



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE INGENIERIA

BALANCE DE FLUJO EN TUBERIAS DE AIRE ACONDICIONADO

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
AREA MECANICA

P R E S E N T A

CARLOS CERECEDO RODRIGUEZ

279217



MEXICO, D.F.

MAYO 2000



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



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 esta 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.

A mi Padre:

El mejor padre y ser humano que he conocido. Estoy seguro que sin su ayuda y ejemplo nunca hubiera podido finalizar esta meta. Estoy seguro que donde quiera que se encuentre se sentirá satisfecho de lo que ambos logramos.

Te extraño.

A mi madre:

Gracias a su apoyo incondicional y formación moral logramos juntos este objetivo que tanto anhelaban tu y mi padre.

Te quiero mucho.

A Blanca:

Por los momentos de apoyo, cariño y comprensión que me brindó a lo largo de la realización de este trabajo. Estoy seguro que sin su ayuda no lo hubiera podido concretar.

Te amo.

A mi hermano:

Su cariño, ayuda incondicional y compañía a través de los años me han ayudado muchísimo para salir adelante y terminar esta meta en mi vida.

Te quiero mucho.

A los Ingenieros Rodrigo de Bengoechea y Javier García:

Por su tiempo, paciencia y consejos que me proporcionaron durante la realización de este trabajo.

CONTENIDO

PRÓLOGO

i

INTRODUCCIÓN

ii

CAPÍTULO 1 *Caída de presión en equipos de aire acondicionado y en accesorios*

1.1	Tipos y clasificación de Intercambiadores de calor.....	6
1.2	Caída de presión en equipos de aire acondicionado y en válvulas de control...	13
1.2.1	Cálculo de caída de presión en intercambiadores de calor.....	13
1.2.2	Cálculo de caída de presión en equipos de aire acondicionado.....	15
1.2.3	Cálculos de caída de presión en accesorios para equipos de bombeo.....	15

CAPÍTULO 2 *Procedimientos de balanceo*

2.1	Balanceo hidráulico del sistema en la parte de agua.....	20
2.2	Problemas falsos de balanceo y viceversa.....	30
2.3	Localización de bombas.....	31
2.4	Balanceo del sistema y flujos fantasma.....	36
2.5	Aire atrapado unidades y balanceo.....	39
2.6	Serpentín de tres vías con <i>bypas</i>	45
2.7	Desbalanceo retroalimentado de la válvula reguladora de tres vías.....	46
2.8	Retorno Directo V.S. Retorno Inverso.....	48
2.9	Preajuste del sistema y verificación de gastos	53
2.10	Balanceo de un sistema-modelo.....	53

CAPÍTULO 3 *Balanceo de un sistema real*

3.1	Balanceo mediante la medida diferencial de temperaturas.....	58
3.2	Balanceo con retorno directo.....	60
3.2.1	Caída de presión en la alimentación.....	62
3.2.2	Caída de presión en el retorno directo.....	65
3.2.3	Tabla final de resultados con retorno directo.....	68
3.2.4	Selección de bombas para el retorno directo.....	69
3.3	Balanceo con retorno inverso.....	70
3.3.1	Caída de presión en el retorno inverso.....	71
3.3.2	Tabla final de resultados con retorno inverso.....	75
3.3.3	Selección de bombas para el retorno inverso.....	76
3.4	Ahorro de energía en un sistema real balanceado correctamente.....	77

CAPÍTULO 4	<i>Conclusiones</i>	81
------------	---------------------------	----

<i>Bibliografía</i>	83
---------------------------	----

Apéndice

A.1	Sistemas abierto y cerrado.....	84
A.2	Caída de presión y pérdida de carga.....	84
A.3	Diagrama de Moody.....	85
A.4	Nomogramas para cálculo de caída de presión.....	87
A.5	Velocidades de agua recomendadas.....	88
A.6	Velocidades de agua para minimizar erosión.....	93

PRÓLOGO

Esta tesis ofrece al lector una herramienta para comprender y dar soluciones prácticas a algunos de los problemas más comunes relacionados con el balanceo de flujo en tuberías de aire condicionado. Por supuesto, no se trata de un estudio minucioso de esta compleja área de la hidráulica, ni una exposición que proporcione una solución a todas las dificultades relacionadas directa o indirectamente con el balanceo. Se mencionan sólo algunos métodos de balanceo que se aplican a los dos tipos arreglos de tubería más comúnmente utilizadas en México, como lo son el retorno directo y el retorno inverso. El énfasis apunta a dar acceso al lector a los procedimientos de balanceo a través de ejemplos concretos, como es el caso de un sistema real, el cual se balancea mediante ambos arreglos retorno directo e inverso y al final se analizan las ventajas y desventajas de una instalación respecto de la otra, así como el ahorro de energía obtenido entre estas dos variantes de la instalación.

Deseamos que con lo expuesto en este trabajo de tesis, se cuente con un método de aproximación al balanceo, la clave, por así decirlo, para facilitar su comprensión y en un futuro lograr una exploración más amplia.

El enfoque del análisis ha sido basado en la medida de lo posible en criterios prácticos, para que estos a su vez puedan ser aplicados a sistemas reales, aún cuando a veces ello produzca un conflicto en la aplicación de la teoría.

INTRODUCCIÓN

Definición de balanceo

El balanceo consiste en lograr la caída de presión requerida para cada punto del sistema hidráulico (estos puntos pueden ser accesorios y/o válvulas, pero principalmente se aplica a los equipos) garantizando el gasto de diseño en los equipos de aire acondicionado y por lo tanto la carga térmica en cada una de las zonas del sistema.

La solución de este problema, todavía muy común en México, se traduce en una disminución de inconvenientes relacionados directa o indirectamente con el balanceo, como pueden ser dificultades potenciales en el control del sistema hidráulico, aire atrapado en tuberías, vibraciones no deseadas en la instalación y ruido. Un sistema balanceado establecerá un máximo de operación a un costo mínimo.

El objetivo de esta tesis consiste en presentar los procedimientos de balanceo de una instalación de aire acondicionado, analizando las ventajas y desventajas que se presentan al utilizar los dos tipos de instalación de retorno de agua que se estudiarán a continuación. Cabe señalar que sólo se presentará el balanceo de la parte hidráulica del sistema y no de la parte térmica, debido a que se considera que el gasto en cada una de las zonas corresponde a la carga térmica real requerida por el sistema y por lo tanto no se presentará ningún análisis termodinámico en cuanto a la obtención de las cargas térmicas de cada una de las zonas del sistema.

Es importante mencionar, que la escasez de energía a nivel mundial -lo cual se ve traducido en un continuo incremento en sus costos- es uno de las principales razones por las que se realiza el balanceo, ya que una selección correcta del método de balanceo por utilizar puede llegar a reducir de manera considerable los costos de operación a mediano y a largo plazo, con respecto de la misma instalación que cuente con un balanceo deficiente, además de obtener un incremento, en ocasiones considerable, en la vida útil de la instalación hidráulica.

Antecedentes

Las especificaciones para balanceo de agua en sistemas hidráulicos siempre habían establecido: el sistema deberá balancearse, sin embargo, hasta hace apenas unos años, no había ningún intento real para cubrir esta especificación, no había un procedimiento real que pudiera cumplir esta norma y nunca era exigido un reporte final de balanceo. Debido a esto, por muchos años, los sistemas hidráulicos simplemente habían sido puestos en operación sin ningún intento real de balanceo y pudieron inicialmente haber funcionado o no.

El problema era y hasta la fecha sigue siendo, que el mal balanceo y las inherentes dificultades pueden aparecer. Algunos sistemas no trabajaron a causa de:

- 1.- La falta de procedimientos en términos de definir y resolver el problema real.
- 2.- La falta de información acerca de herramientas de balanceo.

Los problemas de balanceo de agua también se ven incrementados por un simple aumento en el tamaño del sistema; si el número de circuitos por sistema se incrementan, las posibilidades de falta de agua en algunos equipos también se elevan.

En esencia, la problemática se ha visto incrementada al no existir virtualmente ningún procedimiento de balanceo y un reporte que señale los requerimientos del mismo.

CAPÍTULO 1 *Caída de presión en equipos de aire acondicionado y en accesorios*

1.1 *Tipos y clasificación de intercambiadores de calor*

Es tan amplia la variedad de tipos de cambiadores de calor empleados en las plantas termoeléctricas, en la industria de proceso, en los sistemas de aire acondicionado y en ciertos componentes de algunas máquinas, que resulta imposible establecer una sola clasificación de tales equipos. Veremos a continuación algunos criterios de ordenamiento generalmente aceptados en la práctica y después una descripción breve de algunos tipos de cambiadores de calor.

Clasificación

Existen cuatro configuraciones típicas de los cambiadores de calor como se muestra a continuación:

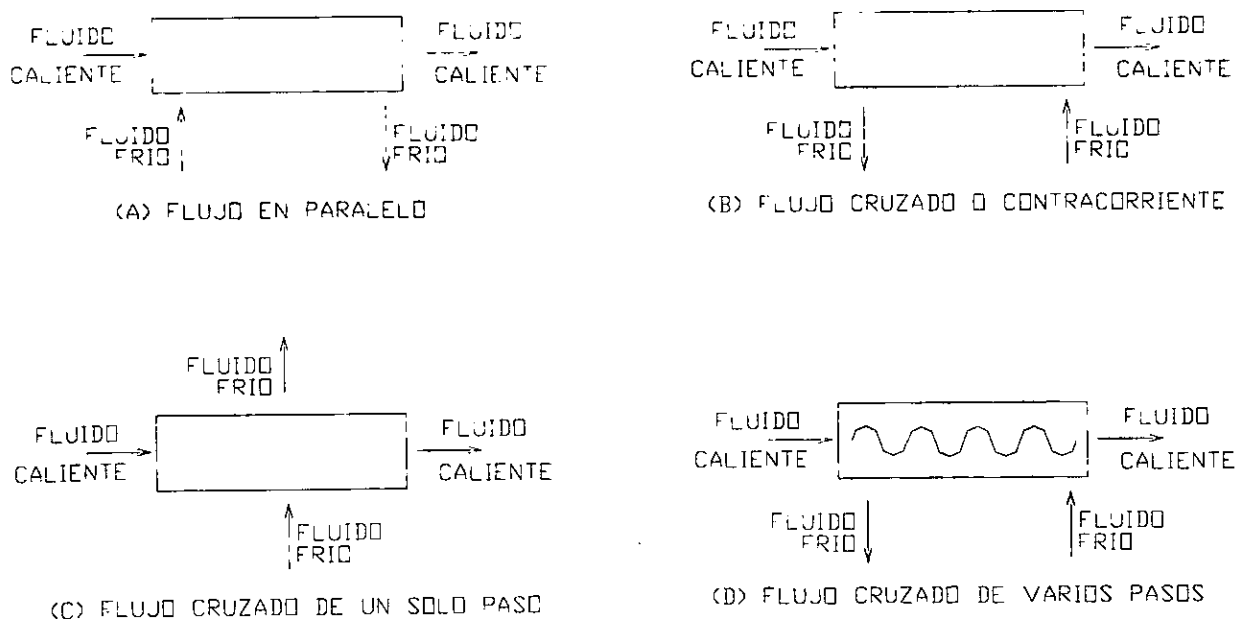


FIGURA 1.1 CLASIFICACION DE INTERCAMBIADORES DE CALOR

fluidos en el mismo extremo y la salida en el otro; el movimiento de los fluidos es paralelamente en la misma dirección. La configuración en contra flujo o contracorriente Figura 1.1.B dispone la entrada de los fluidos en extremos opuestos del aparato de tal manera que las corrientes de los fluidos son en direcciones contrarias. En los equipos de flujo cruzado de un solo paso Figura 1.1.C las trayectorias de los fluidos son mutuamente perpendiculares mientras que en los cambiadores de flujo cruzado de varios pasos Figura 1.1.D, uno de los fluidos se mueve transversalmente, en forma alternativa, a la corriente del otro.

La diferencia esencial entre las cuatro configuraciones descritas en el área relativa de transferencia de calor necesaria para producir un aumento determinado de temperatura dada la diferencia de temperatura entre las dos corrientes a la entrada del equipo.

Clasificación por el tipo de operación

De acuerdo con este criterio, se agrupan los cambiadores de calor bajo nombres que señalan claramente su uso: calderas, generadores de vapor, condensadores, evaporadores, enfriadores, regeneradores, recuperadores, etc. Evidentemente, las necesidades muy especiales que en numerosos casos plantan estas aplicaciones han llevado al desarrollo de diseños y construcciones que resultan exclusivos para tales casos.

Clasificación por las características de operación

Este criterio posiblemente permite una clasificación más completa al referirse con mayor detalle a los diferentes tipos de cambiadores de calor. Sin embargo, dada la variedad tan extensa de estos últimos, las categorías de clasificación se pueden traslapar en algunos casos.

Se tienen los siguientes tipos de acuerdo en la clasificación:

Tabla 1.1

<u>Un solo tubo</u>	<u>Varios Tubos</u>	<u>Calentamiento externo</u>	<u>Placas</u>	<u>Superficies extendidas</u>	<u>Contacto directo</u>
Serpentines	Tubos y coraza	Venas de calentamiento	Placas	Tubos con aletas	Torre de enfriamiento
Enfriadores Atmosféricos	Tubos en espiral	Recipientes enchaquetados	Tubos en espiral	Enfriadores con aire	Evaporadores de combustión
Doble tubo	Tubos compactos		Placa y aleta		Condensadores
Bayoneta	Bayonetas		Láminas		
			Placa-serpentin		

Descripción de los tipos más comunes de cambiadores de calor

Cambiadores de un solo tubo

- Son los más simples
- Su empleo está limitado al calentamiento o al enfriamiento de un fluido de proceso
- Se caracterizan por tener un área de transmisión de calor no mayor a 18 m^2

Serpentines:

- Se usan para el calentamiento (colocándolos en la parte inferior) o para el enfriamiento (colocándolos en la parte superior o distribuyéndolos en toda la altura) de un fluido dentro de un recipiente.
- Se construyen doblando tubería de cobre o de acero para dar prácticamente cualquier configuración.

- Se emplean ventajosamente cuando el servicio es intermitente.
- Se caracterizan por áreas de transmisión de calor menores a 2.5 m^2 .
- Operan en condiciones hasta de $400 \text{ }^\circ\text{C}$ y 45 atm .

Doble tubo

- Consisten en dos juegos de tubos concéntricos separados, conectados mecánicamente para formar un horquilla y se pueden formar arreglos en serie o en paralelo.
- Se caracterizan por su fácil ensamble, empleando partes estandarizadas de bajo costo.
- Se emplea para flujos pequeños con rangos de temperatura grandes.
- Requieren de un espacio relativamente grande.
- Las horquillas ofrecen varios puntos de posibles fugas de los fluidos.
- Se caracterizan por áreas de transmisión de calor menores de 20 m^2 .
- Operan en condiciones hasta de $1650 \text{ }^\circ\text{C}$ y 165 atm .

Bayoneta

- Consiste de pares de tubos concéntricos con el tubo exterior sellado en un extremo. El fluido de calentamiento o enfriamiento entra al dispositivo por el tubo interno y sale por el espacio anular. Los dos tubos van sujetos de cabezales estacionarios separados. La unidad se coloca dentro de un tanque y la transmisión de calor se efectúa a través de la superficie del tubo exterior.
- Dadas las características de expansión térmica, se emplean ventajosamente cuando la diferencia de temperaturas de los fluidos es muy grande.
- Se emplean frecuentemente en el calentamiento o enfriamiento de fluidos corrosivos: tubo interior de acero al carbón y tubo exterior de aleaciones especiales o de materiales no metálicos.
- El costo es relativamente alto.
- Se caracterizan por áreas de transmisión de calor menores a 10 m^2 .
- Operan en condiciones hasta de $1650 \text{ }^\circ\text{C}$ y 165 atm .

Cambiadores de varios tubos

- Se caracterizan por un rango muy amplio de formas y tamaños de sus partes constitutivas: longitud, espaciamiento y diámetros de tubos; número y espaciamiento de mamparas, etc.
- Se emplean para manejar cualquier fluido excepto cuando se requiere enfriamiento con aire.

De tubo y coraza

- Es el tipo más usado de todos los cambiadores de calor, llegándose a construir como un modelo de comparación.
- Se reconocen tres clases principales: de espejos fijos, de tubos en U, de cabezal flotante.
- En el tipo de espejos fijos, estos sostienen a los tubos rectos, y van soldados a la coraza. Los espejos sobresalen de la envolvente y pueden servir de bridas de sujeción con los cabezales del lado de los tubos. El lado de la envolvente no es accesible para la limpieza mecánica. Se pueden manejar fluidos peligrosos del lado de la envolvente. Generalmente se requiere disponer de juntas de expansión.
- En el tipo de tubos en U, ambos extremos de los tubos van sujetos a un solo espejo: de esta manera los tubos tienen la libertad para expandirse por efecto de la temperatura. El haz de tubos se puede remover para su limpieza, particularmente de aquellos colocados en el centro del arreglo, que resulta muy difícil. El cabezal de retorno generalmente se reemplaza por una tapa soldada a la envolvente permitiendo así el servicio a presiones altas.
- En los cambiadores de cabezal flotante los tubos rectos se sujetan en ambos extremos mediante espejos: uno de ellos va sujeto a la envolvente mediante pernos mientras que el otro puede moverse libremente dentro de la envolvente permitiendo así la expansión térmica diferencial. Se puede remover el haz de tubos para la inspección, limpieza y reemplazo de tubos, cabezal y empaques.
- Se clasifican por áreas de transmisión de calor de hasta 5000m^2 .
- Operan en condiciones que van de -270°C hasta 1650°C y presiones de hasta 600 atm.

Bayoneta

- Se trata de cambiadores con varias unidades bayonetas, como la descrita anteriormente, colocadas en una misma envolvente.
- Se emplean para procesos de condensación de vapores de a vacío y como calentador de succión de fluidos muy viscosos.
- Son poco usados debido a su alto costo (transferencia de calor únicamente a través de la superficie externa; operación de sellado de uno de los extremos).
- Se emplean satisfactoriamente en plantas nucleoelectricas que utilizan sodio como refrigerante.

Coefficiente global de transferencia de calor

El concepto de coeficiente global de transferencia de calor surge directamente de la representación que se hace de los fenómenos de convección mediante la ley de Newton del enfriamiento, y esta última se expresa como:

$$Q = hA (T_o - T_f)$$

donde:

Q: Calor transferido [W]

h: Coeficiente convectivo [$W/m^2 \cdot ^\circ C$]

A: Area de transferencia [m^2]

T_o : Temperatura de pared [$^\circ C$]

T_f : Temperatura de fluido [$^\circ C$]

Para la transmisión de calor entre una pared de área A a la temperatura T_o y un fluido a T_f . Se trata ahora de englobar en un solo coeficiente, U, la transferencia de calor entre dos fluidos a temperaturas de T_1 y T_2 , respectivamente separados por una pared sólida. Se tiene así:

$$Q = UA (T_1 - T_2)$$

De este modo el coeficiente global de transferencia de calor U incluye la convección de calor entre cada fluido y la pared que los separa, y la conducción de calor a través de ésta.

Tratándose de un sistema compuesto, se puede asociar el coeficiente global de transferencia de calor con el conveniente concepto de resistencia térmica equivalente del sistema.

$$Q = UA (T_1 - T_2) = (T_1 - T_2)/R$$

Resultando

$$U = 1/AR$$

En la siguiente tabla se indican valores representativos de coeficientes globales de transferencia de calor que generalmente se emplean para el cálculo tentativo de un cambiador de calor, entendiéndose que se incluyen diferentes materiales y espesores del intercambiador, bajo estándares generales.

