

DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DE
RECIRCULACIÓN DE AGUA PARA EQUIPOS DE LABORATORIO

MIGUEL ADOLFO LÓPEZ ORTEGA

UNIVERSIDAD DEL CAUCA
FACULTAD DE CIENCIAS NATURALES EXACTAS Y DE LA EDUCACIÓN
INGENIERÍA FÍSICA
POPAYÁN
2007

DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DE
RECIRCULACIÓN DE AGUA PARA EQUIPOS DE LABORATORIO

MIGUEL ADOLFO LÓPEZ ORTEGA

Trabajo de grado para optar el título de
Ingeniero Físico.

Director
Ing. DIEGO ALBERTO BRAVO

UNIVERSIDAD DEL CAUCA
FACULTAD DE CIENCIAS NATURALES EXACTAS Y DE LA EDUCACIÓN
INGENIERÍA FÍSICA
POPAYÁN
2007

Nota de aceptación

Director: Ing. Diego Alberto Bravo.

Jurado: Mag. Luis Fernando Echeverry.

Jurado: Ing. Victor Hugo Mosquera.

Popayán, 6 de agosto de 2007.

ÍNDICE DE TABLAS

1.1. Tipos de Termocuplas	15
2.1. Datos característicos de la bomba QB60	36
2.2. Datos característicos del ventilador	37
3.1. Criterio de la curva de reacción de proceso	49
3.2. Parámetros de ajuste con el método de última ganancia.	50
4.1. Características típicas del PIC18F452	63
4.2. Características del transistor IRF540	67
5.1. Longitudes de ducto efectivas.	73
5.2. Datos obtenidos de la calibración del ventilador.	73

ÍNDICE DE FIGURAS

1.1. Elemento de volumen infinitesimal $\Delta x \Delta y \Delta z$	4
1.2. Condensación tipo película.	10
1.3. Termocupla tipo K.	14
1.4. Sensor LM35 en encapsulado plástico y metálico	16
1.5. Curva de respuesta de la ecuación del sensor.	17
1.6. Tiempos de respuesta del sensor LM35	18
1.7. Condensadores enfriados por aire.	19
1.8. Diagrama esquemático de un condensador evaporativo.	20
2.1. Diagrama esquemático ISA – S5 del sistema de refrigeración.	21
2.2. Nomenclatura para el balance energético.	23
2.3. Nomenclatura para el cálculo de la masa del condensado	25
2.4. Nomenclatura para el modelado del sistema.	28
2.5. Nomenclatura para el modelo del sistema de refrigeración auxiliar.	31
2.6. Curva experimental para el sistema de refrigeración auxiliar.	33
2.7. Partes de una bomba centrífuga.	35
2.8. Ventilador axial	37
2.9. Diagrama de velocidades de un ventilador axial.	38
2.10. Diagrama de fuerzas sobre un elemento de álabe.	39
2.11. Coeficientes de arrastre y levantamiento.	40
3.1. Control de temperatura de dos posiciones para un sistema de refrigeración.	43
3.2. Curva característica de un control proporcional	44
3.3. Sistema con control proporcional	45
3.4. Acción del controlador integral.	47
3.5. Curva de reacción de proceso	49
3.6. Circuito PID continuo construido con un amplificador operacional.	51
3.7. Diagrama de bloques de un sistema de control digital.	52
3.8. Muestreador mediante impulsos como modulador	53
3.9. Diagrama de bloques de un controlador digital.	55
3.10. Respuesta de la planta.	60
3.11. Diagrama de bloques de la ecuación (3.27).	60
4.1. Diagrama del microcontrolador PIC18F452.	63

4.2.	Diagrama esquemático simplificado del sistema de control.	64
4.3.	Configuración de pines AD620.	64
4.4.	Configuración de pines para el reloj DS1302.	65
4.5.	Conexión del transistor MOSFET de potencia IRF540.	67
4.6.	Conexión del relé de estado sólido.	68
4.7.	Conexión de la bomba centrífuga.	68
4.8.	Conexión de la pantalla de cristal líquido al microcontrolador.	69
5.1.	Histograma característico del sensor.	71
5.2.	Curva característica del sensor LM35DH	71
5.3.	Curva de respuesta del sensor ante una entrada escalón.	72
5.4.	Curva característica del motor (Voltaje vs. Corriente)	74
5.5.	Curva característica del motor (PWM vs. velocidad).	74
5.6.	Curva característica del sensor de nivel	75
5.7.	Curvas de respuesta filtro FIR.	76
5.8.	Curva de respuesta del sistema.	77
5.9.	Diagrama de bloques controlador PI digital.	78
5.10.	Respuesta del controlador.	79
5.11.	Curva de respuesta experimental PI.	79
5.12.	Información desplegada por la LCD para el menú inicial.	80
5.13.	Información desplegada por la LCD (stand by).	81
5.14.	Información desplegada por la LCD (control).	82
5.15.	Sistema de refrigeración implementado.	82
5.16.	Circuito impreso del controlador de temperatura.	83

CONTENIDO

Introducción	1
1. Transferencia de Calor	3
1.1. Conducción	3
1.1.1. Ecuación diferencial de la conducción de calor	3
1.2. Convección	5
1.2.1. Ecuaciones básicas de la convección	6
1.2.2. Convección natural	8
1.2.3. Convección forzada	8
1.3. Transferencia de calor con cambio de fase	8
1.3.1. Condensación tipo gota	9
1.3.2. Condensación tipo película	9
1.4. Sensores de Temperatura	12
1.4.1. Termistor	12
1.4.2. Termopar	13
1.4.3. Termiodos y termotransistores	15
1.4.4. Modelo matemático del sensor	16
1.5. Condensadores	18
1.5.1. Condensadores evaporativos	20
2. Diseño y modelado del sistema de refrigeración	21
2.1. Diseño del sistema de refrigeración	21
2.2. Modelado del sistema de refrigeración	22
2.2.1. Balance energético	23
2.3. Modelo de la planta	28
2.4. Máquinas hidráulicas	35
3. Técnicas de control	42
3.1. Técnicas de control convencionales	43
3.1.1. Modo de control de dos posiciones [on – off]	43
3.1.2. Control proporcional	43
3.1.3. Control derivativo	45
3.1.4. Control integral	46

3.1.5.	Controlador PID	47
3.1.6.	Sintonización de controladores	48
3.1.7.	PID discreto	50
4.	Controlador de temperatura	62
4.1.	Componentes	62
4.1.1.	Microcontrolador PIC18F452	62
4.1.2.	Amplificador de instrumentación AD620	64
4.1.3.	Reloj de tiempo real DS1302	65
4.1.4.	Actuadores	66
4.1.5.	Dispositivo de despliegue de información.	69
5.	Análisis y resultados	70
5.1.	Caracterización de los sensores y actuadores	70
5.1.1.	Caracterización del sensor LM35DH	70
5.1.2.	Caracterización del ventilador axial.	72
5.1.3.	Caracterización del sensor de nivel.	75
5.1.4.	Acondicionamiento de la señal.	75
5.2.	Ley de control	77
5.3.	Funcionamiento del sistema de refrigeración.	80
6.	Conclusiones	84
	Bibliografía	86

Introducción

Cuando se habla de sistemas de refrigeración por lo general se hace referencia a sistemas con compresor los cuales están diseñados para generar bajas temperaturas, sin embargo, haciendo referencia al término lingüístico, un sistema de refrigeración es cualquier sistema que este en capacidad de eliminar calor.

En los sistemas con compresor, se hace uso de las propiedades físicas y químicas del fluido refrigerante teniendo en cuenta un ciclo de trabajo establecido, logrando de esta manera las temperaturas deseadas.

En laboratorios de investigación se necesitan refrigerar diversos procesos sin la necesidad de disminuir tanto la temperatura y de maneras más económicas, en estos casos se hace uso del agua como refrigerante. Una de las fallas –por llamarlo de alguna manera– de este tipo de sistemas de refrigeración es la dependencia de la continua circulación del fluido para garantizar una temperatura fija, ya que, de recircularla, ganaría calor, y por ende la eficiencia en el proceso se vería reducida con el paso del tiempo.

Se hace necesario implementar un proceso de control en la temperatura del fluido, para garantizar una temperatura estable si se quiere recircular el agua; recordemos que el agua es un líquido muy importante para la conservación de la vida biológica, por lo que conviene conservarla. Es evidente que se necesitaría de otro proceso auxiliar de refrigeración que tenga la eficiencia adecuada para remover el calor ganado por el refrigerante y de esta manera generar un proceso continuo y estable.

En este documento se propone un sistema de refrigeración auxiliar automático, es decir, que tiene la capacidad de medir y evaluar las variables necesarias para un desempeño automático, con lo que se garantizan acciones correctivas sobre la variable de control, en este caso: la temperatura del fluido refrigerante; haciendo uso de tecnología accesible, a un costo menor en comparación a un sistema de refrigeración de compresor y de fácil uso.

La dinámica de los sistemas de control se basan en el comportamiento del sistema físico, por lo que es adecuado conocer lo mejor posible el proceso de transferencia de calor, por esto, se hace un estudio, en el primer capítulo, de las leyes que intervienen en estos procesos, haciendo énfasis en los procesos de transferencia de calor con cambio de fase,

ya que usualmente, los condensadores son utilizados en procesos de destilación.

En el capítulo dos, se propone el sistema de refrigeración a controlar, haciendo un balance de energía sobre las variables que actúan sobre el proceso, en el capítulo tres, se muestran las estrategias de control convencionales, y se aplican al modelo de la planta obtenido para el sistema de refrigeración principal, en el capítulo cuatro se muestra la arquitectura electrónica del sistema de control, en el capítulo cinco se indican los resultados de la caracterización de los sensores y de la implementación del controlador digital, finalmente, en el capítulo seis, se muestran las conclusiones del proyecto desarrollado.

El fin de este trabajo es, pues, diseñar e implementar un sistema de refrigeración eficiente que permita la recirculación de agua.

Capítulo 1

Transferencia de Calor

1.1. Conducción

1.1.1. Ecuación diferencial de la conducción de calor

La conducción es la forma de transferencia de calor en la cual el intercambio de energía ocurre de la región de mayor a la de menor temperatura por el movimiento cinético o el impacto directo de las moléculas. La ley básica de la conducción de calor basada en observaciones experimentales se conoce como la *Ley de Fourier*, la cual establece que la tasa de transferencia de calor en una dirección dada, es proporcional al área normal a la dirección del flujo de calor y al gradiente de temperatura en esa dirección [1]. Por ejemplo, para el flujo de calor en la dirección x la ecuación sería:

$$Q_x = -kA \frac{\partial T}{\partial x} \quad [\text{W}]$$

o

$$q_x = \frac{Q_x}{A} = -k \frac{\partial T}{\partial x} \quad [\text{W}/\text{m}^2] \quad (1.1)$$

donde Q_x es la tasa de flujo de calor a través del área A en la dirección x positiva, y q_x es el *flujo de calor* en la dirección x positiva. La constante de proporcionalidad k se llama *conductividad térmica* del material cuyas unidades están dadas en $\text{W}/\text{m}^\circ\text{C}$.

Para poder determinar las componentes del flujo de calor q_x , q_y y q_z se debe considerar un medio isotrópico, de esta manera se obtiene que q_x , q_y y q_z están relacionadas con los gradientes de temperatura x , y y z respectivamente.

Considerando un elemento infinitesimal de volumen $\Delta x \Delta y \Delta z$ se puede deducir la tasa neta que entra por conducción sumando las entradas netas de calor en las tres direcciones, teniendo en cuenta que la tasa de flujo de calor que entra al elemento de volumen a través de la superficie en dirección x es [1]:

$$Q_x \equiv q_x \Delta y \Delta z \quad (1.2)$$

y la tasa de flujo de calor que sale del elemento de volumen en dirección x a través de la superficie en $x + \Delta x$ es:

$$Q_x + \frac{\partial Q_x}{\partial x} \Delta x \quad (1.3)$$

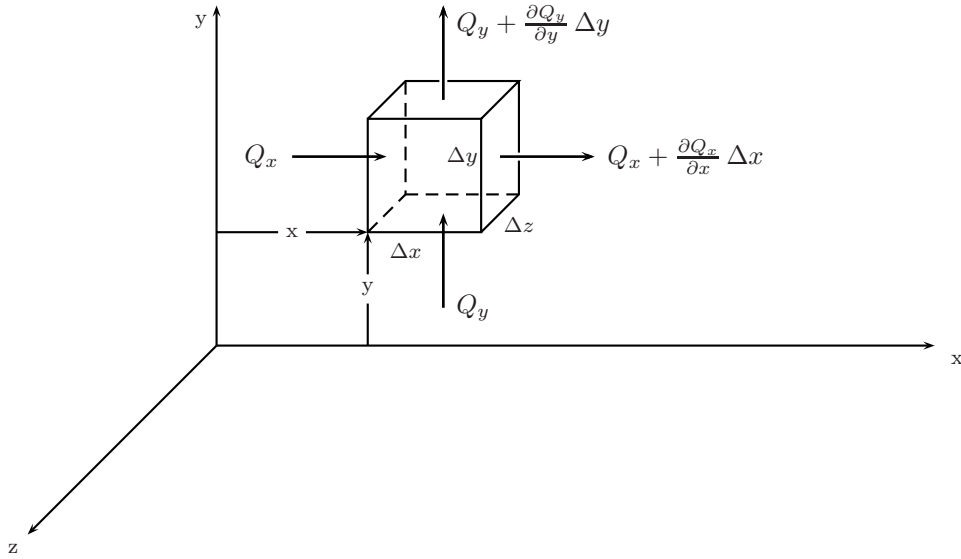


Figura 1.1. Elemento de volumen infinitesimal $\Delta x \Delta y \Delta z$. Símbolos para la deducción de la ecuación de conducción de calor.

Sumando cada una de las componentes y simplificando $\Delta x \Delta y \Delta z$, obtenemos:

$$-\left(\frac{\partial q_x}{\partial x} + \frac{\partial q_y}{\partial y} + \frac{\partial q_z}{\partial z}\right) + g = \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} \quad (1.4)$$

Reemplazando la ecuación (1.1) para cada una de las coordenadas obtenemos:

$$\nabla^2 T + \frac{g}{k} = \frac{\rho c_p}{k} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (1.5)$$

El primer y segundo término del lado izquierdo de la ecuación (1.5) representan respectivamente las ganancias de calor del sólido por *conducción* y *generación* y el lado derecho representa la *tasa de variación de temperatura con el tiempo* en el sólido [1]. Tenemos los siguientes casos especiales de conductividad térmica uniforme en la ecuación (1.5):

Sin fuentes de calor. En este caso $g = 0$.

$$\nabla^2 T = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (1.6)$$

donde

$$\alpha \equiv \frac{k}{\rho c_p}$$

se conoce como *difusividad térmica*.

Estado estable. Esto es cuando la temperatura no varía con el tiempo.

$$\nabla^2 T + \frac{g}{k} = 0 \quad (1.7)$$

denominada *Ecuación de Poisson*.

Estado estable, sin fuentes de calor. Cuando la temperatura no varía con el tiempo y no hay fuentes de calor.

$$\nabla^2 T = 0 \quad (1.8)$$

que es la *Ecuación de Laplace*.

El significado físico de la *difusividad térmica* α está relacionado con la velocidad de propagación de calor en el sólido durante la variación de la temperatura con el tiempo [1],[2].

1.2. Convección

Cuando un fluido en movimiento pasa sobre un cuerpo sólido o fluye dentro de un canal y si las temperaturas del fluido y del sólido o del canal son diferentes, habrá transferencia de calor entre el fluido y la superficie sólida debido al movimiento relativo entre el fluido y la superficie, a este mecanismo de transferencia de calor se le conoce como *convección*. El calor se cede o se toma sólo en las paredes, perpendicularmente a la dirección de la corriente del fluido [2].

Como el campo de temperatura de un fluido es influenciado por el movimiento de éste, la determinación de la distribución de temperatura y de la transferencia de calor por convección es un asunto complicado en la mayoría de los casos prácticos. En aplicaciones ingenieriles para simplificar los cálculos de transferencia de calor entre una superficie a una temperatura T_w y un fluido que se desplaza sobre ella a una temperatura media T_f se define el coeficiente de transferencia de calor h , de esta manera se puede definir el flujo de calor en la pared como [1],[2]:

$$q = \left(\frac{dQ}{dA} \right) = h (T_f - T_w) \quad (1.9)$$

Las unidades del coeficiente de transferencia de calor por convección son $[\text{W}/\text{m}^2\text{°C}]$.

1.2.1. Ecuaciones básicas de la convección

Como el análisis de transferencia de calor por convección es complicado debido a que el fluido está en movimiento, la ecuación diferencial de convección de calor debe ser escrita en términos de la masa, el momentum y la energía, ya que estas cantidades se conservan en el proceso de transferencia de calor.

La distribución de temperatura en un campo de flujo está regida por la ecuación de energía la cual se puede deducir planteando un balance de energía de acuerdo con la primera ley de la termodinámica sobre un elemento diferencial de volumen del campo de flujo.

Hay que tener en cuenta que la velocidad del fluido inmediatamente junto a la placa es nula y la corriente del fluido tiene la misma temperatura que la pared [1]. En la proximidad de la pared no existe turbulencia, si no que la corriente es laminar en una capa límite delgada y el calor se transmite por conducción. Si no hay radiación ni fuentes distribuidas de calor, si consideramos un flujo estable en dos dimensiones cuyos componentes de velocidad son $u \equiv u(x, y)$ y $v \equiv v(x, y)$ en las direcciones x y y respectivamente, el balance de energía en un elemento diferencial de volumen $\Delta x \Delta y \Delta z$ se puede plantear así [1],[2]:

$$\text{TCC} + \text{TEW} = \Delta E$$

donde:

TCC: Tasa de calor suministrado al elemento por conducción.

TEW: Tasa de energía entregada al elemento debida al trabajo realizado por los esfuerzos superficiales y las fuerzas corporales.

ΔE : Tasa de incremento de la energía almacenada en el elemento.

de donde se obtiene, luego de algunas operaciones, la ecuación de energía para la convección [2]:

$$\rho c_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) + \frac{\mu}{g_c J} \Phi \quad (1.10)$$

donde:

$$\Phi = 2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2$$

es la *función de disipación de energía por viscosidad*.

En la mayoría de aplicaciones las velocidades de flujo son moderadas, por lo que la función de disipación de energía por viscosidad es muy pequeña y se puede despreciar [2].

La ecuación de continuidad es básicamente la ecuación de conservación de masa, la cual se deduce haciendo un balance de masa de fluido que entra y sale a través de un volumen de control.

La ecuación de conservación de masa puede enunciarse como:

$$\text{TNM}_x + \text{TNM}_y = 0$$

donde:

TNM_{x,y}: Tasa neta de flujo másico que entra al elemento de volumen en dirección x y y respectivamente.

Tenemos entonces:

$$\text{TNM}_x = -\frac{\partial M_x}{\partial x} \Delta x = \frac{\partial(\rho v)}{\partial x} \Delta x \Delta y \Delta z$$

analogamente para la dirección y ; reemplazando en la ecuación de conservación de masa, asumiendo una densidad constante, tenemos:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (1.11)$$

La ecuación (1.11) es la *la ecuación de continuidad del flujo estable e incompresible*[1].

Las ecuaciones de momentum se obtienen de la segunda ley de Newton, la cual establece que el producto de la masa por la aceleración en una dirección dada es equivalente a las fuerzas externas que actúan sobre un volumen de control.

Tenemos entonces:

$$m \vec{a}_i = F c_i + F s_i \quad (1.12)$$

donde:

Fc_i: Fuerzas que actúan sobre el cuerpo en la dirección i .

\mathbf{Fs}_i : Fuerzas que actúan sobre la superficie en la dirección i .

Tenemos, para cada dirección, la ecuación para el momentum:

Para el eje x :

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = F_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (1.13)$$

Para el eje y :

$$\rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = F_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (1.14)$$

Con las ecuaciones (1.10), (1.11), (1.13) y (1.14) se resuelven los problemas de transferencia de calor por convección.

1.2.2. Convección natural

Ocurre cuando el movimiento del fluido se debe principalmente a fuerzas corporales producidas por variaciones de la densidad del fluido, resultantes de gradientes de temperatura. El campo de velocidad se crea debido a las fuerzas de empuje generadas por el cambio de densidad. Por lo general la única alternativa para determinar el coeficiente de transferencia de calor es el método experimental.

1.2.3. Convección forzada

El sentido literal de la palabra *convección* es el proceso o la acción de alejar de un lugar dado. En el contexto de la transferencia de calor, convección significa el proceso de alejar la energía térmica, de una superficie sólida hacia un fluido circundante, el cual se desplaza con una determinada velocidad. Cuando se afecta de cualquier manera la velocidad o la presión de este fluido se dice que el proceso de transferencia de calor es de *convección forzada*.

1.3. Transferencia de calor con cambio de fase

Los condensadores constituyen un tipo muy importante de intercambiadores de calor y presentan un mecanismo de transferencia de calor de características únicas en el lado de la condensación. Si un vapor se pone en contacto con una placa o superficie que tenga una temperatura ligeramente inferior su temperatura de saturación, el vapor se condensará pasando inmediatamente a la fase líquida. La eficiencia del condensador se determina según el modo de condensación que prevalece, a saber: por goteo o por película[1].

1.3.1. Condensación tipo gota

La primera teoría, emitida por Jakob, de la condensación por goteo propuso la existencia de una película condensada que se parte en gotas en lugares de nucleación. Estas gotas crecen *in situ* hasta que finalmente “rodaron” o se desprendieron de la superficie. Este proceso fue aparentemente confirmado de manera experimental por Welch y Westwater. Sin embargo, posteriores interpretaciones de Umur y Griffith del mismo experimento indicaron que no se formó ningún tipo de película y que las gotas se formaron tan solo en sitios de nucleación discretos. Tal tipo de enunciados contradictorios en la literatura sobre un tema es bastante común y el *misterio* de la condensación por goteo permanece sin resolver. Por lo tanto, *se recomienda que al hacer el análisis de un intercambiador de calor en el que se condense vapor, se suponga que la condensación en la superficie es de tipo película.*[2]

1.3.2. Condensación tipo película

Cuando la condensación es continua sobre la superficie que permanece fría y el líquido o condensado se remueve de la superficie por efecto de la gravedad, entonces la superficie de condensación estará generalmente cubierta de una delgada capa de líquido. Esta situación se conoce como *condensación tipo película*[2].

