas de ASERCOM (2005) TEV encontrando similitudes cercanas.[11]

En el artículo técnico de **“R. Lazzarin, M. Noro « Experimental comparison of electronic and thermostatic expansion valves performances in an air conditioning plant» International journal of refrigeration, vol.3, 113-118, pp. 1-6, 2008”**, se realizó: Un estudio el cual consistía en la comparación de dos dispositivos de expansión, una válvula de expansión termostática (TXV) y una válvula de expansión termostática electrónica (EEV), para sistemas de aire acondicionado. El estudio se realizó durante un año, en el cual se pretendía demostrar que una (EEV), brinda un buen desempeño, sin importar las condiciones de operación. Además del uso de un PID (Proportional–Integral–Derivative), para un mejor control del sobrecalentamiento, de esta manera optimizar la eficiencia del evaporador y con ello mejorar la capacidad de enfriamiento del sistema. Mediante el estudio se demostró considerablemente un ahorro energético mediante el uso de una (EEV), para este tipo de aplicaciones. Un modelo de simulación, ajustado para las mediciones experimentales demostró las ventajas significativas en comparación a las TXV. Por tal motivo el autor recomienda realizar estudios a fondo acerca de las características de dichos dispositivos electrónicos y su control.[2]

En el artículo técnico de **“Chen Liang, Liu Jinghui, Chen Jiangping, Chen Zhijiu « A new model of mass flow characteristics in electronic expansion valves considering metastability» International Journal of Thermal Sciences, vol. 48, 1235-1242, p. 1-8, 2009”**, se obtuvo: Un estudio experimental de las características del flujo másico de una válvula de expansión electrónica (EEV) en condiciones de operación muy variables. Basándose en la metaestabilidad en una EEV, se realizó un modelo predictivo, diferente a los convencionales, para el flujo másico, usando la ecuación de Bernoulli para demostrar el comportamiento de la presión y fluido másico en la EEV. Dicho modelo considera como fluido metaestable al líquido refrigerante. Una correlación empírica de la presión meta estable, basada en datos experimentales para R22 y sustitutos como R407C y R410A, fueron desarrollados mediante una correlación exponencial para los parámetros dimensionales incluyendo parámetros de operación, propiedades termo físicas del refrigerante. Este modelo puede ser usado para otros tipos de válvulas de expansión como una válvula de expansión termostática o dispositivos con similares condiciones de operación.[12]

En el artículo técnico de “**Jinghui Liu, Jiangping Chen, Zhijiu Chen « Investigation on the choking flow characteristics in electronic expansion valves» International Journal of Thermal Sciences, vol. 47, 648-658, pp. 1-11, 2007**”, se realizó: Un modelo unidimensional para la investigación del flujo másico máximo que puede pasar por una válvula de expansión termostática electrónica (EEV). La predicción de los datos obtenidos en el modelo son comparados con datos experimentales de estudios realizados por Zhang[13]. Los resultados muestran el flujo máximo que puede pasar por una EEV, calculada con el modelo para un R22, tienen una desviación entre resultados para un rango de  $-5\%$  a  $6\%$ . El grado de sobrecalentamiento del líquido refrigerante a través de la válvula incrementa y la presión a través de dicha válvula decrece, debido a una reducción del área.[14]

En el artículo técnico de “**P. Mithraratne1, N. Wijesundera « An experimental and numerical study of hunting in thermostatic-expansion-valve-controlled evaporators » International Journal of Refrigeration, vol. 25, 992-998, pp. 1-7, 2002**”, se realizó: La respuesta dinámica de una válvula de expansión termostática (TEV), cuya función es controlar la cantidad de fluido que pase por el evaporador, fue investigado experimentalmente. Un modelo basándose en datos cualitativos se usó para la interpretación de los resultados. Los valores del sobrecalentamiento estático de la TEV y la carga de calor del evaporador, determinaron si el sistema era estable o no. Las oscilaciones continúan de manera indefinida cuando el sistema es inestable, el comportamiento del sistema bajo condiciones estables son interpretados de una manera precisa. Si se miran las condiciones de entrada y salida de la TEV se sugiere la existencia de histéresis en el sistema. También se observa que cuando la carga esta fija, la amplitud de la inestabilidad decrece con el recalentamiento.[15]

En el artículo técnico de “**Demba Ndiaye, Michel Bernier «Modelling the bleed port of a thermostatic expansion valve» International Journal of Refrigeration, vol. 32, 826-836, pp. 1-11, 2009**”, se realizó: Un modelo de flujo separado para predecir el caudal de refrigerante a través del puerto de purga de una válvula de expansión termostática (TXV). Cuatro tipos condiciones de entrada y salida, se estudió, los cuales fueron: líquido/líquido, líquido/bifásico, bifásico/bifásico y vapor/vapor. Las predicciones del índice de flujo refrigerante del modelo fueron comparados con datos medido en otros estudios. Los resultados de esta comparación, muestran que, cuando el flujo de entrada está en un estado sub enfriado, el  $95\%$  de los 897 puntos experimentales considerados son predichos y cuando el fluido de entrada está en el evaporador, se pronostican 22 de 23 puntos experimentales considerados. En consecuencia, el modelo de flujo separado, desarrollado en este artículo es un predictor relativamente bueno del caudal del refrige-

rante a través del puerto de purga de una válvula de expansión termostática (TXV).[16]

En el artículo técnico de **“Martin Ryhl Kaerna, Brian Elmegaardb «Analysis of refrigerant mal-distribution in fin-and-tube evaporators» Mechanical Engineering, Technical University of Denmark, pp. 1-8, 2008”**, se realizó: Un estudio de la mala distribución del refrigerante en evaporadores de aletas y tubos en aires acondicionados. Se investigaron mediante análisis numérico cuatro configuraciones. Se analizó la influencia de la mala distribución del refrigerante en la capacidad del evaporador. Un modelo para un evaporador de aletas y tubos es desarrollado, utilizando R410a. Se obtiene del estudio realizado que, una mala distribución en evaporadores de aletas y tubos, reduce la capacidad de enfriamiento. Se observó que la mala distribución de caudal en el evaporador, ya sea del tubo o aletas, muestran 11 % y 15 % de degradación en la capacidad de enfriamiento, el sobrecalentamiento es un factor a tomar en cuenta para el correcto funcionamiento del sistema.[17]

En el manuscrito de **“Yujia Shang, Aiguo Wu, Xing Fang, Yuwen You « Dynamic simulation of electronic expansion valve controlled refrigeration system under different heat transfer conditions » International Journal of Refrigeration, pp. 1-18, 2016”**, se realizó: Una simulación dinámica del sistema de refrigeración controlada por una válvula de expansión electrónica (EEV) en diferentes condiciones de transferencia de calor. El trabajo realizado en este estudio presenta un nuevo modelo dinámico capaz de simular las oscilaciones de una EEV, debido a que este tipo de dispositivos tienen un mejor control del caudal del refrigerante o a cambios repentinos en el sistema. Basándose en la teoría dinámica de las burbujas, las características de la transferencia de calor fueron usadas para el evaporador en condiciones estables e inestables. Los resultados previstos en comparación con datos experimentales correspondientes a otros estudios son bastante razonables.[18]

En el artículo técnico de **“Amir Sharafian, Patric Constantin Dan, Wendell Huttema, Majid Bahrami «Performance analysis of a novel expansion valve and control valves designed for a waste heat-driven two-adsorber bed adsorption cooling system » Applied Thermal Engineering, vol. 100, 1119-1129, pp. 1-11, 2016”**, se realizó: Un análisis del rendimiento de una nueva válvula de expansión diseñada para un sistema de enfriamiento por adsorción del lecho adsorbente de realizado de manera experimental. Dos nuevas ideas para los dispositivos de expansión en sistemas de enfriamiento por adsorción son diseñadas. La primera es que dichos dispositivos deben ser livianos y poder evitar las corrientes parásitas que se dan y así poder simplificar el sistema de control. Se propone una válvula de retención con un ran-

go de presión de 3.5-7 KPa como válvula de expansión también una combinación de válvulas de retención de baja presión, así como válvulas solenoides. Los resultados muestran que la válvula de expansión y las válvulas de control funcionan de manera efectiva a temperaturas de entrada del fluido de calentamiento y enfriamiento a los lechos de adsorción de 70-100 °C y 30-40 °C respectivamente. La masa del sistema se redujo en 10,5 kg y el consumo de energía de las válvulas de control se redujo en un 50%. También se creó un modelo el cual mostró que al aumentar el coeficiente de transferencia de calor total y la transferencia de calor del lecho de adsorción en la superficie, se podría mejorar la eficiencia del sistema.[19]

En el manuscrito de **“Zhen Tian, Bo Gu, Cheng Qian, Lin Yang, Fen Liu «Electronic expansion valve mass flow rate prediction based on dimensionless correlation and ANN model» International Journal of Refrigeration, pp. 1-41, 2015”**, se realizó: El estudio de la predicción del flujo másico, en una válvula de expansión electrónica (EEV), basándose en un modelo de simulación, utilizando como refrigerante R134a. En el estudio se presenta datos experimentales acerca del flujo másico a través de una EEV, también desarrollaron un modelo para dicha válvula y conseguir predecir el comportamiento del fluido. El estudio se basó en datos obtenidos por ellos y datos disponibles en otras literaturas para refrigerantes tales como R22, R407C y R410A. El modelo en combinación con parámetros adimensionales, puede proporcionar resultados prácticos con gran satisfacción. Así como también se mejoró el sistema de aire acondicionado, mediante un control del sobrecalentamiento, y control del enclavamiento entre el compresor y la EEV. [20]

En el artículo técnico de **“F.W. Yu, K.T. Chan, H.Y. Chu « Constraints of using thermostatic expansion valves to operate air-cooled chillers at lower condensing temperatures» Applied Thermal Engineering, vol. 26, 2470-2478, pp. 1-9. 2006**, se realizó: Un estudio acerca de las restricciones de uso de válvulas de expansión termostática para controlar chillers enfriados por aire a bajas temperaturas de condensación, donde se observó que una variación de la presión de la válvula de expansión termostática (TXV) restringen la reducción de la temperatura de condensación, valor que se reflejó en el COP del sistema. Bajas temperaturas de condensación aumentan el COP del sistema. Sin embargo la alta presión diferencial a través de la TXV dificulta la entrega del máximo flujo de aire para el rechazo de calor. Para poder utilizar plenamente la capacidad de rechazo de calor, el enfriador debe trabajar a una presión diferencial de 290 a 900 kPa y esto se puede conseguir mediante una válvula de expansión electrónica (EEV). Esto podría dar como resultado una disminución de hasta 49.9 kW en la potencia del compresor y un máximo de 28.7 % en el incremento del COP.[3]

## 2.2 Fundamentación Teórica

### 2.2.1 Descripción del banco experimental

Un sistema de refrigeración es el conjunto de técnicas que permite mantener un foco frío a menor temperatura de la que se encuentre el ambiente. Este proceso conlleva un gasto energético, excepto que se use una fuente natural de enfriamiento.

Los métodos más frecuentes de refrigeración son la compresión de vapor, la absorción y la adsorción, los ciclos de gas y la refrigeración termoeléctrica. La refrigeración se aplica en tres grandes ámbitos como son , la refrigeración doméstica, aire acondicionado y refrigeración industrial, debido a este acontecimiento, se ha creado dispositivos, maquinaria, normativa y complementos que aporten o brinden un camino hacia un estudio, cálculos, mantenimiento, etc, de los diferentes sistemas de refrigeración.

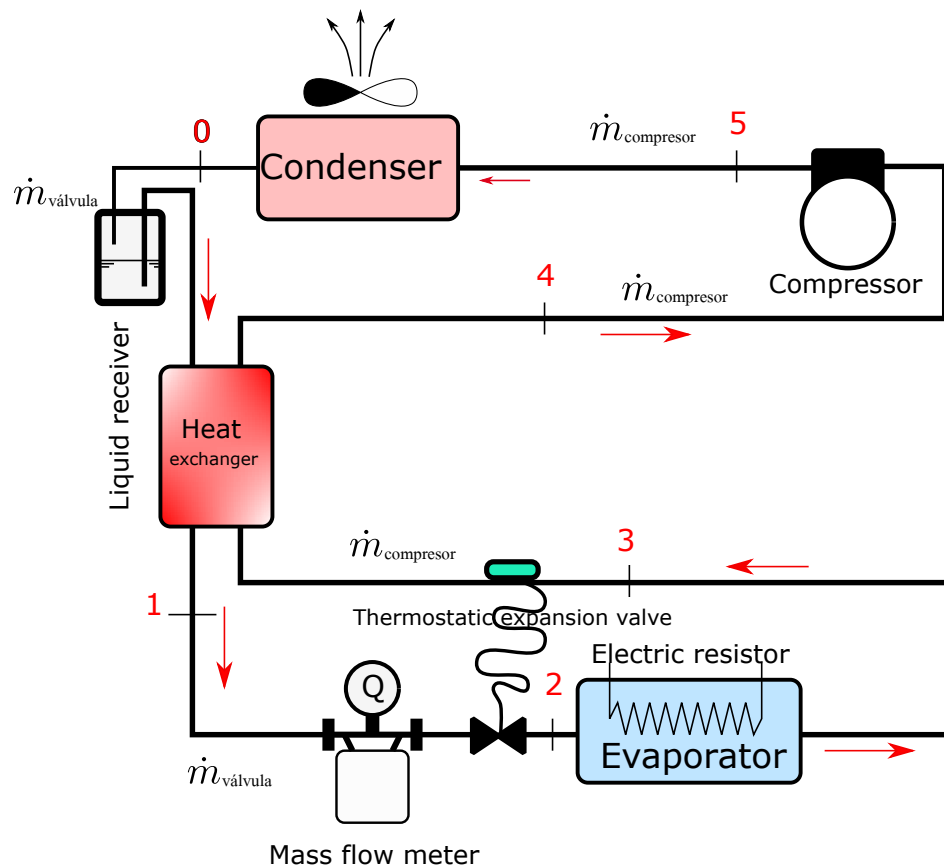
El banco experimental con el que cuenta la Universidad Técnica de Ambato, Carrera de Ingeniería Mecánica, fue desarrollada mediante proyectos de graduación tales como del ingeniero Oscar Chacón [21] y del ingeniero Sebastián Rodríguez [1]. El cual se modificó una vez más, tomando en cuenta las recomendaciones emitidas por dichos ingenieros para optimizar el funcionamiento del mismo una vez más y así llegar a los objetivos planteados en el presente proyecto de graduación. Las modificaciones fueron las siguientes:

- Se instaló tubería anti vibratoria en la aspiración y succión del compresor.
- Se realizó un nuevo acople entre el motor eléctrico y el compresor, mediante cadena con una relación de transmisión de 1:2, debido a que el anterior sistema de poleas, tenía fallos.
- Para el presente proyecto, se le añadió al bulbo una resistencia eléctrica, para controlar mejor su temperatura.
- Se diseñó un prototipo de una válvula de expansión termostática, con la finalidad que brinde las mismas características de una válvula EEV.
- Se colocó un sensor de presión en el bulbo, del prototipo de la válvula de expansión.
- Se realizó una programación mediante control PID y un algoritmo propio, para tener un control más eficiente de presiones y temperaturas en el banco de refrigeración.

- Se mecanizó ciertos componentes que ayudaron a la mejora del banco de refrigeración.

El propósito de haber realizado estos cambios, es poder tener un mejor control de una variedad de parámetros, tales como:

- La potencia necesaria del compresor para generar un buen desempeño en el sistema.
- Tener un mejor control del calor suministrado al evaporador y así tener un recalentamiento más estable.
- Tener presiones y temperaturas uniformes en el tiempo tanto en el lado de baja como en el de alta.
- Controlar la cantidad del líquido refrigerante que entra al evaporador y así obtener un mejor COP.



**Figura 2.3:** Esquema actual del sistema de refrigeración

**Fuente:** [Autor]

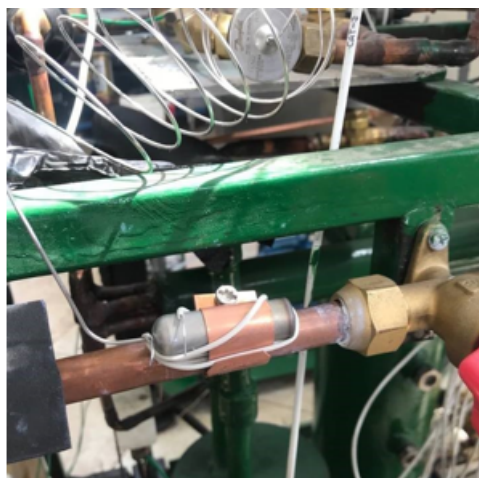
**Tabla 2.1:** Esquema final, descripción de los componentes de la banca de refrigeración.

N°	Nombre	Referencia
1	Compresor	York 210
2	Condensador de aire	Tecumseh
3	Evaporador eléctrico	Fab. Propia
4	Evaporador/Intercambiador	Fab. Propia
5	Intercambiador de líquido	Fab. Propia
6	Recipiente de líquido	Fab. Propia
7	Separador de aspiración	Fab. Propia
8	Caudalímetro Coriolis	Sincerity DMF-1
11	Presostato	Danfoss
12	Prototipo de una TXV	Fab. Propia

**Fuente:** [Autor]

### 2.2.2 Diseño de la válvula de expansión termostática modificada

Se realizó la modificación en el bulbo sensor de la válvula de expansión termostática (TXV), mediante la implementación de una resistencia eléctrica que se encuentra envuelta en dicho elemento, como se muestra en la Figura 2.4. La idea de implementar dicha resistencia es aportar más calor, mediante la regulación del amperaje que pasa a través de la resistencia, con el propósito de mantener un sobrecalentamiento estable en el sistema, sin importar las condiciones de operación. Una vez realizado dichos ajustes se procedió a realizar las respectivas mediciones, un estudio estático y dinámico. En el cual se varió la frecuencia del motor, el amperaje del evaporador eléctrico, el amperaje en la resistencia que envuelve al bulbo, y el sobrecalentamiento con un intervalo de una hora en cada medición.

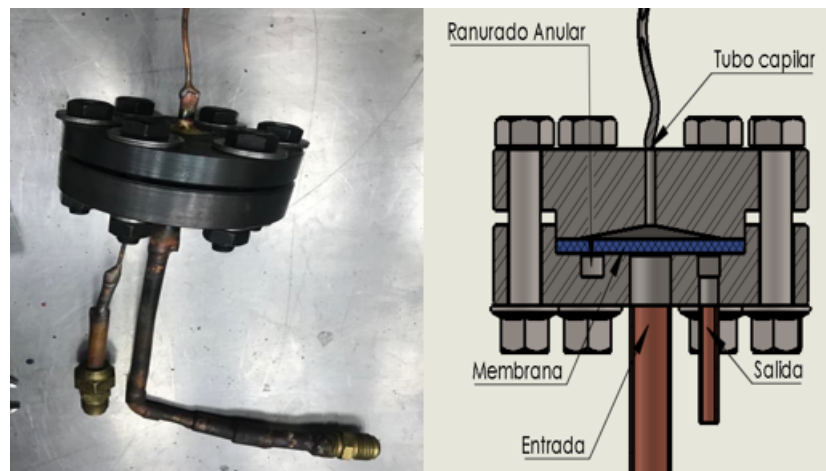


**Figura 2.4:** Resistencia envuelta en el bulbo

**Fuente:**[Autor]

### 2.2.3 Diseño del nuevo prototipo de válvula de expansión

La idea de la construcción de un prototipo de una válvula de expansión termostática (TXV), es tener una alternativa de una TXV que sea rentable en comparación a una válvula de expansión termostática electrónica (EEV). El prototipo de la TXV consta de un diseño práctico y funcional como se muestra en la Figura 2.5. Durante las pruebas se presentaron ciertos inconvenientes que obligaron a la modificación del prototipo, con la finalidad de cumplir con los requerimientos del sistema, los cuales son descritos a continuación.



**Figura 2.5:** Prototipo de una TXV, primera versión.

**Fuente:**[Autor]

Con el primer diseño del prototipo de una TXV, no se conseguía tener un buen control del flujo del refrigerante, ya que la transición entre el estado totalmente abierto y cerrado era brusco y no de manera progresiva, siendo éste último el comportamiento deseado. Dicho comportamiento se tradujo en variaciones acusadas de las presiones debido a que la válvula bien estaba totalmente abierta o totalmente cerrada. Para observar la deformación en la membrana se realizó una simulación en el programa SOLIDWORKS, las presiones que se aplicaron a la membrana fueron las que se muestra en Cuadro 2.2.

