



**UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTONOMA DE MEXICO**

**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
CUAUTITLAN**



FALLA DE ORIGEN

**" FUNDAMENTOS DE LAS APLICACIONES DEL
CONTROL DE PROCESOS EN LA INGENIERIA DE
LA INDUSTRIA DE ALIMENTOS "**

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO EN ALIMENTOS
P R E S E N T A :
ROBERTO MODESTO FLORES ORTIZ

ASESOR; DRA. L. PATRICIA MARTINEZ PADILLA

CUAUTITLAN IZCALLI, EDO. DE MEX,

1996

1995



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

FALLA DE ORIGEN



UNIVERSIDAD NACIONAL
AVENIDA DE
MEXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN
UNIDAD DE LA ADMINISTRACION ESCOLAR
DEPARTAMENTO DE EXAMENES PROFESIONALES

ASUNTO: VOTOS APROBATORIOS

U. N. A. M.
FACULTAD DE ESTUDIOS
SUPERIORES CUAUTITLAN



Departamento de
Exámenes Profesionales

DR. JAINE KELLER TORRES
DIRECTOR DE LA FES-CUAUTITLAN
P R E S E N T E .

AT'N: Ing. Rafael Rodríguez Ceballos
Jefe del Departamento de Exámenes
Profesionales de la F.E.S. - C.

Con base en el art. 28 del Reglamento General de Exámenes, nos permitimos comunicar a usted que revisamos el trabajo Fundamentos de las aplicaciones del control de procesos en la Ingeniería de la Industria de Alimentos.

que presenta al pasante: Roberto Modesto Flores Ortiz
con número de cuenta: 8857463-3 para obtener el TITULO de:
Ingeniero en Alimentos

Considerando que dicho trabajo reúne los requisitos necesarios para ser discutido en el EXAMEN PROFESIONAL correspondiente, otorgamos nuestro VOTO APROBATORIO.

A T E N T A M E N T E .
"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"
Cuautitlán Izcalli, Edo. de Méx., a 11 de Diciembre de 1995

PRESIDENTE	<u>Dra. L. Patricia Martínez Padilla</u>	
VOCAL	<u>L.A. Rosalia Meléndez Pérez</u>	
SECRETARIO	<u>Dr. José Luis Arjona Román</u>	
1er. SUPLENTE	<u>M. en C. Ricardo P. Hernández García</u>	
2do. SUPLENTE	<u>I.O. M^a. Elena Quiroz Macías</u>	

Dedico este trabajo al ejemplo que mis padres y abuelos me han legado; tenacidad, constancia y humildad para con el conocimiento.

Quiero también dedicar este trabajo, a amigos, profesores y a quienes desinteresadamente me han apoyado para la culminación de mi carrera.

AGRADECIMIENTOS

Quiero expresar mi agradecimiento al M. en I.Q. Rafael Melo González y a los profesionales de la Ingeniería del Departamento de Operación, División de Ingeniería Básica, Subdirección de Ingeniería de Proyectos de Explotación del Instituto Mexicano del Petróleo, de donde surge la idea de este trabajo, así como la valiosa intervención de la Dra. L. Patricia Martínez por sus opiniones y sugerencias para la realización de este escrito.

Agradezco asimismo a los miembros del jurado las observaciones en la revisión de ésta tesis.

	Pagina
ÍNDICE	V
RESUMEN	VI
1. INTRODUCCIÓN	1
2. ANTECEDENTES	2
2.1. OBJETIVOS	4
3. CONTROL APLICADO A PROCESO EN LA INGENIERÍA EN ALIMENTOS	5
3.1 FUNDAMENTO DEL LAZO DE CONTROL POR RETROALIMENTACION	5
3.2 ANÁLISIS Y EVALUACIÓN DE UN LAZO DE CONTROL RETROALIMENTADO EN UN REACTOR	16
3.2.1 MÉTODO ANALÍTICO	16
3.2.2 MÉTODO GRÁFICO	31
3.3 RELACIÓN CON OTROS TIPOS DE CONTROL	35
3.4 CONCLUSIONES	43
4. INSTRUMENTACIÓN APLICADA A LA INDUSTRIA DE ALIMENTOS	45
4.1 SENSORES EN LA INDUSTRIA DE ALIMENTOS	45
4.2 VÁLVULAS EN LA INDUSTRIA DE ALIMENTOS	82
4.3 CONTROLADORES EN LA INDUSTRIA DE ALIMENTOS	100
4.4 CONCLUSIONES	109
5. APLICACIONES DEL CONTROL EN LA INDUSTRIA DE ALIMENTOS	110
5.1 CONTROL DE EVAPORADORES	110
5.2 CONTROL DE SECADORES	123
5.3 CONTROL DE REACTORES	137
5.4 CONTROL DE INTERCAMBIADORES DE CALOR	145
5.5 CONTROL EN SISTEMAS DE PESADO AUTOMÁTICO	166
5.6 CONCLUSIONES Y CONCLUSIONES GENERALES.	172
BIBLIOGRAFÍA	179
ANEXO A Programa en Lenguaje BASIC, "Estabilidad Relativa del reactor"	182
ANEXO B Criterios de Ziegler y Nichols "Criterios de Aplicación en las Acciones de Control"	185
ANEXO C Simbología	191

RESUMEN

El presente trabajo esta dividido en tres partes:

- Control aplicado a procesos en la ingeniería en alimentos
- Instrumentación aplicada a la industria de alimentos
- Aplicaciones del control en la industria de alimentos

1) Control aplicado a procesos en la ingeniería de alimentos.

En la primera parte se define el concepto de retroalimentación diferenciándolo de lazo de control abierto. Se deduce la función de transferencia para un sistema de control retroalimentado. La función de transferencia se define inicialmente en el dominio de la transformada de Laplace, haciendo la conversión a una función frecuencia que de manera práctica es más común. De lo anterior se derivan los conceptos de respuesta frecuencial, ganancia y desfase.

El análisis y evaluación de un lazo de control por el método analítico es ejemplificado en un reactor.

Se dedujo la función de transferencia del sistema a controlar así como la simulación dinámica de la respuesta frecuencial, del control del reactor en una computadora personal (PC), mediante un programa en lenguaje de programación BASIC.

Los parámetros del controlador se calcularon con el programa bajo los criterios del método de Ziegler y Nichols (1942), en el anexo se realiza una explicación de ésta.

En el anexo se explicaron los criterios de Ziegler y Nichols.

Se realiza también la evaluación de un lazo de control por el método gráfico. Se estudio la respuesta del sistema de control de 1er. y 2do. orden, con una perturbación de función conocida correspondiente a impulso escalón. El método de Ziegler y Nichols fue empleado para calcular los parámetros del controlador.

Se presentan los sistemas de control más aplicados a la industria de alimentos; como son el control de relación, el control en cascada, el control prealimentado y el control distribuido.

2) Instrumentación aplicada a la industria de alimentos.

En la segunda parte se describe la instrumentación de la industria de alimentos dando un panorama de las características que debe de cumplir la misma.

Dentro de la instrumentación básica se resumen los instrumentos sensores, los elementos finales de control y los controladores.

Los sensores estudiados son:

Sensores de temperatura, presión, flujo y nivel, estos sensores son utilizados en la mayoría de las industrias de alimentos.

Los sensores de humedad, pH, densidad, viscosidad, concentración, turbiedad, entre otros. Estos se utilizan en procesos específicos de la industria de alimentos.

Se describen las válvulas de control, el uso de actuadores y posicionadores, así como su comportamiento dinámico.

Los controladores en la industria de alimentos, son similares a otros tipos de industrias, por lo que se abordan los aspectos como el principio que los rige y las características de configuración.

3)Aplicaciones del control en la industria de alimentos.

En la tercera parte se describen las aplicaciones del control de procesos , según el arreglo y las filosofías de control que se implemente al proceso.

Para ello los ejemplos aplicativos se dan con fundamentos teóricos y prácticos, las filosofías más sencillas enfocadas a la buena operación del sistema de control, aplicando los conocimientos básicos del proceso.

Los procesos que se ejemplifican son típicos de la industria de alimentos; como son evaporación, secado, reactores, intercambiadores de calor y sistemas de pesado automático.

1. INTRODUCCIÓN

El control de un sistema se puede definir como aquella operación que mantiene alguna variable física del proceso dentro de cierto intervalo de valores. Estas variables por ejemplificar pueden ser flujo, presión, temperatura, viscosidad, pH, humedad, concentración de sólidos, turbidez, etc.

Como se observa de manera cotidiana, el control se encuentra aplicado desde un simple despertador, donde se fija la hora, hasta el control remoto del televisor.

En los ejemplos anteriores, podemos realizar el control gracias a la intervención directa del hombre en el sistema. De esto podemos distinguir un control de lazo abierto en el caso del despertador ya que solo existe una sola intervención cuando se fija la hora y no toma en cuenta posibles perturbaciones en el sistema del atraso o adelanto de hora que pudiera tener el reloj y un lazo de control cerrado en el caso del televisor, porque aquí la intervención del hombre es varias veces hacia el televisor hasta seleccionar el programa que uno quiere.

El lazo de control retroalimentado es primordial para poder realizar arreglos más complejos de sistemas de control como; el control de relación, el control prealimentado, el control en cascada y el control distribuido. Por lo tanto para comprender los sistemas de control, es fundamental entender el análisis de los sistemas de control retroalimentado, ya que de aquí se parte para realizar el diseño de los sistemas de control.

Se requiere del control en los procesos industriales modernos para desarrollar productos de calidad, cantidad y uniformidad; ahorro de energía, material, mano de obra y equipo; disminuir faenas e incrementar la seguridad y en general para un incremento total de la productividad. Estos requerimientos tendrán que ser provistos por el desarrollo de equipo, así como técnicas y teoría del control automático.

2. ANTECEDENTES

El uso de la retroalimentación para controlar un sistema ha sido muy interesante. Las primeras aplicaciones del control retroalimentado se basan en los mecanismos regulados con flotador desarrollados en Grecia en el periodo 300 a 1 a.C.. El reloj de agua de Ktesibios (D'azzo, 1985), usaba un regulador con flotador. Una lámpara de aceite inventada por Filón (D'azzo, 1985) aproximadamente en el año 250 a.C., usaba un regulador de flotador para controlar un nivel constante de aceite.

El primer sistema con retroalimentación inventado en Europa moderna fue el regulador de temperatura de Cornelis (1572-1633) de Holanda. Dennis Papin (1647-1712) inventó el primer regulador de presión para calderas de vapor en 1681.

El primer regulador con retroalimentación automática usado en un proceso industrial, según se acepta generalmente, fue el regulador centrífugo de James Watt, desarrollado en 1769 para controlar la velocidad de una máquina de vapor.

Los esfuerzos por aumentar la exactitud de los sistemas de control condujeron a disminuir la amortiguación de las oscilaciones transitorias e incluso a sistemas inestables. Por consiguiente ha sido imperativo desarrollar una teoría del control automático. Maxwell (1922) formula una teoría matemática relacionada con la teoría del control usando el modelo de ecuación diferencial de un regulador. El estudio de Maxwell consideró el efecto que tenían los diversos parámetros de un sistema en su comportamiento. Durante el mismo periodo, Vysnegradski (1922) formula una teoría matemática de los reguladores.

Un impulso importante para el uso de la retroalimentación en E. U. fue desarrollado en sistemas telefónicos y los amplificadores electrónicos con retroalimentación, por Bode, Nyquist y Black (1932) en los laboratorios Bell Telephone.

Hasta antes de 1940 en la mayoría de los casos el diseño de los sistemas de control fue un arte que simplificaba aproximaciones de prueba y error. Durante la década de 1940 se incrementaron en número y utilidad los métodos matemáticos y analíticos.

Con el mayor uso de la transformada de Laplace $L(s)$ y el plano de frecuencia compleja ($j\omega$), durante la década de los 50's, el énfasis en la teoría de la ingeniería de control se centró en el desarrollo de estas técnicas. Además durante esa época se hizo posible la utilización de las computadoras analógicas y digitales como componentes del sistema de control. Estos nuevos elementos de control proporcionaron una capacidad para calcular con rapidez y exactitud.

A causa de las necesidad de diseñar sistemas óptimos, para la era espacial, se dio otro impulso a la ingeniería de control, ampliando el importante campo de control óptimo. A causa de estas necesidades, despertaron gran interés los métodos del dominio-tiempo debidos a Lupianov, Minorsky y otros (Dorf, 1988). También Postryagin en Rusia y Bellman (Dorf, 1988) en E.U. desarrollaron nuevas teorías del control óptimo. En la actualidad parece que la ingeniería de control debe considerar simultáneamente tanto el dominio del tiempo como el dominio frecuencia para el análisis y el diseño de sistemas de control.

Nota: Para la notación de las funciones en el dominio de Laplace y en el dominio del tiempo, se hará de la siguiente manera :

Laplace	$X(s)$
Función del tiempo	$x(t)$

2.1 OBJETIVOS

OBJETIVO GENERAL : Realizar una revisión bibliográfica sobre los fundamentos, en la industria de alimentos, del control de procesos por retroalimentación y el análisis de sistemas. Se hará énfasis en el análisis de problemas prácticos de control en particular en los casos siguientes: evaporación, secado, reactores, intercambiadores de calor y sistemas de pesado automático, características de los instrumentos y su disponibilidad comercial.

OBJETIVOS PARTICULARES:

1.1 Revisar los fundamentos del control en retroalimentación, su relación con otros tipos de control, aplicándolo a un caso práctico.

1.2 Revisar y fundamentar la aplicación y utilización de los sensores, válvulas, y controladores en la industria de los alimentos.

1.3 Fundamentar y discutir la aplicación de los sistemas de control más utilizados en la industria de los alimentos.

3. CONTROL APLICADO A PROCESOS EN LA INGENIERÍA EN ALIMENTOS

3.1 FUNDAMENTOS DEL LAZO DE CONTROL POR RETROALIMENTACION

En la actualidad los sistemas de control han tomado una posición determinante, en las relaciones multifacéticas de las naciones. En este contexto la ingeniería de control, se ha venido desarrollando por una necesidad en la industria, tanto por la calidad como por la productividad en la producción.

Para controlar un sistema podemos hacerlo de dos maneras; con un sistema de control de lazo cerrado y/o con un sistema de control de lazo abierto. La diferencia entre un sistema y otro es en la variable de salida, para el control de lazo cerrado tiene un efecto directo sobre la acción de control (fig. 3.1.1); para el control de lazo abierto la variable de salida no tiene efecto sobre la acción de control. Un ejemplo práctico es la máquina de lavado. El remojo, lavado y enjuague, en la máquina de lavado se cumplen sobre una base de tiempos. La máquina no mide la señal de salida, es decir, la limpieza, fig. 3.1.2.

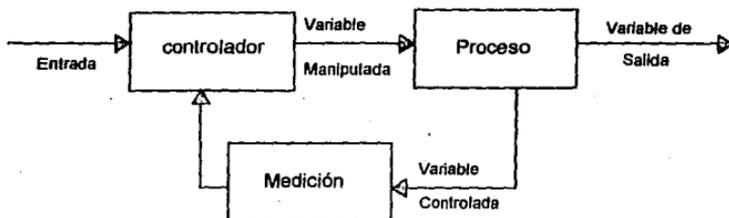


Fig. 3.1.1 Diagrama de Bloques del Control Retroalimentado donde se muestran los componentes del sistema de control. (D'azzo- Houpins, 1989)



Fig. 3.1.2 Diagrama de Bloques de Lazo Abierto mostrando los elementos del sistema. (Dorf Richard, 1988)

Los sistemas de control por retroalimentación podemos estudiarlos como sistemas lineales o no lineales, variables en el tiempo o invariables en el tiempo.

Para el caso de la aplicación a la industria de alimentos se trata a los sistemas de control por retroalimentación, como sistemas lineales e invariables en el tiempo.

Para controlar un proceso, mediante un sistema de control con retroalimentación, se emplea una función de relación prescrita, entre la salida y la entrada de referencia (función de transferencia)

La diferencia entre la salida del proceso bajo control y la entrada de referencia se amplifica y se emplea para controlar el proceso de manera que esta diferencia se reduce continuamente. El concepto de retroalimentación es el fundamento para el análisis y el diseño de sistemas de control.

Veamos ahora la función de transferencia, se define como la relación de la función de entrada $x(t)$ y la función de salida $y(t)$. En la fig. 3.1.3 observamos las función de entrada y la función de salida, entonces obtenemos la función de transferencia $\frac{c(t)}{r(t)}$ para el sistema de retroalimentación.

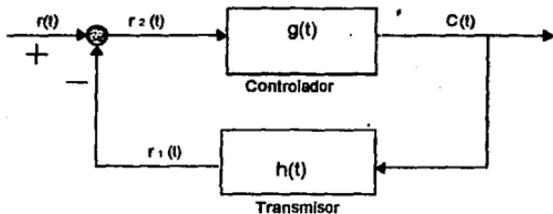


Fig. 3.1.3 Diagrama de bloques del sistema de Control Retroalimentado, en la cual se muestran las funciones de transferencia de los componentes del sistema en función del tiempo. (Diste fano, 1972).

Donde :

$g(t)$, representa la función de transferencia del controlador del sistema.

$h(t)$, representa la función de transferencia del transmisor del sistema.

$c(t)$, representa la variable manipulada de control.

$r_1(t)$, representa la variable controlada (señal de retroalimentación).

$r_2(t)$, representa la señal de error comparada con el valor de punto de ajuste.

$r(t)$, representa el punto de ajuste.

3.1.1 Representación algebraica del sistema retroalimentado en función del tiempo.

Algebraicamente se representan

$$g(t) = \frac{c(t)}{r_i(t)} \quad 3.1(1)$$

$$h(t) = \frac{r_i(t)}{c(t)} \quad 3.1(2)$$

$$r_i(t) = r(t) - r_i(t) \quad 3.1(3)$$

Sustituyendo la ec. 3.1.(1) y la ec. 3.1.(2) en la ec. 3.1.3 tenemos :

$$\frac{c(t)}{g(t)} = r(t) - h(t).c(t) \quad 3.1(4)$$

Ahora resolviendo para la relación $\frac{c(t)}{r(t)}$, que es la función de transferencia del sistema de retroalimentación, se obtiene:

$$\frac{c(t)}{r(t)} = \frac{g(t)}{1 + g(t).h(t)} \quad 3.1(5)$$

En realidad la razón para usar la retroalimentación resulta mucho más profundo que el simple hecho de comparar la entrada con la salida para reducir el error. La reducción del error del sistema es simplemente uno de los muchos efectos que la retroalimentación puede aportar al sistema. Se puede decir que se tiene efectos sobre características de funcionamiento del sistema tales como Ganancia (G) y Estabilidad.

Donde la ganancia G para el sistema en la fig. 3.1.3 es:

$$G = g(t)$$

3.1.2 Conclusiones del análisis del sistema de retroalimentación

En la practica en un sistema de control, $g(t)$ y $h(t)$ son funciones de la frecuencia, de manera que la magnitud de; $1 + g(t).h(t)$ puede ser mayor que 1 en una gama de frecuencia, pero menor que 1 en otra, por consiguiente puede aumentar la ganancia del sistema en una gama de frecuencia pero disminuirla en otras. El efecto de la retroalimentación al sistema es porque la salida es inestable.

si $g(t).h(t) = -1$ la salida del sistema es infinita para la ec. 3.1.(5), para cualquier entrada finita.

De esta manera un sistema de retroalimentación originalmente estable puede llegar a ser inestable.

3.1.3 Análisis frecuencial de un sistema retroalimentado.

En la figura 3.1.4 nos muestra el comportamiento de una señal de tipo frecuencial. En la cual existe un desfaseamiento en cuanto al ángulo se refiere, de las señales respectivas. Esto es ideal del comportamiento de las señales que involucra un sistema de control en la cual la variable de perturbación provoca una respuesta a desfase.

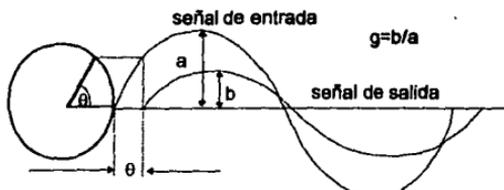


Fig. 3.1.4 Respuesta Frecuencial, la cual muestra la frecuencia de la variable de entrada y la frecuencia de la variable de salida, y su ganancia que es la relación de amplitud de la variable de salida entre la amplitud de la variable de entrada. (Creus, 1987).

Donde:

a= amplitud de la variable de entrada.

b= amplitud de la variable de salida.

θ = diferencia de fases (desfase).

En la figura 3.1.5 se muestra el comportamiento frecuencial de las señales que involucran un sistema de control y sus desfaseamientos en cada uno de los pasos en que interviene la señal para llegar a una respuesta de control, la cual corregirá la variable manipulada y este a su vez se reflejará en el control de la variable controlada.

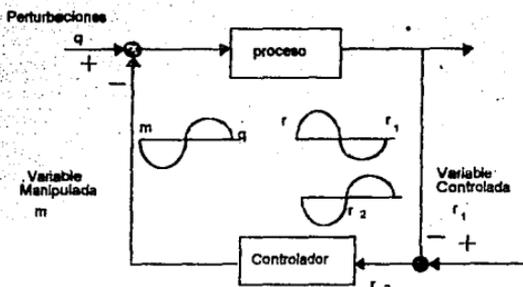


Fig. 3.1.5 Diagrama de bloques de control de retroalimentación mostrando la oscilación de la variable de entrada (variable manipulada) y la variable de salida (variable controlada) así como su desfase de 180° (Shinsky, 1988).

3.1.3.1. Transformada de Laplace.

La transformada de Laplace es una herramienta matemática de aplicación cómoda para la resolución de ecuaciones diferenciales. En la misma forma con que se procede para efectuar operaciones complejas utilizando logaritmos, a base de buscar el logaritmo resultante de la expresión correspondiente, después su antilogaritmo en las tablas, la transformada de Laplace cambia las ecuaciones diferenciales a expresiones algebraicas que una vez resueltas - mucho más fácilmente que las propias ecuaciones diferenciales - permiten, utilizando sólo las tablas de las funciones transformadas, determinar la antitransformada y por tanto, la solución de la ecuación diferencial.

La transformada de Laplace se define por la expresión:

$$L[y(t)] = Y(s) = \lim_{\epsilon \rightarrow 0} \int_0^{\infty} y(t) \cdot e^{-st} dt \quad 3.1.(6)$$

Donde:

s es una variable compleja, $s = \sigma + jw$

σ y w son variables y $j = \sqrt{-1}$

ϵ representa un valor muy pequeño que tiende a cero y es de signo positivo

Así al aplicar una transformada de Laplace a una ecuación diferencial equivale a pasar del dominio del tiempo (t) a la variable compleja $\sigma + jw$ en el dominio de las (s).

Una vez que se ha obtenido la solución de la expresión algebraica en función de la variable (s), bastará buscar la antitransformada de Laplace con el fin de obtener la solución de la ecuación diferencial en el dominio del tiempo. Se expresa del modo siguiente:

$$L^{-1}\{Y(s)\} = y(t)$$

Las propiedades de la transformada de Laplace son las siguientes:

- **Linealidad** $L(y_1 + y_2) = L(y_1) + L(y_2)$

- **Permutabilidad** $L[k \cdot y(t)] = k \cdot L[y(t)]$

- **Derivada** $L[y'(t)] = \int_0^{\infty} \frac{d[y(t)]}{dt} e^{-st} dt$

llamando a $u = e^{-st}$ y $dv = \frac{dy(t)}{dt} dt$ e integrando por partes resulta:

$$L[y'(t)] = (u \cdot v) - \int_0^{\infty} v \cdot du = [e^{-st} \cdot y(t)] - \int_0^{\infty} y(t) \cdot (-s \cdot e^{-st}) dt$$

$$L[y'(t)] = -y(0^+) + s \int_0^{\infty} y(t) \cdot e^{-st} dt = s \cdot Y(s) - Y(0^+)$$

Esta última, aplicada reiteradamente a una derivada enésima daría:

$$L[y^{(n)}(t)] = s^n \cdot Y(s) - s^{n-1} \cdot y(0^+) - s^{n-2} \cdot y'(0^+) - \dots - y^{(n-1)}(0^+)$$

y las condiciones iniciales supuestas nulas resulta:

$$L[y^{(n)}(t)] = s^n \cdot Y(s)$$

- **Integral** $L\left(\int_0^t y(t) dt\right) = \int_0^{\infty} \left(\int_0^t y(t) dt\right) \cdot e^{-st} dt$

$$L\left(\int_0^t y(t) dt\right) = \int_0^{\infty} \left(\int_0^t y(t) dt\right) \cdot e^{-st} dt = \left[\int_0^t y(t) dt \frac{e^{-st}}{-s}\right]_0^{\infty} - \int_0^{\infty} \frac{e^{-st}}{-s} y(t) dt = \frac{Y(s)}{s}$$

Esta última aplicada reiteradamente a una derivada enésima daría:

$$L\left(\int_0^t y^{(n)}(t) dt\right) = \frac{Y(s)}{s^n}$$

3.1.3.2 Transformación de la variable de entrada y la variable de salida en función frecuencial y/o en función del tiempo a una función Laplace.

En la figura 3.1.6 se muestra un diagrama de bloques donde se especifica la variable de entrada $x(t)$ y la variable de salida $y(t)$ en función del tiempo, para después hacer la transformación a función de la frecuencia.

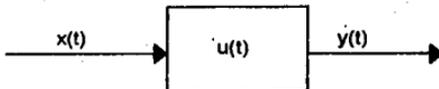


Fig. 3.1.6 Diagrama de bloques de un proceso con una variable de entrada $x(t)$ y una variable de salida $y(t)$, con función de transferencia del proceso $u(t)$ (Mumí, 1981).

Siendo la señal de entrada o de excitación una función sinusoidal tendrá la forma :

$$x(t) = A \cdot \text{Sen}(wt) \quad 3.1.(7)$$

En la que w es la velocidad angular del movimiento sinusoidal desarrollado por un punto al girar a dicha velocidad describiendo una circunferencia de radio A .

El movimiento sinusoidal de la fig. 3.1.4 se genera proyectando el movimiento uniforme del punto en la circunferencia sobre un sistema de coordenadas: En abcisas se encuentra el tiempo y en ordenadas figura la proyección vertical del punto en cada instante.

La transmitancia del sistema según en la fig. 3.1.6 es:

$$u(t) = \frac{y(t)}{x(t)}$$

Donde : $y(t)$ = variable de salida

$x(t)$ = variable de entrada

$u(t)$ = función de transferencia del sistema

En seguida veremos como encontrar la variable de salida en función Laplace.

Existirá la equivalencia :

$$y(t) = u(t) \cdot x(t)$$

$$Y(s) = U(s) \cdot X(s)$$

$$X(s) = L(A \cdot \text{Sen } \omega t) = \frac{A \cdot \omega}{s^2 + \omega^2} \quad 3.1(8)$$

Y expresándose la transmitancia como :

$$U(s) = \frac{N(s)}{D(s)} \quad 3.1(9)$$

Donde: $N(s)$ representa la función de todas las variables de entrada ($x(t), \dots, x(t_n)$)

$D(s)$ representa la función de todas las variables de salida ($y(t), \dots, y(t_n)$)

y si las raíces del denominador o polos de la transmitancia obtenida al igualar a cero $D(s)$ son P_1, P_2, \dots, P_i , resulta :

$$U(s) = \frac{B}{s+P_1} + \frac{C}{s+P_2} + \dots + \frac{Z}{s+P_i} = \frac{N(s)}{D(s)} \quad 3.1(10)$$

donde B, C, ..., Z, son constantes de la solución del cociente de polinomios (la cual se resuelve por fracciones parciales).

Luego :

$$Y(s) = \frac{N(s)}{D(s)} \cdot \frac{A \cdot \omega}{s^2 + \omega^2}$$

$Y(s)$ = se resuelve por fracciones parciales

$$Y(s) = \left[\frac{B}{s+P_1} + \frac{C}{s+P_2} + \dots + \frac{Z}{s+P_i} \right] + \left[\frac{p}{s+j\omega} + \frac{Q}{s-j\omega} \right] \quad 3.1(11)$$

$$Y(s) = \frac{B(s+P_2) \dots (s+P_i)(s^2 + \omega^2) + C(s+P_1) \dots (s+P_i)(s^2 + \omega^2) + \dots + P \cdot D(s)(s-j\omega) + Q \cdot D(s)(s+j\omega)}{D(s)(s^2 + \omega^2)} \quad 3.1(12)$$

No es necesario determinar los términos B, C, ..., Z, ya que siendo la antitransformada de $Y(s)$ igual a :

$$y(t) = Be^{-pt} + Ce^{pt} + \dots + Ze^{-pt} + L^{-1} \left[\frac{P}{s+jw} + \frac{Q}{s-jw} \right] \quad 3.1(13)$$

y siendo el sistema estable, cuando el tiempo tiende a infinito se anularán todos los términos exponenciales, quedando solo el último término que es la antitransformada de Laplace de la ec. compleja. Donde se eliminan los siguientes términos:

$$Be^{-pt}, Ce^{pt}, Ze^{-pt}$$

Quedando solo los siguientes términos: $L^{-1} \left[\frac{P}{s+jw} + \frac{Q}{s-jw} \right]$

Luego:

$$\text{para } s = jw \quad N(jw).A(w) = Q.D(jw).2jw \quad 3.1(14)$$

$$\text{para } s = -jw \quad N(-jw).A(w) = -P.D(-jw).2jw \quad 3.1(15)$$

y de aquí:

$$Q = \frac{N(jw).A}{D(jw).2j} = \frac{A.U(jw)}{2j} \quad 3.1(16)$$

$$P = \frac{-N(-jw).A}{D(-jw).2j} = \frac{-A.U(-jw)}{2j} \quad 3.1(17)$$

$$\text{Luego: } Y(s) = \frac{-A.U(-jw)}{2j(s+jw)} + \frac{A.U(jw)}{2j(s-jw)} \quad 3.1(18)$$

y buscando la antitransformada se resuelve de la siguiente manera:

$$y(t) = L^{-1}[Y(s)] = \frac{-A.U(-jw)}{2j} e^{-jw t} + \frac{A.U(jw)}{2j} e^{jw t} \quad 3.1(19)$$

$U(jw)$ y $U(-jw)$ son valores complejos del módulo $U(jw)$ y argumento θ y $-\theta$ respectivamente, según puede verse en la fig. 3.1.7., bajo esta premisa tenemos la siguiente ecuación de respuesta frecuencial.

$$y(t) = \frac{-A.U(-j\omega)}{2j} \cdot e^{-j\omega t} \cdot e^{-j\theta} + \frac{A.U(j\omega)}{2j} \cdot e^{j\omega t} \cdot e^{j\theta}$$

$$y(t) = A.U(j\omega) \left[\frac{e^{j\omega t} \cdot e^{j\theta} - e^{-j\omega t} \cdot e^{-j\theta}}{2j} \right]$$

$$y(t) = A.U(j\omega) \cdot \text{Sen}(\omega t + \theta) \quad 3.1(20)$$

La ecuación 3.1(20) es la respuesta frecuencial, a la cual queremos llegar para saber en realidad que comportamiento tiene la variable de entrada frecuencial.

Como todo vector se compone de un módulo y de un argumento, la respuesta frecuencial tienen un módulo y un argumento, y son las siguientes:

$$\text{Módulo} = A.U(j\omega)$$

$$\text{Argumento} = (\omega t + \theta)$$

Para obtener los parámetros importantes de comportamiento del conjunto de todo el sistema se necesita saber el comportamiento de la ganancia del sistema y el comportamiento del ángulo de desfase, el cual para sistemas de control es su razón de ser, en base al análisis por el diagrama de Bode. Ya que el parámetro de ganancia y desfase van reduciéndose conforme aumenta la frecuencia, para un sistema que tiende a la estabilidad.

La ganancia del sistema se obtiene por definición como la variable de Salida entre la variable de Entrada.

La Ganancia en si, en este caso es el cociente de módulos de la Variable de Salida entre la Variable de Entrada.

$$G = \frac{A.U(j\omega)}{A} = U(j\omega) \quad 3.1(21)$$

El ángulo de desfase nos representa que tan rápido la señal de Salida iguala a la señal de Entrada, en la cual se llega al control total de la variable manipulada (teóricamente), en este caso se representa como la diferencia de argumentos entre la Variable de Salida y la variable de Entrada.

$$\text{ángulo de desfase} = (\omega t + \theta) - \omega t = \theta \quad 3.1(22)$$

G = la ganancia es el modulo de $U(j\omega)$

θ = Es el Argumento del vector $U(j\omega)$ = Desfase entre la señal de salida y de entrada

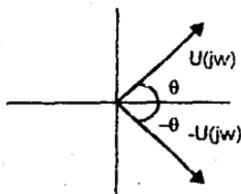


Fig. 3.1.7 Representación de las variables complejas.

(Creus, 1987).

3.1.3.3 Representación de los parámetros de un sistema de control para su evaluación (diagrama de Bode).

La ganancia se representa en decibeles;

$$\text{Ganancia} = \text{dB} = 20 \log. G$$

Los valores de ganancia y de desfase se pueden representar de varias formas ; en el plano de Bode, en el plano polar de Nyquist y en el plano de Black.

Existen dentro del análisis de sistemas de control y que se aplican en la industria de alimentos, pulsos de incitación con funciones conocidas que nos llevan a determinar la respuesta del sistema y su comportamiento a la estabilidad. Dentro de los sistemas más utilizados son la función unidad escalón, la función impulso unidad, las cuales son las más sencillas, además de la función frecuencial. Estas nos ayudan a determinar una función de transferencia de expresión simple.

Donde las ecuaciones que se presentan son:

$$\text{Proceso}(s) = \frac{G}{1 + \tau \cdot s} \quad \text{Ecuacion de Primer Orden}$$

Donde :

$$\tau = \text{Cte. de tiempo} = (1 / \omega_0)$$

S = Dominio de la transformada de Laplace

G = Ganancia estática, teóricamente igual a la unidad en la estabilidad.

ω_0 = Frecuencia natural [=] rad / min

$$\text{Proceso}(s) = \frac{G}{1 + (\tau \cdot s)^2} \quad \text{Ecuacion de Segundo Orden}$$

$$\text{Proceso}(s) = \frac{G}{1 + (\tau \cdot s)^2} \quad \text{Ecuación de Tercer Orden}$$

Se prefiere para un sistema poco conocido hacer este tipo de análisis temporal, para obtener una rápida respuesta del comportamiento del sistema a controlar.

3.2 ANÁLISIS Y EVALUACIÓN DE UN LAZO DE CONTROL DE UN REACTOR

3.2.1 MÉTODO ANALÍTICO

Para el análisis y evaluación de un lazo de control por el método analítico, se empleará la función sinusoidal, ya que es más sencilla de aplicar, así como lo que resulta de ella, ecuaciones más sencillas. Este tipo de aplicaciones es el de mayor uso en este tipo de análisis.

En el caso del análisis y evaluación de un lazo de control, por método gráfico, se usará la función escalón unidad. Esta función es la más sencilla de aplicar en campo, y requiere de menos equipo sofisticado.

3.2.1.1 Procedimiento del método analítico

Esta sección se abordará como sigue; primero se obtendrá la función de transferencia del proceso, tiempo de retardo, retardo del tiempo, la válvula de control y el controlador.

Teniendo la función de transferencia del proceso se aplica la función frecuencial para obtener la respuesta frecuencial de cada uno de los elementos del sistema de control, así que con esto se calculan los parámetros de control del sistema los cuales son primordiales, la Ganancia y el ángulo de desfase. Estos parámetros de control se utilizarán en el programa que nos ayudará a seguir el comportamiento de cada uno de los elementos de control de cada uno de los componentes del sistema.

La ganancia y ángulo de desfase que se calculan de cada uno de estos componentes del sistema se suman respectivamente hasta que el ángulo de desfase sume (-180°) , por lo que la ganancia resultante es la ganancia del sistema que será aplicada al controlador y con este parámetro se puede corregir las perturbaciones en el sistema.

Este procedimiento satisface el control de un proceso, por el método de Ziegler y Nichols (1942), el cual calcula los parámetros de control en el momento que el ángulo de desfase tome el valor de (-180°) .

En el anexo A se encuentra el programa en lenguaje BASIC, que calcula los parámetros, ganancia y ángulo de desfase.

Ver anexo B para los criterios del método de Ziegler y Nichols (1942).

3.2.1.2 Obtención de las funciones de transferencia de cada uno de los elementos del sistema.

Función de transferencia del Proceso (Reactor).

Tenemos un reactor enchaquetado que funciona como un intercambiador en este caso. El producto que se procesa no proporciona calor al sistema.

Considerando como señal de entrada, el caudal de entrada del fluido térmico q_1 y como señal de salida la temperatura T del producto en el reactor (que es homogénea gracias al agitador que posee el tanque) fig. 3.2.1.1

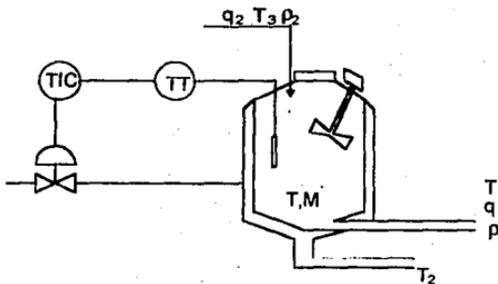


Fig. 3.2.1.1. Reactor enchaquetado
(Creus, 1987)

Para obtener la ecuación diferencial correspondiente, igualamos las calorías cedidas, por el fluido térmico de calentamiento, que circula a través de las paredes de la camisa del tanque, con las necesarias para calentar el producto de entrada y elevar así la temperatura del fluido en el reactor de este modo resulta:

$$q_1 \cdot \rho_1 \cdot C_{pv} \cdot (T_1 - T_2) dt = q_2 \cdot \rho_2 \cdot C_{pp} \cdot (-T_3 + T) dt + M \cdot C_{pp} \cdot dT \quad 3.2.1(1)$$

habiendo supuesto que la temperatura del fluido térmico es constante y siendo:

q_1 = caudal del fluido térmico [=] m^3/min

ρ_1 = densidad del fluido térmico [=] kg/m^3

C_{pv} = capacidad calorífica del vapor [=] $kcal/kg^\circ C$

T_1 = temperatura del fluido térmico a la entrada del reactor [=] $^\circ C$

T_2 = temperatura del fluido térmico a la salida del reactor [=] $^\circ C$

T_3 = temperatura del producto en la entrada [=] $^\circ C$

T = temperatura del producto en el tanque [=] $^\circ C$

q_2 = caudal del producto en la entrada [=] m^3/min

ρ_2 = densidad del producto en la entrada [=] kg/m^3

C_{pp} = capacidad calorífica del producto [=] $kcal/kg^\circ C$

M = masa del producto [=] kg

El sistema de llenado de nuestro reactor es de tipo continuo y definiendo para nuestro sistema, el valor de T_3 como una temperatura de referencia de cero, puesto que la entrada de calor es despreciable, para cuestiones de simplificación de cálculo, la ecuación anterior se transforma en;

$$q_1 \cdot \rho_1 \cdot C_{pv} \cdot (T_1 - T_2) dt = q_2 \cdot \rho_2 \cdot C_{pp} \cdot T dt + M \cdot C_{pp} \cdot dT \quad 3.2.1(2)$$

Luego:

$$q_1 \cdot \rho_1 \cdot C_{pv} \cdot (T_1 - T_2) = q_2 \cdot \rho_2 \cdot C_{pp} T + M \cdot C_{pp} \cdot \frac{dT}{dt} \quad 3.2.1(3)$$

En el dominio del tiempo tenemos, utilizando el operador P, donde el operador $P = d/dt$.

$$q_1 \cdot \rho_1 \cdot C_{pv} \cdot (T_1 - T_2) = q_2 \cdot \rho_2 \cdot C_{pp} T + M \cdot C_{pp} \cdot P \cdot T \quad 3.2.1(4)$$

Despejando para $\frac{T}{q_1}$

$$\frac{T}{q_1} = \frac{\rho_1 \cdot C_{pv} \cdot (T_1 - T_2)}{q_2 \cdot \rho_2 \cdot C_{pp} + M \cdot C_{pp} \cdot P} = \frac{\rho_1 \cdot C_{pv} \cdot (T_1 - T_2)}{q_2 \cdot \rho_2 \cdot C_{pp} \left(1 + \frac{M}{q_2 \cdot \rho_2} P \right)} \quad 3.2.1(5)$$

La ec. 3.2.1 (5) es la ecuación de primer orden la cual describe el sistema. Esta ecuación es la función de transferencia que se utilizará en el programa donde se calculan los parámetros de control del sistema.

Aplicando la transformada de Laplace obtenemos lo siguiente :

$$Q_1 \cdot \rho_1 \cdot C_{pv} \cdot (T_1 - T_2) = q_2 \cdot \rho_2 \cdot C_{pp} \cdot T(s) + M \cdot C_{pp} \cdot S \cdot T(s) \quad 3.2.1(6)$$

Despejando para la relación ; $\frac{T(s)}{Q_1}$

$$\frac{T(s)}{Q_1} = \frac{\rho_1 \cdot C_{pv} \cdot (T_1 - T_2)}{q_2 \cdot \rho_2 \cdot C_{pp} + M \cdot C_{pp} \cdot S} = \frac{\rho_1 \cdot C_{pv} \cdot (T_1 - T_2)}{q_2 \cdot \rho_2 \cdot C_{pp} \left(1 + \frac{M}{q_2 \cdot \rho_2} S \right)} \quad 3.2.1(7)$$

Datos del reactor :
 Diámetro (D)= 3m
 Altura (H)= 4m

Datos del fluido térmico
 Cpv= 0.56 Kcal/kg. °C a 200°C
 T1= 200 °C P(15.3 kgf/cm²)
 T2=150 °C P(4.7 kgf/cm²)
 q1 = 0.083 m³/S=5 m³/min
 ρ1 = 1060 kg./m³

Datos del producto YOGHURT

C_{pp}= 0.98 kcal/kg. °C ≅ 1.0
 T de salida es homogénea = T
 Volumen del tanque= π · r² · H= 28.3 m³
 Por lo tanto M=V · ρ₂=28.3 · 1022= 28922.6 Kg.
 Caudal de entrada q₂= 0.05 m³/S = 3.0 m³/min
 ρ₂= 1022 kg / m³

Sustituyendo todos los valores para la ecuación $\frac{T(s)}{Q_1}$ nos resulta lo siguiente.

$$\frac{T(s)}{Q_1} = \frac{(1060)(0.56)(200 - 150)}{(0.05)(1022)(1)} = \frac{9.68}{1 + \frac{28922.6}{(0.05)(1022)} S} = \frac{9.68}{1 + (9.46)S} \left[= \right] \frac{\frac{\text{min} \cdot \text{°C}}{\text{m}^3}}{\text{min}} \quad 3.2.1(8)$$

La ganancia estática= 20 · log 9.68 = 19.71 dB

La constante de tiempo τ= 9.46min ω_o = 1/τ= 0.105 Rad / min

La ec. 3.2.1(7) es la función de transferencia del proceso de calentamiento en el reactor. Este es de primer orden, el cual se representa de la siguiente manera:

$$U(S) = \frac{G}{1 + \tau \cdot s}$$

G = ganancia g [=] ganancia en dB = 20*log G

De acuerdo a la ec. 3.1(22), la ganancia de cierta función frecuencial como señal de entrada, es el módulo de U(jw); para este caso sustituiremos en la transformada de Laplace (ec. 3.2.1(8)) a función frecuencial, esta se compone de una parte real y una parte imaginaria.

$$U(S) = \frac{G}{1 + jw \cdot \tau}$$

Se procede a obtener la parte real e imaginaria del vector, para posteriormente calcular el módulo como sigue:

$$U(jw) = \frac{1}{1 + \tau \cdot jw} = \frac{1 - \tau \cdot jw}{(1 + \tau \cdot jw)(1 - \tau \cdot jw)} = \frac{1 - \tau \cdot jw}{1 + \tau^2 \cdot w^2}$$

$$U(jw) = \frac{1}{1 + \tau^2 \cdot w^2} - j \frac{\tau \cdot w}{1 + \tau^2 \cdot w^2} \quad 3.2.1(9)$$

$$U(jw) = X + Y$$

$$\text{Donde: } X = \text{Parte real} = \frac{1}{1 + \tau^2 \cdot w^2}$$

$$Y = \text{Parte Imaginaria} = j \frac{\tau \cdot w}{1 + \tau^2 \cdot w^2}$$

$$G = \text{módulo } U(jw) = \sqrt{X^2 + Y^2}$$

$$g = 20 \cdot \log \sqrt{\left[\frac{1}{1 + \tau^2 \cdot w^2} \right]^2 + \left[\frac{\tau \cdot w}{1 + \tau^2 \cdot w^2} \right]^2} \quad 3.2.1(10)$$

La sustitución de los términos reales de la ec. 3.2.1(7) en la ec. 3.2.1(10) da:

$$g = 20 \cdot \log \left[\frac{\left[\frac{(T_1 - T_2) \cdot \rho_1 \cdot C_{pv}}{q_2 \cdot \rho_2 \cdot C_{pp}} \right]^2}{1 + \left(\frac{V}{q_2} \right)^2 \cdot w^2} + \frac{\left[\frac{(T_1 - T_2) \cdot \rho_1 \cdot C_{pv}}{q_2 \cdot \rho_2 \cdot C_{pp}} \frac{V}{q_2} \cdot w \right]^2}{1 + \left(\frac{V}{q_2} \right)^2 \cdot w^2} \right] \quad 3.2.1(11)$$

El ángulo de desfase se obtiene utilizando las variables X y Y de la ec. 3.2.1(9), este se dará en rad/min.

$$\theta = \text{ángulo de desfase} = \text{Arc tg} \left(\frac{Y}{X} \right) [=] \text{ rad/min}$$

$$\theta = \text{Arc. tg} \left[\frac{\tau \cdot w}{(1 + \tau^2 \cdot w^2)} \cdot (1 + \tau^2 \cdot w^2) \right] \frac{180}{\pi} = \text{arc. tg}(\tau \cdot w) \cdot \frac{180}{\pi} \quad 3.2.1(12)$$

Sustituyendo términos de la ec. 3.2.1(7) a la ec. 3.2.1(12) resulta:

$$\theta = \text{Arc. tg} \left[\frac{M}{Q_2 P_2} \cdot w \right] \cdot \frac{180}{\pi} \quad 3.2.1(13)$$

La ec. 3.2.1(11) y la ec. 3.2.1(13) se utilizarán en el programa de cálculo para encontrar los parámetros de control.

Obtención de la función de transferencia del sistema Termopar

El termopar tiene una transmitancia de 1er. orden (Creus, 1987) con frecuencia natural $w_0=500$ rad/ min. y una constante de tiempo $\tau = (1 / w_0) = 0.002$ min. La siguiente ecuación presenta

$$U(s) = \frac{1}{1 + \tau \cdot s} \quad 3.2.1(14)$$

Donde τ Es una constante de tiempo de primer orden.

Para el caso del termopar tenemos una función de transferencia de primer orden por lo tanto la ganancia es igual a la ec. 3.2.1(10) y es:

$$g = 20 \cdot \log \sqrt{\left[\frac{1}{1 + \tau^2 \cdot w^2} \right]^2 + \left[\frac{\tau \cdot w}{1 + \tau^2 \cdot w^2} \right]^2} \quad 3.2.1(15)$$

El ángulo de desfase se obtiene como en la ec. 3.2.1(12).

$$\theta = \text{Arc. tg} \left[\frac{\tau \cdot w}{(1 + \tau^2 \cdot w^2)} \cdot (1 + \tau^2 \cdot w^2) \right] \frac{180}{\pi} = \text{arc. tg}(\tau \cdot w) \cdot \frac{180}{\pi} \quad 3.2.1(16)$$

Las ecuaciones 3.2.1(15) y 3.2.1(16) se utilizarán en el programa de cálculo. En este se utilizará una constante de tiempo = 0.002 min.

Obtención de la función de transferencia del Retardo del termopar.

Al estar situado el termopar a una distancia de 1m. de la salida del reactor existe un tiempo de retardo determinado por la velocidad del liquido en la tubería de salida. Si esta velocidad es de 1m/s este tiempo vale 1 seg., la siguiente ecuación representa el comportamiento del retardo.

$$U(s) = e^{-1 \cdot s} \quad \text{o sea } U(s) = e^{-\frac{1}{60} s} = e^{-0.0165 s} \quad 3.2.1(17)$$

La ecuación 3.2.1(17) es la ecuación de transferencia que servirá para calcular los parámetros de control en seguida. **Retardo= 0.165 min**

La función de transferencia, tiene un comportamiento exponencial en este caso, para poder calcular la parte real e imaginaria de este vector en función frecuencial es como sigue:

$$U(jw) = e^{-1 \cdot jw} = \text{Cos}(-\tau \cdot w) + j \cdot \text{Sen}(-\tau \cdot w) \quad 3.2.1(18)$$

La ganancia se procede a calcular conforme lo explicado en la anterior sección 3.2.1.2., en la cual la ganancia es el modulo de $U(jw)$.

$$g = 20 \cdot \log \sqrt{\text{Cos}^2(-\tau \cdot w) + \text{Sen}^2(-\tau \cdot w)} = 0 \quad 3.2.1(19)$$

El ángulo de desfase se calcula como sigue:

$$\theta = \text{Arc.tg} \left[\frac{\text{Sen}(-\tau \cdot w)}{\text{Cos}(-\tau \cdot w)} \right] = (-\tau \cdot w) \cdot \left(\frac{180}{\pi} \right) \quad 3.2.1(20)$$

Las ecuaciones 3.2.1(19) y 3.2.1(20), se utilizarán en el programa de cálculo.