Tabla 1.2

<i>Combinaciones de fluidos</i>	<i>U (W/m² °C)</i>
Agua-Agua	850 - 1700
Agua-Aceite	110 - 350
Condensador de vapor (agua en los tubos)	1000 - 6000
Condensador de amoníaco (agua en los tubos)	800 - 1400
Cambiador de tubos con aletas (agua en los tubos, aire externo cruzado)	25 - 50

1.2 *Caída de presión en equipos de aire acondicionado y en válvulas de control*

El objetivo de este subtema es mostrar el procedimiento de cálculo de caída de presión en los equipos de aire acondicionado, como Intercambiadores de Calor, Unidades Manejadoras de Aire, *Fan and Coil*, Unidades Generadoras de Agua Helada (*Chillers*), Unidades Generadoras de Agua Caliente, Sistema *Water Source* y Válvulas de Control de 2 y 3 vías.

Hay que destacar que el cálculo correcto de la caída de presión es de suma importancia para llevar al cabo una selección correcta del equipo de bombeo del sistema y por consiguiente del balanceo del sistema. A continuación se muestra una tabla de los distintos arreglos de los sistemas de aire acondicionado que utilizan agua:

Clasificación de sistemas de aire acondicionado que operan con agua

SISTEMA	TIPO DE SISTEMA
Unidad Generadora de Agua Helada y/o Caliente y Unidad Manejadora de Aire	CERRADO
Unidad Generadora de Agua Helada y/o Caliente y <i>Fan and Coil</i>	CERRADO
Sistema <i>Water Source</i>	ABIERTO

1.2.1 *Cálculo de caída de presión en intercambiadores de calor*

El uso de intercambiadores de calor en los equipos de aire acondicionado está enfocado principalmente a la calefacción. Generalmente el intercambiador de calor es conectado a un Generador de vapor o boiler el cual calienta el agua del sistema hidráulico a la temperatura requerida de acuerdo con la carga térmica del sistema. El tipo de calentadores que se utiliza comúnmente en estos sistemas son del líquido a líquido con arreglo de tubos y coraza, aunque en algunas ocasiones también se utiliza del tipo de vapor a líquido también con un arreglo de tubos y coraza.

Una vez conocida la carga o flujo de calor del intercambiador de calor, la diferencia media logarítmica de temperaturas, el área de transferencia y la velocidad en los tubos y coraza del intercambiador (todo mediante el procedimiento de selección del fabricante), se procede a calcular la caída de presión a través de los tubos y coraza, también mediante gráficas que la mayoría de las veces son proporcionadas por el fabricante.

Hay que señalar que pese a que cada fabricante tiene sus propias gráficas de procedimiento de selección, las cuales pueden variar o ser muy semejantes entre uno y otro fabricante (principalmente debido a las diferencias en sus diseños y a los materiales que utilizan), el procedimiento de selección de los intercambiadores de calor podría decirse que es casi el mismo para todos los fabricantes y se resume de la siguiente manera:

- 1.- Cálculo de la carga a partir de los datos de gasto y temperaturas de entrada y salida en cada lado del intercambiador, Q .
- 2.- Cálculo de la diferencia media logarítmica de temperaturas, ΔT_{lm} .
- 3.- Cálculo de la diferencia media logarítmica de temperaturas corregida, $\Delta T_{lm,c}$.
- 4.- Cálculo estimado de la superficie de transferencia de calor y selección de diámetro unitario de prueba.
- 5.- Determinación de la velocidad del agua en la parte de los tubos, V_t .
- 6.- Determinación del coeficiente convectivo interno, h_i .
- 7.- Determinación de la velocidad del agua en la parte de la coraza, V_c .
- 8.- Corrección de la velocidad del agua en la parte de la coraza.

- 9.- Determinación del coeficiente convectivo externo, h_o .
- 10.- Corrección del coeficiente convectivo externo.
- 11.- Determinación del coeficiente global de transferencia de calor, U_o .
- 12.- Corrección del factor de ensuciamiento.
- 13.- Selección del intercambiador de calor.
- 14.- Cálculo de la caída de presión en la parte de los tubos.
- 15.- Cálculo de la caída de presión en la parte de la coraza.

1.2.2 Cálculo de caída de presión en equipos de aire acondicionado

La caída de presión en los equipos de aire acondicionado (tales como: Unidades Manejadoras de Aire, Unidades Generadoras de Agua Helada, Unidades Generadoras de Agua Caliente, Unidades *Fan&Coli* y Unidades *Water Source*) se calcula de una manera muy semejante a la de los intercambiadores de calor, con base en gráficas de caída de presión. La única diferencia es que en el caso de estos equipos primero se calcula la carga de refrigeración (comúnmente en toneladas de refrigeración) y después ésta se transforma al gasto del equipo en L/s. Con base en los parámetros de carga y gasto se obtiene el modelo del equipo por utilizar, y a partir de tablas de caídas de presión proporcionadas por el fabricante, se calcula la caída de presión del equipo en particular con los datos obtenidos anteriormente.

1.2.3 Cálculos de caída de presión en accesorios para equipo de bombeo

Accesorios

Los codos son responsables de un gran porcentaje de caída de presión en el sistema de bombeo. A una velocidad constante la magnitud de esta caída de presión depende de la suavidad del giro. Cada vez que sea posible los codos de radio largo son mucho más recomendables a los codos de radio pequeños.

Cada vez que se utilicen codos es recomendable utilizar los de 45° sobre los de 90°.

Válvulas de propósito general

Una consideración importante en el diseño de los sistemas de tuberías es la selección de válvulas que proporcionen una correcta operación, una larga vida y bajo mantenimiento.

El diseño, construcción y material de la válvula determina si la válvula es adecuada o no para la aplicación particular. Existen básicamente seis tipos básicos de válvulas que son comúnmente utilizadas en los sistemas de tuberías. Estas son de compuerta, globo, check o no retorno, de ángulo, "Y" y válvulas de cuadro. Cada válvula tiene un propósito definido en el control del sistema.

Cálculo de caída de presión en válvulas y accesorios

Para llevar al cabo un diseño correcto de un sistema de tubería se debe de evaluar las pérdidas a través de válvulas y accesorios de una manera realista. Debido a que el flujo a través de estos elementos es muy complejo, la teoría para el cálculo existente es pobre. Por lo general las pérdidas se miden experimentalmente y se correlacionan con los parámetros del flujo. Debido a esto se han publicado tablas por los fabricantes de equipos para determinar estas pérdidas en términos de longitud equivalente. En el Apéndice A.7 se encuentran las tablas que proporcionan los valores de pérdidas en válvulas, accesorios, y tipos especiales de accesorios, en términos equivalentes de tubería en metros (m).

Válvulas de 2 y 3 vías

Tamaño de válvula

Las válvulas deben tener un tamaño correcto para optimizar el trabajo para el cual fueron destinadas. Las válvulas de tamaño inferior no pueden entregar cantidades suficientes de fluido para una condición de carga máxima.

Cálculo del coeficiente de flujo en válvula (cv)

El primer paso para encontrar el tamaño de la válvula es determinar el coeficiente CV, el cual es requerido para el sistema. El CV es un factor que se define como: “El número de galones por minuto a una temperatura del agua de 60°F (15 °C) que fluirá a través de una válvula completamente abierta con una caída de presión de 1 psi (Pa) a través de ella.” Este factor está determinado por la construcción de la válvula y es constante.

Dimensionamiento de válvulas de agua

El primer paso para obtener el tamaño de una válvula de agua es determinar el factor CV requerido mediante la siguiente fórmula:

$$CV = Q/(\Delta P)^{1/2}$$

donde:

CV: Coeficiente de flujo en válvula (CV)

Q: Flujo en galones por minuto (GPM)

ΔP : Diferencia de presión entre la entrada y la salida (PSI)

La medida de la caída de presión (ΔP) a través de la válvula se lleva al cabo con la válvula totalmente abierta. Para el correcto control, esta caída de presión debe ser tan larga como sea posible. Comúnmente se establece una caída de presión máxima y este valor no puede ser excedido. Cuando es posible escoger una caída de presión para la válvula, se deberá seleccionar un valor igual al 50% o mayor de la presión entre la alimentación y el retorno.

Soluciones para fluidos diferentes al agua

Para soluciones de fluidos diferentes al agua, es necesario llevar al cabo una corrección para la diferencia en gravedad específica de la solución. La formula corregida es la siguiente:

$$CV = Q (Gs/ \Delta P)^{1/2}$$

donde Gs = gravedad específica del fluido.

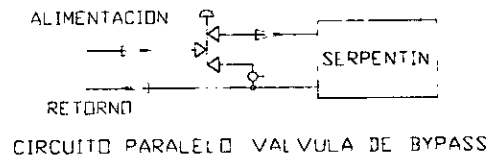
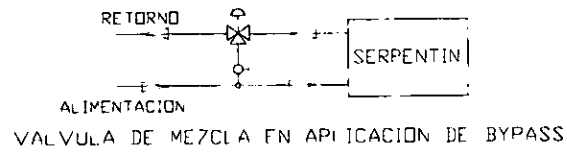
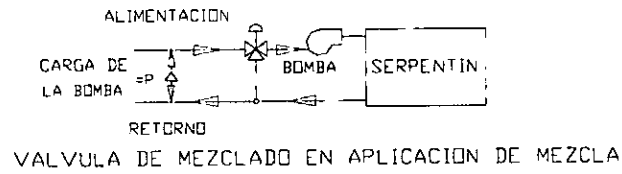
Gravedad específica de líquidos

LIQUIDO	GRAVEDAD ESPECÍFICA (Gs)
Alcohol etílico	0.79
Alcohol metílico	0.79
Etilen glicol	1.05
Vinagre	1.08
Agua	1

Válvula de tres vías

Existen básicamente dos tipos de válvulas de tres vías; la válvula de mezcla con dos entradas y una salida, y la válvula de *by pass* con una entrada y dos salidas. Además existen dos tipos de aplicaciones para los cuales estas válvulas pueden ser utilizadas, una aplicación de mezcla puede llevar al cabo ambas aplicaciones pero la válvula de *by pass* solo puede ser utilizada en una

aplicación de *by pass*. Estas diversas combinaciones de válvulas y arreglos de tuberías son mostrados en las siguientes figuras.



CAPÍTULO 2 *El procedimiento de Balanceo*

2.1 Balanceo hidráulico del sistema en la parte de agua

La aproximación básica de la solución de este problema comenzará con las unidades manejadoras, siguiendo con los subcircuitos, ramas del circuito, circuitos principales, y finalmente al cuarto de máquinas (sistema de bombeo y de enfriamiento).

Definición del problema

Existen dos aproximaciones distintas y completamente opuestas del balanceo hidráulico en la parte de agua: (1) que el sistema hidráulico pueda ser considerado como una máquina contabilizadora de agua donde cada unidad debe ser provista con un gasto de agua idéntico al que requiere la unidad; y (2) que el sistema hidráulico es una máquina de transferencia de calor donde cada unidad debe ser provista con la cantidad *adecuada* de flujo, de tal manera que únicamente se satisfagan las necesidades de transferencia de calor del sistema.

El balanceo del sistema en la parte de aire requiere una remarcada precisión en la definición del gasto, debido a que en el aire acondicionado, el aire es el medio principal de transferencia de calor. Una reducción en el flujo de aire con respecto de lo que establece el diseño, repercute en una disminución lineal relacionada directamente con la carga del sistema. Partiendo de esto, el gasto en la parte de agua generalmente no debe ser definido con tanta precisión como lo debe ser el flujo en la parte de aire para obtener el mismo grado de balanceo en el sistema.

Un sistema balanceado puede definirse como aquel en el que el gasto de agua en las unidades es adecuado, bajo las condiciones de diseño, de tal manera que se mantenga una capacidad de transferencia de calor satisfactoria bajo las condiciones de diseño. Un sistema desbalanceado es aquel en el cual el gasto de agua es *inadecuado* para mantener la capacidad de transferencia de calor de la unidad dentro de las condiciones de diseño.

El problema en definir un gasto adecuado está vinculado con la relación existente entre la transferencia de calor en el flujo de agua y el gasto de aire en las unidades.

Gasto adecuado en la unidad de calefacción

La típica unidad de calefacción de un sistema hidráulico funcionará a pesar de los errores de diseño y además sin contar con ningún balanceo previo debido a un factor de seguridad inherente. El factor de seguridad es establecido por la relación de transferencia del flujo de agua caliente como se muestra en la figura 2.1 de este capítulo, para una unidad de calefacción seleccionada con base en una temperatura de 200 °F (93°C) en la alimentación y a una caída de temperatura de 20° F (-7 °C) (Δt).

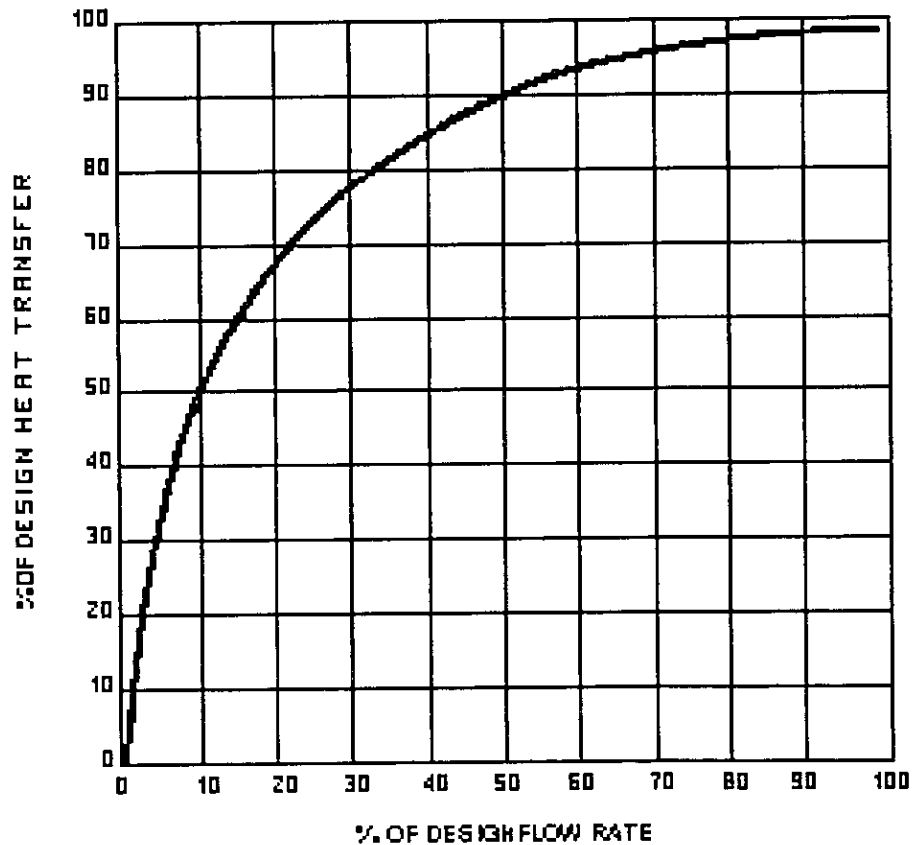


FIG. 2.1 EFFECTS OF FLOW VARIATION ON HEAT TRANSFER FOR A
20 F DEG DESIGN Δt @ 200 SUPPLY TEMPERATURE

Una disminución del orden del 50% en el gasto de diseño de la unidad permitirá alrededor de un 90% en la capacidad de transferencia de calor.

La razón por la cual existe una relativa insensibilidad por parte del sistema a los cambios en el gasto se debe a que el coeficiente gobernante de transferencia de calor se encuentra en la parte externa, es decir en la parte del aire y por lo tanto un cambio en el coeficiente interno de transferencia de calor no necesariamente afectará el coeficiente global de transferencia de calor del sistema. Esto significa:

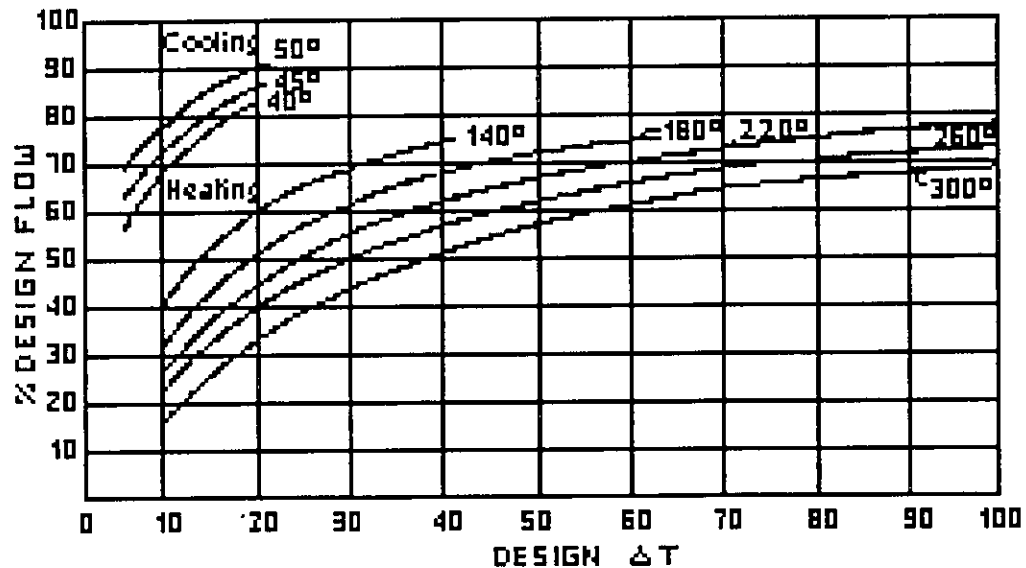
- (a) La capacidad de la carga para las unidades agua-aire básicamente se encuentra establecida por la diferencia media de temperaturas del agua y del aire.
- (b) Existe una gran diferencia en las temperaturas de diseño entre el aire caliente y la diferencial media de temperaturas del agua en el serpentín. Se necesita un cambio substancial en la diferencial media de temperaturas del agua antes de que la unidad tenga un cambio importante en la capacidad de la carga.
- (c) Para que exista un cambio substancial en la temperatura media del agua (capacidad de la carga) se requiere de un cambio drástico en el flujo de agua.

Comúnmente se ha afirmado, "Ninguna variable en un sistema ingenieril necesita exceder en precisión a la variable de menor precisión del sistema"; para nuestro caso la variable de menor precisión del sistema es la transferencia de calor, y por lo tanto esta última puede ser aceptada si tiene una variación con respecto de la capacidad de la unidad por debajo del 90% en términos de diseño. Esto podría establecer una variación permisible del orden del 50% en el gasto de diseño para este tipo particular de unidad de calefacción.

Gasto adecuado: aire acondicionado en comparación con calefacción

Las unidades terminales de agua helada son mucho menos tolerantes a una variación en el gasto. Esto se ilustra en la figura 2.2, el cual compara las unidades de agua helada con las unidades de calefacción al reducir el gasto en cada una de ellas de tal manera que se obtenga el 90% de la capacidad de transferencia de calor con base en el diseño. Esta comparación ilustra por que ocurren

FIG. 2.2 PERCENT VARIATION OF DESIGN FLOW V.S. DESIGN ΔT TO MAINTAIN 90% TERMINAL HEAT TRANSFER



problemas comunes de balanceo.