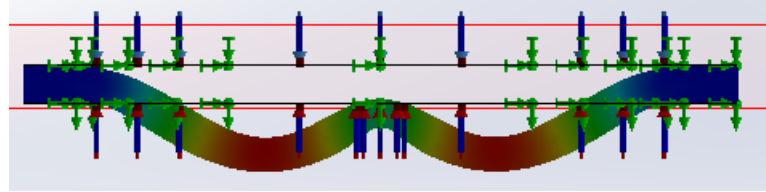
**Tabla 2.2:** Cargas aplicada a la membrana

Componente	Carga aplicada
Bulbo	5 Bar
Condensador	10 Bar
Evaporador	11.2 Bar
Temperatura ambiente	20 °C

**Fuente:**[Autor]

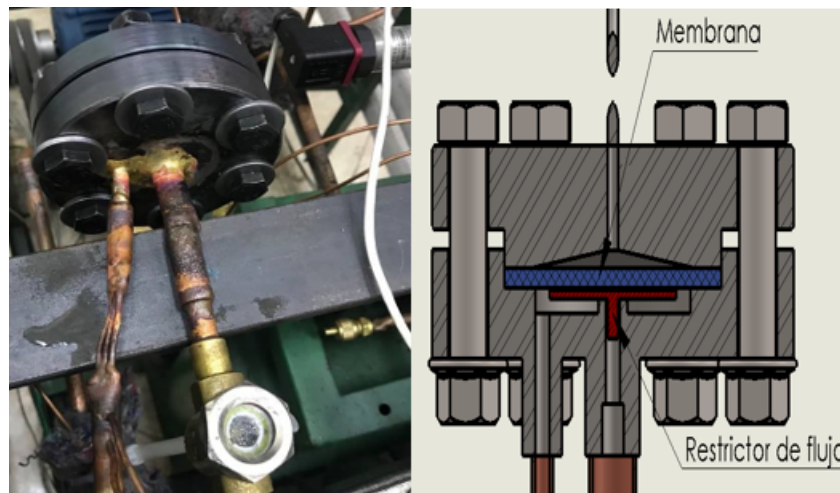


Donde se observó una deformación irregular, justificando los inconvenientes ya mencionados. La deformación obtenida en la membrana como se muestra en la Figura 2.6, nos permitiría realizar cambios para la mejora de la válvula.



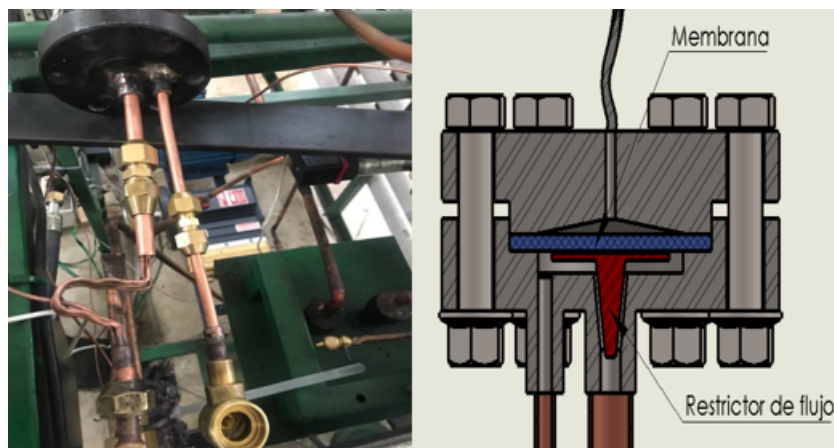
**Figura 2.6:** Deformación de la membrana  
**Fuente:**[Autor]

Se procedió a modificar la válvula como se muestra en la Figura 2.7. La tubería se cambió por tubos capilares y así tener un mejor control de fluido, se modificó la cámara del paso del fluido del prototipo y se implementó un elemento que cumpla la función de restringir el paso del fluido ó si lo hace, sea de manera uniforme el paso del fluido. Estos cambios se lo realizaron para tener un control más estable de dicha válvula.



**Figura 2.7:** Prototipo de una TXV, segunda versión.  
**Fuente:**[Autor]

Una vez realizado estos cambios se procedió a seguir con las pruebas de medición, pero los problemas con el paso del líquido refrigerante seguían en su mayoría por irregularidades entre la tubería de entrada y el restrictor de flujo. Para evitar estos problemas, en el último diseño el dispositivo que controlaba el paso del fluido se modificó por una sección cónica como guía según la Figura 2.8.



**Figura 2.8:** Prototipo de una TXV, tercera versión.  
**Fuente:**[Autor]

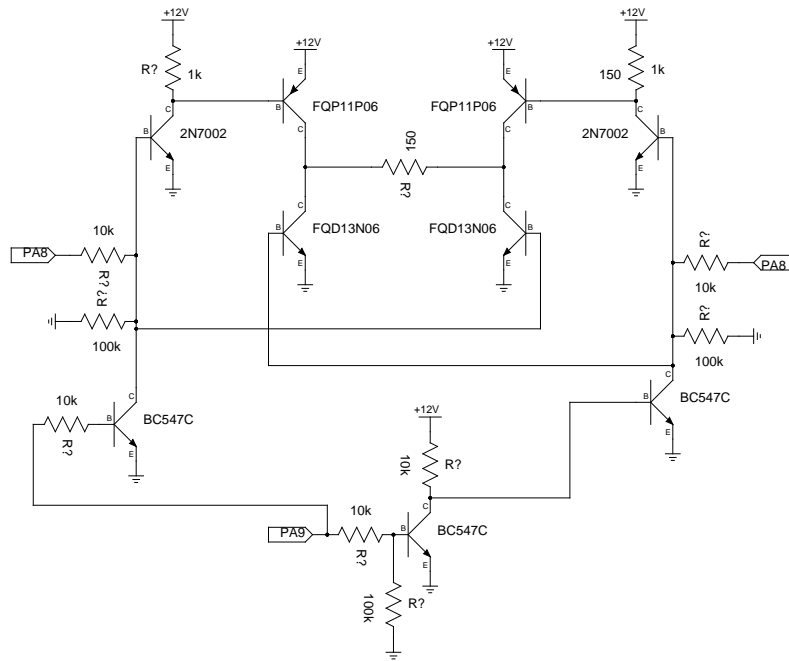
Con esta configuración ya se obtuvo un mejor control del paso del refrigerante a través de nuestro prototipo de TXV como se muestra en la Figura 2.9 En particular el prototipo de válvula de expansión, se comportaba estable en condiciones de alta potencia en el evaporador.



**Figura 2.9:** Funcionamiento del prototipo de TXV  
**Fuente:**[Autor]

#### 2.2.4 Adiciones al sistema eléctrico

Partiendo del esquema eléctrico desarrollada en la investigación [22]. La implementación del puente H como se muestra en la Figura 2.10 estaba pensado para un modulo termoelectrico pero como se utilizó resistencias eléctricas, por esta razón la corriente pasa en un solo sentido y modulamos el ancho de pulso. La frecuencia con la que se modula el ancho de pulso es 750Hz.



**Figura 2.10:** Implementación en el esquema eléctrico  
**Fuente:** [Autor]

### 2.3 Hipótesis.

¿El recalentamiento del evaporador es independiente de la condición de operación?

### 2.4 Señalamiento de variables de la hipótesis.

#### 2.4.1 Variable independiente

Temperatura del bulbo.

#### 2.4.2 Variable dependiente

Recalentamiento a la salida del evaporador.

## **CAPÍTULO III**

### **3. METODOLOGÍA**

#### **3.1 Nivel o tipo de investigación**

##### **3.1.1 Cuantitativa**

Se examinará los datos en forma numérica, basados en principios de estadística.

##### **3.1.2 Exploratoria**

Se analizará el problema con el propósito de obtener un comportamiento ideal, es decir independiente de la potencia de evaporador, de la válvula de expansión.

##### **3.1.3 Bibliográfica**

A través de bases bibliográficas, artículos y estudios previos se busca modelizar el comportamiento de válvulas de expansión.

##### **3.1.4 Explicativa**

Se busca encontrar la validez de la interrelación de factores que intervienen simultáneamente en el proceso, midiendo el efecto de uno sobre otro, en esta investigación el efecto sobre la variación del recalentamiento a la salida del evaporado en función de la temperatura del bulbo de la válvula de expansión.

#### **3.2 Población y muestra**

##### **3.2.1 Población**

La presente investigación la población se determina a partir de todas la combinaciones entre velocidad de giro del compresor, potencia del evaporador y control elegido para regular la temperatura del bulbo de la válvula de expansión.

##### **3.2.2 Muestra**

En el trabajo se tomaron 100 casos de medición, variándose la potencia y frecuencia de actuación de las resistencias del evaporador, régimen de giro del compresor y el control aplicado al bulbo de la válvula de expansión, para obtener los resultados que nos permitieron detenerminar las condicones óptimas de funcionamiento para nuestro sistema.

**Tabla 3.3:** Matriz de mediciones para las distintas configuraciones

Frecuencia [Hz]	Potencia de evaporador		Potencia al bulbo [% potencia nominal]	Recalentamiento [°C]
22,35-44,71	En estático [% potencia nominal]	En dinámico [Frecuencia Hz]	45-90	4-8
	30-90 %	0.002-0.01		

**Fuente:**[Autor]

Se realizó las configuraciones para comportamiento estático y dinámico en :

- Válvula termostática original.
- Válvula termostática original modificada.
- Prototipo de TXV

A continuación se muestra la configuración realizada y la forma medida, en comportamiento estático para la válvula original como se muestra en la Tabla 3.4.

**Tabla 3.4:** Mediciones en estático, válvula termostática original

Frec [Hz]	Potencia del evaporador [%]	Rec [°C]	Fecha	Hora inicio	Hora fin	Index
22,35	30	4	25/10/2018	04:30:00 PM	05:30:00 PM	eo <sub>0</sub>
22,35	60	4	25/10/2018	05:30:00 PM	06:30:00 PM	eo <sub>1</sub>
22,35	90	4	25/10/2018	06:30:00 PM	07:30:00 PM	eo <sub>2</sub>
33,53	30	4	26/10/2018	09:00:00 AM	10:00:00 AM	eo <sub>3</sub>
33,53	60	4	26/10/2018	10:00:00 AM	11:00:00 AM	eo <sub>4</sub>
33,53	90	4	26/10/2018	11:00:00 AM	12:00:00 PM	eo <sub>5</sub>
44,71	30	4	26/10/2018	03:45:00 PM	04:45:00 PM	eo <sub>6</sub>
44,71	60	4	26/10/2018	04:45:00 PM	05:45:00 PM	eo <sub>7</sub>
44,71	90	4	26/10/2018	05:45:00 PM	06:45:00 PM	eo <sub>8</sub>
22,35	30	8	30/10/2018	11:20:00 AM	12:20:00 PM	eo <sub>9</sub>
22,35	60	8	30/10/2018	12:20:00 PM	01:20:00 PM	eo <sub>10</sub>
22,35	90	8	30/10/2018	01:20:00 PM	02:20:00 PM	eo <sub>11</sub>
33,53	30	8	30/10/2018	02:20:00 PM	03:20:00 PM	eo <sub>12</sub>
33,53	60	8	30/10/2018	03:20:00 PM	04:20:00 PM	eo <sub>13</sub>
33,53	90	8	30/10/2018	04:20:00 PM	05:20:00 PM	eo <sub>14</sub>
44,71	30	8	30/10/2018	05:20:00 PM	06:20:00 PM	eo <sub>15</sub>
44,71	60	8	30/10/2018	06:20:00 PM	07:20:00 PM	eo <sub>16</sub>
44,71	90	8	30/10/2018	07:20:00 PM	08:20:00 PM	eo <sub>17</sub>

**Fuente:**[Autor]

Medición realizada en comportamiento estático con resistencia, para la válvula termostática original como se muestra en la Tabla 3.5

**Tabla 3.5:** Mediciones en estático con resistencia, válvula termostática original

Frec [Hz]	Potencia del evaporador [%]	Rec [°C]	Fecha	Hora inicio	Hora fin	Index
22,35	30	4	05/11/18	14:00:00 AM	15:00:00 PM	<i>em</i> <sub>0</sub>
22,35	60	4	05/11/18	15:00:00 AM	16:00:00 PM	<i>em</i> <sub>1</sub>
22,35	90	4	05/11/18	16:00:00 AM	17:00:00 PM	<i>em</i> <sub>2</sub>
33,53	30	4	05/11/18	17:00:00 AM	18:00:00 PM	<i>em</i> <sub>3</sub>
33,53	60	4	05/11/18	18:00:00 AM	19:00:00 PM	<i>em</i> <sub>4</sub>
33,53	90	4	05/11/18	19:00:00 AM	20:00:00 PM	<i>em</i> <sub>5</sub>
44,71	30	4	06/11/18	08:30:00 AM	09:30:00 AM	<i>em</i> <sub>6</sub>
44,71	60	4	06/11/18	09:30:00 AM	10:30:00 AM	<i>em</i> <sub>7</sub>
44,71	90	4	06/11/18	10:30:00 AM	11:30:00 AM	<i>em</i> <sub>8</sub>
22,35	30	8	06/11/18	11:30:00 AM	12:30:00 PM	<i>em</i> <sub>9</sub>
22,35	60	8	06/11/18	12:30:00 PM	01:30:00 PM	<i>em</i> <sub>10</sub>
22,35	90	8	06/11/18	01:30:00 PM	02:30:00 PM	<i>em</i> <sub>11</sub>
33,53	30	8	06/11/18	02:30:00 PM	03:30:00 PM	<i>em</i> <sub>12</sub>
33,53	60	8	06/11/18	03:30:00 PM	04:30:00 PM	<i>em</i> <sub>13</sub>
33,53	90	8	06/11/18	04:30:00 PM	05:30:00 PM	<i>em</i> <sub>14</sub>
44,71	30	8	06/11/18	05:30:00 PM	06:30:00 PM	<i>em</i> <sub>15</sub>
44,71	60	8	06/11/18	06:30:00 PM	07:30:00 PM	<i>em</i> <sub>16</sub>
44,71	90	8	06/11/18	07:30:00 PM	08:30:00 PM	<i>em</i> <sub>17</sub>

**Fuente:**[Autor]

Medición realizada en comportamiento dinámico, se controló la frecuencia entre 0.002 Hz y 0.01 Hz, mediante pulsos que van de 0 a 100% de la potencia nominal, para la válvula termostática original como se muestra en la Tabla 3.6

**Tabla 3.6:** Mediciones en dinámico, válvula termostática original

Frec [Hz]	Potencia del evaporador [%]	Rec [°C]	Fecha	Hora inicio	Hora fin	Index
22,35	0,002	4	26/10/2018	07:00:00 PM	08:00:00 PM	do <sub>0</sub>
22,35	0,005	4	26/10/2018	08:00:00 PM	09:15:00 PM	do <sub>1</sub>
22,35	0,01	4	26/10/2018	09:15:00 PM	10:15:00 PM	do <sub>2</sub>
33,53	0,002	4	29/10/2018	12:30:00 PM	01:30:00 PM	do <sub>3</sub>
33,53	0,005	4	29/10/2018	01:30:00 PM	02:30:00 PM	do <sub>4</sub>
33,53	0,01	4	29/10/2018	02:30:00 PM	03:30:00 PM	do <sub>5</sub>
44,71	0,002	4	29/10/2018	05:45:00 PM	06:45:00 PM	do <sub>6</sub>
44,71	0,005	4	29/10/2018	08:23:00 PM	09:23:00 PM	do <sub>7</sub>
44,71	0,01	4	29/10/2018	09:23:00 PM	10:23:00 PM	do <sub>8</sub>
22,35	0,002	8	31/10/2018	11:30:00 AM	12:30:00 PM	do <sub>9</sub>
22,35	0,005	8	31/10/2018	12:30:00 PM	01:30:00 PM	do <sub>10</sub>
22,35	0,01	8	31/10/2018	01:30:00 PM	02:30:00 PM	do <sub>11</sub>
33,53	0,002	8	31/10/2018	02:30:00 PM	03:30:00 PM	do <sub>12</sub>
33,53	0,005	8	31/10/2018	03:30:00 PM	04:30:00 PM	do <sub>13</sub>
33,53	0,01	8	31/10/2018	04:30:00 PM	05:30:00 PM	do <sub>14</sub>
44,71	0,002	8	31/10/2018	05:30:00 PM	06:30:00 PM	do <sub>15</sub>
44,71	0,005	8	31/10/2018	06:30:00 PM	07:30:00 PM	do <sub>16</sub>
44,71	0,01	8	31/10/2018	07:30:00 PM	08:30:00 PM	do <sub>17</sub>

**Fuente:**[Autor]

Medición realizada en comportamiento dinámico con resistencia, para la válvula termostática original como se muestra en la Tabla 3.7



**Tabla 3.7:** Mediciones en dinámico con resistencia, válvula termostática original

Frec [Hz]	Potencia del evaporador [%]	Rec [°C]	Fecha	Hora inicio	Hora fin	Index
22,35	0,002	4	07/11/18	08:30:00 AM	09:30:00 AM	<i>dm</i> <sub>0</sub>
22,35	0,005	4	07/11/18	09:30:00 AM	10:30:00 AM	<i>dm</i> <sub>1</sub>
22,35	0,01	4	07/11/18	10:30:00 AM	11:30:00 AM	<i>dm</i> <sub>2</sub>
33,53	0,002	4	07/11/18	11:30:00 AM	12:30:00 PM	<i>dm</i> <sub>3</sub>
33,53	0,005	4	07/11/18	12:30:00 PM	13:54:00 PM	<i>dm</i> <sub>4</sub>
33,53	0,01	4	07/11/18	13:54:00 PM	14:54:00 PM	<i>dm</i> <sub>5</sub>
44,71	0,002	4	07/11/18	14:54:00 PM	15:54:00 PM	<i>dm</i> <sub>6</sub>
44,71	0,005	4	07/11/18	15:54:00 PM	16:54:00 PM	<i>dm</i> <sub>7</sub>
44,71	0,01	4	07/11/18	16:54:00 PM	17:54:00 PM	<i>dm</i> <sub>8</sub>
22,35	0,002	8	07/11/18	17:54:00 PM	18:54:00 PM	<i>dm</i> <sub>9</sub>
22,35	0,005	8	07/11/18	18:54:00 PM	19:54:00 PM	<i>dm</i> <sub>10</sub>
22,35	0,01	8	07/11/18	19:54:00 PM	20:54:00 PM	<i>dm</i> <sub>11</sub>
33,53	0,002	8	08/11/18	01:00:00 AM	02:00:00 PM	<i>dm</i> <sub>12</sub>
33,53	0,005	8	08/11/18	02:00:00 PM	03:00:00 PM	<i>dm</i> <sub>13</sub>
33,53	0,01	8	08/11/18	03:00:00 AM	04:00:00 PM	<i>dm</i> <sub>14</sub>
44,71	0,002	8	08/11/18	04:00:00 PM	05:00:00 PM	<i>dm</i> <sub>15</sub>
44,71	0,005	8	08/11/18	05:00:00 AM	06:00:00 PM	<i>dm</i> <sub>16</sub>
44,71	0,01	8	08/11/18	06:00:00 PM	07:00:00 PM	<i>dm</i> <sub>17</sub>

**Fuente:**[Autor]

Una vez realizadas las mediciones con la válvula termostática original, se realizó también mediciones para el prototipo de TXV, con la diferencia que se realizaron menos cantidad de mediciones debido a lo explicado anteriormente. Medición realizada en comportamiento estático, para el prototipo de TXV como se muestra en la Tabla 3.8

**Tabla 3.8:** Mediciones en estático, prototipo de TXV

Frec [Hz]	Potencia del evaporador [%]	Rec [°C]	Fecha	Hora inicio	Hora fin	Index
22,35	90	4	29/11/2018	05:00:00 PM	06:00:00 PM	<i>no</i> <sub>0</sub>
33,53	90	4	29/11/2018	08:00:00 PM	09:00:00 PM	<i>no</i> <sub>1</sub>
44,71	90	4	29/11/2018	07:00:00 PM	08:00:00 PM	<i>no</i> <sub>2</sub>
22,35	90	8	03/12/2018	09:30:00 AM	10:30:00 AM	<i>no</i> <sub>3</sub>
33,53	90	8	03/12/2018	11:30:00 AM	12:30:00 PM	<i>no</i> <sub>4</sub>
44,71	90	8	03/12/2018	12:30:00 PM	01:30:00 PM	<i>no</i> <sub>5</sub>

**Fuente:**[Autor]

Medición realizada en comportamiento dinámico para el prototipo de TXV como se muestra en la Tabla 3.9

**Tabla 3.9:** Mediciones en dinámico con resistencia, prototipo de TXV

Frec [Hz]	Potencia del evaporador [%]	Rec [°C]	Fecha	Hora inicio	Hora fin	Index
22,35	0,002	4	05/12/2018	12:45:00 PM	01:45:00 PM	nm <sub>0</sub>
22,35	0,005	4	05/12/2018	01:45:00 PM	02:45:00 PM	nm <sub>1</sub>
22,35	0,01	4	05/12/2018	02:45:00 PM	03:45:00 PM	nm <sub>2</sub>
33,53	0,002	4	10/12/2018	11:00:00 PM	12:00:00 PM	nm <sub>3</sub>
33,53	0,005	4	10/12/2018	12:00:00 PM	01:00:00 PM	nm <sub>4</sub>
33,53	0,01	4	05/12/2018	05:45:00 PM	06:45:00 PM	nm <sub>5</sub>
44,71	0,002	4	10/12/2018	06:00:00 PM	07:00:00 PM	nm <sub>6</sub>
44,71	0,005	4	10/12/2018	07:00:00 PM	08:00:00 PM	nm <sub>7</sub>
44,71	0,01	4	11/12/2018	05:05:00 PM	06:30:00 PM	nm <sub>8</sub>
22,35	0,002	8	03/12/2018	06:45:00 PM	07:45:00 PM	nm <sub>9</sub>
22,35	0,005	8	03/12/2018	05:45:00 AM	06:45:00 PM	nm <sub>10</sub>
22,35	0,01	8	03/12/2018	04:45:00 AM	05:45:00 AM	nm <sub>11</sub>
33,53	0,002	8	04/12/2018	03:30:00 PM	04:30:00 PM	nm <sub>12</sub>
33,53	0,005	8	04/12/2018	04:30:00 PM	05:30:00 PM	nm <sub>13</sub>
33,53	0,01	8	04/12/2018	05:30:00 PM	06:30:00 PM	nm <sub>14</sub>
44,71	0,002	8	04/12/2018	06:30:00 PM	07:30:00 PM	nm <sub>15</sub>
44,71	0,005	8	04/12/2018	07:30:00 PM	08:30:00 PM	nm <sub>16</sub>
44,71	0,01	8	04/12/2018	08:30:00 PM	09:30:00 PM	nm <sub>17</sub>

**Fuente:** [Autor]

### 3.3 Operacionalización de variables.

#### 3.3.1 Variable independiente:

Temperatura del bulbo.