Obtención de la función de transferencia del sistema Válvula

La válvula de control presenta una función de transferencia de segundo orden, en la fig. 3.2.1.2 se muestra gráficamente una válvula de control de uso común.

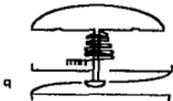


Fig. 3.2.1.2. Válvula de control con sus componentes principales (diafragma, vástago, tobera y obturador). (Creus, 1987)

En condiciones estáticas se verifica :

$$P \cdot A = K_r \cdot l$$

$P \cdot A = K_r \cdot l$ y si esta presión P es aplicada súbitamente resulta:

$$P \cdot A = \frac{m \cdot d^2 l}{dt^2} + K_r \cdot l + \frac{R \cdot a \cdot dl}{dt} \quad 3.2.1(21)$$

Siendo :

m = masa de las partes móviles (diafragma, resorte, vástago y obturador)

K_r = constante elástica de resorte

R = rozamiento del conjunto (estopada y obturador)

P_e = presión de entrada

A = área útil del diafragma

a = sección media del vástago y del obturador

l = largo del vástago

Resulta:

En el dominio de t

(operador $P(d/dt)$)

$$P_e \cdot A = R \cdot a \cdot p \cdot l + K_r \cdot l + m \cdot p^2 l \quad 3.2.1(22)$$

Despejando para $l(t)/P(t)$ tenemos;

$$\frac{l(t)}{P_e(t)} = \frac{A}{m \cdot p^2 + R \cdot a \cdot p + K_r} \quad 3.2.1(23)$$

En el dominio de (S)

$$P_e(s) \cdot A = R \cdot a \cdot s \cdot L(s) + K_r \cdot L(s) + m \cdot s^2 L(s) \quad 3.2.1(24)$$

Despejando para $L(s)/P_e(s)$ tenemos;

$$\frac{L(s)}{P_e(s)} = \frac{A}{m \cdot s^2 + R \cdot a \cdot s + K_r} \quad 3.2.1(25)$$

Considerando a :

τ = Constante de tiempo [=]min

ξ = Factor de amortiguamiento, que tan capaz es el sistema de soportar los cambios bruscos y recuperarse[=] adimensional

Definiendo a :

$$\tau^2 = \frac{m}{Kr}$$

$$2 \cdot \xi \cdot \tau = \frac{R \cdot a}{Kr}$$

Resulta :

$$\frac{L(s)}{P_o(s)} = \frac{\frac{A}{Kr}}{\tau^2 \cdot s^2 + 2 \cdot \xi \cdot \tau \cdot s + 1} \quad 3.2.1(26)$$

$$\frac{l(t)}{P_o(t)} = \frac{\frac{A}{Kr}}{\tau^2 \cdot p^2 + 2 \cdot \xi \cdot \tau^2 \cdot p + 1} \quad 3.2.1(27)$$

EL factor de amortiguamiento ξ es como mínimo de 1, siendo un valor representativo 0.7 (Creus, 1987). La frecuencia natural de la válvula de control ω_0 varia de;

1 a 60 cpm (0-380 rad/min) para válvulas sin posicionador
50 a 70 cpm (300-440 rad/min) para válvulas con posicionador

Donde cpm= ciclos por minuto.

Dentro de estos márgenes ω_0 es tanto más grande cuanto menor inercia tenga el servomotor en su movimiento.

En la resolución de este problema utilizaremos un valor de $\omega_0=400$ rad/min.
Constante de tiempo de la válvula (τ)=0.0025

La ecuación 3.2.1(26) ó (27), es la función de transferencia de la válvula, la cual representa el comportamiento durante el control del sistema, esta ec. se utilizará en seguida para calcular los parámetros de control que se utilizarán en el programa del anexo A.

La función de transferencia de la válvula es de segundo orden esta ec. representa el comportamiento del movimiento de la válvula en el sistema.

El elemento típico de segundo orden es:

$$\frac{L(s)}{P_o(s)} = \frac{\frac{A}{Kr}}{\tau^2 \cdot s^2 + 2 \cdot \xi \cdot \tau \cdot s + 1}$$

Definiendo a :

$$\tau^2 = \frac{m}{Kr} \qquad 2 \xi \tau = \frac{R.a}{Kr}$$

Resulta :

$$\frac{L(s)}{P_e(s)} = \frac{\frac{A}{Kr}}{\tau^2 s^2 + 2 \xi \tau s + 1} \qquad 3.2.1(26)$$

$$\frac{l(t)}{P_e(t)} = \frac{\frac{A}{Kr}}{\tau^2 p^2 + 2 \xi \tau p + 1} \qquad 3.2.1(27)$$

EL factor de amortiguamiento ξ es como mínimo de 1, siendo un valor representativo 0.7 (Creus, 1987). La frecuencia natural de la válvula de control w_0 varía de;

- 1 a 60 cpm (0-380 rad/min) para válvulas sin posicionador
- 50 a 70 cpm (300-440 rad/min) para válvulas con posicionador

Donde cpm= ciclos por minuto.

Dentro de estos márgenes w_0 es tanto más grande cuanto menor inercia tenga el servomotor en su movimiento.

En la resolución de este problema utilizaremos un valor de $w_0=400$ rad/min.
Constante de tiempo de la válvula (τ)=0.0025

La ecuación 3.2.1(26) ó (27), es la función de transferencia de la válvula, la cual representa el comportamiento durante el control del sistema, esta ec. se utilizará en seguida para calcular los parámetros de control que se utilizarán en el programa del anexo A.

La función de transferencia de la válvula es de segundo orden esta ec. representa el comportamiento del movimiento de la válvula en el sistema.

El elemento típico de segundo orden es:

$$\frac{L(s)}{P_e(s)} = \frac{\frac{A}{Kr}}{\tau^2 s^2 + 2 \xi \tau s + 1}$$

Con:

$$\tau = 1/\omega_0$$

ω_0 = Frecuencia natural ó propia

ξ = Factor de amortiguamiento

Para determinar la respuesta frecuencial sustituimos S por $j\omega$.

Ahora en seguida conseguiremos la parte compleja del vector y la parte real de la misma, de esta manera podremos calcular los parámetros de control como ganancia y desfase.

Determinando la parte real e imaginaria del vector $U(j\omega)$ tenemos lo siguiente:

$$U(j\omega) = \frac{1 - \tau^2 \cdot \omega^2 - 2 \xi \cdot \tau \cdot j\omega}{(1 - \tau^2 \cdot \omega^2 + 2 \xi \cdot \tau \cdot j\omega)(1 - \tau^2 \cdot \omega^2 - 2 \xi \cdot \tau \cdot j\omega)}$$

$$U(j\omega) = \frac{1 - \tau^2 \cdot \omega^2}{(1 - \tau^2 \cdot \omega^2)^2 + 4(\xi \cdot \tau \cdot j\omega)^2} - j \frac{2 \xi \cdot \tau \cdot \omega}{(1 - \tau^2 \cdot \omega^2)^2 + 4(\xi \cdot \tau \cdot j\omega)^2}$$

Para obtener la ganancia de la válvula de control, calculamos el modulo del vector.

$$g = 20 \cdot \log \sqrt{\left[\frac{1 - \tau^2 \cdot \omega^2}{(1 - \tau^2 \cdot \omega^2)^2 + 4(\xi \cdot \tau \cdot j\omega)^2} \right]^2 + \left[\frac{2 \xi \cdot \tau \cdot \omega}{(1 - \tau^2 \cdot \omega^2)^2 + 4(\xi \cdot \tau \cdot j\omega)^2} \right]^2} \quad 3.2.1(28)$$

y el desfase de la función transferencia de la válvula es como sigue el argumento de $U(j\omega)$:

$$\theta = \text{Arc.tg} \left[\frac{2 \xi \cdot \tau \cdot \omega}{(1 - \tau^2 \cdot \omega^2)^2 + 4(\xi \cdot \tau \cdot j\omega)^2} \cdot \frac{(1 - \tau^2 \cdot \omega^2)^2 + 4(\xi \cdot \tau \cdot j\omega)^2}{(1 - \tau^2 \cdot \omega^2)} \right] \cdot \frac{180}{\pi}$$

$$\theta = \text{Arc.tg} \left[\frac{2 \xi \cdot \tau \cdot \omega}{1 - \tau^2 \cdot \omega^2} \right] \cdot \frac{180}{\pi} \quad 3.2.1(29)$$

Las ecuaciones 3.2.1(28) y 3.2.1(29) se utilizarán para el cálculo de los parámetros de control del sistema, ya que estos parámetros de control individuales, en este caso de la válvula, van ayudar a calcular los parámetros que se darán al controlador para que contrarreste las perturbaciones que entran al sistema.

Obtención de la función de transferencia del Controlador

El controlador incorpora 3 acciones (proporcional + integral + derivada) y suma a cada instante los valores correspondientes a cada una de ellas. La suma es la que realmente acciona la válvula de control.

que realmente acciona la válvula de control.

La ecuación del controlador PID es la siguiente:

$$u = K \left[e + \frac{1}{\tau_i} \int e \cdot dt + \tau_d \frac{de}{dt} \right] \quad 3.2.1(30)$$

En donde

e = es el error que de la variable controlada con respecto al punto de ajuste.

La ec. 3.2.1(30) es la función de transferencia del controlador la cual esta en función del tiempo así la siguiente ecuación es la función de transferencia en la transformada de Laplace.

$$U = K \left[1 + \frac{1}{s \cdot \tau_i} + s \cdot \tau_d \right] \quad 3.2.1(31)$$

La señal de entrada de la ecuación 3.2.1(31), tiene la siguiente respuesta de tipo frecuencial :

$$U(jw) = K \left[1 - \frac{1}{jw \cdot \tau_i} + jw \cdot \tau_d \right] = K \left[1 - j \frac{1}{w \cdot \tau_i} + jw \cdot \tau_d \right] \quad 3.2.1(32)$$

La respuesta de la señal de entrada es un vector se compone de una parte real y una parte imaginaria. En la ec. 3.2.1(32), tenemos los siguientes términos :

como $U(jw) = x + yi$

donde :

$$X = 1 = \text{cte.}$$

$$Y = -j \frac{1}{w \cdot \tau_i} + jw \cdot \tau_d$$

En la ec. 3.1(22) vimos que la ganancia es el modulo de $U(jw)$, entonces el modulo lo obtenemos de la siguiente manera para el caso de un vector;

$$g = 20 \cdot \log K \cdot \sqrt{1 + \left[\frac{1}{w \cdot \tau_i} + w \cdot \tau_d \right]^2} \quad 3.2.1(33)$$

El desfase se obtiene utilizando las variables X y Y, se tiene el siguiente resultado:

$$\theta = \text{arc.tg} \left[\frac{1}{w \cdot \tau_i} + w \cdot \tau_d \right] \quad 3.2.1(34)$$

Las ecuaciones 3.2.1(33) y 3.2.1(34), se utilizarán en el programa de cálculo de los parámetros de control, del sistema. Anexo A.

En la fig. 3.2.1.3 se puede observar la gráfica de frecuencia vs ganancia y frecuencia vs ángulo de desfase, la cual muestra el comportamiento de la ganancia del sistema conforme varía la frecuencia, la cual debe de disminuir para mayor estabilidad del sistema y se logre controlar éste.

En este primer acercamiento de cálculo, se tiene:

-Introducir los parámetros del programa de cálculo (tabla 3.2.1.1).

-Buscar inicialmente la respuesta frecuencial sin el controlador, con los siguientes parámetros K(ganancia)= 1, R (tiempo integral)=10,000 y TD(tiempo diferencial)=0.

La gráfica se discute en base al criterio de estabilidad de Bode dado en el anexo B. La utilización de los modos de control es en base a criterios de acciones de control de Ziegler y Nichols.

Resultados de la aplicación del programa en el primer intento.

• Criterio de Estabilidad :

Desfase	Ganancia (dB)
a -140°	2.42
a -180°	-1.99

La diferencia es de: $2.42 - (-1.99) = 4.41 \text{ dB}$

La diferencia se acerca a 5dB que debemos de tener como diferencia para cumplir con el criterio de estabilidad, haremos un siguiente intento, para tener un mayor acercamiento.

• Criterio de acciones de Control

Veamos ahora que tan útil es la acción derivada en este caso,

tenemos: Desfase $w(\text{rad/min})$

$$w_1(-180^\circ) = 19.2$$

$$w_2(-270^\circ) = 28.8$$

Razón de frecuencias $w_2/w_1 = 1.5$

Por no ser mayor a 2, en este caso no es necesario la acción derivada

Para un segundo intento probaremos con los parámetros de sugerencia del primer intento con el controlador PI y son $K=0.32$, $T_i=0.27$.

Se obtiene la Fig. 3.2.1.4:

• Criterio de Estabilidad:

Desfase Ganancia (dB)

a -140° -5.18

a -180° -10.58

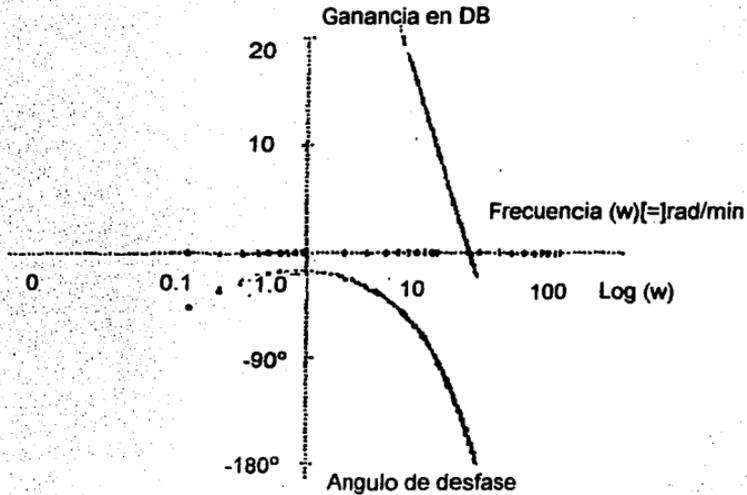
La diferencia es de: $-5.18 - (-10.58) = 5.4$ dB

La diferencia se acerca más a 5 dB que en el primer intento, lo que indica que presenta estabilidad relativa el sistema con los parámetros PI dados.

Intervalo en radianes:	0.1, 100 radianes
Incremento en radianes:	0.1 radianes
Densidad del fluido térmico:	1060 kg/m ³
Densidad del producto	1022 kg/m ³
Capacidad calorífica del vapor:	0.56 Kcal/kg.°C
Capacidad calorífica del producto:	1.0 Kcal/kg.°C
Temperatura de entrada fluido térmico:	200 °C
Temperatura de salida fluido térmico	150 °C
Caudal de entrada de producto:	3 m ³ /min
Volumen del tanque:	28.3 m ³
Constante tiempo de Válvula:	0.0025 min
Factor de amortiguamiento de Válvula:	0.7
Retardo del termopar:	0.165 min
Constante de tiempo del termopar:	0.002 min

Tabla 3.2.1.1 Valores de parámetros que hay que introducir en el programa de cálculo.

ESTABILIDAD RELATIVA DEL REACTOR

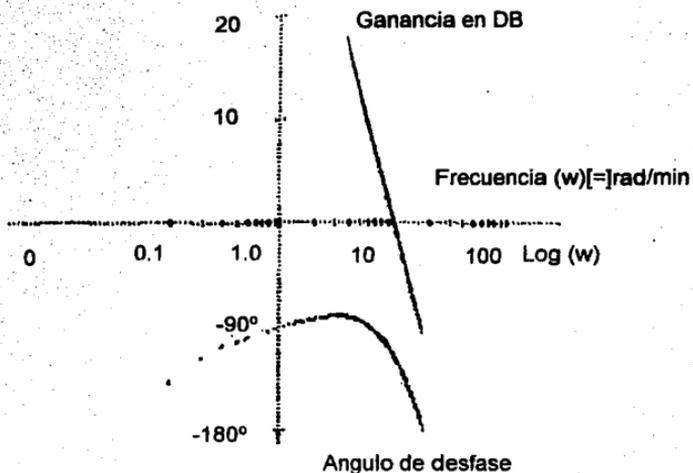


PARAMETROS DE CONTROL

$\omega(-180.28)$ [rad/min	=	19.2
Ganancia (-180.28) en DB	=	-1.99
Acción P, Ganancia	=	0.355
Acción P+I, Ganancia	=	0.32
	I (min/rep) =	0.27
Acción P+I+D, Ganancia	=	0.42
	I (min/rep) =	0.16
	D (min) =	0.4

Fig. 3.2.1.3 Diagrama de Bode (Frecuencia vs ganancia, vs ángulo de Desfase (Creus, 1992)

ESTABILIDAD RELATIVA DEL REACTOR



PARAMETROS DE CONTROL

$w(-180.68)$ [=] rad/min	18.9
Ganancia (-180.68) en DB	= -10.58
Acción P, Ganancia	= 0.95
Acción P+I, Ganancia	= 0.86 I (min/rep) = 0.29
Acción P+I+D, Ganancia	= 1.12 I (min/rep) = 0.17 D (min) = 0.4

Fig. 3.2.1.4 Diagrama de Bode (Frecuencia vs ganancia, vs ángulo de Desfase)
(Creus, 1992)

3.2.2 MÉTODO GRÁFICO

En la teoría del control se muestra la función principal del retardo, que esta relacionada a los simples sistemas físicos. Sin embargo cada componente representa una función de transferencia dando valores significativos o no. La actual determinación de la función de transferencia de los procesos ya sea en forma analítica o experimental, que es una de las razones de este método, es probablemente uno de los pasos mas laboriosos en el análisis de sistemas de control.

De cada mil lazos de control, 990 proveerán un control satisfactorio con equipo convencional y los ajustes adecuados del controlador (Leslie, 1981). De los 10 sistemas restantes que pueden ser rescatados, sustituyendo componentes, ejemplo tipo de elemento sensor, tamaño de válvula, problemas de corrosión o temperatura, o algunos otros problemas físicos que no fueron considerados en el diseño. El lazo de control restante en este grupo de 1000 lazos de control, es un posible candidato para análisis o prueba experimental.

Usando el método gráfico es fácil ver como la función de transferencia del proceso y sus parámetros van siendo asumidas.

Existe también otra razón, en el control es necesario, obtener la función de transferencia actual del proceso, que indicará el cambio de los parámetros de control en función del uso del equipo.

Hay 2 conceptos básicos que serán considerados. Primero, muchos problemas son resultado de alguna condición de proceso anormal, o puede ser considerado cubierto con una rutina de mantenimiento. Segundo el análisis analítico y/o experimental es costoso y se lleva a cabo si es sumamente necesario. El problema es para determinar cuando es necesario.

Leslie (1981) marca la importancia de visualizar la variedad de los problemas que pueden ocurrir. La razón es muy simple, un error en un lazo de control puede a menudo inhibir totalmente o limitar la producción. Cuando una u otra de estas condiciones ocurren, el aspecto económico es determinante. Bajo estas condiciones el método gráfico que se presenta llegará a ser muy importante. La producción se puede incrementar, así como la calidad, y se pueden reducir los cambios de energía, y otras razones, que justificarán el costo del análisis.

El método gráfico permite obtener de una manera sencilla los parámetros de control, que aplicándolo a la practica dan buenos resultados.

En muchos casos, es difícil obtener una función matemática del proceso suficientemente exacta como para que los resultados que se obtengan después en la planta industrial, sean prácticamente los esperados; puesto que se ha supuesto que todos los parámetros eran conocidos y en los que no se han considerado aproximaciones.

En los casos que no se cumplen los resultados por el método analítico se acude a un análisis experimental. De este modo muchos datos que no eran conocidos inicialmente en el modelo matemático, se revelan claramente en los ensayos dinámicos que se efectúan.

En la práctica, se llevan a cabo pruebas experimentales dinámicas del proceso. La función escalón es generalmente la perturbación que se realiza en la planta.

Esta es la forma más directa para determinar el modelo matemático del proceso.

Consiste en trabajar con el controlador en forma manual, se cambia la posición de la válvula de control y se registra la curva de respuesta correspondiente. Esta curva debe acercarse al modelo más próximo de respuesta de la función escalón de un sistema con una determinada función de transferencia. Se consideran los siguientes modelos de función de transferencia.

a) Elemento de primer orden y tiempo de retardo. (fig. 3.2.2.1)

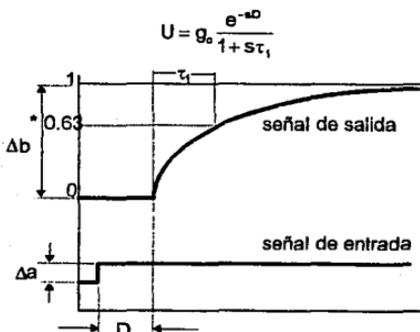


Fig. 3.2.2.1 Respuesta de la función escalón de un proceso de primer orden con retardo.

(Creus 1987)

* Es la constante de tiempo del sistema, la cual es el tiempo que transcurre para que la respuesta llegue al 63% de valor final.

En la que :

W = Función de transferencia del proceso

go = Ganancia estática del proceso

D = Tiempo de retardo.

τ_1 = Constante de tiempo

La aplicación de una señal de entrada al proceso dará lugar a una respuesta según la fig. 3.2.2.1 deducida de la determinación matemática de la antitransformada de Laplace.

1) A partir de la curva del proceso obtenida experimentalmente será posible deducir las constantes del mismo. Para ello se traza una tangente en el punto de inflexión y según las medidas resultantes se deducen los siguientes valores:

Ganancia Estática $g_o = \Delta b / \Delta a$

Tiempo de retardo = D

Constante de tiempo = τ_1

b) Dos elementos de 1er. orden y un retardo con la función de transferencia combinada.

$$U = \frac{g_o e^{-sD}}{(1+s\tau_1)(1+s\tau_2)}$$

La respuesta se puede ver en la fig. 3.2.2.2, en la que se puede observar la tangente en el punto de inflexión de la que se deducen los valores: $g_o = \Delta b / \Delta a$

$$\tau_1 = \tau_1 \frac{3.a.e - 1}{1 + ae}$$

$$\tau_2 = \tau_1 \frac{1 - a.e}{1 + ae}$$

$$D = D' \frac{\tau_1 \tau_2}{\tau_1 + \tau_2}$$

Siendo:

$e = 2.72$

a = Es el segmento diferencial entre el valor de intersección de la tangente en el valor de Δb y el valor de la curva en el tiempo $D' + \tau_1 K'$.

Puede aproximarse la respuesta a un elemento de primer orden y un retardo aplicando las fórmulas empíricas.

$$g_o = \Delta b / \Delta a$$

$$\tau_1 = \tau_1'$$

$$D = D'$$

c) En el caso general correspondería a una transmitancia del proceso con la expresión ;

$$U(s) = \frac{e^{-sD}}{(1+st)^n}$$

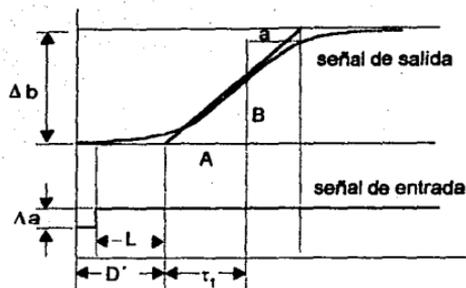


Fig. 3.2.2.2 Respuesta función escalón de un proceso de segundo orden (Creus, 1987 y Leslie, 1981)

El método es simple y de fácil utilización. Sin embargo es necesario emplear un registrador de gran precisión, para poder obtener una curva de tamaño y calidad suficientes, así como es preferible aplicar un cierto número de pequeñas señales en escalón a la válvula de control y calcular el promedio de los valores obtenidos de las constantes, en lugar de introducir en el proceso una gran señal en escalón, que probablemente lo situaría en sus límites extremos y acentuaría las no linealidades que el proceso pudiera contener.

Habiendo identificado el proceso, obteniendo su función transferencia; podemos elaborar el algoritmo de control como en la sección 3.2.1.2; Ahora podemos obtener también del comportamiento del sistema, los parámetros del controlador PID, aplicando los criterios de Ziegler y Nichols (1942). En seguida describiremos la manera de calcular los parámetros de control.

De la gráfica 3.2.2.2

- 1) Encuentre la velocidad de reacción (R =pendiente de la tangente) trazando una tangente sobre la curva en el punto de máxima pendiente.
- 2) La velocidad de reacción unitaria (R_1) es la velocidad de reacción R dividida entre la magnitud del cambio transitorio.

$$R_i = [(B/A) / \Delta a]$$

3) El retraso efectivo L es la longitud expresada en tiempo desde que se inicio el cambio transitorio hasta donde se intercepta la tangente.

4) Ajustes del controlador PID

Ganancia= $1.2 / (R_i)(L)$

Ti = $0.3 / L$

Td = $0.8 \cdot L$

3.3 RELACIÓN CON OTROS TIPOS DE CONTROL

Existen sistemas especializados de control, dentro de las cuales abordaremos de los más usuales:
relación, cascada, prealimentación y el control distribuido.

Para ello se menciona en que consiste cada uno de estos sistemas, y las diferencias que guardan con respecto al control retroalimentado.

CONTROL DE RELACIÓN

En el control de relación, la variable controlada es el cociente de 2 variables medidas. El control se efectúa ajustando una de las variables (la variable controlada) para que mantenga una proporción con respecto a la otra (variable primaria) fig. 3.3.1

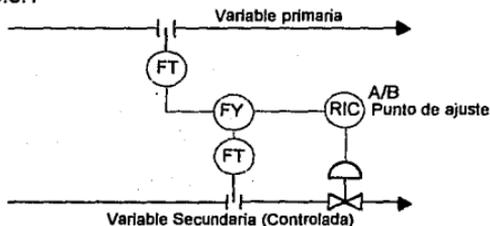


Fig. 3.3.1 Control de relación de caudales (Taylor, 1988)

Los sistemas de control de relación pueden ser la dosificación de ingredientes en algún proceso, el control de cantidad de aire a combustible en calderas y el mezclado de corrientes. Fig. 3.3.2

Los relevadores de relación no son mas que dispositivos de ganancia ajustables manualmente y la relación deseada es el verdadero punto de ajuste del sistema.

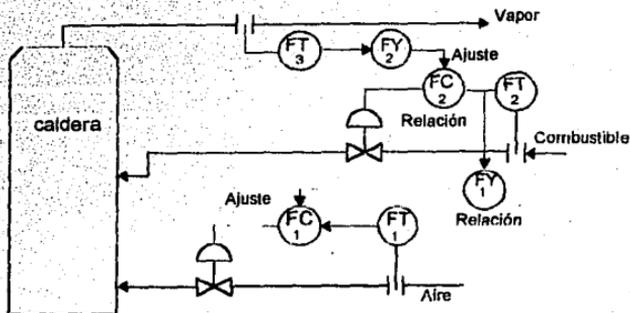


Fig. 3.3.2 Sistema de control de Relación de una caldera. (Taylor, 1988)

La mayoría de los relevadores de relación tienen escalas opcionales calibradas en ambas escalas, lo cual permite el ajuste directo de la relación deseada.

El caudal primario no necesariamente está sin controlar, es independiente solo en lo que respecta al sistema de relación.

Los sistemas de relación no están limitados a dos componentes, un caudal primario puede ajustar varios caudales controlados, cada uno de ellos con relevadores de relación separados, y controles individuales. Una variante de este sistema permite ajustar todos los componentes de una mezcla como una fracción del caudal total necesario, el cual puede ser ajustado por un comando maestro.

En el sistema de mezclado en la fig. 3.3.3, el control de nivel del tanque receptor marca el paso de caudal de todos los componentes, mediante el ajuste individual del punto de ajuste de cada controlador a través de relevadores de relación particulares. Cada relación se ajusta al porcentaje deseado del componente individual con respecto a la mezcla total.

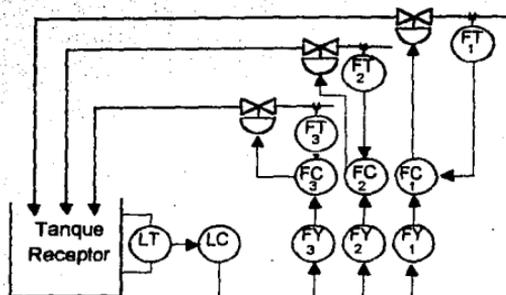


Fig. 3.3.3 Sistema de control de relación de alimentación múltiple.
(Taylor, 1988)

Los sistemas de relación de caudal son sistemas rápidos que dinámicamente se comportan como sistemas de caudal ordinario; sin embargo los cambios de carga producen errores no recuperables que generalmente no son serios; pero que pueden ser eliminados, suponiendo que existe un totalizador corriente abajo controlando la relación total de caudales en lugar de caudal instantáneo.

CONTROL EN CASCADA

La salida del control de temperatura TC₁ coloca el punto de ajuste del controlador de temperatura TC₂ en el sistema de control del reactor de la fig. 3.3.4. Esencialmente este es el control en cascada, la variable primaria (temperatura del producto) se controla por medio del control maestro, pero este no ajusta directamente la válvula de agua de enfriamiento, sino que manipula el punto de ajuste del controlador esclavo o secundario, el cual a su vez provee a la chaqueta del reactor, con agua a la temperatura deseada o a la velocidad requerida. Existen dos variables controladas, una variable manipulada y un punto de ajuste independiente.

El control en cascada tiene dos funciones:

- Reducir el efecto de los elementos dinámicos en el circuito secundario sobre el sistema total de control (en la fig. 3.3.4 y fig. 3.3.5)
- Corregir los disturbios que ocurran en el circuito secundario antes de que afecten el circuito primario. (Por ejemplo cambios en la temperatura del agua de enfriamiento).

El control secundario no requiere más que de una acción proporcional ya que los disturbios (U_s) que penetren en el circuito secundario serán corregidos rápidamente por el control secundario. Los disturbios (U_m) que penetren fuera del circuito secundario serán corregidos por el control primario.

El ejemplo más sencillo de un controlador secundario es el posicionador de una válvula, su propósito es el de contrarrestar la histéresis de la válvula y el de reducir la constante de tiempo de ella. No deben usarse posicionadores en los circuitos de control de caudal en donde la constante de tiempo de la válvula sea el retraso más grande del sistema. La mayor constante de tiempo no debe estar en el circuito secundario, ya que esto reduce la relación entre los más grandes elementos dinámicos y los secundarios, lo cual degrada el control.

El control en cascada no se aplica normalmente en circuitos rápidos de control como el caudal y la presión; es más útil en sistemas de control de temperatura o composición.

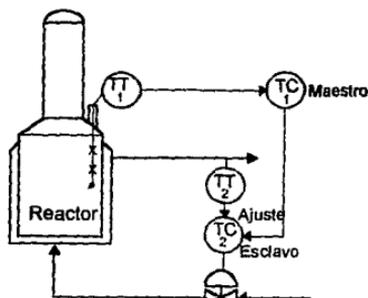


Fig.3.3.4 Control en cascada de un reactor. (Taylor, 1988)

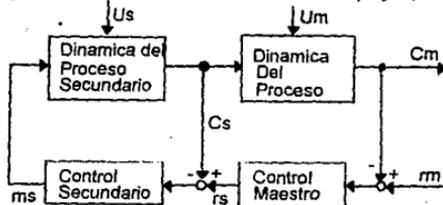


Fig. 3.3.5 diagrama de bloques del control en cascada del reactor. (Taylor, 1988)

Donde:

W = Flujo del líquido en kg./hr
Cp = Capacidad calorífica del líquido Cal/kg. °C
Ti = Temperatura de entrada del líquido, °C
To = Temperatura de salida del líquido, °C
F = Flujo de vapor, kg./hr
 ΔH = Cambio de entalpía en el vapor kcal/kg.

La ecuación puede ser resuelta para F:

$$F = [(W.Cp.(To-Ti)) / (\Delta H)]$$

En esta ecuación básica de F, aparece la variable controlada To. Se reemplaza con su punto de ajuste a un valor deseado Tsp y resulta la ecuación que da el flujo necesario de vapor para producir la salida deseada.

$$F = [(W.Cp.(Tsp-Ti)) / (\Delta H)]$$

Con esta particular ecuación teniendo W y la temperatura de entrada Ti, se envía al controlador prealimentado. Los valores de Cp y ΔH son fácilmente disponibles para introducirlos por el operador. Con esta información y el valor deseado de temperatura de salida es posible calcular el flujo de vapor F.

Este ejemplo particular ilustra que el control Prealimentado tiene una ecuación específica para cada lazo. Nótese la diferencia entre el control retroalimentado donde las ecuaciones estándar de control usualmente son combinaciones de tres específicos modos.

Para ser capaz de diseñar un algoritmo particular de retroalimentación, para un proceso particular requiere de la comprensión de su comportamiento por parte del diseñador.

La prealimentación se suele combinar con el control retroalimentado convencional, es un control muy bondadoso.

Si en el proceso ocurre un cambio de carga tan frecuente, que el controlador no puede seguirlo, o si el disturbio es tan grande, que la variable controlada no puede mantenerse dentro de límites y si la variable de disturbio por si misma no puede ser controlada, debe considerarse la implementación de un sistema de control prealimentado al circuito.

El sistema de la fig. 3.3.7, se considera como control prealimentado con retroalimentación.

-El control prealimentado cancela los efectos mas importantes del disturbio medido, puesto que la retroalimentación actúa como vigilante.

- Los efectos de carga diferentes al disturbio medido serán corregidos por el sistema de control retroalimentado.

La fig. 3.3.7 muestra el simple intercambiador de calor de la fig.3.3.6 pero también muestra 2 formas de complementación de control retroalimentado con el arreglo de prealimentación. En la fig.3.3.7(a) el control retroalimentado es usado como una entrada a la salida del control prealimentado.

En efecto una constante K_f se adiciona al controlador para dar el flujo de vapor:

$$F = [(W.C_p.(T_{sp}-T_i)) / (\Delta H)] + K_f$$

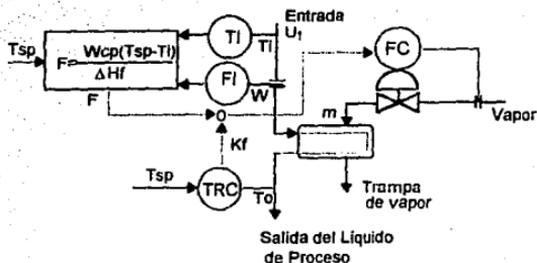
En la fig. 3.4.7 (a), el controlador retroalimentado manipulará el valor de K_f necesariamente para mantener $T_o=T_{sp}$

La fig. 3.3.7(b) muestra una forma alternativa para usar el arreglo de control retroalimentado que suplementa al control prealimentado del intercambiador de calor. En este caso particular la salida del controlador retroalimentado es usado, para ajustar el punto de ajuste del controlador prealimentado.

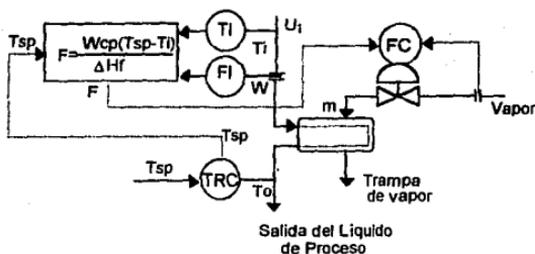
En el ejemplo 3.3.7 se ilustra como el control prealimentado se combina con el control retroalimentado, y también se muestra un arreglo en cascada que provee el control a la variable manipulada. Este aspecto de control en cascada, es común cuando se usa el control prealimentado.

CONTROL DISTRIBUIDO

Los sistemas de control distribuido se distinguen de los demás sistemas de control convencional de la forma de como intercambian la información entre diferentes dispositivos de control.



(a) Adicionando una constante



(b) Ajustando el punto de ajuste.

Fig. 3.3.7 Dos formas de usar el control retroalimentado con el control prealimentado para un intercambiador de calor. (Mumill, 1967)

Este sistema de control cuenta con un Bus de datos llamado ruta local y ruta global de datos, que es un nuevo concepto de intercambio de información en los sistemas modernos de control. La comunicación en los sistemas de control distribuido es tan importante como lo es el microprocesador.

El sistema consiste de 3 niveles. El nivel uno, es el mas bajo es donde existe el control en tiempo real.

En este nivel residen todos los instrumentos tales como controladores lógicos programables (PLC's) y algunos otros tipos de controladores dando como resultado el control del proceso. Todas las comunicaciones en este nivel usan protocolos estandarizados.

El nivel dos consiste de una estación local de computadora (PC), usado para la interfase con el nivel de tiempo real y provee la interacción del operador con el sistema y la adquisición local de datos, así como de reportes. El nivel dos puede ser uno o varias PC's; el número está determinado por los requerimientos de trabajo.

La comunicación en este nivel es entre PC's. Ejemplo; podemos tener dos PC's donde cada una de ellas representa diferente área de producción, considera también que a causa de falla de una de ellas, la tarea es transferida a la PC disponible, mientras se repara el daño.

El tercer nivel es el más alto del control distribuido, donde podemos caracterizarlo como una unidad centralizada de adquisición de datos, así como tratamiento de ellos, ya sea para fines estadísticos, de reportes de producción, precios, ventas etc., si es necesario se puede llevar a cabo el control pero generalmente es tratamiento de datos a alto nivel.

3.4 CONCLUSIONES

Hemos abordado el análisis frecuencial de un lazo de control retroalimentado, en el cual es importante que el diseñador del algoritmo de control comprenda el proceso que se esta llevando a cabo, para entonces poder aplicar la filosofía más adecuada de control. Este análisis puede resultar una herramienta muy valiosa, práctica y poderosa para la implementación de sistemas de control, poco conocidos. Es de gran ayuda conocer las limitaciones que tiene el análisis frecuencial, en cuanto a la precisión de un modelo matemático, el criterio que se lleve a cabo en los cálculos de los parámetros de control. Así como también la filosofía en la arquitectura del equipo de calculo a usar, como PC's, PLC's, Etc..

Hacer el trabajo de análisis siguiendo una ruta crítica, es de valor incalculable ya que reduce, costos, tiempos y movimientos al mínimo.

Se evaluó el método gráfico y su importancia en la aplicación oportuna en lazos de control ya implementados y en operación que adquieren constantes de tiempo distintos al originalmente contemplados. Esta herramienta cumple su cometido en el momento que se recuperan lazos de control ya perdidos, y es de suma importancia cuando estos lazos de control poco conocidos. En la práctica, lazos de control muy comunes se da por hecho su comportamiento, como por ejemplo un lazo de control de caudal, flujo másico, nivel, etc..

Existe escasa literatura acerca de ello, aplicados a otros procesos distintos por ello estas herramientas de análisis son útiles para estos casos.

En cuanto a la decisión de tomar en cuenta otros lazos de control que no sean precisamente el control retroalimentado, debemos considerar la naturaleza del proceso mismo sus condiciones y su comportamiento e interdependencia con otros procesos, estas sencillas reglas nos ayudarán a elegir adecuadamente el sistema de control requerido.

Podemos decir que se requiere de la disponibilidad de la teoría del control, enfocadas a resolver problemas crecientes en la industria. Las características de las técnicas que existen y las que se implementen para resolver estos problemas deben de cumplir características de fácil implementación, costos razonables entre otros.

4. INSTRUMENTACIÓN APLICADA A LA INDUSTRIA DE ALIMENTOS

4.1 SENSORES EN LA INDUSTRIA DE ALIMENTOS

4.1.1 CARACTERÍSTICAS

Las características de los instrumentos sensores es rigurosamente sanitario, debe permitir la rápida limpieza de las líneas de la planta. La frecuencia en la limpieza depende de la susceptibilidad del producto, exposición al ataque por microorganismos, y agentes infestantes. Cuando el motivo de la limpieza son los agentes infestantes, la acumulación de residuos debe evitarse. Los costos de la limpieza pueden reducirse por la selección del propio instrumento y su diseño de construcción.

Las características de diseño descritas abajo son de publicaciones y estándares propuestas de varias asociaciones de fabricantes y agencias de regulación. (Manual de Buenas Prácticas de Higiene y Sanidad, Food Drug Administration, Instrument Society of América)

1. Prevenir la contaminación del producto y ser inerte a los alimentos y agentes de limpieza.
2. Ser fácilmente accesible y rápidamente desmontable para la limpieza e inspección. Puede estar diseñado para la limpieza en el lugar (CIP).
3. No debe tener áreas de difícil limpieza, lugares en la cual los contaminantes puedan colectarse tales como grietas, huecos, uniones abiertas y cavidades inservibles.
4. Ser inoxidable en la parte en contacto con el producto.
5. Instalación completamente hermética.
6. Indicadores de nivel, localizar en partes adyacentes a la entrada.

La presencia de aire y materiales susceptibles de combustión son una importante condición de seguridad en los sensores. Los materiales combustibles comunes en las plantas de procesos de alimentos, incluyen polvo de grano, harina, azúcar, cocoa, café, huevos, también carbón, hidrogeno e hidrocarburos como el hexano. Existen diferentes estándares que rigen la instalación de instrumentos eléctricos, como Standard and Practices for Instrumentation, ISA 1988. Evitar en lo posible la concentración de polvos en los sensores es

importante para el buen funcionamiento de estos, los hay algunos presurizados para evitar que entre polvo al sensor.

La selección de los elementos sensores debe de tener un balance entre los costos de adquisición y los costos de limpieza del sensor, además de la precisión que ofrecen. ♦

Los tipos de accesorios que son frecuentemente usados son de roscas externas y tuercas unión tipo desmontable. Los sensores de nivel y presión en líquidos, tienen un diafragma en contacto con el producto. La medición de flujo en la industria de alimentos generalmente es con medidores de flujo magnético. Las regulaciones gubernamentales prohíben el uso de metales pesados incluyendo el cadmio, en contacto con los alimentos. El cobre y el latón no serán usadas en contacto con las grasas y solo es aceptado el acero inoxidable y el aluminio. Algunos instrumentos están presurizados para conservarlos limpios internamente. Cuando los instrumentos contengan algún visor este debe ser inastillable e impermeable.

4.1.2 SENSORES DE TEMPERATURA

La medida de temperatura constituye una de las mediciones más comunes e importantes en los procesos de alimentos. Las limitaciones que presentan los sensores queda definida por cada tipo de aplicación, por la precisión, por la velocidad de captación de la temperatura, por la distancia entre el elemento de medida y el aparato receptor. Es importante comprender los distintos métodos de medida con sus ventajas y desventajas propias, para lograr una selección óptima del sistema más adecuado.

Los instrumentos de medida de temperatura utilizan diversos fenómenos que son influidos por la temperatura y entre los cuales figuran:

- a) Variaciones en volumen o en estado de los cuerpos (sólidos, líquidos o gases).
- b) Variaciones de resistencia de un conductor.
- c) Variaciones de resistencia de un semiconductor.
- d) f.e.m. creada en la unión de dos metales distintos (termopares)
- e) Intensidad de la radiación total emitida por el cuerpo (pirómetros de radiación).

♦ Nota: Cuando el mismo tipo de sensor presenta distintos rangos de precisión, no se menciona éste.

En seguida se presentan los campos de medida de los instrumentos más utilizados. (Fig. 4.1.2.1)

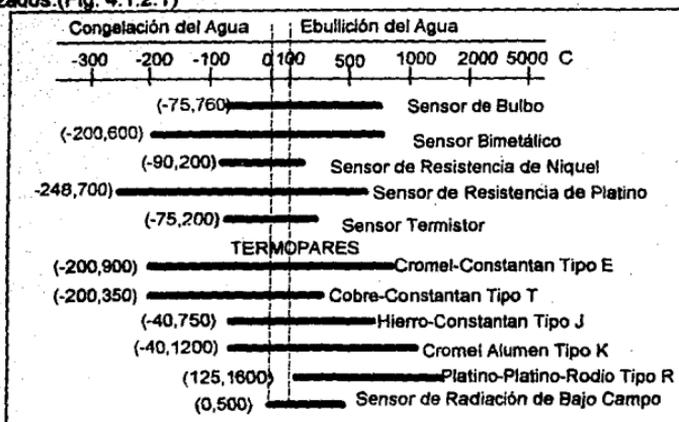


Fig. 4.1.2.1 Campo de medida de los sensores de temperatura.

(Creus, 1992)

Sensores de Bulbo

Los termómetros tipo bulbo consisten esencialmente en un bulbo conectado por un capilar a una espiral. Cuando la temperatura cambia, el gas o el líquido se expanden, la espiral tiende a desenrollarse y modificar la señal de salida neumática, en el conjunto tobera obturador.

Existen 3 clases de termómetros aplicados a la industria de alimentos:

- I. Sensores operados por vapor
- II. Sensores operados por gas
- III. Sensores operados por líquidos

SENSORES OPERADOS POR VAPOR

Los sensores operados por vapor contienen un líquido volátil y se basan en el principio de presión de vapor. Al subir la temperatura aumenta la presión de vapor del líquido. Para este tipo de sensores la respuesta no es lineal.

La presión en el sistema depende solamente de la temperatura en el bulbo por consiguiente, no hay necesidad de compensar la temperatura ambiente. Si la temperatura de vapor en el bulbo es mayor que la temperatura del medio ambiente, el capilar y el elemento de medición están llenos de líquido. Si la temperatura de vapor en el bulbo es más baja que la temperatura ambiente el sistema se llena de vapor.

SENSORES OPERADOS POR GAS

Los sensores operados por gas están completamente llenos de gas y al subir la temperatura, la presión de gas aumenta proporcionalmente y por lo tanto estos sensores tienen respuesta lineal.

La presión en el sistema depende principalmente de la temperatura del bulbo, pero también del bulbo capilar, siendo necesario compensar la temperatura del ambiente en el sistema de medición. El gas que más se utiliza para este tipo de sensores es el Helio por su baja viscosidad, baja capacidad calorífica (C_p), y alta conductividad térmica.

El sistema de llenado y tipo de líquido o gas a utilizar esta regido por SAMA (Scientific Apparatus Maker's Association).

SENSORES OPERADOS POR LIQUIDO

Los sensores operados por líquido, tienen el sistema de medición lleno de líquido y como su dilatación es proporcional a la temperatura, la escala de medición resulta uniforme. El volumen del líquido depende principalmente de la temperatura del bulbo, la temperatura del capilar y la temperatura del elemento de medición (temperatura ambiente). Por lo tanto para capilares cortos de 5 cm. sólo hay que compensar el elemento de medición para evitar errores debidos a variaciones de la temperatura ambiente, para capilares más largos hay que compensar también el volumen del tubo capilar.

Los líquidos que se utilizan en los sensores de este tipo son: Alcohol y éter.

Las señales que se detectan por los sensores se transmiten via neumática o eléctrica, [3 a 15 psi (20.70 a 103.45 kpa) o 4 a 20 mA dc] de salida estándar.

Los materiales que se utilizan son :

El tubo de bourdon:	Berilio y Cobre
El capilar:	348 Acero inoxidable, inconel
Bulbo:	347, 316,317 Acero inoxidable
	Acero al carbón

En la fig. 4.1.2.2 se aprecia un esquema con dimensiones del sensor.

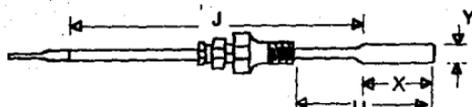


Fig. 4.1.2.2 Diagrama del sensor con unión ajustable
(Foxboro, 1993)

El sensor es colocado en la línea con una unión ajustable y extensión desarmable.

Las dimensiones estándares son las siguientes:

Diámetro (Y)	: 9.53 mm. (0.375 in)
Longitud del bulbo Sensible (X)	: 75 o 150 mm (3 o 6 in)
Longitud de la extensión (J)	: 450 mm. (18 in)
Longitud en contacto con el fluido (U)	: 200 a 530 mm. (8 a 21 in)
Tubo capilar	: 1- 3 m

Como características complementarias pueden adicionarse termoparedes para protección mecánica o corrosiva, implementar sensores para medición en líneas, diseñar rangos de medición fuera de los comerciales, otros tipos de líquidos y gases térmicos no usuales de acuerdo a la SAMA. Algunos de los materiales que se utilizan como protección son : Tabla 4.1.2.1

R monel 405	Acero Inoxidable 347
Acero Inoxidable 304 Std	F11 Aleación de acero
Acero Inoxidable 304 L	F22 Aleación de acero
Hastelloy 276	Inconel 600
Hastelloy B	Acero Inoxidable 309
Aluminio	Acero Inoxidable 310
Acero Inoxidable 316 std	Acero Inoxidable 410
Nickel 200	Acero Inoxidable 446

Tabla 4.1.2.1 Materiales para termopares. (Creus, 1992)

La señal detectada por el sensor se envía por vía neumática ya sea a un indicador, registrador o un controlador, la señal de salida estandarizada es de 3- 15 (20.7 a 103.45 kpa).