La mayoría de los sistemas duales son arrancados por primera vez durante el invierno. El hecho de que exista una capacidad adecuada de calefacción podría llegar a hacernos creer que el sistema se encuentra balanceado adecuadamente. Como se muestra en la figura 2.2, el 40% del gasto de diseño de las unidades proveerá un funcionamiento adecuado de la calefacción del orden de 140°F (60 °C) y de 10°F (-12 °C) Δt. Un incremento en la temperatura del agua de alimentación generará una transferencia de calor satisfactoria para este caso.

La mayoría de los sistemas duales experimentan una disminución en el gasto durante la época del verano debido a la introducción de la caída de presión de la unidad generadora de agua helada.

La reducción en el gasto puede llegar a ser del orden del 25%; lo cual significa que durante la operación de la unidad generadora de agua helada, una unidad que originalmente funcionó satisfactoriamente dentro del sistema, podría recibir únicamente alrededor del 30% del gasto de diseño definido originalmente, si es que esta se encuentra ubicada dentro de una posición desfavorable en el sistema.

Dadas las circunstancias, un problema de balanceo podría aparecer de improvisto durante la época de primavera, cuando comienza a operar la unidad generadora de agua helada. Esto puede llegar a ser desastroso y en ocasiones costoso para todos los involucrados en la operación del sistema, y por lo tanto los procedimientos de balanceo siempre deben ser relacionados con la aplicación menos tolerante del sistema, si es que se quieren eliminar problemas como el que fue expuesto anteriormente.

La razón principal por la cual se ilustró la tolerancia en la disminución en el gasto en las unidades de agua helada se debe a que la diferencia de temperaturas del aire al agua es muy pequeña en comparación con la de las unidades de calefacción.

Comportamiento generalizado de una unidad terminal de agua helada; gasto y transferencia de calor

En la figura 2.3 se muestra un cambio de orden general en la transferencia de calor de una unidad terminal que funciona con agua helada y que presenta variación en el gasto. Considere que las gráficas se encuentran basadas en puntos catalogados por ARI (American Refrigeration Institute); a 45°F (7°C) en el suministro de agua y a un incremento de 10°F (-12°C) en la temperatura del agua y con propiedades del aire de 80°F (26°C) y 67°F (19°C) en las temperaturas de bulbo seco y bulbo húmedo, respectivamente. La curva base puede ser aplicada a rangos bajos de temperatura de bulbo seco si se provee una entrada consistente en el contenido de la humedad del aire o si la presión de

vapor se mantiene (por ejemplo 75°F (23°C) bulbo seco y 65°F (18°C) bulbo húmedo). En las gráficas base mostradas se deben de esperar variaciones si se tienen cambios en el incremento de la

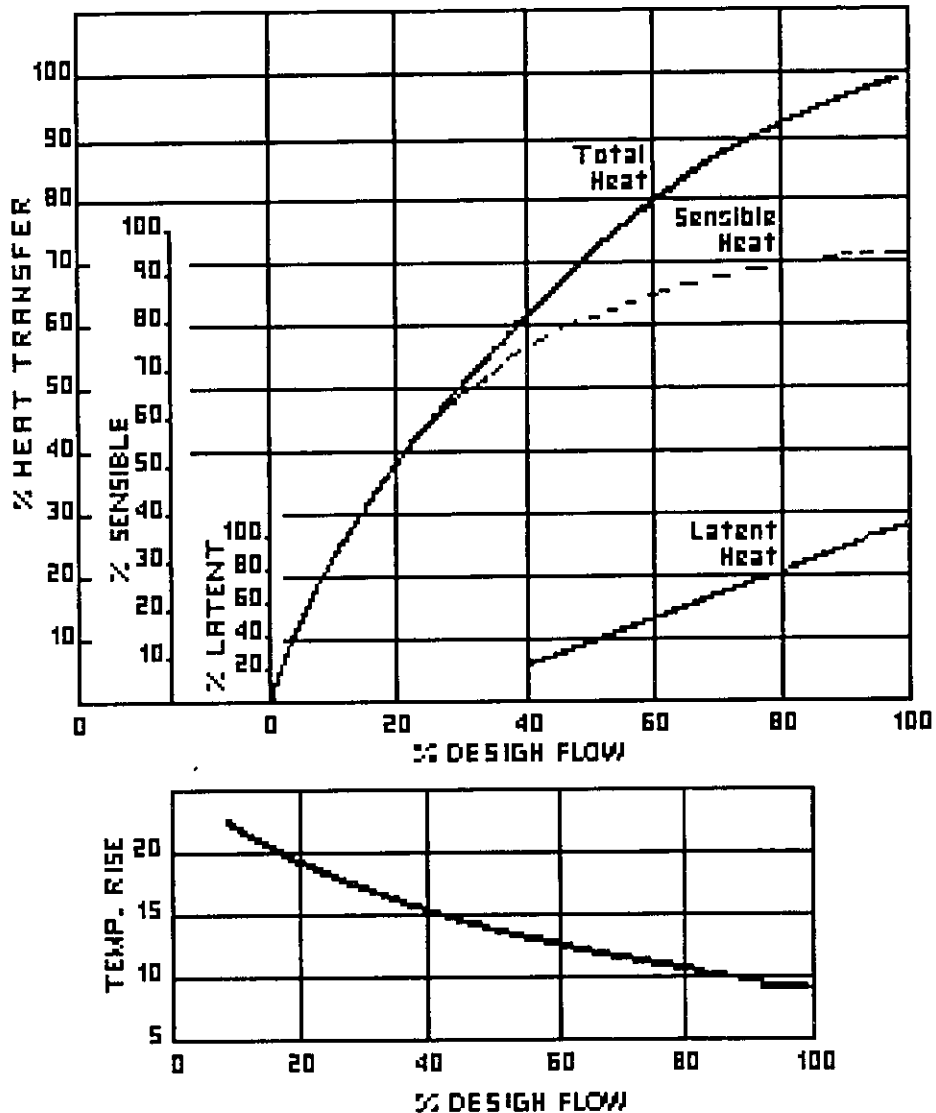


FIG 2.3 CHILLED WATER TERMINAL FLOW V.S. HEAT TRANSFER

temperatura de entrada del agua, incremento de la temperatura, velocidad del aire y en las temperaturas de bulbo seco y húmedo. La figura 2.3 debe ser considerada solo como una representación generalizada de un cambio de variable y no necesariamente como una verdad absoluta a lo que ocurre en cualquier aplicación donde se utilice el agua helada.

Dado que la unidad terminal con agua helada se encuentra relacionada a una carga impuesta,

una variación aceptable del 90% en la carga propuesta de diseño puede ser interpretada en tres variaciones permisibles en el gasto como se muestra a continuación en la siguiente tabla:

Tabla 2.1

Tipo de Carga	% de gasto de diseño al 90% de la carga	Calor Sensible	Otra carga del orden de % Total	Calor Latente
Sensible	65	90	84	58
Total	75	95	90	65
Latente	90	98	95	90

Observe que la variación en la relación carga-gasto en la figura 2.2 se encuentra establecida por la carga total.

La referencia en la tabla 2.1 y en la figura 2.3 ilustra claramente que el principal factor para reducir el gasto en una unidad de agua helada es la energía latente. La tabla anterior define que la variación permisible en el flujo de diseño estará relacionada a los requerimientos de la aplicación:

(1) Cuando se requiera una energía latente elevada, el gasto operacional de la terminal debe coincidir con el gasto de diseño; y (2) una aplicación donde el control de la energía sensible sea predominante es mucho más tolerante en cuanto aceptar una variación mucho mayor en el gasto.

Tolerancia en el gasto y procedimientos de balanceo

Aquellos involucrados en la mecánica del balanceo de un sistema deben de ser capaces de proveer información relacionada con los gastos de diseño. No se puede esperar que algún procedimiento concebible de balanceo pueda proveer el 100% de precisión con relación al gasto de diseño. Como se discutió anteriormente, una precisión del orden del 1% no es necesaria, e inclusive si se llegara a especificar, probablemente sería difícil de lograr, debido a que los instrumentos de lectura no tienen tal precisión.

Un procedimiento de diseño funcional debe basarse en el gasto de diseño y a una tolerancia dada que permita una desviación en porcentaje mayor o menor de la base.

Es responsabilidad del diseñador definir el gasto de diseño y la tolerancia por permitir. Desde luego que el mismo diseñador debe reconocer que los costos de balanceo se incrementarán si se reducen las tolerancias en las especificaciones del gasto.

La discusión anterior ha dado la pauta a enunciar la tolerancia funcional que puede llegar a utilizarse y considerarse como aceptable en el cambio de flujo del sistema. Una podría ser considerada del orden de uno y medio, la cual se muestra para los distintos tipos de sistemas que se estudiarán a continuación. Esta sugerencia parece satisfacer a ambos, a la tolerancia funcional y al factor de seguridad de diseño del sistema ya que reconoce que las relaciones en cuanto a desviación carga-gasto son "del orden de".

Desde luego que, finalmente, esta especificación debe ser establecida por el diseñador en base a su juicio y experiencia.

Selección del tamaño del serpentín y su efecto en la sensibilidad del gasto.

La discusión previa ha definido la sensibilidad en el gasto del sistema a una condición máxima de sensibilidad, la capacidad en la carga de la terminal se relaciona exactamente con los requerimientos de carga.

La mayoría de las unidades de agua helada se encuentran mal seleccionadas debido al procedimiento de selección del serpentín. Generalmente las unidades están disponibles en incrementos determinados en cuanto a tamaño, y la selección se hace con base en la capacidad de carga de la terminal, la cual es igual o mayor que la carga de diseño. Esto generalmente ocasionará una capacidad de carga considerablemente mayor con respecto de los requerimientos de carga plena.

La sensibilidad al flujo en la parte de la carga sensible en la unidad de agua helada será reducida mediante un incremento en el tamaño del serpentín.

Si se utilizan unidades sobredimensionadas se pueden derivar interesantes conclusiones relacionadas con el control de la carga latente, más aún cuando se supone se ha logrado el balanceo del sistema por que se han cubierto los requerimientos de carga sensible. Hay que considerar que una gran cantidad de sistemas deben funcionar para adaptarse a un control en la parte sensible únicamente con un balanceo superficial a expensas de la capacidad latente.

Procedimientos de balanceo: diferencia de temperatura y gasto

Ahora se puede formular una pregunta que tiene una relación con el procedimiento básico del balanceo del sistema: ¿En que parte del sistema podemos llegar a encontrar el denominado incremento o caída de temperatura y la relación que tiene con el gasto de diseño? La respuesta es en

ninguna parte del sistema –a excepción de las circunstancias más inesperadas y por lo mismo menos probables. El incremento o caída de temperatura es una abstracción que se utiliza como herramienta de diseño.

El incremento o caída de temperatura a través de cualquier terminal puede ser establecido mediante el ajuste una válvula de balanceo. Esto realmente no tiene ninguna relevancia si se logró obtener o no el gasto de diseño del sistema. La razón principal de esta discrepancia tiene que ver con la Primera Ley de la Termodinámica; la carga dentro del serpentín (parte de agua) debe ser igual a la carga en la parte externa (parte de aire).

El serpentín de la terminal reacciona a las circunstancias de operación con base en el desarrollo del incremento o caída de temperatura. Una medida de bulbo húmedo baja en la parte de aire significa que hay carga baja en esta parte, y como consecuencia un gasto bajo en la parte de agua para proveer el incremento o caída de temperatura de diseño. La conversión también resulta verdadera y se puede llegar a establecer un cambio de orden elevado en el gasto del serpentín con cualquier incremento o caída de temperatura que se fije. No existirá ninguna correlación real entre el gasto de diseño y el incremento o caída de temperatura, a menos que *todas y cada una de las condiciones de diseño se cumplan* al momento de llevar al cabo el balanceo del sistema.

Como un ejemplo, el serpentín del tipo de cara y *bypass* de una manejadora que se encuentra en un auditorio, podría estar operando a un décimo de su carga mientras está siendo balanceado en la parte de temperaturas. Debido a que la carga de entrada es baja, el gasto de agua necesita ser de sólo un décimo con respecto del gasto de diseño para lograr la diferencia de diseño de temperaturas. Posteriormente una sobre capacidad de gente en el auditorio debido a un evento político en un día caliente y húmedo podría imponer un sobre carga de diseño y el intento obligado de rebalanceo demostrará que el incremento de temperatura de diseño no se puede lograr. El ingeniero podría ser culpado primero, por un sobredimensionamiento del sistema de bombeo debido a que al principio sólo requiere de un décimo del gasto de diseño requerido, luego por no proveer flujo suficiente; todo

esto por un mal entendimiento en lo que se refiere al concepto de incremento de temperatura de diseño.

El incremento o caída de temperatura de diseño se trata sólo de una herramienta de trabajo, que se utiliza únicamente para lograr el objetivo final: una capacidad de carga adecuada en la terminal.

Las consideraciones que se han hecho hasta ahora a lo largo de todo este capítulo se pueden resumir de la siguiente manera:

- 1.- Se deben de especificar todos los gastos base de diseño que requiere el sistema.
- 2.- Se debe de especificar una tolerancia de diseño permisible respecto del gasto.
- 3.- La tolerancia al gasto se debe maximizar con base en los factores de seguridad de diseño. Una posible propuesta que puede servir como guía inicial al factor de tolerancia se ilustra en la figura 2.2.
- 4.- El procedimiento de balanceo se debe de relacionar con el gasto. La medida en la diferencia de temperaturas se debe considerar y limitar únicamente a algunos tipos de sistemas.

2.2 Problemas falsos de balanceo y viceversa

El diseño inicial debe enfocarse a eliminar problemas de operación. A continuación se evaluarán algunas propuestas de diseño relativamente simples para evitar problemas de balanceo.

Se debe de tomar en cuenta que se puede llegar a desperdiciar una gran cantidad de tiempo dinero y esfuerzo en problemas de operación al menos si la fuente del problema no se detecta correctamente. Por ejemplo, un problema de balanceo podría aparecer, haciéndonos creer que se trata de un falso problema de aire atrapado. También podría ocurrir lo contrario, que un problema de balanceo podría tener su base en un problema oculto, completamente diferente y además en una insospechada área de aplicación.

Las probabilidades de un factor de operación exitoso del sistema se incrementará considerablemente si se utiliza como referencia la siguiente parte de este capítulo.

2.3 Localización de bombas

Una bomba localizada adecuadamente dentro de la instalación del sistema operará lejos de la unión existente con el tanque de expansión y la tubería del sistema (figura 2.4).

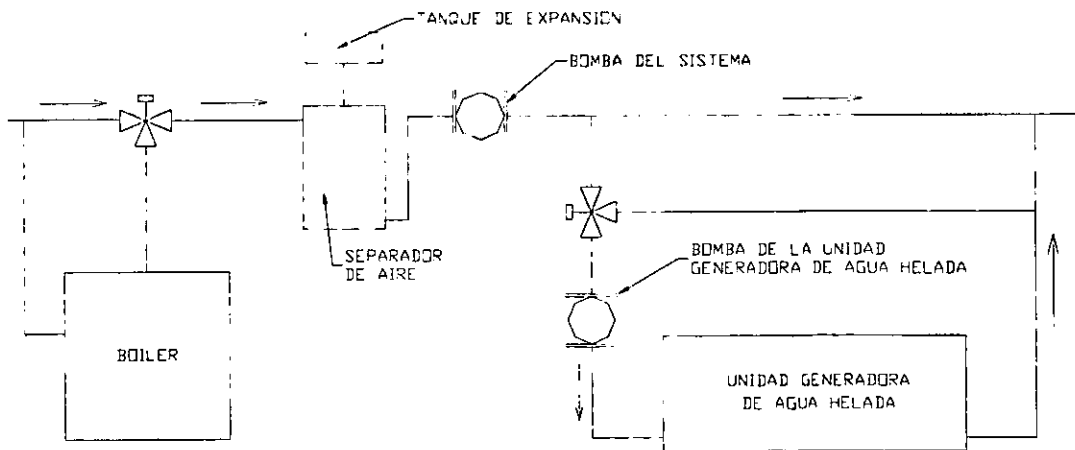


FIGURA 2.4 INSTALACION CORRECTA BOMBA DEL SISTEMA LEJOS DEL TANQUE DE EXPANSION

Esta localización asegura e incrementa la presión de operación del sistema sobre y debajo (según lo requiera el sistema) del punto de operación del tanque de expansión cuando la o las bombas se encuentran operando.

Si la bomba de descarga se localiza cerca al tanque de expansión del sistema esto repercutirá en una disminución en la presión de operación del sistema durante el bombeo (Fig.2.5).

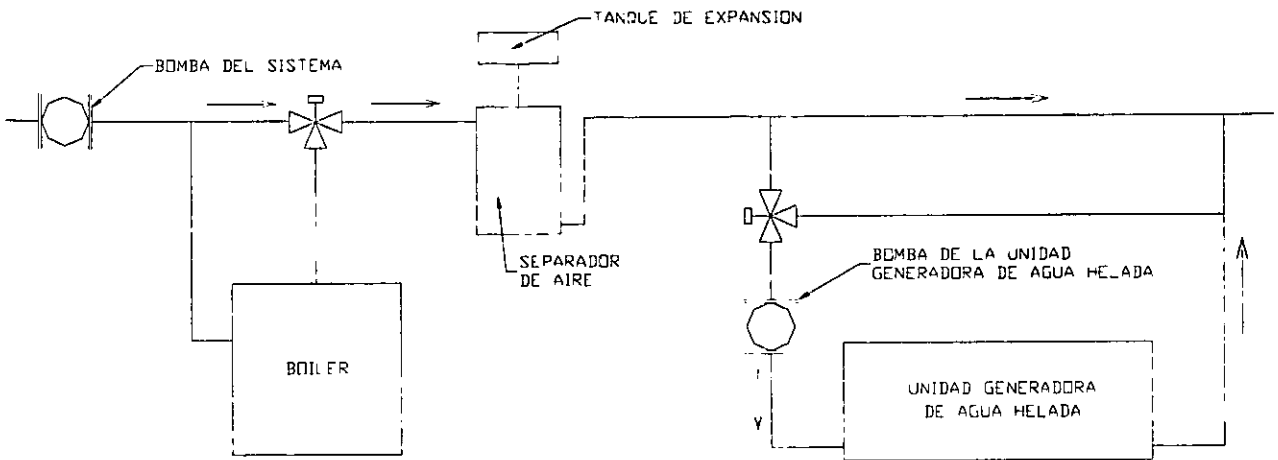


FIGURA 2.5 INSTALACION INCORRECTA BOMBA DEL SISTEMA DESCARGANDO AL TANQUE DE EXPANSION.

Si al sistema se le suministra una carga de bombeo elevada, la presión de éste podría llegar a convertirse en sub-atmosférica, generándose una succión de aire al interior de la tubería del sistema, lo cual ocasionaría problemas de aire atrapado en las unidades junto con reducciones de gasto en muchas zonas del sistema (*flashing*).

Bombeo secundario

Las proposiciones expuestas anteriormente también se deben aplicar a las bombas secundarias. La bomba secundaria puede descargar a su propio circuito. Esto se debe a que la tubería de unión entre esta bomba y el circuito primario establece un punto de referencia de presurización (similar al del tanque de expansión) para un circuito secundario.

Una bomba secundaria colocada inadecuadamente o una bomba en la línea de retorno secundaria puede reducir al sistema secundario de presión a un área problemática.