**Tabla 3.10:** Operacionalización de la variable independiente.

Conceptualización	Categoría	Indicadores	Ítems	Técnicas e Instrumentos
Regulación para obtener un recalentamiento independiente de la carga de evaporador.	Experimental banco de pruebas	Sistema de adquisición de datos	¿ Cuanta potencia manda el PWM a la resistencia colocada en el bulbo?	Resistencia del bulbo, sensor de presión y controlador PWM.

**Fuente:**[Autor]

### 3.3.2 Variable dependiente:

Recalentamiento a la salida del evaporador.

**Tabla 3.11:** Operacionalización de la variable dependiente

Conceptualización	Categoría	Indicadores	Ítems	Técnicas e Instrumentos
Posibilidad de mejorar el COP del sistema	Experimental banco de pruebas Variación de condiciones de trabajo.	RPM. Presión. Temperatura. Recalentamiento	¿Constante e independiente de la carga de evaporador?	Modelo matemático.

*Fuente:* [Autor]

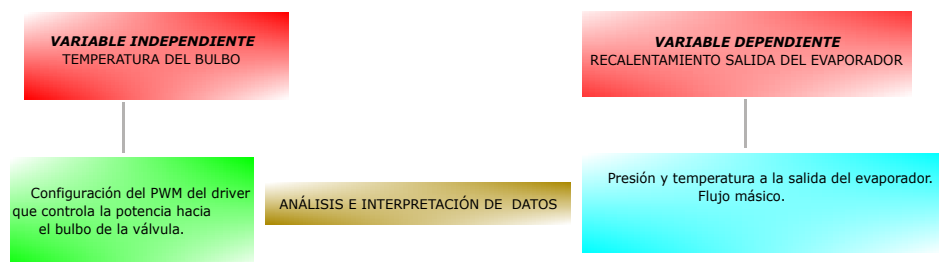
### 3.4 Plan de recolección de datos.

Se desarrollo un HMI para la medida y procesado de datos medidos por los sensores de la instalación experimental. Se tomó 100 condiciones, variándose la potencia y frecuencia de actuación de las resistencias del evaporador, régimen de giro del compresor y el control aplicado al bulbo de la válvula de expansión. Estos casos fueron estudiados para analizar el comportamiento de la válvula de expansión termostática TXV y el prototipo de válvula termostática en diferentes condiciones, con la finalidad de tener un mejor control de la cantidad de líquido refrigerante que entra al evaporador y así obtener un mejor COP.

### 3.5 Plan de procesamiento y análisis.

La toma de datos se realizó teniendo en cuenta la variable dependiente e independiente, para la recolección de datos se realizó de la siguiente manera como se muestra en la Tabla 3.12.

**Tabla 3.12:** Variables



*Fuente:* [Autor]

### 3.5.1 Procedimiento para la toma de datos.

Para el proceso de recolección de datos se realizó de la siguiente manera tanto para los casos de estudio estático y dinámico, a continuación se detalla el procedimiento seguido, como se observa en la Tabla 3.13

Para el prototipo de la TXV tenemos los pasos en la siguiente Tabla 3.14

Los datos obtenidos se lo realizó mediante una programación que nos permite controlar los parámetros ya establecidos, también observar el comportamiento del mismo como se observa en la Figura 3.11 que es la interfaz del programa, los cuales serán analizados en el siguiente capítulo.

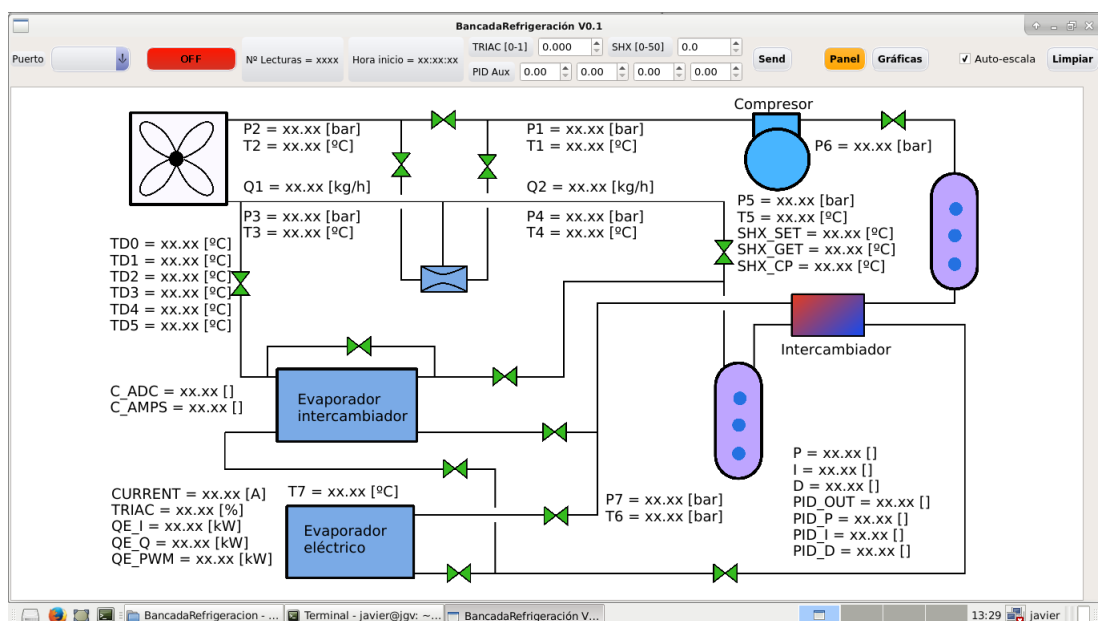


Figura 3.11: Interfaz del programa

Fuente: [Autor]

**Tabla 3.13:** Proceso de medición en la válvula original, basada en la secuencia establecida en la Tesis [1], introduciendo las respectivas modificaciones

Estático	Dinámico
<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Encender la electrónica del banco de refrigeración y conectarlo al ordenador.</li> <li>2. Setear el variador de velocidad para que el compresor gire a las rpm, según sea el caso.</li> <li>3. Setear manualmente el recalentamiento( primera medida).</li> <li>4. Setear la potencia de evaporador.</li> <li>5. Arrancar el banco de pruebas.</li> <li>6. Esperar 30 minutos hasta que el sistema se estabilice.</li> <li>7. Cuando el sistema está estable, se procede a limpiar la pantalla, y a condiciones normales de trabajo se le deja trabajar 60 minutos.</li> <li>8. Cada 60 minutos cambiar la potencia del evaporador.</li> <li>9. Realizada las mediciones al 30, 60 y 90 % de la potencia, modificar las rpm, en los tres rangos estudiados.</li> </ol>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Encender la electrónica del banco de refrigeración y conectarlo al ordenador.</li> <li>2. Setear el variador de velocidad para que el compresor gire a las rpm, según sea el caso.</li> <li>3. Setear manualmente el recalentamiento( primera medida).</li> <li>4. Setear la frecuencia del evaporador.</li> <li>5. Arrancar el banco de pruebas.</li> <li>6. Esperar 30 minutos hasta que el sistema se estabilice.</li> <li>7. Cuando el sistema está estable, se procede a limpiar la pantalla, y a condiciones normales de trabajo se le deja trabajar 60 minutos.</li> <li>8. Cada 60 minutos cambiar la frecuencia del evaporador.</li> <li>9. Realizada las mediciones a frecuencias de 0.002, 0.005 y 0.01, modificar las rpm, en los tres rangos estudiados.</li> </ol>

**Fuente:** [Autor]

**Tabla 3.14:** Proceso de medición para el prototipo de la válvula termostática, basada en la secuencia establecida en la Tesis [1], introduciendo las respectivas modificaciones

Estático	Dinámico
<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Encender la electrónica del banco de refrigeración y conectarlo al ordenador.</li> <li>2. Setear el variador de velocidad para que el compresor gire a las rpm, según sea el caso.</li> <li>3. Setear en la interface del programa, el recalentamiento( primera medida).</li> <li>4. Setear la potencia de evaporador.</li> <li>5. Arrancar el banco de pruebas.</li> <li>6. Esperar 30 minutos hasta que el sistema se estabilice.</li> <li>7. Cuando el sistema está estable, se procede a limpiar la pantalla, y a condiciones normales de trabajo se le deja trabajar 60 minutos.</li> <li>8. Cada 60 minutos cambiar la potencia del evaporador.</li> <li>9. Realizada las mediciones al 30, 60 y 90 % de la potencia, modificar las rpm, en los tres rangos estudiados.</li> </ol>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Encender la electrónica del banco de refrigeración y conectarlo al ordenador.</li> <li>2. Setear el variador de velocidad para que el compresor gire a las rpm, según sea el caso.</li> <li>3. Setear en la interface del programa, el recalentamiento( primera medida).</li> <li>4. Setear la frecuencia del evaporador.</li> <li>5. Arrancar el banco de pruebas.</li> <li>6. Esperar 30 minutos hasta que el sistema se estabilice.</li> <li>7. Cuando el sistema está estable, se procede a limpiar la pantalla, y a condiciones normales de trabajo se le deja trabajar 60 minutos.</li> <li>8. Cada 60 minutos cambiar la frecuencia del evaporador.</li> <li>9. Realizada las mediciones a frecuencias de 0.002, 0.005 y 0.01, modificar las rpm, en los tres rangos estudiados.</li> </ol>

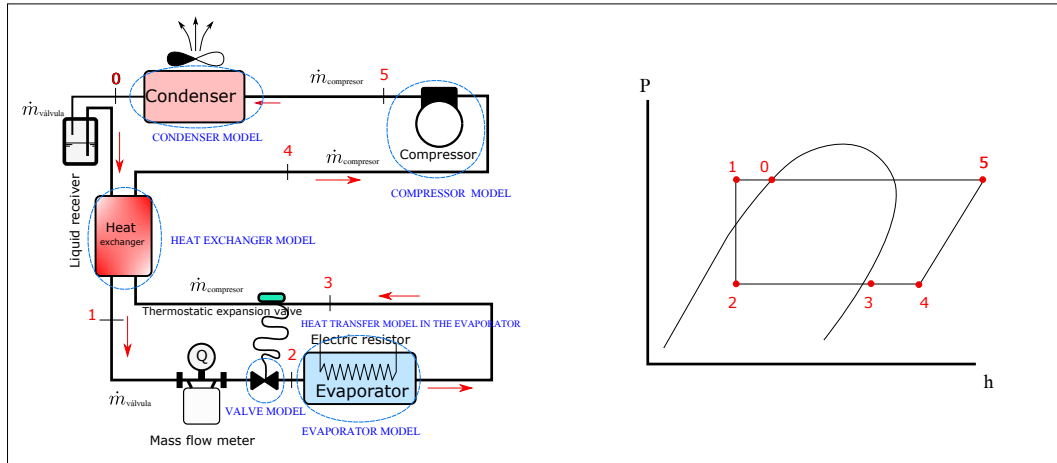
**Fuente:** [Autor]

## CAPÍTULO IV

### 4. ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS.

#### 4.1 Modelo matemático.

La modelización matemática de la válvula únicamente se ha realizado para la configuración original y original con su resistencia. Esto es debido a que el modelo matemático de la válvula desarrollada en la presente investigación incluye comportamientos físicos ligados entre sí, como son la deformación elástica de una membrana de la cual depende el flujo entre dos placas paralelas, lo cual es un problema no trivial. Para el desarrollo del modelo matemático, se ha dividido el ciclo en cada componente que lo conforma, con la finalidad de obtener y desarrollar ecuaciones y/o modelos matemáticos básicos que gobiernan sus comportamiento. Siendo el modelo global del ciclo el conjunto de todas las ecuaciones y modelos desarrollados en el ciclo independientemente. En la Figura 4.12 se observa el modelo de ciclo en el cual se realizó en cada componente un modelo matemático.



**Figura 4.12:** Discretización del ciclo para el modelo matemático

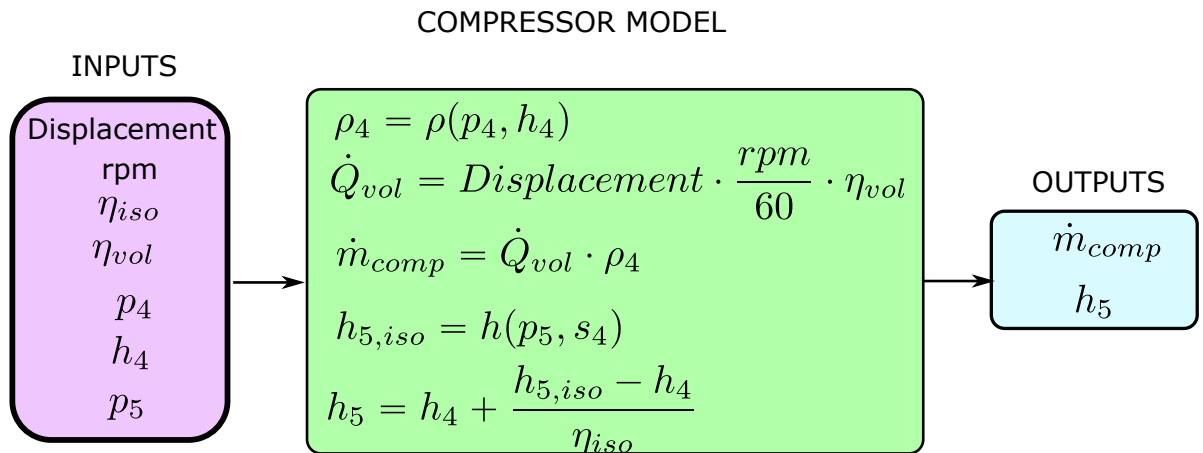
**Fuente:** [Autor]

A continuación se describen las ecuaciones que gobiernan para cada uno de los componentes:

#### 4.1.1 Modelo matemático del compresor.

El comportamiento del compresor se basa en un dispositivo de caudal volumétrico constante. Las ecuaciones que modelizan su comportamiento toman las condiciones de presión y entalpía a la entrada del mismo, junto con las características de desplazamiento, revoluciones y rendimientos volumétricos e isoentrópico y calculan el flujo

másico a través del mismo. Las condiciones de entalpía a la salida también son calculadas en base al rendimiento isoentrópico.

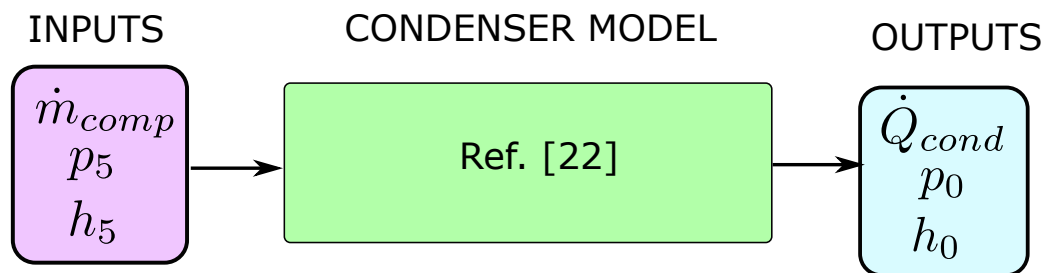


**Figura 4.13:** Modelo matemático del compresor

**Fuente:** [Autor]

#### 4.1.2 Modelo matemático del condensador.

El modelo del condensador se ha tomado de la referencia [22].



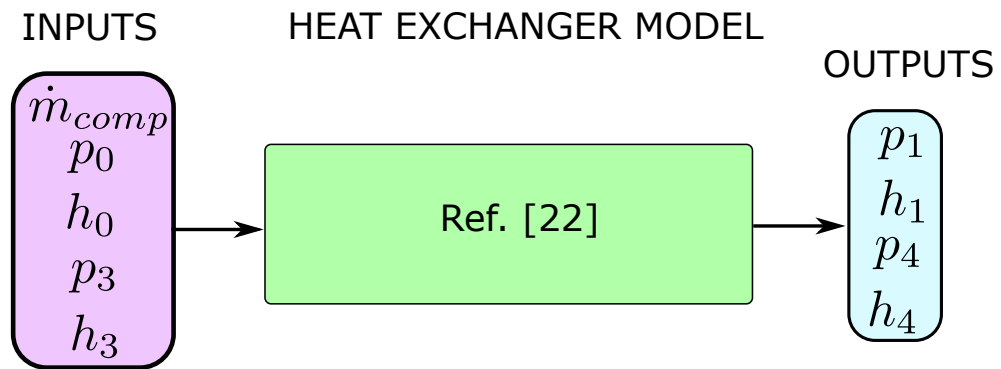
**Figura 4.14:** Modelo matemático del condensador

**Fuente:** [Autor]

#### 4.1.3 Modelo matemático del intercambiador de calor.

El modelo del intercambiador de calor de aspiración se ha tomado de la referencia [22].





**Figura 4.15:** Modelo matemático del intercambiador de calor

*Fuente:* [Autor]

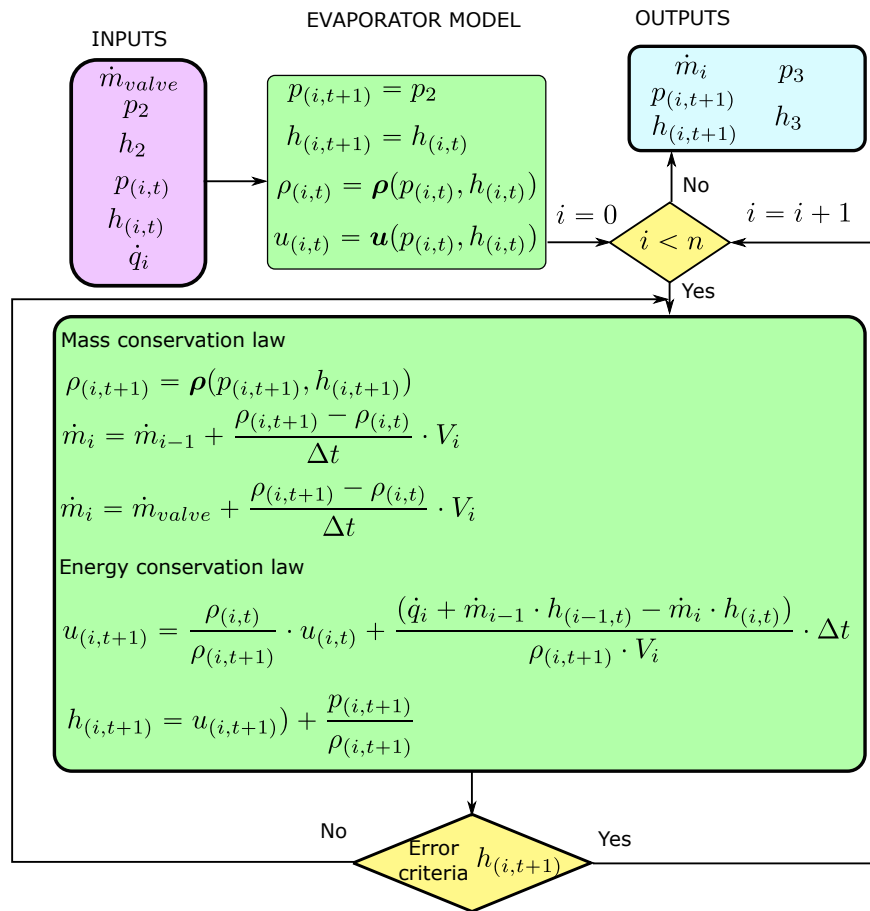
#### 4.1.4 Modelo matemático del evaporador.