Si así se requiere se maneja la señal de manera eléctrica, acoplado al sistema un transductor de señal neumática a eléctrica.

Sensores Bimetálicos

Los sensores bimetalógicos se fundamentan en el distinto coeficiente de dilatación de los diferentes metales tales como latón, cromo, manganeso, monel o acero y una aleación de ferromquel o Invar (35.5% de níquel) laminado conjuntamente.

Las laminas bimetalógicas pueden ser rectas o curvas formando espirales o hélices fig. 4.1.2.3

Un sensor bimetalógico típico contiene pocas partes móviles.

Las dos barras de metal de diferente coeficiente de dilatación (uno alto y uno bajo), los cuales están perfectamente unidos. Cuando aumenta la temperatura una barra aumenta más que la otra haciendo esto que la barra se doble. La deflexión es proporcional al cuadrado de la longitud y al cambio de temperatura e inversamente proporcional al grueso de la barra.

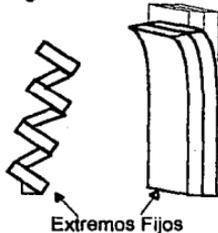


Fig. 4.1.2.3 Termómetro bimetalógico. (Creus, 1992)

Como el movimiento es pequeño se utilizan los bimetalógicos en forma de espiral o de hélice.

El rango de medición de los sensores bimetalógicos es de -200 a 540 °C

La salida de este tipo de sensores es vía neumática, o por medio de un transductor envía la señal vía eléctrica a un indicador, registrador o a un controlador de temperatura.

Sensores de Resistencia

La medida de temperatura utilizando resistencias depende de las características, de resistencia en función de la temperatura que son propias del elemento de detección.

El elemento consiste usualmente de un conductor muy fino aislado de barniz y enrollado en forma no inductiva sobre una base de material aislante y protegido

con un revestimiento de vidrio o cerámica. Este bulbo de resistencia debe cubrirse con un termopozo y pueden ser roscados soldados o bridados.

El material que forma el conductor, se caracteriza por el llamado coeficiente de temperatura de resistencia, que expresa a una temperatura especificada, la variación de la resistencia en Ohmio del conductor por cada grado que cambia su temperatura. La relación de estos factores puede verse en la expresión lineal siguiente:

$R_t = R_o (1 + \alpha)$ en donde:

R_o = Resistencia en Ohmio a 0 °C

R_t = Resistencia en Ohmio a t °C

α = Coeficiente de temperatura de la resistencia cuyo valor entre 0°C y 100 es de $0.003885 \Omega \cdot \Omega^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$.

Si la relación de temperaturas no es lineal la ecuación general pasa a:

$$R_t = R_o [1 + A \cdot t + B t^2 + C \cdot (t-100) \cdot t^3] \quad \text{Válida de } -200 \text{ a } 0 \text{ } ^\circ C \text{ ó}$$

bien:

$$R_t = R_o \cdot (1 + A t + B t^2)$$

Válida de 0 a 850 °C

En la que A, B, C son coeficientes de temperatura de la resistencia de valores:

$$A = 3.90802 \times 10^{-3}$$

$$B = -5.802 \times 10^{-7}$$

$$C = -4.2735 \times 10^{-12}$$

Los materiales que forman el conductor de la resistencia deben poseer las siguientes características.

1. Alto coeficiente de temperatura de la resistencia ya que de este modo el instrumento de medida será muy sensible.
2. Alta resistividad ya que cuanto mayor sea la resistencia a una temperatura dada mayor será la variación por grado. (Mayor sensibilidad).
- 4.- Rigidez y ductilidad permite realizar los procesos de fabricación de estirado y enrollamiento del conductor a fin de obtener tamaños pequeños.
- 5.- Estabilidad de las características durante la vida útil del material. Los materiales que más se utilizan son el platino y el níquel. En la fig. 4.1.2.4 puede observarse el comportamiento de la resistencia relativa de varios metales en función de la temperatura.

El platino es el material más adecuado desde el punto de vista de precisión y de estabilidad pero presenta el inconveniente de su coste. En general el bulbo de resistencia utilizada en la industria tiene una resistencia de 100 Ohmios a 0 °C.

El níquel es más barato que el platino y posee una resistencia más elevada con una mayor variación por grado, sin embargo tiene como desventaja la falta de linealidad en su relación resistencia -temperatura.

El cobre tiene una variación de resistencia uniforme es estable y barato pero tiene el inconveniente de su baja resistividad.

El rango de variación de resistencia del conductor es medida con un puente de Wheatstone, dispuestos en montajes denominados de dos hilos de tres hilos o de cuatro hilos, según sean los hilos de conexión del conductor de resistencia al puente. fig. 4.1.2.5

Donde : X =valor de la resistencia desconocida.
 a, b, c = longitudes del conductor de conexión al puente.

El montaje más sencillo es el de dos hilos, pero presenta el inconveniente de que la resistencia de los hilos a y b , de la conexión de la sonda al puente varia cuando cambia la temperatura y esta variación falsean el resultado.

El montaje de dos hilos se emplea pues con resistencias moderadas del hilo de conexión y cuando la lectura no necesita ser demasiado exacta.

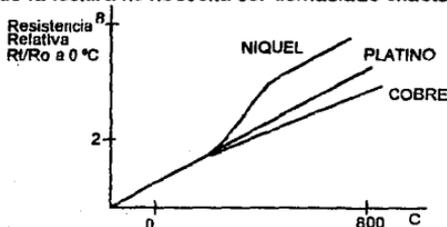


Fig. 4.1.2.4 Curvas de resistencia relativa de varios metales en función de la temperatura. (Creus, 1992)

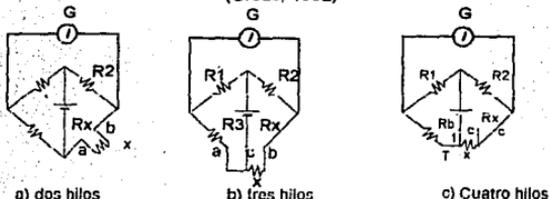


Fig. 4.1.2.5 Tipos de circuitos de puente de Wheatstone en sondas de resistencia. (Creus, 1992).

El montaje de tres hilos es el más utilizado en la práctica. En este circuito la sonda está conectada mediante tres hilos al puente.

De este modo, la medida no es afectada por la longitud de los conductores ni por la temperatura, ya que ésta influye a la vez en dos brazos adyacentes del puente, siendo la única condición que la resistencia de los hilos a y b sea exactamente la misma. El montaje de 4 hilos se utiliza para obtener la mayor precisión posible en la medida, como es el caso de calibración de patrones de resistencia en laboratorio. Se basa en efectuar dos mediciones de la resistencia de la sonda combinando las conexiones de modo tal que la sonda pase de un brazo del puente adyacente. De este modo se compensan las resistencias desiguales de los hilos de conexión y el valor de la resistencia equivale al promedio de los valores determinados en las dos mediciones.

Termistores

Los termistores son semiconductores electrónicos con un coeficiente de temperatura de resistencia negativo de valor elevado, por lo que presentan variaciones rápidas y extremadamente grandes para los cambios relativamente pequeños en la temperatura. Los termistores se fabrican con óxidos de níquel, manganeso, hierro, cobalto, cobre, magnesio, titanio y otros metales, y están encapsulados.

La relación entre la resistencia del termistor y la temperatura viene dada por la expresión :

$$R_t = R_o \cdot e^{\beta \left(\frac{1}{T_t} - \frac{1}{T_o} \right)}$$

Donde : R_t = resistencia en Ohmios a la temperatura absoluta

R_o = resistencia en Ohmios a la temperatura absoluta de referencia T_o

β = constante dentro de un intervalo moderado de temperatura.

Al tener un alto coeficiente de temperatura poseen una mayor sensibilidad que las sondas de resistencia estudiadas y permiten incluso intervalos de medida de 1 °C (rango de medida). Son de pequeño tamaño y su tiempo de respuesta depende de la capacidad térmica y de la masa del termistor variando en fracciones de segundo o minutos.

Los termistores encuentran su principal aplicación en la medición, la compensación y el control de temperatura y como medidores de temperatura diferencial.

Termopares

El termopar se basa en el efecto descubierto por Seebeck en 1821 (Soisson, 1983) de la circulación de una corriente en un circuito formado por dos metales diferentes cuyas uniones se mantienen a distintas temperaturas fig. 4.1.2.6. Esta circulación de corriente obedece a dos efectos termoeléctricos combinados, el efecto Peltier que provoca la liberación o absorción de calor en la unión de dos metales distintos cuando una corriente circula a través de la unión y el efecto Thomson que consiste en la liberación o absorción de calor cuando una corriente circula a través de un metal homogéneo en el que existe un gradiente de temperaturas.

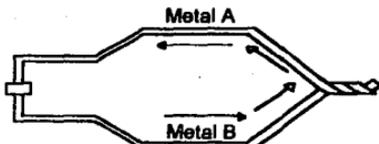


Fig. 4.1.2.6 Dos alambres de diferentes metales conforman un termopar. (Creus, 1992).

La selección de los alambres para termopares se hace de forma que tengan una resistencia adecuada a la corrosión, a la oxidación, a la reducción y a la cristalización, que desarrollen una f.e.m. relativamente alta que sean estables, de bajo coste y de baja resistencia eléctrica y que la relación entre la temperatura y la f.e.m. sea tal que el aumento de ésta sea (aproximadamente) paralela al aumento de la temperatura.

Estudios realizados sobre el comportamiento de termopares han permitido establecer tres leyes fundamentales:

- 1) Ley del circuito homogéneo. En un conductor metálico homogéneo, no puede sostenerse la circulación de una corriente eléctrica por la aplicación exclusiva de calor.
- 2) Ley de los metales intermedios. Si en un circuito de varios conductores la temperatura es uniforme desde un punto de soldadura A a otro punto B, la suma algebraica de todas las fuerzas electromotrices es totalmente independiente de los conductores metálicos intermedios y es la misma que si se pusieran en contacto directo A y B.
- 3) Ley de las temperaturas sucesivas. La f.e.m. generada por un termopar con sus uniones a las temperaturas T_1 y T_3 es la suma algebraica de la f.e.m. del mismo termopar con sus uniones a las temperaturas T_2 y T_3 .

Por estas leyes se hace evidente que en el circuito se desarrolla una pequeña tensión, continua, proporcional a la temperatura de la unión de medida siempre que haya una diferencia de temperaturas con la unión de referencia.

La tabla 4.1.2.2 muestra las características de los termopares.

Tipo	Intervalo de Medida °C	Límites de Error del Termopar			Cable de Extensión		
		Clase 1 °C	Clase 2 °C	Clase 3 °C	Temperatura °C	Error	
						Premium °C	Normal °C
Cromel Constantan Tipo E	-40-800 -40-900 -200-40	±1.5, 0 ±0.4%	±2.5, 0 ±0.75%	±2.5, 0 ±1.5%	-60 a 200	±1.5, 0 ±2.0%	
Cobre Constantan Tipo T	-40-350 -40-350 -200-40	±1.5, 0 ±0.4%	±1.0, 0 ±0.75%	±1.0, 0 ±1.5%	-60 a 95	±0.5, 0 ±0.5%	±1.0, 0 ±0.75%
Hierro Constantan Tipo J	-40-750 -40-750	±1.5, 0 ±0.4%	±2.5, 0 ±0.75%		0 a 200	±1.0, 0 ±0.75%	±2.5, 0 ±1.25%
Cromel Alumen Tipo K	-40-1000 -40-1200	±1.5, 0 ±0.4%	±2.5, 0 ±0.75%		0 a 200	±1.0, 0 ±0.75%	±2.5, 0 ±2.5%
Pt-Pt/Th 13% Tipo R	125-1800	±1.0	±1.5, 0 ±0.25%		25 a 200		±5, 0 ±6%
Pt-Pt/Rh 10% Tipo S	125-1800						
Pt-Rh 6%/Pt-Rh 30% Tipo B	600-1700 600-1700		±1.5, 0 ±0.25%	±4.0, 0 ±0.5%	25 a 200		±5, 0 ±6%

Tabla 4.1.2.2 Características de termopares (Norma IEC-584-1982)
(Creus, 1992)

El termopar es un elemento que tiene poca resistencia mecánica y química. Para proteger al termopar se usa un tubo protector o termo pozo, que puede ser un tubo o una barra perforada.

Dependiendo de la corrosión del medio ambiente en el cual se va a emplear y las condiciones de presión y temperatura a que estarán sujetos, se selecciona el material con el que deberá fabricarse el termopozo.

Los materiales más comúnmente usados para la fabricación de termopozos son: Acero Inoxidable 304, Acero Inoxidable 316, Acero Inoxidable 410, Niquel, Inconel, Bronce, Hastelloy B y C.

Existen 3 tipos de termo pozos, los cuales dependen de la resistencia mecánica y seguridad deseada y son:

- termo pozos roscados
- termo pozos soldados
- termo pozos bridados

Para medir la f.e.m., puede emplearse el circuito galvanométrico y el circuito potenciométrico. Esta señal acondicionada debidamente se puede enviar a un controlador con señal digital, así como manejar estos datos con otros fines como el de registro, etc..

Sensores por Pirometría de Radiación Térmica.

Los pirómetros de radiación térmica funcionan básicamente de acuerdo con la ley de Stephan y Boltzmann, según se expresa en la ecuación siguiente (Soisson, 1983).

$$W = K T_o^4$$

Donde: W = energía radiante emitida por unidad de área del cuerpo.

K = constante de Stephan- Boltzmann

T_o = temperatura absoluta en °K.

Puesto que un cuerpo negro a 826 °C (1500°F) irradia un aspecto de longitudes de onda de energía térmica de 1 a 17 μm ., y aproximadamente el 90% del espectro es mayor que 2 μm ., un pirómetro debe ser sensible a longitudes de onda mayor que 2 μm . para poder medir temperaturas de 826 °C o menos. Esto significa que el pirómetro se debe diseñar para tener una respuesta a la longitud de onda del rango de temperatura deseado.

La estructura básica del detector, es por medio de lentes o espejos, que son capaces de hacer o reflejar las longitudes de onda de energía radiante emitidas por el objeto caliente enfocarlas sobre el detector receptor que emite la f.e.m de salida o sufre el cambio de resistencia.

Los dos detectores de radiación de tipo industrial que se usan más en aplicaciones comerciales, junto con sus dispositivos de control automáticos asociados son : el Rayotube de Leeds y Northrup y el Radiamatic de Honeywell.

TRANSMISORES DE TEMPERATURA.

Los transmisores de temperatura, que se pueden encontrar en el mercado son los de tipo neumático Fig. 4.1.2.7 , electrónico.

Por mencionar algunos transmisores que existen en el mercado son:

del Tipo Analógico: Marca: Foxboro, Bailey y Taylor.

del Tipo Digital: Marca: Rosemount, Foxboro, y Taylor

Tipo Electrónico

Señales de Salida :	4-20 mA dc
Precisión:	0.2 % del intervalo de medida
Efecto de Humedad:	0.5 % del intervalo de medida
Efecto de la fuente de energía:	0.01 % del intervalo de medida
Tiempo de respuesta:	250 msec. Máx.
Temperatura Ambiente:	25 a 85 oC
Condiciones de Humedad :	95% HR

4.1.3 SENSORES DE PRESIÓN

La presión es una fuerza por unidad de superficie y puede expresarse en unidades, tales como Pascal, bar, atmósferas, kgf/cm^2 , Psi. (lb/in^2).

Los instrumentos de presión se clasifican en tres grupos: Mecánicos, electromecánicos, y electrónicos.

De los cuales abordaremos los dos primeros grupos ya que son los más económicos y de mayor aplicación actualmente.

El segundo grupo más bien es un transmisor de presión donde se conjugan lo eléctrico de la transmisión y el sistema mecánico de la medición de presión.

El tercer grupo, Sensores electrónicos incorporan uno de los elementos primarios detectores del primer grupo, estos usan una señal eléctrica para producir una señal electrónica proporcionalmente variable. Porque de esta forma transforman una señal de naturaleza mecánica a eléctrica, estos aparatos son clasificados como transductores.

La cantidad de dispositivos electrónicos usados para medir son medidores de esfuerzo, capacitivos, inductivos y transductores de reluctancia variable; transformadores diferencial variable lineal; y transductores piezoeléctricos.

En la Tabla 4.1.3.1 se muestran los sensores de presión y su campo de aplicación.

Tipo	Rango de Medición
Tubo Bourdon y hélice	15 a 100000 psi (103.5 a 690000 kpa)
Espiral	30 a 4000 psi (207 a 27585 kpa)
Fuelle Intermedio	5 a 30 psi (34.5 a 207 kpa)
Fuelle y Muelle Absoluto	1 a 30 psi (6.9 a 207 kpa)
Fuelle de baja	7.5 a 22.5 psi (51.7 a 155.2 kpa)
Cápsulas de diafragma	15 a 70 psi (103.5 a 482.8 kpa)
Termopar	0.001 a 1 psi (0.0069 a 6.9 kpa)
Bimetal	0.001 a 1 psi (0.0069 a 6.9 kpa)

Tabla 4.1.3.1 Campo de aplicación de los sensores de presión.
(Creus, 1992).

Elementos mecánicos

Los elementos primarios más utilizados para aplicaciones en procesos industriales son: el tubo bourdon, el elemento en espiral, el helicoidal, el diafragma y el fuelle.

El tubo bourdon es un tubo de sección elíptica que forma un anillo casi completo, cerrado por un extremo. Al aumentar la presión en el interior del tubo, este tiende a enderezarse y el movimiento es transmitido al instrumento indicador, registrador y/o a un controlador.

La ley de deformación del tubo Bourdon es bastante compleja y ha sido determinado empíricamente a través de numerosas observaciones y ensayos en varios tubos.

El material empleado normalmente en el tubo bourdon es de acero inoxidable, aleación de cobre o aleaciones especiales como hastelloy o monel.

El elemento en espiral se forma enrollando el tubo bourdon en forma de espiral alrededor de un eje común y el helicoidal enrollando más de una espiral en forma de hélice. Estos elementos proporcionan un desplazamiento grande del extremo libre y por ello son ideales para los registradores.

El diafragma consiste de una o varias cápsulas circulares conectadas rígidamente entre si por soldadura, de forma que al aplicar presión cada cápsula se deforma y la suma de los pequeños desplazamientos es amplificada por un juego de palancas.

El fuelle es parecido al diafragma compuesto pero de una sola pieza flexible axialmente y puede dilatarse o contraerse con un desplazamiento considerable.

Hay que señalar que los elementos de fuelle se caracterizan por su larga duración, demostrada en ensayos en los que han soportado sin deformación alguna, millones de ciclos de flexión. El material empleado para el fuelle es usualmente bronce fosforoso y el muelle es tratado térmicamente para mantener fija su constante de fuerza por unidad de compresión.

Los instrumentos antes descritos llegan a dañarse debido a causas como la corrosión por fluidos, entonces se utilizan materiales especiales en contacto con el fluido corrosivo.

En varios casos se utiliza, un fluido de sello cuando el fluido es altamente viscoso y obtura el elemento, cuando la temperatura del proceso es demasiado alta, y como una medida de higiene en el proceso, evitando así focos de contaminación.

En la tabla 4.1.3.2 se dan características de los sensores.

	Campo de Medida	Precisión % en toda la Escala	Temperatura Máx. de Servicio	Presión Máxima	Estática
Barómetro cubeta	0,1-3 m cda*	0,5-1 %	Ambiente	6 bar	
Tubo en U	0,2-1,2 m cda	0,5-1 %		10 bar	
Tubo inclinado	0,01-1,2 m cda				
Manómetro campana	0,005-1 m cda				Atmosférica
Tubo Bourdon	0,5-600 bar		90° C	600 bar	
Espiral	0,5-2500 bar			2500 bar	
Helicoidal	0,5-500 bar			5000 bar	
Diafragma	50 mm cda-2 bar			2 bar	
Fuelle	100 mm cda-2 bar				
Presión absoluta	6-760 mm Hg abs	1 %	Ambiente	Atmosférica	
Sello volumétrico	3-600 bar	0,5-1 %	400° C	600 bar	

* metros cúbicos de agua.

Tabla 4.1.3.2 características de los sensores de presión. (Soisson, 1983).

TRANSMISORES DE PRESIÓN

Los elementos electromecánicos de presión utilizan un elemento mecánico elástico combinado con un transductor eléctrico que genera la señal eléctrica correspondiente. El elemento mecánico consiste de un tubo bourdon, una espiral, una hélice, un diafragma, un fuelle o una combinación de los mismos que, a través de un sistema de palancas convierte la presión en una fuerza o en un desplazamiento mecánico.

Los transmisores de presión se clasifican según el principio de funcionamiento:

- de equilibrio de fuerza
- neumático
- eléctrico
- resistivos
- magnéticos

Transmisores de equilibrio de fuerzas

Eléctrico

En la fig. 4.1.3.1 se esquematiza, la toma de presión de donde para cada valor de este, la barra adopta una posición determinada excitándose un transductor de desplazamiento tal como un detector de inductancia. Un circuito oscilador asociado con cualquiera de estos detectores alimenta una unidad magnética y la fuerza generada reposiciona la barra de equilibrio de fuerzas. Se completa así un circuito de realimentación variando la corriente de salida en forma proporcional al intervalo de presiones de proceso.

Neumático

En la fig. 4.1.3.2 el movimiento del diafragma, mueve a la barra y al obturador. El movimiento de la barra cambia la relación de posición tobera-obturador, debido a esto cambia, la presión atrás de la tobera, en la cámara B del relevador de potencia. Esto abre la válvula de entrada (cuando se incrementa la presión en la cámara B), la válvula de escape (cuando decrece la presión en la cámara B), produciendo un cambio en la presión de salida del relevador. La presión de salida del relevador restablece al fuelle y reinicializa la barra. La barra restablecedora en contacto con la tobera, a través del ajuste de rango, mueve al diafragma a la posición normal centrada y restablece balanceando la distancia tobera-obturador. La salida de presión del relevador, es proporcional a la medida diferencial de presión o en su caso proporcional a la medida de presión. Fig.

4.1.3.3

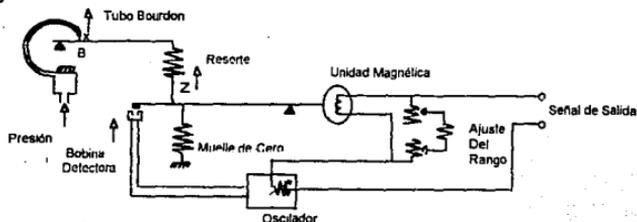


Fig. 4.1.3.1 Transmisor electrónico de equilibrio de fuerzas. (Collett, 1976)

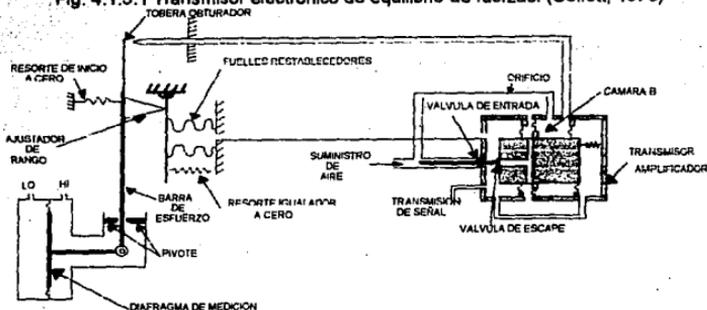


Fig. 4.1.3.2 Diafragma simplificado del transmisor de equilibrio de fuerzas. (Bailey, 1992)

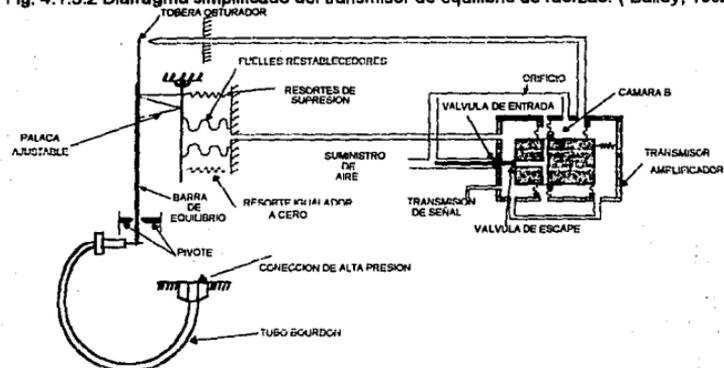


Fig. 4.1.3.3 Esquema simplificado de un transmisor de equilibrio de fuerzas. (Bailey, 1992)

Transmisores Resistivos

Constituyen sin duda uno de los transmisores eléctricos más sencillos. consisten de un elemento elástico que varía la resistencia Ohmica de un potenciómetro en función de la presión. El potenciómetro puede adoptar la forma de un sólo hilo continuo o bien estar enrollado a una bobina siguiendo un valor lineal o no de resistencia. Existen varios tipos de potenciómetros según sea el elemento de resistencia: potenciómetros de grafito, de resistencia bobinada y de película metálica. En la fig. 4.1.3.4 puede verse un transductor resistivo representativo que consta de un muelle de referencia, el elemento de presión y un

potenciómetro. El muelle de referencia es el corazón del transductor ya que al comprimirse debe ser únicamente una función de la presión y además debe ser independiente de la temperatura, de la aceleración y de otros factores ambientes externos.

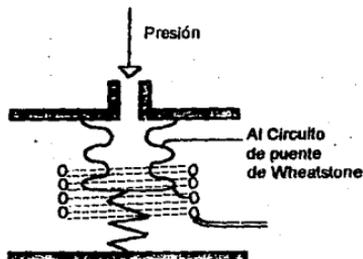


Fig. 4.1.3.4. Transmisor resistivo (transductor) (Andrew, 1974)

El movimiento del elemento de presión se transmite a un brazo móvil aislado que se apoya sobre el potenciómetro de precisión. Este está conectado a un circuito de puente de Wheatstone.

Los transductores Resistivos son simples y su señal de salida es bastante potente como para proporcionar una corriente de salida suficiente para el funcionamiento de los instrumentos de indicación, sin necesidad de amplificación. Sin embargo son muy sensibles a vibraciones y presentan una estabilidad pobre en el tiempo.

Transmisores Magnéticos

Se clasifican en dos grupos según el principio de funcionamiento.

a) transductores de inductancia variable (fig. 4.1.3.5) en los que el desplazamiento de un núcleo móvil dentro de una bobina aumenta la inductancia de ésta, en forma casi proporcional a la porción metálica del núcleo contenida dentro de la bobina.

El devanado de una bobina se alimenta con una corriente alterna y a la f.e.m. de autoinducción generada, se opone a la f.e.m. de alimentación de tal modo que al ir penetrando el núcleo móvil dentro de la bobina, la corriente presente en el circuito se va reduciendo por aumentar la f.e.m de autoinducción.

Los transductores de inductancia variable tienen las siguientes ventajas: no producen rozamiento en la medición, tienen la respuesta lineal, son pequeños y de construcción robusta y no precisan ajustes críticos en el montaje. Su precisión es del orden de $\pm 1\%$.

b) Los transductores de reluctancia variable (fig. 4.1.3.6) consisten en un imán permanente o un electroimán, que crea un campo magnético dentro del cual se mueve una armadura de material magnético.

El circuito magnético se alimenta con una fuerza magnetomotriz constante con lo cual al cambiar la posición de la armadura varía la reluctancia y por lo tanto el flujo magnético. Esta variación del flujo da lugar a una corriente inducida en la bobina que es, por tanto proporcional al grado de desplazamiento de la armadura móvil.

El movimiento de la armadura es pequeño sin contacto alguno con las partes fijas, por lo cual no existe rozamientos eliminándose la histéresis mecánica típica de otros instrumentos. Los transductores de reluctancia variable presentan una alta sensibilidad a las vibraciones, una estabilidad media en el tiempo y son sensibles a la temperatura. Su precisión es del orden de $\pm 0.5\%$.

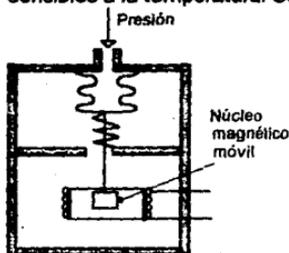


Fig. 4.1.3.5 Transmisor de inductancia variable. (Creus, 1992)

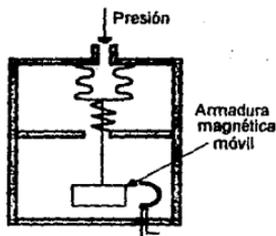


Fig. 4.1.3.6 Transmisor de Reluctancia variable. (Creus, 1992)

Los transmisores de presión comercialmente hablando operan con los principios antes mencionados, de los cuales se mencionan a continuación las especificaciones de los más representativos.

Neumático

Producto:	Transmisor neumático de presión.
Especificaciones:	
Medición neumática:	3-15 psi
Precisión:	± 0.5% del intervalo de medición
Efectos de la temp. ambiente:	cero error a 23.8 °C (75 ° F), error máx. entre 4.5 y 60 °C (40 y 140 ° F) de 2% del intervalo de medida..
Aire de suministro:	18 psi Para 3-15 psi, 20 psi máx., 30 Psi para 3-27 psi 35 psi. máx.
Consumo de aire:	47.2 cm ³ /s a 18 psi y 70.8 cm ³ /s a 30 psi
Localización:	Puede ser montado a 25 pies del elemento primario.
Distancia a transmitir:	400 m para controladores, 1000 m para indicadores y registradores.
Material :	Envoltura de aluminio, construcción hermética.
Aplicación :	Una mínima de 60 psi (413.8 kpa) de alcance y un máximo de 5000 psi (34482 kpa) de alcance.

Eléctrico.

Producto :	Transmisor de presión absoluta electrónico
Límites del alcance :	7.5 psi a 300 psi (51.7 a 2069 kpa)
Fluido sensor :	
Temperatura de proceso :	±45 a 120 °C
Temperatura ambiente :	±45 a 80 °C
Diafragma :	Acero Inoxidable 316
Precisión :	± 25% del alcance.
Señal de Salida :	4 - 20 mA dc
Aplicación :	45 psi a 450 psi (310 a 3103 kpa)
Producto :	Transmisor de Presión electrónico de alto rango.
Precisión :	± 0.25 % del alcance calibrado incluyendo efectos de linealidad, histéresis y repetibilidad.
Estabilidad:	0.20 % superior al límite rango para 6 meses
Salida :	Análoga 4-20 mA, 0 a 80 Hz Con salida digital opcional al tablero
Límite máximo Corriente:	25 mA dc
Voltaje de suministro:	12 - 42 V de (24 V nominal)
Suministro de energía :	0.0005 % del alcance por volts
Efecto de resistencias :	0.05 % del alcance por cambio de 500 Ohms
Amortiguación :	Continuo ajuste eléctrico de 0.2 a 2 Sec
Límites de temperatura :	operación -10 a 105 ° C almacenado -50 a 120 °C
Efectos de la temperatura:	de -30 a 80 °C
Error mínimo :	0.5 % para cualquier cambio de temperatura no más de 50 °C
Error máximo :	1.0% para cualquier cambio de temperatura no más de 50 °C

4.1.4 SENSORES DE FLUJO

Existen varios métodos para medir el caudal según sea el tipo de fluido volumétrico o másico. El flujo de materiales granulares es medido con alimentadores volumétricos o gravimétricos, que serán discutidos en la sección 4.2 (Válvulas).

Los sensores de flujo que figuran dentro de nuestro interés son los siguientes:

Sistema	Elemento	Transmisor
Presión Diferencial	Placa de orificio	Equilibrio de fuerzas
Área Variable	Rotámetro	Potenciométrico
Velocidad	Turbina	Potenciométrico
Tensión Inducida	Medidor Magnético	Potenciométrico
Fuerza de Coriolis	Tubo de vibración	Convertidor de par

Presión Diferencial

Los instrumentos de presión diferencial basan su principio de operación en el teorema de Bernoulli de la cual se obtiene la forma general.

$$Q_v = K\sqrt{H}$$

Donde: Q_v = gasto volumétrico
 K = Constante
 H = Diferencia de alturas de presión del fluido.

Para el cálculo de placas de orificio se utilizan las siguientes normas:

-ISO 5167-1980 Medidas de Flujo de Fluidos por medio de Placas-Orificio, Toberas o Tubos Venturi, insertados en conductos de sección circular.

-ASME 19.5 -Flowmeter computation Handbook New York 1971.

En estas normas se indican las partidas de carga de estos elementos primarios de medición y las condiciones de instalación en tramos rectos de tubería con distancias mínimas o nodos, curvas y válvulas, etc.

La mayoría de los instrumentos de línea son de este tipo aunque en la actualidad se está diversificando lo existente.

Rotámetro

Estos instrumentos basan su principio en medir el caudal por área variable, en los cuales un flotador cambia su posición dentro de un tubo, proporcionalmente al flujo del fluido.

Los flotadores pueden tener varios perfiles de construcción. En la fig. 4.1.4.1. pueden verse los más utilizados:

- Esféricos, para bajos caudales y poca precisión, con una influencia considerable de la viscosidad del fluido. (pos. 1).
- Cilindro con borde plano para caudales medios y elevados con una influencia media de la viscosidad del fluido (pos. 2).
- Cilindro con borde saliente, de cara inclinada contra el flujo (pos. 3) con menor influencia de la viscosidad que, por sus características de caudal, puede compararse con una tobera.
- Cilindro, con bordes salientes contra el flujo (pos. 4) y con la mínima influencia de la viscosidad que, por su funcionamiento, puede compararse a una placa-orificio o diafragma.

El material más empleado en los flotadores es el acero inoxidable 316 si bien, para satisfacer la gran variedad de requerimientos de resistencia a la corrosión que se presenta en la industria se utilizan también otros metales.

Los tubos empleados en los rotámetros pueden ser de vidrio y metálicos. Los fabricantes los mecanizan de tal modo que queda asegurada la intercambiabilidad de los diversos tubos y flotadores a fin de obtener caudales correspondientes sin necesidad de calibrar individualmente cada rotámetro.

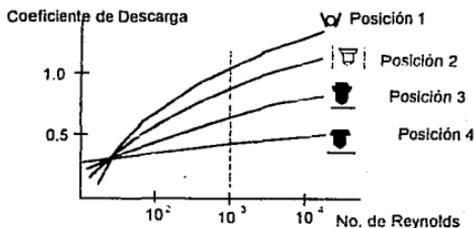


Fig. 4.1.4.1. Curvas de viscosidad
(Andrew, 1974)

Los tubos tienen una conicidad que viene expresada como la relación entre el diámetro interno del tubo en la escala máxima y el diámetro de la cabeza del flotador. Esta relación varía entre 1.20 y 1.35.

Los gastos que pueden manejar los rotámetros son mínimo de $0.1 \text{ cm}^3/\text{min.}$ y el máximo de $3.5 \text{ m}^3/\text{min.}$, para el caso del agua.

Los dispositivos transmisores acoplados al rotámetro consisten en una leva que sigue magnéticamente el movimiento del flotador y que se encuentra situada entre dos toberas neumáticas. Estas toberas forman parte de un transmisor de equilibrio de movimientos.

Medidores de Turbina

Estos medidores consisten de un rotor que gira al paso del fluido con una velocidad directamente proporcional al caudal. La velocidad del fluido ejerce una fuerza de arrastre del rotor.

Existen dos tipos de convertidores para captar la velocidad de la turbina:

Reluctancia Inductiva.

El convertidor de reluctancia, la velocidad vienen determinada por el paso de las palas individuales en la turbina a través de campo magnético creado por un imán permanente montado en una bobina captadora exterior. El paso de cada pala varía la reluctancia del circuito magnético. Esta variación cambia el flujo induciendo en la bobina captadora una corriente alterna que, por lo tanto es proporcional al giro de la turbina.

El convertidor de tipo inductivo, el rotor lleva incorporado un imán permanente y el cambio magnético giratorio que se origina induce una corriente alterna en una bobina captadora exterior.

La turbina está limitada por la viscosidad del fluido, debido al cambio que se produce en la velocidad del perfil del líquido a través de la tubería cuando aumenta la viscosidad. En las paredes, el fluido se mueve más lentamente que en el centro de modo que las puntas de las palas no pueden girar a mayor velocidad.

La precisión es muy elevada, del orden de $\pm 3\%$. La máxima precisión se consigue con un régimen laminar instalando el instrumento en una tubería recta de longitudes mínimas de 15 diámetros aguas arriba y 6 diámetros aguas abajo. El campo de medida llega hasta la relación 15 a 1 entre el caudal máximo y el mínimo y la escala es lineal. Debe instalarse de tal modo que no se vacíe cuando cesa el caudal ya que el choque de agua a alta velocidad contra el medidor vacío lo dañaría seriamente. La sobre velocidad por exceso de caudal puede ser también perjudicial para el instrumento. La frecuencia generada por el medidor de turbina se transmite a un convertidor indicador o totalizador.

La compañía HYDRIL Measurement and Control, fabrica medidores de esta línea, con características sanitarias, como ejemplo tiene en el mercado el medidor, 6700 Series Sanitary Meters.

Medidor Magnético

El fundamento de operación de este tipo de medidores está basada en la ley de Faraday de inducción electromagnética. El voltaje inducido es un cambio inductivo, en la cual el movimiento perpendicular al campo magnético es directamente proporcional a la velocidad del fluido.

En la figura 4.1.4.2. se puede apreciar un par de bobinas (B1,B2) localizados transversalmente al tubo de medición y transmisión de corriente directa pulsada, producen un campo magnético (B). El control continuo de la intensidad de esta corriente engloba un campo magnético estable y reproducible.

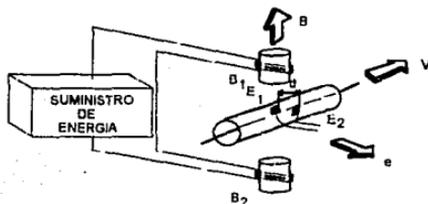


Fig.4.1.4.2. Diagrama de operación teórica del sensor magnético (BAILEY, 1992).

Los dos electrodos diametralmente opuestos (E1, E2), separados por una distancia d , localizados transversalmente con respecto al eje de la tubería y perpendicularmente con respecto al eje de las bobinas, se toma un voltaje (e) cuando el fluido eléctricamente conductor fluye a través de la tubería a una velocidad promedio (V).

$e = kV$ Donde k es la constante dado para un medidor de flujo.

$k = a \times B \times d$ (Donde a es un factor geométrico que depende de la forma y la geometría del tubo de medición.)

En el mercado, existen los medidores magnéticos con las siguientes características:

- El diámetro nominal del tubo de medición está disponible en un amplio rango desde 15 mm. hasta 300 mm.
- El rango de medición es de: 0.5 m³/h a 2679 m³/h.
- La precisión es de: 0.05% a 0.5%.
- La precisión máxima en el fluido de 1000 kpa a 1600 kpa.
- Fuente de energía 120 V AC. 60 Hz.
- Señal de salida de 4-20 mA ó 0-20 mA

La conductividad del fluido es la única característica propia del líquido que pueden limitar el empleo del medidor magnético de caudal. El sistema electrónico utilizado en el elemento y en el receptor permite medir caudales de líquidos que tengan una conductividad superior a 3 micromhos/cm. No obstante, en casos excepcionales puede trabajarse con valores menores, añadiendo al circuito de medida un preamplificador adicional (acondicionador de señal), alcanzándose una conductividad mínima de 0.3 micromhos/cm.

Los electrodos del tubo de medida deben seleccionarse de acuerdo con su resistencia a la corrosión o a la abrasión en el caso de aplicaciones químicas. En la tabla 4.1.4.1. se indican los materiales empleados y su resistencia debiendo señalar que el material más utilizado es el acero inoxidable 316.

Material	Resistencia a la corrosión	Resistencia a la abrasión
Inox. 316	Buena	Media
Opcional:		
Hastelloy B & C	Buena	Media
Haynes Alloy 25	Media	Excelente
Platino	Excelente	Pobre
Tantalio	Buena	Media
Titanio	Buena	Buena
Especial:		
Monel	Buena	Media
Carpenter 20	Buena	Excelente

Tabla 4.1.4.1 Materiales de los electrodos
(Creus, 1992)

Si la velocidad del fluido supera los 2-3 m/s es conveniente colocar un diafragma de protección en la entrada del elemento para prevenir su erosión. El diámetro interno del orificio del diafragma debe ser el mismo que el del revestimiento y la velocidad del fluido no debe exceder los 5 m/s para prevenir un desgaste excesivo del revestimiento. Para disminuir la velocidad, puede instalarse un medidor mayor que el diámetro de la tubería, teniendo presente que la velocidad no debe bajar a menos de 1 m/s para el máximo de la escala.

Medidor de Coriolis

La medición directa de caudal-masa, y en particular los que basan su funcionamiento en el teorema de coriolis, la cual infieren el caudal de las siguientes formas:

1. A partir de la desviación de un bucle en forma de omega, en estado de vibración controlada en su armónico principal o en su segundo armónico. En la fig. 4.1.4.3, puede verse al medidor, la vibración del tubo perpendicular al sentido de desplazamiento del fluido, crea una fuerza de aceleración en la salida, con lo que genera un par cuyo sentido va variando de acuerdo a la vibración y con el ángulo de torsión del tubo, que es directamente proporcional a la masa instantánea del fluido circulante.
2. Dos tubos paralelos en vibración controlada mantenidos a su frecuencia de resonancia con sensores ópticos con la luz infrarroja que son detectoras de la fase de vibración (mayor de 600 Hz). Cuando el caudal es cero la diferencia de fase es nula, mientras que al circular el fluido por uno de los tubos da lugar a una diferencia de fase que es proporcional al caudal de masa.

Estos métodos de medida son independientes de la temperatura, presión, densidad, viscosidad y perfil de flujo de fluido en los tubos de medida. Al estar el tubo libre de obstrucciones, admite la circulación de fluidos con sólidos en suspensión.

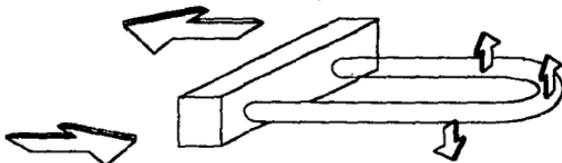


Fig. 4.1.4.3 Medidor de Coriolis
(Soisson, 1983)

Los tubos sensores están fabricados de acero inoxidable 316 L principalmente, según las necesidades del proceso.

En este tipo de medidores se tiene bajas pérdidas de presión, autodrenables, es excelente para fluidos limpios, pastas y líquidos sensibles al corte.

Las densidades de los fluidos que se manejan desde 200 a 3000 Kg./m³ o una gravedad específica (G.S.) de 1, para los límites de velocidad en proceso está dado por $V_{máx.} = (6.1 \text{ m/s})/G.S.$ y $V_{mín} = V_{máx.}/100(a)$.

(a) Por conveniencia, la velocidad flujo nominal está basado en un fluido de proceso con G.S. 1, y una velocidad máxima de 6.1 m/s, esto es cuidando que estas circunstancias, no se incremente las pérdidas de presión también como la cavitación y la erosión potencial. (G.S. = Gravedad Específica).

Las condiciones de temperatura de operación son desde -200 a 180 °C.

La temperatura ambiente desde -40 a 85 °C.

La humedad relativa desde 5 a 100%.

Los transmisores son de tipo eléctrico o neumático según las necesidades del proceso a que se refiere y a los sistemas de control que se implementen. Los sensores de flujo de masa se adaptan tanto a transmisores neumáticos como eléctricos y ellos se norman a los estándares de transmisión de señal respectiva.

4.1.5 SENSORES DE NIVEL

La medición de nivel en la industria de alimentos es importante desde el punto de vista del funcionamiento correcto del proceso, como la consideración del balance adecuado de materias primas o de productos finales.

Los sensores de nivel los clasificaremos en medidores de nivel de líquidos y sólidos.

Los sensores de nivel de líquido operan midiendo, ya sea directamente la altura del líquido sobre una línea de referencia, bien la presión hidrostática, el desplazamiento producido en un flotador y las características eléctricas del líquido, los cuales se encuentran en el mercado, para casi la mayoría de los proveedores de sensores transmisores de nivel.

Medidor de Presión Diferencial.

Consiste en un diafragma en contacto con el líquido del tanque, que mide la presión hidrostática en un punto en el fondo del tanque.

En un tanque abierto esta presión es proporcional a la altura del líquido en este punto y a su peso específico. Fig. 4.1.5.1.

Es decir: $P = H \cdot \rho \cdot g$ en la que:

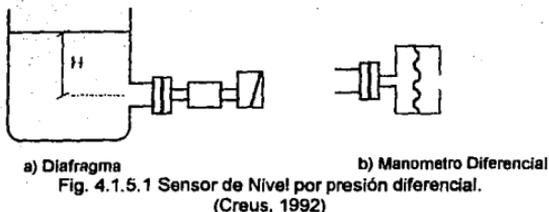
P = presión

H = altura del líquido

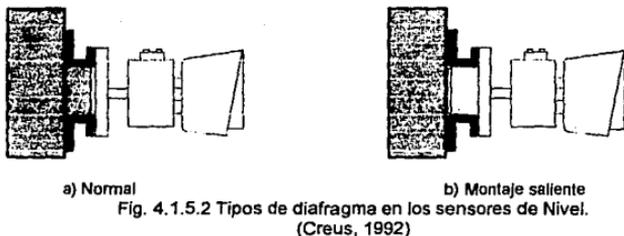
ρ = Densidad del líquido

g = 9.8 m/s²

El diafragma forma parte de un transmisor neumático o electrónico.



El diafragma está fijado en una brida que se monta rasante al tanque para permitir sin dificultades la medida de nivel de fluidos, tales como líquidos con sólidos en suspensión, líquidos viscosos y pastosos, pudiendo incluso ser de montaje saliente para que el diafragma enrase completamente con las paredes inferiores del tanque.



En el caso de que el tanque esté cerrado y bajo presión, hay que corregir la indicación del aparato para la presión ejercida sobre el líquido debiendo señalar que la lectura será muy poco precisa, si la presión es grande. Se suele conectar un tubo en la parte superior del tanque y medir la diferencia de presiones entre la toma inferior y la superior. Fig. 4.1.5.3.

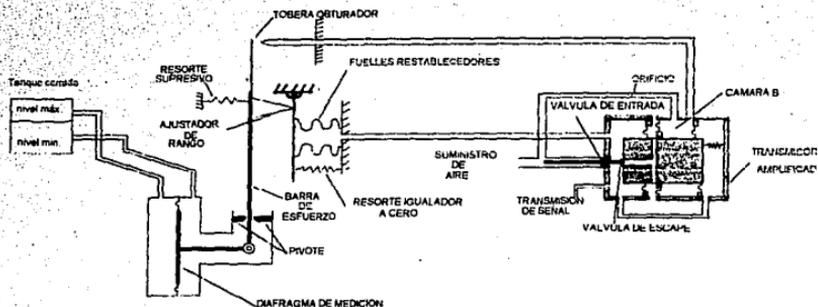


Fig. 4.1.5.3 Diagrama simplificado de un sensor de nivel de equilibrio de fuerzas (Bailey, 1992)

En los instrumentos de control de nivel que operan con el mecanismo de flotador, son los más sencillos y baratos de implementar en un sistema, se aplica al control de dos posiciones, en la cual el flotador al llegar al nivel máximo el flotador cierra o abre un circuito, ésta está alimentada por una fuente de energía, que a su vez transmite la señal de corriente, no corriente y a su vez cuando el nivel baja sucede simularmente lo mismo cuando el nivel se encuentra en el máximo nivel.

La transmisión de señal de este tipo de sensores es muy versátil y los tenemos en forma neumática como electrónica.

Para el caso de transmisión neumática las características son las siguientes:

- Rango de medición: 1 a 25 m de nivel
- Señal de salida: 3 a 15 psig (20.7 a 103.5 kpa).
- Precisión: 0.5% del alcance.
- Aire de suministro: 124 kpa.
- Consumo de aire de instrumento: 472 cm³/s
- Distancia de transmisión: 305 m para indicadores y registradores
121 m para controladores.

Para el caso de la transmisión electrónica se tienen las siguientes características:

- Rango de medición: 0.76 a 19 m.
- Señal de salida: 4 a 20 mA dc.
- Precisión: $\pm 0.20\%$ alcance.

Los sensores que funcionan a base de las características eléctricas del líquido son de tipo conductivo y resistivo. Consiste en uno o varios electrodos y un relé eléctrico o electrónico que es excitado cuando el líquido moja dichos electrodos.