Consideremos la condensación de un vapor sobre una superficie plana vertical. Este modelo fue resuelto por Nusselt [2] teniendo en cuenta las siguientes suposiciones:

- a) La placa se mantiene a una temperatura uniforme T_w menor que la temperatura de saturación T_v del vapor.
- b) El vapor es estacionario y no ejerce ninguna fuerza de arrastre sobre el movimiento del condensado.
- c) El flujo del condensado es laminar.
- d) Se desprecia la aceleración del fluido dentro de la capa de condensado.
- e) Las propiedades del fluido son constantes.
- f) La transferencia de calor a través de la capa de condensado se realiza por conducción pura y se supone una distribución de temperatura lineal.

Hallamos la distribución de velocidad $u(y)$ igualando la fuerza gravitacional con la fuerza del esfuerzo cortante debido a la viscosidad que actúan sobre el elemento de volumen, de esta manera tenemos:

$$\mu_l \frac{du}{dy} dx = (\rho_l - \rho_v)(\delta - y)g dx$$

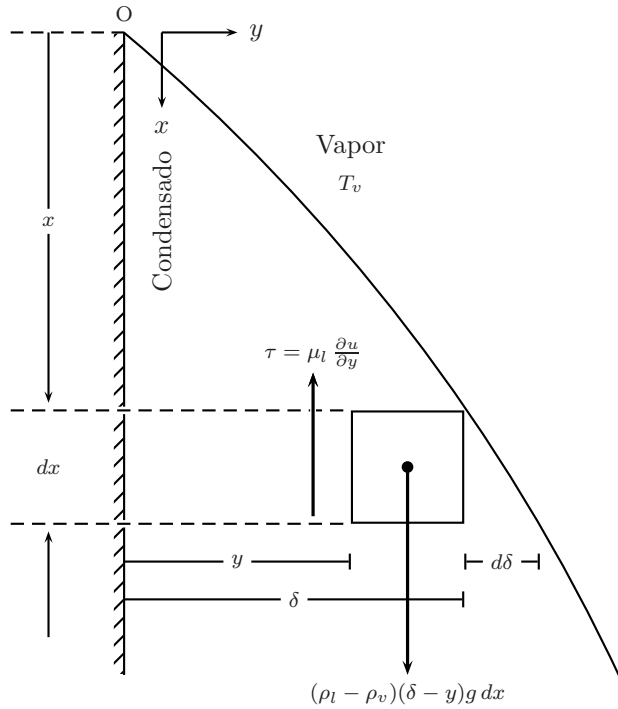


Figura 1.2. Nomenclatura para la condensación tipo película sobre una superficie vertical.

o

$$\frac{du}{dy} = \frac{(\rho_l - \rho_v) g}{\mu_l} (\delta - y) \quad (1.15)$$

donde:

δ : espesor de la película de condensado en la posición x .

μ : viscosidad.

y los subíndices l y v hacen referencia a las fases líquida y de vapor respectivamente.

Aplicando la condición de frontera $u = 0$ en $y = 0$, es decir, la velocidad del líquido sobre la placa es cero e integrando la ecuación (1.15) tenemos:

$$u(y) = \frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\mu_l} \left(\delta y - \frac{y^2}{2} \right) \quad (1.16)$$

La tasa de flujo másico M del condensado, por unidad de anchura de la placa esta dada

por:

$$M = \int_0^{\delta} \rho_l u dy \quad (1.17)$$

Remplazando el valor de $u(y)$ en 1.17 y realizando la integral tenemos:

$$M = \frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) \delta^3}{3\mu_l} \quad (1.18)$$

La tasa de calor Q liberado, durante la condensación de la masa dM es:

$$Q = h_{fg} dM = h_{fg} \frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) \delta^2}{\mu_l} d\delta \quad (1.19)$$

donde h_{fg} es el calor latente de condensación. Esta cantidad de calor Q se debe transferir por conducción a través de la capa de condensado hasta la placa sobre un área $1 dx$ con un delta de temperatura $(T_v - T_w)$, es decir[2]:

$$Q = \frac{k_l}{\delta} (T_v - T_w) dx \quad (1.20)$$

donde k_l es la conductividad térmica del liquido y T_v y T_w son las temperaturas de saturación del vapor y de la pared respectivamente. Además se puede hallar el espesor de la capa de condensado a lo largo de la placa en función de x :

$$\delta(x) = \left[\frac{4\mu_l k_l (T_v - T_w) x}{g(\rho_l - \rho_v) \rho_l h_{fg}} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (1.21)$$

El coeficiente local de transferencia de calor h_x desde el lado del vapor hasta la superficie de la placa esta dado por:

$$h_x = \frac{k_l}{\delta}$$

Y el valor promedio del coeficiente de transferencia de calor h_m en la longitud $0 \leq x \leq L$ de la placa, cuando $\rho_v \ll \rho_l$, se determina a partir de:

$$h_m = \frac{1}{L} \int_0^L h_x dx = \frac{4}{3} h_x |_{x=L} = 0,943 \left[\frac{g \rho_l^2 h_{fg} k_l^3}{\mu_l (T_v - T_w) L} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (1.22)$$

Con las siguientes cantidades:

$$\begin{aligned}g &= \text{aceleración de la gravedad } (m/s^2) \\ \rho_l &= \text{densidad del liquido } (kg/m^3) \\ h_{fg} &= \text{calor latente de condensación } (J/kg) \\ k_l &= \text{conductividad térmica del liquido } (W/m \text{ } ^\circ\text{C}) \\ \mu_l &= \text{viscosidad del liquido } (kg/m \text{ } s) \\ L &= \text{longitud de la superficie } (m) \\ T_v, T_w &= \text{temperaturas del vapor y de la pared } (^\circ\text{C})\end{aligned}$$

El proceso anterior se puede aplicar en la condensación sobre la superficie interior o exterior de un tubo vertical con la condición de que el radio del tubo sea grande en comparación con el espesor de la película.

1.4. Sensores de Temperatura

Según el comportamiento del sensor y de su funcionamiento, se puede clasificar como termistor o termopar.

1.4.1. Termistor

Un termistor es una resistencia eléctrica que varía su valor en función de la temperatura. Existen dos clases de termistores: NTC y PTC.

NTC

Un Termistor NTC (Negative Temperature Coefficient) es una resistencia variable cuyo valor va decreciendo a medida que aumenta la temperatura. Son resistencias de coeficiente de temperatura negativo, constituidas por un cuerpo semiconductor cuyo coeficiente de temperatura es elevado, es decir, su conductividad crece muy rápidamente con la temperatura[6].

Se emplean en su fabricación óxidos semiconductores de níquel, zinc, cobalto, etc. La relación entre la resistencia y la temperatura no es lineal sino exponencial:

$$R = A e^{-\frac{B}{T}}$$

La característica tensión-intensidad (V/I) de un termistor NTC presenta un carácter peculiar ya que, cuando las corrientes que lo atraviesan son pequeñas, el consumo de potencia ($R \times I^2$) será demasiado pequeño para registrar aumentos apreciables de temperatura, o lo que es igual, descensos en su resistencia óhmica; en esta parte de la

característica, la relación tensión-intensidad será prácticamente lineal y en consecuencia cumplirá la ley de Ohm[6],[14].

Si seguimos aumentando la tensión aplicada al termistor, se llegará a un valor de intensidad en que la potencia consumida provocará aumentos de temperatura suficientemente grandes como para que la resistencia del termistor NTC disminuya apreciablemente, incrementándose la intensidad hasta que se establezca el equilibrio térmico. Ahora nos encontramos, pues, en una zona de resistencia negativa en la que disminuciones de tensión corresponden aumentos de intensidad.

PTC

Un termistor PTC (Positive Temperature Coefficient) es una resistencia variable cuyo valor se ve aumentado a medida que aumenta la temperatura. Los termistores PTC se utilizan en una gran variedad de aplicaciones: limitación de corriente, sensor de temperatura, desmagnetización y para la protección contra el recalentamiento de equipos tales como motores eléctricos. También se utilizan en indicadores de nivel, para provocar retardos en circuitos, como termostatos, y como resistores de compensación.

El termistor PTC pierde sus propiedades y puede comportarse eventualmente de una forma similar al termistor NTC si la temperatura llega a ser demasiado alta. Las aplicaciones de un termistor PTC están, por lo tanto, restringidas a un determinado margen de temperaturas. Hasta un determinado valor de voltaje, la característica I/V sigue la ley de Ohm, pero la resistencia aumenta cuando la corriente que pasa por el termistor PTC provoca un calentamiento y se alcanza la temperatura de conmutación. La característica I/V depende de la temperatura ambiente y del coeficiente de transferencia de calor con respecto a dicha temperatura ambiente.

1.4.2. Termopar

Un termopar es un circuito formado por dos metales distintos que produce un voltaje siempre y cuando los metales se encuentren a temperaturas diferentes. En electrónica, los termopares son ampliamente usados como sensores de temperatura. Son baratos, intercambiables, tienen conectores estándar y son capaces de medir un amplio rango de temperaturas. Su principal limitación es la exactitud ya que los errores del sistema inferiores a un grado centígrado son difíciles de obtener[6].

En 1822 el físico estoniano Thomas Seebeck descubrió accidentalmente que la unión entre dos metales genera un voltaje que es función de la temperatura. Los termopares funcionan bajo este principio, el llamado efecto Seebeck. Si bien casi cualquier par de metales pueden ser usados para crear un termopar, se usa un cierto número debido a que producen voltajes predecibles y amplios gradientes de temperatura. El diagrama

inferior muestra un termopar del tipo K, que es el más popular:

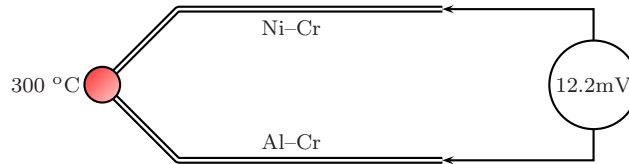


Figura 1.3. Termocupla tipo K.

En la figura (1.3), este termopar de tipo K producirá 12,2mV a 300°C. Desafortunadamente no es posible conectar un voltímetro al termopar para medir este voltaje porque la conexión a las guías del voltímetro hará una segunda unión no deseada. Para realizar mediciones precisas se debe compensar al usar una técnica conocida como compensación de unión fría (CUF)[14].

La ley de los metales intermedios dice que un tercer metal introducido entre dos metales distintos de una unión de termopar no tendrá efecto siempre y cuando las dos uniones estén a la misma temperatura. Esta ley es importante en la construcción de uniones de termopares. Es posible hacer una unión termopar al estañar dos metales, ya que la estañadura no afectará la sensibilidad. En la práctica, las uniones termopares se realizan con soldaduras de los dos metales (por lo general con una carga capacitiva) ya que esto asegura que el desempeño no esté limitado al punto de fusión de una estañadura.

Por lo general, la temperatura de la unión fría es detectada por un termistor de precisión en buen contacto con los conectores de salida del instrumento de medición. Esta segunda lectura de temperatura, junto con la lectura del termopar es usada por el instrumento de medición para calcular la temperatura verdadera en el extremo del termopar. Para aplicaciones menos críticas, la CUF es usada por un sensor de temperatura semiconductor.

Al combinar la señal de este semiconductor con la señal del termopar, la lectura correcta puede ser obtenida sin la necesidad o esfuerzo de registrar dos temperaturas. La comprensión de la compensación de unión fría es importante; cualquier error en la medición de la temperatura de la unión fría terminará en el error de la temperatura medida en el extremo del termopar.

Tabla 1.1. Tipos de Termocuplas

TIPO	ALEACIÓN	RANGO TEMPERATURA °C
K	NiCr–NiAl	-200 - 1200
E	Cr–CuNi	-200 - 900
J	Fe–CuNi	-40 - 750
N	NiCrSi–NiSi	0 - 1260
B	Pt–Rh	0 - 1800
R	Pt–Rh	0 - 1600
S	Fe–CuNi	0 - 1600
T	Cu–CuNi	-200 - 350

1.4.3. Termiodos y termotransistores

El diodo semiconductor de unión se usa generalmente como sensor de temperatura [6]. La relación entre la corriente y el voltaje de un diodo están relacionadas con la temperatura de la unión según la expresión:

$$I = I_0 (e^{eV/kT} - 1)$$

donde e es la carga del electrón, T la temperatura y k e I_0 son constantes.

Para hallar una relación entre el voltaje y la temperatura, usamos logaritmos, obteniendo:

$$V = \left(\frac{kT}{e}\right) \text{Ln} \left(\frac{I}{I_0} + 1\right) \quad (1.23)$$

Si la corriente es constante, V es proporcional a la temperatura, por lo que la medida de la diferencia de potencial de un diodo con corriente constante puede servir como medida de la temperatura.

De manera similar al termiodo, en un termotransistor el voltaje en la unión de la base y el emisor depende de la temperatura y sirve como medida de la misma. Un método común es utilizar dos transistores con corrientes de colector diferentes y determinar la diferencia de sus voltajes base-emisor, la cual es directamente proporcional a la temperatura. Estos transistores se combinan con otros componentes de circuito en un solo *chip* para obtener un sensor de temperatura con su acondicionador de señal asociado, como es el caso del sensor LM35, el cual se puede usar en intervalos de -40°C a 110°C típicamente y produce una salida de $10\text{mV}/^\circ\text{C}$.

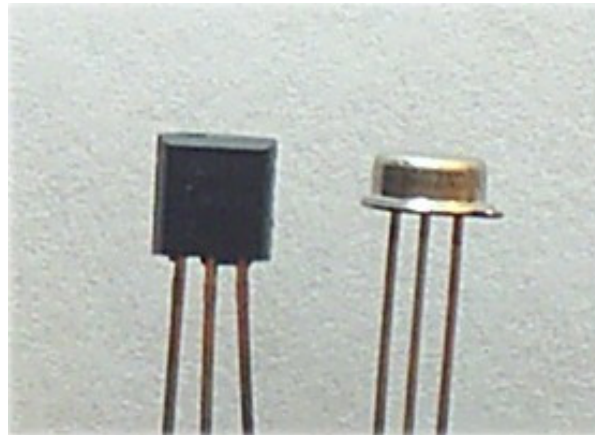


Figura 1.4. Sensor LM35 en encapsulado plástico y metálico

1.4.4. Modelo matemático del sensor

Para realizar el modelo del sensor consideramos que éste tiene una masa m [kg], un calor específico c [J/kg °C] y un área superficial A [m²] con la que intercambia calor con el medio. Durante la medición de temperatura, sea de un líquido o un medio gaseoso, el sensor es inmerso completamente de modo que no intercambie calor con otro medio.

En el tiempo cero menos, la temperatura del sensor iguala a la del fluido.

$$t = 0^- \quad T = T_F$$

T_F cambia súbitamente (función paso)

$$t = 0 \quad T_F > T$$

La ecuación de equilibrio térmico es la siguiente:

$$\text{calor de entrada} - \text{calor de salida} = \text{grado de cambio calórico del sensor}$$

Asumiendo que el calor de salida es cero tenemos: El calor de entrada [watts] es:

$$Q = hA(T_F - T)$$

donde:

h : Coeficiente de transferencia de calor entre el fluido y el sensor. [W/m² °C].

El aumento del contenido calórico del sensor [J] es:

$$mc[T - T(0^-)]$$

La tasa de aumento del contenido calórico del sensor [J/s] es:

$$mc \frac{d}{dt} [T - T(0^-)]$$

Definiendo $\Delta T = T - T(0^-)$ y $\Delta T_F = T_F - T_F(0^-)$ tenemos la siguiente ecuación diferencial de primer orden:

$$\begin{aligned} hA(\Delta T_F - \Delta T) &= mc \frac{d}{dt} \Delta T \\ \tau \frac{d}{dt} \Delta T + \Delta T &= \Delta T_F \end{aligned} \quad (1.24)$$

donde:

$$\tau = \frac{mc}{hA}$$

Utilizando la transformada de Laplace para resolver la ecuación diferencial, se obtiene la función de transferencia del sensor:

$$\tau[s\Delta T(s) - \Delta T(0^-)] + \Delta T(s) = \Delta T_F(s)$$

con $\Delta T(0^-) = 0$, resulta:

$$\frac{\Delta T(s)}{\Delta T_F(s)} = G(s) = \frac{1}{\tau s + 1}$$

La cual describe el comportamiento dinámico de un sistema de primer orden.

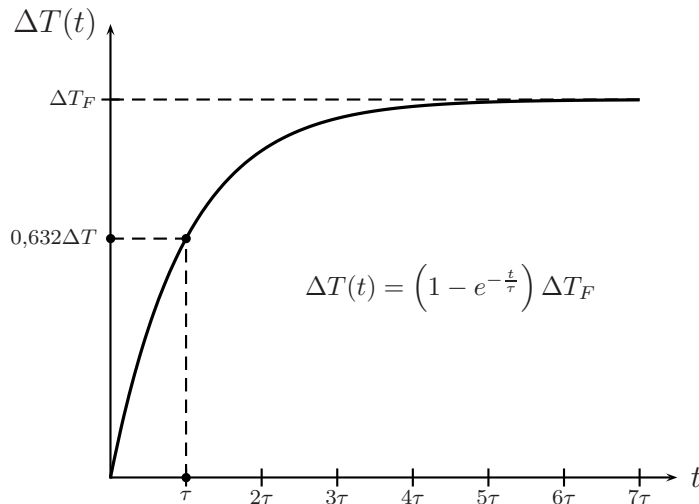


Figura 1.5. Curva de respuesta de la ecuación del sensor.

En la figura (1.5) se muestra la respuesta correspondiente a la anterior ecuación, frente a una función paso de entrada. La curva alcanza el 63.2% del valor final (ΔT_F) cuando

$t = \tau$.

En la figura (1.5) se observa que para valores de $t \geq 5\tau$ la medida que entrega el sensor se acerca en un 90 % al valor real, por lo que se toma un valor confiable de la medida para un tiempo de 4τ . Esto se hace normalmente, ya que se llega al estado estable solo cuando $t = \infty$.

Para el sensor utilizado en este proyecto, se decidió adquirir el encapsulado metálico ya que el tiempo de respuesta del sensor frente a una entrada escalon es de 1.6 segundos comparado a 5.8 segundos que es el tiempo τ del mismo sensor, pero con encapsulado plástico(Fig.1.6).

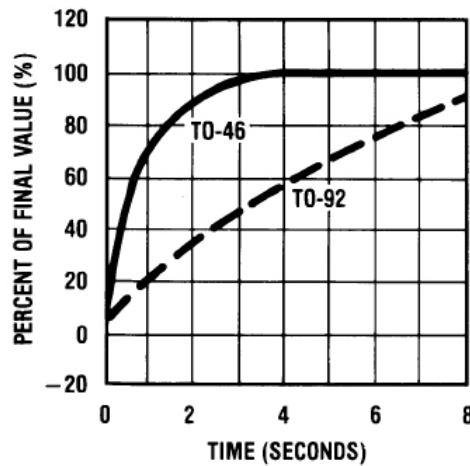


Figura 1.6. Tiempos de respuesta del sensor LM35 para encapsulado TO - 46 y TO - 92.

1.5. Condensadores

El condensador es una superficie de transferencia de calor. El calor del vapor caliente pasa a través de las paredes del condensador para su condensación. Como resultado de su pérdida de calor hacia el medio condensante, el vapor es primero enfriado hasta saturación y después condensado hasta su fase de estado líquido [4].

Aún cuando la salmuera o algunos refrigerantes de expansión directa se usan como medios condensantes en aplicaciones de bajas temperaturas, en general, el medio condensante empleado es aire o agua o una combinación de los dos.

Los condensadores son de tres tipos generales:

Enfriados con aire : El medio condensante es el aire.

Enfriados con agua : El medio condensante es el agua.

Evaporativos : El medio condensante es aire y agua.

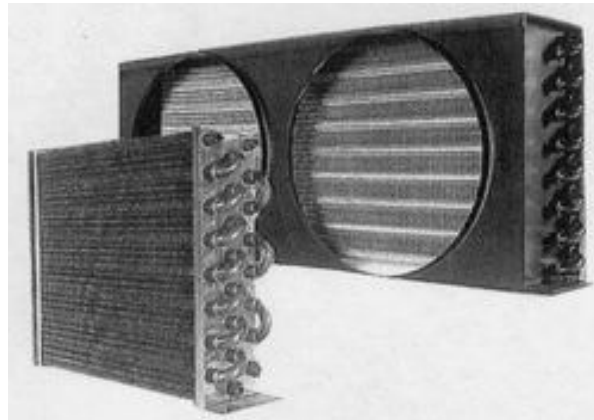


Figura 1.7. Condensadores enfriados por aire.

Para los condensadores enfriados con agua o con aire, el calor cedido por el vapor aumenta la temperatura del aire o del agua usados como medio condensante.

La circulación de aire sobre un condensador enfriado con aire puede ser por convección natural o forzada, por la acción de un ventilador. Cuando es por convección natural, la cantidad de aire que circula por el condensador es muy baja y la transferencia de calor depende del área de contacto entre el vapor y el medio condensante. Por lo general para aumentar esta área se utilizan intercambiadores de calor de área extendida, como lo son las aletas[11].

Los sistemas que emplean condensadores enfriados con agua pueden ser divididos en dos categorías: (1) Sistemas de agua no recirculada y (2) sistemas de agua recirculada.

En los sistemas de agua no recirculada el agua suministrada al condensador generalmente se obtiene de la tubería de la ciudad y se descarga al drenaje después de haber pasado a través del condensador. En los sistemas de agua recirculada, el agua que sale del condensador es enviada por tuberías hasta una torre de enfriamiento en donde se reduce su temperatura hasta la de la entrada del condensador, después de lo cual el agua es recirculada a través del condensador.