El modelo del evaporador es el más complejo de todos los elementos, pues se basa en una discretización espacial y temporal de su comportamiento.

Se ha dividido el evaporador en “n” elementos, para cada uno de los cuales se guarda en el tiempo su condición termodinámica (presión y entalpía).

En cada intervalo de tiempo se aplica balance de masa y energía a cada elemento. Se ha desarrollado un proceso iterativo para la aplicación de los balances, ya que aparece un sistema de ecuaciones implícito que no posee solución explícita para gas real, ya que se modeló el R134a con una ecuación tipo Helmholtz, según el paquete de datos termodinámicos [23], que será empleado en este trabajo.

Para la aplicación de la ecuación de conservación de la energía es necesario calcular la transferencia de calor desde la pared interna del tubo al refrigerante, por lo que se hace necesario modelizar la transferencia de calor transitoria en un medio finito y tener una estimación del coeficiente de transferencia de calor por convección interna.



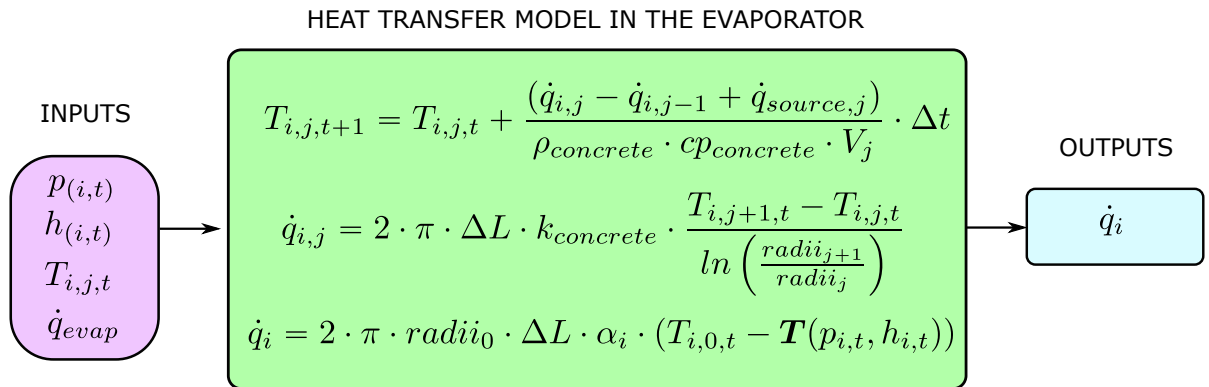
**Figura 4.16:** Modelo matemático del evaporador

**Fuente:** [Autor]

#### 4.1.5 Modelo matemático de la transferencia de calor en el evaporador.

Como se mencionó anteriormente, en este submodelo se calcula la transferencia de calor transitoria en un medio finito. Para cada elemento discretizado del evaporador, se calcula la transferencia de calor en el sólido de revolución resultante.

Las ecuaciones se derivan de la conducción transitoria unidimensional en un elemento. Hay que mencionar que uno de los elementos tiene una fuente interna de calor correspondiente con la niquelina. El coeficiente de convección interna para régimen bifásico se ha calculado mediante la relación de [24]

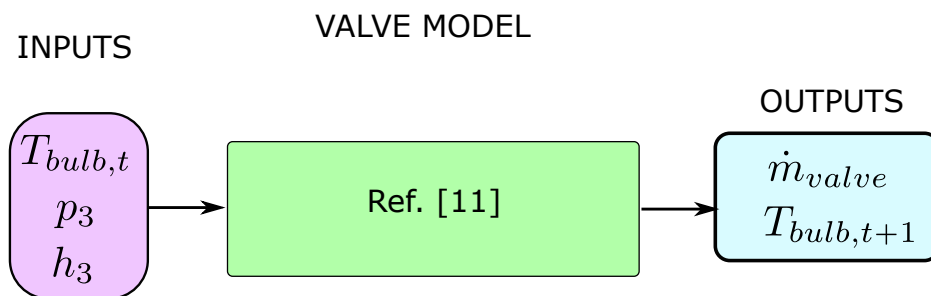


**Figura 4.17:** Modelo matemático de la transferencia de calor en el evaporador

**Fuente:** [Autor]

#### 4.1.6 Modelo matemático en la TXV.

El modelo de la válvula se tomó de la investigación de [11]. La única incógnita de este modelo es una constante de tiempo que deberá ser calculada para nuestro caso.

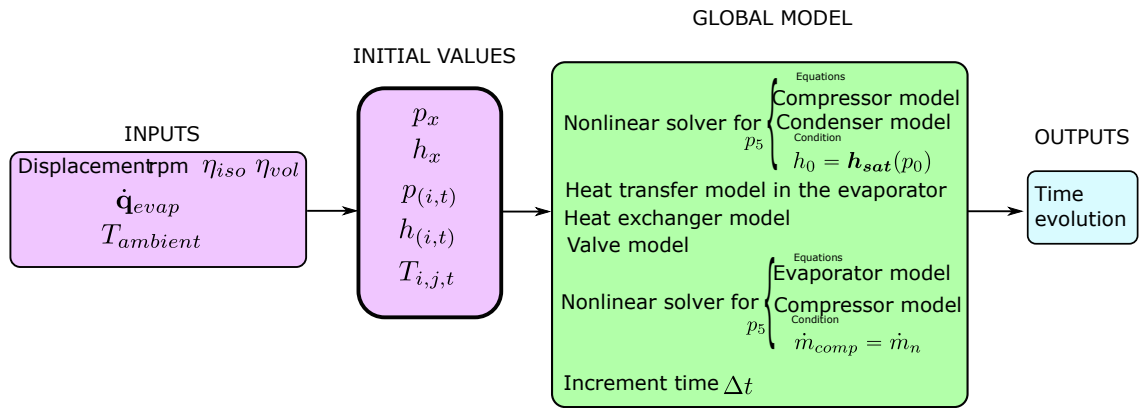


**Tabla 4.15:** Modelo matemático de la TXV

**Fuente:** [Autor]

#### 4.1.7 Modelo matemático global del sistema de refrigeración.

El modelo matemático global se desarrolló mediante la unión de todos los submodelos. Existen dos solvers no lineales para calcular la presión de condensador y evaporador de acuerdo se muestra en la Figura 4.16.



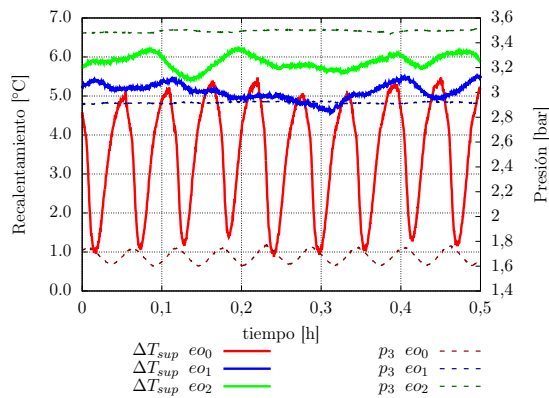
**Tabla 4.16:** Modelo matemático global del sistema de refrigeración  
**Fuente:** [Autor]

## 4.2 Toma y análisis datos.

Según el cuadro 3.3, se realizaron 100 casos, que se los nombraron como index.

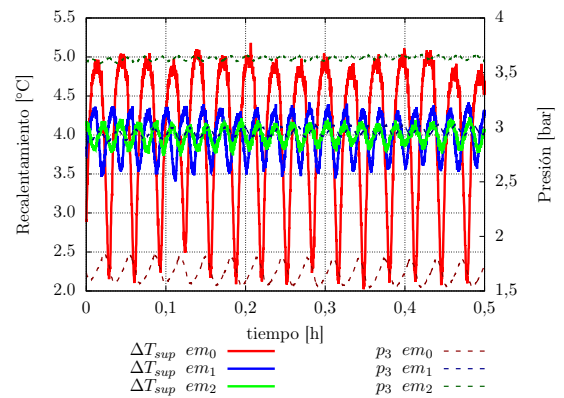
De acuerdo al diseño de experimentos mostrado en Tabla 3.4 hasta la Tabla 3.9, se muestran en esta sección en valor del recalentamiento en función del tiempo para cada uno de los casos detallados en las citadas tablas.

### 4.2.1 Resultados para las mediciones en estático (original y resistencia).



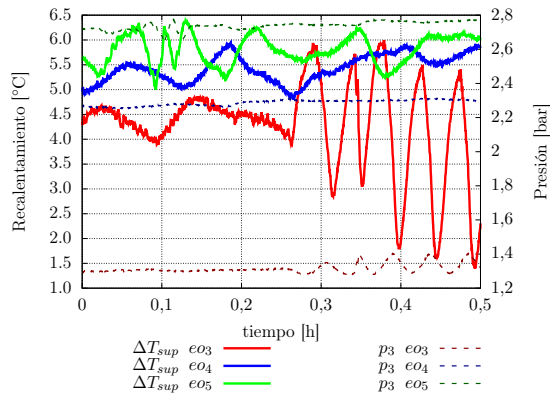
**Figura 4.18:** Recalentamiento y presión evaporador para la TXV original casos  $eo_0$ ,  $eo_1$ ,  $eo_2$

**Fuente:** [Autor]



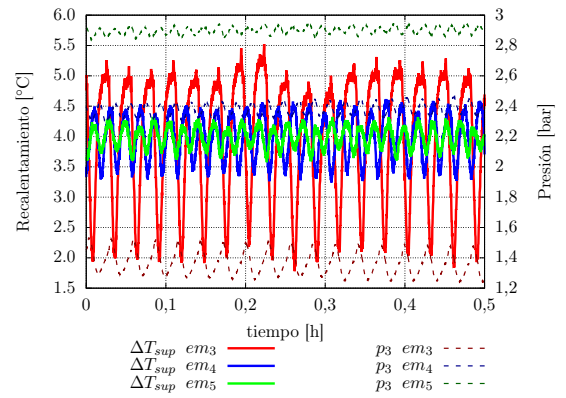
**Figura 4.19:** Recalentamiento y presión evaporador para la TXV modificada casos  $em_0$ ,  $em_1$ ,  $em_2$

**Fuente:** [Autor]



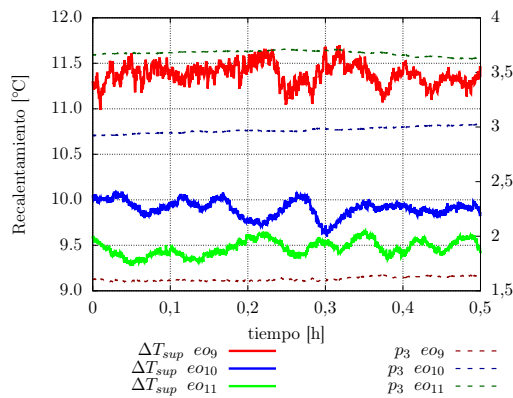
**Figura 4.20:** Recalentamiento y presión evaporador para la TXV original casos  $eo_3$ ,  $eo_4$ ,  $eo_5$

**Fuente:** [Autor]



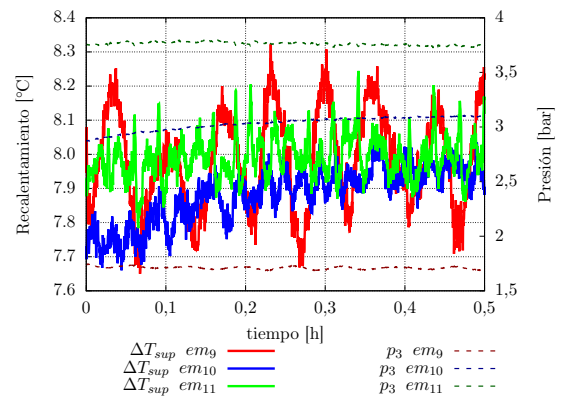
**Figura 4.21:** Recalentamiento y presión evaporador para la TXV modificada casos  $em_3$ ,  $em_4$ ,  $em_5$

**Fuente:** [Autor]



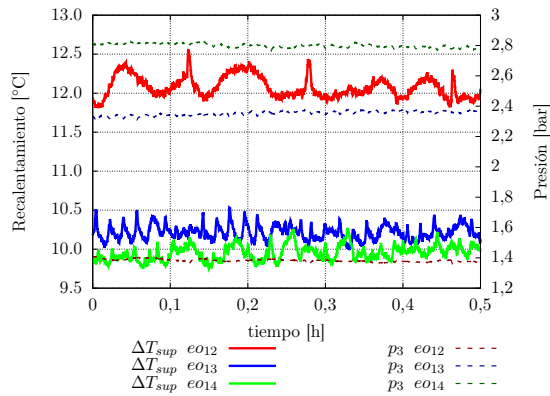
**Figura 4.22:** Recalentamiento y presión evaporador para la TXV original casos  $eo_9$ ,  $eo_{10}$ ,  $eo_{11}$

**Fuente:** [Autor]



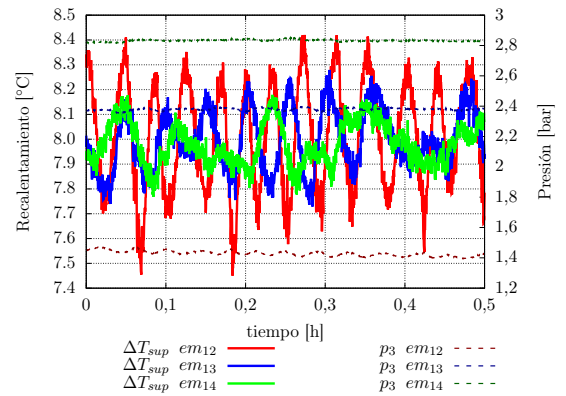
**Figura 4.23:** Recalentamiento y presión evaporador para la TXV modificada casos  $em_9$ ,  $em_{10}$ ,  $em_{11}$

**Fuente:** [Autor]



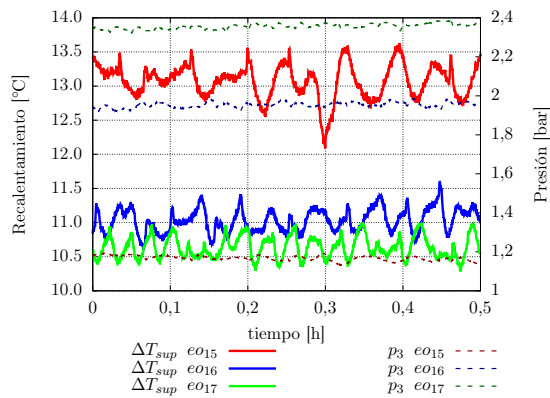
**Figura 4.24:** Recalentamiento y presión evaporador para la TXV original casos  $eo_{12}$ ,  $eo_{13}$ ,  $eo_{14}$

**Fuente:** [Autor]



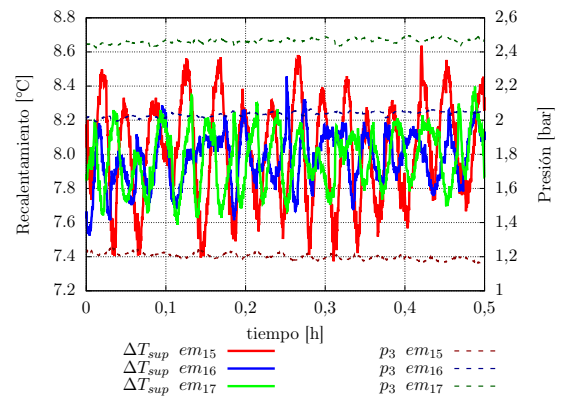
**Figura 4.25:** Recalentamiento y presión evaporador para la TXV modificada casos  $em_{12}$ ,  $em_{13}$ ,  $em_{14}$

**Fuente:** [Autor]



**Figura 4.26:** Recalentamiento y presión evaporador para la TXV original casos  $eo_{15}$ ,  $eo_{16}$ ,  $eo_{17}$

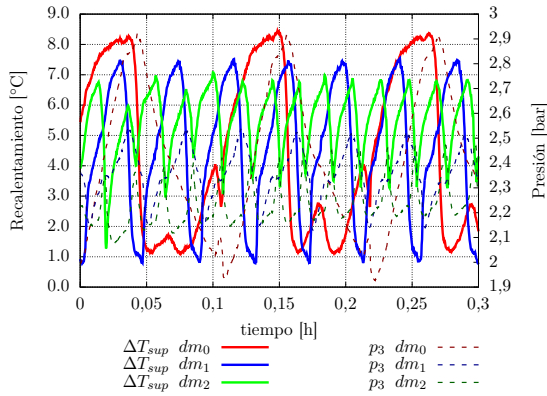
**Fuente:** [Autor]



**Figura 4.27:** Recalentamiento y presión evaporador para la TXV modificada casos  $em_{15}$ ,  $em_{16}$ ,  $em_{17}$

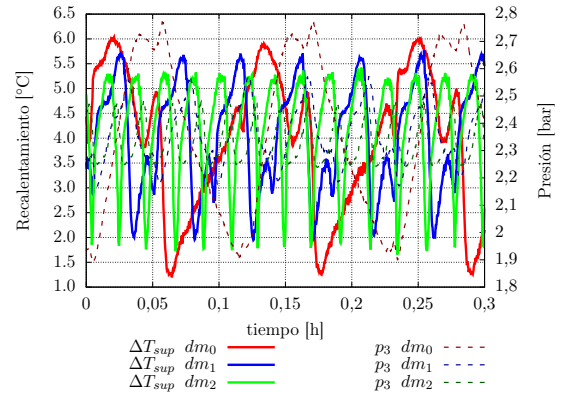
**Fuente:** [Autor]

## 4.2.2 Resultados para las medidas en dinámico (configuración original y con resistencia).



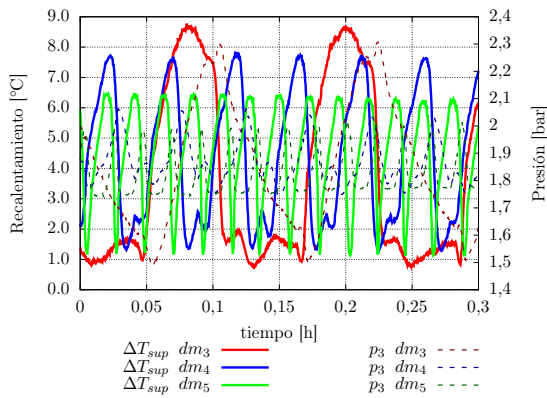
**Figura 4.28:** Recalentamiento y presión evaporador para la TXV original casos  $do_0, do_1, do_2$

**Fuente:** [Autor]



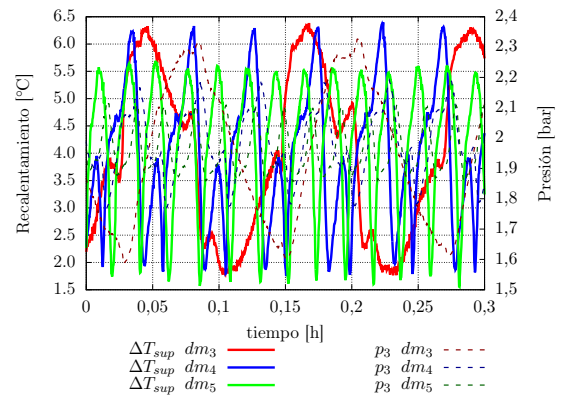
**Figura 4.29:** Recalentamiento y presión evaporador para la TXV modificada casos  $dm_0, dm_1, dm_2$

**Fuente:** [Autor]



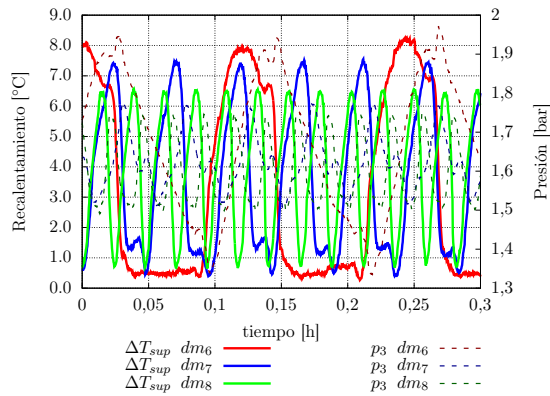
**Figura 4.30:** Recalentamiento y presión evaporador para la TXV original casos  $do_3, do_4, do_5$