El líquido debe ser lo suficientemente conductor como para excitar el circuito electrónico y de este modo el aparato pueda discriminar la separación entre el líquido y su vapor.

Cuando el líquido moja los electrodos se cierra el circuito electrónico y circula una corriente segura del orden de los 20 mA, el relé electrónico dispone de un temporizador de retardo que impide su enclavamiento ante una ola de nivel de líquido o ante cualquier perturbación momentánea.

Este instrumento se emplea como control de alto o bajo nivel.

Medidores de Nivel de Sólidos

Los medidores de nivel de sólidos se utilizan en procesos continuos en particular en tanques o silos destinados a contener materias primas, o productos finales, generalmente granular ya sea fina o gruesa.

Los tipos de sensores más empleados, son de diafragma, cono suspendido, báscula y el ultrasonido.

Detector de Diafragma

El detector de diafragma consiste en una membrana flexible que puede entrar en contacto con el producto dentro del tanque y que contiene en su interior un conjunto de palancas con contrapeso que se apoyan sobre un microrruptor, accionando una alarma o enviando señal a un controlador.

El material del diafragma puede ser de tela, goma, neopreno o fibra de vidrio. Este medidor tiene la ventaja de su bajo coste, puede emplearse en tanques cerrados sometidos a baja presión o vacío gracias a una línea neumática que iguala presiones a ambos lados de la membrana y trabaja muy bien con materiales de muy diversa calidad.

Tiene la desventaja de no admitir materiales granulares de tamaños superiores a unos 80 mm. de diámetro

Su precisión es de unos ± 50 mm. fig. 4.1.5.4.

Detector de Cono Suspendido

Fig. 4.1.5.5 consiste en un microinterruptor montado dentro de una caja estanca al polvo, con una cazoleta de goma de la que está suspendida una varilla que termina en un cono: cuando el nivel del sólido alcanza el cono, el interruptor es excitado. La cazoleta de goma permite la flexibilidad en la posición del cono gracias a la cual el aparato puede actuar como alarma de bajo o alto nivel; conviene tener la precaución de proteger mecánicamente el instrumento cuando se manejan materiales pesados que, en su caída desde la boca de descarga del tanque podrían dañarlo. El aparato es barato, necesita estar protegido como nivel de baja o niveles intermedios y se utiliza sólo en tanques abiertos. Su precisión es de unos 50 mm. sus aplicaciones típicas son la alarma y el control de nivel en carbón, granos y caliza.

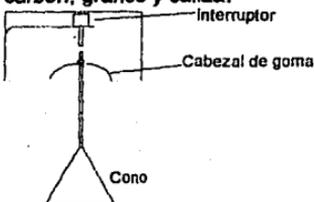


Fig. 4.1.5.5 Detector de cono (Collett, 1976)

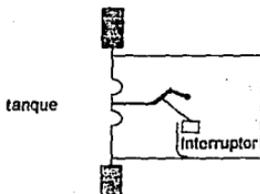


Fig. 4.1.5.4 Medidor de diafragma para nivel sólidos (Creus, 1992)

Medidor de Báscula

Mide el nivel de sólidos indirectamente a través del peso del conjunto tolva-producto; como el peso de la tolva es conocido, es fácil determinar el peso del producto y por lo tanto el nivel. La tolva se apoya en una plataforma de carga actuando sobre la palanca de una báscula o bien carga sobre otros elementos de medida neumáticos, hidráulicos o eléctricos.

El sistema es relativamente caro, en particular en el caso de grandes tolvas, pudiendo trabajar a altas presiones y temperaturas. Su precisión depende del sensor utilizado pudiendo variar de ± 0.5 a 1.0%.

Medidor de ultrasonido

El medidor de nivel de ultrasonido consiste en un emisor de ultrasonidos que envía un haz horizontal a un receptor colocado al otro lado del tanque, si el nivel de sólidos está más bajo que el haz, el sistema entra en oscilación enclavando un relé. Cuando los sólidos interceptan el haz, el sistema deja de oscilar y el relé

se desexita actuando sobre una alarma o sobre la maquinaria de descarga del depósito.

Cuando la superficie de la mayor parte de los sólidos reflejan en mayor o menor grado los ultrasonidos, el sistema es adecuado para la mayor parte de los sólidos con mucho polvo, alta humedad, humos o vibraciones, y puede emplearse tanto en materiales opacos como transparentes. Sin embargo, si la superficie del material es nítida el sistema es susceptible de dar señales erróneas. El uso del ordenador permite resolver este inconveniente, al almacenar el perfil ultrasónico del lecho del sólido e interceptarlo para obtener el nivel correcto de sólido. Así mismo, el ordenador proporciona características de autocomprobación (self-checking) del instrumento de medida.

Su precisión es de $\pm 0.15\%$ a $\pm 1\%$, puede construirse a prueba de explosión, pudiendo trabajar a temperaturas hasta 15°C . Fig. 4.1.5.6.

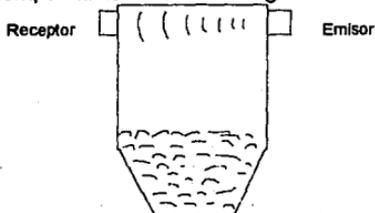


Fig. 4.1.5.6 Medidor de Nivel de ultrasonido.
(Soisson, 1983)

4.1.6. SENSORES DE PESO

En las industrias que manejan sólidos, se usan sistemas de pesado automático para el control de procesos, puede ahora ser digitalmente, por pulsos contadores y computadoras de proceso. Todo esto enlazado con el manejo de datos del equipo, los sistemas de pesado pueden mantener un control cerrado de cantidades de material en inventario y en el proceso.

En los sistemas de pesado requerimos de sensores los cuales se clasifican como: mecánicos, hidráulicos, neumáticos o electrónicos, fig. 4.1.6.1. En balanzas mecánicas, un sistema balancea el peso a ser medido contra una fuerza conocida. Esta fuerza de contra balanza puede ser el torque de un mecanismo pendular como en la fig. 4.1.6.1A o el peso de un contrapeso en la barra como en la fig. 4.1.6.1B. En la balanza, la posición del contrapeso indica el peso aplicado, el tipo de péndulo es más usado con indicación para lectura local. Cuando se requiere, balanzas mecánicas incluye un sistema nivelador como muestra la fig. 4.1.6.1A para reducir la carga total a una fracción definida.

En una balanza de celda, la carga aplicada comprime el medio fluido o desvía una estructura de soporte. En la celda neumática como en la fig. 4.1.6.1C, la presión en la cámara de peso neto, actúa sobre el área de diafragma, la cual balancea la carga aplicada. En la posición de carga, un brazo sobre la tobera determina la presión neumática forzada por la cámara de peso neto.

En la celda de carga hidráulica fig. 4.1.6.1D, la carga actúa un pistón la cual comprime el líquido contenido en la cápsula sellada. La señal de presión representa el peso que puede ser transmitido a controladores.

La celda de carga, electrónica fig. 4.1.6.1E consiste de uno o más medidores de esfuerzo enlazados a un soporte estructural, la cual puede estar en tensión o compresión, el cambio en la resistencia del medidor de esfuerzo debido a la deflexión por la carga que varía el mV de salida del puente de Wheatstone. La salida se aplica a través de un amplificador a un servomotor para rebalancear el puente y dar una lectura de peso visual.

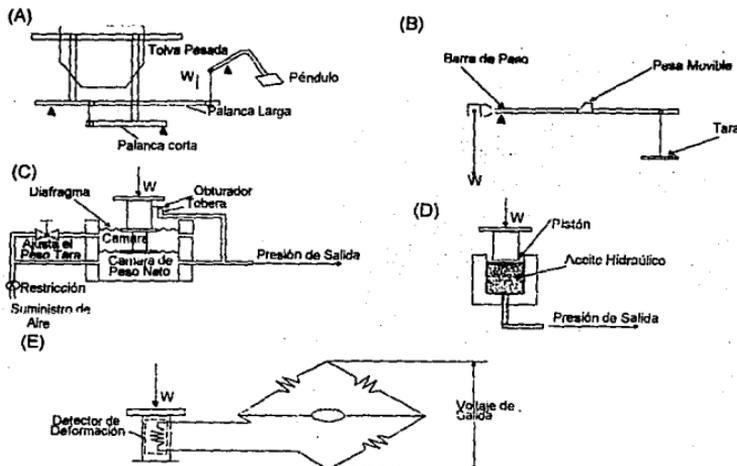


Fig. 4.1.6.1 Sensores de peso. El peso puede ser sentido mecánicamente por un mecanismo de péndulo A o por una barra de peso y contrapeso B, neumáticamente C, hidráulicamente D, o electrónicamente con un medidor de esfuerzo E. El ajuste de tara es siempre requerido y dos métodos son mostrados en B y C. (Ryan, 1962).

4.1.7 SENSORES DE PH

El pH es una expresión que viene dada por el log de la inversa de la concentración del ion hidrógeno expresada en moles/lit. Es una medida de acidez o alcalinidad del agua. El pH es un importante parámetro para procesamiento de alimentos tales como en la hidrólisis del almidón de maíz, en los jarabes, procesos lácteos y esterilización.

La medición del pH se hace en relación con la concentración, de iones de hidrógeno e hidróxilo. Los sensores disponibles para fines de control, son del tipo potenciométrico, el cual permite obtener una lectura eléctrica debido a la diferencia de potencial que se genera.

Un sistema industrial completo de medición de pH incluye una celda electroquímica y un circuito electrónico. La celda electroquímica se compone del electrodo de referencia, una celda de medición. Fig. 4.1.7.1. Esta última se encuentra disponible en cuatro tipos, que satisface la mayoría de los requisitos que necesitan los procesos y son; electrodos de vidrio, de antimonio, de quinhidrona e hidrógeno.

Características del Sensor

- Celda de referencia en estado sólido (elimina la contaminación, el llenado y taponamiento)
- Compensación por temperatura.
- Temperatura de operación hasta 140 °C.
- Presión de operación hasta 1724 kpa
- Ensamble compacta y hermética.
- Resistente al ensuciamiento por ácidos y álcalis fuertes.
- Autolimpieza.

Características de los transmisores de pH

- Señal de entrada: -1000 mV a +1000mV.
- Señal de salida: 4-20 mA.
- Precisión: $\pm 0.1\%$ o ± 0.01 pH.
- Error total: $\pm 1.0\%$ de la señal de entrada, incluyendo efectos de humedad, suministro de energía.
- Tiempo de respuesta: 250 ms máximo.
- Temperatura: -25 a 60 °C (-13 a 140 °F).

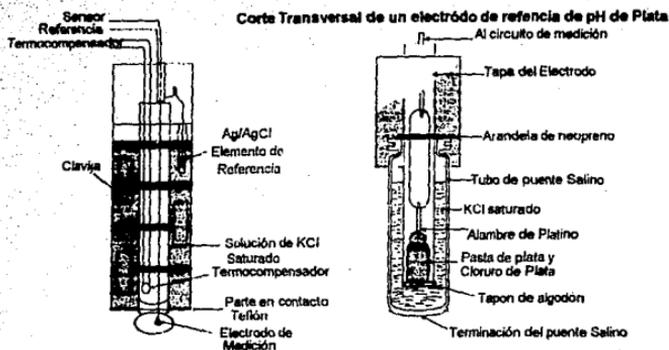


Fig. 4.1.7.1 Sensor de pH con electrodo de referencia de plata.
(Bailey, 1992, Soisson, 1983)

4.1.8 SENSORES DE HUMEDAD

Humedad en Sólidos

El contenido de humedad en varios productos principalmente granos y derivados, requieren de un control en el contenido de humedad, ya que de ello depende la vida de anaquel.

Para este propósito se aplican dos principios a la fabricación de estos sensores: el método de conductividad eléctrica y el método de capacitancia eléctrica. La relación entre la resistencia y el contenido de humedad en tales materiales como granos y leche en polvo, resulta aproximadamente una línea recta hasta el punto de saturación, donde todas las moléculas y espacios intermedios en el material están saturados con agua libre, hasta estos límites el método de conductividad eléctrica ya no es confiable. Estos puntos varían desde 12 a 25% en contenido de humedad dependiendo del alimento.

El material que está siendo sensado se le colocan los electrodos apropiados en forma de aguja de manera que penetre en el material. Los electrodos y el alimento comprenden un brazo del puente de Wheatstone fig. 4.1.8.1.

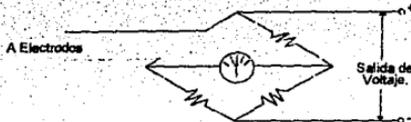


fig. 4.1.8.1 Método de conductividad
(Collett, 1978)

Método de Capacitancia Eléctrica

Existen cambios en la constante dieléctrica, en la relación de material seco y húmedo. El agua tiene una constante dieléctrica de 80. Por lo tanto la presencia de pequeñas cantidades de humedad causa que el material eleve su constante dieléctrica. El material que está siendo medida por parte del puente de capacitancia, la cual tiene suministro de energía de un oscilador electrónico .

El detector electrónico mide en el puente, el desbalance o el cambio de frecuencia, dependiendo del método empleado.

El contenido de humedad que se mide por éste método es de 2-3 % a 15-20 % dependiendo del producto.

4.1.9 OTROS SENSORES

Conforme se mejoran la técnicas de medición innovando tecnológicamente los sensores, desarrollando una adecuada velocidad de respuesta y a su vez incorporación a los procesos de una manera continua, de esta manera se irá ampliando la variedad de variables que se podrán sensar.

Existen otras variables que se sensan de manera discontinua, en el laboratorio, o que su implementación es forma continua está en desarrollo o incluso existe en casos específicos de manera continua. Tales variables como: Concentración de sólidos, densidad, turbidez, grados brix, viscosidad, oxígeno disuelto, concentración de CO₂, potencial óxido-reducción. Para poder medir los parámetros anteriores se usan según sea el caso métodos ópticos, hidráulicos, gravimétricos, eléctricos y electrónicos.

4.2 VÁLVULAS EN LA INDUSTRIA DE ALIMENTOS

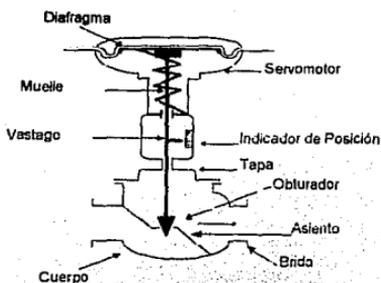
En el control automático de los procesos industriales la válvula de control juega un papel importante en el bucle de regulación.

Realiza la función de variar el caudal de fluido de control que modifica a su vez el valor de la variable medida comportándose como un orificio de área variable. Dentro del bucle de control tiene tanta importancia como el elemento primario, el transmisor y el controlador. En la fig. 4.2.1. puede verse una válvula de control típica. Se compone básicamente del cuerpo y del servomotor.

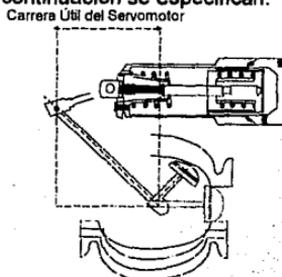
El cuerpo de la válvula contiene en su interior el obturador y los asientos y está provisto de roscas o de bridas para conectar la válvula a la tubería. El obturador es quien realiza la función de control de paso del fluido y puede actuar en la dirección de su propio eje o bien tener un movimiento relativo. Está unido a un vástago que pasa a través de la tapa del cuerpo y que es accionado por el servomotor.

Las válvulas pueden ser de varios tipos según sea el diseño del cuerpo y el movimiento del obturador.

Las válvulas de movimiento lineal en las que el obturador se mueve en la dirección de su propio eje se clasifican como a continuación se especifican.



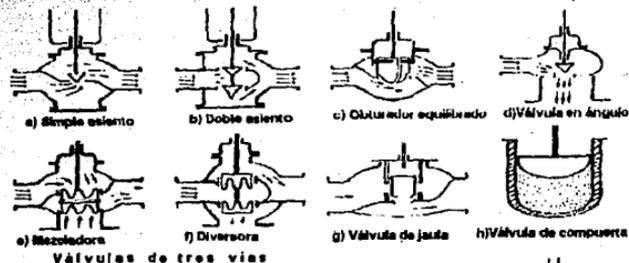
a) Obturador de Movimiento Lineal.



b) Obturador de movimiento circular.

Fig. 4.2.1 Válvula de Control representativa
(Andrew, 1974)

OBTURADORES DE MOVIMIENTO LINEAL



OBTURADORES DE MOVIMIENTO CIRCULAR

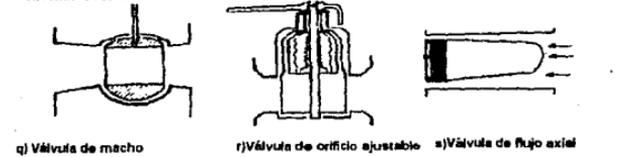
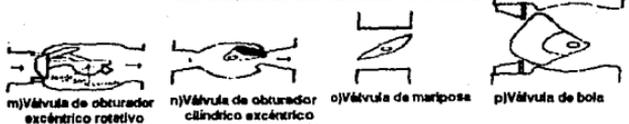


Fig. 4.2.2 Tipos de Válvulas de control (Creus, 1992)

Válvula de Globo

Puede verse en la fig. 4.2.2a, b y c siendo de simple asiento, de doble asiento y de obturador equilibrado respectivamente. Las válvulas de simple asiento precisan de un actuador de mayor tamaño para que el obturador cierre en contra de la presión diferencial del proceso. Por lo tanto se emplea cuando la presión del fluido es baja y se precisa que las fugas en posición de cierre sean mínimas. El cierre estanco se logra con obturadores provistos de una arandela de teflón. En la válvula de doble asiento o de obturador equilibrado la fuerza de desequilibrio desarrollada por la presión diferencial a través del obturador es

menor que en la válvula de simple asiento. Por este motivo se emplea en válvulas de gran tamaño o bien cuando deba trabajarse a alta presión diferencial. En posición de cierre las fugas son mayores que las válvulas de simple asiento.

Puede señalarse que según la norma ANSI B 16.104-1976, las fugas admisibles son de 0.1% del caudal máximo en la válvula de simple asiento. Así mismo, las válvulas con obturador dotado de anillo de teflón para cierre hermético admiten un caudal de fuga de 1 a 40 burbujas de aire por minuto.

Válvula de Ángulo

Esta válvula representada en la fig. 4.2.2d, permite obtener un flujo de caudal regular sin excesivas turbulencias y es adecuada para disminuir la erosión cuando ésta es considerable por las características del fluido o por la excesiva presión diferencial. El diseño de la válvula es idóneo para el control de fluidos que vaporizan (flashing), para trabajar con grandes presiones diferenciales y para los fluidos que contienen sólidos en suspensión.

Válvula de Tres Vías

Este tipo de válvula se emplea generalmente para mezclar fluidos -válvulas mezcladoras fig. 4.2.2e o bien para derivar de un flujo de entrada y dos de salida -válvulas divisoras fig. 4.2.2f. Las válvulas de tres vías intervienen típicamente en el control de temperatura de intercambiadores de calor.

Válvula de Jaula

Consiste en un obturador cilíndrico que se desliza en una jaula con orificios adecuados a las características de caudal deseadas en la válvula (fig. 4.2.2g). Se caracterizan por el fácil desmontaje del obturador, y porque éste puede incorporar orificios que permiten eliminar prácticamente el desequilibrio de fuerzas producido por la presión diferencial favoreciendo la estabilidad de funcionamiento. Por este motivo, este tipo de obturador equilibrado se emplea en válvulas de gran tamaño o bien cuando deba trabajarse con una alta presión diferencial. Como el obturador está contenido dentro de la jaula, la válvula es muy resistente a las vibraciones y al desgaste. Por otro lado, el obturador puede disponer de aros de teflón que, con la válvula en posición cerrada, asientan contra la jaula y permiten lograr así un cierre hermético.

Válvula de Compuerta

Esta válvula efectúa su cierre con un disco vertical plano, o de forma especial, y que se mueve verticalmente al flujo del fluido. Por su disposición es adecuada generalmente para control todo o nada, ya que en posiciones intermedias tiende a bloquearse. Tiene la ventaja de presentar muy poca resistencia al flujo del fluido cuando está en posición de apertura total (fig. 4.2.2h).

Válvula en Y

En al fig. 4.2.2i puede verse su forma. Es adecuada como válvula de cierre y de control. Como válvula todo-nada se caracteriza por su baja pérdida de carga como válvula de control presenta una gran capacidad de caudal. Posee una característica de autodrenaje cuando está instalada inclinada con cierto ángulo. Se emplea usualmente en instalaciones criogénicas.

Válvula de Cuerpo Partido

Esta válvula (fig. 4.2.2j) es una modificación de la válvula de globo de simple asiento teniendo el cuerpo partido en dos partes entre las cuales está presionado el asiento. Esta disposición permite una fácil sustitución del asiento y facilita un flujo suave del fluido sin espacios muertos en el cuerpo. Se emplea principalmente para fluidos viscosos y en la industria alimentaria.

Válvula Saunders

En la válvula Saunders (fig. 4.2.2k), el obturador es una membrana flexible que a través de un vástago unido a un servomotor, es forzada contra un resalte del cuerpo cerrando así el paso del fluido.

La válvula se caracteriza porque el cuerpo puede revestirse fácilmente de goma o de plástico para trabajar con fluidos agresivos.

Tiene la desventaja de que el servomotor de accionamiento debe ser muy potente. Se utiliza principalmente en procesos químicos difíciles, en particular en el manejo de fluidos negros o agresivos o bien en el control de fluidos conteniendo sólidos en suspensión.

Válvula de Compresión

Esta válvula funciona mediante la unión de dos o más elementos flexibles, por ejemplo, un tubo de goma. Igual que las válvulas de diafragma se caracterizan porque proporcionan un óptimo control posición de cierre parcial y se aplican fundamentalmente en el manejo de fluidos negros corrosivos, viscosos o conteniendo partículas sólidas en suspensión (fig. 4.2.2l).

Las válvulas en las que el obturador tiene un movimiento circular se clasifican como se detalla a continuación.

Válvula de Obturador Excéntrico Rotativo

Consiste en un obturador de superficie esférica que tiene movimiento rotativo excéntrico y que está unido al eje de giro por uno o dos brazos flexibles (fig. 4.2.2m).

El eje de giro sale al exterior del cuerpo y es accionado por el vástago de un servomotor. El par de éste es reducido gracias al movimiento excéntrico de la cara esférica del obturador.

La válvula puede tener un cierre estanco mediante aros de teflón dispuesto en el asiento y se caracteriza por su gran capacidad de caudal, comparable a las válvulas de mariposa y a la de bola y por su elevada pérdida de carga admisible.

Válvula de Obturador Cilíndrico Excéntrico

Esta válvula (fig. 4.2.2n) tiene un obturador cilíndrico excéntrico que asienta contra un cuerpo cilíndrico. El cierre hermético se consigue con un revestimiento de goma o teflón en la cara del cuerpo donde asienta el obturador. La válvula es de bajo coste y tiene una capacidad relativamente alta. Es adecuada para fluidos corrosivos y líquidos viscosos o con sólidos en suspensión.

Válvulas de Mariposa

El cuerpo está formado por un anillo cilíndrico dentro del cual gira transversalmente un disco circular (fig. 4.2.2 o). La válvula puede cerrar herméticamente mediante un anillo de goma encastrado en el cuerpo. Un servomotor exterior acciona el eje de giro del disco y ejerce su par máximo cuando la válvula está totalmente abierta (en control todo-nada se consideran 90 °C y en control continuo 60 °C, a partir de la posición de cierre ya que la última parte del giro es bastante inestable), siempre que la presión diferencial permanezca constante. En la selección de la válvula es importante considerar las presiones diferenciales correspondientes a las posiciones de completa abertura y de cierre; se necesita una fuerza grande del actuador para accionar la válvula en caso de una caída de presión elevada.

Las válvulas de mariposa se emplean para el control de grandes caudales de fluidos de baja presión.

Válvulas de Bola

El cuerpo de la válvula tiene una cavidad interna esférica que alberga un obturador en forma de esfera o de bola (de ahí el nombre)(fig. 4.2.2p). La bola tiene un corte adecuado (usualmente en v) que fija la curva característica de la válvula, y gira transversalmente accionada por un servomotor exterior. El cierre estanco se logra con un aro de teflón incorporado al cuerpo contra el cual asienta la bola cuando la válvula está cerrada. En posición de apertura total, la válvula equivale aproximadamente en tamaño 75% del tamaño de la tubería. La válvula de bola se emplea principalmente en el control de caudal de fluidos negros, o bien en fluidos con gran porcentaje de sólidos en suspensión.

Una válvula de bola típica es la válvula de macho (fig. 4.2.2q) que consiste en un macho de forma cilíndrica o tronco cónico con un orificio transversal igual al diámetro interior de la tubería. El macho se ajusta en el cuerpo de la válvula y tiene un movimiento de giro de 90 °. Se utiliza generalmente en el control manual todo-nada de líquidos o gases.

Válvula de Orificio Ajustable

El obturador de ésta válvula consiste en una camisa de forma cilíndrica que está perforada con dos orificios, uno de entrada y otro de salida y que gira mediante una palanca exterior accionada manualmente o por medio de un servomotor. El giro del obturador tapa parcial o totalmente las entradas y salidas de la válvula controlando así el caudal. La válvula incorpora además una tajadera cilíndrica que se puede deslizar dentro de la camisa gracias a un macho roscado de accionamiento exterior. La tajadera puede así fijarse manualmente en una posición determinada para limitar el caudal máximo. fig. 4.2.2r.

La válvula es adecuada en los casos en que es necesario ajustar manualmente el caudal máximo del fluido, cuando el caudal puede variar entre límites amplios en forma intermitente o continua y cuando no se requiere un cierre estanco. Se utiliza para combustibles gaseosos o líquidos, vapor, aire comprimido y líquidos en general.

Válvulas de Flujo Axial

Las válvulas de flujo axial consisten en un diafragma accionado neumáticamente que mueve un pistón, el cual a su vez comprime un fluido hidráulico contra un obturador formado por un material elastómero. De este modo, el obturador se expande para cerrar el flujo anular del fluido. Este tipo de válvulas se emplea para gases y es especialmente silencioso. Otra variedad de la válvula de flujo

axial es la válvula de manguito a través de un fluido auxiliar a una presión superior a la del propio fluido. Se utiliza también para gases (ver fig. 4.2.2s).

Cuerpo de la Válvula

El cuerpo de la válvula suele ser de hierro, acero y acero inoxidable y en casos especiales los materiales pueden ser de monel, hastelloy B o C.

Para que el fluido no escape a través de la tapa es necesario disponer de una caja de empaquetadura entre la tapa y el vástago. La empaquetadura ideal debe ser elástica, tener bajo coeficiente de rozamiento, ser químicamente inerte y ser un aislante eléctrico, con el fin de no formar un puente galvánico con el vástago que dé lugar a una corrosión de partes de la válvula. La empaquetadura que se utiliza normalmente es de teflón cuya temperatura máxima de servicio es de 200 °C.

La empaquetadura normal no proporciona un sello perfecto para el fluido. En el caso de fluidos corrosivos, tóxicos, radiactivos o muy valiosos hay que asegurar un cierre total en la estopada. Los fuelles de estanqueidad lo proporcionan al estar unidos por un lado al vástago y por el otro a la tapa.

Partes Internas de la Válvula. Obturador y Asientos

Como partes internas de la válvula se consideran generalmente las piezas metálicas internas desmontables que están en contacto directo con el fluido. Estas piezas son el vástago, la empaquetadura, el collarín de lubricación en la empaquetadura (si se emplea), los anillos de guía del vástago, el obturador y el asiento o los asientos.

Hay que señalar que el obturador y el asiento constituyen el corazón de la válvula al controlar el caudal gracias al orificio de paso variable que forman al variar su posición relativa, y que además tienen la misión de cerrar el paso del fluido.

El obturador y los asientos se fabrican normalmente en acero inoxidable porque este material es muy resistente a la corrosión y a la erosión del fluido.

Cuando la velocidad del fluido es baja, pueden utilizarse PVC, fluorocarburos y otros materiales blandos, solos o reforzados con fibras de vidrio o grafito. En algunas válvulas pueden utilizarse obturadores y asientos de cerámica.

Características inherentes de Caudal

El flujo a través de la válvula depende del tamaño de la válvula de control, la caída de presión a través de la válvula, la posición del vástago y las propiedades del fluido. La ecuación de diseño para líquidos (no vaporizan) es:

$$F = C_v \cdot f(x) \cdot \sqrt{\frac{\Delta P}{spgr}}$$

dónde: F = gasto, gpm.

C_v = coeficiente de la válvula

x = posición del vástago (fracción de la abertura total)

f(x) = curva característica de la válvula de flujo (definido abajo)

spgr = gravedad específica del líquido.

ΔP = caída de presión sobre la válvula, psi.

Por cambio de la forma del obturador y del asiento, de la válvula hacen un número de flujo característico f(x). Tres características comúnmente usados son: la apertura rápida, lineal e isoporcentual, siendo las más importantes estas dos últimas. Otras dos curvas son las parabólicas y las correspondientes a las válvulas tajadera, mariposa, Saunders y obturador excéntrico rotativo, como muestra la fig. 4.2.3 y la fig. 4.2.4.

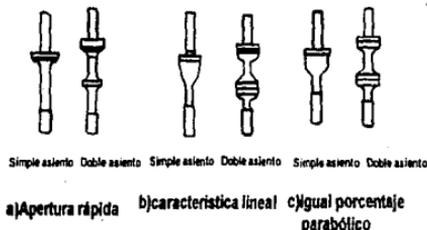


Fig. 4.2.3 Tipos de obturadores.
(Andrew, 1974)

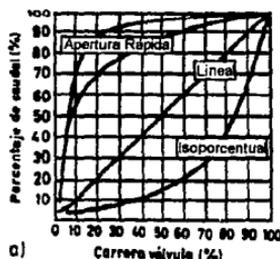


Fig. 4.2.4 Tipos de características inherentes de la válvula
(Andrew, 1974)

Si la caída de presión es constante sobre la válvula, a la mitad de la abertura de la válvula, la válvula con característica de apertura rápida da un flujo de aproximadamente la raíz cuadrada del flujo máximo (70%), una válvula con característica lineal da un flujo de 50% del flujo máximo, y una válvula con característica de igual porcentaje da un flujo de sólo el 15% del flujo máximo,

estas características se les conoce como características inherentes de la válvula. Las ecuaciones para éstas válvulas son:

Lineal	$f(x) = x$
Raíz Cuadrada	$f(x) = \sqrt{x}$
Igual porcentaje	$f(x) = \alpha^{x-1}$

Donde α es una constante (20 a 50) que depende del diseño de la válvula, un valor de 50 es usado para la fig. 4.2.4.

Presentamos en seguida, el procedimiento para el cálculo de la caída de presión en el sistema y estimar el tamaño de la válvula, en donde muchas condiciones especiales pueden causar dificultad y poder emitir una inadecuada ecuación de diseño particular. Por ejemplo si la caída de presión crítica a través de la válvula se excede, la cavitación (formación de una fase de vapor inestable en la corriente del líquido) puede causar un daño mecánico extensivo. La variación de la viscosidad del fluido con la temperatura es otro factor que puede desarreglar las ecuaciones establecidas.

El procedimiento presentado aquí toma especiales condiciones de consideración y proporciona una forma de estimar la caída de presión y el tamaño de la válvula de control, con datos de diseño de la planta disponibles antes de que la tubería sea dimensionada, las ecuaciones generalizadas basadas en las pruebas de flujo de agua son para describir el flujo y las relaciones de presión en términos de parámetros básicos de diseño. Un apropiado factor de corrección para estas ecuaciones empíricas, lo hacen aplicable a una amplia variedad de fluidos de proceso y condiciones.

Hay dos condiciones generales a considerar para encontrar la caída de presión disponible para la válvula de control. En la primera existe una presión diferencial total fija a través del sistema, que está determinada por la presión existente en los tanques fuente y destino, y los sistemas de tubería y equipos conectados. Parte de la caída de presión total es requerida para vencer la resistencia al flujo inherente al sistema y el resto está disponible para propósitos de control de la válvula. En la segunda situación, la presión diferencial total es variable, porque en el sistema incluye una bomba centrífuga cuya presión de salida depende de la velocidad de flujo que resulta de un balance de materia y energía basado en la capacidad de la planta.

Puesto que las válvulas de control deben regular el flujo, cubrir un amplio rango de operación, la velocidad de flujo a través de la válvula debe exceder el flujo de diseño. El exceso adicionado a la capacidad supuesta diseñada, está basado en la experiencia de operación. Para asegurar el campo de control, la capacidad de

máximo flujo de la válvula, es establecido por otro incremento en la velocidad de flujo estimado o por consideraciones de inestabilidad en la planta diseñada. Generalmente el flujo máximo variará de 1.25 a 2.0 veces el flujo de diseño. Las relaciones sugeridas de flujo máx. y flujo estimado para con el flujo de diseño son presentados en seguida.

Sistemas de Presión Constante

Es un sistema de presión diferencial fija, fig. 4.2.5, el flujo estimado será de por lo menos 10 % más alto que el flujo de diseño y puede ser un 20 % más alto, dependiendo del control corriente arriba del recipiente. La magnitud sugerida para la velocidad de flujo máximo en tal sistema, como una función de la longitud de la tubería es presentada en la fig. 4.2.6. Los presentes valores -tan correctos como los dados aquí para sistemas que incluyen una bomba- son sugeridos como guía cuando otros indicadores no están disponibles. Una vez que la vel. máx. y estimada son establecidas, la válvula es adecuada en tamaño para satisfacer estas cantidades. Los problemas particulares de la planta de operación pueden distar de otras relaciones entre el diseño, la velocidad de flujo máximo, que aquellos dados aquí. En la figura 4.2.5, la presión fuente P_1 es más grande que la presión del receptor P_2 , y el flujo es en la dirección mostrada. La parte B de la fig. 4.2.5 muestra la relación presión-flujo para el sistema. La pérdida de presión estática S_0 es determinada por la diferencia de elevaciones entre el nivel de entrada y la tubería más alta de salida, multiplicada por la densidad promedio del fluido fluyendo.

$$S_0 = f(x_2 - x_1)$$

Las pérdidas dinámicas son determinadas por la estimación de la resistencia al flujo, debido a la fricción y las restricciones tales como orificios e intercambiadores de calor, pero excluyendo la válvula de control. En el flujo sugerido, las pérdidas dinámicas a través de cada pieza de equipo o restricción puede ser expresada como una longitud equivalente de tubería recta. Un factor de fricción se determina gráficamente para la longitud equivalente total de la tubería. La suma S de pérdidas dinámicas y estáticas es la resistencia al flujo del sistema a una velocidad dada de flujo. La variación de la resistencia total al flujo S , con el flujo sugerido Q es aproximadamente la expresión:

$$S = S_0 + a \cdot Q^{1.84} \quad 4.2.(1)$$

Nota:

Donde $S_0 = \Delta Z \cdot g/gc$, $a \cdot Q^{1.84} = Hfs = 4 \cdot f \cdot L/D \cdot 1/2 \cdot v^2/gc$, a es un factor de flujo dado para un sistema y fluido. El exponente 1.84 es empírico basado en pruebas de flujo de agua. Si bien el exponente es teóricamente igual a 2, un valor de 1.84 correlaciona mejor los resultados de las pruebas, donde la fricción es un factor. Una vez que el valor de la resistencia al flujo sugerido (S), la curva definida por la ecuación 4.2(1) está completamente especificada.

La caída de presión de la válvula de control ΔP es igual a la presión diferencial disponible fija P menos aquella parte de P requerida para vencer la resistencia de flujo S .

$$\Delta P = P - S = P - S_0 - a \cdot Q^{1.84} \quad 4.2(2)$$

A flujo máximo, las pérdidas estáticas y dinámicas, igualan la caída de presión total disponible, y la caída de presión a través de la válvula es cero, fig. 4.2.5B. Sustituyendo estas condiciones en la ecuación 4.2(2) y resolviendo para a ,

$$a = \frac{P - S_0}{(Q_M)^{1.84}}$$

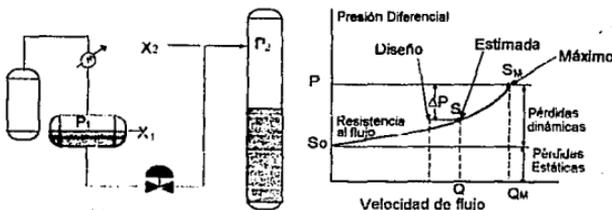
donde Q_M es el flujo máximo. Sustituyendo esta expresión para a en la ec. 4.2(2) y colectando términos:

$$\Delta P = (P - S_0) \left(1 - \left(\frac{Q}{Q_M} \right)^{1.84} \right)$$

Definiendo el factor en la agrupación como A ,

$$\Delta P = A \cdot (P - S_0) \quad 4.2(3)$$

La fig. 4.2.7 es una gráfica de $(1 - (Q / Q_M)^{1.84})$ como una función de Q_M/Q . De una seleccionada relación de flujo máximo y flujo estimado, la fig. 4.2.7 da el valor del coeficiente A , a una velocidad de flujo seleccionada. La caída de presión disponible para la válvula de control ΔP es un sistema de presión diferencial fija puede ser calculada de la ecuación 4.2(3).



(A) (B)
Fig. 4.2.5 Sistema con caída de Presión fija

En un sistema con presión diferencial fija, la caída de presión total está determinada por las presiones de los recipientes fuente y receptor. Las pérdidas estáticas y dinámicas absorben parte de esta caída y el resto está disponible para el control en la válvula.
(Kent, 1966)

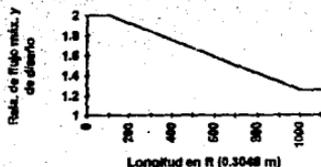


Fig. 4.2.6 Relación de diseño. Relación del flujo máximo al flujo de diseño para un sistema de presión diferencial fija. En los cálculos de la caída del sistema, las restricciones, accesorios y piezas del equipo. (Kent, 1966)

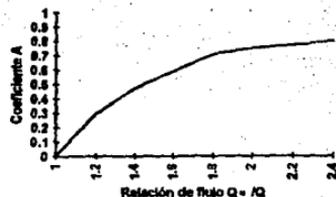


Fig. 4.2.7 Factor de flujo generalizado. Basado en ecuaciones generalizadas, el coeficiente A Vs Relación de flujo permite un estimado de la caída de presión disponible para la válvula. (Kent, 1966)

Sistema de Bomba Booster

Es un sistema que contiene una bomba centrífuga, la fig. 4.2.8, la relación flujo-presión es similar al discutido anteriormente, excepto que la presión diferencial total P no es fija. El tanque receptor está generalmente a una más alta presión que uno de los puntos de succión de la bomba. El flujo estimado es usualmente 10% arriba del flujo de diseño excepto para bombas de reflujo, donde el flujo seleccionado es generalmente 25% arriba del diseño. Como un compromiso entre la amplia capacidad y el costo de una bomba centrífuga el flujo máximo es generalmente tomado como un 10% más alto que la velocidad de flujo seleccionado. De este modo el flujo máximo es alrededor de 1.2 veces el flujo de diseño para servicio común y 1.35 veces el flujo de diseño para servicio de reflujo.

En la fig. 4.2.8B, la curva marcada como "flujo de resistencia" es el mismo sistema de curva previamente discutido. Las pérdidas estáticas S_o y las pérdidas dinámicas son calculadas como anteriormente. La curva marcada como "bomba característica" corresponde a características de la curva cabezal-flujo, para una bomba centrífuga dada. Para bombas comúnmente encontradas, estas características de curva pueden ser aproximadas por:

$$P = P_o - b \cdot Q^{1.84}$$

donde P_o es la presión de salida de la bomba en el corte. El exponente 1.84 es escogido para simplificar la siguiente solución, fuera de una excesiva desviación de las curvas características para una bomba centrífuga.

Sustituyendo esta expresión en la ec. 4.2(2) y colectando términos, la caída de presión de la válvula de control es:

$$\Delta P = (P_o - S_o) - (a + b) \cdot Q^{1.84} \quad 4.2(4)$$

En un máximo flujo, $\Delta P = 0$. Resolviendo la ec. 4.2(4) para un factor de flujo ($a + b$) bajo esta condición,

$$(a+b) = \frac{P - S_o}{(Q_M)^{1.84}}$$

Sustituyendo para ($a + b$) en la ec. 4.2(4),

$$P = (P_o - S_o)(1 - (Q / Q_M)^{1.84})$$

La cantidad de parámetros es idéntico al factor A previamente definido y graficado en la fig. 4.2.7 como una función de la relación de flujos seleccionados. Por lo tanto,

$$\Delta P = A \cdot (P_o - S_o) \quad 4.2(5)$$

La ecuación 4.2(5) tiene la misma forma que la ec. 4.2(3), pero esto no es útil estimarlo a menos que la presión de descarga en el corte sea expresada en términos de condiciones conocidas.

Un valor razonable para P_o , basado en características típicas de las bombas centrífugas, es 1.2 veces la presión de bombeo disponible a un máximo flujo P_M De la fig. 4.2.8B, $P_M = S_M, S_o$

$$P_o = 1.2 S_M \quad 4.2(6)$$

Escribimos la ec. 4.2(1) para el caso del flujo de operación Q, y el rearrreglo de términos,

$$S - S_o = a \cdot Q^{1.84}$$

Para un flujo máximo,

$$S_M - S_o = a \cdot Q_M^{1.84}$$

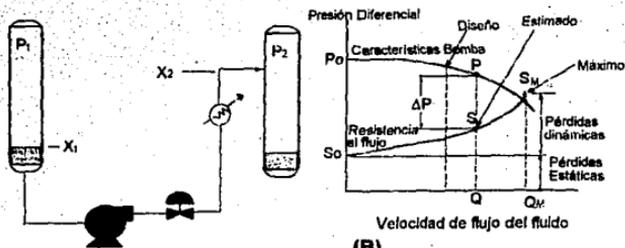
Dividiendo el primero de estas ecuaciones por el segundo,

$$\frac{S - S_o}{S_M - S_o} = \left(\frac{Q}{Q_M} \right)^{1.84} = 1 - A$$

Resolviendo esta ecuación para S_M y sustituyendo en la ec. 4.2(6) resulta la expresión deseada para P_o en términos de valores conocidos.

$$P_o = 1.2 \cdot \left[\frac{S - AS_o}{1 - A} \right] \quad 4.2(7)$$

De este modo, con la ayuda de la fig. 4.2.7, la ec 4.2(7) y la ec. 4.2(5), la caída de presión de la válvula de control puede ser estimada para un sistema que incluye una bomba centrífuga. Para un sistema con una presión de la válvula de control. En ambos casos, las ecuaciones generalizadas proveen una precisión estimada a pesar del desconocimiento de las dimensiones de la línea.



(A)
Fig. 4.2.8 Sistema bomba booster

Con una bomba centrífuga en el sistema, la caída total de presión es variable debido al cabezal vs flujo de la bomba. Como ante las pérdidas dinámicas y estáticas con el flujo apropiado son estimados y su suma sustraída de caída de presión de la válvula de control.

(Kent, 1966)

Coefficiente de la Válvula

Los fabricantes de válvulas han adoptado bases comunes para la clasificación de válvulas de control. El coeficiente de la válvula de control C_v está definido como:

$$C_v = \frac{q}{\left(\frac{P}{spgr}\right)^{1/2}} \quad 4.2(8)$$

donde q es el flujo volumétrico a través de la válvula en galones por minuto, ΔP es la caída de presión a través de la válvula en psi. (Incluyendo la pérdida de entrada y salida), y $spgr$ es la gravedad específica del fluido en cuestión. Otra forma establecida, C_v para una válvula dada es igual a los galones por min. (3.785 dm³/min) de agua fluyendo cuando la válvula está sujeta a una caída de presión de un psi (6.9 Kpa).

Las condiciones de operación deben ser considerados cuando se aplica la ec 4.2(8). Este se basa en el flujo de un líquido a una temperatura abajo del punto de ebullición, y con una entrada y salida idénticas en línea. Si las dimensiones de la línea difieren, una corrección para la diferencia cabezal-velocidad es requerido. Con estas limitaciones en mente, el coeficiente de válvula de control requerida para un líquido viscoso subenfriado puede ser calculado por la ec. 4.2.(8), después de determinar la caída de presión de la válvula de control como en la sección previa.

Líquidos Viscosos.

Si el líquido siendo manejado es viscoso, un factor de corrección debe ser adicionado a la ec. 4.2(8).

$$C_v F_v = \left(\frac{P}{spgr} \right)^{1/2} \quad 4.2(9)$$

La fig. 4.2.9 gráfica los valores de corrección para fluidos más viscosos que el agua como una función del número de Reynold (Re). El Re es un adimensional que caracteriza las condiciones del flujo, y se define como:

$$R_e = \frac{D \cdot V \cdot \rho}{\mu}$$

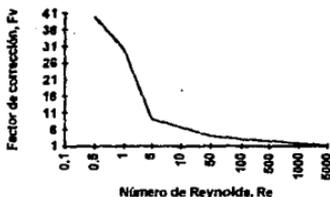


Fig. 4.2.9 En la gráfica del factor de corrección de la viscosidad es usado para el tamaño de la válvula de control de líquidos viscosos. El factor de corrección Fv es obtenido por prueba y error como una función del número de Reynolds. (Kent, 1966)

Donde D es el diámetro de la línea de flujo, V es la velocidad de la corriente lineal, ρ la densidad y μ la viscosidad del fluido. De esta manera Re es adimensional, su valor es independiente del sistema de unidades empleado, pero estas unidades deben ser consistentes.

Para usar la fig. 4.2.9, y encontrar el factor de corrección de la viscosidad, el número Reynolds debe ser expresado en términos de parámetros conocidos, tanto como el diámetro de la línea y la velocidad lineal del fluido. Esta transformación puede ser resultado de la fórmula fundamental de flujo de fluido. $V = (2g \cdot h)^{1/2}$, donde $h = P/\rho$ es el cabezal velocidad del fluido fluyendo y g es la constante gravitacional.

Expresando el cabezal de velocidad en términos de caída de presión,

$$\frac{V^2}{2 \cdot g} = \frac{\Delta P}{\rho} = K \frac{\Delta P}{\text{spgr}}$$

Resolviendo para V y sustituyendo en la ec. 4.2(9),

$$V = K_1 \frac{q}{C_v F_v} \quad 4.2(10)$$

El flujo volumétrico q es igual a la velocidad lineal, por área de sección transversal del flujo en el tiempo, o $q = K_2 V D^2$.

Haciendo esta sustitución en la ec 4.2(10) y resolviendo para D,

$$D = K_3 (C_v F_v)^{1/2}$$

Sustituyendo esta ec. en la expresión original para Re,

$$R_e = K_4 \frac{q \rho}{\mu [C_v F_v]^{1/2}}$$

Si el flujo expresado en galones min. y la viscosidad en centipoises y la densidad como G veces la densidad del agua, la constante dimensional puede ser combinada para dar,

$$R_e = 17250 \frac{\text{spgr} \cdot q}{\mu [C_v F_v]^{1/2}} \quad 4.2(12)$$

Si la velocidad de flujo es expresado en lb por hr. y la viscosidad en centipoises, la fórmula es:

$$R_e = 34.5 \frac{W}{\mu [C_v F_v]^{1/2}} \quad 4.2(13)$$

Nota. Para fluidos no Newtonianos

$$\mu_{sp} = \frac{\tau}{\dot{\gamma}} = k \cdot \dot{\gamma}^{n-1}$$

$$\mu_{efectiva} = \frac{f \cdot W}{4 \cdot \pi \cdot D}$$

Los parámetros desconocidos V y D han sido eliminados de la ec. por consideración, pero Re es ahora expresado como función de Fv, el factor de corrección que está siendo buscado. Este es un método de prueba y error pero afortunadamente no es largo.

Considerando la precisión requerida, dos intentos usualmente son suficientes para obtener el valor de F_v . El procedimiento es como sigue:

1. Suponiendo flujo no viscoso ($F_v=1$), calcular C_v de la ec. 4.2(9) y el número de Reynolds Re_1 de la ec 4.2(12).
2. Entrar a la fig. 4.2.9 con Re_1 y leer un intento de factor de corrección F_v .
3. Calcular un nuevo número de Reynolds Re_2 de la ec. 4.2(12), usando F_v como factor de corrección.
4. Encontrar a la fig. 4.2.9 con Re_2 y leer un factor revisado de corrección F_{v2}
5. El coeficiente de válvula es igual a $C_v F_{v2}$.