1.5.1. Condensadores evaporativos

Un condensador evaporativo es una unidad empleada para conservar el agua. Es una combinación de un condensador y una torre de enfriamiento en un solo dispositivo[4].

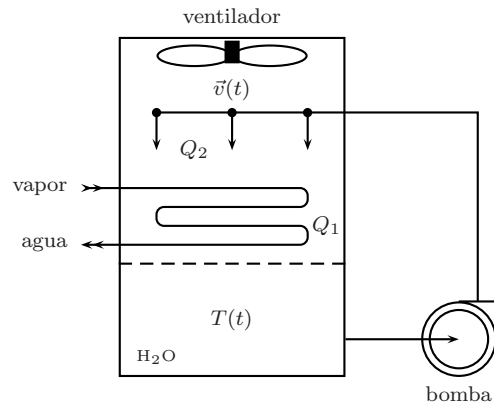


Figura 1.8. Diagrama esquemático de un condensador evaporativo.

El agua es bombeada desde un depósito inferior del dispositivo hasta el cabezal de atomización, ésta se realiza de arriba hacia abajo pasando sobre la superficie que contiene el vapor hasta el depósito inferior de la unidad. El aire es tomado del exterior e impulsado de manera mecánica por medio de un ventilador ya sea axial o centrífugo.

El proceso termodinámico real del dispositivo es complejo, pero se podría resumir de la siguiente manera: el agua es evaporada debido a la atomización y al paso de aire a través de la superficie humedecida del condensador, siendo la fuente de calor el vapor que pasa por el tubo o serpentín condensador.

La capacidad de los condensadores evaporativos aumenta al aumentar la cantidad de aire en circulación a través del condensador, prácticamente la cantidad máxima de aire que puede circular a través del condensador está limitada por la potencia del ventilador y lógicamente por la velocidad máxima del aire. Debe haber un equilibrio en la cantidad de agua que humedece el tubo que contiene el vapor, ya que demasiada cantidad de agua implica una cantidad innecesaria de potencia en la bomba que no influye en el proceso de transferencia de calor.

Capítulo 2

Diseño y modelado del sistema de refrigeración

2.1. Diseño del sistema de refrigeración

El sistema de refrigeración propuesto, es un sistema de refrigeración de recirculación de agua. El condensador estará refrigerado tanto por aire como por agua, lo cual lo propone como un condensador evaporativo.

El diagrama esquemático del sistema se indica en la figura(2.1):

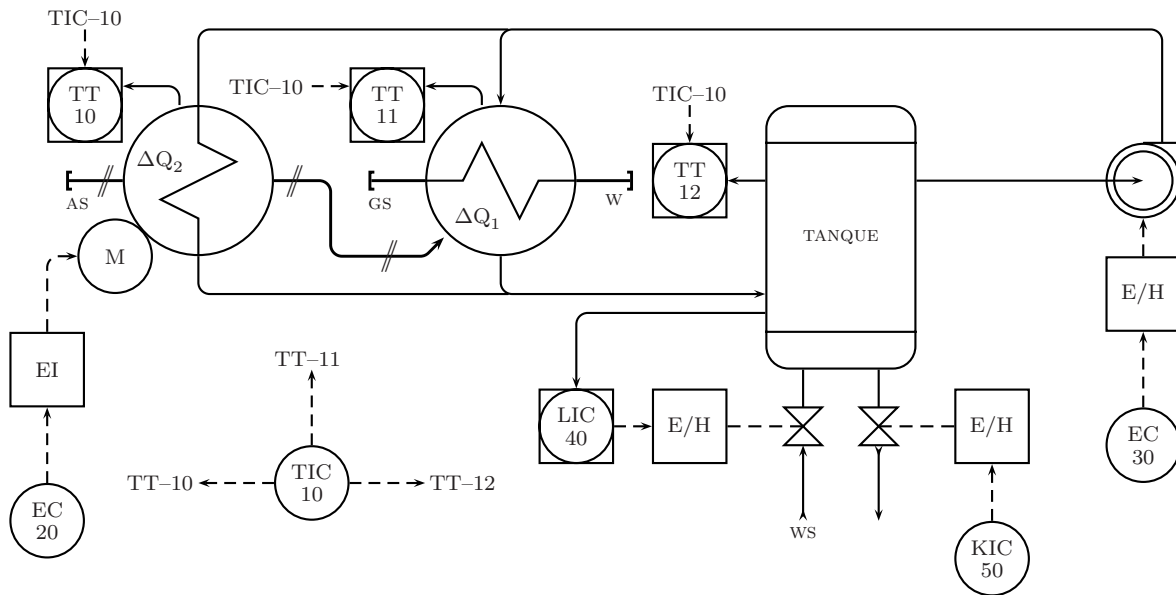


Figura 2.1. Diagrama esquemático ISA – S5 del sistema de refrigeración.

El dispositivo encargado de generar la corriente de aire hacia el condensador es un ventilador axial de corriente continua (12Vdc). El agua es recirculada por medio de una bomba centrífuga.

Se debe tener en cuenta que el agua almacenada no puede estar demasiado tiempo en el tanque, ya que esto produce en ella malos olores, así mismo, se convierte en un foco de crianza de mosquitos, por lo que hay que cambiarla cada cierto tiempo (máximo 4 días).

Como condición de diseño, debe tomarse la eficiencia del intercambiador de calor ΔQ_1 menor que la eficiencia del intercambiador de calor ΔQ_2 , ya que, de no ser así, el sistema de refrigeración auxiliar no cumpliría con lo mínimo requerido y la producción de condensado sería mínima.

2.2. Modelado del sistema de refrigeración

Todo sistema físico puede ser descrito mediante ecuaciones matemáticas y/o ecuaciones diferenciales, las cuales se pueden utilizar para ejercer control sobre una variable determinada obteniendo un resultado adecuado o predeterminado por el usuario, o predecir el comportamiento de un sistema en función de una o varias variables. Obviamente hay sistemas que son muy complejos, cuyas ecuaciones descriptivas son funciones analíticas y se hace necesario utilizar métodos numéricos para su solución; al determinar ciertas suposiciones de diseño, los modelos se pueden simplificar para un cierto rango de operación.

El modelado es, en sí, encontrar las relaciones matemáticas entre las variables de entrada y las de salida.

La clave para un buen modelado es determinar las variables de peso en el sistema a modelar, ya que hay variables que son imposibles de eliminar (señales espurias, por ejemplo: ruido térmico) las cuales generan errores en el modelado del sistema en función de nuestra variable.

Se puede tomar el sistema a controlar como un todo, al cual le corresponde, en este caso, una función de transferencia¹, o se pueden tomar subsistemas con funciones de transferencia locales, de las cuales se puede obtener la función de transferencia global del sistema. Este último método es el más conveniente, y es el que se adoptará en este proyecto, ya que es mucho más sencillo modelar subsistemas en función de las variables de control necesarias en lazo cerrado del sistema, además se pueden identificar con mayor precisión variables de peso en el sistema total.

¹Ya que se trata de un sistema de una entrada una salida

El sistema de refrigeración propuesto tiene varios subsistemas, entre los cuales estan:

- Intercambiadores de calor.
- Ventilador axial.
- Interruptores MOSFET.
- Bomba centrífuga.

de los cuales depende, de manera directa o indirecta, el sistema de control de nuestra variable.

Nuestro sistema global se puede describir como un sistema de transferencia de calor, el cual tiene dos subsistemas, uno en el cual hay un cambio de fase de vapor a líquido y otro en el cual hay transferencia de calor desde un área de contacto (tubo del serpentín) hacia el medio refrigerante (agua y aire).

2.2.1. Balance energético

Se debe determinar, como primera medida, la relación de energía utilizada o cedida por el vapor al área de contacto para condensar una cierta cantidad de masa de agua.

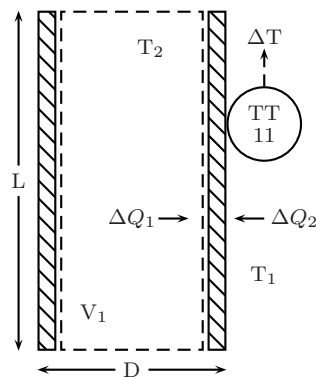


Figura 2.2. Nomenclatura para el balance energético del sistema de transferencia de calor dentro del condensador.

La cantidad de calor necesaria para vaporizar o condensar una masa m dada de un fluido a la temperatura de saturación es [4]:

$$Q_L = mh_{fg} \quad (2.1)$$

donde:

$$\begin{aligned} Q_L & : \text{Cantidad de energía} & [\text{J}]. \\ m & : \text{masa} & [\text{kg}]. \\ h_{fg} & : \text{Calor latente de vaporización} & [\text{J/kg}]. \end{aligned}$$

Nuestro intercambiador de calor tiene forma cilíndrica, por lo que el volumen V_1 está dado por:

$$V_1 = \frac{\pi L D^2}{4}$$

asumiendo una densidad constante, la masa contenida en el tubo se puede expresar como:

$$m = \rho V_1$$

El vapor que está dentro del intercambiador de calor está en capacidad de entregar calor hacia el medio externo a través del tubo, a este calor se le conoce como calor cedido por el vapor, el cual está dado por:

$$Q_s = mc\Delta T \tag{2.2}$$

donde:

$$\begin{aligned} m & : \text{Masa de vapor dentro del tubo} & [\text{kg}]. \\ c & : \text{Calor específico del vapor} & [\text{J/kg}^\circ\text{C}]. \\ \Delta T & : \text{Cambio de temperatura} & [^\circ\text{C}]. \end{aligned}$$

El sensor de temperatura TT-11 capta la diferencia de temperatura entre el vapor y el medio a través del vidrio del intercambiador de calor, es decir, nos da directamente el valor de ΔT .

Para que el sistema funcione, la cantidad de calor cedida por el vapor debe ser mayor que el calor necesario para condensarlo, es decir: $Q_s > Q_L$, teniendo en cuenta ciertas restricciones, como lo son la masa a condensar, ya que si queremos condensar toda la masa que ocupa el volumen del intercambiador necesitaríamos un cambio de temperatura de 531°C , si asumimos la temperatura del vapor 100°C la temperatura externa debería ser de -431°C lo que es algo imposible de lograr con agua y aire.

Obviamente esto no implica que el sistema no funcione, ya que el volumen de condensado es muy pequeño en relación a el volumen total que ocupa el vapor, la máxima cantidad de condensado se calcula teniendo en cuenta la disminución de temperatura del tubo en función de la transferencia de calor con cambio de fase.

En el tubo condensante, en su área para ser mas específico, hay dos fenómenos de transferencia de calor, ΔQ_1 , el cual describe la transferencia de calor del vapor hacia el tubo (transferencia de calor con cambio de fase) y Q_2 , el cual describe la transferencia de calor del tubo hacia el medio, en este caso el medio esta compuesto por una corriente de aire con una velocidad v y un flujo de agua el cual humedece la pared del tubo.

La transferencia de calor con cambio de fase se describió en el capítulo 1, de este fenómeno nos interesa es el espesor del condensado, el cual esta dado por:

$$\delta(x) = \left[\frac{4\mu_l k_l (T_v - T_w) x}{g(\rho_l - \rho_v) \rho_l h_{fg}} \right]^{\frac{1}{4}}$$

Asumiendo una distancia $x = L$ constante (largo del tubo del intercambiador de calor), temperatura de vapor $T_v = 100$ °C, nos queda el espesor de la película de condensado en función de la temperatura T_w , que es, en nuestro caso, la temperatura ΔT medida por nuestro sensor TT-11:

$$\delta(\Delta T) = \left[\frac{4\mu_l k_l (100 - \Delta T) L}{g(\rho_l - \rho_v) \rho_l h_{fg}} \right]^{\frac{1}{4}}$$

De esta manera podemos calcular la masa efectiva de condensado.

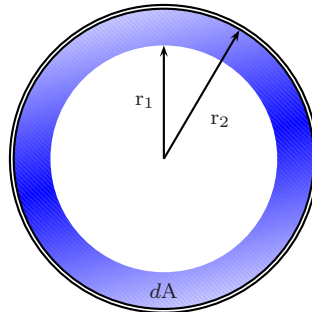


Figura 2.3. Nomenclatura para el cálculo de la masa del condensado

$$\begin{aligned} V_1 &= dA L \\ dA &= \pi(r_2 - r_1)^2 \\ \delta &= r_2 - r_1 \end{aligned}$$

Remplazando en la ecuación de masa tenemos:

$$m = \rho \pi \delta^2 L$$

Como δ es función de ΔT , se puede tener información sobre la masa del condensado en el tubo intercambiador de calor.

El fenómeno de intercambio de calor ΔQ_2 , se realiza por convección forzada, haciendo circular una película de agua con una velocidad v_l .

La bomba tiene un caudal de 35 L/min, y la tubería seleccionada es de 1 pulgada, por lo que se tiene un valor promedio de velocidad:

$$v_l = 1,15 \quad [\text{m/s}]$$

Se deben resolver las ecuaciones de convección. Los cálculos se simplifican mucho si se garantiza que hay un régimen laminar en el flujo, este parámetro lo confirma el Número de Reynolds, el cual me da la relación entre las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas del fluido. El número de Reynolds depende de la velocidad del fluido y está definido de la siguiente manera [1]:

$$\text{Re} = \frac{\rho L v_l}{\mu} = \frac{L v_l}{\nu}$$

donde:

ρ	: Densidad del fluido	[kg/m ³].
L	: Largo de la placa	[m].
v_l	: Velocidad del fluido	[m/s].
μ	: Viscosidad del fluido	[kg/m s].
ν	: Difusividad molecular del momentum	[m ² /s].

En nuestro caso, para el agua como fluido, tenemos:

$$\text{Re} = \frac{0,30 \cdot 1,15}{1,006 \times 10^{-6}} = 342,94 \times 10^3$$

Se tiene que para números de Reynolds menores a 5×10^5 [2] el régimen es laminar, aunque si el flujo es muy tranquilo y la superficie es lisa, puede existir régimen laminar hasta números de Reynolds de 5×10^6 .

Se observa que el resultado obtenido está contenido dentro del rango para régimen laminar.

Resolviendo² las ecuaciones de momentum, energía y de continuidad, teniendo en cuenta el régimen laminar sobre una placa plana, se obtiene el coeficiente de transferencia de calor promedio y de esta manera se puede determinar la cantidad de calor cedido al

²El desarrollo de estas ecuaciones es mediante el *metodo integral*, el cual se explica en [2].

medio en función de la velocidad y temperatura del fluido.

Podemos ahora calcular la cantidad de calor disipada por el tubo intercambiador de calor hacia un medio de película de agua. La temperatura máxima que alcanza el tubo teniendo un suministro constante de calor es de 63.53°C^3 , determinado por (2.2), en contacto con el aire.

Supongamos que en ese instante hacemos circular agua por su superficie a 20°C , calculamos el calor disipado por el tubo:

Tenemos para el agua los siguientes datos[3]:

$$\begin{aligned}k &: 0.597 \quad [\text{W}/\text{m}^{\circ}\text{C}] \\ \text{Pr} &: 7.02 \\ \text{Re} &: 342,94 \times 10^3\end{aligned}$$

Hallamos el coeficiente de transferencia de calor con el agua:

$$h = 0,664 \left[\frac{k}{L} \right] \text{Re}^{1/2} \text{Pr}^{1/3} \quad (2.3)$$

$$h = 1481,63 \quad [\text{W}/\text{m}^2\text{C}]$$

El calor disipado por el tubo es entonces:

$$q = 64495 \quad [\text{W}/\text{m}^2]$$

Se tiene que, para condensar 1 g/s el vapor cede al tubo una calor de $2225 \text{ W}/\text{m}^2$, por lo que el sistema es estable y si se puede considerar diseñar un control de temperatura para mantener el ΔT constante para un máximo rendimiento.

El proceso de transferencia de calor del tubo condensante al agua hace que esta se caliente gradualmente, cambiando la temperatura de referencia y por lo tanto disminuyendo la capacidad de absorber calor del condensador lo que se traduce en un bajo rendimiento en la obtención de condensado, se necesita un proceso auxiliar de cambio térmico entre el agua y el medio para asegurar que el agua se mantenga en un régimen de temperatura aceptable para que el sistema funcione de una manera adecuada.

En esto influye la capacitancia del sistema, ya que es más facil enfriar una masa pequeña de agua por convección forzada, que enfriar el agua en el depósito de almacenamiento por conducción. Analizando la ecuación (1.9), es claro que la transferencia de calor es

³se demuestra mas adelante

directamente proporcional al área de contacto, por lo que aumentando este factor podemos aumentar la cantidad de calor cedida al medio.

Para acelerar el proceso térmico se utiliza un ventilador axial, con el cual se le imprime velocidad al aire circundante, lo cual acelera el proceso de transferencia de calor.

2.3. Modelo de la planta

Para modelar el sistema se toma al condensador como un único sistema, en el cual se debe cumplir la primera ley de la termodinámica. Ya se demostró que el sistema es estable térmicamente (sec. 2.2.1). Hay una superficie de frontera, la del tubo intercambiador de calor, cuyo cambio de temperatura en función del tiempo me da información sobre el proceso térmico.

Aplicamos el análisis de flujo de calor en estado transitorio, asumimos que la temperatura es únicamente función del tiempo y que es uniforme en cualquier instante en el medio. Esta suposición es válida cuando el valor de la conductancia interna del material por unidad de longitud es mayor que diez veces el coeficiente de transferencia de calor, esta relación está determinada por el número de Biot [2],[3]:

$$Bi = \frac{hL}{k} < 0,1 \quad (2.4)$$

En nuestro caso tenemos $Bi = 0.087$, para una temperatura máxima del tubo de 60°C , por lo que si se pueden hacer las suposiciones anteriores.

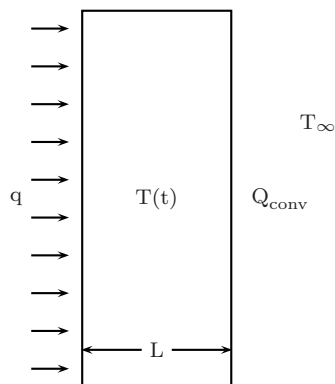


Figura 2.4. Nomenclatura para el modelado del sistema.

La ecuación de energía del sistema se puede expresar así:

$$\begin{aligned} \textit{Tasa de calor que fluye en el sólido} &= \textit{Tasa de incremento de la} \\ \textit{a través de la superficie.} & \textit{energía interna del sólido.} \end{aligned}$$

Consideramos que las dos áreas de transferencia son iguales, es decir $(r_{ext} - r_{int}) \ll L$:

$$q(t) + h [T_{\infty} - T(t)] = \rho c_p L \frac{dT(t)}{dt} \quad (2.5)$$

definimos

$$T(t) = T_0 \quad t = 0$$

Definimos una nueva temperatura:

$$\Delta T(t) = T(t) - T_{\infty}$$

La ecuación (2.5) queda entonces:

$$\frac{d}{dt} \Delta T(t) + \frac{h}{\rho c_p L} \Delta T(t) = \frac{1}{\rho c_p L} q(t)$$

con:

$$\Delta T(t) = T_0 - T_{\infty} \quad t = 0$$

reorganizando nuestra ecuación:

$$\tau \frac{d\Delta T(t)}{dt} + \Delta T(t) = \frac{1}{h} q(t) \quad (2.6)$$

con:

$$\tau = \frac{\rho c_p L}{h} \quad [\text{s}] \quad (2.7)$$

Aplicando la transformada de Laplace a la ecuación (2.6) tenemos:

$$\tau [s\Delta T(s) - \Delta T(0)] + \Delta T(s) = \frac{1}{h} q(s)$$

En $t = 0$ tenemos:

$$\Delta T(0) = T_0 - T_{\infty} = 0$$

por lo tanto:

$$\Delta T(s) [\tau s + 1] = \frac{1}{h} q(s)$$

$$\frac{\Delta T(s)}{q(s)} = \frac{1/h}{\tau s + 1}$$

Para el agua tenemos:

$$h_{fg} = 2225 \quad [\text{KJ/kg}]$$

Supongamos que la cantidad de agua que queremos condensar es de un gramo, podemos hallar la cantidad de calor necesario para este proceso con la ecuación (2.1):

$$q_L = (2225 \times 10^3) (1 \times 10^{-3})$$

$$q_L = 2225 \quad [\text{W/m}^2]$$

Nos interesa conocer el coeficiente de transferencia de calor entre la placa y el medio (agua), asumiendo las características del ejemplo anterior (sec. 2.2.1) tenemos un $h_m = 1481 \text{ [W/m}^2\text{°C]}$. Tenemos las siguientes propiedades para el vidrio Pyrex [código 7740]:

$$\begin{aligned} \rho &= 2,23 \times 10^3 \quad [\text{kg/m}^3] \\ c_p &= 1134,6 \quad [\text{J/kg}^\circ\text{C}] \\ k &= 41,03 \quad [\text{W/m}^\circ\text{C}] \end{aligned}$$

Teniendo en cuenta que el espesor del vidrio del tubo intercambiador de calor es $L \approx 1$ milímetros tenemos los siguientes valores para nuestras constantes:

$$\begin{aligned} \tau &= 1,707 \\ 1/h &= 6,75 \times 10^{-4} \end{aligned}$$

Nuestra función de transferencia de planta es entonces:

$$\Delta T(s) = \frac{6,75 \times 10^{-4}}{1,707s + 1} \quad (2.8)$$

Podemos calcular de manera análoga la temperatura máxima del tubo intercambiador de calor con aire como medio refrigerante, en este caso:

$$\begin{aligned}
 h &= 52.31 && [\text{W}/\text{m}^2\text{°C}] \\
 \text{Bi} &= 1,27 \times 10^{-3}
 \end{aligned}$$

La ecuación diferencial es, en este caso:

$$\begin{aligned}
 \rho c_p L \frac{dT(t)}{dt} + h [T(t) - T_\infty] &= q \\
 T(0) = T_\infty &= 21
 \end{aligned}$$

Resolviendo tenemos:

$$T(t) = 21 + \frac{q}{h} [1 - e^{-(h/\rho c_p L)t}]$$

Reemplazando los valores:

$$T(t) = 21 + 42,53 [1 - e^{-0,0185t}]$$

Calculamos para la condición de equilibrio térmico, es decir cuando $t \rightarrow \infty$:

$$\begin{aligned}
 T(t) &= 21 + 42.53 \\
 T(t) &= 63.53 \text{ °C}
 \end{aligned}$$

Para el modelado del sistema auxiliar de refrigeración tenemos lo siguiente (Fig. 2.5):

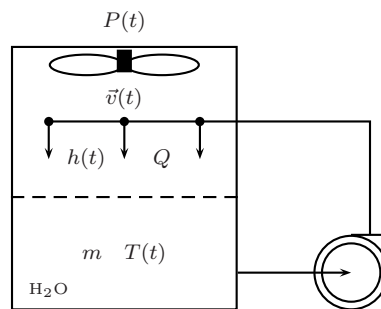


Figura 2.5. Nomenclatura para el modelo del sistema de refrigeración auxiliar.

$$Q + Ah[T_\infty - T(t)] = mc_p \frac{d}{dt}T(t)$$

El valor del coeficiente de transferencia de calor se define, para flujo laminar de la siguiente manera [2]:

$$h = 0,662 \left[\frac{k}{L} \right] \text{Re}^{1/2} + \text{Pr}^{1/3}$$

Por lo que es evidente la dependencia del coeficiente de transferencia de calor en función de la velocidad.