**Fuente:** [Autor]

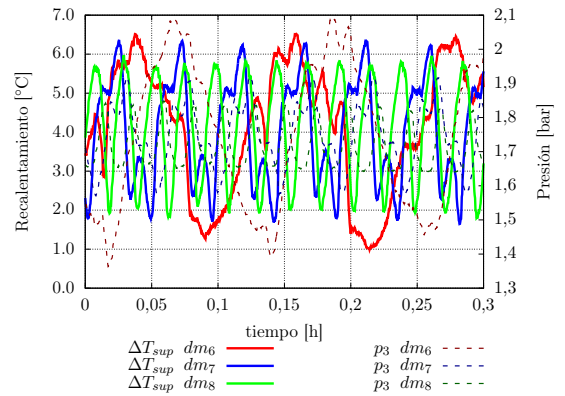


**Figura 4.31:** Recalentamiento y presión evaporador para la TXV modificada casos  $dm_3, dm_4, dm_5$

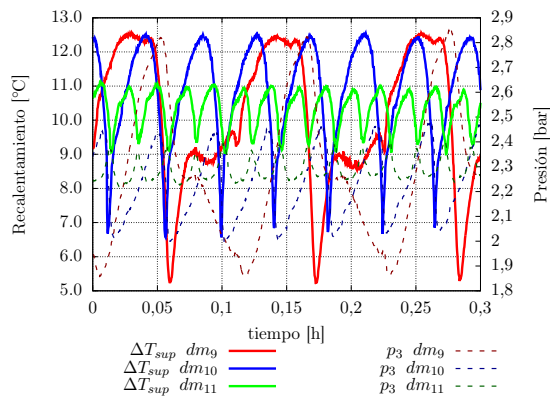
**Fuente:** [Autor]



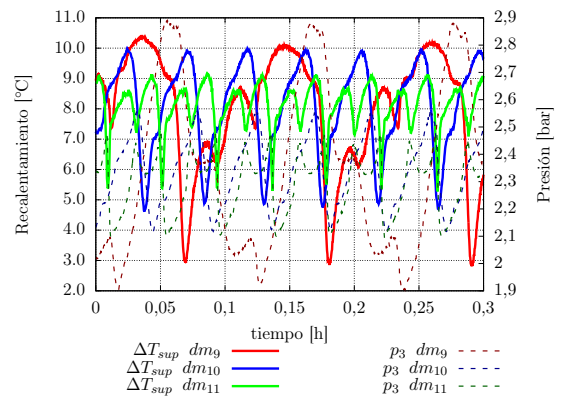
**Figura 4.32:** Recalentamiento y presión evaporador para la TXV original casos  $do_6, do_7, do_8$   
**Fuente:** [Autor]



**Figura 4.33:** Recalentamiento y presión evaporador para la TXV modificada casos  $dm_6, dm_7, dm_8$   
**Fuente:** [Autor]

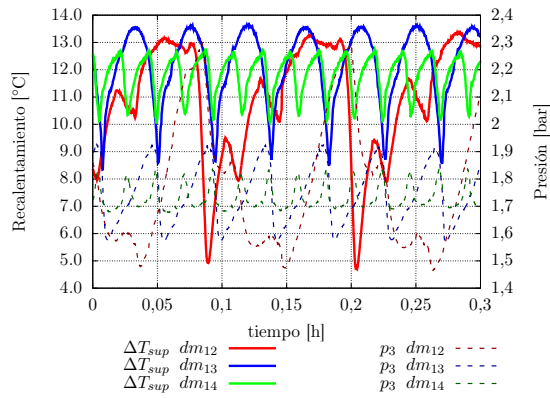


**Figura 4.34:** Recalentamiento y presión evaporador para la TXV original casos  $do_9, do_{10}, do_{11}$   
**Fuente:** [Autor]



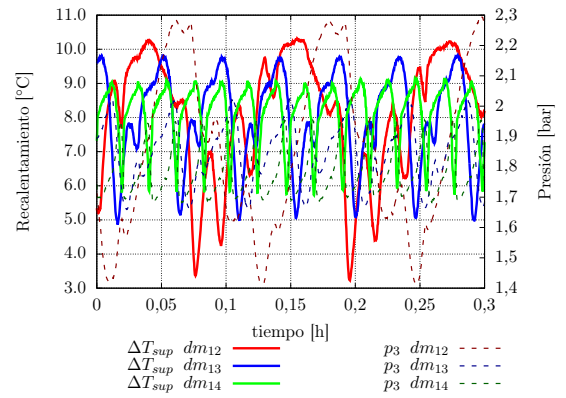
**Figura 4.35:** Recalentamiento y presión evaporador para la TXV modificada casos  $dm_9, dm_{10}, dm_{11}$   
**Fuente:** [Autor]





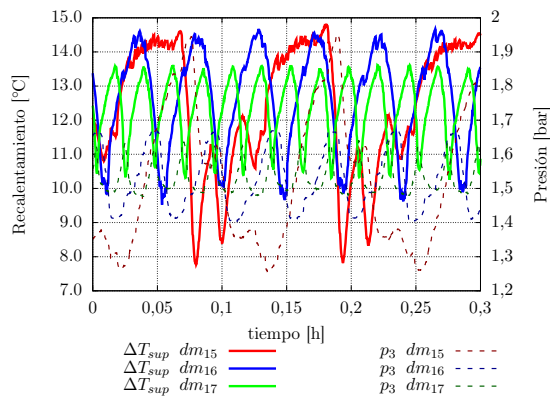
**Figura 4.36:** Recalentamiento y presión evaporador para la TXV original casos  $do_{12}$ ,  $do_{13}$ ,  $do_{14}$

**Fuente:** [Autor]



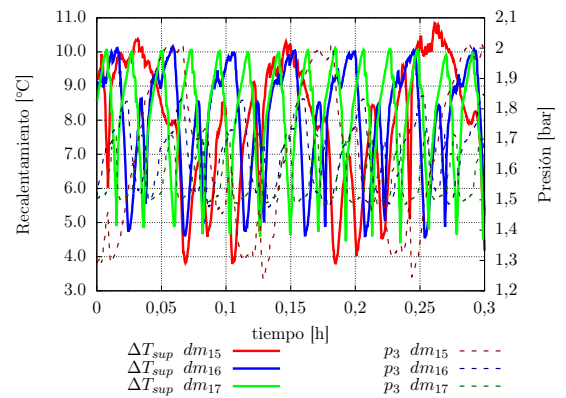
**Figura 4.37:** Recalentamiento y presión evaporador para la TXV modificada casos  $dm_{12}$ ,  $dm_{13}$ ,  $dm_{14}$

**Fuente:** [Autor]



**Figura 4.38:** Recalentamiento y presión evaporador para la TXV original casos  $do_{15}$ ,  $do_{16}$ ,  $do_{17}$

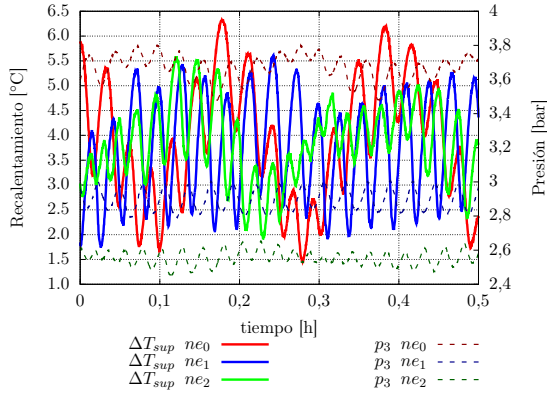
**Fuente:** [Autor]



**Figura 4.39:** Recalentamiento y presión evaporador para la TXV modificada casos  $dm_{15}$ ,  $dm_{16}$ ,  $dm_{17}$

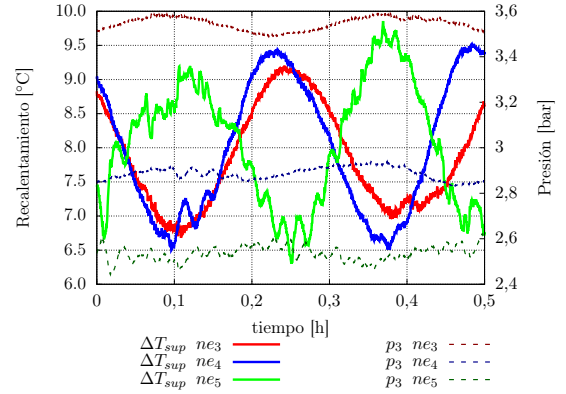
**Fuente:** [Autor]

### 4.2.3 Resultados para las medidas en estático y dinámico de la válvula prototipo.



**Figura 4.40:** Recalentamiento y presión evaporador del prototipo de TXV casos  $no_0$ ,  $no_1$ ,  $no_2$

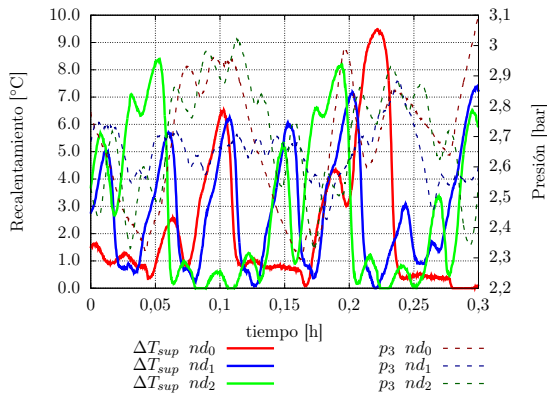
**Fuente:** [Autor]



**Figura 4.41:** Recalentamiento y presión evaporador del prototipo de TXV casos  $no_3$ ,  $no_4$ ,  $no_5$

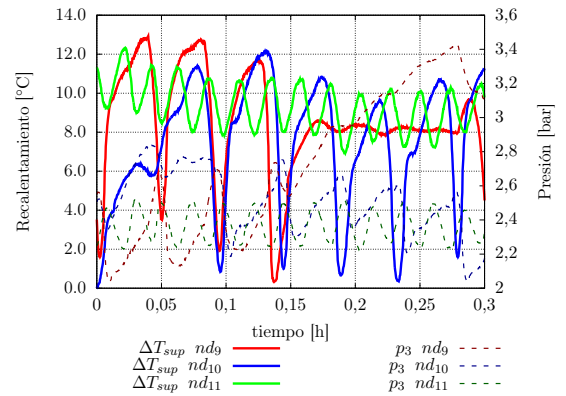
**Fuente:** [Autor]

Las pruebas realizadas en dinámico, se obtuvieron mayor cantidad de datos como se vió anteriormente, por lo cual tenemos las siguientes gráficas.



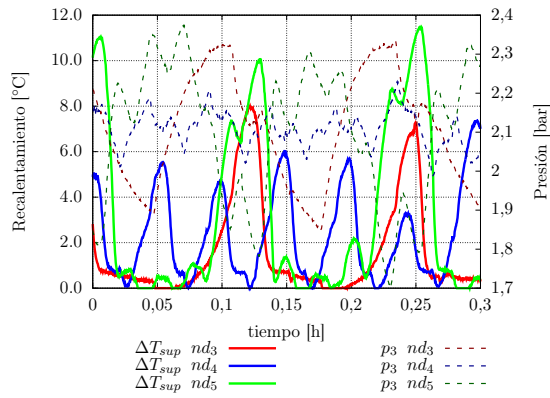
**Figura 4.42:** Recalentamiento y presión evaporador del prototipo de TXV casos  $nm_0$ ,  $nm_1$ ,  $nm_2$

**Fuente:** [Autor]



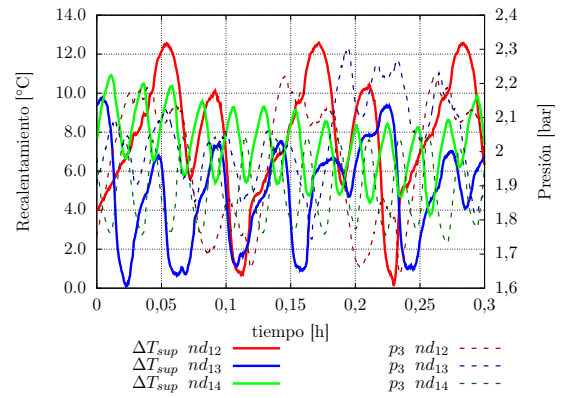
**Figura 4.43:** Recalentamiento y presión evaporador del prototipo de TXV casos  $no_9$ ,  $no_{10}$ ,  $no_{11}$

**Fuente:** [Autor]



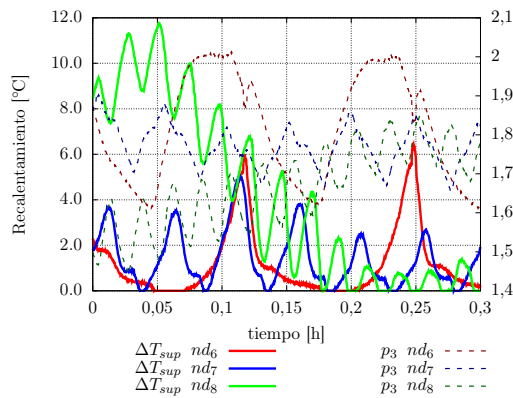
**Figura 4.44:** Recalentamiento y presión evaporador del prototipo de TXV casos  $nm_3$ ,  $nm_4$ ,  $nm_5$

**Fuente:** [Autor]



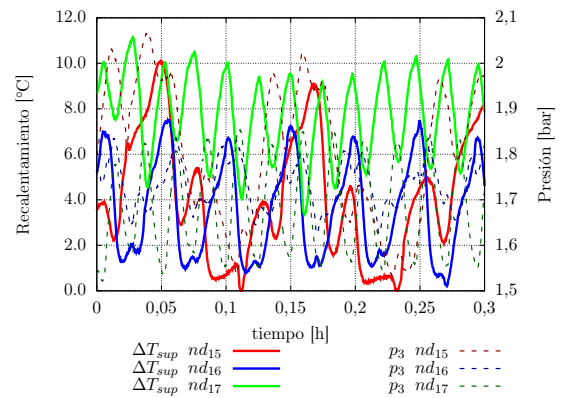
**Figura 4.45:** Recalentamiento y presión evaporador del prototipo de TXV casos  $no_{12}$ ,  $no_{13}$ ,  $no_{14}$

**Fuente:** [Autor]



**Figura 4.46:** Recalentamiento y presión evaporador del prototipo de TXV casos  $nm_6$ ,  $nm_7$ ,  $nm_8$

**Fuente:** [Autor]



**Figura 4.47:** Recalentamiento y presión evaporador del prototipo de TXV casos  $no_{15}$ ,  $no_{16}$ ,  $no_{17}$

**Fuente:** [Autor]

#### 4.2.4 Válvula original.

Para discutir los resultados presentados de forma gráfica de la Figura 4.18 hasta la Figura 4.47 se ha incluido de forma tabulada la media así como la desviación media absoluta, respecto a la media durante los últimos 30 minutos de medición en la Tabla 4.18 hasta la Tabla 4.47. Los resultados tabulados permiten una interpretación cuantitativa de los datos para así poder hacer una mejor discusión de los resultados.

En la configuración original se puede observar que lo estipulado en [5] indica que el recalentamiento sube a medida que la carga sube, entonces se puede comprobar los resultados y así hacer uso de la Tablas obtenidas.

En el estudio estático se llega a un recalentamiento razonablemente estable, pero en el estudio dinámico las oscilaciones son mayores. El sistema oscila cada vez que se introduce una perturbación al sistema, la oscilación media en estático es de  $0.29\text{ }^{\circ}\text{C}$  y la oscilación media en dinámico es de  $1.64\text{ }^{\circ}\text{C}$ . En dinámico la oscilación del sistema coincide con las perturbaciones introducidas en el mismo, es decir que los armónicos tienen la misma frecuencia que la perturbación en potencia eléctrica establecida en el evaporador.

También se comprobó que los valores bajos de recalentamientos para el estudio dinámico, cuando llega a valores prácticamente de  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  es peligroso porque nos da a entender que está saliendo líquido. En el estudio dinámico la válvula no protege al sistema en caso de haber líquido en el evaporador y esta anomalía sería peligroso, por lo cual se puso un recipiente de líquido para evitar problemas. Este problema no se ve en recalentamientos altos más allá de  $8^{\circ}\text{C}$ , si el valor fuera menos hay riesgo que entre líquido al compresor.

#### 4.2.5 Válvula original modificada.

En este caso es necesario un algoritmo de control para suministrar la potencia eléctrica al bulbo de la válvula de expansión, dicho algoritmo así como el aplicado en la válvula prototipo es descrito en la sección **Resultados para el controlador real implementado en el sistema**.

En el caso de la válvula modificada los gráficos prácticamente llegan a los valores deseados. Si se fija el recalentamiento en  $4$  o  $8\text{ }^{\circ}\text{C}$  realmente el controlador llega a ese punto. Obteniendo valores de  $3.99$  y  $7.98\text{ }^{\circ}\text{C}$  respectivamente, datos muy satisfactorios. También el valor de la amplitud baja en relación a la configuración original, reduciéndose el error medio absoluto en el recalentamiento desde  $0.3$  y  $0.26$  en estático y de  $1.64$  a  $1.17$  en dinámico.

Para el caso de bajos recalentamientos sigue persistiendo el mismo problema de un riesgo potencial que llegue líquido al compresor.

#### 4.2.6 Prototipo de la válvula.

Para el prototipo de la válvula se que obtuvo en promedio se alcanzan los valores deseados. En el estudio estático, con recalentamiento de  $4\text{ }^{\circ}\text{C}$  se obtuvo una media de  $3.83\text{ }^{\circ}\text{C}$  y de  $8\text{ }^{\circ}\text{C}$  se obtuvo una media de  $7.98\text{ }^{\circ}\text{C}$ , valores muy aceptables. En

dinámico fue más complicado obtener valores constantes, para un recalentamiento de 4 °C se obtuvo una media de 2.3 °C y para un recalentamiento de en 8 °C se obtuvo una media 7.17 °C, valores comedidamente aceptables. Para bajos recalentamientos, la válvula propuesta actúa más lenta que la válvula original. No se recomendaría trabajar a recalentamientos bajos, también es este caso, para recalentamientos altos no hay problema, la válvula funciona satisfactoriamente.