Ejemplo de:

C_v = coeficiente de válvula

Encontrar el tamaño del coeficiente de la válvula para un aceite viscoso a una velocidad de flujo de 200 gpm (0.0126 m³/s). Las condiciones de entrada a la válvula son 300 psi (2069 kPa) y 100 °F (37.8 °C). El aceite tiene la viscosidad de 1000 centipoises, la gravedad específica es de 0.7. La caída de presión de la válvula es 50 psi (344.8 kPa).

gpm= galones por minuto

Solución: de la ec. 4.2(9),

$$C_v \cdot F_v = \frac{200}{[50/0.7]^{1/2}} = 23.7, \text{ Para } F_v = 1$$

$$\text{Primer intento: } Re_1 = 17250 \frac{(0.7)(200)}{(1000)(23.7)^{1/2}} = 495$$

De la fig. 4.2.9, $F_v = 1.3$

$$\text{Segundo Intento: } Re_2 = \frac{495}{(1.3)^{1/2}} = 435$$

De la fig. 4.2.9, $F_v = 1.32$

El coeficiente de la válvula requerida es:

$$C_v \cdot F_v = (23.7)(1.32) = 31.3$$

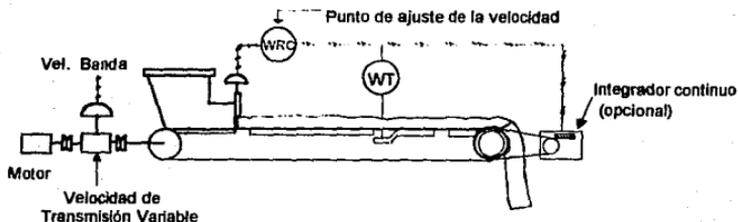
Alimentadores de Sólidos Gravimétricos

Los alimentadores de sólidos gravimétricos se utilizan tanto para medición como para control. Aunque no son únicos alimentadores en la industria de alimentos, son los que funcionan de manera independiente por no usar válvulas clasificadas dentro de lo anteriormente tratadas.

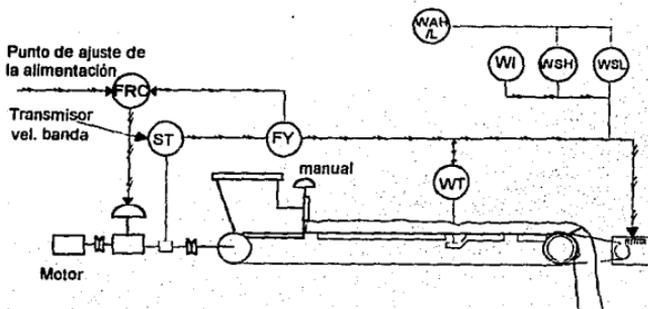
El material con que se fabrica, es estrictamente sanitario, puede utilizarse otro material que no sea acero inoxidable.

La utilización de los alimentadores como control de flujo de granos, se puede hacer cerrando o abriendo la abertura del mismo. También se hace ajustando la velocidad de la banda.

Los alimentadores (tolvas) son piernas en forma de V, hechas generalmente de lámina de hierro-galvanizado. Fig., 4.2.10.



a) alimentador controlado por la apertura de la válvula



b) alimentador controlado por la velocidad

Fig. 4.2.10 Alimentadores de sólidos gravimétricos.

(Lipták, 1973)

4.3 CONTROLADORES EN LA INDUSTRIA DE ALIMENTOS

Los controladores en retroalimentación, determina cambios que se utilizarán en la manipulación de la variable para compensar los disturbios que desestabilizan el proceso, o para cambios en el punto de ajuste. El entendimiento en la actuación de los controladores de propósito especial usa la señal de error del comparador como su entrada: Este calcula los cambios necesarios en la variable manipulada.

A menudo en discusiones sobre equipo, todo el interior y el exterior es referido como controlador. En este caso son muchos los elementos funcionales del lazo retroalimentado, ejemplo los elementos de entrada, el comparador, el receptor del sistema de transmisión retroalimentado y a menudo un registrador.

El controlador está clasificado usualmente acorde a la principal fuente de poder que usan, ejemplo electrónico, neumático, mecánico o hidráulico. Los cuatro tipos tienen velocidades de respuesta que son suficientemente rápidos para los requerimientos de proceso convencional, pero en años recientes, el control básico usado en muchas aplicaciones de control de procesos son electrónicos o neumáticos.

Los actuadores neumáticos para válvulas de control son mucho más baratos y mucho más satisfactorios que los actuadores electrónicos y el aire de instrumentos está virtualmente disponible en casi todas las situaciones industriales. Por consiguiente, la seguridad intrínseca y la simplicidad de control neumático es una importante ventaja. Sin embargo la facilidad de transmisión y manipulación de las señales electrónicas dan una significativa ventaja. Esto es especialmente verdadero cuando la instrumentación involucra equipo de computo digital. Como resultado de estos y muchos factores, el crecimiento de los controladores electrónicos ha sido muy significativo durante los pasados cinco años.

Más que concentrarnos en el extenso mundo de cada una de las piezas del equipo, el propósito general es conocer y entender varios de los modos de control.

Control de Dos Posiciones

Todos los tipos de acciones de control pueden ser considerados ya sea como el control continuo discontinuo. En un sentido, el control digital es un caso especial de control discontinuo, ellos hablan de control de dos posiciones o multiposición. Nuestra principal atención en esta intervención será el control de dos posiciones.

La acción de control de dos posiciones es un tipo de acción de control en la cual la variable manipulada es rápidamente cambiada a otro valor mínimo o máximo, dependiendo de si la variable controlada es más grande o menos que el punto de ajuste.

El valor mínimo de la variable manipulada es usualmente cero.

El mecanismo de generación del control de dos posiciones es usualmente un simple interruptor. En la práctica convencional no es posible construir un aparato sensible a la señal de desviación extremadamente pequeña y es deseable no hacerlo así. Un controlador excesivamente sensitivo caería en desgaste innecesario y destruiría sus partes móviles y mantendría el proceso muy inestable.

La solución por mucho es un controlador comercial de dos posiciones estableciendo una zona muerta de 0.5% a 2.0% del rango total. Los términos de brecha diferencial y zona neutral son a menudo usadas sinónimamente como zona muerta. La zona muerta no toma en cuenta el punto de ajuste, no se lleva a cabo ninguna acción de control, cuando la variable se encuentra en la zona muerta misma.

La fig. 4.3.1 muestra el control para el sistema de calentamiento de una habitación.

Los instrumentos usados para un control de dos posiciones son baratos, toscos y virtualmente muy sencillos. El control de dos posiciones es inherentemente oscilatoria pero para muchos sistemas la amplitud de tales oscilaciones puede ser completamente pequeña.

Una variante del controlador de dos posiciones con banda diferencial es el control de 3 posiciones, donde el controlador responde con una salida intermedia cuando la variable controlada se coloca en la zona neutral. La fig. 4.3.2 ilustra la clase de control y su característica de respuesta.

Los controladores comerciales con más de tres posiciones intermedias de salida (control de 5 posiciones) están disponibles, pero el uso del control de posición múltiple no es tan extensivo.

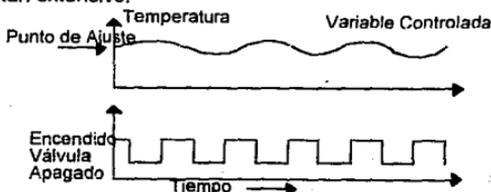


Fig. 4.3.1 Control de dos posiciones de un sistema de calentamiento.
(Murri, 1984)

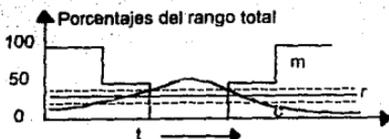


Fig. 4.3.2 Control de tres posiciones.
(Murril, 1984)

Acción de Control Proporcional

El modo básico de control continuo es el control proporcional en la cual la salida del controlador es algebraicamente proporcional a la señal de entrada del error a el controlador.

En este caso, la salida del controlador "m" es calculado como:

$$m = Kc \cdot e \quad (4.3.1)$$

Esta ecuación es llamado el algoritmo de control;

La acción de control proporcional es el más simple y el más comúnmente encontrado de todos los modos de control continuo. En efecto, hay una relación lineal continua entre la entrada y la salida del controlador.

Hay diferentes nombres adicionales para el control proporcional (Banda Proporcional) tales como control correspondiente (porque la correspondencia es lineal de la salida a la entrada), control decaído (por la característica de desplazamiento) y control de modulación debido al ajuste proporcional del controlador. Este indica el cambio de variable manipulada por unidades de cambio en la señal de error. En un verdadero sentido la sensibilidad proporcional o ganancia es una amplificación y representa un parámetro, sobre alguna pieza del equipo actual la cual debe ser ajustado por el operador, ejemplo la ganancia es conocido como un botón de ajuste.

La ganancia en muchos controladores industriales no está expresado en términos de la sensibilidad proporcional pero en términos de banda proporcional sí (PB).

La banda proporcional está definida como el valor de cambio en la entrada requerida para producir un cambio total en la salida. Este es usualmente expresado como un porcentaje y es sinónimo de banda estrangulada o rango estrangulado. Este está relacionado a la ganancia proporcional por:

$$PB = (1/Kc) \times 100 \quad (4.3.2)$$

De esta manera muchos de los controladores tienen una escala la cual indica el valor final de la variable controlada, la banda proporcional puede ser convenientemente expresado como el rango del valor de la variable controlada, la cual corresponde al rango total de operación de la válvula final de control. Este rango es a menudo referido en la operación de la válvula final de control a través de una carrera completa del vástago.

En problemas prácticos, bandas amplias (altos porcentajes de PB) corresponden a menor sensibilidad de respuesta y bandas angostas (bajos porcentajes) corresponden a mayor sensibilidad de respuesta.

Diferentes medios gráficos son usados para ilustrar el efecto de la variación de las bandas proporcionales y ejemplos de tales bandas proporcionales son mostrados en la fig. 4.3.3 y 4.3.4.

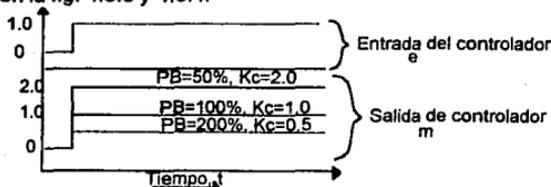


Fig. 4.3.3 Efecto del control proporcional en la salida del controlador (Murril, 1984)

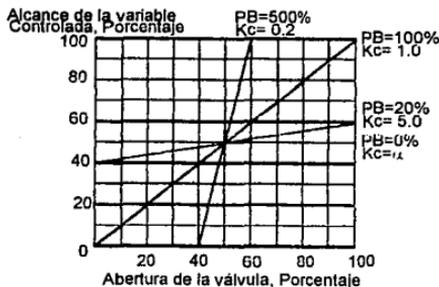


Fig. 4.3.4 Efecto de la banda proporcional en la abertura de la válvula. (Murril, 1981)

El control proporcional es completamente simple y el más fácil de los controladores continuos para sintonización, ej. hay solo un parámetro de ajuste. Este también provee buena estabilidad, muy rápida respuesta y dinámicamente es relativamente estable.

El control proporcional tiene una de las mayores desventajas, sin embargo. En este estado estable, este exhibe un desplazamiento, ejemplo, hay una diferencia en estado estable entre el valor deseado o el punto de ajuste y el valor actual de la variable controlada. Este se ilustra en la fig. 4.3.5.

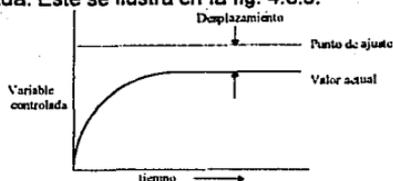


Fig. 4.3.5 Desplazamiento proporcional como se ve en un registrador retroalimentado. (Mumill, 1981)

Acción de Control Integral

La acción de control en la cual la salida es proporcional al tiempo integral del error de entrada, la velocidad de cambio de la salida es proporcional al error de entrada.

La acción integral es realmente una integración de la señal de entrada "e". En efecto, esto significa que la acción de reinicio (es a menudo llamado acción integral), el valor de la variable manipulada "m" es cambiada de manera proporcional al error "e". Esto es si la desviación de error es doble sobre un valor previo, el elemento final de control es movido el doble de rápido. Cuando la variable controlada está en el punto de ajuste (cero desviación), el elemento final de control es movido el doble de rápido. Cuando la variable controlada está en el punto de ajuste (cero desviación), el elemento final de control permanece estacionario. En efecto, esto significa que el estado estable, cuando la acción integral está presente, no hay ningún desplazamiento. Ejemplo, el error debe de ser cero en estado estable.

La acción de control integral a menudo es combinado con la acción de control proporcional, la combinación es denominada acción proporcional-integral (PI). La combinación es favorable para algunas de las ventajas de ambos tipos de acción de control. La acción de control básico para PI es como se ilustra en la fig. 4.3.6.

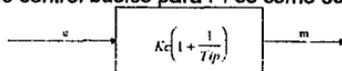


Fig. 4.3.6 Diagrama de bloque de la acción P.I.

(Mumill, 1981)

Donde K_c es la ganancia proporcional, T_i es el tiempo integral, "e" es la señal de error, "m" es la salida del controlador, y "p" implica la acción de tomar la derivada con respecto al tiempo, d/dt ; de esta manera $1/p$ implica la integración con

respecto al tiempo [.. dt. Mientras este tipo de representación de diagrama de bloques para el control PI tiene su ventaja, es deseable explicarlo más, como muestra la fig. 4.3.7, la cual da en detalle la forma que un controlador PI funcionaría. En este caso particular, el diagrama block del controlador es separado en dos partes, la parte inferior ilustra la acción integral. Una entrada en escalón es proveído al controlador y cada modo de control tiene sus propias características de salida.

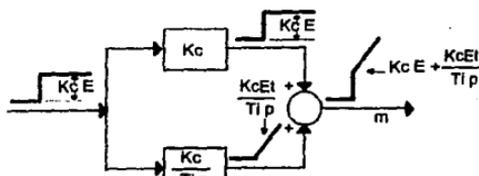


Fig. 4.3.7 Respuesta de control Proporcional más integral a un cambio es escalón en el error. (Mumill, 1984)

La salida total del controlador es por su puesto, la suma de las salidas de los dos modos de control individuales. Esta también es ilustrado en la fig. 4.3.7. Es visto que al final de T_i unidades de tiempo, el modo integral ha tendido a repetir (en magnitud la salida) el modo proporcional. En los controladores el parámetro ajustable para el modo integral es T_i la cual es referido como repeticiones por minuto.

Las repeticiones por minuto también es referido como la velocidad de reinicio.

Las ventajas de incluir el modo integral con el modo proporcional, es que la acción integral elimina el desplazamiento. Típicamente hay alguna estabilidad decrecida debido a la presencia del modo integral. Ejemplo la incorporación del modo integral hace al lazo, ligeramente inestable. Una excepción a esto es el control de flujo del líquido. El lazo de control del fluido líquido extremadamente rápido tiende a ser muy ruidoso. Resulta, a menudo que la acción integral es incorporado al controlador retroalimentado, al lazo de control de flujo líquido para proveer una acción amortiguadora o filtradora. Por supuesto la ventaja es eliminar algún desplazamiento, pero no es el motivo principal en este caso.

La sintonización de un controlador PI es más difícil que la sintonización de un simple controlador proporcional; ahora hay dos ajustes de sintonización separadas, las cuales deben se hechos y cada uno depende del otro. La dificultad para sintonizar un controlador incrementa dramáticamente con el número de ajustes que deben ser hechos.

Es posible la acción integral por sí mismo sin el control proporcional, pero esta no es una situación común.

Acción de control derivada

La acción de control derivada es en la cual la salida es proporcional a la velocidad de cambio de entrada.

Es concebible tener una acción de control que esté basado solamente en la velocidad de cambio de la señal de error "e". Mientras esto es teóricamente posible, esto no es práctico porque mientras el error podría ser enorme, si este no cambia, la salida del controlador sería cero. De esta manera, el control derivada es usualmente encontrada en combinación con el control proporcional. El típico diagrama de block descriptivo para un controlador proporcional-derivada (PD), se muestra abajo. Fig. 4.3.8.

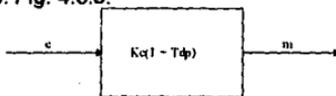


Fig. 4.3.8 Diagrama de Bloques del modo de control PD (Murril, 1984)

Todos los términos están ya definidos anteriormente. En suma T_d es el tiempo derivada, y como antes "p" implica la operación de tomar la derivada con respecto al tiempo.

Por la acción derivada adicionada al controlador, el adelanto es implementada el controlador para compensar el retardo alrededor del lazo, y por lo tanto las ventajas teóricas de adelanto en el controlador son atractivas. Es totalmente una acción de control difícil de implementar y ajustar, sin embargo su uso es limitado para casos en la cual hay una gran cantidad de retardos en el proceso. Esto ocurre a menudo con grandes problemas de control de temperaturas.

Se muestra en la acción derivada en la fig. 4.3.9, el diagrama de bloque del controlador es separado en dos partes para ilustrar la acción separada del modo derivada y el modo proporcional.

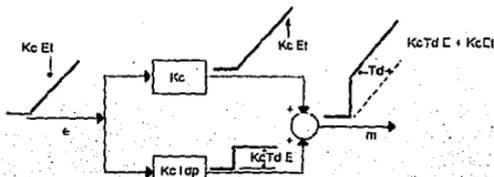


Fig. 4.3.9 Salida de un controlador Proporcional más Derivativo para una entrada en rampa. (Murril, 1984)

En este caso la entrada a el controlador que se muestra es un cambio en rampa, en la señal de error, a simple vista la salida combinada de ambos modos de control, es posible ver que el tiempo derivada T_d la cual es ajustada en el controlador, es realmente un ajuste de la cantidad de adelanto que es introducido en la acción del controlador.

En suma el control derivada del controlador hace al lazo más estable si este es apropiadamente sintonizado. Así que el lazo es más estable, la ganancia proporcional puede ser más alta y esto puede decrecer el desplazamiento alrededor de la sola acción proporcional (pero el uso de este no es eliminar el desplazamiento).

Control Proporcional Integral Diferencial (PID).

El control proporcional más integral más derivativo, o tres modos de control, es el más sofisticado controlador disponible en lazos de retroalimentación. El típico diagrama de bloques para tal controlador PID es mostrado en la fig. 4.3.10.

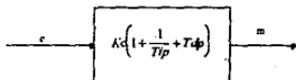
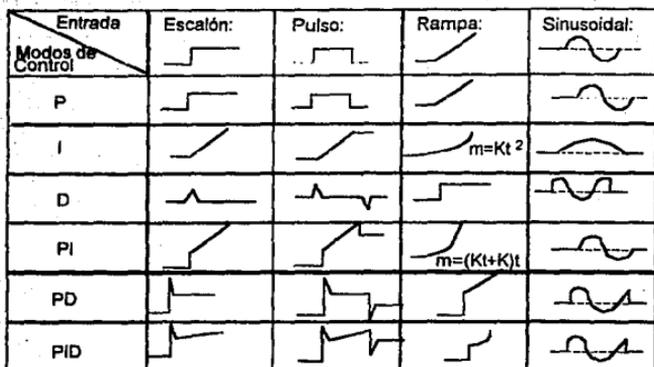


Fig. 4.3.10 Diagrama de bloques para un controlador PID.
(Murril, 1984)

En el control de tres modos nosotros tenemos el más complejo algoritmo del controlador, que está disponible rutinariamente. Este da rápida respuesta y no exhibe ningún desplazamiento, pero es difícil de sintonizar -ahora hay tres botones que ajustar-. Como consecuencia este es usado en un número pequeño de aplicaciones y requiere de un extensivo y continuo ajuste para mantener apropiadamente sintonizado. Este ofrece un muy buen control cuando se implemente una excelente sintonización.

En la fig. 4.3.11 se muestra una ganancia posible de modos de control, con sus respectivas respuestas, así como sus correspondientes ecuaciones de control. En estos diagramas la señal de respuesta cambia dependiendo de los parámetros de control, K_c , T_i y T_d y el tipo de función aplicada en el control (escalón, pulso, rampa, sinusoidal).



Respuesta de Modos de control (las formas varían con el valor actual de K_c y T_d , T_i y T_d)

Símbolo	Descripción	Expresión Matemática
Un Modo		
P	proporcional	$m = K_c e$
I	Integral	$m = \frac{1}{T_i} \int e dt$
Doble Modo		
PI	Proporcional más integral	$m = K_c [e + \frac{1}{T_i} \int e dt]$
PD	Proporcional más Derivada	$m = K_c [e + T_d \frac{d}{dt} e]$
Tres Modos		
PID	Proporcional más Integral más Derivada	$m = K_c [e + \frac{1}{T_i} \int e dt + T_d \frac{d}{dt} e]$

Modos de Control convencionales

Fig. 4.3.11 Respuesta de los modos de control y modos de control convencionales. (Mumil, 1984)

CONCLUSIONES

El desarrollo del campo de la instrumentación se ha venido dando en los últimos años de una manera muy rápida debido a los cambios tecnológicos que suceden a diario en todos los campos del conocimiento, dentro de los cuales esta la electrónica, base del desarrollo de esta área. De toda la gama de instrumentos, el convencional es el más desarrollado, esto debido a la extensa utilización en casi la mayoría de los procesos. Los instrumentos de mayor utilización son para las siguientes variables: temperatura, presión, flujo, nivel, peso, pH y humedad, estos funcionan bajo principios mecánicos, hidráulicos, neumáticos y electrónicos, este último se ha venido explotando comercialmente de manera extensiva, debido a sus ventajas de bajo costo, versatilidad, funcionalidad, confiabilidad y seguridad que ofrece al instrumento en el campo de trabajo.

Dentro de los avances tecnológicos en la instrumentación, los controladores se han transformado totalmente, funcionando ahora de manera electrónica y digital a través de un algoritmo (Software), dando a este ilimitadas aplicaciones en distintos procesos, siendo aún los más difíciles de controlar.

Los cambios que se han observado, han venido a dar otra visión en el diseño de los procesos, control e instrumentación, aunado al desarrollo de la informática, ha permitido llegar más allá de sólo controlar el proceso. Esto es la información de los procesos ha llegado al nivel más alto jerárquicamente, el cual es utilizado para decisiones en los negocios de tipo comercial, técnico, etc..

Aún y todo el desarrollo de respaldo, en el área de la instrumentación, en muchos procesos emergentes, no han logrado ser puestos de forma continua y funcionan de manera intermitente. Esto debido a la falta de sensores adecuados para el proceso continuo. Ejemplo de ello se encuentran procesos biotecnológicos, los cuales requieren sensores de función continua, de concentración de biomasa, concentración de reactivos, concentración de catalizadores, grado de reacción, velocidad de reacción, etc..

Los grandes retos en el desarrollo de la instrumentación se antojan difíciles para procesos poco conocidos, y que están aún por madurar, pero en realidad son un campo fértil para estos años venideros, en futuros desarrollos tecnológicos. En las variables poco conocidas en nuestro tiempo y futuras por implementar, se requiere básicamente del entendimiento del fenómeno, conocimiento de las tecnologías actuales, para un éxito en la implementación de la instrumentación adecuada a procesos poco conocidos.

5.0 APLICACIONES DEL CONTROL EN LA INDUSTRIA DE ALIMENTOS

5.1 Sistemas de Control en Evaporadores

Los evaporadores juegan un papel importante en la producción de todo tipo de jugos concentrados, leche condensada, jarabe de maíz y aceite vegetal, entre otros; comúnmente son usados los evaporadores de múltiple efecto y los evaporadores a vacío, ambos tienen como desventaja que pueden impartir sabores desagradables en el producto por lo que necesitan una extensiva limpieza en el equipo.

La formación de incrustaciones es otra desventaja de los evaporadores así como el arrastre de líquido por el vapor cuando excede una velocidad de vapor.

Las variables que influyen en el proceso y que más se controlan, son la presión absoluta, el nivel de líquido, la entrada de calor (vapor) y la densidad del producto.

Un controlador de presión regula la presión en el intercambiador del primer efecto, minimiza la incrustación por lo que provee de una operación más confiable.

El controlador de la presión absoluta mantiene una presión fija en el evaporador del segundo efecto por regulación del flujo de agua en el condensador, lo que previene el arrastre, por eliminación de repentinas variaciones de presión, los cuales podrían causar cambios de magnitud en el flujo de vapor.

El nivel es controlado en cada efecto. El producto alimentado a cada efecto es regulado en retroalimentación para mantener el nivel en los efectos siguientes.

El control de la densidad se realiza regulando la velocidad de bombeo del producto. Cuando la densidad se eleva, la velocidad de bombeo se incrementa para mantener la densidad del producto en el punto de ajuste. Fig. 5.1.1.

Los tipos de evaporadores son básicamente seis, usados para muchas aplicaciones; la longitud y la orientación de la superficie de calentamiento determina el nombre del evaporador:

Evaporadores de tubos horizontales, Evaporadores de circulación forzada, evaporadores de tubos cortos verticales, evaporadores de tubos largos verticales, evaporadores de película y evaporador de película agitada.

Sistema de Control para Evaporadores.

A continuación se presenta la aplicación de sistemas de control retroalimentado, cascada y prealimentado, para obtener una densidad de producto final. Se esquematizará un evaporador de doble efecto. Se puede extender a más o menos efectos de evaporación, la configuración del sistema de control no cambiará.

La selección de un sistema de control tiene como finalidad predecir las necesidades y características del proceso. Los evaporadores tienen una alta capacidad de almacenar la masa y energía, y tienen un tiempo muerto muy significativo de proceso, la velocidad de alimentación y la densidad de alimentación son razonablemente constantes y sólo requieren conexiones para variaciones de pérdidas de calor o ensuciamiento de tubo. En este caso el control en retroalimentación satisfecerá estas necesidades. Si la corriente de vapor de calentamiento varía la demanda en otra parte de la planta, una configuración en cascada, será la selección comúnmente apropiada. Sin embargo, si la perturbación mayor cambia muy rápidamente y frecuentemente, entonces se recomienda sea considerado el sistema de prealimentación y retroalimentación en conjunto.

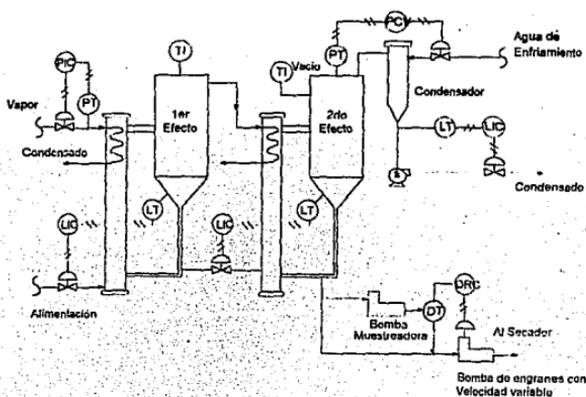


Fig. 5.1.1 Control de un evaporador de múltiple efecto.
(Lipták, 1973).

En el arreglo de sólo retroalimentación o cascada, el nivel debe ser obtenido por prueba y error, se lleva a cabo por el controlador en retroalimentación (densidad final).

Un sistema de control que responda a variaciones de velocidad de alimentación y densidad de alimentación, resulta más conveniente que esperar a que pasen a través del proceso. Iniciar una acción correctiva antes sería ideal. Tal técnica es denominada, como el control prealimentado y se muestra en la fig. 5.1.4.

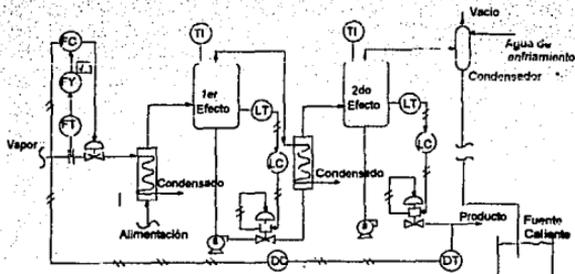
Existen dos tipos o clases de variaciones, las que son medidas y no medidas. Las señales de carga medidas son entradas al sistema de control prealimentado, con la cual se calcula el punto de ajuste de la variable manipulada del lazo de control.

Las variables no medidas a través del proceso, no son detectadas por el sistema de control prealimentado y causan un trastorno en la variable controlada. En la práctica se detectan las perturbaciones de las variables de mayor a menor y los esfuerzos están dirigidos a desarrollar relaciones en la cual se incorpora, la mayor perturbación, la variable controlada y la variable manipulada. Tal relación es llamada el modelo de estado estable del proceso. La variable de perturbación menor es usualmente muy pequeña para materializar y es difícil de medir.

En término de evaporadores, la variación de la menor perturbación, serían las pérdidas de calor y la incrustación del tubo. Las perturbaciones de las variables como estos son muy fácilmente manejables por un lazo de control en retroalimentación. El propósito del lazo de retroalimentación es orientar la variable controlada al cálculo del lazo prealimentado, para compensar las variaciones de estas perturbaciones no medidas, fuera de la cual la característica de la variable controlada estaría fuera del punto de ajuste.

Más allá de esto, se ha discutido 2 de los 3 elementos de un sistema de control prealimentado, la compensación dinámica. Cuando una de las mayores perturbaciones cambia el proceso, éste también cambiará el nivel de operación de la variable manipulada. Si estas dos entradas al proceso entran en diferentes puntos del proceso, ahí existe usualmente un desequilibrio entre el efecto de la variable de perturbación y el efecto de la variable manipulada en la variable controlada. Esto es:

$$\frac{\text{VariableControlada}}{\text{VariabledePerturbación}} \neq \frac{\text{VariableControlada}}{\text{VariableManipulada}}$$



Nota: * El Condensador utiliza un similar sistema de control que en la fig. 5.1.3

Fig. 5.1.3 Sistema de evaporación en control en Cascada. (Shinsky, 1990)

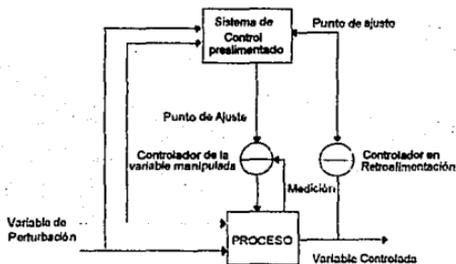


Fig. 5.1.4 Control Prelimitado (Shinsky, 1990)

Este equilibrio se manifestará asimismo como una desviación transitoria del punto de ajuste de la variable controlada. Si los cálculos de prealimentación son correctos, la variable controlada regresará al punto de ajuste una vez que el nuevo estado estable sea logrado. El comportamiento de la variable controlada de lo inestable a lo estable se denomina transiente. En términos del flujo actual del evaporador, un incremento en el flujo de vapor. Suponiendo que el control de nivel en cada efecto es propiamente armonizado, el incremento en la velocidad de alimentación, rápidamente aparecerá en el final de la serie; mientras que el incremento del flujo de vapor, está venciendo la inercia térmica del proceso. Esta secuencia resultará en un transiente decreciente de la variable controlada (densidad). En este ejemplo la variable de perturbación pasa a través del proceso más rápido que la variable manipulada, fig. 5.1.5.

La fig. 5.1.6 ilustra el mismo procedimiento excepto que ahora la variable manipulada pasa a través del proceso más rápido que la variable de perturbación. Tal comportamiento puede ocurrir en una evaporación en contracorriente. Este desequilibrio es normalmente manejado por inserción de un elemento dinámico (retardo, adelanto-retardo o una combinación de los dos), en por lo menos una de las variables de carga, en el sistema de control prealimentado. Usualmente la compensación dinámica en la variable mayor de carga, que puede cambiar de la manera más severa (comúnmente un cambio escalón) es todo lo que se requiere. Para evaporadores, ésta es usualmente la velocidad de flujo de alimentación a el evaporador. Los cambios de la densidad de alimentación, aunque la frecuencia es más gradual, la inserción de un elemento dinámico para esta variable no está garantizada. Los tres elementos componentes de un sistema prealimentado son:

- 1.- El modelo de estado estable.
- 2.- Dinámica del proceso.
- 3.- La inserción de un arreglo en retroalimentación

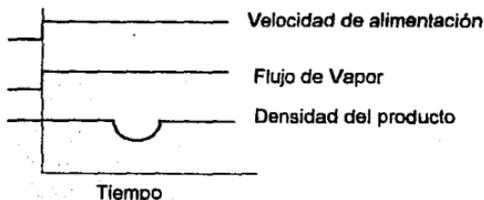


Fig. 5.1.5 La variable perturbación es más rápida que la variable manipulada. (Shinskey, 1990)

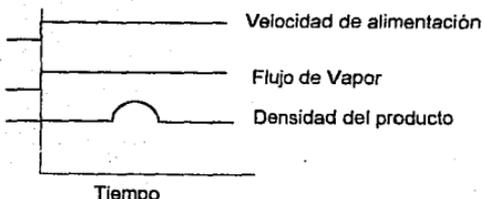


Fig. 5.1.6 La variable manipulada es más rápida que la variable de perturbación. (Shinskey, 1990)

Modelo de estado estable

El modelo de estado estable para un evaporador, usa relaciones de balance de materia y energía. También se requiere una relación entre la densidad de alimentación y el porcentaje de sólidos y será específico para un proceso dado, puesto que el balance de energía aplica a todos los procesos de evaporadores. La fig. 5.1.7 ilustra, el doble efecto del evaporador desde el punto de vista de balance de materia.

Donde:

W_o =Vel. de alimentación en Kg/s

V_1 =Flujo de vapor del primer efecto en Kg/s

X_o =Fracción en peso de sólidos en la alimentación.

W_1 =Flujo de líquido que deja el primer efecto en Kg/s

X_1 =Fracción de peso de sólido en W_1

V_2 =Flujo de vapor del segundo efecto en Kg/s

W_p =Flujo de producto en Kg/s

X_p =Fracción en peso de sólidos en el producto.

Balance total de materia en el primer efecto.

$$W_o = V_1 + W_1 \quad 5.1(1)$$

Balance total de materia en el segundo efecto.

$$W_1 = V_2 + W_p \quad 5.1(2)$$

Balance de sólidos en el primer efecto.

$$W_o X_o = W_1 X_1 \quad 5.1(3)$$

Balance de sólidos en el segundo efecto

$$W_1 X_1 = W_p X_p \quad 5.1(4)$$

Sustituyendo 5.1(2) en 5.1(1):

$$W_o = V_1 + V_2 + W_p \quad 5.1(5)$$

Combinando 5.1(3) y 5.1(4)

$$W_o X_o = W_p X_p \quad 5.1(6)$$

Resolviendo 5.1(6) para W_p y sustituyendo en 5.1(5) da:

$$W_o = V_1 + V_2 + \frac{W_o X_o}{X_p} \quad 5.1(7)$$

El término W_o de 5.1(7) puede ser escrito en términos de flujo volumétrico (m^3/s), el método usual de medición es esta variable:

$$W_o = V_o D_o = V_o D_w S_o \quad 5.1(8)$$

Donde:

Vo= Velocidad de alimentación volumétrica en m³/s.

Do= Densidad de alimentación en Kg/m³

Dw= Densidad nominal del agua 1000 Kg/m³

So= Peso específico de alimentación.

Sustituyendo para Wo de 5.1(8) en 5.1(7) y combinando términos:

$$V_1 = V_o D_o S_o \left[1 - \frac{X_o}{X_p} \right] = V_1 + V_2 \quad 5.1(9)$$

Donde: $v_1 + v_2$ =Flujo de vapor total en Kg/s

El flujo de vapor total V_1 es proporcional a la energía aplicada de la red (planta de vapor) y la constante de proporcionalidad es la economía (E) del sistema.

$$V_1 = Ws.E \quad 5.1(10)$$

Donde: Ws = Flujo de vapor de calentamiento en Kg de vapor/s

E = Economía en Kg de vapor/Kg de vapor de calentamiento.

Sustituyendo para V_1 de 5.1(9)

$$V_o D_w S_o \left[1 - \frac{X_o}{X_p} \right] = Ws.E \quad 5.1(11)$$

La ecuación 5.1(11) es el modelo estable del proceso e incluye todas las variables de carga (Vo y Xo), la variable manipulada (Ws) y la variable controlada Xp. En este punto la porción WsE de la ec. 5.1(11), puede ser modificado para incluir la pérdida de calor del sistema, y compensar el hecho de que la alimentación puede ser subenfriada; esto es efectivamente una pérdida de calor. Los valores típicos de pérdidas efectivas de energía varía de 3 a 5%. Si por ejemplo se supone un 5% de pérdida de calor la ec. 5.1(11) llega a ser:

$$f(D_w) S_o \left[1 - \frac{X_o}{X_p} \right] = 0.95 Ws.E \quad 5.1(12)$$

La porción $S_o \left[1 - \frac{X_o}{X_p} \right]$ de la ecuación 5.1(11) es una función de la densidad de alimentación. f(Do)

$$f(D_o) = S_o \left[1 - \frac{X_o}{X_p} \right] \quad 5.1(13)$$

Para cada alimentación hay una relación entre la densidad del material de alimentación y su fracción en peso de sólidos, esto se determina empíricamente en la planta o de la literatura (Perry, 1992).

Se supone por ejemplo que la alimentación del fluido a ser concentrado tiene la relación densidad específica-sólidos, mostrado en la tabla 5.1.1. Si este fluido a ser concentrado, en la que el producto final tiene una fracción en peso del 50% ($X_p = 0.50$), la relación $f(D_o)$ de la ec. 5.1(13) puede ser generado como la tabla 5.1.2.

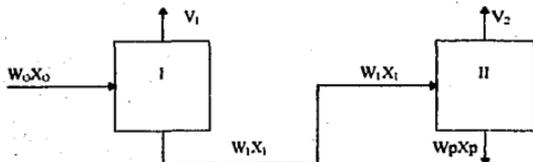


Fig. 5.1.7 Balance de materia de evaporador de doble efecto. (Shinsky, 1990)

X_o Fracc. en peso de sólidos	S_o Peso Específico
0.08	1.0297
0.16	1.0633
0.24	1.0982

Tabla 5.1.1 Relación Fracción en peso y Peso Específico (Lipták, 1973)

X_o Fracc. en peso Sólidos	S_o Peso Específico	$1 - \frac{X_o}{X_p}$	$f(D_o) = S_o \left[1 - \frac{X_o}{X_p} \right]$
0.00	1.0000	1.0000	1.0000
0.08	1.0297	0.840	0.865
0.16	1.0633	0.680	0.723
0.24	1.0982	0.520	0.571

Tabla 5.1.2 Relación de Densidad, Fracción en peso para $f(D_o)$ (Lipták, 1973)

La posición de los datos se gráfica en la fig. 5.1.8. En todos los casos investigados, la relación $f(D_o)$ vs S_o es una línea recta teniendo una interpretación en 1.0, 1.0 (el peso específico no es menor de la unidad, y la relación de fracción de sólidos suponiendo tan grande =0, que la función de densidad es la unidad). Esta relación puede entonces escribirse en términos de la ecuación de la recta,

$$y=mx+b, \quad \text{ó} \\ f(D_o)=1.0+m(S_o-1.0) \quad 5.1(14)$$

Donde m es la pendiente de la línea.

Usando los datos de la tabla 5.1.2 el valor de m es determinado como sigue:

$$m = \frac{1.000 - 0.571}{1.0000 - 1.0982} = -4.37 \quad 5.1(15)$$

Por lo tanto:

$$f(D_o) = 1.0 - 4.37(S_o - 1.0) \quad 5.1(16)$$

Sustituyendo 5.1(16) a 5.1(11) y resolviendo para la variable manipulada, flujo de vapor de calentamiento W_s :

$$W_s = \frac{V_o \cdot D_w \cdot F(D_o)}{E} \quad 5.1(17)$$

Función de Densidad $f(D)$

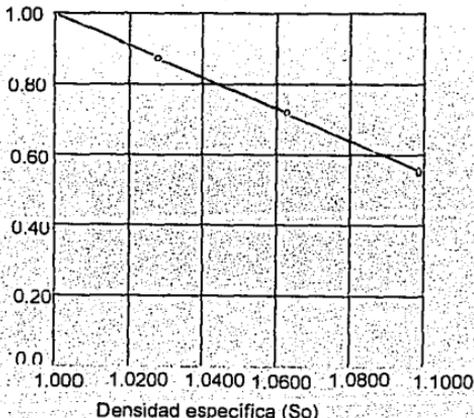


Fig. 5.1.8 Relación Densidad vs Densidad Específica (Lipták, 1973)

Escalamiento y Normalización

Con la ec. del modelo de estado estable definido, este puede ser ahora escalado y la instrumentación analógica especificada. El escalamiento de los instrumentos analógicos es necesario para asegurar la compatibilidad con las señales de entrada y salida, asignando valores de 0 a 1 para todas las entradas y salidas. El procedimiento involucra:

1. La escritura de la ec. de ingeniería a ser resuelta.
2. La escritura de una ecuación normalizada para cada término variable de la ec. de ingeniería.
3. Sustitución de la equivalente normalizada de cada término en 2) a 1).

El primer paso del procedimiento ha sido hecho, la ec. 5.1.(17) está escrito.

Para ilustrar este propósito sigue:

$$\begin{aligned} V_o &= 0 \text{ a } 6.32 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}, & W_s &= 0 \text{ a } 0.315 \text{ Kg/s} & S_o &= 1.0000 \text{ a } 1.1000, \\ D_w &= 995.92 \text{ Kg/m}^3, & & & E &= 0.82 \text{ Kg vapor/ Kg vapor calentamiento} \end{aligned}$$

La ec. escalada para cada entrada es:

$$V_o = 6.32 \times 10^{-4} V'_o \quad 5.1(18)$$

$$W_s = 0.315 W'_s \quad 5.1(19)$$

$$S_o = 1.0000 + 0.1000 S'_o \quad 5.1(20)$$

Donde: V'_o = Salida del transmisor de flujo volumétrico 0 a 1 ó 0 a 100%

W'_s = Salida del transmisor de flujo de calentamiento 0 a 1 ó 0 a 100%

S'_o = Salida del transmisor de densidad específica 0 a 1 ó 0 a 100%

Los valores de D_w y E no necesitan ser escalados ya que son constantes.

Puesto que $f(D_o)$ está en base a 0.0 a 1.0, el término $f(D_o)$ puede ser escrito:

$$f(D_o) = 1.0 f(D'_o) \quad 5.1(21)$$

La operación en la primer ec. $f(D_o)$, la ec 5.2(21) y 5.2(20) son sustituidos a la ec. 5.1(16):

$$f'(D_o) = 1.0 - 4.37 (1.000 + 0.1000 S'_o - 1.0) \quad 5.1(22)$$

$$f''(D_o) = 1.0 - 0.437 S'_o \quad 5.1(23)$$

Sustituyendo las ecuaciones 5.1(19) y 5.1(23) a la ec. 5.1(17) también como el valor de E y D_w . Da:

$$\begin{aligned} 0.315 W'_s &= \frac{6.32 \times 10^{-4} (V'_o) 995.92 (1.0 - 0.437 S'_o)}{0.82} \\ W'_s &= (2.43)(V'_o)(1.0 - 0.437 S'_o) = (2.43)(V'_o)(f(D'_o)) \quad 5.1(24) \end{aligned}$$

Dinámica del Proceso

La dinámica en el control del evaporador, en la cual la energía es la variable manipulada, requiere de un elemento dinámico de retardo adelantado, para compensar los desequilibrios dinámicos entre la velocidad de alimentación y el flujo de energía. En el ejemplo dado anteriormente, fue arbitrariamente asumido, que el flujo de energía es la variable manipulada, la cual resulta de la ecuación 5.1(17). En aplicaciones en las cuales los evaporadores son diseñados con alimentación de deshechos de energía, la velocidad de alimentación al evaporador es ajustada proporcional a la energía disponible, haciendo la alimentación al evaporador la variable manipulada y la variable de perturbación la energía.

Resolviendo la ec. 5.1(17) en términos de la velocidad de alimentación.

$$V_0 = \frac{W_s \cdot E}{D_w \cdot f(D_0)} \quad 5.1(25)$$

En este arreglo la dinámica no cambia, pero ahora la variable manipulada completa el proceso más rápido que la variable de perturbación, la cual requiere un elemento dinámico de retardo de primer orden ya que en el momento de detectar el cambio en el flujo de energía, retarda un poco el cambio de la velocidad de alimentación. El arreglo de la instrumentación para cada caso se da en la fig. 5.1.9 y 5.1.10 respectivamente.

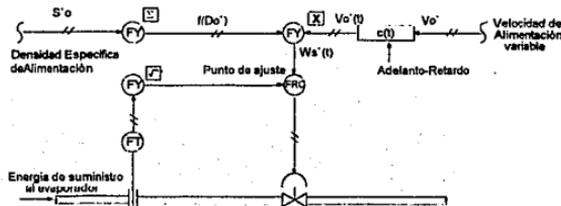


Fig. 5.1.9 Prealimentación con compensación dinámica (Lipták, 1973)

Arreglo en Retroalimentación

Por lo general, un arreglo en retroalimentación sería incorporada al sistema de control en el punto de ajuste de la variable controlada. Para el evaporador el punto de ajuste es la pendiente de la relación $f(D_0)$, mostrada en la fig. 5.1.8. Si el valor de X_p cambia, la pendiente de la línea cambia completamente. Anteriormente el valor de m fue asumida como una constante (0.437), la cual se incorpora a la suma del amplificador en la fig. 5.1.9 y 5.1.10. La instrumentación

ajustada para obtener un producto de 50% de sólidos. Si fuera deseada una concentración mayor o menor del producto, este término de ganancia, tendría que ser cambiado manualmente. Para incrementar la flexibilidad del sistema de control, son adicionados un multiplicador y un lazo de control de densidad del producto. La salida del controlador es ahora variable, no sólo para permitir cambios en la concentración del producto (ajustar la pendiente), sino también para el punto de ajuste del flujo de vapor de energía, estimado para la menor variación. Los arreglos para cada fig. comparativa se muestran en las figs. 5.1.11 y 5.1.12.

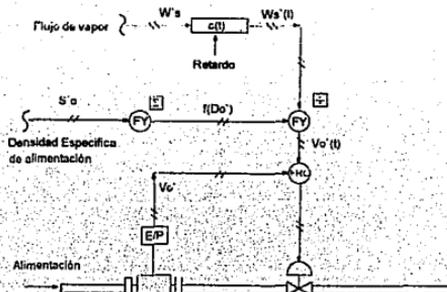


Fig. 5.1.10 Prealimentación con compensación dinámica. (Lipták, 1973)

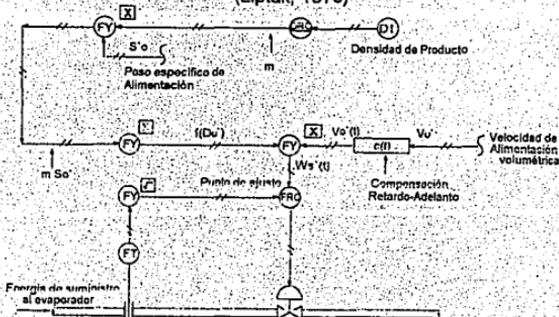


Fig. 5.1.11 Prealimentación y retroalimentación con compensación dinámica. (Lipták, 1973)

tendría que hacer el agua para emigrar a la superficie. Si el sólido contiene agua de cristalización o agua de enlace, entonces la velocidad disminuirá aún más, como lo muestra la sección D-E de la curva.

Otras dos curvas son útiles para entender los requerimientos de control del secado. El primero de estos fig. 5.2.2, representa la derivada de la fig. 5.2.1, esto es la variación en la velocidad de secado del material como función del tiempo. La otra curva fig. 5.2.3, muestra los niveles de temperatura durante el secado. En cada caso identificando las letras correspondientes a la fig. 5.2.1. La sección B-C es de este modo un período de la velocidad constante y la temperatura es también constante, como se mencionó con anterioridad. El resto de la curva es conocido como el período de caída constante.

La temperatura del producto se elevará más rápidamente a algún punto inmediato a la temperatura de los alrededores dentro del secador. Entonces asintóticamente se aproximará al valor final.

Cada material a ser secado, tiene una única característica de secado, dependiendo de la sustancia, el solvente, la afinidad a uno de estos y las características de los alrededores del sector particular.

La velocidad de secado teórico depende de la velocidad de alimentación, y de la fuerza de impulsión. El último es una combinación de la diferencia de temperaturas entre el producto y los alrededores y las condiciones prevalecientes de humedad en la atmósfera del secador. Otros factores de igual importancia son la intimidad del contacto, de la superficie del material con el medio de calentamiento y el grado de remoción superficial.

Los tres factores de operación esencial, necesarios para alguna operación de secado son: la fuente de calor, manera de remoción del solvente del medio ambiente del producto y un mecanismo para proveer agitación de remoción de la superficie. La extensa variedad de tipos de secadores disponibles, sirve como testimonio, de que en realidad el secado es también uno de los más difíciles problemas de proceso. Los secadores representativos se presentan en la tabla 5.2.1 (secadores Intermitentes) y en la tabla 5.2.2 (secadores continuos). La elaboración de los esquemas de control se presentará en los siguientes párrafos.