La velocidad del fluido, que en este caso es el aire, es dependiente de la potencia entregada al motor, ya que es el ventilador quien transmite la velocidad angular de rotación.

El modelo del sistema queda descrito de la siguiente manera.

$$Q + k\sqrt{v(t)}[T_\infty - T(t)] = mc_p \frac{d}{dt}T(t) \quad (2.9)$$

En el sistema de la figura (2.5), el flujo de agua que sale del tanque de almacenamiento es el mismo flujo de agua que entra a él pero con una temperatura menor, debido a la acción del ventilador axial; es evidente que la pérdida de calor del agua es directamente proporcional a la potencia suministrada al motor.

Aprovechando esta proporcionalidad entre la potencia suministrada al motor y el calor perdido por el fluido, podemos aproximar el sistema a uno de primer orden, en el cual la temperatura del fluido refrigerante que entra al tanque de almacenamiento –que es inversamente proporcional a la potencia suministrada al ventilador– modifica la temperatura del agua contenida en el tanque de almacenamiento.

Además, la cantidad de agua que permanece en contacto con el tubo es menor que la cantidad de agua que permanece en contacto con el aire distribuido por el ventilador, por lo que, en la capacitancia del sistema, tiene más peso calórico la masa de agua que esta en contacto con el flujo de aire.

El calor efectivo ΔQ sobre el agua está dado, pues, por la ganancia de calor a través del tubo intercambiador de calor y por la pérdida de calor debido a la interacción del flujo de aire sobre la película de agua generada por el atomizador, podemos centrarnos en el fenómeno de intercambio de calor en el tanque de almacenamiento.

Suponemos que, a flujo constante de agua, introducimos una masa de agua m_1 [kg] con una temperatura T_1 [°C] a una masa de agua m_2 [kg], la cual se encuentra a una temperatura T_2 [°C].

El sistema se describe entonces, de la siguiente manera:

$$\begin{array}{l} \text{Calor ganado por la} \\ \text{masa de agua } m_1. \end{array} = \begin{array}{l} \text{Calor perdido por la} \\ \text{masa de agua } m_2 \end{array}$$

Matemáticamente esto está descrito por:

$$m_1 c_p \frac{dT}{dt} = hA(T - T_2) \quad (2.10)$$

Resulta muy complicado determinar teóricamente los valores del área de contacto y del coeficiente de transferencia de calor pero teniendo en cuenta que es un sistema de primer orden se puede aplicar el método de identificación no paramétrica [7] para determinar las constantes del sistema.

Para realizar el diseño experimental, se tiene agua a 40°C en el tanque de almacenamiento, se la hace recircular por medio de la bomba centrífuga y se entrega, por medio del microcontrolador, una señal digital $V_d = 1023$ (con resolución de 10 bits), equivalente a una señal de ciclo útil de PWM del 100% ($V_{dc} = 5$ [V]), al ventilador axial (inicialmente se tiene un voltaje $V_{dc} = 1$ [V] y la temperatura ambiente es de 20°C).

Los resultados se muestran en la gráfica (2.6).

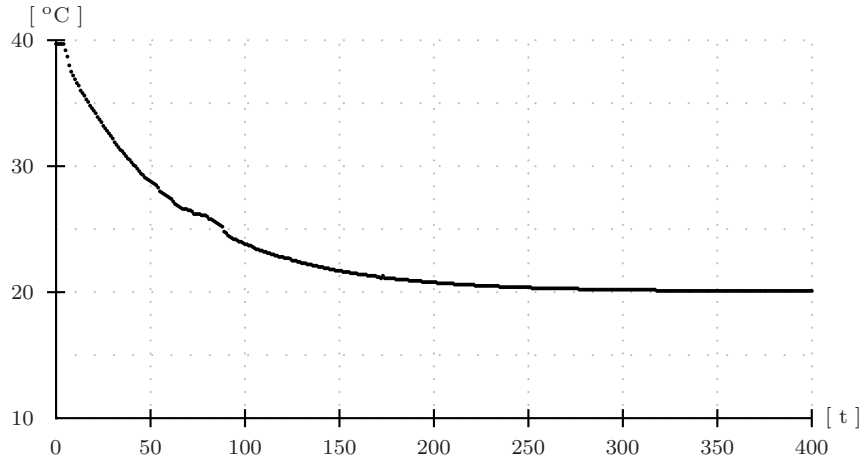


Figura 2.6. Curva experimental para el sistema de refrigeración auxiliar.

De la gráfica (2.6) se obtienen las constantes del sistema (tiempo de respuesta, tiempo muerto y ganancia), utilizando el método de identificación no paramétrica [7],[8], con los siguientes valores:

$$\begin{aligned} t_{0,283\Delta T} &\cong 25 \\ t_{0,632\Delta T} &\cong 65 \\ \frac{\Delta V_d}{\Delta T} &= \frac{1023 - 204}{40 - 20} \cong 41 \end{aligned}$$

El tiempo muerto t_0 y la constante de tiempo del sistema τ están definidas por [8]:

$$\begin{aligned}\tau &= \frac{3}{2}(t_2 - t_1) \\ t_0 &= t_2 - \tau\end{aligned}\tag{2.11}$$

Tenemos entonces las siguientes constantes para el sistema de refrigeración:

$$\begin{aligned}K_s &= 41 \\ \tau &= 60 \\ t_0 &= 5\end{aligned}\tag{2.12}$$

El efecto del tiempo muerto en el sistema radica en que impone un límite en la ganancia del controlador (Ec. 2.13), lo que puede generar sobrepasos en la señal de salida o la inestabilidad del sistema si hay aumentos en ésta, sin embargo como el retardo es menor que la constante de tiempo del sistema y el controlador a implementar es un controlador PI, se puede tomar al sistema sin el retardo [8], lo cual simplifica los cálculos para la sintonización del controlador.

$$K_{c \text{ máx}} = \frac{\tau}{K t_0}\tag{2.13}$$

Para sistemas de primer orden con valores de tiempo muerto bajos, se utiliza una aproximación de la función exponencial mediante expansión de series de Taylor tomando, generalmente, los dos primeros términos de la expansión, sin embargo cuando se trata de modelos de segundo orden, se necesitan aproximaciones mas precisas como la aproximación de Padé [8].

Debido a que la relación entre el tiempo muerto y el tiempo de respuesta del sistema es pequeña, no se tomará en cuenta el tiempo muerto en la función de transferencia del sistema, con lo que tenemos:

$$G_p(s) = \frac{41}{60s + 1}\tag{2.14}$$

Para garantizar la estabilidad del sistema con ésta aproximación, se debe tener en cuenta el límite de la ganancia del controlador, ya que de escoger un valor muy elevado de ésta, el sistema tendría un sobrepaso muy alto o, en el peor de los casos, tendería a oscilar.

2.4. Máquinas hidráulicas

Las máquinas hidráulicas están dentro de la definición de turbomáquina, la cual es una máquina de fluido cuyo funcionamiento se basa en la ecuación de Euler [12].

Según el criterio de *compresibilidad del fluido*, las máquinas hidráulicas se definen como:

Turbomáquinas hidráulicas: no son aquellas en que el fluido intercambiador de energía o *fluido de trabajo* es agua,⁴ ni siquiera aquellas en que el fluido es un líquido; sino aquellas en que el fluido puede considerarse como incompresible, porque su *compresibilidad* es prácticamente despreciable.

Cuando el fluido es aire, se puede tener el caso en el que la variación del volumen específico a través de la máquina es despreciable; el ventilador, pues, es una *máquina hidráulica*.

Además, a las máquinas hidráulicas se las puede definir como turbomáquinas generadoras, ya que es la máquina quien comunica energía al fluido. Por ejemplo, en una bomba centrífuga se comunica energía (presión) al agua: el agua tiene más presión a la salida que a la entrada.

En este proyecto se trabaja con dos turbomáquinas hidráulicas (TMH), un ventilador axial, el cual se encarga de imprimir velocidad al aire, y una bomba centrífuga, la cual se encarga de la recirculación del agua a través del condensador evaporativo.

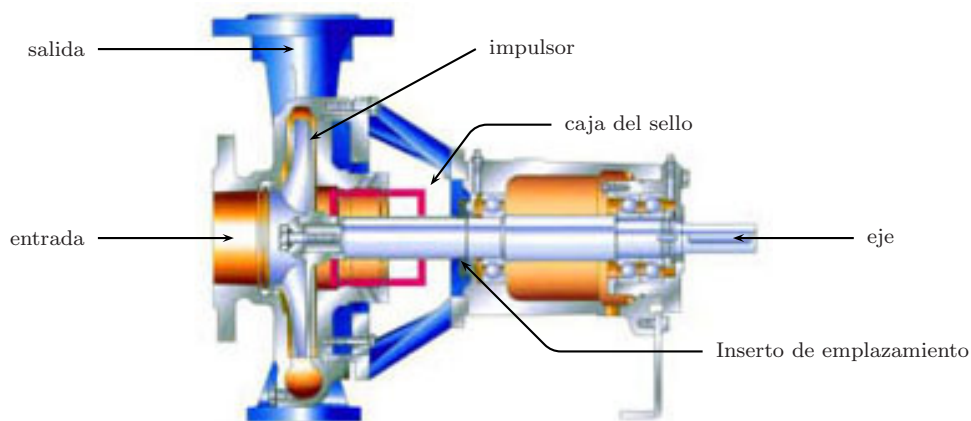


Figura 2.7. Partes de una bomba centrífuga.

⁴aunque etimológicamente esto significa “hidráulico”.

Se va a considerar el flujo de agua a través del condensador constante, es decir, el cambio de velocidad en el agua es cero, mientras que en el ventilador se va a controlar la velocidad de salida del fluido controlando el potencial eléctrico de alimentación del motor de éste por medio de Modulación de Ancho de Pulso o PWM.

En la figura (2.7) se muestran las partes más importantes de la bomba centrífuga.

Para el proyecto se adquirió una bomba centrífuga marca *Discover*, modelo QB60, cuyas características se describen en la tabla (2.1).

La otra máquina hidráulica utilizada en este proyecto es un ventilador axial, el cual se encarga de imprimir velocidad al aire (Fig. 2.8).

Las características del ventilador se indican en la tabla (2.2).

Tabla 2.1. Datos característicos de la bomba QB60

Parámetro	Valor	Unidades
Q_{\max}	35	L/min
H_{\max}	40	m
RPM	3450	- -
Potencia	0.37	kW
Succión	9	m

Es de interés la función de transferencia del ventilador haciendo referencia al voltaje aplicado y a la velocidad del fluido. Una manera sencilla de caracterizarlo es en función de la potencia transmitida al fluido, ya que, conociendo la eficiencia del motor se puede calcular en función de la potencia eléctrica suministrada a éste.

El ventilador axial, como se dijo antes, es una máquina hidráulica, la cual transmite energía mecánica del rotor al fluido mientras éste pasa a través de los álabes en dirección axial. El impulsor tiene forma de hélice que pueden tener de dos a seis aspas, por lo que estos ventiladores son conocidos también como bombas de hélice.

La mayor diferencia entre este tipo de bombas y las bombas centrífugas, es que estas últimas transmiten mayor ganancia en carga estática, además las bombas axiales están en capacidad de mover mayor cantidad de caudal siempre y cuando la carga sea pequeña.

En el diseño de las bombas axiales influye mucho la disposición de la hélice, la cual tiene unas aspas geoméricamente definidas para lograr el mayor impulso posible en función de la velocidad angular del rotor. El estudio del diseño aerodinámico es complicado

Tabla 2.2. Datos característicos del ventilador

Parámetro	Valor	Unidades
Voltaje	12	V_{dc}
I_{max}	5	A
Impedancia	2.85	Ω



Figura 2.8. Ventilador axial

debido al cambio en el ángulo de ataque del aspa sobre el fluido, sin embargo, tomando algunas restricciones, se puede modelar el álabe como un elemento con perfil de ala.

Interesa de sobremanera, identificar las componentes de velocidad en la trayectoria de una partícula dentro del fluido que pasa a través de la hélice de una bomba axial.

Para el modelado de la hélice se necesitan conocer ciertos parámetros geométricos del aspa, entre los más importantes están:

c : Cuerda del álabe o línea que une el borde de ataque con el borde de fuga.

s : Paso circunferencial; distancia entre álabes resultante de dividir el diámetro efectivo entre el número de álabes.

V_{mr} : Velocidad media relativa del fluido respecto del álabe.

β_m : Ángulo de V_{mr} con la dirección tangente del rotor.

En la figura (2.9), se indican las componentes de velocidad para el caso dicho anteriormente. Del diagrama de velocidades nos interesa la componente giratoria v_u y la componente meridiana v_m , las cuales condicionan la transferencia energética y el gasto,

respectivamente [12].

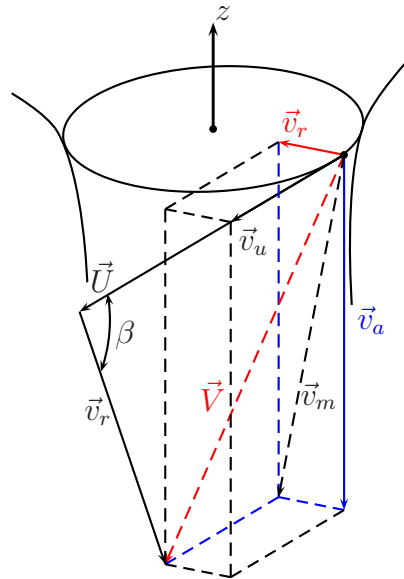


Figura 2.9. Diagrama de velocidades de un ventilador axial.

El valor del paso depende del número de álabes del rotor, además, se debe tener en cuenta el parámetro denominado *solidez del álabe*, el cual es el resultante de la razón entre la cuerda y el paso diferencial. El modelo de cálculo de aerohoja o perfil de ala solo es aplicable si $c/s < 1$. Con este método se analiza la dinámica del fluido alrededor de un solo elemento, sin tener en cuenta la influencia de los otros. La experimentación, para un ajuste en forma definitiva es absolutamente necesaria, por lo que se recurre a las gráficas de eficiencia y coeficientes respectivos para este tipo de bombas.

Para el ventilador axial de este proyecto (Fig.2.8), se tienen los siguientes datos:

$$\begin{aligned} c &= 9.6 \quad [\text{cm}] \\ D &= 30.5 \quad [\text{cm}] \\ N &= 6 \end{aligned}$$

Con lo que obtenemos un valor para la *solidez del álabe*:

$$c/s = 0,6$$

Haciendo un análisis sobre un elemento de álabe tenemos las siguientes componentes (ver figura 2.10):

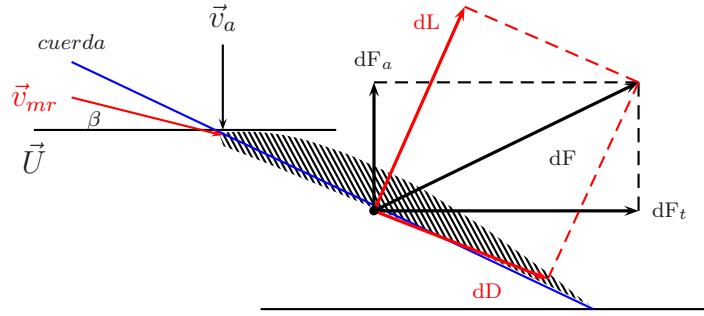


Figura 2.10. Diagrama de fuerzas que actúan sobre un elemento de álabe de un ventilador axial

En el encuentro del elemento del álabe con el fluido se origina una fuerza, representada por el vector \mathbf{dF} , la cual es la resultante de dos componentes: \mathbf{dL} y \mathbf{dD} ; \mathbf{dL} , es el empuje útil en el elemento y es normal a la dirección del movimiento relativo del fluido, es decir a \vec{v}_{mr} . La fuerza \mathbf{dD} representa el arrastre que tiende a producir el fluido sobre el álabe.

Estos valores se pueden calcular fácilmente en función de la presión dinámica y el área sobre la que tiene acción el fluido. Tenemos entonces:

$$dL = C_L \frac{\rho V_{mr}^2}{2} c dR$$

$$dD = C_D \frac{\rho V_{mr}^2}{2} c dR$$

Donde C_L y C_D , son los coeficientes de levantamiento y arrastre respectivamente, estos valores se obtienen por experimentación en el túnel de viento (figura 2.11).

La fuerza \mathbf{dF} , también se puede descomponer en una componente axial \mathbf{dF}_a y en otra tangencial \mathbf{dF}_t , las cuales tienen gran significado en el funcionamiento de una bomba axial. Haciendo la proyección de \mathbf{dL} y \mathbf{dD} sobre las direcciones axial y tangencial se obtiene:

$$dF_a = dL \cos \beta_m - dD \sin \beta_m$$

$$dF_t = dL \sin \beta_m + dD \cos \beta_m$$

Se puede conocer así el empuje axial y la fuerza tangencial sobre el aspa, en función del empuje útil y la fuerza de arrastre. La componente axial produce un empuje perjudicial sobre la hélice y por lo general se la compensa por medios mecánicos. Esta componente es la que hace que la hélice, de no estar fija al rotor, salga de su punto de giro constante.

Si ω es la velocidad angular de rotación y n el número de álabes, la potencia dada al fluido, por n álabes de distancia R es:

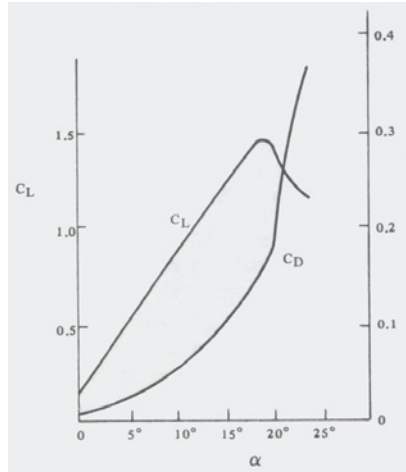


Figura 2.11. Coeficientes de arrastre y levantamiento típicos para un ventilador axial obtenidos en función del ángulo de incidencia α en un túnel de viento.

$$P = n\omega R dF_t$$

El flujo a través de ese anillo elemental, entre los radios R y $R + dR$, será:

$$Q = 2\pi R dR V_a$$

el cual multiplicado por Δp entre la entrada y la salida del rotor, da como resultado la potencia recibida por el fluido.

$$P_f = 2\pi R dR V_a \Delta p$$

El cambio de energía potencial es cero en la dirección axial, es decir $V_a = \text{cte}$.

El rendimiento en la transferencia energética entre el rotor y el fluido será:

$$\eta = \frac{2\pi R dR V_a \Delta p}{n\omega R dF_t} \quad (2.15)$$

En el valor de dF_t se puede despreciar, como primera aproximación, la fuerza de arrastre en la dirección tangencial, por lo que podemos expresarlo de la siguiente manera:

$$dF_t = dL \sin \beta_m$$

Reemplazando el valor de dL

$$dF_t = C_L \rho \frac{V_{mr}^2}{2} c \sin \beta_m dR$$

Tenemos entonces la ecuación de relación entre velocidad y el cambio de presión.

$$V_{mr}^2 = \frac{4\pi R V_a \Delta p}{\eta n \omega \rho c C_L \sin \beta_m} \quad (2.16)$$

El ventilador axial se caracterizó también con los modelos básicos de volumen de control y de *fem* inducida.

Capítulo 3

Técnicas de control

Un sistema de control es, como su nombre lo indica, un sistema el cual cumple la función de manipular algún tipo de señal para entregar una señal de salida que este acorde a la funcionalidad correcta o deseada de un proceso.

Por lo general la función de transferencia de un sistema es suficiente para regular un proceso, siempre y cuando se hayan tenido en cuenta todas las posibles variaciones, o se haya escogido un rango de operación adecuado.

Las técnicas de control son importantes a la hora de condicionar, por llamarlo de alguna manera, una variable dentro de un rango determinado o a un valor fijo de señal para obtener un resultado sin importar, en esencia, los factores que puedan afectar el proceso.

Resulta obvio entonces la necesidad de medir adecuadamente la señal a manipular, así mismo identificar el tipo de proceso, ya sea continuo o discreto; de igual manera es muy importante la descripción matemática o empírica del proceso a controlar.

Una clasificación de las técnicas de control puede ser la siguiente:

- ▷ Técnicas de control convencionales.
- ▷ Técnicas de control avanzado.
- ▷ Técnicas de control por lógica difusa (*fuzzy logic*).