**Tabla 4.17:** Resultados de las mediciones con la TXV original, en estático.

Caso	$p_1$ [bar]	$p_5$ [bar]	$T_5$ [°C]	$\Delta T_{sh}$ [°C]	$\dot{m}$ [kg h <sup>-1</sup> ]	$\dot{q}_{evap}$ [kW]	$\eta_{vol}$ [%]	$\eta_{iso}$ [%]
$em_0$	7.49 ± 0.04	1.68 ± 0.04	-10.94 ± 1.28	3.50 ± 1.28	39.28 ± 2.46	1,8	0,82	0,85
$em_1$	9.09 ± 0.04	2.92 ± 0.01	5.02 ± 0.14	5.11 ± 0.17	66.28 ± 0.30	2,95	0,8	0,81
$em_2$	9.76 ± 0.02	3.49 ± 0.01	10.86 ± 0.13	5.87 ± 0.15	79.15 ± 0.53	3,5	0,8	0,81
$em_3$	7.49 ± 0.06	1.32 ± 0.02	-15.92 ± 0.55	4.28 ± 0.64	41.83 ± 1.08	1,89	0,74	0,82
$em_4$	9.57 ± 0.06	2.29 ± 0.02	-1.19 ± 0.33	5.43 ± 0.23	71.10 ± 0.63	3,06	0,73	0,79
$em_5$	10.56 ± 0.08	2.74 ± 0.02	3.98 ± 0.28	5.80 ± 0.26	82.36 ± 1.68	3,48	0,71	0,74
$em_6$	8.05 ± 0.03	1.21 ± 0.01	-18.00 ± 0.52	4.19 ± 0.64	41.42 ± 0.53	1,83	0,6	0,76
$em_7$	9.89 ± 0.04	2.02 ± 0.04	-4.84 ± 0.50	4.98 ± 0.56	73.98 ± 2.80	3,11	0,64	0,73
$em_8$	10.90 ± 0.06	2.42 ± 0.02	0.00 ± 0.44	5.14 ± 0.45	89.59 ± 0.88	3,68	0,65	0,72
$em_9$	7.59 ± 0.04	1.61 ± 0.02	-4.07 ± 0.22	11.38 ± 0.09	37.23 ± 0.85	1,74	0,83	0,94
$em_{10}$	9.57 ± 0.09	2.97 ± 0.02	10.32 ± 0.21	9.90 ± 0.07	69.72 ± 1.33	3,12	0,84	0,93
$em_{11}$	10.66 ± 0.07	3.68 ± 0.02	15.93 ± 0.17	9.47 ± 0.07	81.97 ± 1.13	3,59	0,8	0,87
$em_{12}$	8.18 ± 0.02	1.38 ± 0.01	-6.98 ± 0.15	12.08 ± 0.12	37.41 ± 0.59	1,71	0,65	0,84
$em_{13}$	10.06 ± 0.03	2.35 ± 0.01	4.33 ± 0.12	10.21 ± 0.08	70.16 ± 3.04	3,04	0,71	0,8
$em_{14}$	10.73 ± 0.08	2.80 ± 0.01	8.72 ± 0.08	9.96 ± 0.08	85.23 ± 1.90	3,65	0,73	0,8
$em_{15}$	7.71 ± 0.08	1.17 ± 0.01	-9.86 ± 0.19	13.08 ± 0.20	39.77 ± 0.92	1,83	0,61	0,82
$em_{16}$	9.40 ± 0.04	1.95 ± 0.01	0.36 ± 0.14	11.03 ± 0.14	72.66 ± 0.93	3,18	0,67	0,77
$em_{17}$	10.39 ± 0.04	2.36 ± 0.01	4.79 ± 0.15	10.64 ± 0.14	89.49 ± 1.08	3,83	0,68	0,78

**Fuente:** [Autor]

**Tabla 4.18:** Resultados de las mediciones con la TXV modificada, en estático.

Caso	$p_1$ [bar]	$p_5$ [bar]	$T_5$ [°C]	$\Delta T_{sh}$ [°C]	$m$ [kg h <sup>-1</sup> ]	$\dot{q}_{evap}$ [kW]	$\eta_{vol}$ []	$\eta_{iso}$ []
$em_0$	7.31 ± 0.05	1.67 ± 0.08	-10.53 ± 1.20	4.04 ± 0.78	39.79 ± 8.98	1,84	0,84	0,89
$em_1$	9.04 ± 0.03	2.95 ± 0.03	4.24 ± 0.30	3.99 ± 0.23	73.08 ± 2.97	3,24	0,87	0,93
$em_2$	9.94 ± 0.03	3.63 ± 0.01	10.07 ± 0.12	3.99 ± 0.09	88.45 ± 1.58	3,85	0,86	0,94
$em_3$	7.67 ± 0.06	1.37 ± 0.07	-15.38 ± 1.19	3.98 ± 0.91	42.11 ± 8.52	1,9	0,72	0,83
$em_4$	9.60 ± 0.03	2.38 ± 0.03	-1.64 ± 0.35	3.99 ± 0.34	77.48 ± 4.91	3,31	0,76	0,81
$em_5$	10.49 ± 0.02	2.90 ± 0.02	3.71 ± 0.15	3.99 ± 0.15	94.96 ± 3.45	3,98	0,76	0,84
$em_6$	7.72 ± 0.07	1.16 ± 0.05	-19.15 ± 0.86	3.98 ± 0.76	44.76 ± 6.36	1,99	0,67	0,82
$em_7$	10.16 ± 0.05	2.08 ± 0.03	-5.04 ± 0.32	3.98 ± 0.29	79.87 ± 2.71	3,31	0,67	0,78
$em_8$	11.49 ± 0.05	2.52 ± 0.02	-0.04 ± 0.17	4.01 ± 0.20	96.13 ± 2.06	3,86	0,67	0,78
$em_9$	7.98 ± 0.01	1.71 ± 0.01	-5.99 ± 0.12	7.98 ± 0.12	36.14 ± 1.60	1,66	0,76	0,88
$em_{10}$	9.97 ± 0.11	3.03 ± 0.05	8.84 ± 0.53	7.88 ± 0.07	70.25 ± 1.28	3,08	0,83	0,92
$em_{11}$	10.97 ± 0.07	3.76 ± 0.01	15.11 ± 0.10	7.99 ± 0.05	84.19 ± 0.97	3,63	0,8	0,88
$em_{12}$	8.38 ± 0.07	1.43 ± 0.01	-10.27 ± 0.20	8.01 ± 0.19	40.66 ± 1.03	1,82	0,68	0,85
$em_{13}$	10.00 ± 0.03	2.38 ± 0.01	2.40 ± 0.09	7.99 ± 0.10	76.43 ± 4.15	3,28	0,76	0,89
$em_{14}$	10.69 ± 0.02	2.83 ± 0.00	7.07 ± 0.05	7.98 ± 0.07	92.78 ± 3.33	3,93	0,78	0,9
$em_{15}$	7.84 ± 0.06	1.20 ± 0.02	-14.25 ± 0.26	8.02 ± 0.25	41.99 ± 1.19	1,89	0,62	0,8
$em_{16}$	9.83 ± 0.03	2.03 ± 0.01	-1.66 ± 0.19	7.98 ± 0.13	76.56 ± 1.34	3,27	0,67	0,77
$em_{17}$	10.86 ± 0.03	2.46 ± 0.01	3.31 ± 0.16	7.97 ± 0.14	94.34 ± 1.24	3,93	0,68	0,78

**Fuente:** [Autor]

**Tabla 4.19:** Resultados de las mediciones con la TXV original, en dinámico.

Caso	$p_1$ [bar]	$p_5$ [bar]	$T_5$ [°C]	$\Delta T_{sh}$ [°C]	$\dot{m}$ [kg h <sup>-1</sup> ]	$\dot{q}_{evap}$ [kW]	$\eta_{vol}$ []	$\eta_{iso}$ []
<i>do0</i>	8.35 ± 0.27	2.41 ± 0.25	-0.97 ± 3.99	4.46 ± 2.57	59.80 ± 10.26	2,71	0,87	0,81
<i>do1</i>	8.13 ± 0.08	2.35 ± 0.08	-1.33 ± 2.40	4.57 ± 1.96	61.12 ± 8.21	2,77	0,91	0,84
<i>do2</i>	8.05 ± 0.04	2.24 ± 0.07	-1.66 ± 0.94	5.51 ± 0.84	58.54 ± 7.81	2,66	0,92	0,86
<i>do3</i>	8.56 ± 0.29	1.87 ± 0.20	-8.19 ± 4.20	3.77 ± 2.78	66.60 ± 8.45	2,92	0,83	0,84
<i>do4</i>	8.47 ± 0.10	1.86 ± 0.07	-7.54 ± 2.18	4.31 ± 2.08	65.60 ± 7.85	2,88	0,82	0,82
<i>do5</i>	8.15 ± 0.60	1.82 ± 0.08	-7.58 ± 1.49	4.87 ± 1.63	68.08 ± 8.44	2,99	0,87	0,86
<i>do6</i>	8.54 ± 0.25	1.66 ± 0.16	-11.63 ± 4.04	3.18 ± 2.94	68.06 ± 7.33	2,95	0,71	0,78
<i>do7</i>	8.43 ± 0.06	1.63 ± 0.06	-11.63 ± 2.23	3.60 ± 2.31	67.43 ± 5.90	2,92	0,72	0,76
<i>do8</i>	8.33 ± 0.07	1.60 ± 0.08	-11.78 ± 1.18	3.86 ± 1.78	69.02 ± 8.36	3	0,75	0,78
<i>do9</i>	8.30 ± 0.27	2.30 ± 0.25	3.45 ± 3.57	10.12 ± 1.75	60.45 ± 10.62	2,8	0,94	0,89
<i>do10</i>	8.10 ± 0.11	2.24 ± 0.13	3.57 ± 2.28	10.84 ± 1.24	60.91 ± 6.71	2,83	0,98	0,89
<i>do11</i>	8.48 ± 0.07	2.29 ± 0.04	3.68 ± 0.34	10.31 ± 0.48	59.03 ± 5.92	2,69	0,93	0,88
<i>do12</i>	8.42 ± 0.28	1.78 ± 0.20	-2.35 ± 3.08	10.87 ± 1.75	59.04 ± 10.35	2,69	0,79	0,8
<i>nd13</i>	8.16 ± 0.09	1.75 ± 0.10	-1.37 ± 1.86	12.14 ± 1.12	60.37 ± 5.83	2,76	0,83	0,8
<i>do14</i>	8.16 ± 0.03	1.73 ± 0.04	-1.86 ± 0.42	11.81 ± 0.61	59.77 ± 5.77	2,72	0,82	0,81
<i>do15</i>	8.24 ± 0.28	1.53 ± 0.18	-4.60 ± 3.30	12.29 ± 1.66	61.66 ± 10.48	2,81	0,72	0,78
<i>do16</i>	8.20 ± 0.09	1.53 ± 0.08	-3.98 ± 1.74	12.72 ± 1.26	62.11 ± 6.14	2,82	0,72	0,77
<i>do17</i>	8.22 ± 0.03	1.53 ± 0.04	-4.31 ± 0.47	12.36 ± 0.79	62.80 ± 5.58	2,83	0,73	0,79

**Fuente:** [Autor]



**Tabla 4.20:** Resultados de las mediciones con la TXV modificada, en dinámico.

Caso	$p_1$ [bar]	$p_5$ [bar]	$T_5$ [°C]	$\Delta T_{sh}$ [°C]	$\dot{m}$ [kg h <sup>-1</sup> ]	$\dot{q}_{evap}$ [kW]	$\eta_{vol}$ []	$\eta_{iso}$ []
$dm_0$	8.20 ± 0.24	2.36 ± 0.26	-1.99 ± 2.92	4.00 ± 1.11	63.74 ± 9.98	2,88	0,95	0,89
$dm_1$	8.48 ± 0.09	2.37 ± 0.10	-1.72 ± 1.58	4.00 ± 0.98	63.68 ± 8.26	2,83	0,94	0,91
$dm_2$	8.51 ± 0.04	2.33 ± 0.07	-1.96 ± 1.01	4.19 ± 0.84	66.86 ± 7.64	2,97	1	0,94
$dm_3$	9.22 ± 0.28	1.96 ± 0.21	-6.66 ± 2.95	4.05 ± 1.33	68.32 ± 9.23	2,94	0,81	0,91
$dm_4$	9.55 ± 0.11	1.99 ± 0.10	-6.21 ± 1.92	4.02 ± 1.07	66.07 ± 7.95	2,8	0,78	0,82
$dm_5$	9.39 ± 0.06	1.96 ± 0.07	-6.43 ± 1.22	4.16 ± 1.00	67.94 ± 7.99	2,89	0,81	0,81
$dm_6$	9.82 ± 0.33	1.75 ± 0.19	-9.45 ± 2.96	4.07 ± 1.34	66.86 ± 9.06	2,82	0,67	0,77
$dm_7$	9.61 ± 0.11	1.75 ± 0.08	-9.42 ± 1.85	4.02 ± 1.24	68.18 ± 7.24	2,86	0,68	0,78
$dm_8$	9.22 ± 0.11	1.71 ± 0.06	-9.85 ± 1.17	4.12 ± 1.16	68.80 ± 7.15	2,92	0,7	0,77
$dm_9$	8.48 ± 0.28	2.34 ± 0.26	1.89 ± 3.23	8.14 ± 1.45	60.03 ± 10.82	2,75	0,91	0,87
$dm_{10}$	8.39 ± 0.09	2.34 ± 0.12	1.92 ± 2.22	8.01 ± 1.30	60.37 ± 9.85	2,75	0,92	0,89
$dm_{11}$	8.28 ± 0.06	2.29 ± 0.10	1.53 ± 1.24	8.11 ± 0.58	62.16 ± 6.44	2,84	0,96	0,91
$dm_{12}$	8.86 ± 0.31	1.86 ± 0.23	-4.07 ± 3.42	8.02 ± 1.47	63.15 ± 11.97	2,81	0,8	0,82
$dm_{13}$	8.87 ± 0.10	1.85 ± 0.09	-4.11 ± 1.91	8.01 ± 1.15	61.73 ± 9.29	2,72	0,79	0,82
$dm_{14}$	8.71 ± 0.04	1.78 ± 0.07	-4.82 ± 0.88	8.15 ± 0.66	63.00 ± 6.95	2,78	0,83	0,84
$dm_{15}$	9.08 ± 0.36	1.65 ± 0.21	-7.13 ± 3.41	7.95 ± 1.58	66.35 ± 10.67	2,9	0,71	0,79
$dm_{16}$	9.09 ± 0.10	1.65 ± 0.09	-6.86 ± 1.89	8.04 ± 1.37	66.38 ± 8.06	2,87	0,71	0,81
$dm_{17}$	8.59 ± 0.06	1.57 ± 0.07	-7.87 ± 1.06	8.21 ± 1.20	67.75 ± 6.74	2,97	0,76	0,8

**Fuente:** [Autor]

**Tabla 4.21:** Resultados de las mediciones con el prototipo de TXV , en estático.

Caso	$p_1$ [bar]	$p_5$ [bar]	$T_5$ [°C]	$\Delta T_{sh}$ [°C]	$\dot{m}$ [kg h <sup>-1</sup> ]	$\dot{q}_{evap}$ [kW]	$\eta_{vol}$ []	$\eta_{iso}$ []
$no_0$	9.80 ± 0.09	3.67 ± 0.06	10.27 ± 0.73	3.88 ± 1.04	86.64 ± 2.42	3,8	0,83	0,88
$no_1$	10.38 ± 0.06	2.90 ± 0.05	3.47 ± 0.85	3.76 ± 0.88	91.59 ± 2.35	3,87	0,74	0,77
$no_2$	10.93 ± 0.06	2.55 ± 0.03	0.13 ± 0.50	3.84 ± 0.60	97.40 ± 1.71	3,99	0,67	0,74
$no_3$	9.79 ± 0.04	3.55 ± 0.02	13.26 ± 0.46	7.85 ± 0.65	85.66 ± 1.29	3,82	0,86	0,92
$no_4$	11.01 ± 0.11	2.89 ± 0.02	7.60 ± 0.71	7.99 ± 0.87	88.39 ± 2.35	3,73	0,73	0,78
$no_5$	11.50 ± 0.05	2.54 ± 0.03	4.19 ± 0.60	8.08 ± 0.76	92.12 ± 1.55	3,79	0,65	0,72

**Fuente:** [Autor]

**Tabla 4.22:** Resultados de las mediciones con el prototipo de TXV, en dinámico.

Caso	$p_1$ [bar]	$p_5$ [bar]	$T_5$ [°C]	$\Delta T_{sh}$ [°C]	$\dot{m}$ [kg h <sup>-1</sup> ]	$\dot{q}_{evap}$ [kW]	$\eta_{vol}$ [%]	$\eta_{iso}$ [%]
<i>nm</i> <sub>0</sub>	9.40 ± 0.20	2.73 ± 0.22	-0.04 ± 2.96	1.97 ± 1.52	66.55 ± 8.07	2,9	0,85	1
<i>nm</i> <sub>1</sub>	9.26 ± 0.08	2.66 ± 0.07	0.01 ± 1.91	2.67 ± 1.85	64.06 ± 5.51	2,8	0,84	0,86
<i>nm</i> <sub>2</sub>	9.16 ± 0.16	2.68 ± 0.14	0.42 ± 1.18	2.94 ± 2.38	65.33 ± 6.68	2,87	0,86	1
<i>nm</i> <sub>3</sub>	9.04 ± 0.15	2.11 ± 0.11	-7.15 ± 2.70	1.60 ± 1.73	67.69 ± 5.94	2,92	0,74	0,84
<i>nm</i> <sub>4</sub>	9.11 ± 0.06	2.11 ± 0.04	-6.53 ± 1.80	2.16 ± 1.59	66.34 ± 4.90	2,85	0,73	0,77
<i>nm</i> <sub>5</sub>	9.12 ± 0.21	2.10 ± 0.15	-5.76 ± 1.54	3.11 ± 3.22	70.81 ± 7.00	3,06	0,78	0,94
<i>nm</i> <sub>6</sub>	8.9 ± 0.22	1.8 ± 0.12	-11.54 ± 2.42	1.13 ± 1.14	72.87 ± 7.44	3,11	1,38	0,84
<i>nm</i> <sub>7</sub>	8.78 ± 0.09	1.77 ± 0.04	-11.89 ± 1.43	1.28 ± 0.97	69.70 ± 6.21	2,98	0,68	0,73
<i>nm</i> <sub>8</sub>	8.11 ± 0.17	1.66 ± 0.08	-10.94 ± 2.05	3.87 ± 3.08	66.40 ± 6.24	2,93	0,69	0,74
<i>nm</i> <sub>9</sub>	8.63 ± 0.34	2.70 ± 0.30	5.51 ± 3.80	7.94 ± 2.39	65.46 ± 8.75	3	0,86	0,84
<i>nm</i> <sub>10</sub>	8.37 ± 0.15	2.47 ± 0.16	3.38 ± 2.67	8.07 ± 2.76	61.82 ± 6.20	2,84	0,44	0,86
<i>nm</i> <sub>11</sub>	8.18 ± 0.05	2.37 ± 0.08	3.48 ± 0.47	9.23 ± 0.96	58.17 ± 7.46	2,69	0,88	0,83
<i>nm</i> <sub>12</sub>	9.04 ± 0.23	1.97 ± 0.16	-3.06 ± 3.85	7.51 ± 2.55	62.62 ± 8.34	2,77	0,75	0,75
<i>nm</i> <sub>13</sub>	8.80 ± 0.19	1.98 ± 0.12	-3.84 ± 2.95	6.53 ± 2.99	64.27 ± 6.66	2,85	0,76	0,75
<i>nm</i> <sub>14</sub>	8.53 ± 0.06	1.88 ± 0.09	-3.80 ± 0.91	7.85 ± 1.39	59.76 ± 7.05	2,67	0,75	0,75
<i>nm</i> <sub>15</sub>	9.41 ± 0.26	1.86 ± 0.14	-6.54 ± 5.04	5.41 ± 3.44	69.83 ± 7.26	3	0,66	0,7
<i>nm</i> <sub>16</sub>	9.00 ± 0.06	1.73 ± 0.05	-10.06 ± 2.33	3.66 ± 1.93	67.01 ± 5.95	2,87	0,67	0,7
<i>nm</i> <sub>17</sub>	8.84 ± 0.08	1.68 ± 0.09	-6.12 ± 0.99	8.35 ± 1.65	63.59 ± 6.71	2,8	0,67	0,73

**Fuente:** [Autor]

### 4.3 Comparación entre datos experimentales y modelo matemático.

**Tabla 4.23:** Procedimiento establecido para la comparación de datos experimentales y matemáticos

1	El modelo matemático la descretización de la válvula depende de una constante de tiempo " $\tau$ ". El primer aparatado consiste en calcular el valor de " $\tau$ "
2	Exploración paramétrica de un controlador PID para la válvula con resistencia
3	En base al valor de $\tau$ calculado se calculará la evolución dinámica del sistema para un caso típico del la configuración del bulbo y la resistencia.

*Fuente:* [Autor]

#### 4.3.1 Obtención del valor de la constante de tiempo del bulbo.

La contante de tiempo " $\tau$ " mide lo rápido que tarda en reaccionar el bulbo ante un cambio de temperatura, entonces, con una constante de tiempo pequeña, el bulbo reacciona rápido y con una contante de tiempo grande, el bulbo reacciona lento. La lentitud o rapidez de reacción del bulbo, depende en parte de que tan estable es el sistema frente a las condiciones de operación, habiendo en estático menos error frente a la operación en condiciones dinámicas. Se ha aplicado el modelo matemático con 4 diferentes valores de la constante de tiempo  $\tau$ , con valores de 10, 20, 40 y 60.

Los datos obtenidos son el resultado de los 17 casos que tenían tanto en estático y dinámico en la válvula original. La idea consiste en probar el modelo durante una hora y tomar los últimos 30 minutos de cálculo para sacar la desviación media absoluta del recalentamiento y ajustar el valor de  $\tau$  de forma que dicha desviación sea igual a la obtenida experimentalmente. En la Tabla 4.24 y en la Tabla 4.25 se muestran los valores obtenidos tanto para estático y dinámico respectivamente, donde se puede apreciar los valores obtenidos.