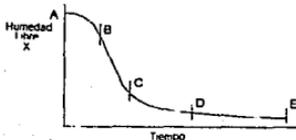


Fig. 5.2.1 Curva típica de secado (Lipták, 1973)

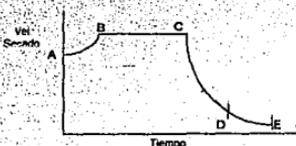


Fig. 5.2.2 Curva de la Velocidad de Secado. (Lipták, 1973)

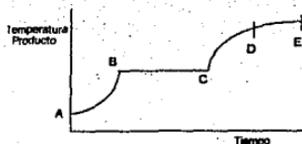


Fig. 5.2.3 Variación de la temperatura del Producto. (Lipták, 1973)

Control

La propiedad específica de interés en la operación de secadores, es el contenido de humedad del producto final. Esta propiedad es difícil de medir directamente, particularmente en sistemas continuos. En sistemas Intermitentes, se pone en marcha un ciclo empírico, por toma de muestras en varios periodos de tiempo. Una vez que las condiciones aproximadas de secado han sido establecidas, se requiere el chequeo de humedad, solo cerca del punto final estimado.

Un procedimiento similar se sigue para un sistema continuo. El funcionamiento empírico se hace para establecer un secado completo del producto con una alimentación y características de secado dadas. Así que la curva de operación puede ser desarrollada. Los esquemas de control son diseñados para mantener estas condiciones con una ocasional retroalimentación y con correcciones de muestras asidas. Existen pocos analizadores disponibles para análisis de humedad en sistemas de flujo que pueda ser adaptado en automático, sistema de control manejado en un lazo cerrado. Los más exitosos son por detección de capacitancia e infrarrojo, de material fluyendo en una cámara de muestreo.

TIPO	EJEMPLO	FUENTE CALOR	MÉTODO DE REMOCIÓN DE HUMEDAD	MÉTODO DE AGITACIÓN	ALIMENTACIÓN TÍPICA
Atmosférica	charolas	aire caliente	flujo de aire	manual	granular polvo
vacío	Tambor mezclador	superficie caliente	vacío	por tambor	granular polvo
	charolas	superficie caliente	vacío	ninguno	sólido líquido
	cuchillas rotatorias	superficie caliente	vacío	cuchillas mezcladoras	sólido líquido
Especial	lecho fluidizado	aire caliente	flujo de aire	aire	granular polvo

Tabla 5.2.1 Características típicas de secadores Intermitentes. (Lipták, 1973)

TIPO	EJEMPLO	FUENTE CALOR	MÉTODO DE REMOCIÓN HUMEDAD	MÉTODO DE AGITACIÓN	ALIMENTACIÓN TÍPICA
cilindro calentado	doble tambor	superficie caliente	flujo de aire	ninguno	líquido
					pasta
tambor	rotatorio	aire caliente	flujo de aire	rotación	granular
	turbo	aire caliente	flujo de aire	secado sucesivo de estantes	granular
corriente de aire	aspersión	aire caliente o gas combustible	flujo de aire	no requiere	líquido
					pasta
	flash	aire caliente	flujo de aire	aire	granular
	lecho fluidizado	aire caliente	flujo de aire	aire	polvo
					granular

Tabla 5.2.2 Características típicas de Secadores Continuos (Lipták, 1973)

Aunque los secadores en Aspersión y Flash, tienen un período de retención de menos de un segundo, en la mayoría de los secadores continuos, el intervalo es de 30 min. a una hora. Esto en realidad hace difícil el control de la alimentación, la cual es medida por un transportador de tomillo u otros aparatos similares. La variación en la humedad total, es estimada por el sistema de secado, o por el análisis periódico del producto seco, seguido de un adecuado ajuste de los controladores.

Usualmente los controladores de los secadores, incluyen modos de control proporcional e integral, solo porque la dinámica del secador no garantiza el uso de la respuesta derivada. Muchos sistemas de control de secadores, son aún relativamente no muy sofisticados. Se nivela la curva de vel. de secado en el área, donde muchos productos se encuentran, así el control en las condiciones finales no son críticas. Muchas especificaciones de humedad, son algo generosos en reconocer la dificultad que presenta el manejo de material húmedo y seco. Estos materiales también tienen un seguimiento, por posibles cambios en el contenido de humedad, debido a las condiciones del aire ambiente, después del secado.

Para una revisión del uso de controles aplicados a secadores, es deseable examinar y discutir, cada una de las unidades básicas listadas en la tabla 5.2.1 y 5.2.2. Esto está lejos de una lista completa, pero cubre el campo lo suficiente para obtener un conocimiento satisfactorio.

Secadores Intermitentes

Aunque el procesamiento continuo, implica una mayor modernidad de los secadores tipo intermitentes, son aún instalados en muchas plantas. Estos son particularmente adaptados, para cantidades relativamente pequeñas de secado, especialmente donde la identidad intermitente sería de valor y para procesos donde una gran variedad de productos son manufacturados. La selección y operación de los controles para una unidad intermitente, se complica por la razón de que el estado del producto cambia con el tiempo.

Atmosféricos

El término secador atmosférico, se aplica para designar a los secadores intermitentes que operan a una inmediata presión atmosférica y el calor para secado suministrado por aire en un gabinete. El mismo medio se utiliza para remover la humedad generada. Los dos tipos más comunes son el de charolas, donde estas se cubren del material a ser secado, sostenidos por soportes, y los secadores transportables, son similares excepto que los soportes de las charolas están montados en carros.

Los parámetros de control disponibles son la velocidad del aire y la distribución de la temperatura y humedad. La velocidad y distribución del aire, es comúnmente puesto en el controlador de forma manual y no cambia. El control de humedad se fija también manualmente en virtud de que se ajusta en la línea de recirculación, si la recirculación no se usa y si los requerimientos del producto lo justifican, se usa un deshumidificador en la entrada del aire. Ambas de estas previsiones se muestran en la fig. 5.2.4.

El control de la temperatura del ambiente del secador es por la regulación del vapor de calentamiento por los tubos del intercambiador de calor. El bulbo térmico puede ser colocado en el secador o salida de aire. El tamaño de la válvula de vapor se determina por el flujo de aire del secador y los requerimientos de temperatura analizados en la carta psicrométrica y por la presión del vapor usada. Este es necesario en la última porción del ciclo de secado con el fin de adecuar el flujo de vapor al nivel suficiente, solo para calentar el aire a la temperatura del secador. Un interruptor de temperatura es comúnmente incluido en la descarga del calentador, para limitar una temperatura máxima de entrada. No es raro implementar un programa al controlador, para el control de temperatura de secadores intermitentes de charolas, particularmente en remoción del solvente. De esta forma la velocidad de evaporación es controlada y la concentración de solvente en el aire es retenido por abajo del rango explosivo.

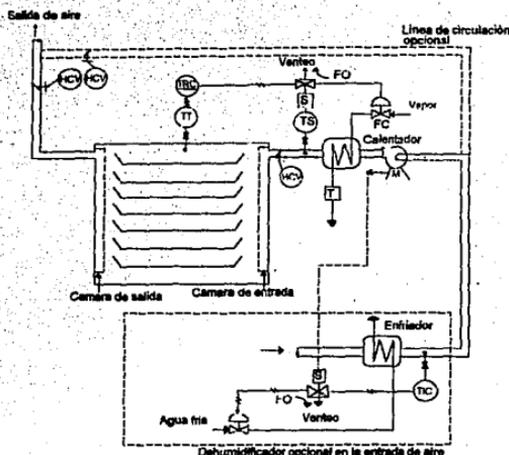


Fig. 5.2.4 Secador de charolas atmosférico.
(Lipták, 1973)

Vacío

La operación de un secador a vacío, lo auxilia el principio de transferencia de calor por conducción en el producto mientras este, está contenido en un recipiente a vacío. En su más simple forma, este secador es una unidad de charolas en una cámara de vacío, con charolas falsas en la cual el medio de calentamiento circula. Tales secadores usualmente inician operación a una muy baja temperatura y son conocidas como secadores en frío, otros desecadores son, el de doble cono (secador mezclador) y el secador de vacío rotatorio. El secador mezclador, rota el producto en una vasija enchaquetada. La coraza del secador rotatorio esta también enchaquetada.

Los parámetros que se controlan en secadores de vacío intermitentes son; la presión absoluta, la velocidad de rotación o agitación, y la temperatura del medio de calor. La regla general es controlar, los primeros dos de manera manual y abocarse en la temperatura del fluido de calentamiento, para control automático. Un esquema típico para el secador-mezclador se muestra en la fig. 5.2.5.

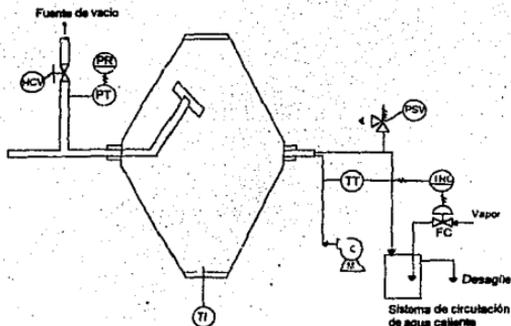


Fig. 5.2.5 Secador Mezclador a Vacío.
(Lipták, 1973)

Especial

Un número de secadores alternativos para trabajos intermitentes, no caen dentro de la categoría de esta discusión. Una unidad que ha llegado a ser tan popular en años atrás es el secador de lecho fluidizado.

En un secador de lecho fluidizado, el producto es retenido en un carro con perforaciones al fondo del plato. El aire caliente a presión, o succionado a vacío a través del plato, se fluidiza al producto para causar secado. El flujo de aire, se ajusta manualmente para obtener un apropiado lecho fluidizado y un control de tiempo es puesto para contabilizar el periodo de secado, el control está restringido a el control de temperatura del aire de entrada (fig. 5.2.6).

En la fig. 5.2.7 un esquema de control doble, es algunas veces para tomar ventaja de las altas propiedades de transferencia de calor de un lecho fluidizado. El lecho es suficientemente uniforme, así que una alta temperatura de entrada, puede ser usado en el comienzo del ciclo, fuera del temor de daño del producto puesto que se reduce la temperatura en las últimas etapas de secado. Este se complementa por un controlador de salida del aire, la cual neumáticamente ajusta el punto de ajuste del controlador de temperatura de aire de entrada. Como la temperatura del lecho se eleva durante el secado, el punto de ajuste del controlador de temperatura del aire de entrada se reduce.

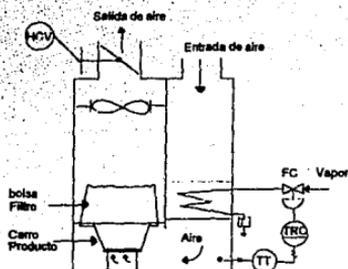


Fig. 5.2.6 Secado de lecho fluidizado. (Lipták, 1973)

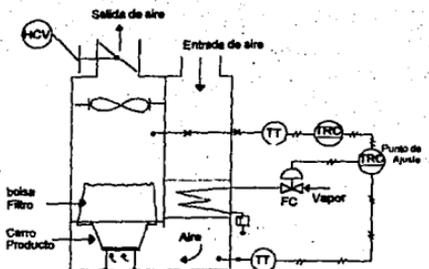


Fig. 5.2.7 Secador de lecho fluidizado con control en cascada. (Lipták, 1973)

Secadores Continuos

Muchos de los procesos industriales a gran escala producen materiales secos, empleando secadores continuos. El control de secadores es similar al de otros equipos de proceso, con pocas excepciones importantes. Primero como ya se ha establecido, el contenido de humedad del producto es un cuanto laborioso de medir y luego entonces controlar, depende generalmente de variables secundarias. La mayoría de los secadores continuos, requiere control de flujo y de la temperatura de la corriente de aire de entrada, lo cual produce un retardo inherente en la respuesta. Por el lado positivo, la retención de estos secadores es de 30 min. a una hora, y los efectos de entrada son combinados y por lo tanto no se requiere de una respuesta rápida. Las excepciones notables son con los secadores flash y aspersion, que tienen muy cortos periodos de retención.

Los controladores de estos secadores son generalmente a dos modos, proporcional e integral. Ponerlos en campo requieren de mucha paciencia, puesto que el efecto total de un cambio en una variable toma de media hora a una hora o más. Algunas variables con humedad de entrada del aire, aún pueden desafiar la regulación.

Cilindro Calentado

Años atrás cuando el concepto de secado continuo fue el primer desarrollo, el secador de cilindro caliente fue inventado. El más conocido de estas unidades es el secador de doble tambor, mostrado en la fig. 5.2.8. El liquido es alimentado a el valle entre los dos cilindros calientes. Los cilindros de rotación hacia el centro inferior, reciben un recubrimiento de liquido con cierta espesura dependiendo del espacio entre los cilindros. El material debe secarse durante el tiempo que este rota hasta interceptar el cuchillo separador.

Las variables disponibles para el controlador son, la velocidad de los cilindros, el espacio entre ellos, el nivel de líquido en el valle y la presión de vapor en los cilindros. Los primeros dos (velocidad y espacio) son usualmente ajustadas manualmente. El nivel del líquido es manipulado por el estrangulamiento de la alimentación de vapor. Algunos intentos se han hecho para controlar este nivel automáticamente, pero ellos han fracasado por 3 razones básicas; la altura del nivel es sólo de 15 a 22.5 cm. (6 a 9 in.), el líquido está constantemente en estado de agitación, burbujeo y ebullición, y el líquido tiene alta concentración de sólidos y tiende a disparar los sensores de nivel que dependen del contacto físico para su medición. Frecuentemente el control de alimentación es manual, indicada en el diagrama por una estación de carga manual (HIC). Todos los controles anteriores son manualmente controlados sólo la presión del vapor es regulada automáticamente.

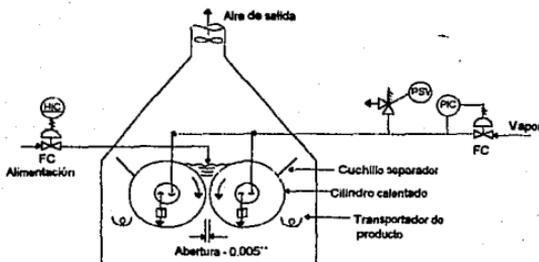


Fig. 5.2.8 Secador de doble tambor.
(Lipták, 1973)

Rotatorio

El término "Secadores de tambor", equipo diseñado, en el cual el material gira, durante el proceso de secado. Dos ejemplos de este caso son el secador rotatorio y el turbo secador.

La sección transversal de un secador rotatorio, se muestra en la fig. 5.2.9, como la carcaza gira, el material es impulsado por las mamparas y entonces caen a través de una corriente de vapor. La velocidad de rotación, el ángulo de elevación en las mamparas, y la velocidad del aire determinan el tiempo de retención del material. El manejo de la variable velocidad es en algunas veces incorporado al cambio de velocidad de rotación, pero ellos son generalmente controlados manualmente. El flujo de aire no varía como un parámetro de control.

Un esquema de control típico de un secador rotatorio, secador contracorriente (el material en dirección opuesta a la dirección del aire), se muestra en la fig. 5.2.10. Los controles principales, mantienen el flujo de aire y la temperatura del aire de entrada. Las consideraciones secundarias son el control de presión en la salida del aire, para mantener la presión en el secador y las alarmas de temperatura y nivel en la salida del producto seco, también se provee un interruptor, en la salida de aire para prevenir el sobrecalentamiento cuando la alimentación es detenida. El ajuste directo de la temperatura del aire de entrada, se basa en la suposición de que el producto se aproxima a este valor antes que alcance salir. El mejor control de humedad se obtiene, si el control está basado directamente en la temperatura del producto, pero hay cierta dificultad práctica en implementarlo a un material retenido, para medición consistentemente periódica. La velocidad de alimentación es también manualmente controlada, puesto que la larga retención hace impráctico el control automático.

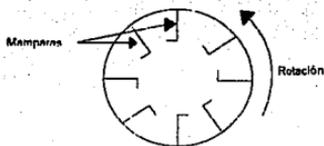


Fig. 5.2.9 Sección transversal del secador rotatorio (Lipták, 1973)

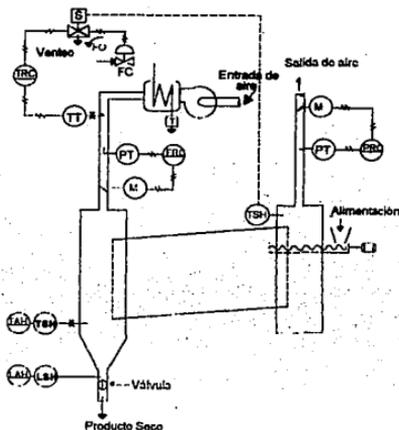


Fig. 5.2.10 Secador rotatorio (Shinsky, 1990)

Turbo

En un secador turbo el material es secado en un estante horizontal rotatorio, fig. 5.2.11, arreglada en una estantería vertical y el producto es secado en cada estante, a través de una ranura, rotando a poco menos de una revolución. En suma, una corriente de aire caliente generada por las aspas de los ventiladores del eje central, imparten un patrón de flujo horizontal.

Puesto que el ventilador interno provee una circulación consistente, es factible este sistema, para el control de aire de toda el área. Los reguladores motorizados son proveídos para una posible baja velocidad de entrada de aire y para el flujo combinado de la sección, superior. La división en las entradas superiores, se ajusta por estrangulación de la válvula de vapor y los estranguladores motorizados, son ajustados para la correspondiente temperatura. La velocidad de circulación en el centro de los ventiladores y en las charolas, y la velocidad de alimentación del material son controladas manualmente.

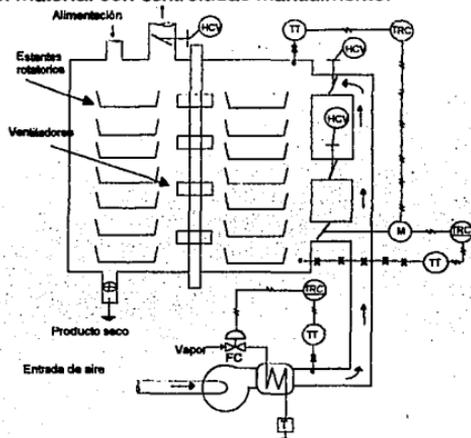


Fig. 5.2.11 Secado Turbo.
(Shinsky, 1990)

Aspersión

El secador por aspersión es una excepción a la generalización de grandes tiempos de permanencia en los secadores. Se atomiza a una cámara en la cual hay un gran flujo de aire caliente fig. 5.2.12. La temperatura del aire de entrada debe ser totalmente alta, y por lo tanto los calentadores de fuego directo son usados siempre que sea posible.

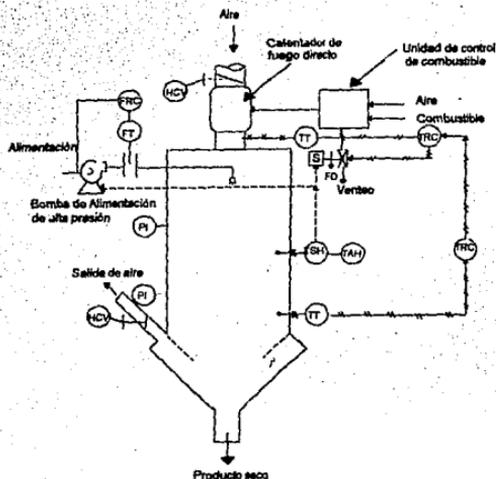


Fig. 5.2.12 Secador por Aspersión
(Shinsky, 1990)

La alimentación se debe a una bomba de alta presión, manualmente controlada. El flujo de aire es también manualmente controlada. Las condiciones de proceso son mantenidas por el control de temperatura, al final de la salida. El controlador de temperatura regula la velocidad de combustión de la mezcla combustible-aire, a través de la unidad de control de gas. Se implementa un interruptor de temperatura para cortar ambos, la alimentación y el combustible en caso de flujo o de condiciones de alta temperatura.

Lecho Fluidizado

El secador de lecho fluidizado, tiene una cama fluidizada de material, manteniendo un flujo de aire hacia la parte superior, a través de unos platos perforados fig. 5.2.13. La alimentación es controlada por un tornillo sin fin de velocidad variable y la descarga es por derrame de la cama a través de un conducto.

La cama es mantenida en el nivel de humedad del producto deseado, por un controlador de temperatura, con su bulbo en el producto fluidizado o en el espacio de aire de alrededor.

Un mejorado y más sofisticado sistema de control se ha sugerido recientemente. Puesto que el sistema de la fig. 5.2.13 es sensible a la temperatura, pero no a la humedad absoluta de la corriente de aire, un incremento de la humedad de aire de entrada, causará una reducción de la temperatura del aire de entrada. El efecto de una humedad alta en el aire, reduce la velocidad de secado, la cual presenta menos pérdida de calor del aire y el inicio del aumento de la temperatura de salida. La compensación del controlador es por disminución de la temperatura de entrada la cual reduce la capacidad de secado del aire.

Dos esquemas de control alternativos nos muestran este efecto. Uno es una adaptación del sistema de la figura 5.2.10, donde la velocidad de flujo de aire y la temperatura de entrada, son directamente controlados. El otro es el esquema de control en cascada prealimentado, ilustrado en la fig. 5.2.14.

Sistema Prealimentado

Para una condición en la cual el contenido de humedad del producto está en la región de velocidad de secado decreciente ($X_p < X_c$) en la fig. 5.2.15, la humedad del producto puede ser expresado como:

$$X_p = cte \cdot \ln \left(\frac{T_i - T_w}{T_o - T_w} \right) \quad 5.2(1)$$

donde X_p es el producto húmedo, y T_i , T_o , y T_w , respectivamente son las temperaturas de aire de entrada, de salida, de bulbo húmedo. Se nota la ausencia de las variables: velocidad de alimentación, velocidad de aire, humedad de alimentación y humedad de aire. En consecuencia alguna de estas variables puede ser cambiado sin afectar el producto seco, si la relación entre estas tres temperaturas es mantenida. La ec. 5.2(1) tiene tres variables de temperatura y por lo tanto da una solución específica, sólo después de la incorporación de las relaciones del bulbo húmedo y bulbo seco, y de la ec. de conservación de energía, dadas las condiciones del secador y el contenido de humedad del producto es constante

$$\left(\frac{T_i - T_w}{T_o - T_w} \right) = K \quad 5.2(2)$$

Con esta definición de K , la temperatura de salida del aire, requerida para compensar los cambios está dada por:

$$T_c = T_{on} - K(T_i - T_{in}) - (1-k)(T_w - T_{wn})$$

5.2(3)

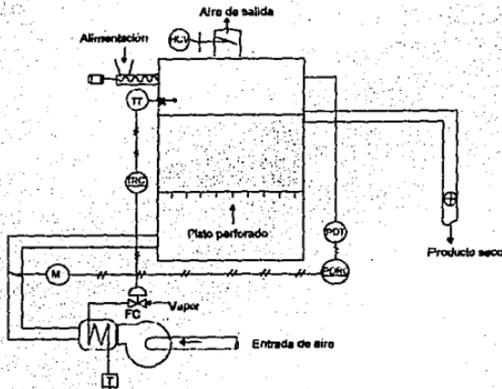


Fig. 5.2.13 Secador de Lecho Fluidizado (Lipták, 1973)

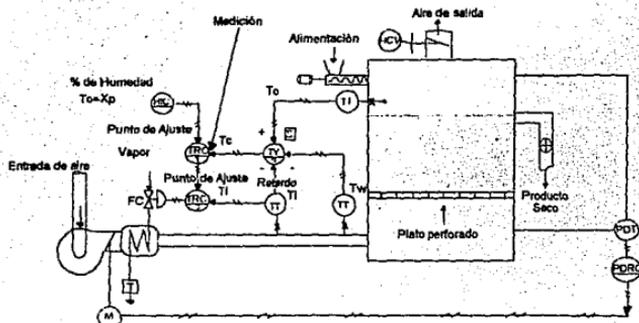


Fig. 5.2.14 Corrección de humedad por control en prealimentación de un secador de Lecho Fluidizado. (Lipták, 1973)

En esta ecuación el subíndice, n , denota condiciones normales de operación. Como muestra la fig. 5.2.14, los términos de corrección (a y b en la Ec. 5.2(3)) son sustraídos del valor detectado de T_o y T_{Y-3} y el resultado T_c (corregido), la señal llega a TRC-1. El punto de ajuste de los requerimientos de nuevos productos secos, y por lo tanto TRC-1 en efecto es un controlador de humedad.

La operación del lazo de control es como sigue: Si la velocidad de alimentación o el contenido de la humedad de la alimentación se incrementa, este reduce T_o y por lo tanto T_c cae. Esto causa un incremento en la salida de TRC-1, la cual eleva el punto de ajuste de TRC-2. Si la humedad del aire es incrementada, esta incrementa T_w , la cual también reduce T_c y por lo tanto eleva el punto de ajuste de TRC-2.

Para controlar ambos, humedad, temperatura final, el secador debe cambiar y la diferencia entre T_i y T_o , es una medida de carga del secador.

Si el producto es sensible al calor, se introduce un límite. Si la temperatura de entrada T_i , es también alta, para la conveniencia de medición de T_w , la señal puede también ser obtenido corriente arriba del calentador.

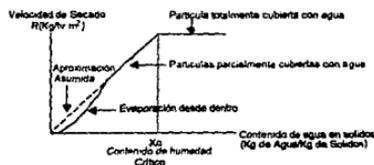


Fig. 5.2.15 Velocidad de Secado Vs. Contenido de humedad (Lipták, 1973)

5.3 SISTEMAS DE CONTROL EN REACTORES

En esta sección, se desarrollará el control de un reactor convencional, incluyendo la regulación de la temperatura y presión junto con alguna técnica de optimización, como función de la capacidad de remoción disponible.

Control de la temperatura

La temperatura de reacción es frecuentemente seleccionada, como variable controlada en el control del reactor. Este puede ser necesario para controlar la velocidad de reacción, del lado de las reacciones, distribución del lado de los productos, o el peso molecular de los polímeros y la distribución del peso molecular. Todos estos son sensibles a la temperatura. Este es frecuentemente necesario para controlar la temperatura de reacción dentro de 0.5°F . Muchas reacciones son exotérmicas. Para controlar la temperatura de la reacción, el calor liberado debe ser removido de un sistema como éste, donde se libera calor de los reactantes. Un simple esquema de control se describe en la fig. 5.3.1. La temperatura de la reacción es sensada y el flujo del fluido de calentamiento es manipulada.

Para un gran número de instalaciones, el esquema (fig. 5.3.1) se considera no satisfactorio porque, bajo condiciones de estrangulamiento del flujo del fluido de calentamiento, puede ser inadecuado para mantener un buen coeficiente de transferencia de calor y también porque el gradiente de temperatura en el medio de calentamiento a través de la chaqueta puede ser insuficiente. Como consecuencia se preserva diferentes temperaturas en áreas de superficie de la chaqueta. Esto puede provocar diferencias de temperaturas en el reactor, manchas frías y calientes, incontrolables e indeseables.

Un mejor arreglo se muestra en la fig. 5.3.2. El medio de calentamiento se recircula a alta velocidad, alrededor de la chaqueta por un lazo externo de bombeo. La velocidad del fluido en la chaqueta del reactor, se mantiene lo suficientemente alto, para tener un satisfactorio coeficiente de transferencia de calor. En suma, una cantidad suficiente de líquido es recirculado para mantener el gradiente de temperatura en el medio, suficiente para mantener la temperatura uniforme de la pared en todo el reactor.

Ambos sistemas de control de temperatura tienen diferencias, éstas se relacionan a un inherente tiempo de retardo. Primero hay un tiempo de retardo en la respuesta en el lazo del medio de calentamiento, cuando se ajusta la temperatura de enfriamiento o calentamiento del medio. Segundo, hay un tiempo de retardo debido a la masa física del reactor mismo y la carga de calor en el sistema de enfriamiento para reajustar la temperatura del reactor. Tercero, un tiempo muy significativo de retardo se causa debido a la masa reactante y a gran cantidad de calor, debida a la reacción que hay que retirar, para llevar cambios al nivel de temperatura del reactante. Debido a estos retardos, un sistema simple de control de temperatura, tiende sobre todo a descompensar los disturbios del sistema. Cada vez que hay un desperfecto hay un control pobre y ciclado antes que el controlador compense los disturbios del sistema. Usualmente el periodo de esta oscilación, es de varias veces el tiempo de retardo de la transferencia de calor del reactor. Cuando el controlador propiamente ajusta, habrá aún tres ciclos de oscilación antes que la temperatura del producto regrese a su punto de control. Pueden existir periodos de ciclo hasta de una hora, resultando en un control de temperatura pobre del reactor, por los periodos tan extensos de retardo.

Un método superior de control de temperatura del reactor, un lazo en cascada, se muestra en la fig. 5.3.3. Aquí la variable de proceso controlada (temperatura del reactor intermitente), cuya respuesta es lenta a cambios de flujo del medio de calentamiento (variable manipulada), esto seguido de un ajuste en el punto de control del lazo secundario, cuya repuesta a cambios es rápida. En este caso, el controlador de temperatura del reactor intermitente cambia el punto de ajuste del lazo de control de temperatura de la chaqueta.

Una característica esencial de una instalación exitosa de un sistema de control en cascada, es que el lazo de control secundario sea capaz de corregir los disturbios de la fuente del medio de calentamiento, sin permitir que sus efectos se sientan en el controlador maestro. Por ejemplo un cambio en la temperatura de suministro de agua de enfriamiento, es corregido por un lazo de control esclavo y este no permite alterar el controlador maestro. En un sistema de cascada, los retardos del proceso serán distribuidos entre el lazo maestro y esclavo.

En muchos procesos, una cierta temperatura tiene que ser atacada conforme inicia la reacción. Para un sistema de vapor-agua de enfriamiento, el vapor puede ser directamente inyectado al lazo de circulación de agua de enfriamiento, por un anillo de calentamiento o un inyector vapor-agua. Esto es sólo cuando otro fluido de calentamiento es involucrado como medio circulante de calentamiento. Un intercambiador de calor en el lazo circulante indirectamente calienta el fluido.

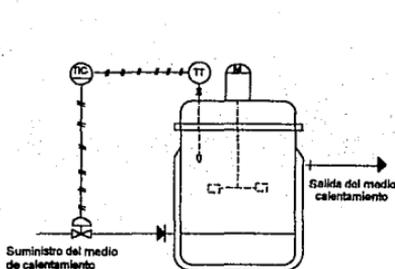


Fig. 5.3.1 Control de la temperatura del reactor. (Lipták, 1973)

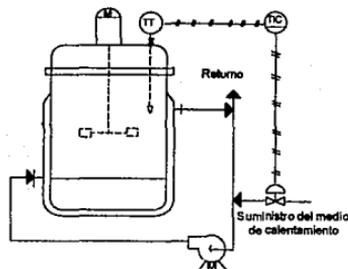


Fig. 5.3.2 Control de la temperatura del reactor con recirculación (Lipták, 1973)

Las válvulas de control, de los medios de calentamiento y enfriamiento son controlados en rango dividido, así que la válvula de control del medio de calentamiento opera entre los valores de señal de aire de 9 y 15 Psig. En el arreglo de seguridad-falla de aire de instrumentos, la válvula del medio de calentamiento cierra y la válvula de control del medio de enfriamiento abre, para proveer de emergencia, enfriamiento para el reactor intermitente.

En la fig. 5.3.4 se muestra un sistema de control en cascada.

La fig. 5.3.4 también muestra un arreglo en la cual el límite de temperatura superior, es puesto en la recirculación de la corriente del medio de intercambio de calor. Esta es una importante consideración si el producto es sensible a la temperatura, o si la reacción es adversamente afectado por las altas temperaturas en las paredes del reactor. En este caso particular el punto de ajuste del controlador esclavo es prevenido, de sobrepasar un límite de temperatura alta fijada. Otra característica que muestra, es el lazo de control de presión corriente arriba en la línea del medio de intercambio de calor. Esto puede ser necesario para proveer un control artificial de presión en el sistema, así que durante el ciclo de calentamiento el agua no deja de circular, en el lazo de recirculación y por lo tanto la bomba no presenta problemas de cavitación.

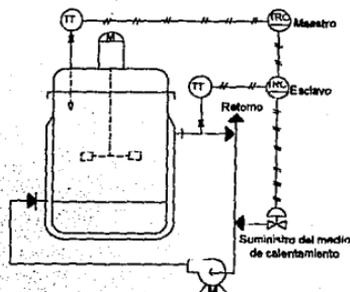


Fig. 5.3.3 Control de temperatura del reactor en cascada con recirculación. (Lipták, 1973)

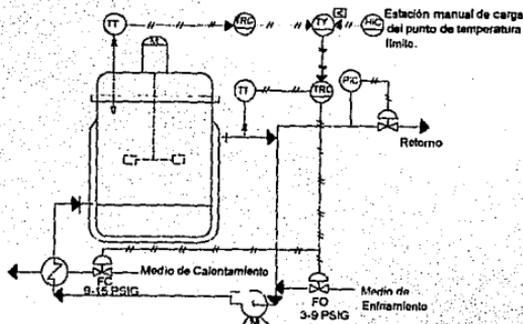


Fig. 5.3.4 Sistema de control de temperatura en Cascada con capacidad de enfriamiento o calentamiento. (Lipták, 1973)

Si el lazo de control de temperatura está sintonizado para dar un óptimo control durante la fase de reacción (ciclo de enfriamiento), entonces el lazo de control no estará amortiguado suficientemente para prevenir un desajuste en el punto de ajuste durante el período de calentamiento. Si el lazo es amortiguado para minimizar el sobrepaso del punto de ajuste durante el calentamiento, entonces el control durante la reacción, padecerá. Frecuentemente, el operador controla manualmente la aproximación al punto de ajuste de temperatura, para prevenir un desajuste, de lo contrario puede resultar un producto con propiedades no deseables o en una velocidad incontrolable de reacción. La instrumentación está disponible para permitir un calentamiento rápido automático sin sobrepaso de la temperatura, punto de ajuste, en unión con un óptimo control de reacción.

Tal sistema opera como un controlador de apagado-encendido durante el ciclo de calentamiento. Cuando el punto de ajuste ha sido alcanzado con algún pequeño margen, el control primeramente se regresa a un enfriamiento temporal para remover la inercia térmica del sistema. Después de un breve enfriamiento total, el lazo es cambiado de un modo de control apagado-encendido a un control PID, donde los tres modos del controlador, han sido ya sintonizados para la dinámica del ciclo de enfriamiento. Este método de prevención de sobrepaso de temperatura, es referido como modo dual de control.

Algunas veces éste es necesario para el control de la reacción a diferentes temperaturas o el control de la velocidad de la temperatura en aumento durante una reacción. En estos casos el punto de ajuste del controlador se regula como una función de tiempo.

Ocasionalmente el ingeniero de diseño debe usar su imaginación en el desarrollo de sistemas de control de temperatura indirectos. Por ejemplo los procesos de polietileno a alta presión, operan a presiones suficientemente altas (20,000 a 50,000 PSIG) donde el espesor de las paredes en el reactor tubular es muy grueso, para permitir un buen control de la temperatura debido a la pobre transferencia de calor a través de las paredes del reactor. En tales casos, el control de la temperatura es obtenida, teniendo el control de la temperatura de reacción, el flujo de catalizador a varios puntos en el reactor controla la velocidad de reacción.

En un proceso en el cual la presión del reactor es función de la temperatura (ej. la presión del reactor es esencialmente la presión de vapor de uno de los componentes en mayor proporción en la reacción), esta presión puede ser sensada y usada para el control de la temperatura.

Control de Presión

Cierto tipo de reacciones químicas requiere adicionalmente un control de temperatura, como forma de control de presión. Típico de estas reacciones son la oxidación e hidrogenación en la cual la concentración de oxígeno e hidrógeno en los reactantes líquidos y la consecuente velocidad de reacción es una función de la presión. La velocidad de reacción, es también una función de la presión en reacciones en fase gaseosa. En la polimerización de polietileno a alta presión, la velocidad de reacción y las propiedades de los polímeros resultantes, son sensibles a la presión de la reacción.

En la fig. 5.3.5 se muestra una reacción intermitente en la cual el gas de proceso es totalmente absorbido en el curso de la reacción. La concentración de gas de proceso en los reactantes está relacionada a la presión parcial del gas de proceso sobre los reactantes. La presión puede ser sensada y controlada, de este modo se controla la concentración del gas de proceso en los reactantes y la velocidad de reacción resultante. En esta forma de control, la presión del sistema responde rápidamente a cambios en la salida del controlador, y por lo tanto puede ser utilizada una banda moderadamente angosta, la respuesta derivada no es requerida.

En suma el control de la presión, en el reactor también requerirá de un sistema de control de temperatura previamente discutido. En la fig. 5.3.5 se simplifica esta consideración.

Ciertas reacciones no sólo absorben el gas de proceso de alimentación, sino que también generan productos gaseosos. Tales procesos involucrarían la formación de dióxido de carbono en una reacción de oxidación. La fig. 5.3.6 ilustra el correspondiente sistema de control de presión. El gas de proceso es alimentado en el reactor a través de un control de flujo, la presión del reactor es mantenida por estrangulación del gas en la línea de venteo. La ilustración también muestra un condensador de venteo, el cual minimiza la pérdida de productos del reactor a través del mismo.

Para un reactor continuo, un sistema como se muestra en la fig. 5.3.7 es a menudo el más común. Aquí el reactor está lleno de líquido y ambos el reactor líquido y algún no reactante o productos gaseosos resultantes son liberados a través de la misma línea de salida. La presión del reactor es sensada, y el sobreflujo del reactor se regula para mantener la presión de operación deseada. Las corrientes de gas y líquido de proceso de alimentación están reguladas por un control de flujo.

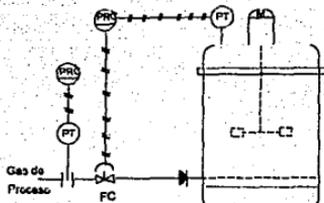


Fig. 5.3.5 Control de Presión del reactor por modulación.
(Lipták, 1973)

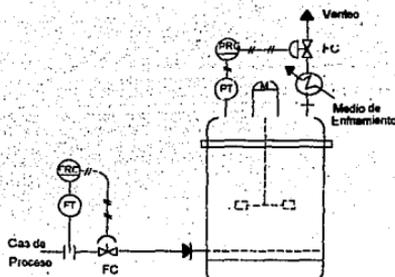


Fig. 5.3.6 Control de presión del reactor por estrangulamiento de gas de venteo.
(Lipták, 1973)

Todas estas ilustraciones están simplificadas. En este caso puede ser deseable sustituir los controladores de flujo por uno de relación tratando de mantener una relación constante entre las corrientes de alimentación. Si la reacción es peligrosa y existe alguna posibilidad de explosión en el reactor (ej. oxidación de hidrocarburos), es totalmente recomendable adicionar instrumentos de seguridad tales como interruptores de alta presión para detener la alimentación al reactor.

Optimización

En algunas veces es deseable optimizar el comportamiento del reactor. Por ejemplo puede ser deseable para mantener el gasto del reactor a tan alta velocidad como la capacidad de remover el calor que el sistema permita. Este es un amplio tema por lo que se mostrarán unos cuantos ejemplos específicos.

Una forma de optimización es frecuentemente aplicada en el proceso intermitente de la polimerización de copolímeros. En la polimerización de copolímeros, la relación de reactividad es generalmente tal que uno de los monómeros se agota a una velocidad más rápida que el otro. Los requerimientos del producto algunas veces demandan que la relación de monómeros y comonómeros en el producto final sea uniforme y constante.

En tales casos, el monómero más reactivo o una mezcla de monómeros se alimenta continuamente al reactor para mantener la relación deseable de monómeros en el reactor. Para hacer esto, propiamente es necesario conocer en el momento hasta donde la polimerización ha avanzado.

Esto puede ser determinado por medición del calor total liberado por el sistema y relacionándolo al grado de polimerización. El flujo de líquido de enfriamiento al

ser multiplicado por su aumento en temperatura, dará el gasto o velocidad instantánea de remoción de calor del sistema.

Esta velocidad de remoción del calor, puede ser regulada por un controlador en modo integral, manteniendo la velocidad de alimentación al reactor. Esta velocidad de evolución de calor necesita sólo ser integrada por el tiempo, para dar el calor total liberado por la reacción intermitente en cualquier instante de tiempo. Este total está relacionado a la conversión total en un dado tiempo, y por lo tanto su medición puede ser útil para la adición intermitente de ciertos ingredientes. Por ejemplo los modificadores deben ser adicionados en cierto porcentaje de conversión de monómeros a polímeros durante la reacción. Esta aproximación es aplicable a muchos procesos de polimerización de gomas.

Otro tipo de optimización, puede involucrar mantener la reacción a velocidad tan alta como el sistema lo tolera. La fig. 5.3.8 muestra tal sistema. Aquí un monómero es polimerizado esencialmente a la misma velocidad a la que se alimenta al reactor. El reactor es controlado para mantener una velocidad alta de alimentación, por lo que la polimerización ocurrirá tan rápidamente como el sistema de enfriamiento pueda remover calor de la reacción. La capacidad del sistema de enfriamiento, desde luego, variará con las condiciones de temperatura ambiente. En tal caso puede existir una variación en el coeficiente de transferencia de calor, así como en la concentración de los sólidos y por lo tanto un incremento de viscosidad.

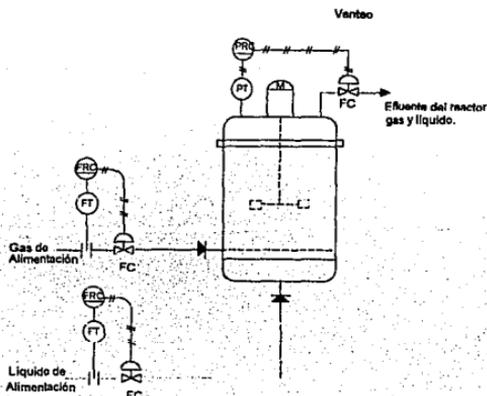


Fig. 5.3.7 Control continuo de la presión del reactor.
(Lipták, 1973)

El sistema muestra en la fig. 5.3.8 que se utiliza un lazo de control de temperatura convencional en cascada. Las dos corrientes de alimentación se controlan en base a una relación. La optimización de la reacción es obtenida cuando se alimenta la carga A a una velocidad suficientemente alta de manera que el lazo de recirculación de líquido de enfriamiento, sea mantenido a cerca de su máxima capacidad (90% abertura de válvula). Esto es logrado gracias al sentido de la señal neumática de la válvula de control de líquido de enfriamiento, integrando el punto de ajuste del flujo de alimentación, en el lazo de control maestro de alimentación, (en este caso, la alimentación A). Para mantener el líquido de enfriamiento a velocidad tan alta como es práctico, la temperatura de la chaqueta debe ser mantenida a temperatura tan baja como la función del líquido de enfriamiento lo permite, de este modo se aseguran el máximo de remoción de calor permisible en cualquier punto de la reacción. Los niveles de temperatura de suministro del líquido de enfriamiento pueden fluctuar. Este es el caso de la torre de enfriamiento, la cual depende de la humedad y condiciones de temperatura del ambiente por lo que la carga de calor de la torre de enfriamiento establece la temperatura de suministro de agua de enfriamiento. El comportamiento del sistema de control ilustrado es insensible a estas fluctuaciones. Para asegurar que una carga sea intermumpida, si por alguna causa la reacción cesa, la señal neumática a la válvula de control en la alimentación A y el líquido de enfriamiento, son comparados. Cuando la reacción está procediendo normalmente, hay una relación preestablecida entre estas señales neumáticas. En el evento en que la reacción cesa, caerá el calor de reacción generado, y la señal de control a la válvula de alimentación es hasta que la válvula se aproxime a condiciones de abertura total. La diferencia entre las dos señales neumáticas, es usado para actuar una alarma sonora o para iniciar un paro automático seguro.

5.4 SISTEMAS DE CONTROL EN INTERCAMBIADORES DE CALOR

Todos los lazos de control funcionan en base a una variable de control por manipulación de la misma o alguna otra variable (s) de proceso. Esto es importante para determinar el número máximo de controladores automáticos actuando independientemente que pueden ser puestos en un proceso, correspondiente al número de grados de libertad.

La fig. 5.4.1 muestra un intercambiador a vapor con sus variables y parámetros definidos. La temperatura y el flujo son variables y los calores latentes y específicos son parámetros. La disponibilidad de los grados de libertad se determina por la sustracción del número de ecuaciones que definen al sistema de el número de variables.

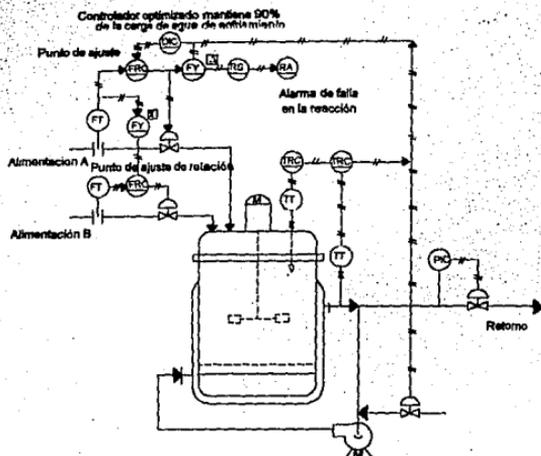


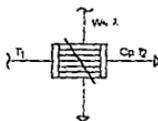
Fig. 5.3.8 Reactor continuo con sistemas de control optimizado (Lipták, 1973)

Grados de Libertad = (Número de Variables)-(Número de Ecuaciones)

En este caso, hay cuatro variables y una ecuación la cual es obtenida de la primera ley de la termodinámica del estado de conservación de la energía.

$$\lambda Ws = Cp \cdot W(T_2 - T_1)$$

Por lo tanto este sistema tiene tres grados de libertad, la cual al mismo tiempo es el número máximo de controladores automáticos que pueden ser empleados.



T1 - Temperatura de entrada del fluido de proceso
 W - Flujo del fluido de proceso
 Cp - Calor específico del fluido en proceso
 T2 - Temperatura de salida del fluido en proceso
 Ws - Velocidad de flujo de vapor
 λ - Calor latente de vapor

→ Líquido de Proceso
 → Líquido de Enfriamiento
 → Líquido Condensado o caliente
 - - - - - Vapor de Proceso
 - - - - - Vapor de enfriamiento
 → Vapor de Calentamiento tal como vapor

Fig. 5.4.1 Variables y definición de parámetros de un intercambiador de vapor. (Lipták B.G., 1972)

En un intercambiador de calor líquido-líquido, hay cuatro variables de temperatura y dos de flujo, con solo una ecuación definida (Conservación de Energía), resultando en cinco grados de libertad.

En un intercambiador recalentador o un condensador enfriado por gas refrigerante (no asumiendo el sobrecalentamiento o el subenfriamiento) hay solo dos variables de flujo y una ecuación permitida definida, para un solo grado de libertad o un controlador automático.

En la mayoría de las instalaciones son utilizados un número menor de controladores que el número de grados de libertad disponibles, pero cada uno asociados con pocos problemas a un sistema sobre definido que es muy común.

INTERCAMBIADORES DE CALOR LÍQUIDO-LÍQUIDO.

Las Figuras 5.4.2 y 5.4.3 ilustran las instalaciones del enfriador y calentador respectivamente con la válvula de control montada en la entrada del intercambiador y en la salida respectivamente. Desde un punto de vista de control de calidad, es poca la diferencia si la válvula de control esta corriente arriba o corriente abajo a el calentador. La localización esta normalmente basado en la preferencia del lado de operación del medio de calentamiento del intercambiador bajo presiones de suministro o retorno del cabezal.

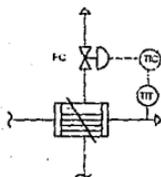


Fig. 5.4.2 Control en retroalimentación por regulación De la entrada de líquido enfriador. (Liptak, B. G., 1972)

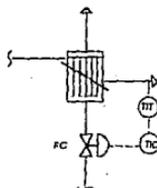


Fig. 5.4.3 Control en retroalimentación por regulación de la salida del medio de calentamiento (FC= por falla cierra. E) a falla o perdida de alic de suministro causa que la válvula cierre. (Liptak, B. G., 1972)

Generalmente se recomienda proveer de posicionadores a estas válvulas para minimizar los efectos de la fricción de la válvula. El uso de arreglos de válvulas de igual porcentaje, es también recomendado, porque este usualmente contribuye a mantener constante la ganancia del sistema de control, bajo condiciones de cambios en gasto (carga). Esto es debido al arreglo de igual porcentaje, el cual guarda las relaciones constantes entre la apertura de la válvula y cambios en la temperatura (reflejado en las variaciones de carga).

En la mayoría de las instalaciones, un controlador de tres modos suele ser usado en el intercambiador de calor. La acción integral o derivada es necesaria en sistemas con grandes tiempos de retardo o en donde hay cambios repentinos.

El modo de control integral o reinicio se requiere para corregir cambios de temperatura debidos a los cambios de carga del proceso. Junto a los cambios en la velocidad del flujo del fluido, otras variables tales como la temperatura de entrada o cambios en el cabezal de presión del medio, en el intercambiador de calor, pueden dar también apariencia de cambios de carga.