Localización de la bomba y análisis de la presión de referencia

Si se coloca el tanque de expansión en la succión de la bomba, la operación de la bomba generará un incremento de presión en la descarga de la bomba igual a la carga de la bomba, pudiéndose dirigir este incremento de presión a un boiler que opere con presión estática baja, lo cual ocasionará una liberación continua de la presión de alivio del boiler y por lo tanto se necesitará tubería especial, lo cual incrementará el costo de la instalación. Problemas como el anterior pueden llegar a surgir si es que no se lleva al cabo un análisis del incremento de la presión estática del sistema, utilizando un punto inicial como presión de referencia.

Por ejemplo, consideremos un sistema *dual* de temperatura que va utilizar un generador de agua helada relativamente grande y el cual se va conectar a un circuito pequeño de calefacción-enfriamiento. El circuito de calefacción-enfriamiento tendrá su propio boiler, pero este último extraerá el agua helada del circuito primario. Resultado: una operación no deseada al aplicar la regla mencionada anteriormente, en la cual se coloca la bomba lejos del tanque de expansión, lo cual ocasionará que el sistema no funcione adecuadamente, como se muestra en la figura 2.6.

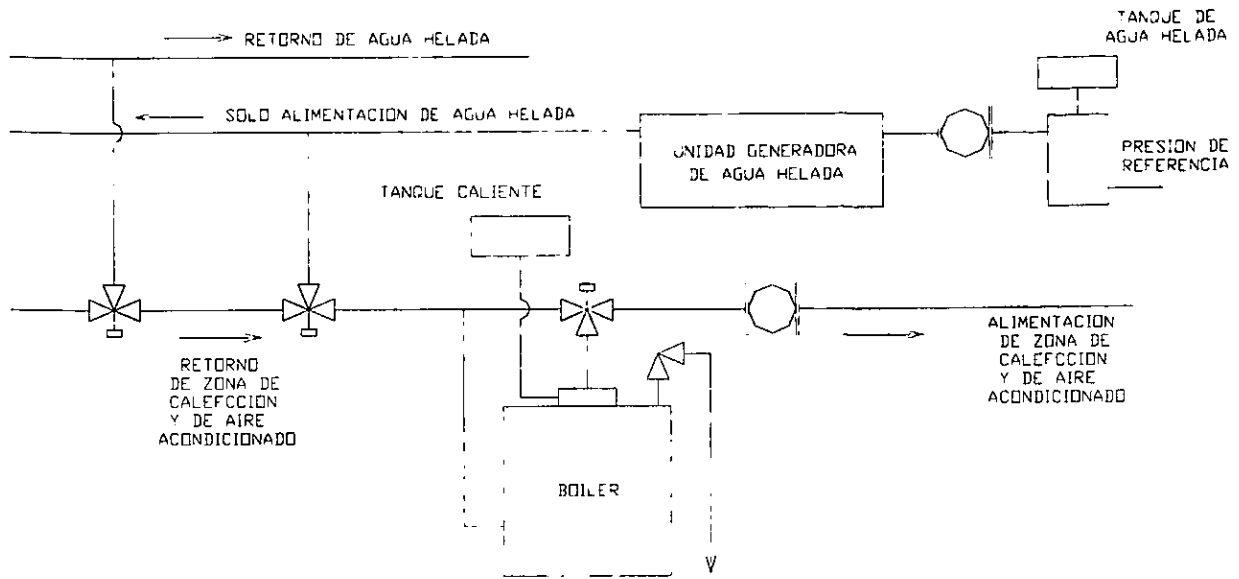


FIGURA 2.6 LA VALVULA DE ALIVIO DEL BOILER SE ABRE CUANDO LA ZONA DE CALEFACCION-AIRE ACONDICIONADO SE ENCUENTRA EN EL MODO AIRE ACONDICIONADO

En la figura anterior la zona de agua helada y la zona de calefacción-enfriamiento tienen sus respectivas bombas operando lejos de sus tanques de expansión. Existe una alta probabilidad de que la tubería de alivio del boiler se derrame cuando la zona de calefacción-enfriamiento se cambie a enfriamiento. Esto se debe a que la presión de la bomba de descarga de la unidad generadora de agua helada está dirigida hacia el boiler.

El análisis del cambio en la presión del sistema generado por la operación de la bomba eliminará este tipo de problemas (figura 2.7).

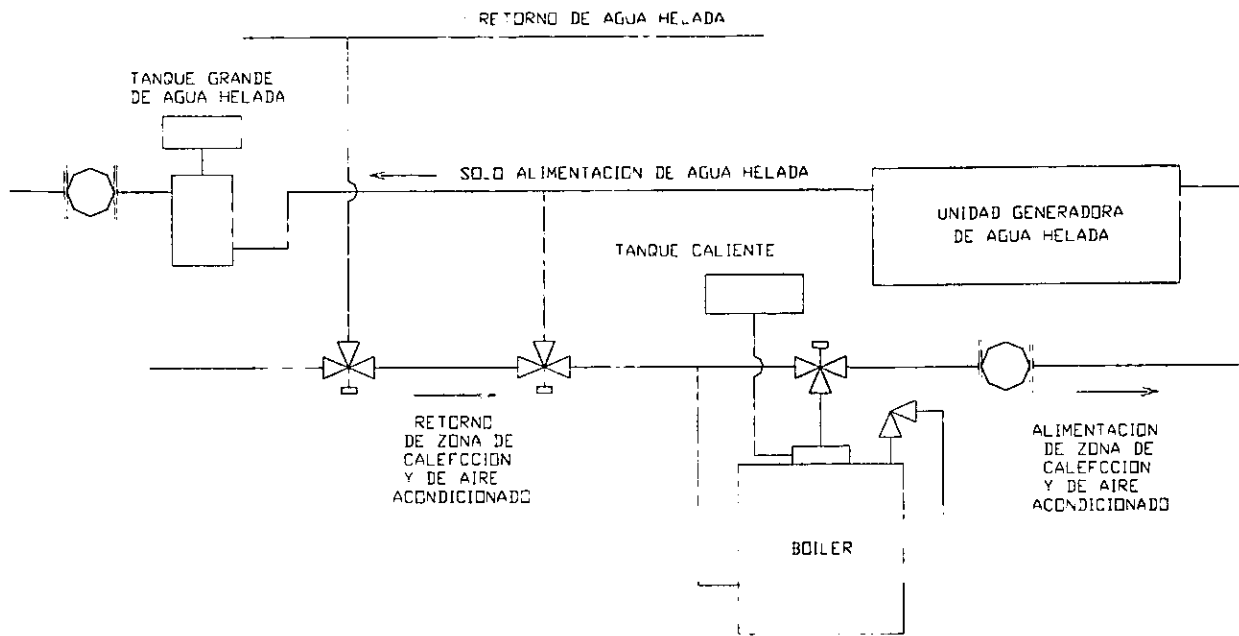


FIGURA 27 LA REUBICACION DEL TANQUE DE AGUA HELADA PRINCIPAL RESUELVE EL PROBLEMA DE PRESION DEL BOLIER

El ejemplo anterior es una de las múltiples variantes que se le pueden hacer al sistema. El análisis comienza en un punto de presión que se utiliza como referencia (tanque de expansión) y establece presiones de trabajo operacionales en puntos de presión potencialmente problemáticos .

Este tipo de análisis ayudará a definir soluciones a problemas de naturaleza cambiantes o establecerá presiones de trabajo requeridas según lo requieran las especificaciones, aunado a problemas que aparentemente no tengan solución.

Zonas de bombeo: problemas potenciales

Las zonas de bombeo han probado ser de gran ayuda para asistir y llevar al cabo el balanceo del sistema, además de que ofrecen un ahorro de energía considerable.

Esto se debe, principalmente, a que cada zona puede llegar a tener un suministro de carga y gasto

de acuerdo con sus propios requerimientos.

Un buen procedimiento de selección de zonas de bombeo permitirá que todas las zonas que cuenten con una carga de bombeo baja puedan operar junto con otras zonas que cuenten con una carga de bombeo elevada, con todas las zonas de bombeo operando independientemente una de otra.

El procedimiento de selección de las zonas de bombeo es el siguiente (ver figura 2.8):

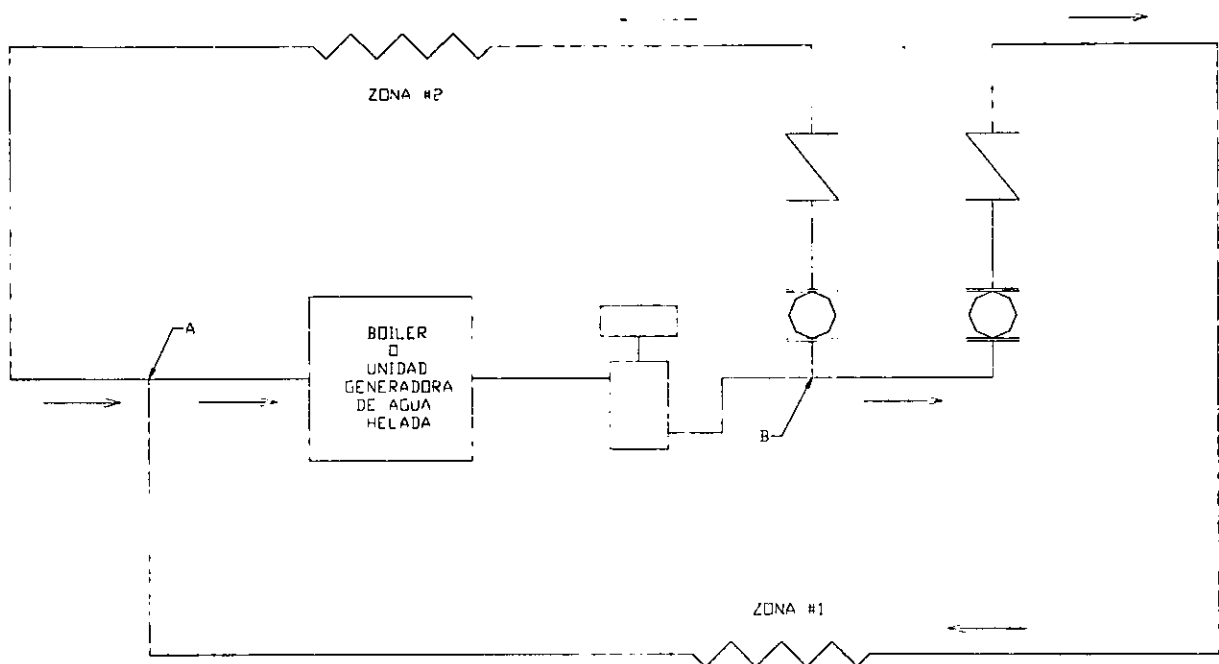


FIGURA 2.8 ARREGLO DE TUBERÍA PARA DOS ZONAS DE BOMBEO

- 1.- Definir requerimientos de gasto y carga de cada una de las zonas de bombeo, terminales, etc. (en la figura 2.8 esto podría ser de B a A).
- 2.- Un segundo cálculo define la caída de presión global del cuarto de máquinas del sistema a gasto máximo con todas las zonas operando (en la figura 2.8 esto se ilustra de A a B).

3.- Por lo tanto, la carga de la zona de bombeo es la suma de ambas trayectorias: Zona de carga (de B a A) más la caída de presión en el cuarto de máquinas (de A a B).

Dadas las circunstancias anteriores, una zona de bombeo pequeña operará completamente independiente de una zona mucho más grande. Esto se debe a que una zona mucho más grande utilizará la mayor parte de su carga, y la carga excedente la utilizará en el cuarto de máquinas del sistema, la cual se relacionará exactamente con la carga suministrada por la bomba de la zona pequeña, permitiendo una operación independiente.

Se debe de tener especial cuidado en calcular la caída de presión del cuarto de máquinas (trayectoria de A a B), ya que de lo contrario pueden surgir problemas de operación en las zonas de bombeo mal proyectadas.

2.4 Balanceo del sistema y flujos fantasma

Una gran cantidad de flujos incontrolables e intermitentes pueden llegar a surgir a través de cada una de las unidades terminales generando una gran cantidad de problemas costosos, antes de que estos puedan ser eliminados desde su raíz. Los flujos fantasma surgen por el hecho de que el agua siempre fluirá desde un punto de alta presión hasta un punto de baja presión a través de la mayoría de los circuitos. La figura 2.9 ilustra el típico flujo fantasma en un circuito.

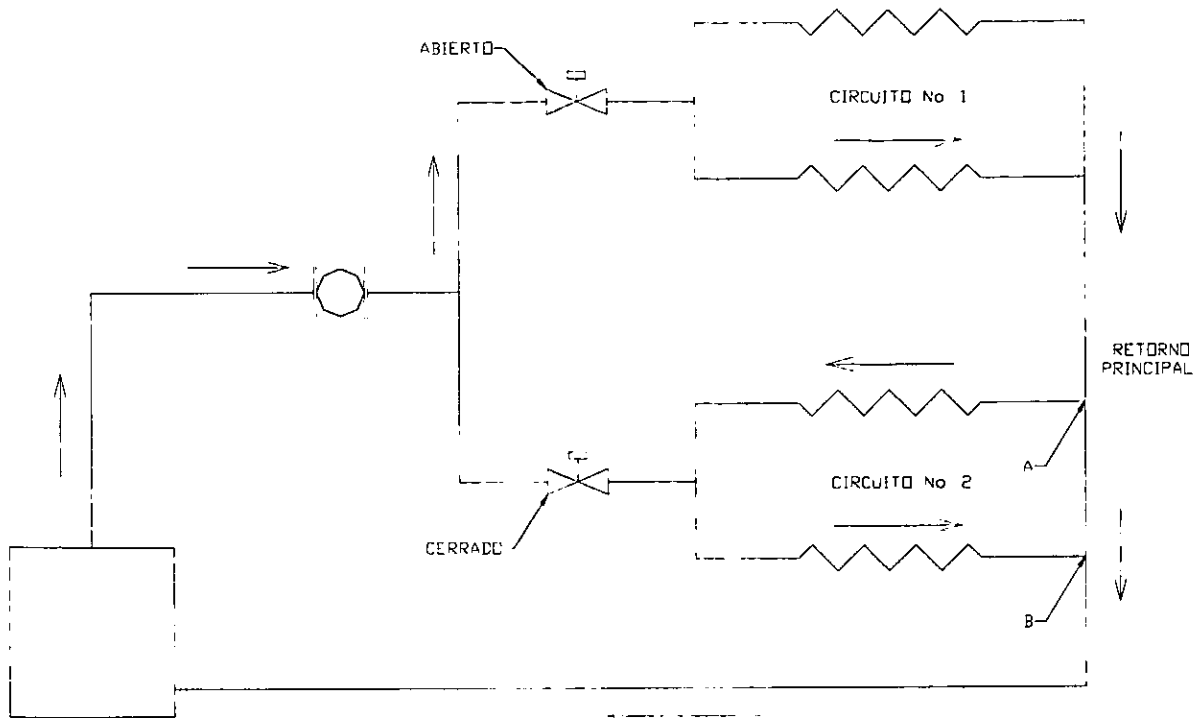


FIGURA 2.9 EXISTE FLUJO EN EL CIRCUITO No 2 A PESAR DE QUE LA VALVULA SE ENCUENTRA CERRADA

Un flujo fantasma apareció en el circuito #2 debido a que el flujo de retorno principal genera un punto de mayor presión en A con respecto del punto B, por lo tanto se generará un gasto desde A hacia el circuito # 2 y de regreso a B, incluso, si la válvula de control del circuito # 2 se encuentra cerrada.

Una solución consiste en unir el retorno de las válvulas de control de cada una de las zonas a una zona de retorno común, en lugar de unir las directamente al retorno principal.

La solución usual en la figura 2.9 sería la instalación de una válvula de no retorno o *check* en el retorno de cada una de las unidades.

Otro problema típico y sobre estimado se muestra en la figura 2.10.

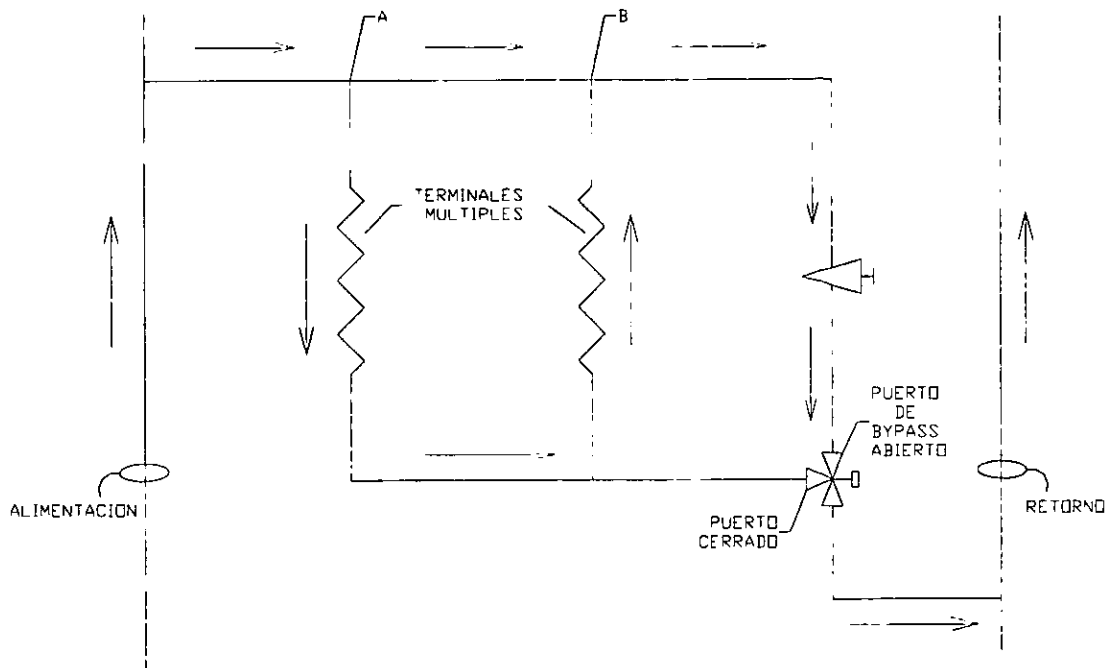


FIGURA 2.10 EXISTE FLUJO EN LA UNIDAD TERMINAL A PESAR DE QUE EL PUERTO SE ENCUENTRA CERRADO

Una solución inicial de diseño al problema anterior sería la aplicación del retorno directo (Ver figura 2.11).