**Tabla 4.24:** Resultado del modelo matemático para distintos valores en estático

Nombre	$\tau=10$		$\tau=20$		$\tau=40$		$\tau=60$	
	Rec	Desv Abs.	Rec	Desv Abs.	Rec	Desv Abs.	Rec	Desv Abs.
<i>eo0</i>	6,40	0,75	6,40	0,70	6,39	0,43	6,39	0,09
<i>eo1</i>	6,78	0,41	6,78	0,03	6,78	0,01	6,78	0,01
<i>eo2</i>	6,94	0,02	6,94	0,01	6,94	0,01	6,93	0,02
<i>eo3</i>	7,12	0,91	7,11	0,70	7,11	0,01	7,11	0,00
<i>eo4</i>	7,47	0,04	7,47	0,01	7,47	0,01	7,47	0,01
<i>eo5</i>	7,57	0,06	7,57	0,01	7,57	0,01	7,57	0,01
<i>eo6</i>	7,78	1,05	7,77	0,00	7,77	0,00	7,73	0,54
<i>eo7</i>	8,12	0,30	8,12	0,01	8,12	0,01	8,12	0,01
<i>eo8</i>	8,24	0,28	8,24	0,01	8,24	0,01	8,24	0,01
<i>eo9</i>	10,38	1,03	10,37	0,58	10,37	0,57	10,37	0,34
<i>eo10</i>	10,88	0,01	10,88	0,01	10,88	0,01	10,88	0,01
<i>eo11</i>	11,00	0,15	11,01	0,03	11,01	0,01	11,01	0,01
<i>eo12</i>	11,04	0,63	11,03	0,42	11,02	0,17	11,01	0,14
<i>eo13</i>	11,49	0,10	11,49	0,01	11,49	0,01	11,49	0,01
<i>eo14</i>	11,64	0,15	11,64	0,01	11,64	0,01	11,64	0,01
<i>eo15</i>	11,68	1,03	11,70	1,24	11,72	1,10	11,66	0,70
<i>eo16</i>	12,15	0,01	12,15	0,01	12,15	0,01	12,15	0,02
<i>eo17</i>	12,29	0,31	12,30	0,01	12,30	0,01	12,29	0,01
Media desviación		0,40		0,21		0,13		0,11

**Fuente:** [Autor]

**Tabla 4.25:** Resultado del modelo matemático para distintos valores en dinámico

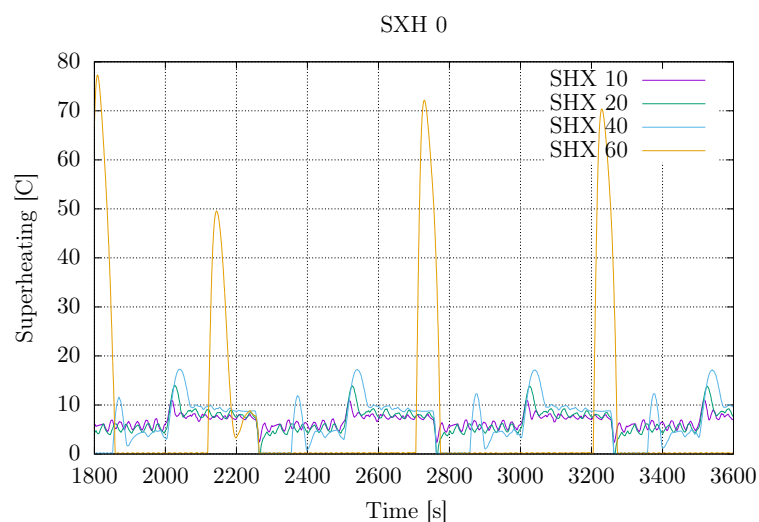
Nombre	$\tau=10$		$\tau=20$		$\tau=40$		$\tau=60$	
	Rec	Desv Abs.	Rec	Desv Abs.	Rec	Desv Abs.	Rec	Desv Abs.
$do_0$	6,66	1,06	6,64	1,92	6,56	4,04	7,30	11,62
$do_1$	6,71	1,42	6,70	2,51	6,64	6,80	6,58	8,16
$do_2$	6,67	2,02	6,67	3,02	6,61	8,16	6,59	9,19
$do_3$	7,38	1,14	7,36	2,00	7,29	3,75	5,91	9,80
$do_4$	7,41	1,39	7,40	2,50	7,39	4,88	7,33	9,13
$do_5$	7,43	1,80	7,42	3,34	7,36	8,45	7,36	7,51
$do_6$	8,02	1,29	8,00	2,22	7,95	3,75	7,83	7,39
$do_7$	8,05	1,47	8,05	2,68	8,03	4,89	7,90	10,22
$do_8$	8,07	1,73	8,05	3,30	8,00	6,70	8,01	8,30
$do_9$	10,72	1,08	10,70	1,96	10,64	3,69	10,54	5,43
$do_{10}$	10,77	1,41	10,76	2,59	10,75	4,83	10,74	7,31
$do_{11}$	10,72	1,77	10,72	3,05	10,66	6,37	10,62	8,83
$do_{12}$	11,33	1,16	11,31	1,97	11,26	3,61	11,18	5,29
$do_{13}$	11,39	1,38	11,38	2,53	11,37	4,65	11,34	6,93
$do_{14}$	11,37	1,76	11,36	3,35	11,33	6,12	11,28	7,54
$do_{15}$	11,97	1,26	11,96	2,22	11,91	4,02	11,83	5,75
$do_{16}$	12,02	1,43	12,01	2,48	11,99	4,83	11,98	7,06
$do_{17}$	12,02	1,80	12,01	3,27	11,97	5,83	11,93	7,40
Media desviación		1,46		2,61		5,30		7,94

**Fuente:** [Autor]

Para comportamiento estático se comprueba que al aumentar el valor de  $\tau$  disminuye el valor de la oscilación. Se observa en la Tabla 4.24 que para comportamiento dinámico, el comportamiento es inverso, como se observa en la Tabla 4.25

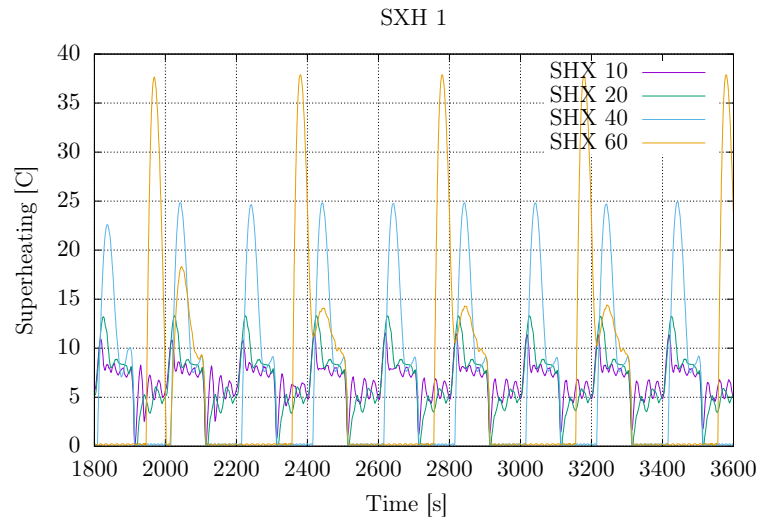
Para obtener un valor de  $\tau$  óptimo, se procedió a ajustar su valor con el promedio obtenido para el proceso dinámico, debido a que los valores en dinámico son más inestables y se necesita obtener un mejor control de error obtenido. Para el caso experimental en dinámico se obtuvo una desviación media absoluta del recalentamiento de un valor de 1.64 grados °C. De los valores probados para  $\tau$  con su respectiva desviación como, para  $\tau=10$  tenemos una desviación de 1.46 °C a  $\tau=20$  una desviación de 2.6 °C, entonces interpolando se saca que el valor óptimo de  $\tau$  es 11.54 para dinámico. Este valor servirá para todos los casos realizados, siendo empleado para la exploración paramétrica del apartado siguiente.

A continuación, de Gráfica 4.48 hasta la Gráfica 4.50, se observa cómo se comporta el modelo en dinámico para los 4 valores de  $\tau$ . En las 3 gráficas se observa el recalentamiento a diferentes frecuencias, tomada del caso 0, 1, 2 en dinámico, para ver un comportamiento típico del modelo. Se puede observar que es muy similar a los datos obtenidos experimentalmente. Donde si había un cambio de potencia produce un pico en el recalentamiento, valor que se simula razonablemente bien en el modelo realizado. Se puede observar entonces que el valor de  $\tau$  lo que hace es ajustar el valor de la amplitud de la oscilación, a medida que  $\tau$  es más pequeña la oscilación es pequeña y viceversa. Por lo tanto este valor no se puede calcular teóricamente, la forma más apropiada sería ajustar experimentalmente.

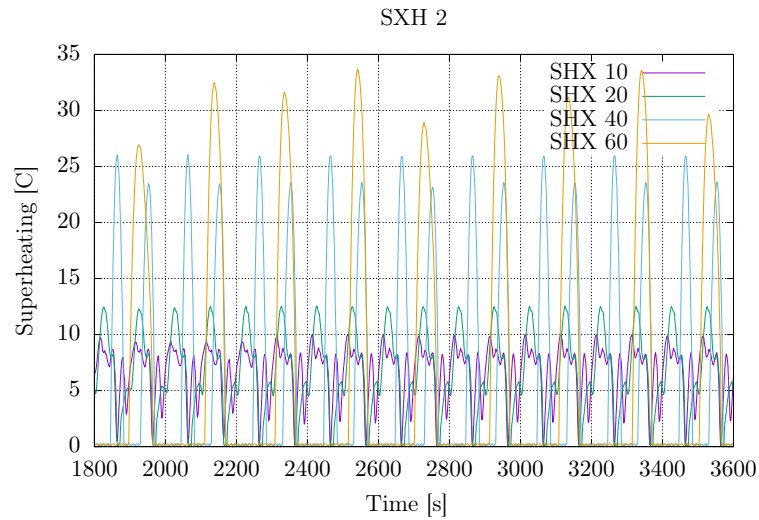


**Figura 4.48:** Recalentamiento en estudio dinámico caso 0

**Fuente:** [Autor]



**Figura 4.49:** Recalentamiento en estudio dinámico caso 1  
**Fuente:** [Autor]



**Figura 4.50:** Recalentamiento en estudio dinámico caso 2  
**Fuente:** [Autor]

### 4.3.2 Exploración paramétrica de un controlador PID.

Una vez que ya se sabe el valor  $\tau$  se puede utilizar este valor para simular el comportamiento del ciclo con la configuración modificada (resistencia en el bulbo). Para ello únicamente se hace necesario incluir una fuente de calor en la conservación de la energía aplicada en el bulbo de la válvula de expansión dicha fuente de energía a de ser controlada mediante un algoritmo. La presente sección tiene como objetivo explorar el comportamiento de un controlador tipo PID sobre el comportamiento proporcional-integral de la válvula modificada, para ellos se ha programado un controlador proporcional integral y se ha realizado un análisis paramétrico de las respectivas constantes

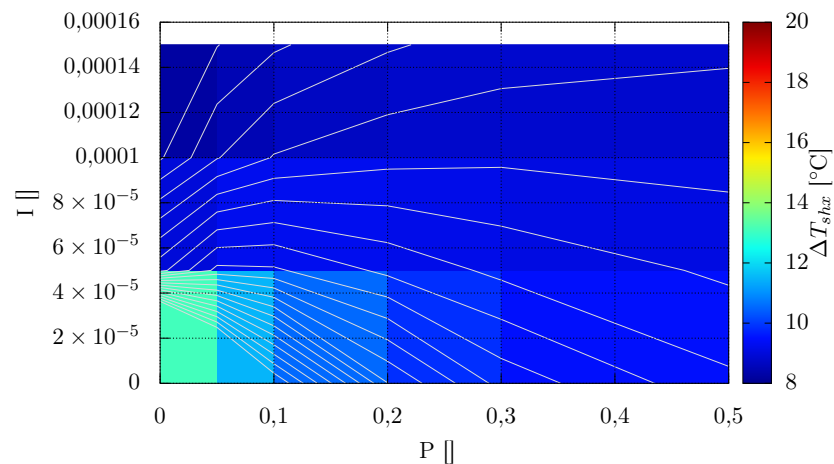


del controlador para un caso típico de operación del sistema ( $dm_{10}$ ).

Los resultados se pueden observar en la Figura 4.51 y la Figura 4.52., en donde se observa el recalentamiento medio durante los últimos 30 minutos y la desviación media absoluta en el citado intervalo.

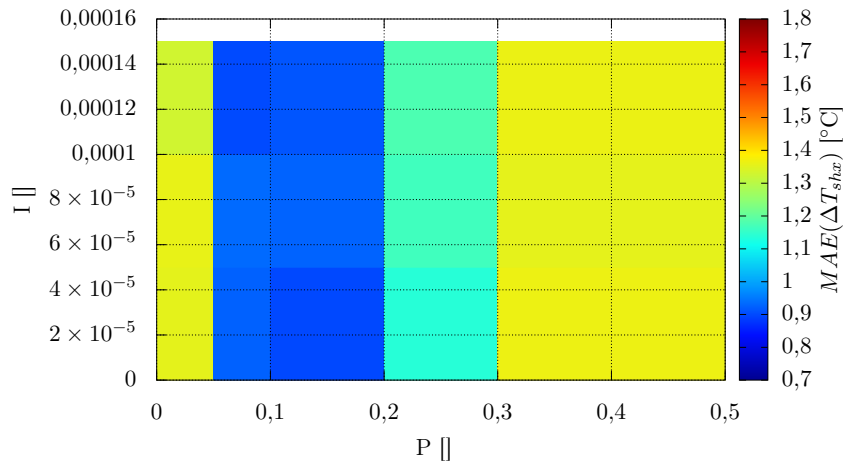
Para esta gráfica se tomó del estudio experimental del caso dinámico  $dm_{10}$  donde se obtuvieron las gráficas. Donde se asume un valor de P e I y con estos valores se pretende ver cómo se comporta el sistema, la temperatura de consigna de recalentamiento fue de 8 °C. Al fijarse el recalentamiento en 8 al sistema los valores de P e I logran llegar a 8 °C, no solamente llegando al valor deseado, también la oscilación se mantiene dentro de márgenes aceptados. A medida que se aumenta el proporcional la oscilación aumenta como se observa en la Figura 4.51 esto quiere decir que aumentar el proporcional es peligroso debido a que el modelo predice que la oscilación del recalentamiento aumentará.

En la práctica controladores tipo proporcional desestabilizaban el sistema optando por introducir un controlador con un nuevo paradigma de control distinto al de PID.



**Figura 4.51:** Recalentamiento obtenido

**Fuente:** [Autor]



**Figura 4.52:** Desviación del recalentamiento obtenido

**Fuente:** [Autor]

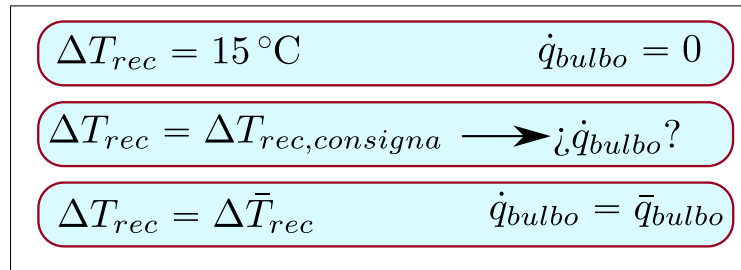
### 4.3.3 Resultados para el controlador real implementado en el sistema.

Tras los resultados obtenidos para el control proporcional integral estudiado en la sección anterior se planteó un controlador que interfiriese lo mínimo posible en el bucle de control que por transferencia de calor y variación de energía interna existente originalmente en la válvula. La idea más simple consiste en introducir un flujo de calor constante de tal manera de añadir un desplazamiento al comportamiento de la válvula, para ello se procedió como se muestra en la Figura 4.53.

En esta configuración inicialmente se fija el recalentamiento original de la válvula en 15 °C. Se establece que cuando el calor de bulbo es cero el recalentamiento ha de coincidir con el recalentamiento fijado originalmente. Si el sistema opera durante un determinado tiempo se sabría que cuando para un determinado calor promedio, existe un determinado recalentamiento promedio. Interpolando para el recalentamiento de consigna se puede obtener el calor a proporcional al bulbo.

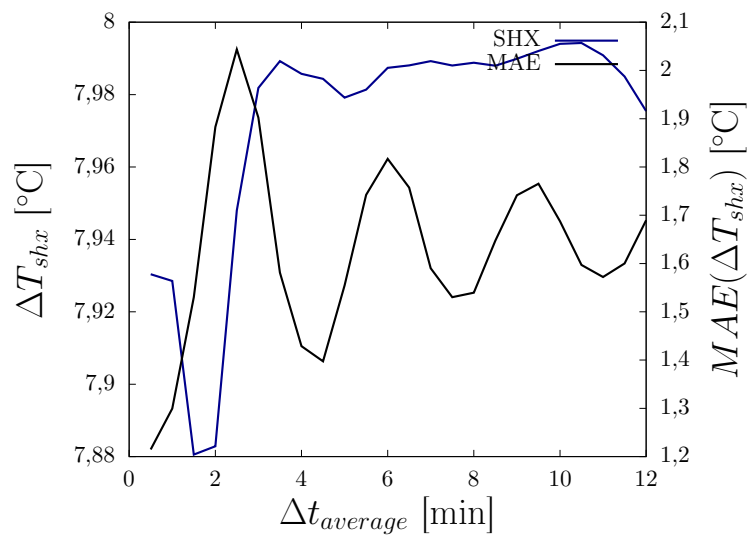
La única variable de este controlador es el tiempo promedio empleado para obtener  $\Delta\bar{T}_{rec}$  y  $\bar{q}_{bulbo}$ . La influencia de dicho intervalo de tiempo promedio se ha estudiado en la Figura 4.54

El recalentamiento tiende prácticamente a 8 °C, con un margen de error entorno a 2 °C. Se observa que no empeora sustancialmente el sistema. Debido a lo realizado se empleó y en base a estos resultados se toma un  $\Delta T$  5 minutos.



**Figura 4.53:** Procedimiento de interpolación para obtener la potencia en el bulbo.

**Fuente:** [Autor]



**Figura 4.54:** Recalentamiento y desviación para el controlador modificado del sistema

**Fuente:** [Autor]

## CAPÍTULO V

### 5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

#### 5.1 Conclusiones

- Experimentalmente se probó en implementar un controlador proporcional integral, ya que si se implementaban solamente integrales el sistema iba demasiado lento y en cualquiera de los casos no se logró un resultado satisfactorio.
- El controlador ideado en la presente investigación da resultados adecuados para las condiciones de operación en que fue probado el sistema.
- La válvula original funciona bien, el problema que existe es si el recalentamiento es bajo hay riesgo que salga líquido y llegue al compresor.
- La válvula original modifica independiza el recalentamiento del sistema de las condiciones de operación.
- Con el prototipo de la válvula nuestra, también se obtuvo un modelo que funciona pero se necesita trabajar más en el parte de control.

#### 5.2 Recomendaciones

- No se recomienda trabajar a recalentamientos de 4 °C o menores debido a que puede llegar líquido al compresor.
- Se recomienda trabajar en un nuevo paradigma de controlador para la válvula propuesta, debido a que el controlador implementado tiene carencia para el comportamiento dinámico del sistema..
- Trabajar en un futuro en la modelación matemática del prototipo de válvula para así poder fijar la constante o un modelo que gobierne el comportamiento de la válvula.