Los elementos sensores deben ser puestos en una localización representativa, fuera del incremento en el tiempo de retardo. En referencia a la fig. 5.4.2 este significaría que el sensor sería localizado lo suficientemente retirado del intercambiador para una buena mezcla, pero lo suficientemente cercano para no introducir un tiempo de retardo que afecte. Si la velocidad del fluido de proceso es de 3 metros por segundo entonces un segundo de retraso de velocidad-distancia es introducida por cada 3 metros de tubería entre el intercambiador y el sensor. Este retardo puede ser uno de los factores que limitarían el comportamiento dinámico del sistema.

Otras limitaciones son debidas a la naturaleza dinámicamente imperfecta de todos los sensores.

Se puede calcular el retardo dinámico de un bulbo lleno con un diámetro típico de .0095 m, teniendo un área de 0.00186 m² y una capacidad calorífica de 0.00227 Kcal/°C. Si este bulbo esta inmerso en un fluido con un coeficiente de transferencia de calor (basado en la velocidad de flujo) de 292.95 Kcal/h.°C.m² y entonces la temperatura del proceso es cambiada a una velocidad de 13.8°C/min, el retardo dinámico puede ser calculado. Primero la cantidad de calor fluyendo en el elemento bajo estas condiciones estará determinado por:

$$q = (\text{velocidad de cambio de temperatura})(\text{capacidad calorífica del bulbo}) \\ = (13.8)(60)(0.00227) = 1.87 \text{ Kcal/h}$$

El error de medición dinámica es calculado determinando la temperatura diferencial a través de la capa del fluido alrededor del sensor la cual es requerido para producir el flujo de calor de 1.87 Kcal/h.

$$q = Ah\Delta T$$

y por lo tanto, $\Delta T = q/Ah = 1.87 / (0.00186)(292.95) = 3.43 \text{ }^\circ\text{C}$.

Si la velocidad de cambio de la temperatura del proceso es de 13.8°C/min y el error dinámico basado en la velocidad de 3.43 °C entonces el retardo de tiempo dinámico es :

$$t_0 = 3.43 / 13.8 = 0.25 \text{ min} = 15 \text{ s}$$

Este retardo puede también ser calculado como:

$$t_0 = (\text{capacidad calorífica del bulbo}) / (\text{área del sensor})(\text{coeficiente de transferencia de calor})$$

$$t_0 = (60 \times 0.00227) / (0.00186 \times 292.95) = 0.25 \text{ min}$$

El retardo de tiempo del sensor varía de unos pocos segundos a minutos dependiendo de la naturaleza y la velocidad del fluido de proceso detectado. La medición de gases a baja velocidad involucra el tiempo de retardo más largo y para el agua (o soluciones diluidas) a altas velocidades el tiempo de retardo más corto. Uno de los métodos para reducir el tiempo de retardo es disminuyendo el tamaño del sensor.

La implementación de una pared térmica incrementará el tiempo de retardo, pero en muchas instalaciones industriales su uso es necesario por razones de seguridad y mantenimiento. Cuando las termoparedes son usadas, este es importante para eliminar burbujas presentes entre el sensor y la conexión.

El retardo de la medición es solo parte de total del retardo del lazo de control. Por ejemplo, un calentador de aire podría tener un total de 15 minutos de retardo, de la cual 14 min es del retardo del proceso, 50 s es el retardo del sensor, y 10 s es el tiempo de retardo del control de la válvula.

En muchas instalaciones, el retardo de tiempo de proceso en el intercambiador de calor es también grande para permitir un control efectivo en cambios de carga. En tales casos, esto es posible para esquivar las características dinámicas pobres del intercambiador derivando parcialmente y mezclando el líquido de proceso caliente con el líquido de proceso frío, como muestra la fig. 5.4.4.. Resultando un incremento en la velocidad de respuesta del sistema junto con algunos ahorros de costos que son las principales motivaciones para considerar una válvula de tres vías en tales servicios. El retardo de tiempo del sensor tiene una importancia creciente en estos sistemas porque este representa un mayor porcentaje del total del retardo del lazo de control que en otras instalaciones.

Como se ilustra en las fig. 5.4.4 y 5.4.5 una válvula desviadora o mezcladora puede ser usado para este propósito.

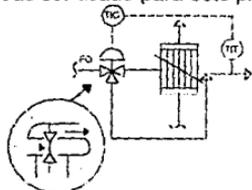


Fig. 5.4.4 Válvula de tres vías usado para el control del enfriador. (Liptak, B.G., 1972)

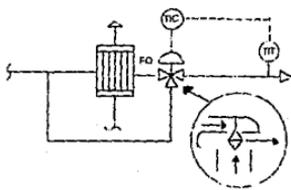


Fig. 5.4.5 Válvula mezcladora usado para el control del enfriador. (Liptak, B.G., 1972)

La operación estable de estas válvulas resulta cuando el obturador es abierto en ambos casos por el flujo. Si una válvula de mezclado es usada para el servicio de desvío o desvío para mezclado, la operación llega a ser inestable debido al

efecto de turbulencia provocado por el cierre del flujo a través de la válvula. Por tanto no se recomienda este control.

Las válvulas de tres vías tienen un diseño desbalanceado con salida lineal. En primer lugar una limitación en la presión diferencial permisible de corte a través de la válvula, mientras segundo previene las relaciones entre el movimiento de la válvula y cambios de temperatura a ser constantes, (características de igual porcentaje son requeridas para esto, porque un cambio detectado en la temperatura usualmente requiere un cambio exponencial en el flujo del fluido del intercambiador de calor para alcanzar un nuevo equilibrio en el nivel de carga de cambio.)

El desalineamiento o distorsión en la instalación de una válvula de control puede causar una fuga en el asiento, una alta banda muerta y la fricción del empaque. Tales condiciones comúnmente se elevan como resultado de la alta temperatura de servicio en las válvulas de tres vías. La válvula habiendo sido instalada en condiciones de ambiente y conectado rigidamente en tres bridas, la expansión de la tubería no puede acomodarse a altas temperaturas de proceso y por consiguiente resulta una distorsión. Similarmente en la aplicación del mezclado, cuando la diferencia de temperatura es substancial entre las dos salidas, puede también causar distorsión. Por estas razones, el uso de las válvulas de tres vías a temperaturas alrededor de 260 °C o en temperaturas diferenciales excediendo los 149 °C no son recomendados.

La selección de la localización relativa de una válvula de tres vías en un intercambiador (fig. 5.4.4 y 5.4.5) está normalmente basado en las consideraciones de presión y temperatura, con localización de corriente abajo (fig. 5.4.4) siendo usualmente favorecido por razones de uniformidad de temperatura en la válvula.

La fig. 5.4.6, modifica el esquema previo, incluye la característica adicional de ahorro de agua de enfriamiento. Este sistema tiende a maximizar la temperatura de salida de agua de enfriamiento y derivando de ahí en una minimización de la cantidad de agua usada. La aplicación del ingeniero, cuando se utiliza este concepto, sería cuidadoso en la evaluación de los niveles de temperatura involucradas y si es que se utilizan, está claro que el agua contiene agentes químicos para prevenir el ensuciamiento del tubo, si la operación a altas temperaturas esta planeada. Si el suministro de agua de enfriamiento es suficiente, este sistema no solo ahorrará agua, sino también lo protegerá contra altas temperaturas de salida de agua.

Se recomienda se instale una válvula de balancin manual en el desvío del intercambiador como muestra la fig. 5.4.7. Esta válvula esta ajustada para que su resistencia al flujo iguale a la del intercambiador.

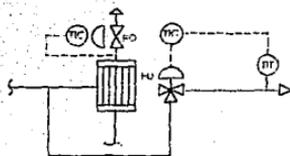


Fig. 5.4.6 Ahorro de fluido de enfriamiento
(Lipásk, B.G., 197)

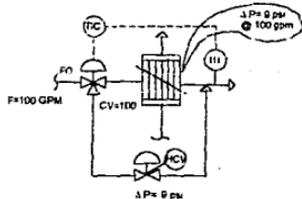


Fig. 5.4.7 Uso de Válvula de balancin en la derivación del intercambiador de calor. (Lipásk, B.G., 1972)

Esta resistencia al flujo en tales instalaciones serán máximas, cuando una de las partes este cerrada y la otra este totalmente abierta, mientras el mínimo de resistencia se experimentará cuando la válvula divida igualmente el flujo entre los dos conductos. Este se ilustra en el ejemplo siguiente, donde se asume que la velocidad de flujo del fluido de proceso es 100 gpm ($6.3 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$), la caída de presión a flujo total a través del intercambiador de calor o la válvula de balancin es 9 psi ($0.61 \text{ Kg}/\text{cm}^2$) y la válvula de desvío tiene un coeficiente de válvula de $C_v=100$. El coeficiente equivalente para el intercambiador (o válvula de balancin) es calculado como:

$$C_e = \text{Flujo} / \sqrt{\text{Caída de presión}} = 100 / \sqrt{9} = 33.3$$

Así que en una posición extrema (el desvío abierto o cerrado) la resistencia total del sistema expresada en unidades de coeficiente de válvula es:

$$1/(C_t^2) = 1/(C_e^2) + 1/(C_v^2) = 1/(100^2) + 1/(33.3^2)$$

$$\text{y } C_t = 31.7$$

cuando la válvula divide el flujo igualmente en dos rutas, debido a las características lineales de todas las válvulas de tres vías, el coeficiente de cada salida es $C_v=50$. El coeficiente equivalente, $C_e=33.3$ del intercambiador de calor y la válvula de balancin inafectada, la resistencia total del sistema en unidades de coeficiente de válvula es $2C_t$ donde :

$$1/(C_t^2) = 1/(C_e^2) + 1/(C_v^2) = 1/(50^2) + 1/(33.3^2)$$

$$\text{y } 2C_t = 55.6$$

Si nosotros calculamos la caída de presión total a través del sistema cuando la válvula esta en su extremo y cuando este está en una posición intermedia, manejando lo mismo 100 gpm de flujo:

$$\Delta P(\text{extremo}) = (\text{Flujo}/C_t)^2 = (100/31.7)^2 = 10 \text{ psi } (0.68 \text{ kg}/\text{cm}^2)$$

$$\Delta P(\text{medio}) = (100/55.6)^2 = 3.25 \text{ psi } (0.22 \text{ kg}/\text{cm}^2)$$

Cuando por razones de temperatura, o por otras consideraciones, las válvulas de tres vías no pueden ser usadas, se recomienda para mejorar la velocidad de respuesta del sistema el uso del control de desvío en el intercambiador. La instalación de dos válvulas de dos vías es la solución lógica.

Como se ilustra en la fig. 5.4.8 las dos válvulas tendrían oposición a la posición de falla. Por tanto, cuando uno esta abierto el otro esta cerrado y a una señal de 9 psi ambos están a medio abierto. Por tanto para que estas válvulas, den el mismo control como una válvula de tres vías es necesario proveerlo con salidas lineales.

Una de las principales razones que considera el uso de las válvulas de tres vías en vez de dos válvulas de dos vías, es su costo. El precio de una válvula de tres vías es alrededor del 65% de dos válvulas de dos vías, el costo de la instalación es simlamente más bajo y cuando los posicionadores son requeridos (la mayoría de los casos), solo uno necesita ser comprado en vez de dos. Por otro lado la capacidad de la válvula de tres vías es el mismo que la capacidad de una válvula de dos vías de una sola salida y es solo del 70 % de la capacidad de uno de doble salida.

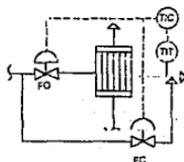


Fig. 5.4.8. Derivación de un intercambiador usando válvulas de control de dos vías. (Liptak, B.G., 1972)

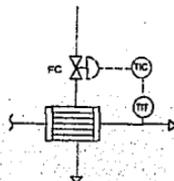


Fig. 5.4.9. Control en retroalimentación en intercambiadores de calor a vapor
 $Cv, min = Fs, min / (\Delta P = 100)^{1/2}$
 $Cv, max = Fs, max / (\Delta P = 7)^{1/2}$
 (Liptak, B.G., 1972)

Este podría significar que en vez de unidades de 10 in. (25.4 cm.) de válvulas de tres vías, dos unidades de 8 in. (20.32 cm.) de válvulas de dos vías de doble salida podría ser considerada y por lo tanto la desventaja del costo de la instalación de una válvula de tres vías es reducido. Esto es verdadero si la comparación esta basado en las válvulas de doble vía de doble salida, pero la inherente fuga (aireedor del 5% de la total capacidad de flujo) de estas unidades los hace inapropiados para algunas instalaciones. Por consiguiente, donde se requiere un corte hermético, solo las válvulas de tres vías o doble vía de una sola salida pueden ser considerados y su capacidad es mas o menos la misma.

Para resumir, el control del desvío es aplicado para esquivar las características dinámicas del intercambiador de calor y así mejorar su controlabilidad. El control de desvío puede ser llevado a cabo por el uso de una válvula de tres vías o dos válvulas de dos vías, y la tabla I resume los méritos y desventajas del uso de uno u otro.

	válvula de tres vías	Dos válvulas de doble vía, de simple asiento	Dos válvulas de doble vía, con doble salida
Más económico	si	---	---
Provee un cierre hermético	si	si	---
Aplicable arriba de 260 °C	---	si	si
Aplicable a diferencias de temperaturas de servicio arriba de 149 °C	---	si	si
Aplicable a alta presión y presión diferencial de operación	---	si	si
La más alta capacidad para el mismo tamaño de válvula	---	---	si

Tabla 5.4.1 ventajas relativas de varias instalaciones con derivación en Intercambiadores de calor. (Lipták B. G., 1972)

Calentadores de Vapor

En calentadores a vapor, es deseable utilizar válvulas de igual porcentaje de flujo, las más utilizadas, así como en intercambiadores líquido-líquido debido al alto intervalo de flujo manejado. La variación de flujo es debido a las variaciones en presión, formación de condensado con cambios en la carga de proceso, este puede ser mejor visualizado por un ejemplo.

En la fig. 5.4.9. Las condiciones de baja y alta carga se muestran. Cuando la demanda de flujo de vapor es el mas grande, la presión de descarga es también más grande, dejando la fuerza más baja manejada (caída de presión) para la válvula de control. El alto flujo y la baja caída de presión resulta en una válvula grande, la cual sería estrangulada más allá de su capacidad, bajo condiciones de baja carga. En nuestro ejemplo, la presión de descarga a baja carga es sólo de 100 psia (6.8 kg/cm² abs.), resultando en una caída de presión dieciséis veces más grande a través de la válvula que altas cargas. La relación entre los coeficientes de válvula requeridos para las condiciones de baja y alta carga representa la relación de flujo que la válvula tiene que suministrar.

$$\text{Relación de Flujo} = S \frac{C_{v, \max}}{C_{v, \min}} = 1.5 \frac{2.500 \times 10}{500 \times 2.65} = 28.2$$

S, con el valor numérico de 1.5, representa el factor de seguridad la cual es aplicado en la selección de válvulas de control. Una relación de flujo requerida de esta magnitud puede crear problemas de control la cual son mejor resueltas instalando una válvula de control pequeña en paralelo con una grande. De otra manera la calidad del control puede padecer porque:

1. En cargas bajas la válvula operará cerca de su punto de flujo límite donde el flujo vs el levantamiento de la curva cambia abruptamente, contribuyendo a la inestabilidad o una operación cíclica de dos posiciones.
2. Para un buen control, la ganancia del sistema no debe variar con cambios de carga, en la cual una válvula de control de igual porcentaje es garantía solo si la caída de presión de la válvula de control no es una función de la carga.

Como ha sido mostrado en relación con la fig. 5.4.9, la presión de condensado es una función de la carga cuando la temperatura es controlada por regulación de la entrada de vapor. A bajas cargas y bajas temperaturas de operación, puede resultar en presiones de condensado por abajo de la atmosférica. Si esto ocurre, entonces la presión de condensado no será suficiente para descargar los condensados a través de la trampa de vapor, y por lo tanto se acumulará en el interior del intercambiador. Como la acumulación de condensado progresa, mas y mas, el área de transferencia de calor será cubierta, resultando en un correspondiente incremento en la presión de condensado. Cuando esta presión se eleva suficientemente descarga la trampa, el condensado es súbitamente expulsado y la superficie de transferencia de calor efectiva del intercambiador incrementa, (varias veces doblado instantáneamente). Tales desajustes hacen imposible un buen control de temperatura y los métodos para mejorar esta situación tienen que ser considerados.

Montar la válvula de control en la línea de condensado, como se muestra en la fig. 5.4.10, es algunas veces propuesto como una solución para problemas con presión de condensado mínimo. Una motivación adicional para considerar esta técnica es la ventaja del costo de la compra de una pequeña válvula de condensado en vez de una grande para servicio de vapor.

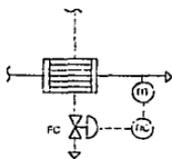


Fig. 5.4.10. Control de la velocidad de remoción de condensados. (Liptak, B.G., 1972)

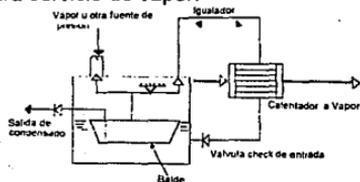


Fig. 5.4.11. Trampa de elevación o bombeo mostrado en su posición de llenado. (Liptak, B.G., 1972)

La superficie parece ser una muy conveniente solución, desde entonces la regulación de la válvula causa variaciones solo en el nivel de condensado interior, del calentador, parcialmente desbordado y no tiene efecto en la presión de vapor, la cual permanece constante. Por lo tanto no hay problemas en la remoción de condensado.

Sin embargo el criterio para una exitosa instalación del calentador no es la conveniencia de la remoción del condensado, no obstante la calidad de la regulación de la temperatura llevada a cabo, y la válvula en la línea de condensado, no permiten la precisión del control de la temperatura. Las razones para esto, están en las dinámicas del sistema.

Cuando la carga esta decreciendo la válvula es comúnmente cerrada completamente, antes que el condensado provoque un alto nivel de condensado relacionado con la baja carga con una reducida área de transferencia de calor. En esta dirección el proceso es lento, porque el vapor no tiene condensado antes de que el nivel pueda ser afectado. Cuando incrementa la carga, el proceso es más rápido porque solo un pequeño cambio en la abertura de la válvula es suficiente para drenar el condensado, e incrementa la superficie de transferencia de calor. Teniendo estas dinámicas no simétricas, el control esta limitado a ser pobre. Si el controlador esta sintonizado para una velocidad de respuesta más rápida, en la dirección de incremento de carga, el substancial desbordamiento puede ocurrir cuando la carga está decreciendo, mientras si es sintonizado en la parte baja del ciclo, el desbordamiento y posible repetición ocurre en la dirección opuesta.

Es posible prevenir la acumulación de condensado en la operación de calentadores a baja presión de condensado con el uso de trampas de condensado de movimiento vertical. Este aparato ilustrado en la fig. 5.4.11, depende de una fuente de presión externa para su suministro de energía.

La unidad se muestra en su posición llena, donde el cabezal líquido en el calentador ha abierto la válvula check de entrada a la trampa. El llenado progresa hasta el desbordamiento del condensado en el balde, la cual entonces decae, cerrando el igualador y abriendo la válvula de presión fuente. Mientras la presión creada en la trampa, la válvula check de entrada esta cerrada y la única salida abre cuando la presión se excede a la del cabezal de condensado. El ciclo sigue durante la cual el balde es vaciado. Cuando cerca de vaciarse, la fuerza flotante eleva el balde la cual entonces cierra la válvula de vapor y abre el equalizador. Una vez que en la trampa la presión es disminuida, es cerrada la válvula check de salida de condensado por la presión del cabezal de descarga, y la válvula check de entrada es abierta por el cabezal del líquido en el calentador, la cual entonces comienza otro ciclo de llenado.

La trampa de bombeo descrito arriba garantiza la remoción de condensado cuidando la presión de condensado mínimo. Si tal trampa es puesto en el intercambiador ilustrado en la fig. 5.4.9, este hará posible el control de la temperatura, siempre y cuando el calentador este bajo vacío. Esto claro, no alivia los problemas de intervalo de flujo, discutidos anteriormente y el uso de dos válvulas en paralelo que podrían aún ser necesarios.

Porque la situación de baja presión de condensado es un resultado de la combinación de baja carga y una gran área de transferencia de calor, es posible prevenir el vacío desarrollado, por reducción del área de transferencia de calor. Un método que lleva acabo esto es mostrado en la fig. 5.4.12, donde la trampa de vapor ha sido reemplazado por un lazo de control de nivel. Con esta instrumentación provista, es posible ajustar el tamaño del calentador cambiando el punto de ajuste del nivel para relacionarlo a la carga del proceso. Esta técnica da un buen control de temperatura si el nivel esta correctamente puesto y no hay variaciones repentinas de carga en el sistema. Las respuestas a las variaciones de carga no es simétrica como es con la válvula de control de temperatura en la línea de condensado. Una desventaja de esta aproximación es su relativo alto costo.

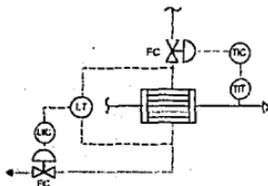


Fig. 5.4.12. Trampa de vapor reemplazado por un control de nivel. El punto de ajuste del LIC puede ser automáticamente ajustado por un PIC, para mantener la presión de condensado constante. (Lipták, B.G., 1972)

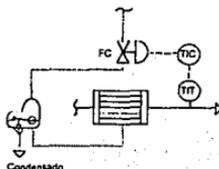


Fig. 5.4.13. Trampa drenadora continua (Lipták, B.G., 1972)

A continuación la trampa drenadora, tal como se muestra en la fig. 5.4.13, sirve para el mismo propósito como en el lazo de control de nivel de arriba. Su costo es substancialmente más bajo, pero este esta limitado en el rango dentro la cual el ajuste de nivel puede ser variado y su punto de control es recorrido por una variación de carga. Por esta razón, no es común ser considerado para instalaciones con calentadores verticales o calderas, donde el rango de ajuste de nivel puede ser sustancial.

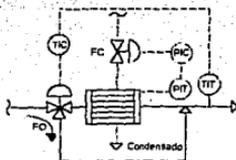


Fig. 5.5.14. Control de la derivación en el intercambiador del calentador a vapor. (Liptak, B.G., 1972)

La Tabla I de arriba resume algunas de las características de tres vías, cuando instalados esquivan las características de transiente del enfriador por una derivación. La fig. 5.4.14 muestra el mismo concepto aplicado al calentador de vapor. Las ventajas y limitaciones de este sistema son las mismas discutidas en relación con intercambiadores líquido-líquido, pero hay una ventaja adicional, éste tiene que ver con un grado de libertad adicional a la creación de la derivación, por lo tanto ahora el vapor puede ser regulado como función de alguna otra propiedad que la temperatura. La decisión lógica es ajustar la alimentación de vapor así que este mantiene constante la presión de condensado. Esto entonces elimina los problemas relacionados con la remoción de condensados. Uno también reconocería que en caso de la operación total de la derivación, el contenido del intercambiador estancado estará expuesto al calor del vapor y por lo tanto menos protegido, es posible ebullición este líquido.

La tabla II resume algunas de las características de varias técnicas discutidas la cual puede ser aplicada para combatir los problemas creados por la baja presión de condensado.

Condensadores

Dependiendo de una u otra manera el control de la temperatura de condensado o de la presión de condensado es de interés, los sistemas mostrados en la fig. 5.4.15 y 5.4.16, pueden ser considerados. Ambas regulaciones de flujo de agua de enfriamiento a través del condensador. Por consiguiente un potencial para elevarlo a altas temperaturas está presente, la cual es aceptable solo si el agua esta químicamente tratada contra ensuciamiento. Para una buena sensibilidad en el control, la velocidad del agua a través del condensador sería tal que el tiempo de residencia no exceda de un minuto.

	Dará un control de precisión bajo			
	Costos del sistema	Pequeñas o lentas variaciones de carga	Rápidas o grandes Variaciones de carga	Baja (Vacío) presión de condensado
Válvula en la línea de condensado regulado por temperatura	Bajo	En duda	No	No
Válvula en la línea de vapor regulado por temperatura	Medio	Si	No	No
Doa válvulas en la línea de vapor reguladas por temperatura.	Medio	Si	Si	No
Válvula en la línea de vapor regulado por temperatura y remoción de condensados por trampa drenadora	Medio	En duda	No	Si
Válvula en la línea de vapor regulado por temperatura y remoción de condensado por trampa de bombeo	Medio	En duda	No	Si
Válvula en la línea de vapor regulado por temperatura y remoción de condensado por un controlador de nivel	Alto	Si	No	Si
Válvula de control de temperatura de tres vías por regulación de la derivación y la entrada de vapor es controlada para mantener la presión de condensado.	Alto	Si	Si	Si

Tabla 5.4.2 Características de sistemas de control de calentadores (Lipták, B. G., 1972)

Cuando no se desea regular el agua de enfriamiento, el sistema ilustrado en la fig. 5.4.17 puede ser considerado. Aquí la superficie del condensador expuesta es variable, para controlar la velocidad de condensación. Cuando los incondensables están presentes, una purga constante puede servir para remover todos los gases inertes. Un inconveniente de este sistema es que no es simétrico.

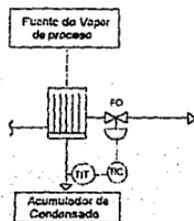


Fig. 5.4.15. Control de temperatura en el condensador. (Lipták, B.G., 1972)

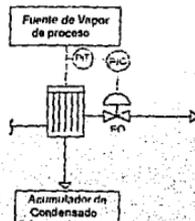


Fig. 5.4.16. Control de Presión en el condensador. (Lipták, B.G., 1972)

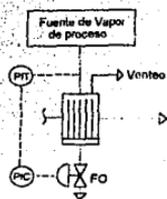


Fig. 5.4.17. Control del condensador por cambio de superficie mojada. (Lipták, B.G., 1972)

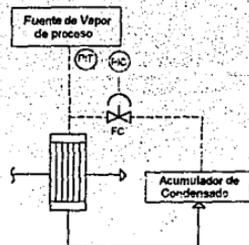


Fig. 5.4.18. Control de la derivación de gas caliente. (Lipták, B.G., 1972)

Para reducir los problemas asociados con procesos dinámicos no simétricos, la derivación de gas caliente del sistema mostrados en las figs. 5.4.18 y 5.4.19, pueden ser utilizados. En el caso de la fig. 5.4.18, la apertura de la válvula de derivación resulta en la igualación de la presión entre el condensador y el acumulador la cual causa una parcial desbordamiento en el condensador debido a la elevación relativa.

Cuando la presión de condensado a ser reducido, cierra la válvula, resulta en un incremento de del área expuesta de superficie del condensador. De manera que exponer más área, el condensado ha de ser transferido al acumulador lo cual puede ocurrir solo si la presión de vapor del acumulador ha sido disminuida, debido a la condensación. Por lo cual la velocidad del sistema en esta dirección es una función del subenfriamiento del condensado. El subenfriamiento incrementado aumenta la velocidad de respuesta del sistema. Si es deseada la alta velocidad, los controles mostrados en la fig. 5.4.19 puede ser considerados.

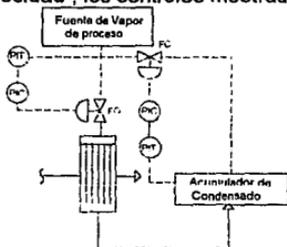


Fig. 5.4.19. Control de la derivación de gas caliente a alta velocidad (Lipták, B.G., 1972)

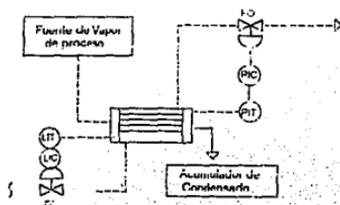


Fig. 5.4.20. Control del condensador con enfriamiento refrigerante (Lipták, B.G., 1972)

Cuando la temperatura de condensado del fluido de proceso es baja, el agua no es el gran medio de enfriamiento aceptable.

Una técnica de condensador refrigerado controlado se ilustra en la fig. 5.4.20. Aquí el área de transferencia de calor, depende del lazo de control de nivel y la temperatura de operación es mantenida por el controlador de presión. Cuando los cambios de carga de proceso, afectan la velocidad de vaporización del refrigerante, este es compensado por el control de nivel. Usualmente los ajustes de nivel y de presión son hechos manualmente, por tanto no hay razón del porque estos puntos de ajuste no podrían ser automáticamente ajustados como una función de la carga si es requerida.

Recalentadores y Vaporizadores

Como nota inicial, en el caso de recalentadores calentados por vapor hay solo un grado de libertad disponible y por lo tanto solo un controlador puede ser instalado sin redundancia del sistema. Este solo controlador es utilizado para ajustar la alimentación de vapor. Las figs 5.4.21 y 5.4.22 muestran las dos alternativas básicas de control del recalentador, uno para generar vapor a temperatura sobrecalentada controlada, y otro para generar vapor saturado puesto a velocidad constante por la velocidad de entrada de calor.

Otras posibilidades incluyen el control por diferencias de temperatura por composición o por varias métodos; cascada y métodos optimizados por computadora.

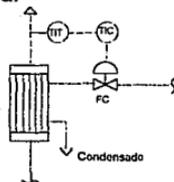


Fig. 5.4.21. Control de Temperatura del recalentador (Lipták, B.G., 1972)

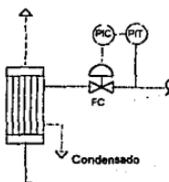


Fig. 5.4.22. Control de La entrada de energía al recalentador (Lipták, B.G., 1972)

Control en Cascada

Probablemente el mas frecuente uso de lazos en cascada esta en relación con las unidades de transferencia de calor. El sistema en cascada por definición consiste de dos controladores en serie. El maestro, en el caso de intercambiadores de calor detecta la temperatura de proceso y el esclavo esta instalado en una variable que puede causar fluctuaciones en la temperatura de proceso. El maestro ajusta el punto de ajuste del esclavo y el esclavo regula la válvula para mantener el punto de ajuste .

Un lazo en cascada controla una sola temperatura y el controlador esclavo esta ahí solo para asistir en llevar acabo esto. En otras palabras el lazo en cascada no tiene dos puntos de ajuste independientes.

Los lazos en cascada están invariablemente instalados para prevenir los disturbios exteriores que entren al proceso. Un ejemplo de tal, seria las fuertes variaciones en presión del calentador a vapor. El sistema convencional de un solo controlador puede no responder (fig. 5.4.9) a cambios de presión de vapor hasta que su efecto se detecte por el sensor de temperatura de proceso. En otras palabras un error en la temperatura detectada tiene que desarrollar una acción correctiva antes que pueda ser tomada. El lazo en cascada en contraste responde inmediatamente, corrigiendo los efectos de los cambios de presión, antes que esto influya en la temperatura del proceso.(ver fig. 5.4.23).

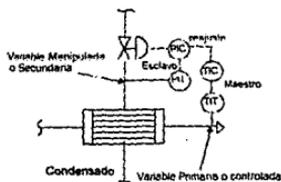


Fig. 5.4.23. Lazo en cascada temperatura- presión de un calentador a vapor. (Lipták, B.G., 1972)

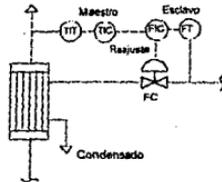


Fig. 5.4.24. Lazo en cascada de Temperatura - Flujo en calentador a vapor (Lipták, B.G., 1972)

La mejoría en la calidad del control debido al control en cascada es una función de la velocidades relativas y los tiempos de retardo. Una variable primaria lenta (maestro) y una variable secundaria (esclavo) la cual responde rápidamente a disturbios representando una combinación deseable para este tipo de control. Si el esclavo es capaz de responder a los rápidos disturbios, entonces estos no entraran al proceso y por consiguiente no trastornaran el control de la variable primaria (Maestro).

En la fig. 5.4.23 y fig. 5.4.24 la variable controlada es la temperatura, mientras la variable manipulada es la presión o el flujo de vapor. La variable primaria (temperatura) es lenta y la variable secundaria (Manipulada) responde rápidamente a disturbios. Por lo tanto cuando un trastorno ocurre (súbitamente cambia la demanda de vapor en la planta) trastornando la variable manipulada (la presión de vapor), este será sensada inmediatamente y una acción correctiva será tomada por el controlador secundario así que la variable primaria (temperatura de proceso) no será afectada. Tanto como la naturaleza de los posibles disturbios, ellos tienen que hacer con las propiedades del medio de calentamiento o de enfriamiento de suministro, y el uso de las contribuciones del control en cascada para recobrase rápidamente de los cambios de carga o de otros disturbios.

Control Prealimentado

El control prealimentado involucra la detección de la variable controlada (temperatura) y la corrección de su punto de ajuste, por el ajuste de la variable manipulada (flujo de enfriamiento). Este modo de control necesita que los disturbios deben primero afectar la variable controlada misma antes de que una corrección pueda ser tomada. Desde entonces, el término "retroalimentación" implica una corrección "retroceso" en términos de tiempo, una corrección que hubiera sido tomada antes, cuando los disturbios ocurren.

En esta terminología, la prealimentación es un modo de control la cual responde a disturbios tales que compensan inmediatamente aquel error, de otra manera los disturbios habrían causado error en la variable controlada, mas tarde en el tiempo.

La fig. 5.4.25 ilustra un calentador de vapor bajo el control prealimentado. Todas las variables que pueden afectar a las relaciones de balance de calor, son medidas y la variable manipulada (flujo de vapor) es ajustada cuando un desajuste ocurre. Unos cuantos programas de computo son requeridos para resolver tal ecuación para W_s , de manera que alguna variación en W y T_1 (la carga) son compensados y T_2 es mantenida constante.

Una versión mejorada de este sistema es uno en la cual elimina los errores de estado estable por la implementación de la retroalimentación ilustrada en la fig. 5.4.26. El controlador retroalimentado ajusta el punto de ajuste del sistema prealimentado en cascada, como el sistema prealimentado ajusta el punto de ajuste del controlador de flujo manipulado en cascada. El controlador retroalimentado requiere el mismo modo de control, pero ajustes menos estrechos que los que serían con el sistema prealimentado. Si se sintoniza apropiadamente, el controlador retroalimentado reacciona a disturbios por la creación de otro, en dirección opuesta, un ciclo y medio más tarde. El sistema prealimentado, en cualquier momento tiene posicionado a la variable manipulada así que un error en la variable manipulada desaparece. La notación de las unidades de adelanto-retardo, designados como $c(t)$ en la fig. 5.4.26, esta fuera de lazo retroalimentado, porque su ajuste es particular para la entrada de flujo liquido (carga) y por consiguiente no modificaría otra señal.

W & T_1 Son variables medidas
 T_2 Es la variable controlada
 W_2 Es la variable manipulada

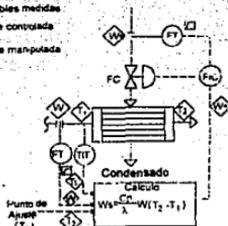


Fig. 5.4.25. Control prealimentado en intercambiadores de calor (Liptak, B.G., 1972)

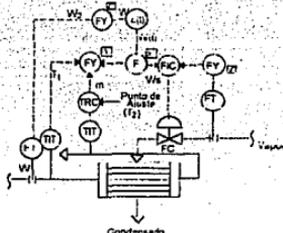


Fig. 5.4.26. Control prealimentado retroalimentado con compensación dinámica. (Liptak, B.G., 1972)

Las ventajas del control prealimentado son similares a las de cascada porque los desajustes en carga o disturbios suministrados son corregidos antes que su efecto sea sentido por la variable controlada. Como sería esperado, el control prealimentado contribuye a una respuesta estable amortiguada para cambios de carga y lograr recobrase rápidamente de los desajustes.

El control prealimentado no es ampliamente usado por dos razones. Primero el costo de tales instalaciones no siempre es justificado. Segundo el control de alta precisión implica que debe ser consistentemente aceptado. Esto significa que para mantener T_2 dentro de un $\pm 0.5\%$ del total de la escala, el error total acumulado en la medición de flujo, sentido de temperatura, transmisión, conversión y cálculo no excedería de esta cantidad. En plantas convencionales, el uso de esta técnica es comúnmente reservada solo para las unidades más críticas de transferencia de calor. Donde a costa de un detector adicional y un equipo de computo puede ser justificado por el resultado de control estable y preciso.

Sistemas Multipropósito

El control de unidades de transferencia de calor aisladas han sido discutidos arriba. En la mayoría de las instalaciones críticas, el propósito de tales sistemas no está limitado al suministro o remoción de calor, pero hacer uso de ambos calentamiento y enfriamiento de tal manera de mantener constante la temperatura de proceso. Tales tareas necesitan la aplicación de un sistema multipropósito, incorporando muchas de las características que han sido individualmente discutidos anteriormente.

La fig. 5.4.27, por ejemplo muestra un diseño la cual usa aceite caliente como su fuente de calentamiento y agua como su medio de enfriamiento, arreglado en un sistema recirculado.

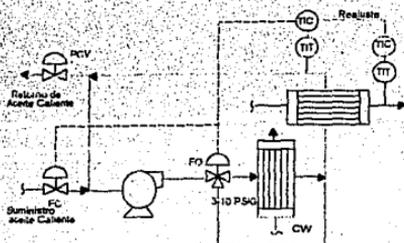


Fig. 5.4.27. Sistema de recirculación multipropósito de transferencia de calor (Lipták, B.G., 1972)

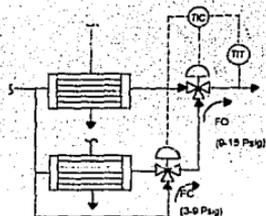


Fig. 5.4.28. Sistema de control de temperatura multipropósito utilizando el mezclaje de vapor de proceso a diferentes temperaturas. (Lipták, B.G., 1972)

Los puntos tratados anteriormente en relación con las válvulas de tres vías, los sistemas en cascada, etc., también son aplicados aquí, sin embargo hay muy pocas consideraciones adicionales sin mérito. Probablemente la más importante característica de este diseño es que opera en señal de rango dividido. Esto significa que cuando la temperatura de proceso está sobre el punto de ajuste deseado, la válvula recibirá una señal de corte. Mientras el valor de esta señal está entre 9 y 15 psig la válvula de tres vías está abierta hacia la derivación del intercambiador y la válvula de dos vías de suministro de aceite caliente está abierta parcialmente. Si el cierre en la válvula de dos vías abierta no es suficiente para llevar abajo la temperatura de proceso al punto de ajuste, la señal de control decrecerá más, cerrando totalmente la válvula de dos vías en 9 psig y comenzará abrir la ruta del flujo del enfriador, a través de la válvula de tres vías. A una señal de 3 psig, la capacidad total de enfriamiento del sistema es aplicado a la corriente de recirculación, la cual fluye a través del enfriador sin la derivación. Las implicaciones de tal operación a rango dividido son:

1. En un nivel de señal cercano a 9 psig, el sistema puede ser inestable y cíclico si este es el punto en el cual la válvula de tres vías está comenzando abrir hacia el enfriador, el sistema recibiría una dosis de calentamiento y enfriamiento debido a lo limitado de la relación de flujos de las válvulas, (el flujo cero no es suficiente, el flujo mínimo es demasiado para las condiciones de carga particular).
2. Mientras la señal está en el rango de 10 a 15 psig, el lado del enfriador llega a ser una reserva de aceite frío. Esto desajusta a los dos lazos de control. Una vez abierta la válvula de tres vías al enfriador, y una vez que el aceite frío ha sido completamente desplazado y la temperatura del aceite de salida del enfriador cambia súbitamente.
3. Muchos de estos sistemas son "nosimétricos" donde las dinámicas de proceso (retardos y respuestas) son diferentes las fases de calentamiento y enfriamiento.

Para remediar los problemas de arriba, diferentes pasos pueden ser considerados. :

1. Como se muestra en la fig. 5.4.27, sería usado un lazo en cascada, así que los desajustes y disturbios en el lazo de recirculación de aceite son prevenidos del proceso total y así como los desajustes de su temperatura.
2. una ligera coincidencia de posicionadores de las dos válvulas es deseable, la cual desvía el comienzo de las fases de enfriamiento y la terminación del calentamiento, así que ello no ocurrirá ambos a 8 psig. El sacrificio resulta de energía es bien justificado por la mejora del control obtenido.
3. Para proteger contra el desarrollo de una acumulación de aceite frío en el enfriador, un ajuste de flujo continuo mínimo puede ser mantenido através de esta unidad.

El diseño de la recirculación en la fig. 5.4.27 es un sistema desbordado y así que cuando el aceite caliente entra, desaloja un correspondiente volumen de aceite. La válvula de control de presión sirve a esta función. El mismo resultado puede ser llevado a cabo por elevación del cabezal en el cabezal de retorno, esto es importante para que el aceite regrese a la succión de la bomba para mantener siempre el desbordamiento y prevenir la cavitación.

Muchos de los sistemas multipropósito representan un arreglo de varios modos el cual es perfectamente aceptable si la aplicación de ingeniería desarrolla las características que son pérdida y ganancia como resultado del arreglo. La fig. 5.4.28 por ejemplo, ilustra un diseño donde el bajo costo y la alta velocidad de respuesta en cambios de carga son las principales consideraciones. Esto es llevado a cabo con el mínimo de equipo y por esquivar las características del transiente de ambos intercambiadores. El precio pagado por este arreglo involucra el uso de ayudas todo el tiempo y el desarrollo de depósitos fríos y calientes. Controles adicionales pueden ser implementados para protegerlos por sobreenfriamiento o ebullición del líquido de proceso en el área de depósitos.

Conclusiones

Después de haber expuesto los problemas de diseño complejo, con un análisis paso a paso de las características deseables del control. Es necesario tomar algunas de las consideraciones siguientes:

1. Los efectos de los disturbios en el comportamiento del sistema.
2. La velocidad de respuesta del sistema.
3. Las consideraciones de la relación de flujos.

4. La calidad del agua de enfriamiento del sistema.
5. Los problemas potenciales debido a las dinámicas no simétricas y a la baja presión mínima de condensado

5.6 SISTEMAS DE PESADO AUTOMÁTICO

Los sistemas de pesado automático se utilizan principalmente en el manejo de polvos, en la industria de procesado de granos así como en muchos procesos más.

Los sistemas de pesado automático los podemos clasificar como se muestra en la fig. 5.5.1.

Un pesado automático intermitente incluye un prepesado, donde la tolva acepta una determinada cantidad de material; pospesado, la tolva es pesada antes y después de la descarga para obtener una precisión en la lectura de la descarga del material y la pérdida de peso, una predeterminada cantidad de material es descargada del peso de la tolva a una velocidad específica. El prepesado es una de las más grandes aplicaciones industriales, e incluye operaciones de dosificación y llenado de envases. Las técnicas de pospesado y pérdida de peso son más caras, y generalmente son usadas solo donde las características de manejo de material de proceso lo demande. Un ejemplo es el azúcar, éste tiende a adherirse a las paredes de la tolva, por lo tanto no es vaciado totalmente el material pesado en la tolva.

La más importante aplicación industrial de sistemas de pesado continuo, es el dosificado continuo, donde el pesado del flujo de dos o más ingredientes son mantenidos en una proporción fija. La totalización de peso del transportador alimentador del material y el pesado de objetos en movimiento son otros ejemplos de pesado continuo.

En un chequeo automático de peso, las partes o materiales empacados son monitoreados por sobrepeso o bajo peso dentro tolerancias fijadas, a lo largo de la línea de producción. En suma, su típico uso en líneas de empaquetamiento, el chequeo de peso puede detectar la falta de componentes de procesos anteriores. Algunos sistemas industriales comunes se ilustran en la fig. 5.5.2.

El pesado intermitente puede ser mucho más preciso que el pesado continuo, no sólo por las consideraciones de velocidad vs. precisión, también porque un proceso intermitente puede ser pesado en sucesivos incrementos o cargas para mejorar totalmente la precisión del proceso intermitente.

El sistema intermitente es también más versátil, ya que el gasto del material total, es fácilmente cambiado simplemente para reiniciar la secuencia del temporizador en el sistema -un ajuste preciso. El sistema de pesado continuo requiere recalibración cuando tales cambios se hacen. Las ventajas del sistema de pesado continuo son de más fácil operación y más bajo costo cuando se involucran pocos ingredientes.

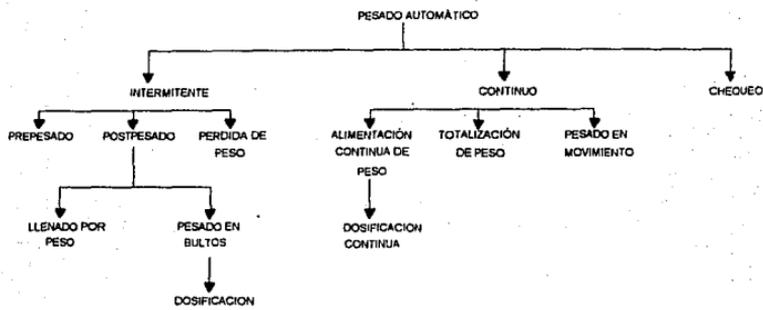
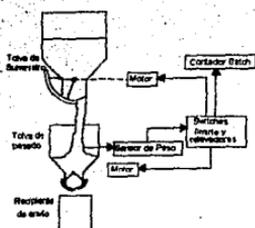
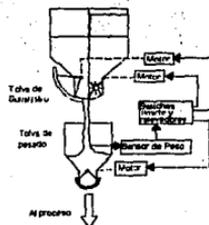


Fig. 5.5.1 Clasificación de los sistemas de pesado por aplicaciones (Ryan, 1962)

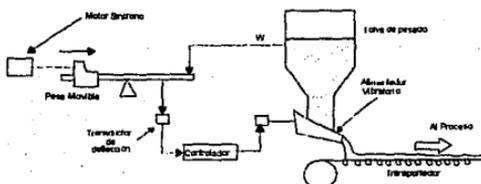
Los controles asociados con los sistemas de pesado automático, amplio en complejidad desde un simple control de dos posiciones que se limita a interruptores hasta elaborar un programa de control para el pesado de raciones en secuencia, de varias cantidades de numerosos ingredientes. El sistema intermitente es una práctica común para reducir la velocidad de flujo de material, como la deseada aproximación de peso. Esta dosificación interrumpida puede ser hecha en uno o más pasos discretos, por interruptores límite. La alimentación interrumpida, la descarga de la tolva, las alarmas de bajo nivel y otros accesorios pueden ser proveídos con interruptores de mercurio, relevadores o celdas fotoeléctricas. En básculas mecánicas estos controles pueden ser actuados a un indicador local visible, tal como una báscula de aguja; o una señal de control que puede ser derivada del elemento sensor a través de un transductor y un amplificador secundario, tal como un LVDT (Transformador Diferencial Variable Lineal) o una fotocelda. En una balanza hidráulica la salida puede ser aplicada a un controlador neumático o eléctrico.



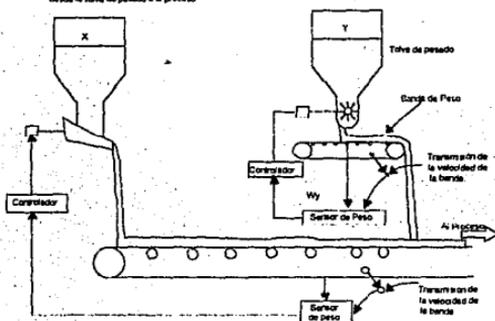
(A) Sistema típico de peso en el lavado por peso. Una cierta cantidad de material es pesada en la tolva antes de ser vaciado al recipiente de envío.



(B) Sistema típico de peso en operación Batch. Controla la cantidad de cada ingrediente vertido en la tolva de pesado, tanto en como la sequencia de descarga del recipiente de suministro y la tolva de pesado.



(C) Este sistema de pérdida de peso es una Merca en Batch para controlar la velocidad de peso del flujo. El controlador de peso manipulado por el motor determina la velocidad en la cual una aproximada cantidad de material es entregado desde la tolva de pesado a el proceso.



(D) Sistema en alimentación continua. La cantidad de peso en flujo son controlados simultáneamente para todos los ingredientes. Véase la sección 5.1.1.

Fig. 5.5.2 Sistemas de Pesado Automático.
(Ryan, 1962)

En sistemas intermitentes más complejos pueden incluir entradas especiales, capacitando al operador para ajustar el tamaño y formulación del proceso intermitente. Si el sistema incorpora dispositivos de paro de seguridad, estas funciones pueden ser llevadas a cabo por dispositivos que automáticamente

ajustan el tamaño del proceso intermitente. El operador meramente selecciona la formulación y el tamaño del proceso intermitente y no tiene que reiniciar interruptores de límite individual. Otras funciones de control a menudo incluidos en los sistemas de pesado automático son ; contadores intermitentes, controles de motor para mezclado, transportadores, y reguladores de tiempo. Los grandes sistemas son usualmente desplegados en paneles gráficos o consolas.