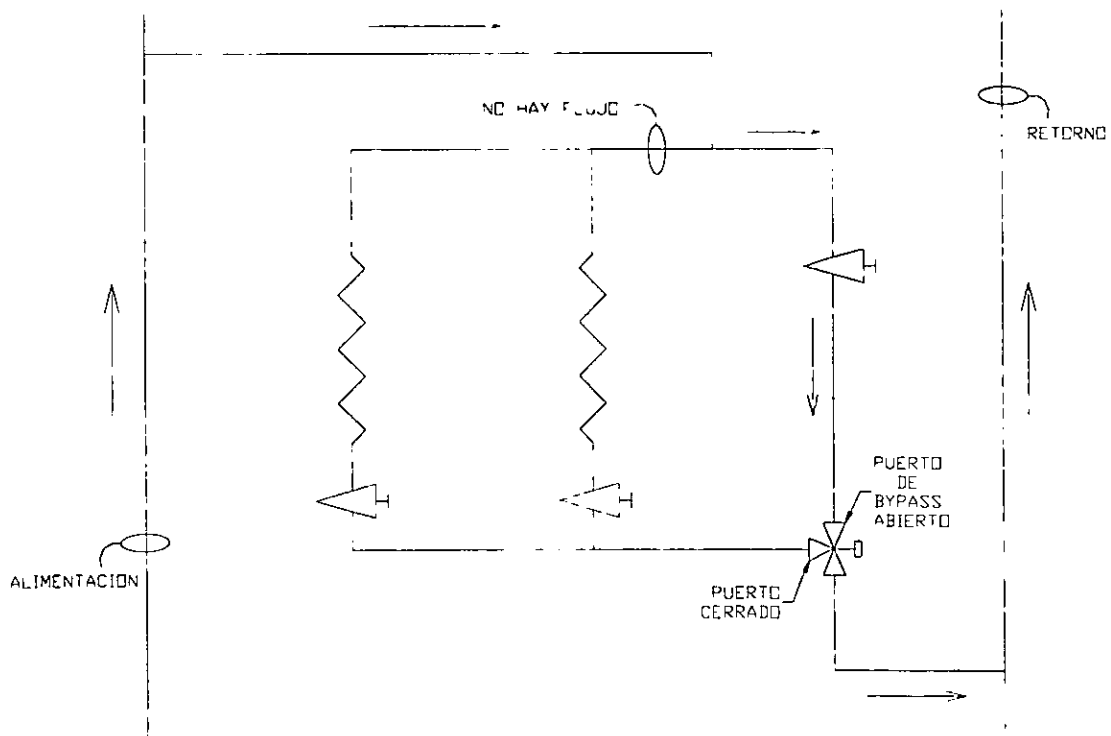


FIGURA 2.11 UNIDADES TERMINALES CON RETORNO DIRECTO RESUELVEN EL PROBLEMA DE FLUJOS FANTASMAS.

Como regla general, los flujos fantasmas deben tratar de evitarse cada vez que se tengan circuitos con múltiples unidades terminales o cuando los circuitos vayan a ser controlados con válvulas de control multizonas o en su defecto, mediante una zona de bombeo que sea controlada por un sistema de arranque y paro mediante la acción de un termostato.

2.5 Aire atrapado en unidades y balanceo

El aire atrapado en unidades puede llegar a causar problemas de balanceo frustrantes y costosos, que en ocasiones llevan a un continuo despido de personal y por la misma razón, a mantener un buen personal de operación, ya que un buen personal de siempre buscará los sistemas que cuenten con la menor cantidad de problemas operacionales.

Comúnmente la raíz del problema se encuentra oculta en el sistema de balanceo, ya que el problema se manifiesta de muchas y diferentes maneras; un problema típico de un circuito se presenta en la figura 2.12.

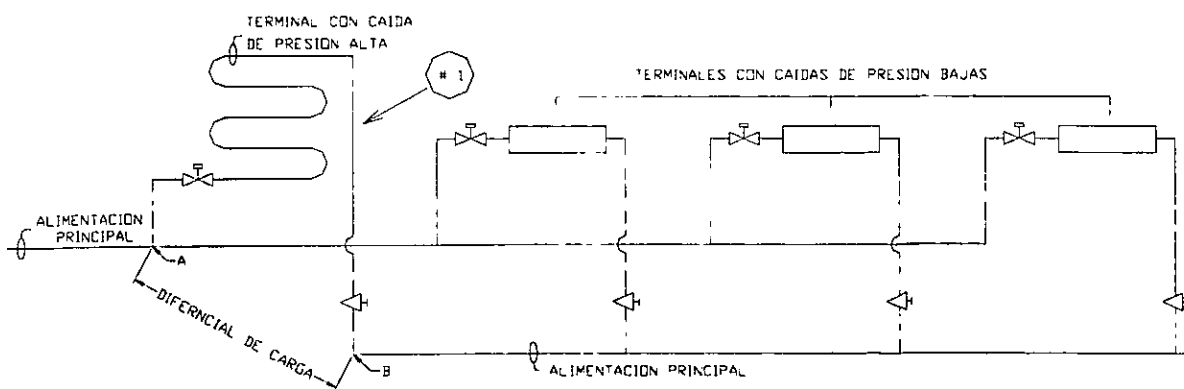


FIGURA 2.12. CIRCUITO CON PROBLEMA DE AIRE ATRAPADO

La alta caída de presión de la unidad terminal y de las otras terminales pueden (y lo harán) presentar problemas continuos de operación debido al aire atrapado, a menos que se aplique una

buena técnica de balanceo y además se utilicen unidades separadoras de aire.

El balanceo del circuito podría no ser reconocido como el problema principal, debido a que todas las unidades terminales proveen de una transferencia de calor suficiente cuando no existe aire atrapado. La naturaleza compensa la de operación de las terminales con una transferencia de calor aceptable, aún cuando éstas operen con aire atrapado, y aunque estas tengan gastos menores con respecto de los de diseño.

Cuando el circuito de la figura 2.12 se encuentra desbalanceado en términos de gasto, se generarán cortos circuitos masivos a carga plena de operación a través de las unidades terminales con caída de presión baja. Esto significa que la caída de presión (Δh de A a B; fig. 2.12) se reducirá, ocasionando que la unidad terminal llegue a tener aire atrapado.

Un análisis de las razones por las cuales se presenta el aire atrapado establecerá la relación existente entre éste y el balanceo de flujo, y sentará los procedimientos de diseño que permitan un bombeo de aire y purgado automático de las unidades terminales de todo el sistema, sin la necesidad de llevar al cabo el purgado manual.

Soluciones para tuberías con aire estancado

Una unidad terminal de un sistema de aire acondicionado se ilustra a continuación (figura 2.13):

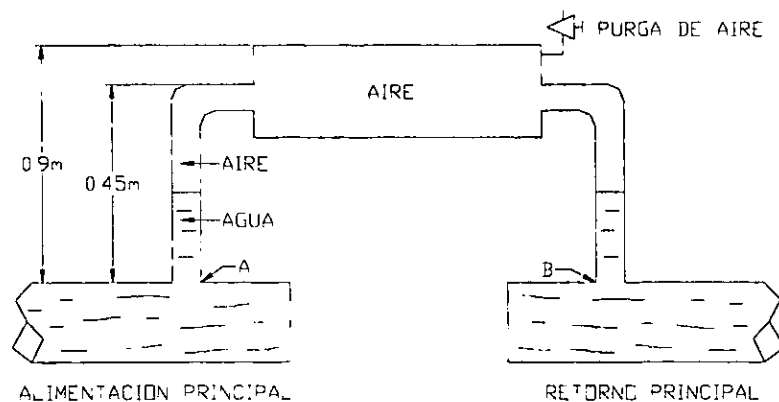


FIGURA 2.13, SISTEMA LLENDO, AIRE ATRAPADO EN LA UNIDAD

La tubería ha sido llenada, a la unidad no se le ha purgado el aire y la bomba del sistema no ha sido arrancada. El aire se encuentra atrapado en la terminal, extendido dentro de los cabezales de alimentación y retorno por una distancia de 45 cm. La unidad se encuentra a 90 cm sobre la alimentación y el retorno de la tubería principal.

Cuando la bomba arranca, una carga diferencial aparece a través de la unidad terminal, de A a B. Si esta carga es de sólo 0.3 m col de H_2O el agua en los cabezales será desplazada por esa cantidad, por lo tanto no habrá flujo de agua a través de la unidad y la terminal tendrá aire estancado como se muestra a continuación (figura 2.14):

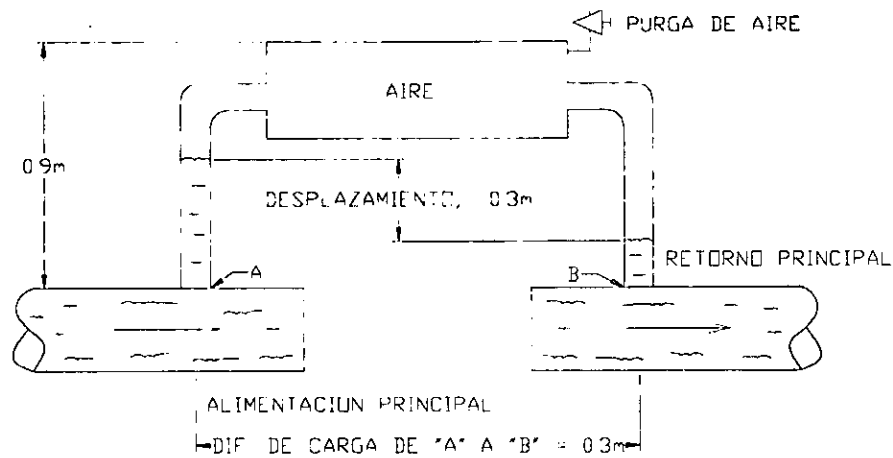


FIGURA 2.14. EL DIFERENCIAL DE CARGA DE 0.3M A TRAVES DE LA TERMINAL GENERA UN DESPLAZAMIENTO DE AGUA, NO HAY FLUJO EN LA UNIDAD

La práctica convencional requiere que se purgue la unidad terminal antes de que el flujo se establezca. Sin embargo, si la unidad no se purga manualmente y el sistema se diseña de tal manera que se produzca una caída de presión mínima de 1.5 m col. de H_2O a través de cada terminal del sistema, entonces se deberá de restringir de alguna forma el flujo en cada terminal como se muestra a continuación (figura 2.15):

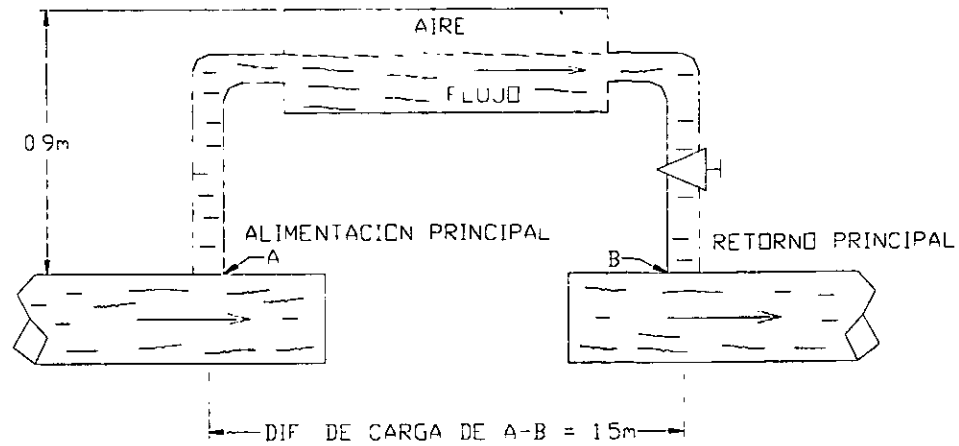


FIGURA 215, EL DIFERENCIAL DE CARGA DE 1.5m DEBE
GENERAR FLUJO A TRAVES DE LA TERMINAL

Al aplicar diferenciales de carga de 1.5 m col. de H_2O (o cualquier exceso arriba de 0.9 m de altura de la terminal sobre el retorno principal) dará como resultado que el agua en los cabezales será y deberá ser desplazada lo suficiente para generar flujo a través de la unidad. El aire de la unidad sería desplazado e introducido al retorno principal para ser transportado al equipo de purga de aire del sistema.

El aire atrapado en la parte alta de la terminal será generalmente absorbido por la siguiente terminal y así sucesivamente hasta llegar al sistema de purga. Un arreglo lógico y final de retorno de la tubería establecerá que todo el aire de la terminal sea bombeado inmediatamente fuera de la terminal y hacia el retorno principal tan pronto como la bomba sea puesta en marcha. En el arreglo que se muestra a continuación (figura 2.16):

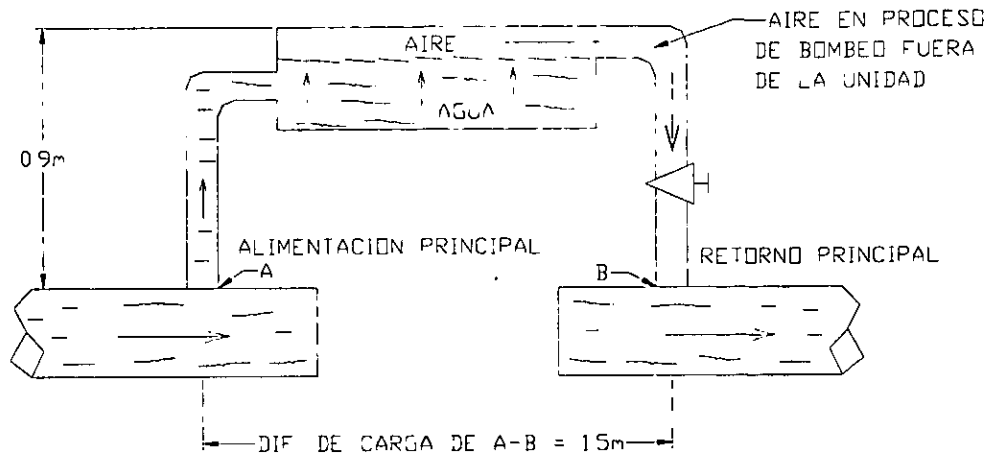


FIGURA 2.16. LA TERMINAL QUE CUENTE CON EL RETORNO EN LA PARTE SUPERIOR PODRA PURGARSE AUTOMATICAMENTE

El retorno de la terminal se encuentra en la parte superior de la unidad. La línea de retorno de la unidad podría ser ajustada a una velocidad de flujo mínima del orden de 0.45 a 0.6 m/s, de tal manera que las burbujas de aire puedan ser transportadas totalmente a la línea de salida de la terminal y posteriormente al retorno principal.

Nótese que el purgado automático de las unidades no puede ser llevado al cabo a menos que cada circuito se encuentre ajustado para que tenga una caída de presión correspondiente al flujo de diseño, o mayor a la altura de la unidad más alta del sistema.

Esto puede ser ejemplificarse de la siguiente manera: En la figura 2.17 el problema principal es balanceo, a pesar de que este parece ser aire estancado. La baja caída de presión de cada una de las unidades reduce la presión de cada una de estas a tal grado que se presenta aire estancado. La caída de presión es tan baja que el aire estancado no puede ser conducido a la línea de retorno.

La solución es simple: cada unidad terminal, dentro de cada rama del sistema debe ser ajustada a un valor de caída de presión que corresponda al gasto de diseño. Este valor de caída de presión podría generalmente ser establecido por la unidad que cuente con la caída de presión más elevada del sistema, pero nunca debe de ser menor (en metros) a la rama que cuente con la terminal con la mayor altura sobre la rama de retorno principal.

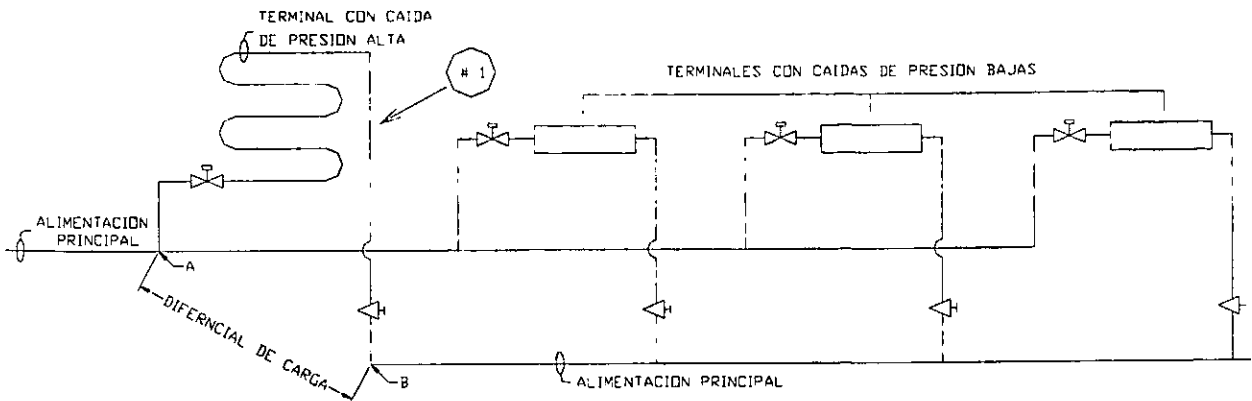


FIGURA 2.17. CIRCUITO CON PROBLEMA DE AIRE ATRAPADO

La terminal que cuenta con la mayor caída de presión en la figura 2.17 es la #1: 1.8 m col. de H_2O a su gasto de diseño. La terminal se encuentra a 0.9 m sobre la rama del retorno principal. Las unidades restantes cuentan con caídas de presión substancialmente menores y solo están a 0.45 m sobre el retorno principal. Todas las unidades terminales en este caso podrían ser ajustadas a una caída de presión de $\Delta h = 1.8$ m col. de H_2O , a sus respectivos gastos de diseño. El resultado será un purgado automático de todas las unidades y la eliminación de este problema.

El aire purgado desde las terminales podría entrar al retorno principal para ser descargado al sistema de purga.

Es importante señalar, que algunas limitaciones prácticas podrían surgir a partir de los principios expuestos anteriormente. Como ejemplo, terminales con bajas caídas de presión localizadas a más de 3 o 4.5 m sobre el retorno principal, establecen un incremento no razonable en la carga de la bomba requerida si se busca el purgado automático de las unidades.

Debemos considerar que varios serpentines conectados en paralelo pueden llegar a ser particularmente susceptibles a estancamiento de aire cuando la presión del serpentín es baja. Este tipo de serpentines deben de purgarse con un sistema de extracción que se encuentre en la base del cabezal hasta un cabezal colector de aire en la parte superior.

2.6 Serpentin de tres vías con bypass

Las válvulas de tres vías ayudan a estabilizar gastos del sistema y a resolver problemas de balanceo.

Las aplicaciones de este tipo de válvulas deben de basarse en un buen conocimiento de la importancia de la relación de la caída de presión entre el serpentín, la válvula y el ajuste correcto de la válvula de bypass.

Ajuste de la válvula de bypass

Siempre ha sido reconocida la importancia del ajuste correcto de la válvula de *bypass*, pero el balanceo de la línea de *bypass* generalmente se ignora. Esto ocurre muy a menudo cuando se utilizan los controles de tres vías y dos posiciones de relativamente bajo costo. La falta de balanceo en el *bypass* generalmente se ve acompañada por una desafortunada caída de presión de la válvula al serpentín de la terminal. Esta combinación puede ocasionar amplios problemas de balanceo como se muestra en la figura 2.18:

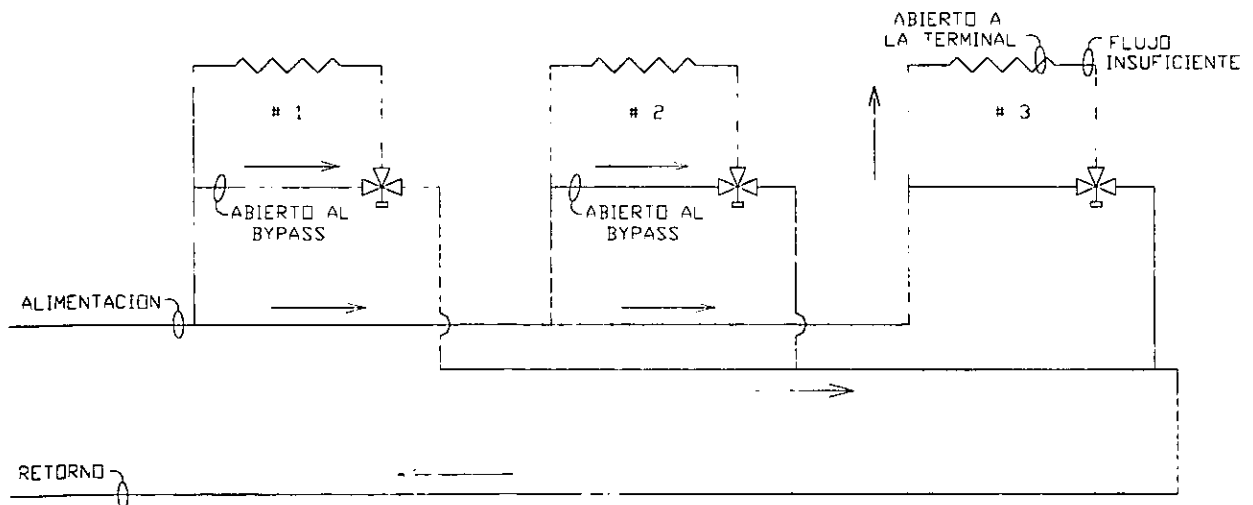


FIGURA 2.18, LAS TERMINALES CON ALTAS CAIDAS DE PRESION EN COMBINACION CON VALVULAS DE TRES VIAS CON BAJAS CAIDAS DE PRESION Y BYPASS SIN BALANCEAR GENERAN PROBLEMAS DE GASTO INSUFICIENTE.