Se explicarán en este trabajo, las técnicas de control convencionales por ser la estrategia de control seleccionada.

3.1. Técnicas de control convencionales

Determinado, en gran medida, por el conocimiento minucioso del proceso de planta a controlar. La optimización idónea se consigue desarrollando un modelo matemático que refleje exactamente el sistema de balance de energía y de materiales. Generalmente se hace con control directo digital, en donde la unidad de control reacciona de alguna manera particular frente a una señal de error, entre las que están, a saber:

3.1.1. Modo de control de dos posiciones [on – off]

El controlador es en esencia un interruptor activado por la señal de error y proporciona sólo una señal correctora tipo encendido–apagado (*on-off*).

La acción de control del modo de dos posiciones es discontinua, en consecuencia ocurren oscilaciones de la variable controlada (figura 3.1) en torno a la condición requerida. Esto se debe a retrasos en la respuesta del sistema de control y del proceso. Se utiliza generalmente con una banda diferencial o zona neutra, es decir con valores diferentes de encendido y apagado [7].

Este tipo de control funciona satisfactoriamente en procesos donde la velocidad de reacción del sistema es lenta y posee un tiempo de retardo mínimo.

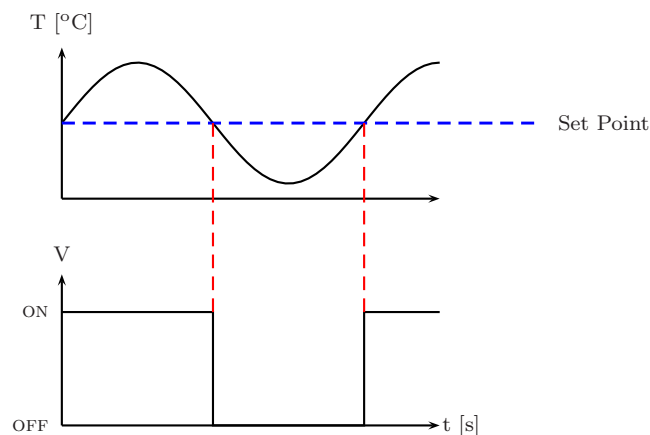


Figura 3.1. Control de temperatura de dos posiciones para un sistema de refrigeración.

3.1.2. Control proporcional

Este tipo de control produce una acción de control proporcional al error. La señal de corrección aumenta en la medida en que lo haga el error. Si el error disminuye, también

De donde podemos deducir que K_p corresponde a la función de transferencia del controlador, dentro de la banda proporcional.

En general, cuando el error es cero, se elige como salida 50 % de la salida del controlador.

En el control proporcional hay un elemento de ganancia en serie con con el elemento en la trayectoria directa de la planta $G(s)$. El error es entonces:

$$E(s) = \frac{K_p G(s)}{1 + K_p G(s)} X(s)$$

Si suponemos una entrada escalón, el error en estado estable será:

$$e_{ss} = \lim_{s \rightarrow 0} sE(s) = \lim_{s \rightarrow 0} \left[s \frac{1}{1 + 1/K_p G(s)} \frac{1}{s} \right]$$

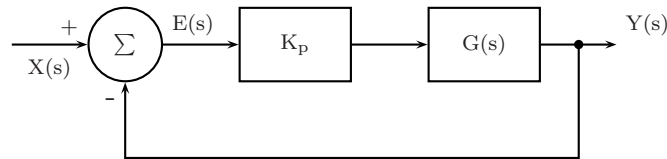


Figura 3.3. Sistema con control proporcional

El valor anterior será finito, es decir, siempre habrá error en estado estable. A valores pequeños de K_p corresponden errores de estado estable grandes, pero también respuestas estables. A valores grandes de K_p corresponden errores de estado estable pequeños, aunque hay mayor tendencia a la inestabilidad.

3.1.3. Control derivativo

En este tipo de control, el cambio de la salida del controlador respecto al valor de referencia es proporcional a la rapidez de cambio en el tiempo de la señal de error.

Esto se puede representar mediante la ecuación:

$$I_{sal} - I_0 = K_d \frac{de}{dt}$$

Donde I_0 es el valor de la salida para el valor de referencia, I_{sal} el valor de la salida cuando el error e cambia con una tasa igual a $\frac{de}{dt}$.

Hallamos la función de transferencia tomando la transformada de Laplace:

$$(I_{sal} - I_0)(s) = K_d s E(s) \quad (3.2)$$

Por lo que la función de transferencia es $K_d s$.

En el control derivativo existe una relación lineal entre la velocidad de variación de la variable controlada y la posición del elemento final de control.

Cabe anotar que el control derivativo no responde a errores en estado estable, ya que la variación del error en este caso sería cero, por lo que se utiliza en combinación con el control proporcional o el control integral.

3.1.4. Control integral

Este modo de control es en el que la tasa de cambio de la salida de control I es proporcional a la señal de entrada del error e .

$$dI = K_i e dt$$

Donde K_i es la constante de proporcionalidad integral y se expresa en sg^{-1} cuando el error se expresa en porcentajes. Integrando la ecuación anterior tenemos:

$$\begin{aligned} \int_{I_0}^{I_{sal}} dI &= \int_0^t K_i e dt \\ I_{sal} - I_0 &= \int_0^t K_i e dt \end{aligned}$$

Tomamos la transformada de Laplace para hallar la función de transferencia:

$$(I_{sal} - I_0)(s) = \frac{1}{s} K_i E(s)$$

Por lo que la función de transferencia del controlador integral es:

$$\frac{(I_{sal} - I_0)(s)}{E(s)} = \frac{1}{s} K_i \quad (3.3)$$

En la figura (3.4), se muestra el comportamiento del control integral ante una señal constante de error.

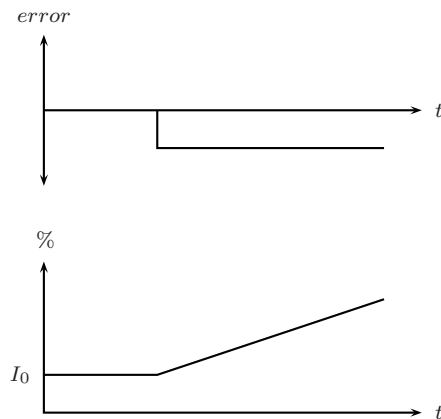


Figura 3.4. Acción del controlador integral frente a una señal de error constante de entrada

El análisis de las figuras puede ser el siguiente: cuando la salida del controlador es constante (I_0), el error es cero; cuando la salida del controlador varía a una tasa constante, el error tiene un valor constante.

El modo de control integral por lo común no se utiliza solo, con frecuencia se utiliza junto con el método proporcional. En este caso la salida del controlador I_{sal} está dada por:

$$I_{sal} = K_p e + K_i \int e dt + I_0$$

Y la función de transferencia es:

$$F(s) = \frac{K_p}{s} \left(s + \frac{1}{T_i} \right)$$

En donde T_i es la *constante de tiempo integral*, y esta definida por:

$$T_i = \frac{K_p}{K_i}$$

3.1.5. Controlador PID

Al combinar los tres modos de control, proporcional, integral y derivativo, se obtiene un controlador que no tiene desviación en el error y disminuye la probabilidad a producir oscilaciones. Este tipo de control es conocido como *controlador de tres modos* o *controlador PID*.

La ecuación que describe su comportamiento es:

$$I_{sal} = K_p e + K_i \int e dt + K_d \frac{de}{dt} + I_0$$

El controlador de tres modos se puede considerar como un controlador proporcional que a su vez tiene un control integral para eliminar la desviación del error, así como un control derivativo para reducir los retrasos. Aplicando transformada de Laplace, tenemos:

$$(I_{sal} - I_0)(s) = K_p E(s) + \frac{1}{s} K_i E(s) + s K_d E(s)$$

la función de transferencia es entonces:

$$\begin{aligned} F(s) &= K_p + \frac{1}{s} K_i + s K_d \\ F(s) &= K_p \left(1 + \frac{1}{s T_i} + s T_d \right) \end{aligned} \quad (3.4)$$

En la práctica, para implementar un controlador PID, se debe tener en cuenta la limitación en la ganancia para altas frecuencias en la parte derivativa, ya que de lo contrario el controlador se tornaría inestable por la sensibilidad al ruido de alta frecuencia.

La ecuación de implementación para un controlador PID real con punto de consigna igual a cero esta dada por la ecuación (3.5)[7].

$$F(s) = K_c \left(1 + \frac{1}{\tau_i s} \right) \left(\frac{1 + \tau_d s}{1 + \alpha \tau s} \right) \quad (3.5)$$

En la cual, el valor de α están entre 0.05 y 0.1.

Cabe anotar que el esquema de control PID ha sido usado de manera exitosa en muchos sistemas de control industrial por más de cincuenta años.

3.1.6. Sintonización de controladores

La acción de sintonizar un controlador hace referencia a escoger los mejores parámetros, que en el caso de un controlador PID, es seleccionar los valores para K_p , K_i y K_d . Existen varios métodos para una correcta selección de éstos parámetros, entre ellos: el método de la curva de reacción de proceso de Ziegler y Nichols y el método de la última ganancia [6].

Método de la curva de reacción de proceso

Para aplicar este método, el lazo de control del proceso se abre entre el controlador y la unidad de corrección.

Tabla 3.1. Criterio de la curva de reacción de proceso

Modo de control	K_p	T_i	T_d
P	P/RL		
PI	$0,9P/RL$	$3.33L$	
PID	$1,2P/RL$	$2L$	$0,5L$

A la unidad de corrección se aplica una señal de entrada de prueba y se determina la respuesta de la variable controlada. La señal de prueba debe ser tan pequeña como sea posible. Por lo general se utiliza una entrada tipo escalón cuya amplitud se expresa como el cambio porcentual P en la unidad de corrección.

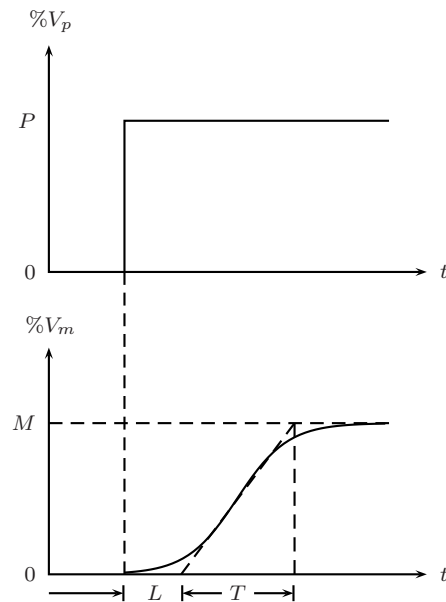


Figura 3.5. Curva de reacción de proceso

Los parámetros se calculan según la tabla (3.1), teniendo en cuenta los criterios de la figura (3.5).

Se traza una tangente para obtener el gradiente máximo de la curva. En la figura (3.5), la pendiente máxima R es M/T . El tiempo entre el inicio de la señal de prueba y el punto donde esta tangente intersecta al eje del tiempo se conoce como retardo L .

Método de última ganancia

Este método está basado en el hecho de utilizar solo en controlador proporcional, cuya función de transferencia es la constante proporcional K_p , se puede aplicar solo cuando la planta es estable en lazo abierto. Los pasos para aplicar el método de última ganancia son los siguientes [8]:

1. Utilizando solo el control proporcional, comenzando con un valor de ganancia K_p pequeño, incrementar la ganancia hasta que el sistema empiece a oscilar con una amplitud constante. El valor de la ganancia a la cual el sistema oscila se conoce como *ganancia última* (K_u).
2. Obtener gráficamente el valor del período de oscilación (T_u) y calcular los valores para la sintonización del controlador según la tabla (3.2).

Tabla 3.2. Parámetros de ajuste con el método de última ganancia.

Modo de control	K_p	T_i	T_d
P	$0.50 K_u$		
PI	$0.45 K_u$	$0.83 T_u$	
PID	$0.60 K_u$	$0.50 T_u$	$0.125 T_u$

Con el criterio de sintonización de última ganancia, la razón de asentamiento es de un cuarto, es decir la razón de amplitud entre dos oscilaciones sucesivas es de uno a cuatro.

3.1.7. PID discreto

Hasta ahora se ha tomado al sistema de control y a la planta como funciones continuas en el tiempo. El control PID se podría implementar haciendo un seguimiento continuo de la variable a controlar, por lo general se usan amplificadores operacionales, teniendo en cuenta la función de transferencia generada por el uso de impedancias capacitivas.

Un circuito típico PID continuo se muestra en la figura (3.6).

En donde se puede definir las respectivas constantes del controlador de la siguiente manera:

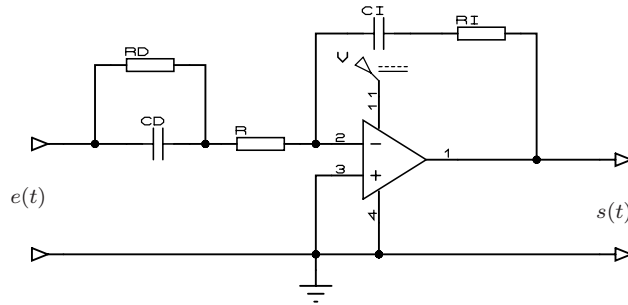


Figura 3.6. Circuito PID continuo construido con un amplificador operacional.

$$\begin{aligned}
 K_p &= \frac{R_I}{R + R_D} \\
 K_d &= R_D C_D \quad \text{y} \\
 K_i &= \frac{1}{R_I C_I}
 \end{aligned}$$

Cuando se trabaja con microcontroladores, se hace un cambio en el tipo de señal de analógica a digital, por medio de un proceso de conversión, llamado proceso de muestreo, por lo que no se puede aplicar directamente los conceptos de sintonización de controladores anteriormente vistos, ya que aparecen otros conceptos (como el retenedor de orden cero) los cuales modifican la función de transferencia del sistema y del controlador debido al cambio de variable.

Así como en el tiempo continuo se tiene a la transformada de Laplace para simplificar los cálculos y obtener de manera sencilla las funciones de transferencia, en el análisis en tiempo discreto se utiliza la transformada z , la cual, para una función continua $x(t)$, está definida de la siguiente forma [9]:

$$X(z) = Z[x(t)] = Z[x(kT)] = \sum_{k=0}^{\infty} x(kT)z^{-k} \quad (3.6)$$

Donde T , es el período de muestreo del conversor analógico–digital, y $k \in \mathbb{Z}$.

Los elementos básicos de un controlador digital se muestran en la figura (3.7). La operación del controlador se maneja por el reloj. La señal de error se convierte a forma digital mediante un circuito de muestreo y retención y el convertidor analógico–digital[9].

En la parte del controlador digital es muy importante el proceso de muestreo y retención, ya que es el proceso donde cambia la señal de analógica a digital. Se puede entender

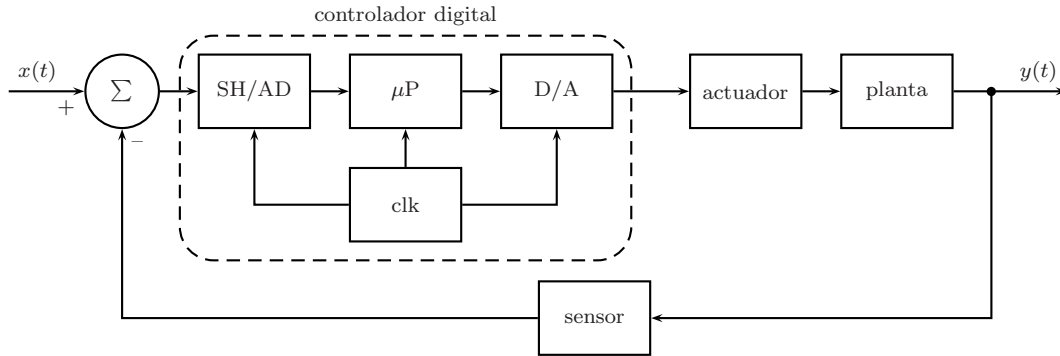


Figura 3.7. Diagrama de bloques de un sistema de control digital.

mejor esta conversión si se supone que la señal digital $x^*(t)$ es el resultado de multiplicar la señal continua $x(t)$ por la función impulso, es decir, se obtiene una secuencia de impulsos separadas en el tiempo T [sg] cuya amplitud es el valor de $x(t)$ en el instante de muestreo. Matemáticamente esto es[9]:

$$x^*(t) = x(0)\delta(0) + x(T)\delta(t - T) + \dots + x(kT)\delta(t - kT) + \dots \quad (3.7)$$

$$x^*(t) = \sum_{k=0}^{\infty} x(kT) \delta(t - kT)$$

recordemos que $\delta(t - kT) = 0 \forall t \neq kT$.

Podemos definir entonces la salida $x^*(t)$, como el producto de la señal continua $x(t)$ y una señal portadora δ_T (función impulso unitario):

$$x^*(t) = x(t)\delta_T(t)$$

$$\delta_T(t) = \sum_{k=0}^{\infty} \delta(t - kT)$$

A este tipo de muestreador se le conoce como muestreador mediante impulsos como modulador[9], y se ilustra en la figura (3.8).

Tomando la transformada de Laplace a la ecuación (3.7) tenemos:

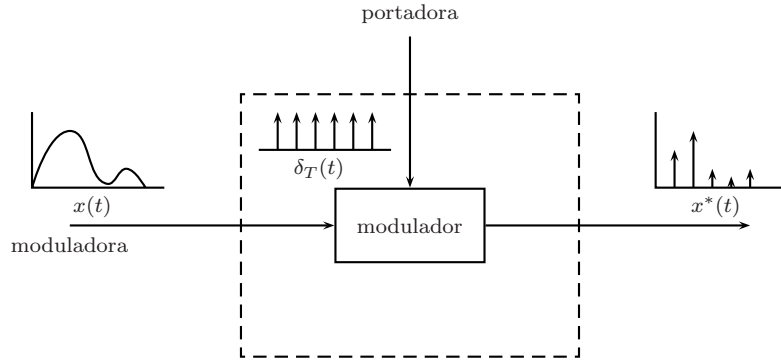


Figura 3.8. Muestreador mediante impulsos como modulador

$$\begin{aligned}
 X^*(s) &= \mathcal{L}[x^*(t)] \\
 &= x(0)\mathcal{L}[\delta(t)] + x(T)\mathcal{L}[\delta(t-T)] + x(2T)\mathcal{L}[\delta(t-2T)] + \dots \\
 &= x(0) + x(T)e^{-Ts} + x(2T)e^{-2Ts} + \dots
 \end{aligned}$$

Expresandola como sumatoria:

$$X^*(s) = \sum_{k=0}^{\infty} x(kT)e^{-kTs} \quad (3.8)$$

Donde podemos definir:

$$e^{Ts} = z \quad (3.9)$$

Reemplazando en la ecuación (3.8) tenemos:

$$X^*(s) \Big|_{s=(1/T)\ln z} = \sum_{k=0}^{\infty} x(kT)z^{-k} \quad (3.10)$$

Comparando la ecuación (3.10) con la ecuación (3.6), podemos escribir:

$$X^*(s) \Big|_{s=(1/T)\ln z} = X(z) \quad (3.11)$$

Podemos concluir entonces que la transformada de Laplace de la señal muestreada mediante impulsos $x^*(t)$ ha mostrado ser la misma que la transformada z de la señal $x(t)$,

si se define $z = e^{Ts}$.

En casos reales, la señal muestreada se debe mantener fija o constante hasta el próximo instante de muestreo, lo cual genera la curva escalonada. En si la retención de datos es un proceso de generación de una señal en tiempo continuo $h(t)$, a partir de una señal en tiempo discreto $x^*(t)$. Se puede expresar $h(t)$, matemáticamente, entre dos intervalos consecutivos de muestreo, es decir $kT \leq t < (k+1)T$, aproximandola mediante un polinomio en τ como[9]:

$$h(kT + \tau) = a_n \tau^n + a_{n-1} \tau^{n-1} + \dots + a_1 \tau + a_0$$

Donde $0 \leq \tau < T$.

Como el retenedor, en el caso real, mantiene el valor de $x^*(t)$, entre muestreos consecutivos, es decir, en el intervalo de tiempo $0 \leq \tau < T$, la ecuación anterior se reduce a [9]:

$$h(kT + \tau) = a_0$$

Y debido a que en el momento de muestreo, las dos funciones tienen el mismo valor, es decir $h(kT) = x^*(kT)$, la ecuación que describe el comportamiento de la función muestreada y mantenida en el tiempo es:

$$h(kT + t) = x^*(kT), \quad \text{para } 0 \leq t < T$$

Con la cual, aplicando transformada de Laplace y luego de unas operaciones, hallamos la función de transferencia del sistema retenedor, llamado *retenedor de orden cero* [9]:

$$G_{h_0} = \frac{1 - e^{-Ts}}{s} \tag{3.12}$$

Nuestro sistema de control digital queda entonces de la siguiente manera:

El tiempo de muestreo T es un factor importante en el controlador discreto, ya que afecta a la función de transferencia del sistema (ver Ec. 3.9 y Ec. 3.23), debido al cambio de variable de tiempo continuo a discreto, esto se hace evidente en la aparición del *retenedor de orden cero*.

Las características de la respuesta transitoria del controlador en tiempo discreto también se ven afectadas por el valor del tiempo de muestreo T . Una regla práctica es muestrear de ocho a diez veces durante un ciclo de las oscilaciones senoidales amortiguadas de la salida del sistema en lazo cerrado [9].

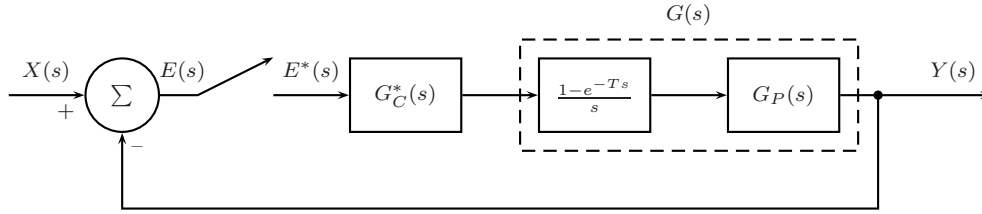


Figura 3.9. Diagrama de bloques de un controlador digital.