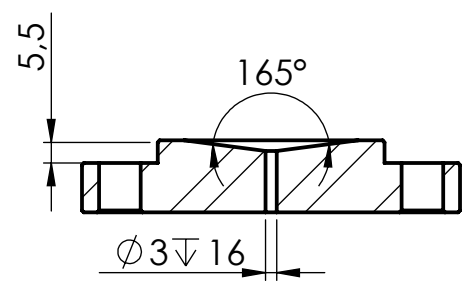
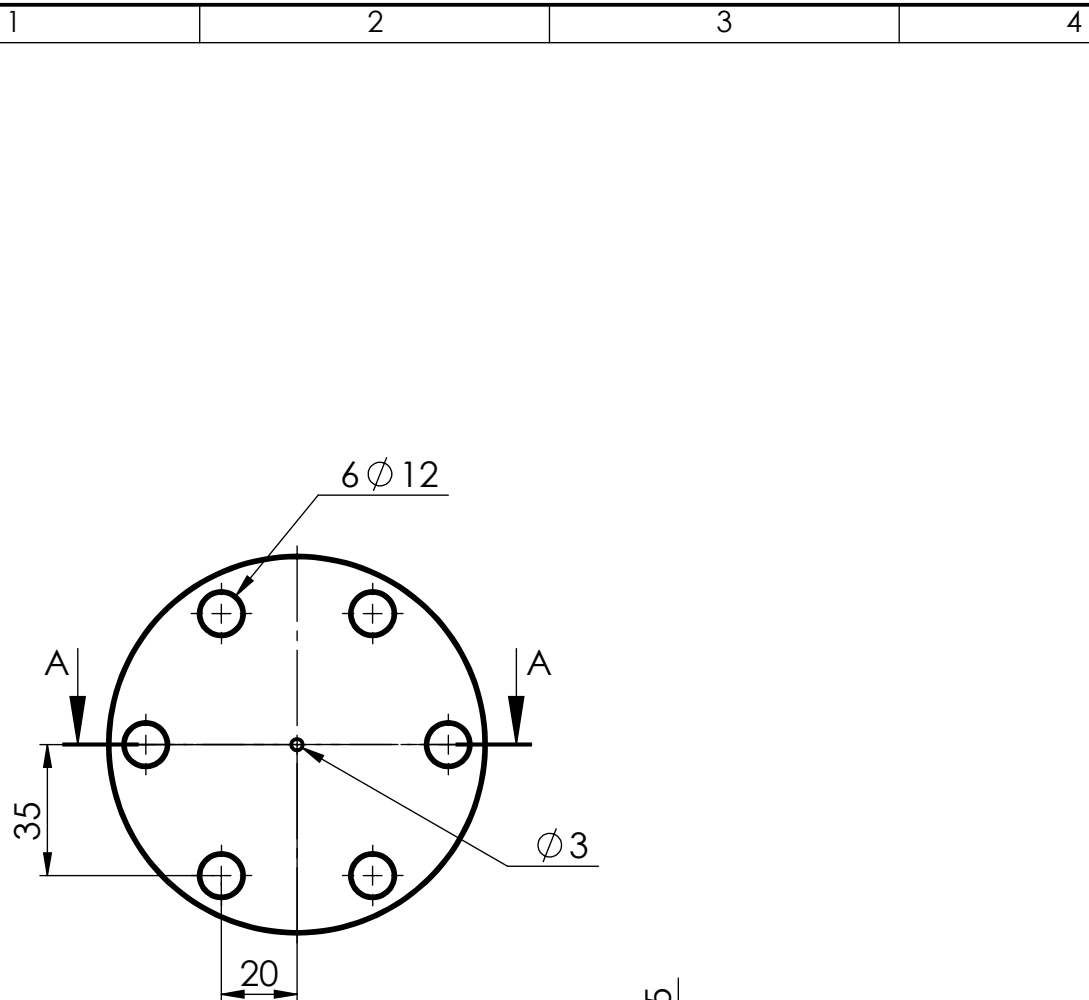
## BIBLIOGRAFÍA

- [1] J. García del Valle and S. Rodríguez Vega, “Mejora del coeficiente de convección en condensadores de instalaciones frigoríficas mediante el subenriamiento del gas de entrada por reinyección de líquido,” Ph.D. dissertation, Universidad Técnica de Ambato, 2018.
- [2] R. Lazzarin and M. Noro, “Experimental comparison of electronic and thermostatic expansion valves performances in an air conditioning plant,” *International journal of refrigeration*, vol. 3, pp. 1–6, 2008.
- [3] F. Yum, K. Chan, and H. Chu, “Constraints of using thermostatic expansion valves to operate air-cooled chillers at lower condensing temperatures,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 26, pp. 1–9, 2006.
- [4] L. N. Langmaack, “Dynamic modelling of charges for thermostatic expansion valves,” Ph.D. dissertation, Technical University of Denmark, 2006.
- [5] A. of European Refrigeration Component Manufacturers, “Capacity rating of thermostatic expansion valves,” 2011.
- [6] S. Baakee, J. Orfi, and A. Alabdulkarem, “Optimization of a multistage vapor-compression refrigeration system for various refrigerants,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 136, pp. 84–96, 2018.
- [7] T. Chen, D. A. Cha, and O. K. Kwon, “Experimental investigation on mass flow characteristics of r245fa through electronic expansion valve,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 125, pp. 111–117, 2017.
- [8] J. Choi and Y. Kim, “The effects of improper refrigerant charge on the performance of a heat pump with an electronic expansion valve and capillary tube,” *Energy*, vol. 27, pp. 391–404, 2002.
- [9] T. Dantas, I. Franco, A. Fileti, and F. Silva, “Dynamic linear modeling of a refrigeration process with electronic expansion valve actuator,” *International Journal of Refrigeration*, pp. 1–25, 2017.
- [10] A. H. Dhumal and H. M. Dange, “Investigation of influence of the various expansion devices on the performance of a refrigerator using r407c refrigerant,” *International Journal of Advanced Engineering Technology*, vol. 5, pp. 1–4, 2014.
- [11] W. Eames, A. Milazzo, and G. G. Maidment, “Modelling thermostatic expansion valves,” *International journal of refrigeration*, vol. 38, pp. 1–9, 2014.
- [12] C. Liang, L. Jinghui, C. Jiangping, and C. Zhijiu, “A new model of mass flow characteristics in electronic expansion valves considering metastability,” *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 48, pp. 1–8, 2009.
- [13] C. Zhang, S. Ma, J. Chen, and Z. Chen, “Experimental analysis of r22 and r407c flow through electronic expansion valve,” *Energy Conversion and Management*, vol. 47, no. 5, pp. 529–544, 2006.

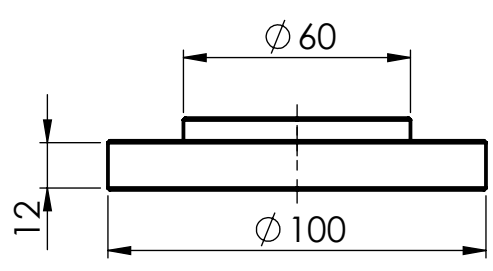
- [14] J. Liu, J. Chen, and Z. Chen, "Investigation on the choking flow characteristics in electronic expansion valves," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 47, pp. 1–11, 2007.
- [15] P. Mithraratne and N. Wijesundera, "An experimental and numerical study of hunting in thermostatic-expansion-valve-controlled evaporators," *International Journal of Refrigeration*, vol. 25, pp. 1–7, 2002.
- [16] D. Ndiaye and M. Bernier, "Modelling the bleed port of a thermostatic expansion valve," *International Journal of Refrigeration*, vol. 32, pp. 1–11, 2009.
- [17] M. R. Kaerna and B. Elmegaardb, "Analysis of refrigerant mal-distribution in fin-and-tube evaporators," *Technical University of Denmark, Mechanical Engineering*, pp. 1–8, 2008.
- [18] Y. Shang, A. Wu, X. Fang, and Y. You, "Dynamic simulation of electronic expansion valve controlled refrigeration system under different heat transfer conditions," *International Journal of Refrigeration*, pp. 1–18, 2016.
- [19] A. Sharafian, P. C. Dan, W. Huttema, and M. Bahrami, "Performance analysis of a novel expansion valve and control valves designed for a waste heat-driven two-adsorber bed adsorption cooling system," *Applied Thermal Engineering*, vol. 100, pp. 1–11, 2016.
- [20] Z. Tian, B. Gu, C. Qian, L. Yang, and F. Liu, "Electronic expansion valve mass flow rate prediction based on dimensionless correlation and ann model," *International Journal of Refrigeration*, pp. 1–41, 2015.
- [21] J. García del Valle and O. A. Chacón Avilés, "Diseño y construcción de una válvula de expansión controlada electrónicamente, para la regulación del recalentamiento a la salida del evaporador de una instalación frigorífica," Master's thesis, Universidad Técnica de Ambato, 2016.
- [22] J. García del Valle, J. Sierra, S. Rodríguez Vega, and F. Castro Ruiz, "Influence of the degree of superheating on the performance of a r134a condenser by means of experimental and numerical studies," *International Journal of Refrigeration*, vol. 98, pp. 25–43, 2019.
- [23] I. H. Bell, J. Wronski, S. Quoilin, and V. Lemort, "Pure and pseudo-pure fluid thermophysical property evaluation and the open-source thermophysical property library coolprop," *Industrial & Engineering Chemistry Research*, vol. 53, no. 6, pp. 2498–2508, 2014. [Online]. Available: <http://pubs.acs.org/doi/abs/10.1021/ie4033999>
- [24] S. G. Kandlikar, "A general correlation for saturated two-phase flow boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes," *Journal of Heat Transfer*, vol. 112, pp. 219–228, 1990.

## **5.3 ANEXOS**

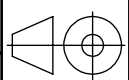
### **5.3.1 ANEXO 1. Planos.**



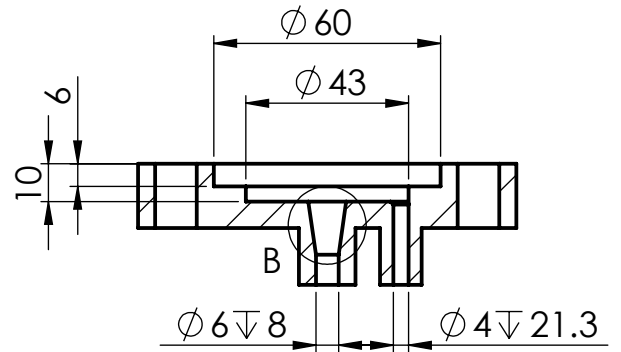
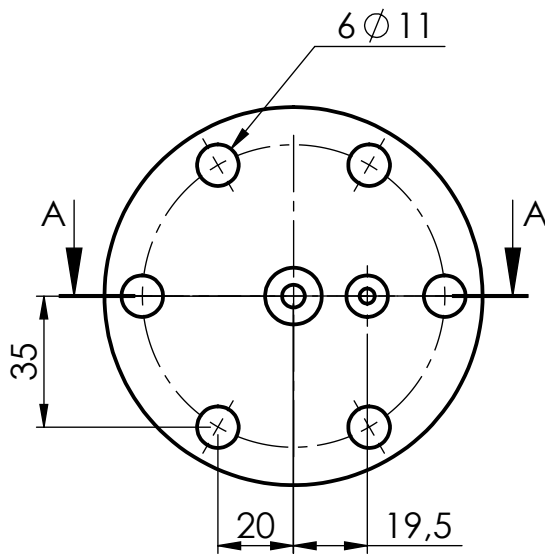
SECCIÓN A-A



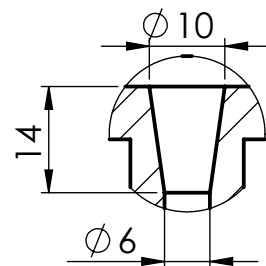
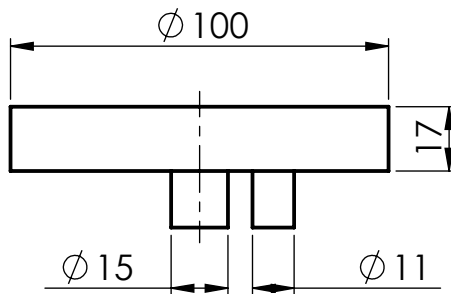
				TOLERANCIA:	PESO:	MATERIAL:		
				±1	861.53 gr	ASTM A36 Acero		
				FECHA	NOMBRE	TÍTULO:	ESCALA:	
				DIBUJO: 30/01/2019	KENY QUINATO A		TAPA SUPERIOR	1:2
				REVISO: 30/01/2019	ING. JAVIER GARCÍA			REGISTRO:
				APROBO: 30/01/2019	ING. JAVIER GARCÍA			
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA		N.º DE LAMINA	HOJA 01 DE 04	
EDICIÓN:	MODIFICACION:	FECHA:	NOMBRE:			SUSTITUCION:		







SECCIÓN A-A



DETALLE B  
ESCALA 1 : 1

				TOLERANCIA: $\pm 1$	PESO: 815.63 gr	MATERIAL: ASTM A36 Acero	
						TÍTULO: <b>TAPA INFERIOR</b>	ESCALA: 1:2
				FECHA	NOMBRE		
				DIBUJO: 30/01/2019	KENY QUINATO A		
				REVISO: 30/01/2019	ING. JAVIER GARCÍA		
				APROBO: 30/01/2019	ING. JAVIER GARCÍA		
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA		N.º DE LAMINA HOJA 02 DE 04	REGISTRO:
EDICIÓN:	MODIFICACION:	FECHA:	NOMBRE:			SUSTITUCION:	

1

2

3

4

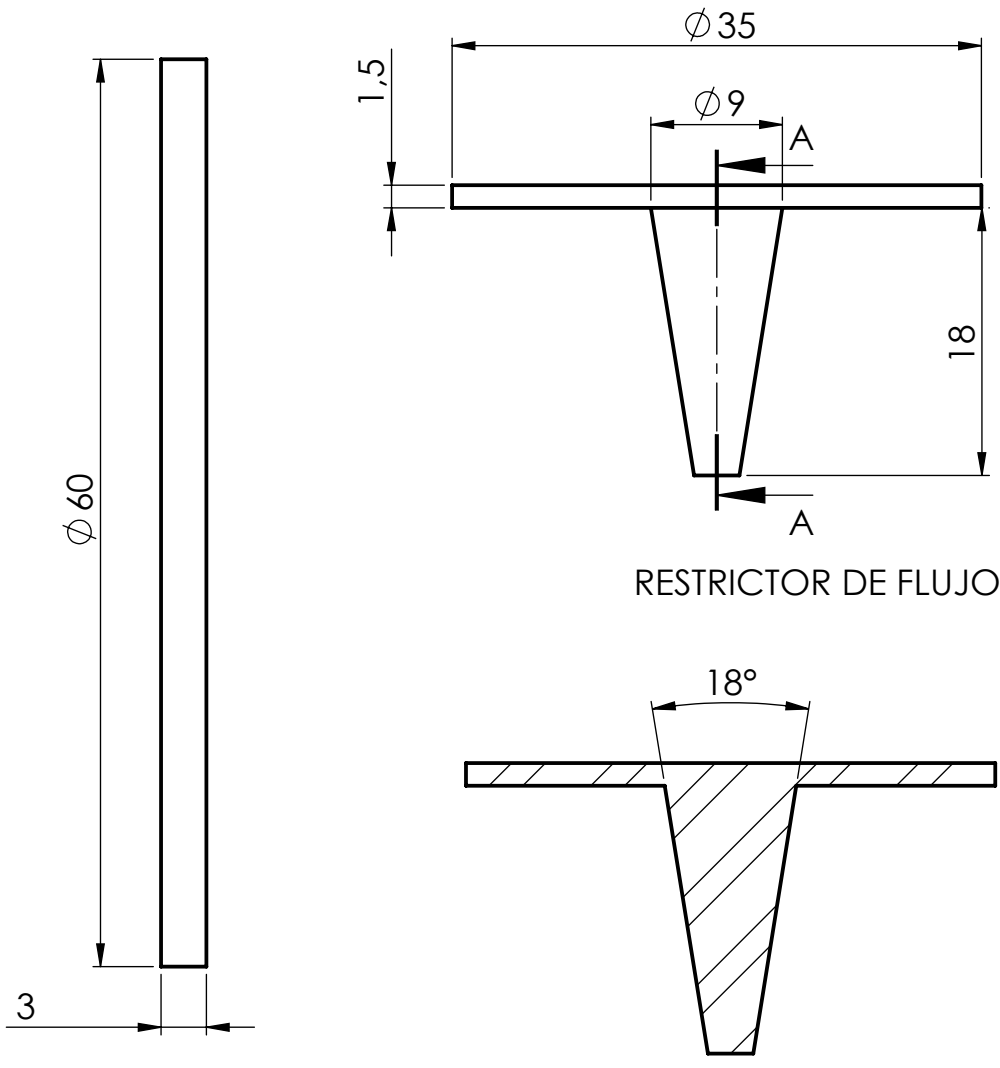
A

B

C

D

E

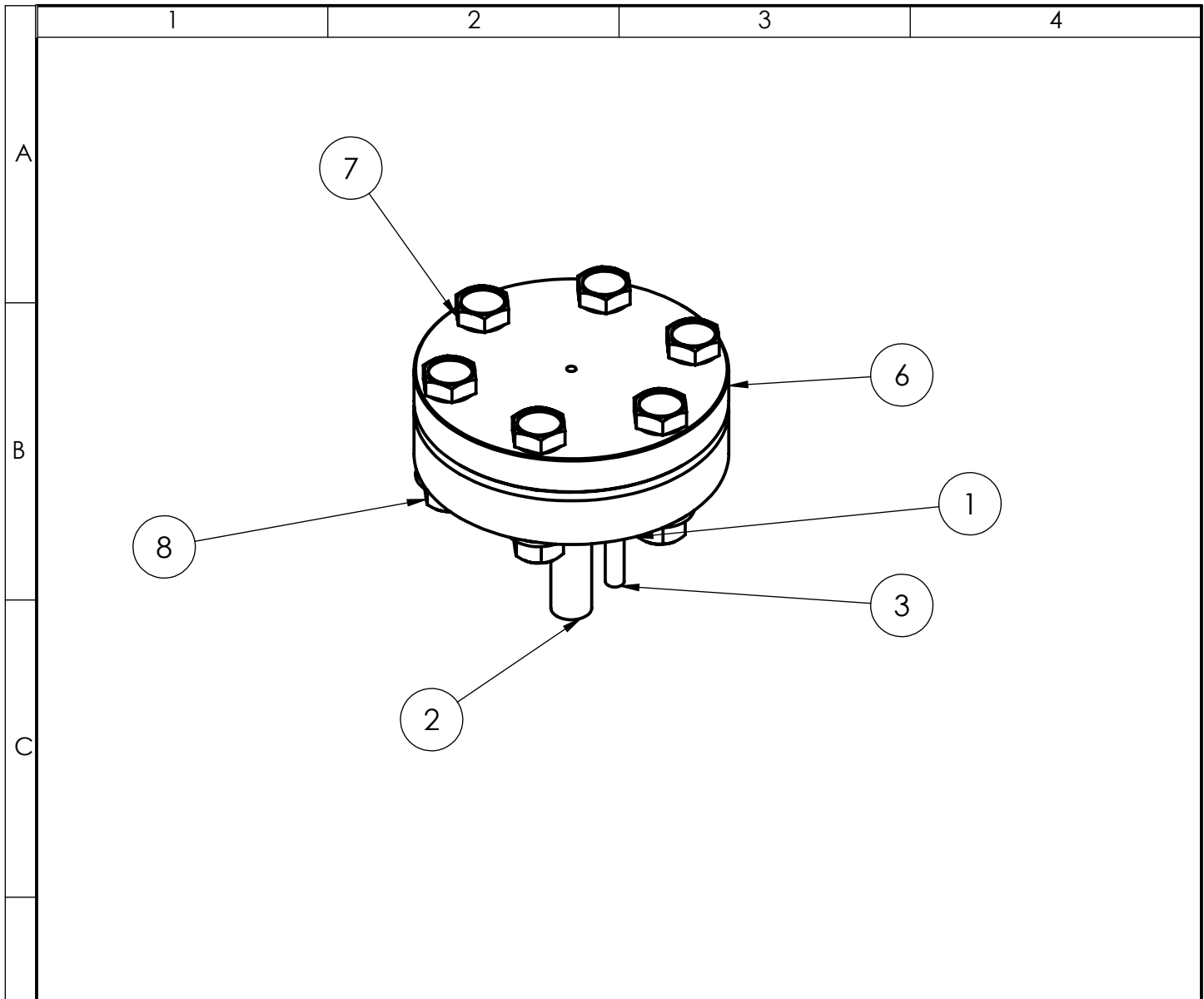


RESTRICTOR DE FLUJO

MEMBRANA

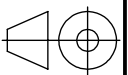
SECCIÓN A-A  
ESCALA 2 : 1

				TOLERANCIA: ±1	PESO: 50 gr	MATERIAL: VARIOS		
						TÍTULO: <b>MEMBRANA Y ACOPLE</b>	ESCALA: 1:1	
				DIBUJO: 30/01/2019	KENY QUINATO A		N.º DE LAMINA HOJA 03 DE 04	REGISTRO: 
				REVISO: 30/01/2019	ING. JAVIER GARCÍA			
				APROBO: 30/01/2019	ING. JAVIER GARCÍA	SUSTITUCION:		
EDICIÓN:	MODIFICACION:	FECHA:	NOMBRE:	U.T.A. INGENIERIA MECANICA				



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	TAPA INFERIOR MODIFICADA 2	FABRICADO	1
2	TUBO SALIDA DEL CONDENSADOR	COMPRADO	1
3	TUBO ENTRADA AL EVAPORADOR	COMPRADO	1
4	SEGUNDO ACOPLE	FABRICADO	1
5	MEMBRANA DE TEFLÓN	FABRICADO	1
6	TAPA SUPERIOR	FABRICADO	1
7	PERNO M10 x 1.5	COMPRADO	6
8	TUERCA M10 x 1.5	COMPRADO	6

				TOLERANCIA:	PESO:	MATERIAL:		
				±1	1757.70 gr	VARIOS		
				FECHA	NOMBRE	TÍTULO:	ESCALA:	
				DIBUJO: 30/01/2019	KENY QUINATO A		PLANO CONJUNTO	1:1
				REVISO: 30/01/2019	ING. JAVIER GARCÍA			REGISTRO:
				APROBO: 30/01/2019	ING. JAVIER GARCÍA			
				U.T.A.		N.º DE LAMINA		
				INGENIERIA MECANICA		HOJA 04 DE 04		
EDICIÓN:	MODIFICACION:	FECHA:	NOMBRE:	SUSTITUCION:				





### 5.3.2 ANEXO 2.Urkund.



#### Urkund Analysis Result

**Analysed Document:** TESIS\_REVISADA.pdf (D48401544)  
**Submitted:** 2/27/2019 6:24:00 PM  
**Submitted By:** jav.garcia@uta.edu.ec  
**Significance:** 1 %

Sources included in the report:

tesis.22.pdf (D40537967)

Instances where selected sources appear:

2