En la figura 2.18 los circuitos #1 y #2 en el *bypass* causarán problemas de gasto en la terminal #3. Esto ocurrirá por que el circuito de *bypass* se encuentra desbalanceado, y aunado a esto, tiene una caída de presión menor que el serpentín #3.

Como regla general, los problemas de balanceo en el circuito de *bypass* serán reducidos cuando la válvula de tres vías tenga una caída de presión de un orden tres veces mayor que la unidad terminal. Este valor de caída de presión reducirá en gran medida la importancia del balanceo preciso.

2.7 Desbalanceo retroalimentado de la válvula reguladora de tres vías

Una unidad con una alta caída de presión en el serpentín, en combinación con una baja caída de presión de la válvula inferior mostrará problemas de operación, incluso con la línea de *bypass* balanceada. En el ejemplo que se muestra en la figura 2.19, el serpentín ha sido seleccionado para una caída de presión de 6 m Col. de H₂O, el balanceo del *bypass* se ajusta a 6 m col de H₂O, pero la caída de presión de la válvula es de sólo 0.6 m col de H₂O.

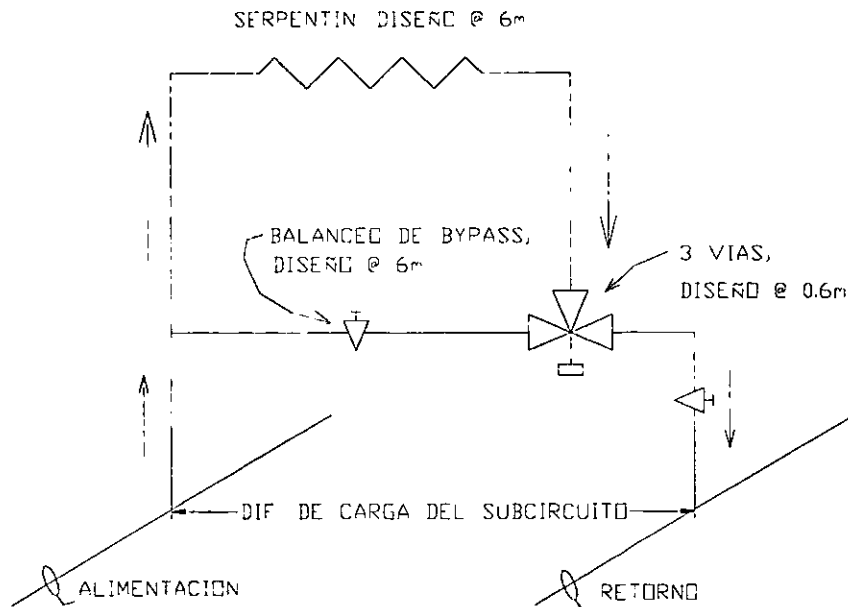


FIGURA 2.19, UN DESBALANCEO RETROALIMENTADO PUEDE OCURRIR INCLUSO CON UN BALANCEO PRECISO DEL BYPASS

El diseño del subcircuito sería de 6.6 m col de H₂O (6 m del serpentín más 0.6 m de la válvula);

despreciando la caída de presión de la tubería). Esto sería basado en un serpentín a gasto máximo. Cuando la válvula se abre al 50% (50% serpentín y 50% bypass) la caída de presión del serpentín se reducirá drásticamente; el gasto de diseño al 50% producirá una caída de presión de 1.5m de pérdida de carga a través del serpentín y del bypass. La caída de presión del subcircuito se verá reducida de 6.6 m a sólo 2.1 m, simplemente por un cambio en la posición de la válvula.

La súbita pérdida de caída de presión del serpentín causará problemas de balanceo relativos a otros subcircuitos y también a ocasionar un desajuste en otros subcircuitos. El resultado final puede ocasionar un problema de balanceo frustrante y caro causado por la inestabilidad de un subcircuito. A continuación se mencionan algunas soluciones a este tipo de problema:

- Utilizando una válvula de tres vías que cuente con una caída de presión alta relativa al serpentín, se reducirá en gran medida la variación de la carga de la unidad con la posición de la válvula. Por ejemplo, si el serpentín fuera ajustado a una caída de presión de 0.6 m col. de H₂O y la caída de presión de la válvula se incrementa a 4.5 m col de H₂O, la carga de la unidad se establecería de la siguiente manera: a gasto máximo 5.1 m col. de H₂O; al 50% del gasto sería de 4.65 m col. de H₂O.
- Una buena aplicación de la técnica denominada primaria-secundaria como se muestra a continuación en la figura 2.20:

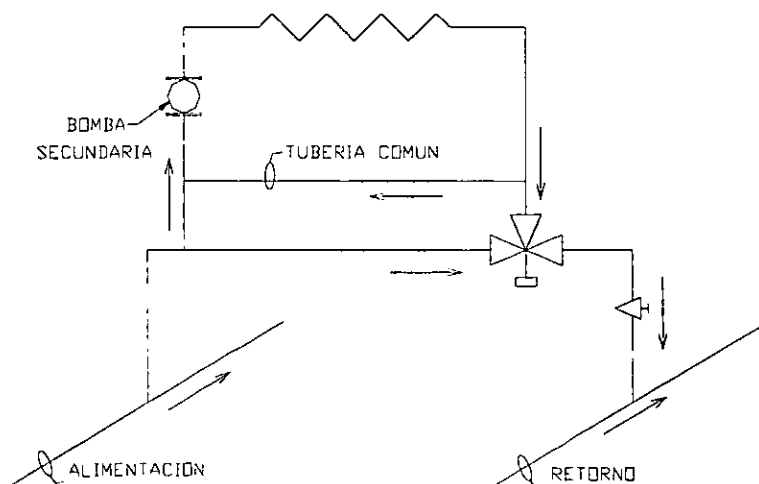


FIGURA 2.20. LA TUBERÍA COMUN ES UNA CARACTERÍSTICA DISTINTIVA DE UN CIRCUITO PRIMARIO-SECUNDARIO.

elimina por completo la variación de la unidad, a pesar de que el serpentín cuente con caídas de presión considerables, debido a que se provoca un flujo en el serpentín aislado de la alimentación principal. Este tipo de instalación también ayuda a evitar que el serpentín se congele.

- Otra solución podría consistir en utilizar un mecanismo de válvulas de mariposa como reemplazo de la válvula de mezcla de tres vías.

2.8 Retorno directo v.s. retorno inverso

Comúnmente se cree que un sistema con retorno inverso se encuentra inherentemente balanceado y que un sistema de retorno directo forzosamente debe de encontrarse desbalanceado. Esta creencia, en ocasiones falsa, se deriva de un viejo y obsoleto dogma relacionado con la aplicación del anticuado y desusado procedimiento de balanceo denominado “gravedad de agua caliente”.

Durante los días en los que se utilizaba el procedimiento de gravedad de agua caliente el único equipo existente en esa época manejaba caídas de presión muy bajas. La caída de presión era insignificante, comparada con la caída de presión de la tubería. Esto significaba que la caída de presión de la tubería era el factor más importante por considerar para establecer la distribución del gasto. Dadas las circunstancias, el sistema de retorno inverso (figura 2.21) tiende a proveer gastos balanceados a través de cada una de las caídas de presión de las unidades terminales debido a que el retorno inverso establece una trayectoria de flujo idéntica a través de todas las unidades. En la siguiente figura (2.21) la trayectoria del flujo $ABDEF=ABCDEF=ABCEF$.

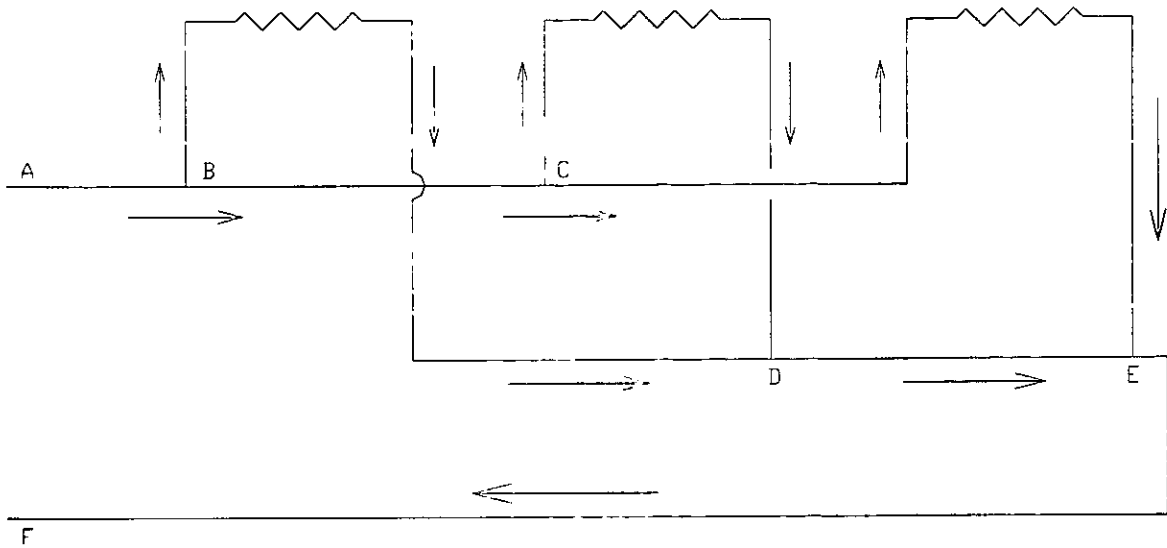


FIGURA 2.21, EL SISTEMA DE RETORNO INVERSO PROVEE UNA TRAYECTORIA DE FLUJO IGUAL PARA CADA UNA DE LAS UNIDADES

Por otro lado, el sistema de retorno directo provee trayectorias de flujo diferentes para cada una de las unidades terminales del sistema. En la siguiente figura 2.22, la trayectoria de flujo $ABFG \neq ABCEFG \neq ABCEF$.

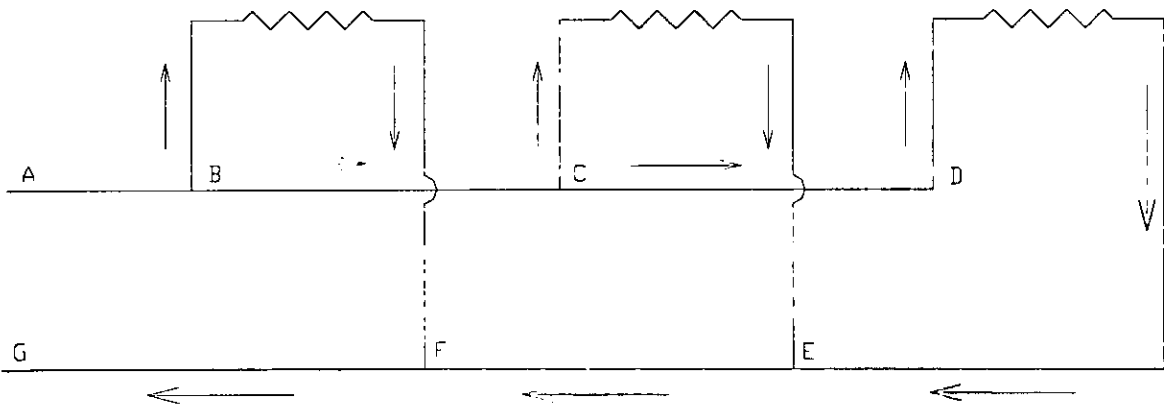


FIGURA 2.22, EL SISTEMA DE RETORNO DIRECTO PROVEE UNA TRAYECTORIA DE FLUJO DIFERENTE PARA CADA UNA DE LAS UNIDADES

Cuando la caída de presión de la tubería es la que gobierna, pueden llegar a aparecer problemas relacionados con el gasto en la unidad que cuente con la trayectoria más pequeña. Sin embargo, en el diseño de los sistemas actuales, en muchas ocasiones se instala un gran número de unidades que cuentan con caídas de presión con valores mucho mayores respecto de las unidades anteriores, y por

lo tanto es común que estos sean mucho mayores respecto de los de la caída de presión de la tubería, y por lo tanto las leyes mencionadas con anterioridad dejan de tener validez para los sistemas modernos.

El sistema de retorno inverso generalmente se prefiere porque de esta manera se evita tomar en cuenta la caída de presión de la tubería.

Bases para el diseño de sistemas con retorno inverso

Todas y cada una de las unidades contenidas dentro de una misma rama del sistema, deben de ser provistas con la misma caída de presión, la cual se calcula con base en el gasto de diseño como se muestra a continuación en la figura 2.23:

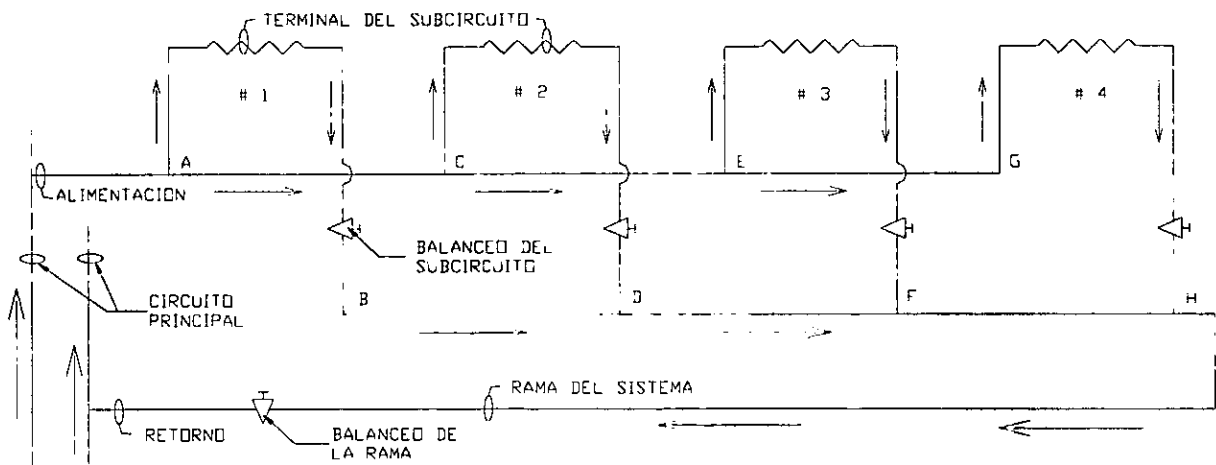


FIG 2.23 CADA UNA DE LAS TERMINALES DEL SUBCIRCUITO (AB, CD, ETC.) DEBE DE SER DISEÑADA PARA QUE CUENTEN CON LA MISMA CAÍDA DE PRESIÓN PARA PODER EFECTUAR EL BALANCEO DEL RETORNO INVERSO

Los problemas de balanceo en los sistemas de retorno inverso se solucionan cuando las unidades son del mismo tamaño y en consecuencia cuentan con los mismos requerimientos de caída de presión. El único balanceo normal que podría llegar a requerirse para este tipo de sistemas es el del ajuste de las válvulas colocadas en cada uno de los ramales principales. El objetivo de estas válvulas únicamente consiste en igualar las caídas de presión en aquellas ramas que cuenten con diferentes caídas de presión entre sí, ya que sólo de esta manera se puede garantizar el gasto de diseño en cada

una de las ramas.

Una combinación de unidades con altas y bajas caídas de presión operando en una misma rama del circuito complica en gran medida el procedimiento de balanceo.

Bases para el diseño de sistemas con retorno directo

Las unidades que cuentan con altas caídas de presión, forzosamente deben de balancearse mediante el método de retorno directo.

El hecho de que la mayoría de las unidades terminales actualmente en uso cuenten con caídas de presión considerablemente mayores con respecto de la de los modelos antiguos, dio origen a la aparición de problemas de balanceo engañosos y costosos.

Los requerimientos de espacio y costo forzarán muy a menudo a los ingenieros de diseño a utilizar el sistema de retorno directo.

A pesar de estos errores en cuanto a la aplicación de conceptos, una gran cantidad de ingenieros ha descubierto que dichos sistemas pueden funcionar; algunas veces sin darse cuenta que la razón principal por la que operan satisfactoriamente se debe a las elevadas caídas de presión con que trabajan las unidades terminales y por lo tanto aplican el sistema de retorno directo indiscriminadamente.

Sin embargo, en ocasiones esto puede resultar engañoso cuando un diseño nuevo utiliza terminales con bajas caídas de presión (algunos modelos fan and coils de bajas capacidades), lo cual generara problemas de balanceo.

Circuitos principales: retorno inverso v.s. retorno directo

La tubería de distribución principal alimenta y retorna a las ramas principales del circuito;

conectándolas al cuarto de máquinas como se muestra en la figura 2.24:

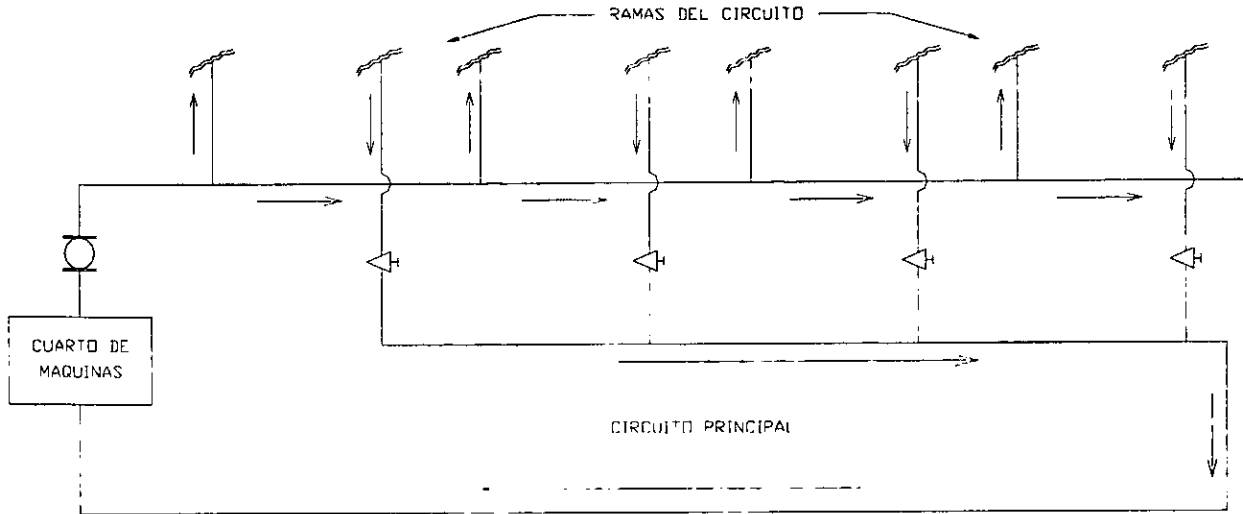


FIG. 2.24 LAS DIFERENTES CAIDAS DE PRESION EN LAS RAMAS DEL CIRCUITO PRODUCIRAN PROBLEMAS DE BALANCED EN EL CIRCUITO PRINCIPAL DEL RETORNO INVERSO

El desarrollo de dispositivos indicadores de flujo para las ramas del circuito ha llevado a un gran incremento en el uso del retorno directo en los circuitos principales. Esto es por razones de costo y porque las diferencias existentes en las caídas de presión en las ramas del circuito producen flujos desbalanceados.