La asignación de los polos en tiempo discreto en función del tiempo de muestreo T y del factor de amortiguamiento relativo ξ , está determinado por la ecuación (3.13).

$$|z| = e^{-T\xi\omega_n} \quad (3.13)$$

El tiempo de muestreo afecta también el error en estado estable del sistema de control; para una entrada rampa, se define de la siguiente manera [9]:

$$e_{ss} = \frac{1}{K_v} \quad (3.14)$$

Donde K_v , se conoce como *constante de error de velocidad estática* y está definida por[8]:

$$K_v = \lim_{z \rightarrow 1} \frac{(1 - z^{-1}) G(z)}{T} \quad (3.15)$$

Es obvio que al aumentar el tiempo de muestreo, el error en estado estacionario frente a una entrada rampa (error de velocidad estática) aumenta.

Para calcular el tiempo de muestreo se disponen, como condiciones de diseño, el tiempo de asentamiento t_s y el factor de amortiguamiento relativo ξ ; tomando el criterio del 2%, el tiempo de asentamiento se define como[7]:

$$t_s = \frac{4}{\xi\omega_n} \quad (3.16)$$

Con lo que se puede calcular el tiempo de muestreo en función de la frecuencia natural amortiguada ω_d , teniendo en cuenta que, como se mencionó anteriormente, se debe

muestrear de ocho a diez veces durante cada oscilación. Tenemos entonces, que el tiempo de muestreo está definido por:

$$T = \frac{2\pi}{10\omega_d} \quad (3.17)$$

La función de transferencia del controlador en tiempo discreto se conoce como *función de transferencia pulso*, la cual se halla discretizando la función de transferencia de un controlador PID en tiempo continuo. Para esto se aproximan la parte integral con la sumatoria trapezoidal y la parte derivativa con la diferencia entre dos puntos [9], con lo que obtenemos:

$$m(kT) = K \left\{ e(kT) + \frac{T}{T_i} \sum_{h=1}^k \frac{e((h-1)T) + e(hT)}{2} + \frac{T_d}{T} [e(kT) - e((k-1)T)] \right\} \quad (3.18)$$

Donde $e(t)$ es la señal de entrada al controlador, $m(t)$ es la salida del controlador, K es la ganancia proporcional, T_i es el tiempo integral, T_d es el tiempo derivativo y T es el período de muestreo.

Tomando la transformada z de la ecuación (3.18) y realizando algunas manipulaciones algebraicas tenemos¹:

$$M(z) = K \left[1 + \frac{T}{2T_i} \frac{1+z^{-1}}{1-z^{-1}} + \frac{T_d}{T} (1-z^{-1}) \right] E(z) \quad (3.19)$$

La cual se puede describir de la siguiente manera:

$$M(z) = \left[K_p + \frac{K_I}{1-z^{-1}} + K_D(1-z^{-1}) \right] E(z) \quad (3.20)$$

definiendo:

$$\begin{aligned} K_P &= K - \frac{KT}{2T_i} \\ K_I &= \frac{KT}{T_i} \\ K_D &= \frac{KT_d}{T} \end{aligned}$$

¹El desarrollo de estas operaciones se muestran en [9].

Resulta evidente la diferencia entre las constantes de sintonización del controlador de tiempo continuo y de tiempo discreto.

Para hallar las constantes de sintonización del controlador se analiza el polinomio característico deseado $P(z)$, el cual se define como[9]:

$$P(z) = 1 + G_c(z)G_p(z) \quad (3.21)$$

En donde:

$G_c(z)$: Función de transferencia del controlador.

$G_p(z)$: Función de transferencia de la planta.

En tiempo discreto, el polinomio característico deseado, está definido por:

$$P(z) = z^2 - 2r \cos \theta + r^2 \quad (3.22)$$

Donde:

$$r = e^{-\xi\omega_n T}$$

$$\theta = \omega_d T$$

Al igualar el polinomio característico deseado con el polinomio del sistema controlador-planta con realimentación se obtienen las constantes de sintonización del controlador.

Discretización de la planta

Como se pretende trabajar en tiempo discreto debemos hallar la transformada z de la función de planta (2.3), recordando que existe un retenedor de orden cero. Tenemos entonces:

$$G(z) = Z \left[\frac{1 - e^{-Ts}}{s} \frac{b}{s + a} \right]$$

Por propiedad de la transformada z :

$$G(z) = (1 - z^{-1})Z \left[\frac{b}{s(s + a)} \right]$$

$$G(z) = \frac{b}{a}(1 - z^{-1})Z \left[\frac{1}{s} - \frac{1}{s + a} \right]$$

Sabiendo que:

$$\begin{aligned} Z \left[\frac{1}{s} \right] &= \frac{1}{1 - z^{-1}} \\ Z \left[\frac{1}{s + a} \right] &= \frac{1}{1 - e^{-aT} z^{-1}} \end{aligned}$$

Tenemos, luego de algunas operaciones:

$$G(z) = \frac{cz^{-1}}{1 - e^{-aT} z^{-1}} \quad (3.23)$$

Donde:

$$c = \frac{b}{a} (1 - e^{-aT})$$

Tomamos un tiempo de muestreo $T = 0,5$ [s], con base en las ecuaciones (3.16) y (3.17), la ecuación (3.23) toma la forma:

$$G(z) = \frac{0,375z^{-1}}{1 - 0,75z^{-1}}$$

La función de transferencia pulso del controlador PID está dada por [9]:

$$G_c(z) = K_p + \frac{K_i}{1 - z^{-1}} + K_d(1 - z^{-1}) \quad (3.24)$$

La temperatura de nuestro sistema descrito por la ecuación (2.8) no varía rápidamente y de forma brusca, por lo que no tomamos la parte diferencial de la ecuación (3.24), tenemos entonces:

$$\begin{aligned} G_c(z) &= K_p + \frac{K_i}{1 - z^{-1}} \\ G_c z &= \frac{(K_p + K_i) - K_p z^{-1}}{1 - z^{-1}} \end{aligned} \quad (3.25)$$

Recordando que la función de transferencia pulso para un sistema con realimentación unitaria esta dada por la ecuación (3.26)

$$\frac{Y(z)}{X(z)} = \frac{G_c(z)G(z)}{1 + G_c(z)G(z)} \quad (3.26)$$

Tenemos:

$$\frac{Y(z)}{X(z)} = \frac{0,375(K_p + K_i)z^{-1} - 0,375K_p z^{-2}}{1 + [0,375(K_p + K_i) - 1,75]z^{-1} + [0,75 - 0,375K_p]z^{-2}}$$

Hallamos los valores de K_p y K_i igualando el denominador de la ecuación anterior con el polinomio característico deseado; resolviendo tenemos los siguientes valores:

$$\begin{aligned} K_p &= 1 \\ K_i &= 0,5 \end{aligned}$$

Reemplazando estos valores tenemos:

$$\frac{Y(z)}{X(z)} = \frac{0,5625z^{-1} - 0,375z^{-2}}{1 - 1,1875z^{-1} + 0,375z^{-2}} \quad (3.27)$$

La respuesta de la ecuación (3.27) ante una entrada escalón se muestra en la figura (3.10).

La simulación se realizó en el entorno de MATLAB® con el siguiente código.

```
%respuesta escalon unitario
num = [0 0.5625 -0.375];
den = [1 -1.1875 0.375];
%planta
nump = [0 0.375];
denp = [1 -0.75];
%funcion escalon discreta
r = ones(1,101);
v = [0 100 0 2];
axis (v);
k = 0:100;

c = filter(num, den, r);
cp = filter(nump, denp, r);
plot(k,c, '.',k,cp,'o')
grid
title('Respuesta escalon unitario')
xlabel('k')
ylabel('c(k)')
save c.dat c -ASCII
save k.dat k -ASCII
save cp.dat cp -ASCII
```

La implementación hardware de este controlador se hace aprovechando las propiedades de la transformada z , resolviendo la ecuación en diferencias en el microcontrolador, con lo que la ecuación (3.27), se puede escribir de la siguiente manera[10]:

$$y(k) = 1,1875y(k-1) - 0,375y(k-2) + 0,5625x(k-1) - 0,375x(k-2) \quad (3.28)$$

Teniendo en cuenta que el parametro z^{-1} corresponde a un retardo puro de un período de muestreo T , el factor $x(k-1)$ correspondería a el dato muestreado con un retardo en el período de muestreo[9], es decir:

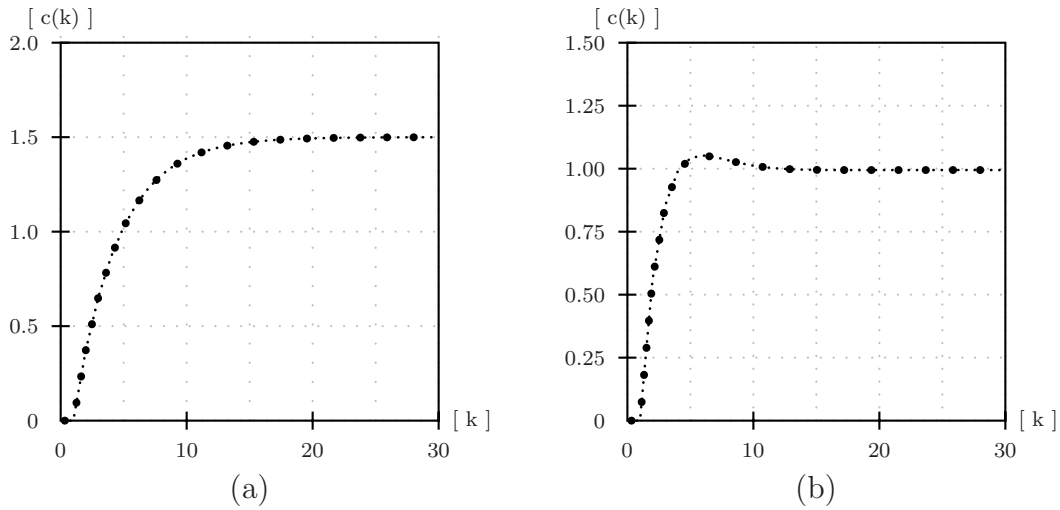


Figura 3.10. Respuesta de la planta ante una entrada tipo escalón en lazo abierto (a) y con un controlador digital PI (b).

$$x(k - 1) = z^{-1}X(z) \quad (3.29)$$

Lo que reduce la solución de la ecuación en diferencias al trabajo con punteros. Como la salida del controlador está en función de señales muestreadas uno y dos períodos de muestreo antes, se suponen los valores anteriores de entrada y salida como cero. Esto hace que el controlador implementado tenga un tiempo de retardo en la respuesta dinámica, el cual sería de 1 segundo, tiempo en el cual abarcaría los dos períodos de muestreo.

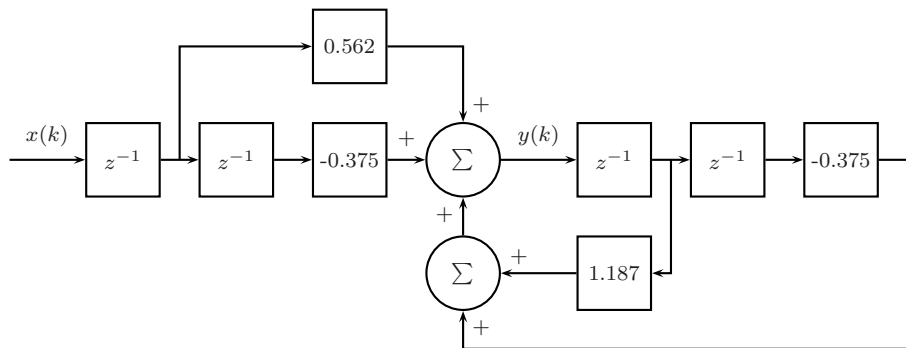


Figura 3.11. Diagrama de bloques de la ecuación (3.27).

Un pseudocódigo de implementación de un controlador solucionando una ecuación en diferencias sería el siguiente:

```

int EcDif (void)
{
    float k1;
    float k2;
    int *nptr;

    nptr = &x1;
    x2 = *nptr;
    x1 = temp_error();

    return (k1*x1 + k2*x2)
}

```

Donde [x1] y [x2] son variables globales y [temp_error()] es una subfunción encargada de adquirir el error en la temperatura con un período de muestreo de 0.5 [sg].

Siguiendo la misma arquitectura de programación para la parte de las salidas se puede programar el controlador en estructura de programación directa, como se muestra en la figura (3.11).

El hecho de truncar los valores a tres cifras significativas hace que aparezca un pequeño error en estado estable.

En el sistema no se pretende manipular la entrada de vapor, ya que en los procesos de destilación la entrada de éste es continua, por lo que el control sobre la planta principal no se implementa.

Capítulo 4

Controlador de temperatura

El sistema de refrigeración implementado depende de una unidad central en la cual esta programada el algoritmo de control y de la cual se generan las señales para los actuadores correspondientes.

Se describe a continuación los componentes y descripción eléctrica del sistema de refrigeración.

4.1. Componentes

Los componentes más importantes eléctricos y electrónicos del sistema de refrigeración son los siguientes:

- ▷ Microcontrolador PIC18F452.
- ▷ Amplificador de instrumentación AD620AN.
- ▷ Reloj de tiempo real DS1302.
- ▷ Optoacoplador LTV4N35.
- ▷ MOSFET de potencia IRF540N.
- ▷ Dispositivo para despliegue de información LCD PC2004
- ▷ Electroválvulas

4.1.1. Microcontrolador PIC18F452

Es el elemento encargado del control y del manejo de la información del sistema. Fabricado por Microchip®, su diagrama en configuración XT se muestra en la figura (4.1).

Las características del PIC18F452 se indican en la tabla (4.1).

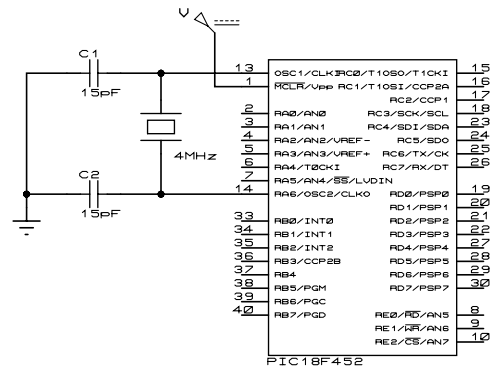


Figura 4.1. Diagrama del microcontrolador PIC18F452, en configuración XT de oscilador.

Este dispositivo se encarga de manipular los actuadores del proceso a través de los puertos digitales de entrada y/o salida, además se encarga de la conversión analógica-digital de la variable, es decir del cambio de la señal de continua a discreta con una resolución de 10 bits. Debido a que el tiempo de conversión es muy pequeño ($\tau \approx 12\mu s$), se realizan varias conversiones y se toma un promedio en un $\Delta\tau$ determinado, a esto se le conoce como filtro *moving average*.

Tabla 4.1. Características típicas del PIC18F452

PIC18F452
- Conversor AD de 10 bits de resolución.
- Dos módulos de PWM.
- Puertos digitales de entrada y/o salida.
- Módulo de comunicación USART.
- Módulo de comunicación I ² C™.
- Memoria FLASH de 32kBytes.
- Tres módulos TIMER de hasta 16 bits.

La configuración del PIC18F452 para el manejo de los sensores y los actuadores, así como el despliegue de información se indica en la figura (4.2).

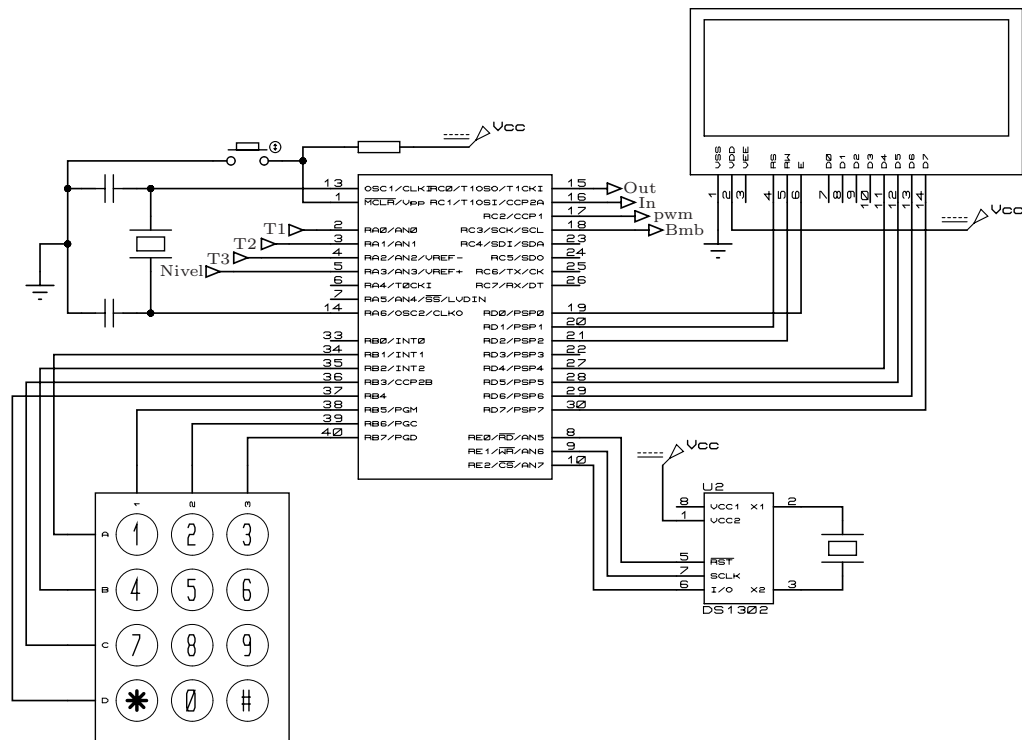


Figura 4.2. Diagrama esquemático simplificado del sistema de control.

4.1.2. Amplificador de instrumentación AD620

Este dispositivo se encarga de darle una ganancia a la señal entregada por los sensores para su respectiva discretización.

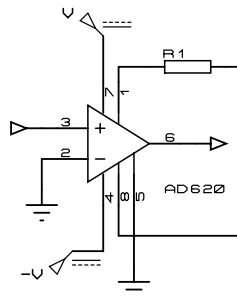


Figura 4.3. Configuración de pines para el amplificador de instrumentación AD620.

El AD620 es un amplificador de instrumentación de alta ganancia y bajo ruido fabricado por Analog Devices®), su ganancia se controla con una única resistencia y se determina con la siguiente ecuación:

$$G = \frac{49,4k\Omega}{R_1} + 1 \quad (4.1)$$

Presenta una desviación de $0,6\mu V/^{\circ}C$ (*drift*), y puede trabajar en un rango de temperatura de $-40^{\circ}C$ a $80^{\circ}C$.

Debido a que las señales térmicas inducen ruido sobre las líneas de transmisión si el voltaje es muy bajo, conviene amplificar la señal lo más cerca posible al sensor para enviarla a su respectivo procesamiento.

La configuración de conexión se indica en la figura (4.3).

Debido a su alto desempeño, el AD620 es muy utilizado en adquisición de datos de precisión, posee una alta impedancia de entrada lo que asegura un acople óptimo con el transductor. Para garantizar su buen funcionamiento se debe aislar térmicamente la resistencia de ganancia, ya que ésta, al ser sensible su valor con la temperatura, influye en el valor del voltaje de salida.

4.1.3. Reloj de tiempo real DS1302

Este dispositivo se encarga de entregar el patrón de tiempo para el control de los actuadores de nivel. Su ventaja frente a los TIMER del PIC18F452 radica en la precisión en el conteo de tiempos prolongados y en la variedad y facilidad de sus registros de datos.

Posee su propio oscilador y su protocolo de comunicación es 3-wire (Fig. 4.4), que, como su nombre lo indica, se realiza por medio de tres líneas de conexión.

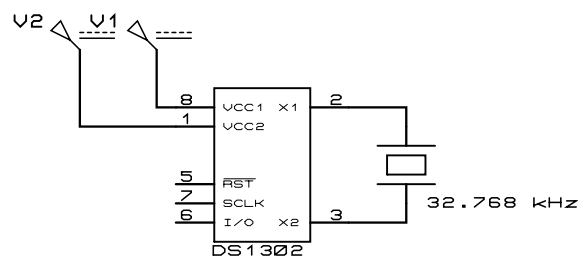


Figura 4.4. Configuración de pines para el reloj DS1302.

Fabricado por Maxim®, en encapsulado de 8 pines, posee dos fuentes de alimentación de conmutación automática para un funcionamiento continuo.

Maneja varios registros de datos entre los que están:

- ▷ Horas (Formato 12/24).
- ▷ Minutos.
- ▷ Segundos.
- ▷ Fecha (día/mes/año).

Se comunica con el PIC18F452 de manera síncrona y bidireccional a través de los pines $\overline{\text{RST}}$, el cual habilita al chip para enviar o recibir información, SCLK, el cual se encarga de la sincronía de la comunicación e I/O, por medio del cual se envían o reciben los datos.

4.1.4. Actuadores

Debido a que el PIC18F452 no tiene la capacidad de manejar grandes cantidades de voltaje y corriente, se necesita una interfaz eléctrica la cual se encargue de proporcionar la ganancia y el tipo de señal adecuada para que el sistema de control funcione adecuadamente.

Se tienen, para el control de temperatura, los siguientes dispositivos:

- ▷ Ventilador axial.
- ▷ Bomba centrífuga.
- ▷ Electroválvulas.

El ventilador axial es impulsado por un motor de corriente directa y su consumo en potencia es de 70 [W] aproximadamente; la bomba centrífuga y las electroválvulas son de corriente alterna.