En ambos sistemas continuos e intermitentes, el elemento de control final puede tomar varias formas: válvulas operados por aire, válvulas solenoides, alimentadores vibratorios, transportadores de tornillo y transportadores de banda. Los alimentadores vibratorios son controlados a través de reóstatos ajustables. Los transportadores y alimentadores de paletas rotatorios pueden ser operados por motores de velocidad variable, o ciclos de tiempo de dos posiciones de un transportador que puede ser variado para ajustar la velocidad de entrega. El equipo de manejo de materiales debe ser seleccionado para las características apropiadas de flujo del material de proceso, ya que esta puede profundamente afectar la operación del sistema. La tecnología de los proveedores en el manejo de materiales es de suma importancia desde que estos equipos son tan vitales para el buen funcionamiento de todo el sistema como el equipo de pesado mismo.

Desempeño.

La preocupación principal de los usuarios es con el comportamiento de sus requerimientos, mas que con el equipo específico necesario para implementarlo. Los sistemas de pesado automático pueden ser diseñados para ser exactos en los requerimientos. Sin embargo, si el usuario conoce algunas de las limitaciones generales y las características de desempeño normal de los sistemas de pesado automático, es menos común sobreespecificar y más común satisfacer los requerimientos a costos razonables.

Es importante que el usuario comprenda totalmente las bases en la cual los precios son cotizados. El interés en la precisión del sistema completo, más que en la precisión de los componentes individuales, tales como las básculas mismas. En suma diferentes estándares de precisión se aplican al desarrollo del equipo y el funcionamiento del sistema.

El promedio estándar de precisión para sistemas de pesado intermitente industrial es 0.1% del rango total de pesado. Mucha más precisión puede ser obtenida a través de un diseño especial y también por la práctica común de pesado, intermitente en incrementos. -Donde diferentes ingredientes a ser dosificados o mezclados en balanzas individuales para cada ingrediente resulta en más alta precisión del proceso intermitente, que una sola balanza. Las

balanzas mecánicas especialmente el tipo peso-barra, donde un peso conocido es balanceado contra el peso a ser medido, es inherentemente el más preciso y altamente apropiado para requerimientos especiales. Pero los sistemas de precisión de 0.1% es fácilmente obtenido con cualquiera de los elementos sensores de peso, mecánico, electrónico, hidráulico o neumático. En el pesado continuo, el grado de precisión normalmente obtenido es alrededor de 0.5% a 3% del total de la escala, para el sistema completo. Este también puede ser implementado en cualquier circunstancia con diseño especial.

Sensibilidad -El cambio más pequeño en peso, la cual produce un cambio medible en la salida del sistema- es una medida de la precisión potencial última del sistema. Para sistemas mecánicos esto es alrededor de 0.05%. Los elementos de celda (electrónicos, hidráulicos y neumáticos) son mucho más sensibles de leer y controlar, hasta los transductores son desarrollados en la cual pueden capitalizar totalmente en la extrema sensibilidad de la celda de presión, los límites de sensibilidad para tales sistemas, permanecerá en alrededor de 0.1%. Precisamente los sistemas mecánicos mostrarán un deterioro en la sensibilidad como borde de un cuchillo y el uso de pivotes. Algunos sistemas mecánicos transmiten el comportamiento de la fuerza a través de platos flexibles y estos retienen su sensibilidad más que el tipo de borde de cuchillo.

En general los sistemas mecánicos tienen mejor repetibilidad que los sistemas de celda de presión, los cuales están más sujetos a histéresis. Los efectos de no linealidad y temperatura deben ser considerados en sistemas de celdas electrónicas pero pueden ser compensados por un circuito puente de balance.

En la evaluación de la velocidad de respuesta de sistemas de pesado, debe recordarse que la velocidad y la precisión son antagónicas. El desempeño extremo de uno, es obtenido a expensas de otro, la velocidad de respuesta es también ajustable a cierto límite, por la intensidad de amortiguación del sistema. Los sistemas mecánicos son usualmente amortiguados por amortiguadores tipo aceite o magnéticos; los sistemas electrónicos por cadenas de circuitos de resistencias; y sistemas hidráulicos o neumáticos por restricción de flujo. La oscilación crítica está dirigida a obtener la más rápida velocidad de respuesta consistente en ausencia de sobresaltos. El sobresalto es indeseable porque éste podría causar un prematuro disparo de interrupción y otros switches programados o límite.

Los sistemas de celdas electrónicas son los más rápidos con velocidad de respuesta del orden de 0.1 seg. Los sistemas mecánico, hidráulico y neumático, el rango de velocidad es de 0.2 en seg. y más alto para sistemas de extrema precisión.

Hay algunas limitaciones en capacidades inherentes a varios tipos de básculas. Para las cargas más pesadas y las estructuras más grandes es aplicado el medidor de esfuerzo. Un múltiple arreglo de medidores de esfuerzo puede adaptarse para casi cualquier requerimiento de capacidad de rango superior. Están disponibles para cantidades de 2 a 5 lb en medidores de esfuerzo, ellos tienden a ser muy frágiles para pesos pequeños y las unidades más pequeñas en uso industrial tienen una capacidad de alrededor de 50 a 100 lb. Las balanzas hidráulicas y neumáticas tienen un límite más inferior de alrededor de 50 lb y un límite superior de alrededor de 1000,000 lb. Fuera de este rango, tales balanzas llegan a ser muy caras y también muy pesadas. Las balanzas mecánicas, en la práctica cubren el más amplio rango, desde fracciones de libra hasta alrededor de 40,000 lb por carga.

El chequeo de peso es una importante aplicación industrial y algunas observaciones generales pueden hacerse con respecto a su funcionamiento. La baja velocidad de chequeadores de peso -manejando de 20 a 30 unidades por minuto- usualmente hablamos de una precisión de 0.04% del total de la escala, o aproximadamente dos veces tan bueno como el equipo de llenado. Para chequeadores de peso a más altas velocidades que 200 por minuto de pequeñas unidades -de menos de 5 lb- pero a estas velocidades el equipo mide la deflexión del elemento sensor más que el actual peso de cada unidad. La precisión correspondiente es mucho menor pero puede ser satisfactorio para una banda más amplia de tolerancia.

En este trabajo es imposible cotizar un costo general para sistemas de pesado sin considerar una aplicación específica, desde el tamaño de la instalación y los requerimientos de desempeño pueden variar ampliamente. Los costos de los sistemas no pueden ser categorizados en base a los elementos sensores de peso. A través de celdas electrónicas que son muy caras, sin embargo sus costos de instalación son muy bajos. A comparación de una balanza mecánica, es más barata en sí misma pero sus costos de instalación son muy altos donde se requieren grandes soportes. Los costos totales tienden a salirse del nivel, excepto para rangos de bajo peso, donde el tipo de celda electrónica es definitivamente más cara. El costo de un sistema depende principalmente de los requerimientos del usuario, para lectura, control y procesamiento de datos, y el número de ingredientes independientes en un proceso intermitente.

En resumen, los sistemas de pesado hidráulico y neumático son relativamente no caros y la lectura no requiere de instrumentación compleja (Un simple tubo Bourdon puede ser usado en un extremo). El tipo neumático es a menudo preferido porque este puede entrelazarse con un control neumático existente y sistemas de transmisión, o porque éste no presenta características explosivas. Este es ampliamente aplicado a sistemas intermitentes y pérdida de peso.

Ambos sistemas son limitados por su falta de compatibilidad digital. Las celdas de tipo electrónica tienen una ventaja de alta velocidad de respuesta y una directa compatibilidad con equipo de control avanzado y procesamiento de datos. Ellos son altamente apropiados para pesado continuo y chequeo de peso. La principal ventaja de la balanza mecánica es su sustancial precisión. Los transductores secundarios pueden hacerlo digitalmente compatible, su rango es amplio y éste puede ser aplicado a casi cualquier sistema de pesado, pero su velocidad de respuesta puede ser un factor limitante.

5.6 CONCLUSIONES

En la actualidad muchas de las aplicaciones en campo de los sistemas de control, se ha diversificado a casi la mayoría de los procesos productivos en los tres niveles de la economía, pero nos toca concluir la aplicación de los sistemas de control en los procesos de manufactura de alimentos de la que se está haciendo uso en la actualidad para transformar procesos de tipo intermitente, semicontinuos a continuos. Esto requiere un entendimiento básico de los sistemas de control, así como se requiere del conocimiento de especialistas en cada uno de los pasos que se llevan en cada uno de los proyectos, así pues en los diagramas anteriores, aplicaciones de los sistemas de control en la industria de alimentos, hay detrás de ello hasta llevarse a cabo son; (4) ingenieros instrumentistas, (2) especialistas en análisis, (1) ingeniero en control, (1) ingeniero en control (maestría), (1) ingeniero en control (doctorado), (1) físico (maestría), un técnico en simulación, un matemático computólogo (maestría), (1) Ingeniero eléctrico, (1) ingeniero en alimentos, (1) ingeniero de campo, un total de 20 Especialistas. (Weiss Marvin D., 1963).

Los proyectos actuales tiende a ser sistemas abiertos, según estandares recomendados por organismos internacionales como la ISA (Sociedad de Instrumentistas de América), con las siguientes filosofías o estrategias de control. (ABB Kent-Taylor, 1992)

- a) Sistema de adquisición de datos.
- b) Sistemas de control supervisorio de puntos de ajuste.
- c) Sistemas de control digital directo.
- d) Sistemas de control distribuido.
- e) Sistemas digitales de control avanzado en arquitectura abierta.

Las cuales describiremos brevemente a continuación:
a) Sistemas de adquisición de datos.

Esta filosofía de control utiliza la instrumentación electrónica de tipo analógica y/o digital para el control automático del proceso y en forma paralela, las señales de los transmisores de campo son enviadas a los controladores (Indicadores y/o registros); y a una computadora, la cual recibe en forma precisa, explícita y ordenada la información del proceso. La computadora a su vez entrega esta información (datos) al operador a través de convenientes interfaces hombre-máquina, eliminando así los problemas en el manejo de información.

Como la computadora esta recibiendo las señales de proceso en forma paralela a los controladores, indicadores y/o registros, si la computadora falla no se tendrá directamente ninguna influencia sobre el proceso, ya que la computadora en este tipo de filosofía trabaja en línea circuito abierto.

Algunas de las desventajas de este tipo de filosofía son :

- Alto costo de la computadora.
- Difícil mantenimiento de la computadora.

b) Sistema de control Supervisorio del punto de ajuste.

Esta filosofía de control utiliza la instrumentación electrónica digital, para el control automático del proceso y en forma paralela, las señales de los transmisores de campo son enviadas a los controladores y a una computadora en la cual se encuentra el modelo matemático del proceso por medio del cual es posible determinar el valor del punto de ajuste, que debe tener el controlador.

Este valor de punto de ajuste lo envía la computadora al controlador electrónico digital a través de convenientes interfaces.

Algunas de las desventajas de este tipo de filosofías son:

- Alto costo de la computadora.
- Difícil mantenimiento de la computadora.
- Conocimiento preciso del modelo matemático del proceso.

c) Sistemas de control digital directo (DDC).

En esta filosofía de control existe una computadora que realiza directamente el control automático del proceso. Es decir, en este tipo de filosofía se incorpora en la memoria de la computadora las subrutinas desempeñadas por los controladores, así como el modelo matemático del proceso.

En los sistemas de control digital directo, las señales de proceso son recibidas por la computadora a través de convenientes interfaces y después de ser procesadas son enviadas a los elementos finales de control.

En este tipo de filosofía si la computadora falla se perderá el control automático de la planta, ya que la computadora se encuentra con el proceso en línea circuito cerrado.

Algunas de las desventajas de este tipo de filosofía son:

- alto costo de la computadora.
- Difícil mantenimiento de la computadora.
- Para respaldo del sistema se requiere de una computadora adicional.
- Se requiere conocer el modelo matemático del proceso.

d) Sistemas digitales de control distribuido.

En el año de 1971, con el desarrollo de nuevas tecnologías, se logra reducir el tamaño de los componentes electrónicos, alcanzando con ello la integración de cientos de transistores en una sola unidad llamada Microprocesador.

En el año de 1976, se logra aplicar por primera vez el microprocesador al control automático de los procesos industriales, abriendo paso a una nueva estrategia de control llamada Sistemas de control Distribuido.

Esta nueva filosofía de control tiene grandes ventajas y resuelve las desventajas de las filosofías anteriores. A continuación se describirá a grandes rasgos en que consisten los sistemas digitales de control distribuido.

e) Sistemas digitales de control avanzado de arquitectura abierta.

Tomando las características y ventajas de los sistemas desarrollados anteriormente, a finales de 1990, se desarrolla una nueva estructura de sistemas de control, con la filosofía de integrar diferentes sistemas de cómputo y equipos a una misma plataforma a través de protocolos de comunicación.

Un sistema abierto tiene dos beneficios primarios: la portabilidad y la interoperabilidad.

La portabilidad permite a los desarrolladores de sistemas migrar fácilmente las aplicaciones de una plataforma de cómputo a muchas otras plataformas, lo cual era difícil de lograr anteriormente porque tomaba mucho tiempo. La portabilidad de aplicaciones es análoga a permitir que una videocinta pueda verse en cualquier tipo de grabadora, ya sea una VHS, una super VHS o una Beta.

La interoperabilidad, el otro beneficio clave de los sistemas abiertos, significa que los datos de un sistema puedan compartirse en forma transparente con otros sistemas. Se puede comparar con la capacidad de poder combinar la salida de una videograbadora, una videocámara y un sistema estereofónico, de diferentes proveedores, para producir una película, con todos los componentes funcionando armoniosamente.

Los sistemas de control de arquitectura abierta se describirán brevemente en los siguientes puntos:

1) Estructura del sistema

- II) Unidades de Control de Proceso
- III) Sistemas de Comunicación.
- IV) Interfaz con el operador.
- V) Configuración del Sistema.
- VI) Niveles Jerárquicos del sistema

I) Estructura del sistema.

Los sistemas de control de Arquitectura abierta constan físicamente de unidades de control de proceso, canales de comunicación y periféricos del sistema.

La forma en que estas partes estén interconectadas, será el tipo de estructura o arquitectura del sistema. Las estructuras más comunes son las siguientes:

La estructura lineal también llamada "multidrop", es una estructura de propósitos generales, en la cual se transmite la información a través del canal y cualquiera de las unidades de control de proceso puede tomar el o los mensajes que le correspondan.

La estructura de tipo de anillo, consiste en enviar toda la información a una de las unidades de control de proceso, ésta recibe todos los mensajes y toma los que le concierne y el resto de los mensajes los envía a la siguiente unidad de control de Proceso.

La estructura tipo estrella designa una unidad de control de proceso como coordinador central para la comunicación del sistema, es decir, la comunicación entre las diferentes unidades de control de proceso y los periféricos depende de un coordinador central.

La estructura tipo árbol es utilizada frecuentemente cuando es necesario una jerarquía de funciones. Esta se puede aplicar cuando se requiere enviar el estado del proceso(cantidad de materia prima, productos finales, productos intermedios, etc.) a un nivel Directivo o Gerencial.

La estructura tipo Red, es una combinación de las estructuras anteriores.

Para determinar el tipo de estructura es necesario considerar las necesidades del proceso y las futuras ampliaciones del mismo, así como la confiabilidad de la comunicación.

II) Unidad de control de Proceso.

Estas unidades son físicamente unos gabinetes que en su interior contienen los dispositivos electrónicos necesarios, para recibir las señales de campo, procesar

estas señales y enviar las señales respectivas a los elementos finales de control para mantener estable el proceso.

Además es capaz de enviar toda la información que maneja a los periféricos del sistema por medio del canal de comunicaciones. Esta unidad también contiene las fuentes de energía necesarias para alimentar los diferentes dispositivos electrónicos.

III) Canal principal de comunicación.

Este también es conocido como pista de comunicación o red de comunicación, y se le denomina así, al conjunto de líneas de transmisión que realizan el enlace físico entre la Unidad de Control Distribuido y los periféricos del sistema. Los más comúnmente usados son:

- Pares Trenzados.
- Cable Coaxial.
- Fibra Óptica.

Es importante hacer notar que la transmisión de información a través de estos canales, se realiza en base a normas ya establecidas por asociaciones como ANSI., etc., y son llamados comúnmente como protocolos de comunicación.

IV) Interfaz con el Operador.

Se conoce como interfaz del operador a todos aquellos dispositivos que se encargan de establecer una comunicación directa entre las Unidades de control de Proceso y el operador, con la imprescindible ayuda del canal principal de comunicación; esto es, la interfaz del operador sustituye y elimina los problemas existentes en un tablero principal de control.

Los dispositivos que comprenden la interfaz del operador, básicamente son:

- 1) Pantalla de rayos catódicos.
- 2) Teclados.
- 3) Unidades de memoria.
- 4) Impresores.
- 5) Video Copiadoras.

V) Configuración del Sistema y Base de Datos.

La configuración del sistema se encarga de establecer las diferentes funciones de control, indicación, registro y administración, que han de realizar las unidades de Control de Proceso, adquisición de datos, almacenamiento masivo de memoria e interfaz con el operador, con subsistemas basados en microprocesadores. Dichas funciones van desde un circuito o lazo de control sencillo, hasta circuitos de control multivariable y funciones administrativas.

La configuración del sistema se hace en base a programas, generalmente establecidos por el fabricante del sistema, esto es, cada fabricante ofrece un número suficiente de algoritmos, con los cuales el operador puede configurar el sistema con relativa facilidad.

Una vez definida la configuración del sistema es necesario e imprescindible complementar con los datos que se requieren para operar el sistema, tales como punto de ajuste, rango del controlador, límites de alarma, ganancia del controlador, etc. A este conjunto de información se le conoce con el nombre de Base de Datos del Sistema.

Después de configurar el sistema con su respectiva base de datos, ambos se almacenan en unidades de memoria masiva con el fin de contar con dicha información como respaldo.

Es recomendable, que la actitud de configuración y establecimiento de la base de datos del sistema, se realice conjuntamente entre el fabricante y el personal de ingeniería de diseño, y de ser posible con personal de operación de la planta.

VI) Niveles Jerárquicos del Sistema.

La pirámide que se muestra a continuación nos representa claramente, los diferentes niveles de aplicación de los sistemas Digitales de Control Distribuido.

Primer Nivel. Es la base de la pirámide y nos representa el proceso de producción que se desea controlar. En este nivel se encuentran los elementos primarios, secundarios y finales de control.

Segundo Nivel. En este se realiza el control automático del proceso a través de los dispositivos electrónicos necesarios que se instalan en cuartos de control locales y/o principales. En este nivel se reciben las señales de proceso y se envían las señales respectivas a los elementos finales de control.

Tercer Nivel. En este nivel se realiza un control de tipo administrativo por centro de trabajo, por refinería o complejo Industrial.

Cuarto Nivel. En este nivel también se realiza un control de tipo administrativo pero a nivel regional estatal.

Quinto Nivel. Dentro de éste, es posible establecer las políticas de producción a niveles directivos, para ello es necesario enviar la información a través de los medios adecuados.

Ventajas Esperadas con los Nuevos Sistemas.

- Mejores condiciones de operación.
- Optimización de la operación de los procesos.
- Versatilidad para controlar las diferentes condiciones de operación del proceso.
- Mayor confiabilidad en los sistemas de control
- Mayor seguridad en la operación de las plantas.
- Disminuir y facilitar el mantenimiento de los equipos de Control.
- Eliminar los problemas de Antropotécnia.
- Eliminar los problemas de manejo de información.
- Efectuar un control administrativo para la planeación de la producción y sus costos.
- Aumentar la calidad de los productos terminados.
- Ahorro de energía.
- Disminución de los costos de los productos terminados.

Debido a las necesidades cada vez más estrictas en el control de los procesos, podemos concluir que de seguir utilizando instrumentación neumática o electrónica analógica los objetivos presentes y futuros de control automático de los procesos industriales, la alternativa es utilizar la instrumentación electrónica digital a través de microprocesadores, minicomputadores y computadores, tanto para el control como para el manejo de la información obtenida del proceso, que se utilizará para realizar un control administrativo de los procesos. Con este tipo de sistemas se obtienen grandes beneficios en el control de la calidad, consumo de energía y materias primas, mayor duración del equipo, mejor confiabilidad, seguridad y abatimiento de precios.

Bibliografía

ABB Kent-Taylor, 1992. "Seminario Sistemas Digitales de Control Avanzado de Arquitectura Abierta", Instituto Mexicano de Ingenieros Químicos, A. C. México

Andrew, W.G. 1974, "Applied Instrumentation in the Process Industries" Vol I, Gulf Publishing Co. Houston, U.S.A.

Bailey Control Company General Catalog U.S.A. 1992

Chollot, B., Roignot, D. 1988. "Grafcet et Automates Programmables Laboratoire D' Automatique". Institut National Polytechnique de Lorraine E.N.S.A.I.A.

Collet, C.V. 1976, "Mediciones de Ingeniería" Ed. Gustavo Gili, Barcelona, España

Corrieu, G., 1987 "Capteurs Et Conduite Automatisee des Fermenteurs", Institute Naional de Recherche Agronomique L.G.P.B.A. 78850, Thiverval Grignon, France.

Corripio, A., 1990 "Tunning of Industrial Control Systems", Instrument society of America, U.S.A.

Creus, S. A.1992. "Instrumentación Industrial" Ed. Marcombo s.a de c.v., España,

Creus, S. A.1987. "Simulación y Control de Procesos por Ordenador" Ed. Marcombo s.a de c.v., España.

D'azzo - Houpins, 1989. "Sistemas Realimentados de control de Análisis y sistemas realimentados de control análisis y síntesis", Paraninfo, España

Distefano, J., 1972. "Retroalimentación y sistemas de Control" Mc-Graw Hill, México,

Dorf, R.C., Jacquot R. 1988 "The Control System design program", Addison-Wesley Publishing Co., U.S.A..

Fogiel, M. 1986. "Problem Solver in Automatic control Systems/ Robotic", Research & Education Association U.S.A.

Hägglund, T., Aström K., 1988. "Automatic Tuning of PID Controllers", Instrument Society of America, U.S.A.,

ISA Software, 1991. "A Process Control Software Lab. Instrument Society of America, U.S.A.,

ISA, Software 1991. "AUTOSIM" Instrument Society Of America, U.S.A

Katsuhiko, O., 1991 "Ingeniería de Control Moderna" Prentice Hall Hispanoamericana, México .

Kent G.R., Stone, 1966. Zizing Control Valves for Liquids. Control Eng. Vol. (5):87-92, U.S.A.

Leslie, M. Z., 1981 "Applied Instrumentation in teh process industries", Vol. IV Gulf publishing Co. U.S.A.

Lipták, B.G., 1973. "Instrumentation Processing in the industries", Chilton Book Co., U.S.A.

Lipták, B.G., 1972. Control of heat exchangers, Brit. Chem. Eng. & Proc. Tech., Vol. 17. (7/8): 637-645, London, England.

Moore, R. L. 1985. "The Dinamic Analysis of automatic Process Control", Instrument Society of America, U.S.A.

Murill, P. W., 1981 "Fundamentals of Process Control Theory", Instrument Society of America, U.S.A .

Muril, P.M., 1984., "Principles of automatic Process Control", Instrument Society of America, U.S.A.

Muril, P.W., 1988. "Automatic Control of Processes", International Text Books co., U.S.A.

Nacif, N., 1988., "Ingeniería de Control Automático" Tomo I, II, Ed. Ilustración, México .

Perry, 1992., " Manual del ingeniero Qímico"., Mc-Graw Hill , México.

PEMEX, 1992. "Primer Simposio y Automatización de Procesos Subdirección de Producción Primaria, Coordinación de la región marina", Gerencia de Producción, Cd. del Carmen, Campeche, México.

Ryan, F. M., 1962. Automatic Weighing for Solids., Control Eng. Vol (9):103-108.

Shinskey, F.G., 1990. "Simulating Process Control Loops Using Basic", Instrument Society of America, U.S.A.

Shinskey, F.G., 1981. "Controlling Multivariable Processes". Instrument society of America, U.S.A.

Shinskey F.G., 1988. "Process Control System", McGraw-Hill, U.S.A. .

Smith C.L. Jr., 1979 "Automatic Control of Processes", AIChE Today Series, U.S.A. .

Smith M. N., Farwell, R. F., 1988 "Robotica y Sistemas Automáticos Multimedia", España.

Soisson, H. E., 1983. "Instrumentación industrial", Limusa México,

Subsecretaría de Regulación y Fomento Sanitario, 1994."Manual de Buenas Prácticas de Higiene y Sanidad", Secretaría de Salud, México

Taylor, Inst., 1988 "Elementos de Control Automático Datos Técnicos", TDS-10A12DE, México .

The Foxboro Company Instrument, 1992.. "Catalog Foxboro", Massachusetts, U.S.A.,

Ziegler, J. G., Nichols, N.B., 1967 "Optimum Settings for Automatic Controllers", Transactions ASME, Vol. 64 (11): 57

A N E X O A

```

PRINT "Estabilidad Relativa del reactor"

REM -----
REM *** Funciones del reactor
REM *** Proceso      DEF FNP(S)={(D1*CPV*(T1-T2)/(Q2*D2*CPP))/(1+((V/Q2)*W)}
REM *** Termopar     DEF FNT(S)=1/(1+T3*W)
REM *** Retardo      DEF FNR(S)=e^(-C1*S)
REM *** Válvula Lineal DEF FNV(S)=1/((C2*W)^2+2*S1*C2*W+1)
REM *** Controlador  DEF FNC(S)=K*(1+(1/(R*S))+D*S)
REM -----
PRINT "Límites (Radianes/Min) B,C =";
INPUT B, C: PRINT B; C
IF B > C THEN PRINT "OK" ELSE C = 100
PRINT "T incremento de tiempo=";
INPUT T: PRINT T
PRINT "d1 (densidad de fluido térmico[=]kg/m3)=";
INPUT D1: PRINT D1
PRINT "d2 (densidad del producto[=]kg/m3)=";
INPUT D2: PRINT D2
PRINT "Cpv (Capacidad calorífica del vapor[=]Kcal/Kg°C)=";
INPUT CPV: PRINT CPV
PRINT "Cvp (Capacidad calorífica del producto[=]Kcal/Kg°C)=";
INPUT CPP: PRINT CPP
PRINT "t1 (Temperatura de entrada de fluido térmico[=]°C)=";
INPUT T1: PRINT T1
PRINT "t2 (Temperatura de salida de fluido térmico[=]°C)=";
INPUT T2: PRINT T2
PRINT "Q2 (Caudal de entrada de producto[=]m3/min)=";
INPUT Q2: PRINT Q2
PRINT "V (Volumen del tanque[=]m3)=";
INPUT V: PRINT V
PRINT "C2 (constante de tiempo válvula[=]min)=";
INPUT C2: PRINT C2
PRINT "S1 (Factor de amortiguamiento de la válvula[=]adimensional)=";
INPUT S1: PRINT S1
PRINT "C1 (Retardo del termopar[=]min)=";
INPUT C1: PRINT C1
PRINT "T3 (Constante de tiempo termopar[=]min)=";
INPUT T3: PRINT T3
PRINT "-----"
PRINT "Buscar inicialmente la respuesta frecuencial sin el controlador"
PRINT "K=1, R=10000, TD=0 . El ordenador da la frecuencia a w(-180)"
PRINT "y la ganancia de oscilación automantenida , por el método de Zie-"
PRINT "qler and Nicholson calcula las acciones de control (comprobar estas"
PRINT "y tantee en caso necesario"
PRINT "-----"
PRINT "K (ganancia)=";
INPUT K: PRINT K
PRINT "R (Minutos/Repeticion)=";
INPUT R: PRINT R
PRINT "Td (Minutos)=";
INPUT TD: PRINT TD

```

```

REM -----
REM *** Dibujo de ejes y curvas (640X480) (80X30)
REM *** Eje x (w=frecuencia) graduado de 0.1 a 100 rad/min logarítmico
REM *** Eje y Ganancia en decibelios DB=20 log(ganancia) plano no. 1
REM *** Eje y Plano no.4 Grados de desfase (grados)
REM -----
CLS
SCREEN 12
REM -----
REM ***DEFINIR GRAFICO, DIVISION DE COORDENADAS Y TEXTOS ***
REM -----
LINE (128, 120)-(384, 120), , , #HAAAA
LINE (256, 24)-(256, 240), , , #HAAAA
LINE (254, 24)-(258, 24), , , #HAAAA
LINE (254, 72)-(258, 72), , , #HAAAA
LINE (254, 168)-(258, 168), , , #HAAAA
LINE (254, 216)-(258, 216), , , #HAAAA
LOCATE .72, 22: PRINT "ESTABILIDAD RELATIVA DEL REACTOR"
LOCATE 2, 35: PRINT "Ganancia en DB"
LOCATE 2, 30: PRINT "20"
LOCATE 5, 30: PRINT "10"
LOCATE 11, 29: PRINT "-90"; CHR$(248)
LOCATE 14, 27: PRINT "-180"; CHR$(248)
LOCATE 8.7, 18: PRINT "0"
LOCATE 8.7, 24: PRINT "0.1"
LOCATE 8.7, 30: PRINT "1.0"
LOCATE 8.7, 37: PRINT "10"
LOCATE 8.7, 43: PRINT "100"
LOCATE 8.7, 50: PRINT "Log(w)"
LOCATE 7.25, 50: PRINT "Frecuencia (w)=[rad/min]"
LOCATE 15, 33.18: PRINT "Angulo de Desfase"
REM -----
REM ***DEFINICION LOGARITMICA DE LA COORDENADA Y***
REM -----
FOR W1 = .1 TO 1 STEP .1
I = LOG(W1) / LOG(10)
LINE ((I * 51.2) + 51.2 + 204.8, 119)-((I * 51.2) + 51.2 + 204.8, 121), , , #HFFFOO
NEXT W1
FOR W2 = 1 TO 10 STEP 1
I = LOG(W2) / LOG(10)
LINE ((I * 51.2) + 51.2 + 204.8, 119)-((I * 51.2) + 51.2 + 204.8, 121), , , #HFFFOO
NEXT W2
FOR W3 = 10 TO 100 STEP 10
I = LOG(W3) / LOG(10)
LINE ((I * 51.2) + 51.2 + 204.8, 119)-((I * 51.2) + 51.2 + 204.8, 121), , , #HFFFOO
NEXT W3
REM -----
REM ***INICIO DEL CALCULO DE LOS PARAMETROS DE CONTROL DEL SISTEMA***
REM -----
FOR W = B TO C STEP T
LET I = (LOG(W) / LOG(10))
REM -----
REM *****PROCESO*****
REM -----
Y1 = ((T1 - T2) * D1 * CPV / (Q2 * D2 * CPP)) / (1 + (V / Q2) ^ 2 * W ^ 2)
Y1 = ((T1 - T2) * D1 * CPV / (Q2 * D2 * CPP)) * (V / Q2) * W / (1 + (V / Q2) ^ 2 * W ^ 2)
G1 = 20 * LOG(SQR(X1 ^ 2 + Y1 ^ 2)) / LOG(10)
A1 = ATN(Y1 / X1) * (180 / 3.14)

```

```

REM -----
REM *****RETARDO EN LA CAPTACION DE TEMPERATURA DEL TERMOPAR*****
REM -----
G2 = 0
A2 = (-C1 * W) * (180 / 3.14)
REM -----
REM *****TERMOPAR*****
REM -----
X3 = 1 / (1 + (T3 * W) ^ 2)
Y3 = (-T3 * W) / (1 + (T3 * W) ^ 2)
G3 = 20 * LOG(SQR(X3 ^ 2 + Y3 ^ 2)) / LOG(10)
A3 = ATN(Y3 / X3) * (180 / 3.14)
REM -----
REM *****VALVULA*****
REM -----
X4 = (1 - (C2 * W) ^ 2) / ((1 - (C2 * W) ^ 2) ^ 2 + 4 * (S1 * C2 * W) ^ 2)
Y4 = -2 * S1 * C2 * W / ((- (C2 * W) ^ 2) ^ 2 + 4 * (S1 * C2 * W) ^ 2)
G4 = 20 * LOG(SQR(X4 ^ 2 + Y4 ^ 2)) / LOG(10)
A4 = ATN(Y4 / X4) * (180 / 3.14)
REM -----
REM *****CONTROLADOR *****
REM -----
G5 = 20 * LOG(K * (SQR(1 + ((1 / (W * R)) + W * TD) ^ 2))) / LOG(10)
A5 = ATN((-1 / (W * R) + W * TD)) * (180 / 3.14)
REM -----
REM ***** SOMAS DE LAS GANANCIAS Y DESFASES EN EL PROCESO *****
REM -----
G = G1 + G2 + G3 + G4 + G5
A = A1 + A2 + A3 + A4 + A5
REM -----
REM ***INICIO DE LA GRAFICACION DEL COMPORTAMIENTO DEL CONTROL DEL REACTOR***
REM -----
PSET ((I + 51.2) + 51.2 + 204.8, 120 - (G * 4.8)), 3
PSET ((I + 51.2) + 51.2 + 204.8, 120 - A * (48 / 90))
REM -----
REM ***Calculo de las acciones de control por el método de Ziegler & Nicholson
REM -----
WO = (INT(W * 100 + .5)) / 100
GO = (INT(G * 100 + .5)) / 100
GN = EXP((-5 - G) * LOG(10)) / 20
GE = (INT(GN * 100 + .5)) / 100
LOCATE 16, 31.6: PRINT "PARAMETROS DE CONTROL"
LOCATE 18.1, 20: PRINT "w("; A; ")=[rad/min": LOCATE 18.1, 44: PRINT WO
LOCATE 18.85, 20: PRINT "Ganancia("; A; ")en DB=": LOCATE 18.85, 44: PRINT GO
LOCATE 20.3, 20: PRINT "Acción P, Ganancia=": LOCATE 20.3, 44: PRINT GE / 2
LOCATE 21, 20: PRINT "Acción P+I, Ganancia=": LOCATE 21, 44: PRINT (INT((GE / 2.2) * 100 + .5)) / 100
LOCATE 21, 51: PRINT "I(Min/Rep)"; (INT((2 * 3.14 / (W * 1.2)) * 100 + .5)) / 100
LOCATE 22, 20: PRINT "Acción P+I+D, Ganancia=": LOCATE 22, 44: PRINT (INT((GE / 1.7) * 100 + .5)) / 100
LOCATE 22, 51: PRINT "I min/rep="; (INT((2 * 3.14 / (W * 2)) * 100 + .5)) / 100
LOCATE 22, 66: PRINT "D min="; (INT((2 * 3.14 / (W * 8)) * 100 + .5)) / 10
LOCATE 24, 10: PRINT "Fig. 3.2.1.3 Diagrama de Bode (frecuencia vs Ganancia, vs ángulo de desfase)"
LOCATE 26, 15: PRINT "(Creus, 1992)"
IF SGN(A + 180) = -1 THEN END
NEXT W
END

```

ANEXO B

Criterios de aplicación en las acciones de control (Ziegler y Nichols).

El papel que juega la acción derivada es aumentar la frecuencia correspondiente al límite de estabilidad. La correspondiente frecuencia en el límite de estabilidad de -180° , aumenta según sea la curva de fase del proceso, y aumenta tanto más cuanto mayor sea la pendiente en dB/ década del desfase.

Década: Conjunto de frecuencias comprendidas entre dos frecuencias límites cuyo cociente es 10.

El valor conveniente de la acción derivada τ_d en minutos de anticipo varía probablemente entre $\frac{1}{2}$ a $\frac{1}{3}$ del periodo de oscilación del proceso P_u . Este vale P_u (minutos) = $2\pi/\omega_u$ con ω_u = Velocidad angular a -180° de desfase.

$\frac{w_2(a \cdot 270^\circ)}{w_1(a - 180^\circ)}$	0-2	2-5	>5
	fase de pendiente alta		
Diferencia en dB $w_1(a \text{ baja frecuencia}) - w_2(a - 180^\circ)$	<5 dB Ganancia casi horizontal	5-20 dB	>20
	no necesaria	útil	necesaria

Criterios de aplicación de acción derivada (Creus, 1987)

Atendiendo al método de sensibilidad de Ziegler y Nichols en 1941, método que se basa en obtener la primera oscilación continua del proceso en lazo cerrado al crear intencionalmente pequeños cambios en el punto de consigna, estrechando cada vez de forma gradual la banda proporcional (inversa de la ganancia) con las acciones integral y derivativa en cero o en su valor mínimo, se obtiene la llamada banda proporcional límite (PBU) fig. B1. La velocidad angular ω_u correspondiente en radianes/ minuto se obtiene para el desfase de -180° , que es el causante de la oscilación continua.

El periodo de oscilación vale P_u (minutos) = $2\pi/\omega_u$

Siendo (Banda Proporcional) $PB = 1/K$ K = ganancia.

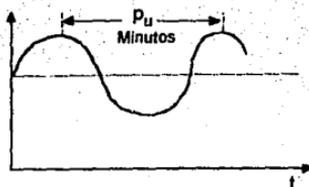


Fig. B1 Método de ganancia límite (Taylor Instrument, 1988)
Según Ziegler y Nichols en controladores con acción derivada se cumple:

$$\tau_d \text{ en minutos de anticipo} = \frac{P_u}{8}$$

Con el fin de conseguir una influencia marcada de la acción derivada en la frecuencia de -180° del proceso, se hace coincidir este desfase con el valor de $+45^\circ$ del desfase y que la velocidad angular correspondiente w_d es la inversa de τ_d , o sea τ_d (minutos de anticipo) = $1/w_d$.

El papel que juega la acción integral es eliminar el offset característico de la acción proporcional y contribuye a disminuir la frecuencia correspondiente al límite de estabilidad (desfase de -180°), lo cual empeora la estabilidad del proceso. Al objeto de que este empeoramiento sea mínimo, se procura que la acción integral aumente la ganancia y disminuya el desfase a frecuencias bajas e intermedias, con el fin de influir al mínimo en la disminución de frecuencia límite w_u correspondiente al desfase de -180° .

Se considera como valor de compromiso basado en la experiencia el de -10° , que no afecta seriamente la frecuencia límite w_u correspondiente al desfase de -180° y que sin embargo, da una alta ganancia a frecuencias intermedias. Así pues, se hace coincidir este desfase de -180° con el desfase de -10° de la respuesta frecuencial de la acción integral. Una vez situada ésta, el desfase de -45° o bien el cruce de las asíntotas determinan la velocidad angular w_i y de aquí;

$$t_i \text{ (min/repetición)} = \frac{1}{w_i}$$

La acción integral se sitúa después de la derivada y fija la curva de fase final, ya que la adición de la acción proporcional no cambia el desfase, por ser éste cero. Estimaremos seguidamente la conveniencia de la acción integral basada en el probable offset. su valor puede obtenerse ante una desviación determinada entre la variable y el punto de consigna o ante un cambio en las condiciones del proceso. cuando la onda sinusoidal de entrada tiene frecuencia cero, es decir se trata de un escalón, la ganancia correspondiente será la referida a condiciones de régimen permanente; o sea, no será dinámica.

El valor estimado del offset será:

$$1 + \left[k \frac{50}{PB_1} \right]$$

% de la diferencia entre el valor nivelado y la condición de offset nulo

Siendo K = ganancia estática deducida a frecuencia cero o estimada por el nivelamiento de la curva de ganancia en dB del diagrama de Bode.
 PB_u = Banda proporcional límite correspondiente a la ganancia para el desfase de -180° .

Según el método de Ziegler y Nichols los valores de la acción integral son los siguientes:

En controladores con acción proporcional + Integral

$$\tau_i \text{ (min/repetición)} = \frac{P_u}{1.2}$$

En controladores con acción proporcional + Integral + Derivativa

$$\tau_i \text{ (min/repetición)} = \frac{P_u}{2}$$

La acción proporcional tiene desfase cero y su ganancia es una recta paralela al eje de frecuencias ($g=0$), con lo cual hará subir o bajar la ganancia obtenida al sumar las curvas derivada e integral a la curva de respuesta frecuencial del proceso.

La razón de amortiguamiento

De este modo permitirá satisfacer las condiciones finales de estabilidad relativa:

Para la selección de las acciones de control basados en obtener la estabilidad relativa del sistema, el criterio aplicado generalmente es el de razón de amortiguamiento (relación de amplitud de la primera oscilación con respecto a la amplitud de la segunda oscilación), que es un compromiso entre la estabilidad de la respuesta del controlador y la rapidez de retorno de la variable a un valor estable : una relación mayor de 1/4 dará mayor estabilidad, pero prolongará el tiempo de normalización de la variable , mientras que una relación menor 1/4 devolverá la variable más rápidamente a su punto de consigna o aun valor estable, pero perjudicará la estabilidad del sistema (si la variable se registra se registrarán ciclos sucesivos y rápidos).

Los ajustes que producen la respuesta de 4/1 ante una perturbación son:

- Controladores de acción proporcional
BP(%)=2 PBu
- Controladores de acción proporcional + Integral
BP(%)=2.2 PBu
BI(min/rep)= $P_u / 1.2$
- Controladores de acción proporcional
BP(%)=1.7 PBu
BI(min/rep)= $P_u / 2$
BI(minutos)= $P_u / 8$

De este modo permitirá satisfacer las condiciones finales de estabilidad relativa:

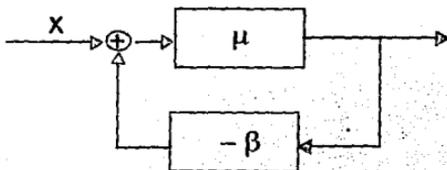
-180° -5 dB

-140° 0 dB

con la condición de que antes de aplicarla, se haya conseguido previamente con la derivada y la integral una diferencia de 5 dB entre ganancias correspondientes a -140° y -180° respectivamente.

Criterio de Estabilidad de Bode.

Sea el lazo



La transmitancia del lazo cerrado es:

$$W(s) = \frac{\mu}{1 + \mu\beta}$$

y la respuesta frecuencial es:

$$[W(s), 0] = \frac{\mu(j\omega)}{1 + \mu(j\omega)\beta(j\omega)}$$

con inestabilidad cuando el denominador tiende a cero, ya que entonces la onda sinusoidal de respuesta tendrá también un módulo y un argumento que tenderán a infinito.

Así pues la inestabilidad se alcanza para la condición:

$$1 + \mu(j\omega)\beta(j\omega) = 0$$

o bien

$$\mu(j\omega)\beta(j\omega) = -1$$

Nótese que esta expresión corresponde a la transmitancia del sistema en lazo abierto.

A esta transmitancia le corresponde una ganancia

$$\mu(j\omega)\beta(j\omega) = 1$$

y un desfase

$$\phi[(j\omega)\beta(j\omega)] = -180^\circ$$

La estabilidad absoluta se alcanza para todas las curvas de ganancia y de desfase con valores de ganancia menores de la unidad y de desfase inferiores a -180° .

Criterio de Estabilidad Relativa de Bode.

Al estudiar los criterios de estabilidad absoluta se ha visto que el criterio del diagrama de Bode se cumple para todas las curvas de ganancia y de desfase con valores de ganancia menores de la unidad y de desfase inferiores a 180° .

Con el fin de definir los valores de estabilidad relativa se consideran los términos:

Margen de ganancia: es el valor de la ganancia en dB del sistema en lazo abierto para la frecuencia correspondiente a un desfase de -180° .

Margen de fase: es el desfase en grados del sistema en lazo abierto correspondiente a la frecuencia en que la ganancia vale 0 dB (o bien $G=1$).

La estabilidad relativa se cumple cuando el margen de ganancia es negativo y el margen de fase es positivo, para la transmitancia $W(s)$ en lazo abierto. Es decir, que la condición de estabilidad en lazo cerrado se alcanza imponiendo que sea estable el sistema en lazo abierto.

Se suele considerar un margen de ganancia de -5 dB y un margen de fase de 40° admitiéndose variaciones de 6 a 20 dB y de 25 a 60° respectivamente (Fig. 2)

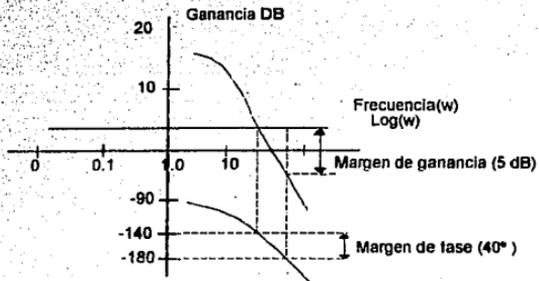
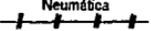
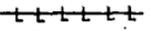
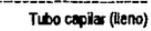
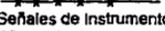


Fig. B2 Estabilidad relativa en el diagrama de Bode.

ANEXO C

NOTAS GENERALES, LEYENDAS Y SIMBOLOS

Simbología de Válvulas y accesorios en tuberías	Tuberías y accesorios en tuberías	Simbología de Instrumentos	Elementos de Medición	Notas generales
 de corte  de control: Diafragma  de tres vías  de cuatro vías  de Retención (check)  de Co.puerta  con posicionador  Solenoide  Válvula de relevo o de Seguridad	 Reductora de Presión con toma de presión integral corriente abajo.  Reductora de Presión con toma de presión integral corriente arriba.  Veneo Atmosférico  Filtro Tipo Y  Trampa de vapor Entrada o salida de límites de batería	<p style="text-align: center;">Variable medida Función Número de circuito</p>  <p>F Flujo FS Interruptor de Flujo FC Controlador Flujo FG Indicador Flujo (mililita) FIC Indicador Controlador Flujo FAL Alarma Bajo Flujo FAH Alarma Alto Flujo FRC Registrador Controlador Flujo FV Válvula de Control de Flujo FV Válvula de Control de Flujo</p> <p>L Nivel LG Vidrio de Nivel LI Indicador Nivel LSH Interruptor Alto Nivel LSL Interruptor Bajo Nivel LIC Indicador Controlador Nivel LAL Alarma Bajo Nivel LV Válvula Control Nivel</p> <p>H Manual H-C Indicador Controlador Manual H-CV Válvula Control Manual HS Selector Manual</p> <p>P Presión PI Indicador Presión PSH Interruptor Alta Presión PSL Interruptor Baja Presión PIC Indicador Controlador Presión PAL Alarma Bajo Presión PAH Alarma Alta Presión</p>	<p style="text-align: center;">FLUJO</p> <p>Medidor turbina</p>  <p>Placa de orificio con brida</p>  <p>Válvula operada con motor</p> <p style="text-align: center;">NIVEL</p> <p>Indicador nivel tipo deslizador</p>  <p style="text-align: center;">TEMPERATURA</p> <p>Indicador local Temperatura tipo bimetalico.</p>  <p style="text-align: center;">PRESION</p> <p>Indicador de Presión</p> 	<p>1. La localización de accesorios y los trayectos de tuberías son independientes de su representación en los diagramas de flujo, en los dibujos constructivos de tubería deberán añadir venteos en los puntos mas altos de las trayectorias y drenes en los puntos mas bajos de las mismas.</p> <p>2. Todos los transmisores de flujo con indicación y/o registro en el tablero, presión y presión diferencial, deberán tener una indicación local.</p> <p>3. En los circuitos de control con varios componentes se mostrará exclusivamente aquello que sea necesario para una correcta interpretación del sistema.</p>

Simbología de Válvulas y accesorios en tuberías	Tuberías y accesorios en tuberías	Simbología de Instrumentos	Elementos de Medición	Notas generales
		<p>PDAH Alarma Alta Presión Diferencial PDAL Alarma Baja Presión Diferencial PRC Registrador Controlador Presión PCV Regulador Presión PSL Interruptor Baja Presión PSH Interruptor Alta Presión PS Interruptor de Presión SI Indicador de Velocidad SIC Indicador Controlador Velocidad SAL Alarma Baja Velocidad SAH Alarma Alta Velocidad SS Interruptor de Velocidad</p> <p>T Temperatura TV Válvula de Control de Temperatura TC Controlador Temperatura TI Indicador Temperatura TIC Indicador Controlador Temperatura TAL Alarma Baja Temperatura TAH Alarma Alta Temperatura TRC Registrador Controlador Temperatura TW Termopozo TSL Interruptor Baja Temperatura TSH Interruptor Alta Temperatura</p> <p>Varios</p> <p>X Vibración XAH Alarma Alta Vibración IL Luz Indicadora Y Relevador MAH Alarma Alta Humedad MI Indicador Humedad</p> <p>SA Suministro Aire SG Suministro Gas SH Suministro Hidráulico V Viscosidad</p>	<p>Selector Manual </p> <p>de control Diafragma </p> <p>Solenoides con reposición automática </p> <p>Solenoides con reposición manual </p> <p>Señales de Instrumentos</p> <p>Neumática </p> <p>Hidráulica </p> <p>Eléctrica </p> <p>Tubo capilar (lleno) </p> <p>Señales de Instrumentos. FO a falla de aire de instrumentos abre. FC a falla de aire de instrumentos cierra.</p>	