El rápido incremento en el uso de los circuitos principales de retorno directo se deriva aparentemente de una simple lógica.

Las diferencias existentes en las caídas de presión de las ramas del circuito requiere el uso de válvulas de balanceo calibradas y/o sistemas indicadores de flujo incluso con sistemas principales de retorno inverso. El sistema de retorno directo puede abaratar costos con respecto del sistema de retorno inverso, debido a que los sistemas de balanceo de las ramas del sistema deben ser utilizados en ambos casos.

Algunos sistemas muy grandes, requieren que la distribución principal del sistema sea mediante

retorno directo en lugar de retorno inverso. Esto se debe a que las presiones estáticas de operación y los arreglos de retorno inverso permiten a cada edificio operar a una presión estática de diseño predeterminada cuando se encuentra balanceado. Una tubería con retorno inverso no permitiría la misma relación debido a que cada edificio podría operar a una presión estática diferente dependiente de su longitud de tubería desde la bomba principal.

Cuando tiene que aplicarse el sistema de retorno directo debido a problemas de presión estática debe utilizarse un arreglo de control especial en la bomba principal y en el tanque de expansión para poder fijar y controlar la presión de descarga estática de la bomba principal.

2.9 Preajuste del sistema y verificación de gastos

Cualquier sistema hidrónico puede ser analizado en términos de un probable desbalanceo para cada uno de sus múltiples circuitos. El procedimiento puede ejemplificarse de la siguiente manera:

1.- Todas las unidades contenidas dentro de cada una de las ramas del sistema deben ser evaluadas para obtener sus requerimientos de gasto y carga. Por lo cual será de gran importancia la información en catálogos relacionada con las unidades y válvulas de control.

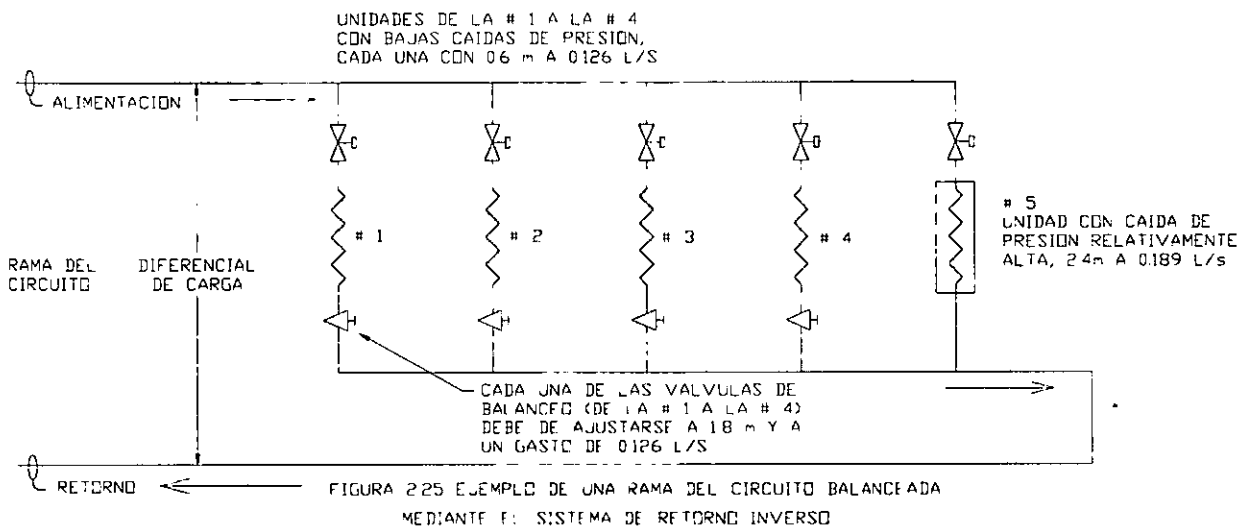
2.- Debe tenerse especial cuidado en asegurar una caída de presión elevada cuando se vayan a aplicar las técnicas de purgado de aire en las unidades terminales y/o cuando se utilicen ramas con retorno directo.

3.- Recordar que las ramas del sistema que utilicen retorno inverso pueden llegar a desbalancarse si las unidades cuentan con caídas de presión de rangos muy diferentes entre ellas.

2.10 Balanceo de un sistema-modelo

Un ejemplo típico de balanceo preajustado con retorno inverso se lleva al cabo de la siguiente

manera: Una rama con retorno inverso contiene cinco unidades. Cuatro de ellas tienen caídas de presión relativamente bajas y por lo tanto el mismo gasto de 0.126 L/s; la caída de presión en el serpentín de cada una de ellas es de 0.6 m. La quinta unidad de esta rama tiene una caída de presión substancialmente mayor con respecto de las cuatro anteriores. La caída de presión en el serpentín de esta última incluyendo su válvula de control es de 2.4 m a un gasto de 0.189 L/s. El diagrama de la instalación se muestra en la figura 2.25:



En la figura 2.25 la diferencia de caída de presión entre las unidades de la # 1 a la # 4 en comparación con la unidad # 5 es de 1.8m por lo cual se requieren ajustar las válvulas de balanceo de las unidades de la # 1 a la # 4 a una caída de presión de 1.8m a un gasto de 0.126 L/s.

El C_v propuesto para la calibración la válvula de balanceo ahora puede ser registrado en los planos del sistema. Esta referencia de calibración establece que la válvula se ajuste para abrirse aproximadamente al 25%. Dado este ajuste, cada unidad será balanceada a una caída de presión de 2.4 m a su gasto de diseño.

Con estos parámetros la caída de presión total de la rama ya puede ser determinada. En este caso la tubería de distribución de la rama se asume que tiene una caída de presión de 0.9 m. El diferencial de carga total de la rama del circuito será de 0.9 m más 2.4 m, es decir, 3.3 m será el diferencial de

carga requerido para generar el gasto de diseño en el circuito de 0.693 L/s.

Un ejemplo de diseño con retorno directo se presenta en la figura 2.26:

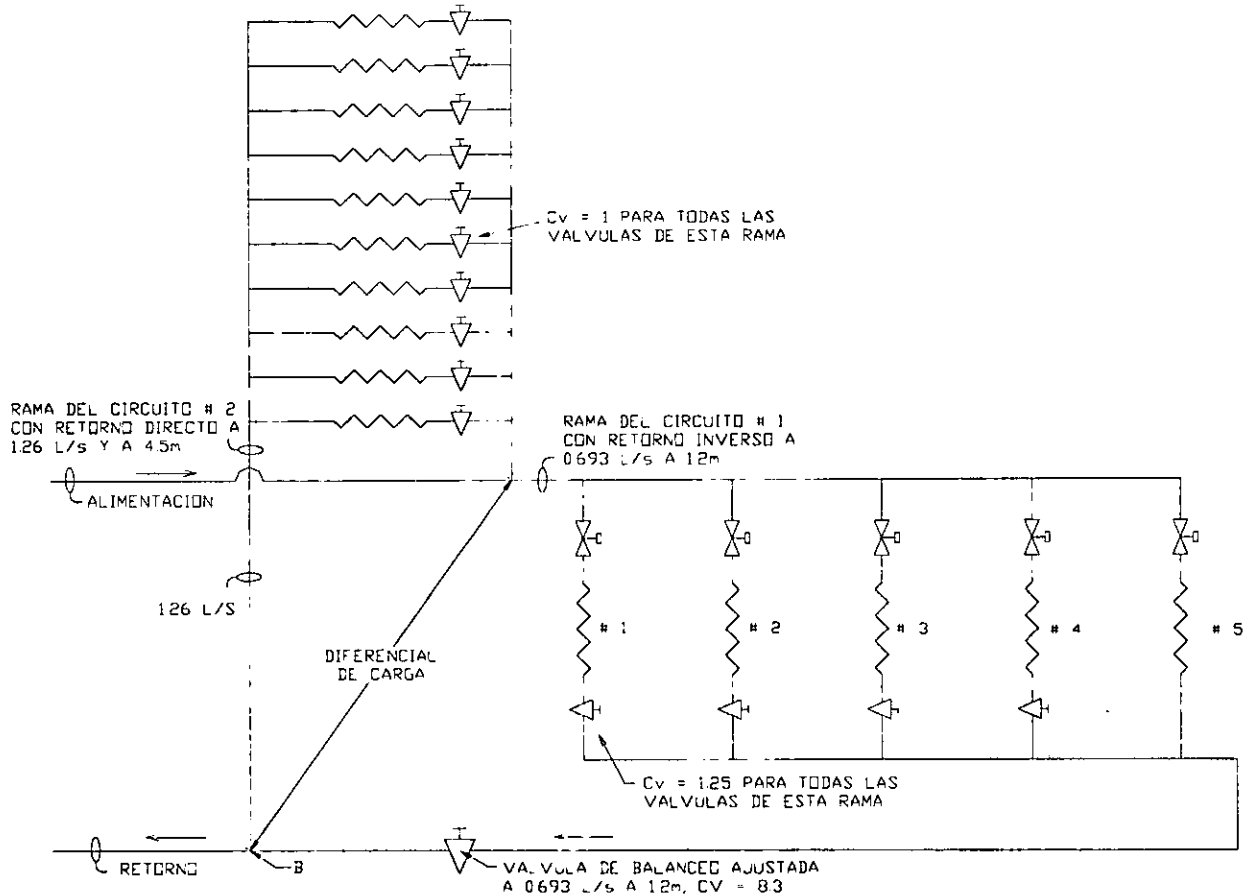


FIGURA 2.26 EJEMPLO DE VALVULA DE BALANCEO AJUSTADA A MEDIANTE EL CV

Una segunda rama de este mismo sistema está diseñada con retorno directo. Todas las terminales tienen baja caída de presión, el retorno directo para esta caso se requiere por limitaciones de espacio. Hay 10 unidades, cada una requiere de 0.126 L/s. La caída de presión en el serpentín (sin la válvula de balanceo) es de 0.3 m y la longitud total de tubería equivalente de esta rama es de 1.5 m.

Esta rama estará balanceada cuando cada unidad tenga una caída de presión del orden de dos veces la longitud total de tubería equivalente, ya que de esta manera se elimina cualquier posibilidad de mal funcionamiento en condiciones adversas de operación del sistema en general. Dado que esta caída de presión es de 1.5 m, cada unidad deberá ajustarse a una caída de presión del orden de 3 m a

su gasto de diseño. Ya que la caída de presión fue previamente establecida por la unidad y su tubería, la válvula de balanceo debe de proveer 2.7 m de caída de presión al gasto de diseño de 0.126 L/s; $C_v = 1.02$, ó aproximadamente 1.

La caída de presión total de la rama del circuito será de 3 m (unidad) más 1.5 m (longitud de tubería equivalente) ó 4.5 m a un gasto de diseño de 1.26 L/s.

Prebalanceo de las ramas

Dados los requerimientos de gasto y carga, las ramas de los circuitos pueden ser balanceadas, una contra la otra. En la Fig. 2.26, la diferencial de carga ΔH aplicada a través de A-B debe ser igual para ambos circuitos. Esta carga debe ser igual a 4.5 m para generar el gasto de diseño en la rama con retorno directo. La rama con retorno inverso sólo requiere 3.3 m, de tal manera que se utiliza una válvula de balanceo para igualar esta presión con respecto de la rama de retorno directo. Esta válvula se ajustará a 0.69 L/s a 1.2 m; es decir $C_v = 8.3$.

El circuito previamente definido es conectado a un generador de agua helada y a un calentador de agua con una caída de presión en el serpentín de 7.5 m y de 0.9 m respectivamente.

También se conecta una manejadora de aire a la tubería de distribución principal con una caída de presión en el serpentín de 0.9 m.

En la Fig. 2.27, la válvula de balanceo del circuito del calentador de agua debe ser ajustada para compensar la diferencia de pérdida de carga entre el generador de agua helada y la válvula de reajuste del calentador de agua: 7.5 m menos 3 m es decir 4.5 m a 8.266 L/s, $C_v = 51.5$.

La rama de la manejadora de aire tiene una caída de presión total de sólo 2.1 m; 0.9 m de serpentín más 1.2 m de longitud de tubería equivalente. La carga aplicada será la carga de la bomba (15 m), menos la del generador de agua helada (7.5 m) ó 7.5 m a través de E-C. La diferencia entre la carga aplicada y utilizada será entonces de 7.5 m menos 2.1 m ó 5.4 m.

Dado que el gasto requerido por el generador de agua helada es de 6.31 L/s, la válvula de

balanceo ubicada en la rama de la manejadora deberá ser ajustada a 6.31 L/s en 5.4 m: $C_v = 35.8$.

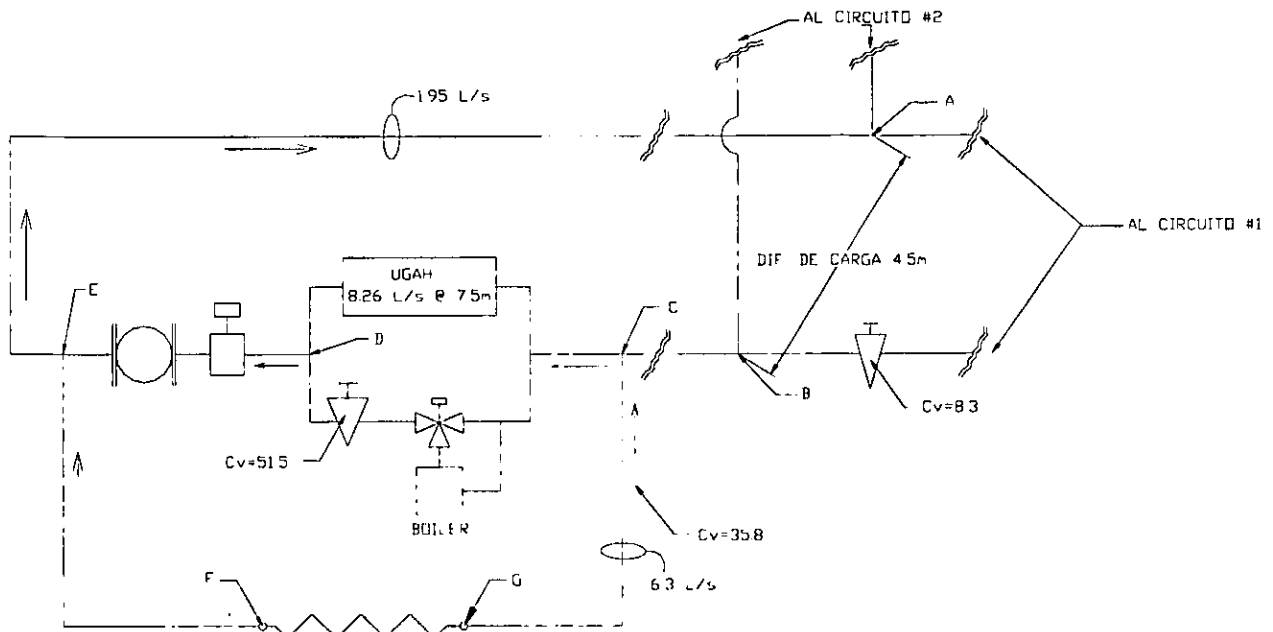


FIGURA 227 EJEMPLO FINAL DE BALANCEO PREAJUSTADO

Dado que las válvulas de balanceo pueden ser ajustadas mediante el C_v mostrado, el sistema descrito anteriormente puede preajustarse en términos de balanceo. Los gastos reales serán muy parecidos a los de diseño en todas las unidades; o al menos se encontrarán dentro de las tolerancias aceptables para aplicaciones hidráulicas.

Referencias de este Capítulo: G.F. Carlson, Flow Balance in Hydronic Systems, ASHRAE Journal.

CAPÍTULO 3 *Balanceo de un sistema real*

3.1 *Balanceo mediante la medida diferencial de temperaturas*

La mayoría de los métodos de procedimiento de balanceo desarrollados a la fecha están basados sobre el cálculo de la diferencia de temperaturas. Esto es debido a la semejanza lógica relacionada con los métodos de selección de la unidad terminal.

Para ejemplificar consideremos lo siguiente: el diseñador selecciona el equipo terminal de enfriamiento para una carga previamente calculada de energía sensible y latente. Cuando el serpentín de la manejadora es seleccionado, la carga en la parte del aire es transportada por diseño de carga en metros cúbicos por minuto (MCM) basados en las condiciones de diseño de bulbo seco y bulbo húmedo del aire a la entrada y salida. El tamaño del serpentín seleccionado se basará en los requerimientos en la parte del aire proyectados a la temperatura de entrada del agua (TEA) y a un incremento de temperatura del agua propuesto. El incremento en la temperatura del agua se traslada a litros por segundo (L/s) para la carga aplicada. La caída de presión en el serpentín puede ahora ser determinada con base en el diseño propuesto del gasto (L/s).

En este capítulo se presenta el balanceo del sistema definido en la tabla 3.1 e indicado en los planos No.1 y 2 (se anexan en el apéndice) con dos arreglos diferentes de tuberías, retorno directo e inverso, y finalmente se hace una comparación entre las ventajas y desventajas de cada uno.

Como el objetivo de esta tesis únicamente consiste en demostrar como se lleva al cabo el balanceo hidráulico, no se presentará ningún análisis termodinámico de como se obtuvieron las cargas térmicas en cada una de las zonas del sistema por balancear.

Todos y cada uno de los valores correspondientes a los serpentines de las Unidades Manejadoras de Aire (modelo, gasto, caída de presión, temperatura de entrada de agua y temperatura de salida de agua) fueron obtenidos del programa de selección de Unidades Manejadoras de Aire de McQuay con

base en las cargas de calor total y calor sensible del sistema, que como se había mencionado anteriormente no corresponden al objetivo de esta tesis. (ver tabla 3.1ª y 3.1b).