Para el manejo en corriente directa se tiene un optoacoplador de referencia LTV4N35, el cual se encarga de amplificar la señal de control en corriente directa, su principal objetivo es aislar al microcontrolador de cualquier requerimiento extra en corriente.

Debido a los requerimientos electricos del motor del ventilador axial se necesita una fuente diferente para hacerlo funcionar correctamente. Como el manejo de corriente es un poco elevado ($I_m \approx 5$ [A]) se necesita de otra interfaz eléctrica; usamos el transistor

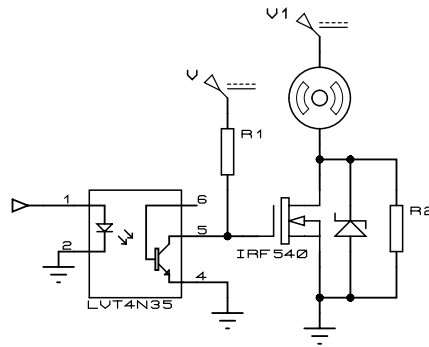


Figura 4.5. Conexión del transistor MOSFET de potencia IRF540 para el manejo de una carga inductiva.

MOSFET IRF540, como interruptor de alta velocidad.

Las características de funcionamiento del transistor MOSFET IRF540 se muestran en la tabla (4.2).

Tabla 4.2. Características del transistor IRF540

IRF540		
- Corriente máxima	33	[A]
- Voltaje máximo	100	[V]
- Tiempo de respuesta	9.5	[ns]
- Disipación de potencia	0.8	[W/°C]

El IRF540 (Fig. 4.5) tiene un diodo de protección (diodo de marcha libre), por lo que es el adecuado para manejar cargas inductivas, las cuales generan transientes de voltaje que dañarían a otro tipo de interruptores. Como se dijo anteriormente, se debe aislar al microcontrolador de los actuadores, por lo que se utiliza un optoacoplador LVT4N35 para acoplar la señal de activación del transistor.

Debido al manejo de alta corriente, el IRF540 aumenta su temperatura, lo cual a largo plazo puede dañarlo, por lo que es recomendable unirlo a un disipador de calor para su funcionamiento continuo.

Para el manejo de la bomba centrífuga y las electroválvulas se tiene como interfaz eléctrica un triac y un relé de estado sólido respectivamente, los cuales aíslan la señal de control en corriente directa de la señal de corriente alterna. Igual que en el caso anterior, se aísla al microcontrolador por medio del optoacoplador LVT4N35.

El relé de estado sólido tiene en su interior una bobina como electroimán, la cual acciona un interruptor permitiendo el paso o no de corriente alterna.

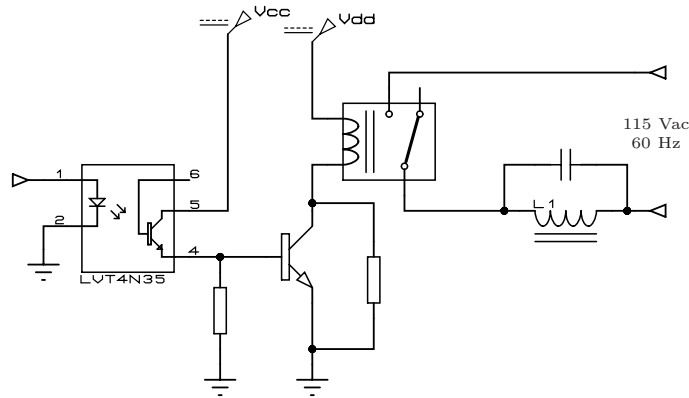


Figura 4.6. Conexión del relé de estado sólido para el manejo de las electroválvulas.

Debido a la amplitud de la señal alterna, el manejo de corriente que tiene que soportar el relé es muy bajo y no hay necesidad de disipadores de calor, de manera análoga el tiempo de conmutación es prolongado por lo que no se tienen en cuenta los tiempos de activación del dispositivo.

Para el manejo de la bomba centrífuga se utilizó el triac Q4015L5, junto con el optoacoplador MOC3041, el cual tiene un identificador de cruce por cero, lo que permite preservar la vida útil de la bomba. La configuración se indica en la figura (4.7).

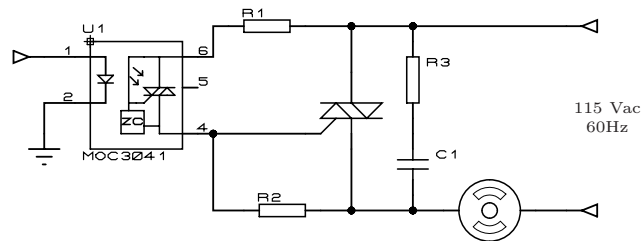


Figura 4.7. Conexión del triac y el optoacoplador para el manejo de la bomba centrífuga.

4.1.5. Dispositivo de despliegue de información.

La información utilizada por el sistema de control es indicada a través de una pantalla de cristal líquido. La pantalla LCD utilizada es de referencia PC2004, la cual posee 4 filas de 20 caracteres cada una.

Se comunica con el microcontrolador cada cierto tiempo refrescando la información que muestra en ella. La conexión de la pantalla se describe en la figura (4.8).

Su configuración de uso permite la conexión a través de cuatro u ocho líneas de datos. Su manejo es sencillo teniendo en cuenta los tiempos de refresco para la información, los cuales están en el rango de los microsegundos.

Para su manejo se deben conocer las direcciones de memoria de las filas y se debe hacer una correcta configuración de los pines RS, E y R/\overline{W} .

Utiliza una fuente de alimentación de 5 [V] y se puede ajustar el contraste de los caracteres por medio de un potenciómetro (R_1).

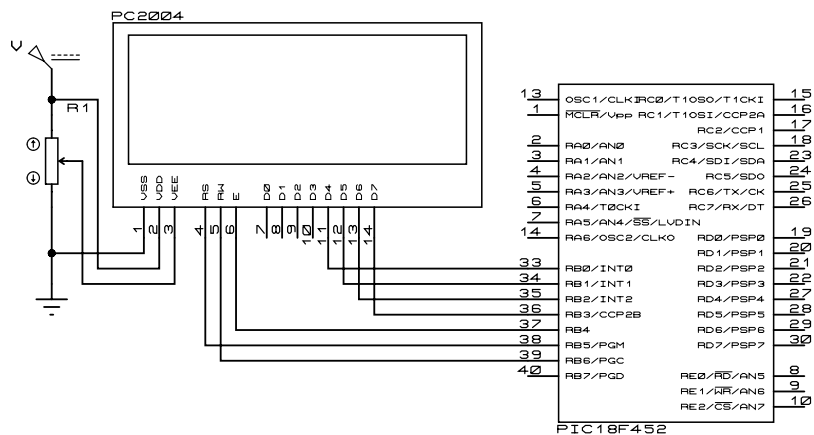


Figura 4.8. Conexión de la pantalla de cristal líquido al microcontrolador.

La configuración utilizada es de cuatro bits, con la cual se necesitan cuatro hilos de conexión para el registro de datos. Esta configuración se programa en el microcontrolador.

Capítulo 5

Análisis y resultados

Los resultados de este proyecto abarcan desde la caracterización de los sensores hasta la verificación de la ley de control, que en este caso corresponde a un PI digital.

Como resultado final se implementa el sistema de refrigeración controlado.

Los resultados de este trabajo se pueden connotar a la caracterización de los sensores y actuadores, modelado y simulación de la planta a controlar, de la dinámica de control y validación con los datos reales del proceso.

5.1. Caracterización de los sensores y actuadores

Para el correcto funcionamiento de cualquier sistema se debe garantizar que las medidas de las variables involucradas en éste sean las adecuadas. Esto se logra mediante un proceso de caracterización, el cual consiste en aplicar una señal física cuyo valor se conoce de antemano, directamente o medida con un instrumento previamente calibrado, y se registra el valor entregado por el dispositivo a calibrar.

Para la calibración de la mayoría de los sensores y actuadores de este trabajo, se utiliza al computador como herramienta de adquisición, evitando los errores en la toma de datos en función del tiempo. Se diseñó un software de adquisición de datos en el lenguaje Visual C# 2005, el cual se comunica a través del puerto serial del computador, que guarda la información en archivos `.dat` para su posterior tratamiento. El tiempo de adquisición de los datos se puede modificar hasta un valor máximo de 1 segundo.

5.1.1. Caracterización del sensor LM35DH

El sensor LM35DH es un termotransistor el cual presenta una respuesta lineal de voltaje de salida en función de la temperatura de entrada.

El error de precisión para el LM35DH se muestra en la figura (5.1); se toma como referencia de temperatura el valor medido a través de un termómetro digital FLUKE 52, cuya resolución es de 0.1°C, dentro de un recipiente aislado térmicamente por una pared adiabática a 21.6°C.

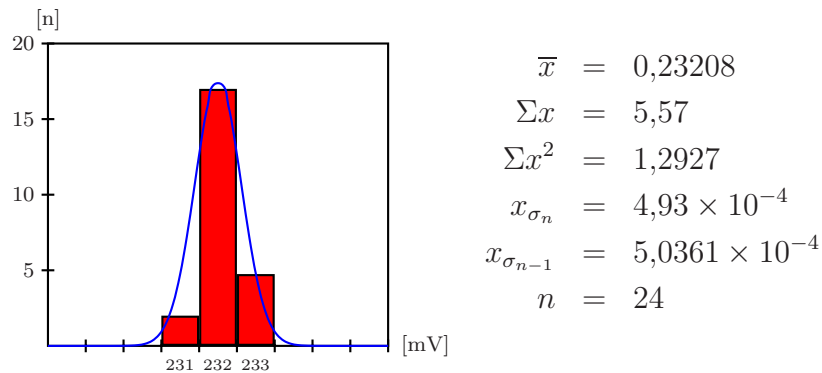


Figura 5.1. Histograma y cálculo estadístico para un valor fijo de temperatura de 21.6 °C.

Se observa en la figura (5.1) que la desviación en la medida es muy pequeña.

Para hallar la sensibilidad estática del sensor se toman valores dentro de un rango de temperatura determinado y se grafican en función de la señal obtenida. Teniendo en cuenta la referencia lineal del sensor, se hace una regresión lineal para la obtención del parámetro correspondiente. En la figura (5.2) se indica el resultado de la calibración.

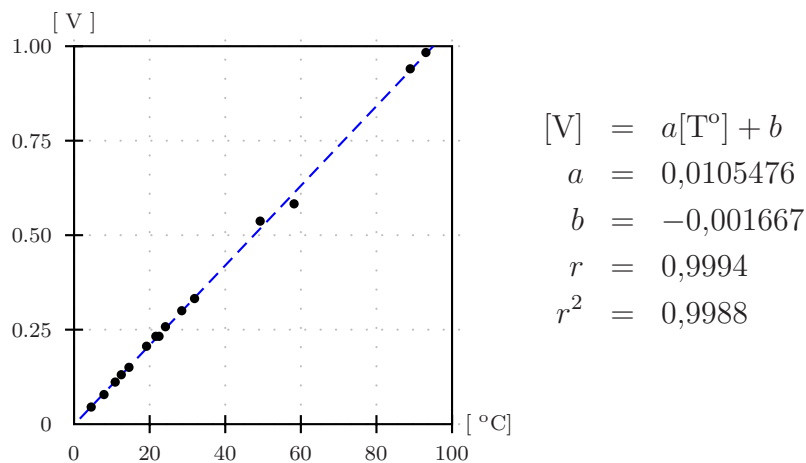


Figura 5.2. Curva característica del sensor LM35DH

El resultado obtenido para la sensibilidad estática del LM35CH es de 10.54 [mV/°C], la cual es muy cercana la definida por el distribuidor National Semiconductor®), que es de

10 [mV/°C]. El *offset* obtenido de la calibración es muy pequeño y afecta al voltaje de salida en 1 [mV] lo que es imperceptible para una discretización con una resolución de 10 bits.

Para validar el orden en el sistema del sensor, el cual se modeló en la sección (1.4.4), se procede a bajar la temperatura de manera rápida, es decir se excita con una entrada escalón negativa (aproximada), el resultado se muestra en la figura (5.3). El tiempo de respuesta del sensor τ_s obtenido es de 7.8 [sg]. El tiempo de respuesta obtenido no corresponde realmente al tiempo de respuesta del sensor, ya que no se tiene control sobre el área total de contacto del sensor (es decir, hay error de conducción), sin embargo es una muy buena aproximación.

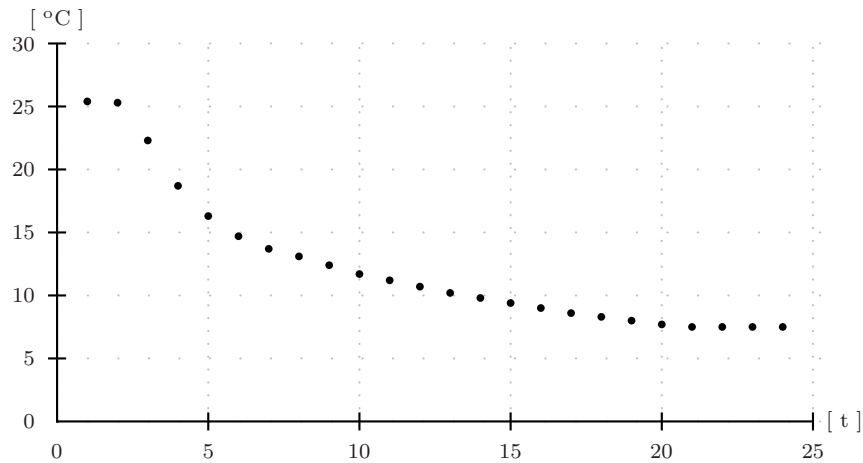


Figura 5.3. Curva de respuesta del sensor ante una entrada escalón.

5.1.2. Caracterización del ventilador axial.

Al ventilador axial se lo controla por medio de una señal de PWM, con lo cual se regula la velocidad angular de las aspas por lo que se manipula la velocidad del aire.

El valor de PWM se toma en un rango de 0% a 100%. Debido a la dificultad en la toma de medida de presión, se decidió tomar en cuenta otros modelos [14] para el cálculo de la velocidad del fluido, como el de asumir un volumen de control con lo cual se puede hacer la relación [11]:

$$\vec{v} = \frac{Q}{A} \quad [\text{m/s}]$$

donde:

$$\begin{aligned}
Q &: \text{Flujo} && [\text{m}^3/\text{s}] \\
A &: \text{Área} && [\text{m}^2] \\
\vec{v} &: \text{Velocidad} && [\text{m}/\text{s}]
\end{aligned}$$

Q se determina experimentalmente y el área A , se mantiene constante.

Tabla 5.1. Longitudes de ducto efectivas.

Velocidad [m/s]	Longitud [m]
12.5	2.5
15.0	3.0
20.0	4.0
25.0	5.0

Se debe tener muy en cuenta el perfil de velocidad generado por el ventilador, ya que se necesita una distancia mínima para que éste se desarrolle completamente [11], a ésta distancia se la conoce como *longitud de ducto efectiva* y se relaciona con la velocidad de salida del fluido (tabla 5.1).

Los datos obtenidos se muestran en la tabla (5.2). El tiempo obtenido es el promedio de 5 datos repetidos para una misma señal de PWM. La medida de la velocidad angular se realizó con un estroboscopio.

Tabla 5.2. Datos obtenidos de la calibración del ventilador.

PWM [%]	RPM	tiempo [s]	V_{cd} [V]	I_{cd} [A]
100	1125	0.738	9.12	3.80
90	1025	0.758	8.34	3.48
80	950	0.936	7.71	3.26
70	850	1.048	7.16	2.98
60	740	1.18	6.28	2.71
50	620	2.196	5.41	2.35
40	450	2.256	4.35	1.98
30	250	–	3.02	1.59
20	–	–	1.53	1.09

La curva obtenida para la relación entre V_{cd} e I_{cd} se muestra en la figura (5.4).

De la figura (5.4), podemos hallar la impedancia característica del motor, la cual tiene un valor de:

$$Z_{mot} = 2,85 \quad [\Omega]$$

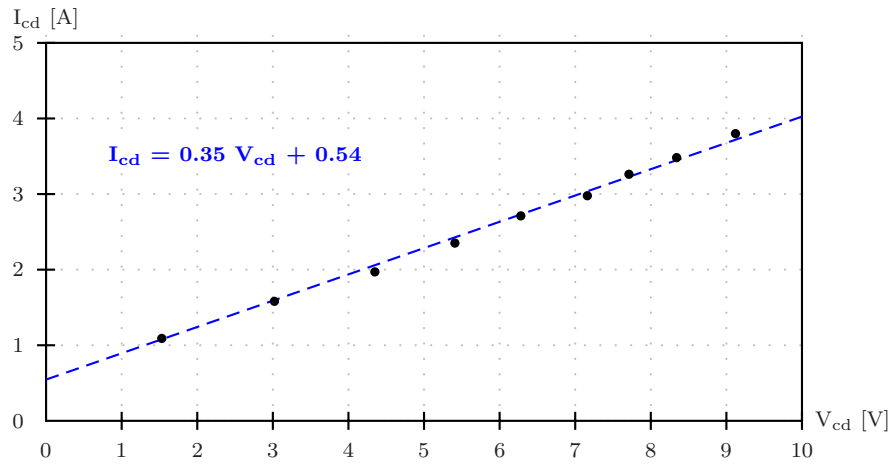


Figura 5.4. Curva característica del motor (Voltaje vs. Corriente)

Nos interesa hallar la relación entre la velocidad del fluido con la potencia eléctrica entregada al motor en PWM. Operamos los datos de la tabla (5.2) teniendo en cuenta que:

$$Q = |\vec{v}| \times A$$

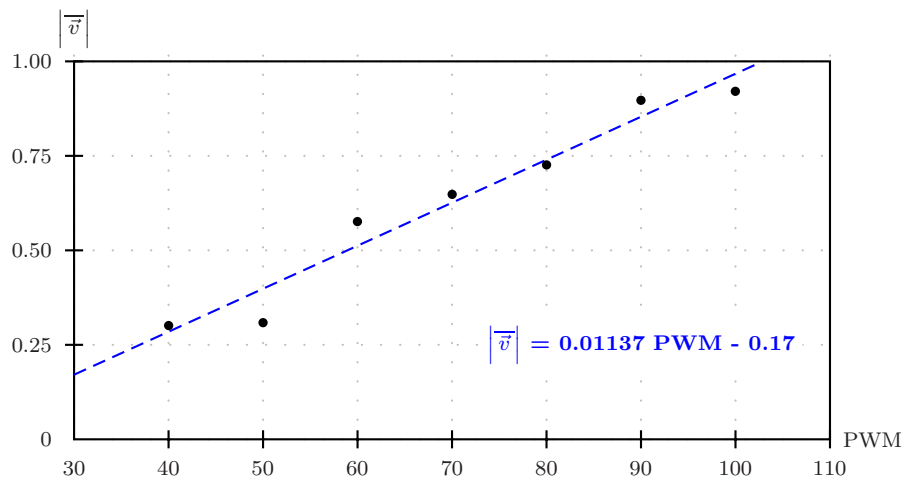


Figura 5.5. Curva característica del motor (PWM vs. velocidad).

La salida del algoritmo de control modifica el ciclo útil de trabajo el cual se cuantifica en un rango de valores entre 0 y 1024.

La señal de voltaje efectiva que actúa sobre el motor del ventilador axial está determinada por el valor RMS el cual se define por [13]:

$$V_{rms} = \left[\frac{1}{T} \int_0^{T/2} [V(t)]^2 dt \right]^{1/2} \quad (5.1)$$

5.1.3. Caracterización del sensor de nivel.

El sensor de nivel utilizado es un flotador conectado a un potenciómetro lineal, el cual tiene un span de operación máximo de 340 $[\Omega]$. La calibración del transductor se realizó en función del voltaje digital con una resolución de 8 bits. La figura (5.6) indica el comportamiento lineal de la salida.

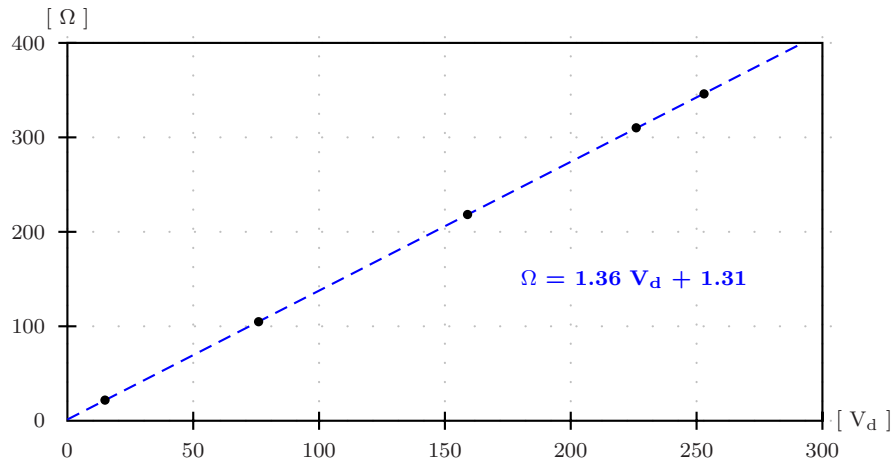


Figura 5.6. Curva característica del sensor de nivel

Debido a la configuración mecánica del dispositivo, hay un error entre medidas consecutivas, por lo que la conversión analógica-digital se realizó a la resolución anteriormente dicha. Este transductor se encarga de enviar la señal de realimentación para el control de llenado del tanque de almacenamiento.

5.1.4. Acondicionamiento de la señal.

Para el correcto desempeño del sistema de control, se debe garantizar que las variables medidas sean lo más confiables posible. Debido a múltiples factores, como lo son el ruido térmico, señales de frecuencia (red eléctrica), entre otras, la variable se ve afectada por lo que es necesario un proceso de acondicionamiento en ella.

Al proceso de permitir el paso o no de un determinado rango de señales en un rango determinado de frecuencia, se le conoce como filtrado.

El proceso de filtrar una señal se puede realizar por hardware o por software. La primera forma involucra más dispositivos que son susceptibles de añadir o ser afectados por ruido, además aumentan el tamaño del sistema.

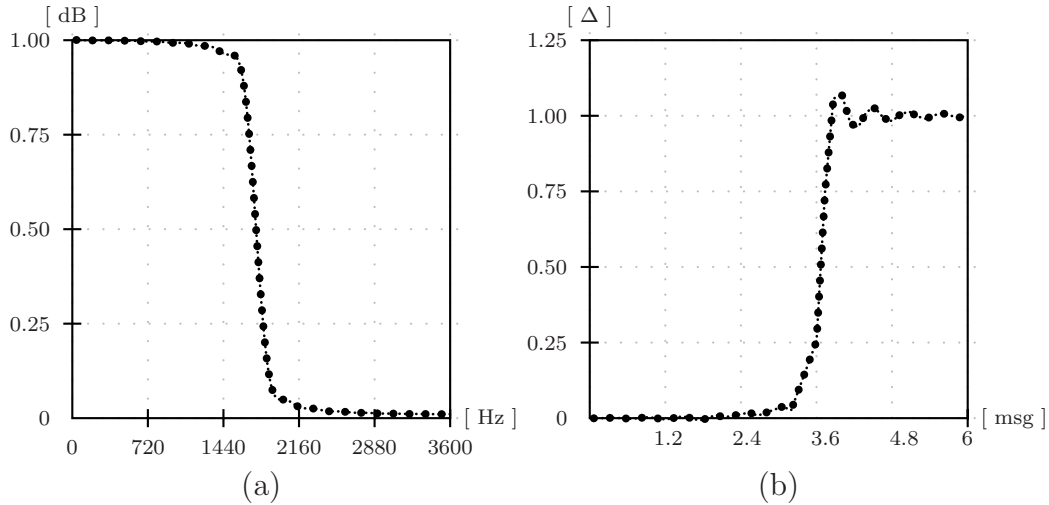


Figura 5.7. Curvas de respuesta del filtro digital de paso bajo FIR, en función de la frecuencia (a) y respuesta a una entrada tipo escalón (b).

La implementación de filtros por software es más ventajosa por diversos factores entre los que se pueden mencionar la facilidad de calibración cuando son de orden elevado, la no necesidad de componentes externos, entre otros.

Los filtros se clasifican en cuatro grupos según el tipo de frecuencia que seleccionan.

- ▷ Filtros paso-bajo.
- ▷ Filtros paso-alto.
- ▷ Filtros paso-banda.
- ▷ Filtros banda-eliminada.

El filtro a implementar es un filtro de respuesta finita al impulso (FIR) de paso bajo. La función de transferencia del filtro se muestra en la ecuación (5.2) [9].

$$F(z) = \sum_{k=0}^{M-1} b_k z^{-k} \quad (5.2)$$

Un parámetro esencial en el diseño e implementación de los filtros digitales es la frecuencia de muestreo. Para el microcontrolador utilizado, se programa una frecuencia

de muestreo de 62.5 [kHz]. Esta frecuencia es demasiado elevada, por lo que se reduce por medio de software hasta lograr una frecuencia aceptable, en nuestro caso 7.2 [kHz].

Los parámetros adicionales son los siguientes:

- ▷ Frecuencia de corte: 1.5 [kHz].
- ▷ Frecuencia de rechazo: 2.0 [kHz].
- ▷ Atenuación de la banda de paso: 0.3 [dB].
- ▷ Atenuación de la banda de rechazo: 30 [dB].

La respuesta del filtro digital implementado se muestra en la figura (5.7).

5.2. Ley de control

Para el modelado experimental del sistema de refrigeración auxiliar se supone que es de primer orden (sec. 2.3) y se calculan sus parámetros de tiempo de respuesta y amplitud de la señal en función de una excitación tipo escalón [7].

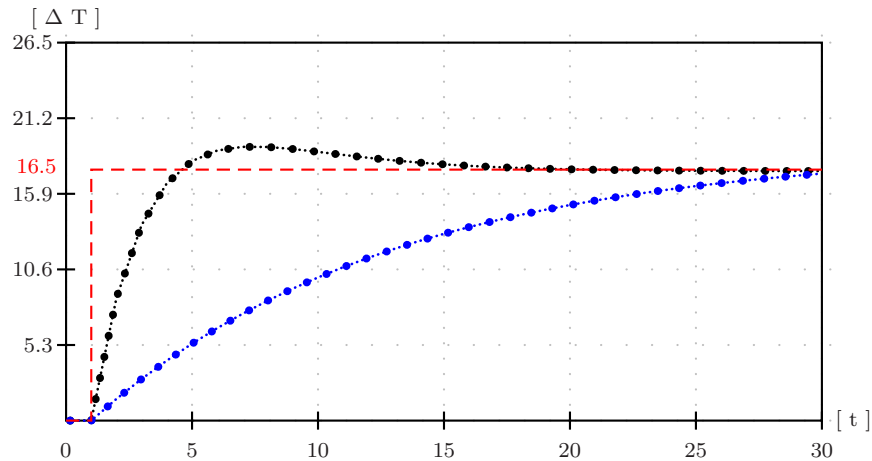


Figura 5.8. Curva de respuesta de la planta (azul) y el controlador (negro) ante una entrada escalón de 16.5°C.

Siguiendo el procedimiento descrito en la sección (3.1.7) se tiene la siguiente ecuación de transferencia pulso para el sistema auxiliar de refrigeración con un controlador PI.

$$\frac{Y(z)}{X(z)} = \frac{0,4920z^{-1} - 0,41z^{-2}}{1 - 1,428z^{-1} + 0,51z^{-2}} \quad (5.3)$$

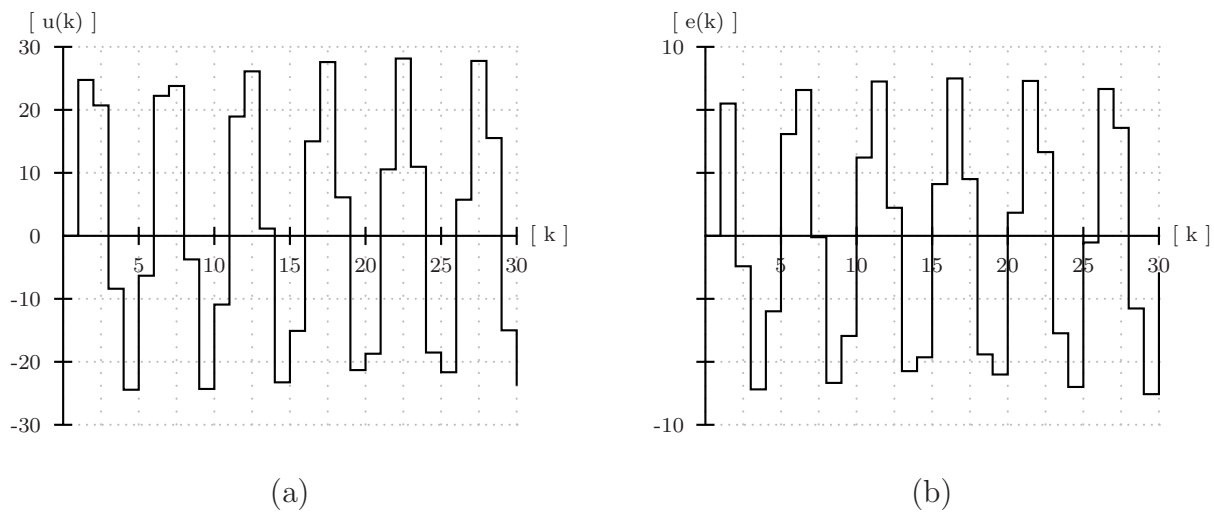


Figura 5.10. Respuesta del controlador ante una entrada pulsante (a) y gráfica del error frente a la misma entrada (b).

error (Fig.5.10(b)), además es evidente el retraso que hay entre la señal de control y la señal de error (aproximadamente 2 [sg]), debido a la discretización del controlador.

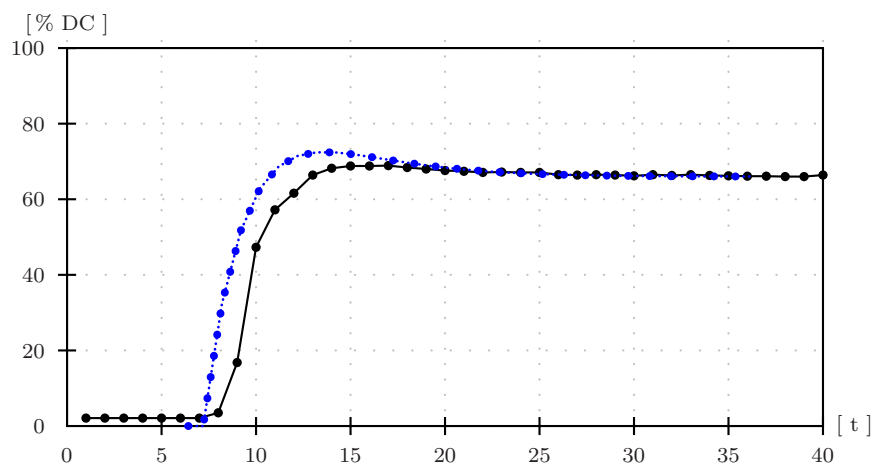


Figura 5.11. Curva de respuesta experimental del controlador PI ante una entrada escalón de 16.5°C (negro), curva de respuesta simulada ante la misma entrada (azul).

En la figura (5.11) es evidente el retraso de la acción del controlador causado por la aproximación de la función de transferencia y por el tiempo necesario para llenar los registros correspondientes para calcular el valor final de control, sin embargo, esto no afecta la estabilidad del controlador, lo que hace viable su implementación.

5.3. Funcionamiento del sistema de refrigeración.

El dispositivo implementado es totalmente automático. Al iniciarse por primera vez, despliega un menú con las opciones que se muestran en la figura (5.12).

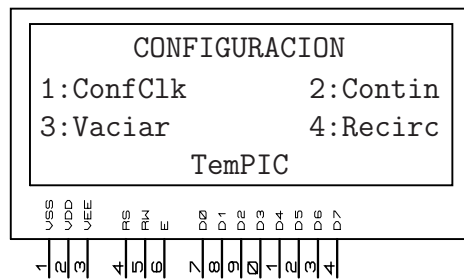


Figura 5.12. Información desplegada por la LCD para el menú inicial.

- 1:ConfClk : Al presionar la tecla **[1]**, accedemos a la configuración del reloj. Se debe ingresar los datos correspondientes al año, mes, fecha, día de control, hora y minutos. Luego pasa a un estado de espera para iniciar el controlador.
- 2:Contin : Al presionar la tecla **[2]**, el controlador pasa a un estado de espera de activación del controlador. Esta opción debe seleccionarse si se ha configurado el reloj con anterioridad.
- 3.Vaciar : Al presionar la tecla **[3]**, se activa la válvula de salida de agua. La válvula se desactivará si se presiona el botón RESET, esta opción realiza un vaciado del tanque controlada por el usuario.
- 4.Recirc : Al presionar la tecla **[4]**, se activa la bomba centrífuga para recircular el agua. Si el tanque de almacenamiento esta vacio, se llenará primero y luego recirculará el agua. En este modo el sistema esta en lazo abierto; para salir se debe presionar el botón RESET.

Para ingresar los datos, se deben tener en cuenta las siguientes recomendaciones:

- ▷ Los datos de configuración del reloj deben ingresarse en un formato decimal del tipo OX para números menores de 10, por ejemplo, para ingresar el número 3, debe ingresarse la siguiente secuencia: **[0]** **[3]** **[#]**.
- ▷ Para confirmar la entrada del dato correspondiente se debe pulsar la tecla **[#]**, para corregir se debe pulsar la tecla **[*]**.
- ▷ La corrección del dato solo será posible si se ha ingresado el dato completo, es decir si se han ingresado los dos digitos correspondientes.

- ▷ Si el dato esta fuera del rango establecido, automáticamente borrará el valor y pedirá un nuevo valor de entrada.
- ▷ El dato correspondiente a la hora debe hacerse en el formato militar (por ejemplo para las 8:00pm se ingresa y). El microcontrolador está programado para cambiar la hora al formato am-pm.
- ▷ El dato correspondiente al dia de control debería ser 01, para iniciar el conteo de recirculación de agua.
- ▷ Con el botón RESET se vuelve al menú principal, aún si está el controlador activado.

Una vez configurado el reloj el sistema llena el recipiente con la cantidad de agua requerida para el proceso de refrigeración, seguido a esto espera un aumento en la temperatura del tubo intercambiador de calor o en el agua de reserva para iniciar el algoritmo de control y recircular el agua. Finalmente, alcanzada la temperatura de control el dispositivo queda en estado de espera hasta un nuevo aumento en la temperatura del tubo o del agua almacenada.

El agua del recipiente se renueva automáticamente cada 3 dias informando el proceso a través de la LCD. De no estar abierta la llave de acceso, el dispositivo envía un mensaje de alerta indicando a través de la pantalla la necesidad de abrirla, además el sistema está diseñado para controlar automáticamente el nivel ante posibles fugas de agua.

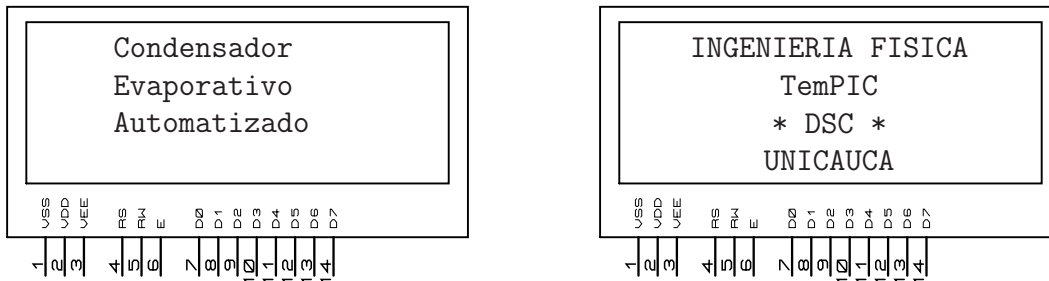


Figura 5.13. Información desplegada por la LCD para una temperatura menor a 20°C.

Según el valor de la temperatura ambiente se despliega la información en la pantalla LCD. Para un valor menor a 20°C muestra la información indicada en la figura (5.13).

Cuando la temperatura ambiente es mayor a 20°C o cuando el dispositivo está en un proceso de control se despliega la información de las respectivas temperaturas y el tiempo

El dispositivo está programado para continuar el conteo del tiempo de control aún en ausencia de la red eléctrica, pero necesita obviamente de ésta para ejercer el control sobre las válvulas de acceso y salida del fluido, el proceso de recirculación de agua se lleva a cabo en horas de la noche para no intervenir con algún proceso de control durante el día, aunque, dependiendo del usuario, este parámetro se puede modificar.

El sistema de refrigeración implementado se muestra en la figura (5.15).

Las conexiones de los sensores de temperatura y los actuadores de las electroválvulas y la bomba centrífuga se realizan por medio de conectores RJ11, para el sensor de nivel se realiza por medio de un conector RJ15 y para la conexión del ventilador se realiza con un conector de tres hilos tipo micrófono.

El panel de conexión y los detalles del circuito impreso (11.5cm x 7.5cm) del controlador se ilustra en la figura (5.16).

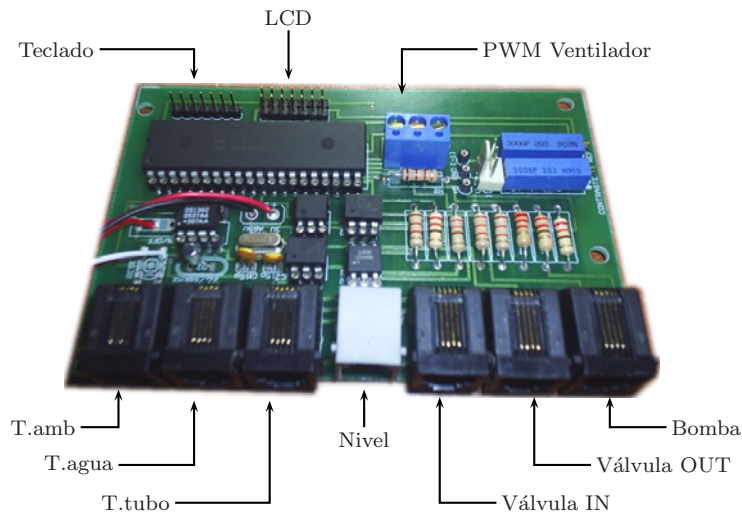


Figura 5.16. Circuito impreso del controlador de temperatura.

Capítulo 6

Conclusiones

- El objetivo general del proyecto se cumplió correctamente con el diseño e implementación de un sistema de refrigeración de recirculación de agua. Sumado a esto, se implementó un dispositivo completamente automático en las variables de control (temperatura y nivel) y de fácil implementación y uso.
- Se desarrolló un sistema de adquisición de datos confiable en una plataforma software económica, con la gran ventaja de almacenamiento simultáneo de los ocho canales de adquisición en archivos `.dat`, lo que permite realizar tanto mediciones directas, como paramétricas de variables.
- El modelo del proceso a controlar, es la parte primordial del diseño de un sistema de control, a partir de este es posible obtener la estrategia de control mas sencilla posible que cumpla con los requerimientos de desempeño.
- Del modelado del sistema se obtuvo información acerca de los detalles del proceso (cantidad de condensado, coeficiente promedio de transferencia de calor), que, de ser necesario, se pueden implementar en la visualización del sistema, además se propone un modelo para la caracterización de motores DC en función de la velocidad generada por medio de una hélice y la presión dinámica.
- Se muestra la validación del modelo de refrigeración auxiliar obtenido a partir de las curvas experimentales.
- Aprovechando el desarrollo del controlador digital, se diseño un filtro digital para el tratamiento de las señales medidas, con lo que se obtiene una mejor calidad

en las variables obtenidas, y se garantiza la resolución de conversión analógica-digital de la señal medida.

- Cabe mencionar que la caracterización de los sensores de temperatura se realizaron con base a un instrumento precalibrado, por lo que el dispositivo implementado refleja en su medida la precisión del termómetro digital utilizado. Para minimizar el ruido se diseñaron módulos de adquisición aislados térmicamente (aunque las temperaturas sensadas no son muy altas), lo que permitió mayor confiabilidad en la medida.
- Se decidió utilizar el sensor de temperatura LM35DH debido a su tiempo de respuesta en comparación a otros sensores, además que el rango de operación del éste es el adecuado para obtener una medida confiable y posee un buen desempeño de sensamiento de temperatura por conducción.
- Los actuadores utilizados para el manejo de PWM y señales de control se escogieron teniendo en cuenta las frecuencias y potencias de operación, quedando el transistor MOSFET IRF540N para el manejo del ventilador, relés para el manejo de las electroválvulas y triac para la bomba centrífuga.
- No se tuvieron en cuenta los sistemas de refrigeración con compresor debido al rango de temperaturas utilizadas, aunque dependiendo del operario final (nivel industrial), se puede acoplar el control de temperatura al compresor. Cabe anotar que la cantidad de condensado es proporcional al tamaño del tubo intercambiador de calor, que en nuestro caso es pequeño debido al costo elevado de un tubo de mayor tamaño.
- Como futuras recomendaciones, se propone el acople de un sistema purificador de agua para garantizar el uso de una cantidad constante de agua sin la necesidad de recircularla y la adaptación de un sistema de separación de gota.

Bibliografía

- [1] MARLEKAR, B. V. y DESMOND, R. M. Transferencia de Calor. 2ª Edición. México Interamericana, 1985.
- [2] OZIŞIK, Necati. Transferencia de Calor. 1ª Edición. Bogotá McGraw – Hill Latinoamericana, 1979.
- [3] MANRIQUE, José. Transferencia de Calor. 2ª Edición. México Oxford University Press, 2002.
- [4] DOSSAT, Roy. Principios de refrigeración. 1ª Edición. México Continental S.A, 1986.
- [5] KREYSZING, Erwin. Matemáticas avanzadas para ingeniería. 3ª Edición. México Limusa Wiley, 2000.
- [6] BOLTON, W. Mecatrónica. Sistemas de control electrónico en la ingeniería mecánica y eléctrica. 3ª Edición. México Alfaomega, 2006.
- [7] CREUS, Antonio. Instrumentación Industrial. 6ª Edición. México Alfaomega, 2000.
- [8] SMITH, Carlos, CORRIPIO, Armando. Control Automático de Procesos. México Limusa, 2001.
- [9] OGATA, Katsuhiko. Sistemas de control en tiempo discreto. 2ª Edición. México Pearson Educación, 1996.
- [10] ANGULO, José. Microcontroladores avanzados. 1ª Edición. Madrid Thomson, 2006.
- [11] MCQUISTON, Faye. Calefacción, ventilación y aire acondicionado. México Limusa Wiley, 2000.
- [12] ENCINAS, Manuel. Turbomáquinas Hidráulicas. 3ª Edición. México, 1983.
- [13] RASHID, Muhammad. Electrónica de potencia. 2ª Edición. México Prentice Hall Hispanoamericana S.A, 1995.
- [14] BEASLEY, Figliola. Mediciones mecánicas. 3ª Edición. México Alfaomega, 2000.

- [15] IRWIN, David. Análisi básico de circuitos en ingeniería. 5^a Edición. México Pearson Educación, 1997.
- [16] SHAMES, Irving. Mecánica de Fluidos. 2^a Edición. Santa Fe de Bogotá McGraw–Hill, 1995.
- [17] VALIENTE, Antonio. Problemas de balance y energía en la industria alimentaria. 1^a Edición. México Limusa, 1986.
- [18] WARK, Kenneth. Termodinámica. 4^a Edición. México McGraw–Hill, 1984.
- [19] WEST, Donald. Análisis Instrumental. 2^a Edición. México Interamericana S.A, 1987.