Tabla 3.1ª sistema por balancear

Equipo	Marca	Total [kJ]	Sens. [kJ]	Modelo Serpentin	Gasto [L/s]	Caída de pres. [m col.H ₂ O]	TEA [°C]	TSA [°C]
UMA23	McQuay	283,268	283,268	5WH1103C	3.3	2.98	7.2	12.7
UMA22	McQuay	175,756	175,756	5WH1203C	2.08	2.07	7.2	12.7
UMA21	McQuay	175,756	175,756	5WH1203C	2.08	2.07	7.2	12.7
UMA20	McQuay	175,756	175,756	5WH1203C	2.08	2.07	7.2	12.7
UMA19	McQuay	175,756	175,756	5WH1203C	2.08	2.07	7.2	12.7
UMA18	McQuay	175,756	175,756	5WH1203C	2.08	2.07	7.2	12.7
UMA17	McQuay	175,756	175,756	5WH1203C	2.08	2.07	7.2	12.7
UMA16	McQuay	175,756	175,756	5WH1203C	2.08	2.07	7.2	12.7
UMA15	McQuay	175,756	175,756	5WH1203C	2.08	2.07	7.2	12.7
UMA14	McQuay	175,756	175,756	5WH1203C	2.08	2.07	7.2	12.7
UMA13	McQuay	175,756	175,756	5WH1203C	2.08	2.07	7.2	12.7
UMA12	McQuay	175,756	175,756	5WH1203C	2.08	2.07	7.2	12.7
UMA11	McQuay	175,756	175,756	5WH1203C	2.08	2.07	7.2	12.7
UMA10	McQuay	175,756	175,756	5WH1203C	2.08	2.07	7.2	12.7
UMA 9	McQuay	175,756	175,756	5WH1203C	2.08	2.07	7.2	12.7
UMA 8	McQuay	175,756	175,756	5WH1203C	2.08	2.07	7.2	12.7
UMA 7	McQuay	172,696	172,696	5WH1203C	2.04	1.98	7.2	12.7
UMA 6	McQuay	176,597	176,597	5WH1203C	2.1	2.1	7.2	12.7
UMA 5	McQuay	160,391	160,391	5WH0806C	1.76	2.46	7.2	13.2
UMA 4	McQuay	144,431	144,431	5WH1403C	1.69	1.28	7.2	12.7
UMA 3	McQuay	144,431	144,431	5WH1403C	1.69	1.28	7.2	12.7
UMA 2	McQuay	147,882	147,882	5WH1403C	1.74	1.34	7.2	12.7
UMA 1	McQuay	158,247	158,247	5WH0806C	1.72	2.37	7.2	13.2
Fan & Coil	McQuay	13,820	9,589	TSH041G	0.17	2.25	7.2	11.6

Tabla 3.1b Equipo de enfriamiento

EQUIPO	Capacidad [ton]	Gasto [L/s]	Caída de presión [col.H ₂ O]	TEA [°C]	TSA [°C]
UGAH	316.9	47.94	3.96	7.2	55

Anotación: A lo largo de este capítulo y en general de la tesis se manejará la siguiente notación:

UMA: Unidad Manejadora de Aire

UGHA: Unidad Generadora de Agua Helada

TEA: Temperatura de entrada

TSA: Temperatura de Salida

3.2 *Balanceo con retorno directo*

Los pasos recomendados para lograr el balanceo son:

1.- Se calcula la pérdida de presión (ΔP metros columna de H_2O) tramo por tramo de tubería en la alimentación y el retorno en cada una de las UMA's y en el Fan & Coil.

2.- Se calcula la presión a la entrada y a la salida de los serpentines de cada uno de los equipos, que en este caso sería la *presión real*.

3.- Cuando la *presión real en el serpentín es igual a la presión requerida en el serpentín el sistema está balanceado*, de no ser así (lo cual para el caso de retorno directo es normal), se utilizan válvulas de balanceo automáticas antes o después de cada una de las UMA's para lograr la caída de presión requerida, ya que sólo de esta manera se podrá garantizar el gasto de diseño en cada una de las UMA's.

4.- Una vez balanceado el sistema se selecciona la bomba de la forma tradicional, con base en el gasto y carga del sistema, que para ambos casos son tres, dos en operación y una en *stand-by*.

A continuación se muestra la tabla del cálculo de la pérdida de presión por longitud de tubería en la alimentación del retorno directo e inverso, la cual se calcula de la siguiente manera:

TRAMO	Q [L/s]	MEDIDA	$h_f/100$	L [m]	ΔP m Col. H ₂ O
12	23.9	4"	8	8	0.64
TEE 2	23.9	4"	8	2	0.16

TRAMO: Corresponde al tramo de tubería o accesorio del cual estamos calculando la pérdida de presión por longitud de tubería equivalente.

Q [L/s]: Gasto en L/s en el tramo de tubería o accesorio.

MEDIDA: Diámetro en pulgadas del tramo o accesorio.

$h_f/100$: Pérdida por rozamiento en el tramo o accesorio de la tubería en función del gasto, diámetro y velocidad recomendada.

L [m]: Longitud del tramo de tubería o longitud equivalente del accesorio según sea el caso.

ΔP m Col. H₂O: Pérdida presión en metros columna de agua del tramo o accesorio, la cual se obtiene mediante el producto de $h_f/100$ y L [m].

Para el **TRAMO** 12 se tiene un gasto Q [L/s] de 23.9 L/s, y mediante este parámetro, y el de velocidad máxima de 3 m/s se obtiene, mediante el uso del nomograma para pérdidas por rozamiento en los sistemas cerrados de tuberías, la **MEDIDA** de 4" de diámetro de tubería y la pérdida por rozamiento $h_f/100$ de 8. Finalmente la longitud real L [m] de este tramo de tubería es de 8 metros. El producto de $h_f/100$ y L [m] nos da como resultado la pérdida de presión por longitud de tubería ΔP m Col. H₂O de 0.64 m Col. de H₂O.

Para el caso del **TRAMO** TEE 2 se tiene el mismo Q [L/s], **MEDIDA** y por lo tanto misma $h_f/100$, lo único que varía es la longitud equivalente del accesorio, la cual se obtiene de tablas de pérdidas en accesorios, la cual resulta ser de 2 m; lo cual da como resultado un valor de $\Delta P = 0.6m$ Col. H₂O .

Así se calculan todos y cada uno de los tramos y accesorios de la alimentación y el retorno de ambas instalaciones.

Tabla 3.2.1 Caída de presión en la alimentación para los casos del retorno directo o inverso

TRAMO	Q [L/s]	MEDIDA	$h_f/100$	L [m]	ΔP m Col. H ₂ O
1 2	23.9	4"	8	8	0.64
TEE 2	23.9	4"	8	2	0.16
2 3	23.9	4"	8	3	0.24
TEE 3	23.9	4"	8	2	0.16
1'' 3	23.9	4"	8	8	0.64
3 4	23.9	4"	8	3	0.24
TEE 4	47.9	6"	3.6	3	0.11
4 5	47.9	6"	3.6	5	0.18
CODO 5	47.9	6"	3.6	5	0.18
5 6	47.9	6"	3.6	3	0.11
CODO 6	47.9	6"	3.6	5	0.18
6 7	47.9	6"	3.6	6	0.22
CODO 7	47.9	6"	3.6	5	0.18
7 8	47.9	6"	3.6	10	0.36
TEE 8	47.9	6"	3.6	3	0.11
8 9	47.9	6"	3.6	2	0.07
UGAH-1	47.9	6"	-	-	13.00
9 10	47.9	6"	3.6	2	0.07
TEE 10	47.9	6"	3.6	3	0.11
10 11	47.9	6"	3.6	10	0.36
CODO 11	47.9	6"	3.6	5	0.18
11 12	47.9	6"	3.6	6	0.22
CODO 12	47.9	6"	3.6	5	0.18
12 13	47.9	6"	3.6	5	0.18
CODO 13	47.9	6"	3.6	5	0.18
13 14	47.9	6"	3.6	7	0.25
CODO 14	47.9	6"	3.6	5	0.18
14 15	47.9	6"	3.6	12	0.43
CODO 15	47.9	6"	3.6	5	0.18
15 16	47.9	6"	3.6	2	0.07
CODO 16	47.9	6"	3.6	5	0.18
16 17	47.9	6"	3.6	3	0.11
TEE 17	47.9	6"	3.6	3	0.11
17 A	47.9	6"	3.6	9	0.32

TRAMO	Q [L/s]	MEDIDA	$h_f/100$	L [m]	ΔP m Col. H ₂ O		
AB	47.9	6"	3.6	3	0.11		
CODO B	47.9	6"	3.6	5	0.18		
BC	47.9	6"	3.6	6	0.22		
CODO C	47.9	6"	3.6	5	0.18		
CD	47.9	6"	3.6	7	0.25	$\Sigma\Delta P$ Final	UMA Corresp.
TEE D	47.9	6"	3.6	3	0.11	20.77	UMA-23
CODO D'	44.6	6"	3.3	5	0.17		
D'E	44.6	6"	3.3	3	0.10		
CODO E	44.6	6"	3.3	5	0.17		
EF	44.6	6"	3.3	3	0.10		
TEE F	44.6	6"	3.3	3	0.10	$\Sigma\Delta P$ Final	UMA Corresp.
FG	42.6	6"	3	3	0.09	21.40	UMA-22
TEE G	42.6	6"	3	3	0.09		
GH	40.5	6"	2.7	3	0.08	21.58	UMA-21
TEE H	40.5	6"	2.7	3	0.08		
HI	38.4	6"	2.4	3	0.07	21.74	UMA-20
TEE I	38.4	6"	2.4	3	0.07		
IJ	36.3	6"	2.3	3	0.07	21.88	UMA-19
TEE J	36.3	6"	2.3	3	0.07		
JN	34.3	6"	2	3	0.06	22.02	UMA-18
TEE K	34.3	6"	2	3	0.06		
KL	32.2	6"	1.8	3	0.05	22.14	UMA-17
TEE L	32.2	6"	1.8	3	0.05		
LM	30.1	6"	1.6	2	0.03	22.25	UMA-16
TEE M	30.1	6"	1.6	3	0.05		
MN	28	6"	1.3	3	0.04	22.33	UMA-15
TEE N	28	6"	1.3	3	0.04		
NN	26	6"	1.2	3	0.04	22.41	UMA-14
TEE Ñ	26	6"	1.2	4	0.05		
ÑO	24	4"	8	3	0.24	22.49	UMA-13
TEE O	24	4"	8	2	0.16		
OP	21.9	4"	6.5	3	0.20	22.89	UMA-12
TEE P	21.9	4"	6.5	2	0.13		
PQ	19.9	4"	6	3	0.18	23.21	UMA-11
TEE Q	19.9	4"	6	2	0.12		
QR	17.8	4"	4.2	3	0.13	23.51	UMA-10
TEE R	17.8	4"	4.2	2	0.08		
RS	15.7	4"	3.5	3	0.11	23.72	UMA-9
TEE S	15.7	4"	3.5	2	0.07		

TRAMO	Q [L/s]	MEDIDA	$h_f/100$	L [m]	ΔP m Col. H_2O		
						$\Sigma \Delta P$ Final	UMA Corresp.
ST	13.6	4"	2.5	3	0.08	23.90	UMA-8
TEE T	13.6	4"	2.5	2	0.05		
TU	11.7	3"	7.5	3	0.23	24.02	UMA-7
TEE U	11.7	3"	7.5	1.5	0.11		
UV	9.6	3"	5.5	3	0.17	24.36	UMA-6
TEE V	9.6	3"	5.5	1.5	0.08		
VW	9.6	3"	5.5	4	0.22		
CODO W	9.6	3"	5.5	2.3	0.13		
WX	9.6	3"	5.5	11	0.61		
CODO X	9.6	3"	5.5	2.3	0.13		
XY	9.6	3"	5.5	9	0.50		
CODO Y	9.6	3"	5.5	2.3	0.13		
YZ	9.6	3"	5.5	13	0.72		
CODO Z	9.6	3"	5.5	2.3	0.13		
ZA'	9.6	3"	5.5	13	0.72		
TEE A'	9.6	3"	5.5	4.6	0.25		
A'B'	9.6	3"	5.5	0.5	0.03		
TEE B'	9.6	3"	5.5	1.5	0.08	$\Sigma \Delta P$ Final	UMA Corresp.
B' C'	7.8	3"	3.1	4	0.12	28.23	UMA-5
TEE C'	7.8	3"	3.1	2	0.06		
C' D'	6.1	2 1/2"	7	4	0.28	28.41	UMA-4
TEE D'	6.1	2 1/2"	7	1.3	0.09		
D' E'	4.4	2 1/2"	3.6	4.6	0.17	28.79	UMA-3
TEE E'	4.4	2 1/2"	3.6	2	0.07		
E' F'	2.7	2"	3.5	4	0.14	29.02	UMA-2
TEE F'	2.7	2"	3.5	1	0.035		
F' G'	2.7	2"	3.5	10	0.35		
CODO G'	2.7	2"	3.5	1.5	0.05		
G' H'	2.7	2"	3.5	14	0.49		
TEE H'	1.5	2"	3.5	1.4	0.05	$\Sigma \Delta P$ Final	UMA Corresp.
H' I'	1.5	1 1/4"	8	1	0.08	30.14	UMA-1
CODO I'	1.5	1 1/4"	8	1	0.08		
I' J'	1.5	1 1/4"	8	3	0.24		
CODO J'	1.5	1 1/4"	8	1	0.08		
J' K'	1.5	1 1/4"	8	10.8	0.86		
TEE K'	1.5	1 1/4"	8	1	0.08		
K' L'	0.16	1/2"	7	17	1.19		
TEE L'	0.16	1/2"	7	0.3	0.02	$\Sigma \Delta P$ Final	UMA Corresp.
L' M'	0.16	1/2"	7	1.4	0.10	32.87	Fan & Coil

Tabla 3.2.2 Caída de presión en el retorno directo

TRAMO	Q [L/s]	MEDIDA	$h_f/100$	L [m]	ΔP m Col. H ₂ O		
8'9'	23.9	4"	8	1	0.08		
CODO 8'	23.9	4"	8	3	0.24		
7'8'	23.9	4"	8	9	0.72		
TEE 7'	23.9	4"	8	2	0.16		
4'7'	23.9	4"	8	3	0.24		
5'6'	23.9	4"	8	1	0.08		
CODO 5'	23.9	4"	8	3	0.24		
4'5'	23.9	4"	8	9	0.72		
TEE 4'	47.9	6"	3.6	3	0.11		
3'4'	47.9	6"	3.6	2	0.07		
CODO 3'	47.9	6"	3.6	5	0.18		
2'3'	47.9	6"	3.6	1.5	0.05		
CODO 2'	47.9	6"	3.6	5	0.18		
1'2'	47.9	6"	3.6	3.5	0.13		
TEE 1'	47.9	6"	3.6	3	0.11		
1' A	47.9	6"	3.6	9	0.32		
AB	47.9	6"	3.6	3	0.11		
CODO B	47.9	6"	3.6	5	0.18		
BC	47.9	6"	3.6	6	0.22		
CODO C	47.9	6"	3.6	5	0.18		
CD	47.9	6"	3.6	7	0.25	$\Sigma\Delta P$ Final	UMA Corresp.
TEE D	47.9	6"	3.6	3	0.11	4.68	UMA-23
DD'	44.6	6"	3.3	1	0.03		
D'E	44.6	6"	3.3	3	0.10		
CODO E	44.6	6"	3.3	5	0.17		
EF	44.6	6"	3.3	3	0.10	$\Sigma\Delta P$ Final	UMA Corresp.
TEE F	44.6	6"	3.3	3	0.10	5.17	UMA-22
FG	42.6	6"	3	3	0.09		
TEE G	42.6	6"	3	3	0.09	5.35	UMA-21
GH	40.5	6"	2.7	3	0.08		
TEE H	40.5	6"	2.7	3	0.08	5.51	UMA-20
HI	38.4	6"	2.4	3	0.07		
TEE I	38.4	6"	2.4	3	0.07	5.66	UMA-19
IJ	36.3	6"	2.3	3	0.07		
TEE J	36.3	6"	2.3	3	0.07	5.80	UMA-18
JN	34.3	6"	2	3	0.06		

TRAMO	Q [L/s]	MEDIDA	$h_f/100$	L [m]	ΔP m Col. H_2O		
						$\Sigma\Delta P$ Final	UMA Corresp.
TEE N	34.3	6"	2	3	0.06	5.92	UMA-17
KL	32.2	6"	1.8	3	0.05		
TEE L	32.2	6"	1.8	3	0.05	6.02	UMA-16
LM	30.2	6"	1.6	2	0.03		
TEE M	30.2	6"	1.6	3	0.05	6.10	UMA-15
MN	28	6"	1.3	3	0.04		
TEE N	28	6"	1.3	3	0.04	6.18	UMA-14
NN	26	6"	1.2	3	0.04		
TEE N	26	6"	1.2	4	0.05	6.27	UMA-13
NO	24	4"	8	3	0.24		
TEE O	24	4"	8	2	0.16	6.67	UMA-12
OP	21.9	4"	6.5	3	0.20		
TEE P	21.9	4"	6.5	2	0.13	6.99	UMA-11
PQ	19.9	4"	6	3	0.18		
TEE Q	19.9	4"	6	2	0.12	7.29	UMA-10
QR	17.8	4"	4.2	3	0.13		
TEE R	17.8	4"	4.2	2	0.08	7.50	UMA-9
RS	15.7	4"	3.5	3	0.11		
TEES	15.7	4"	3.5	2	0.07	7.68	UMA-8
ST	13.6	4"	2.5	3	0.08		
TEE T	13.6	4"	2.5	3	0.08	7.83	UMA-7
TU	11.7	3"	7.5	3	0.23		
TEE U	11.7	3"	7.5	1.5	0.11	8.16	UMA-6
UV	9.6	3"	5.5	3	0.17		
TEE V	9.6	3"	5.5	1.5	0.08		
VW	9.6	3"	5.5	4	0.22		
CODO W	9.6	3"	5.5	2.5	0.14		
WX	9.6	3"	5.5	11	0.61		
CODO X	9.6	3"	5.5	2.5	0.14		
XY	9.6	3"	5.5	9	0.50		
CODO Y	9.6	3"	5.5	2.5	0.14		
YZ	9.6	3"	5.5	13	0.72		
CODO Z	9.6	3"	5.5	2.5	0.14		
ZA'	9.6	3"	5.5	13	0.72		
TEE A'	9.6	3"	5.5	1.5	0.08		
A'B'	9.6	3"	5.5	0.5	0.03	$\Sigma\Delta P$ Final	UMA Corresp.
TEE B'	9.6	3"	5.5	1.5	0.08	11.90	UMA-5
B'C'	7.8	3"	3.1	4	0.12		
TEE C'	7.8	3"	3.1	2	0.06	12.09	UMA-4

TRAMO	Q [L/s]	MEDIDA	$h_f/100$	L [m]	ΔP m Col. H_2O		
C' D'	6.1	2 1/2"	7	3.6	0.25	$\Sigma\Delta P$ Final	UMA Corresp.
TEE D'	6.1	2 1/2"	7	1.3	0.09	12.43	UMA-3
D' E'	4.4	2 1/2"	3.6	5	0.18		
TEE E'	4.4	2 1/2"	3.6	1.8	0.06	12.68	UMA-2
E' F'	2.7	2"	3.5	4	0.14		
TEE F'	2.7	2"	3.5	1	0.04		
F' G'	2.7	2"	3.5	10	0.35		
CODO G'	2.7	2"	3.5	1.5	0.05		
G' H'	2.7	2"	3.5	14	0.49	$\Sigma\Delta P$ Final	UMA Corresp.
TEE H'	1.5	2"	3.5	1.5	0.05	13.80	UMA-1
H' I'	1.5	1 1/4"	8	1	0.08		
CODO I'	1.5	1 1/4"	8	1	0.08		
I' J'	1.5	1 1/4"	8	3	0.24		
CODO J'	1.5	1 1/4"	8	1	0.08		
J' K'	1.5	1 1/4"	8	11	0.88		
TEE K'	1.5	1 1/4"	8	1	0.08		
K' L'	0.16	1/2"	7	17	1.19		
TEE L'	0.16	1/2"	7	0.3	0.02	$\Sigma\Delta P$ Final	UMA Corresp.
L' M'	0.16	1/2"	7	1.5	0.11	16.55	Fan & Coil

2.- En la siguiente página se muestra la tabla de datos de equipos con retorno directo.

Tabla 3.2.3 Tabla final de resultados con Retorno Directo

Equipo	Gasto [L/s]	Tubería	Caída de Presión en la Alimentación [m]	Caída de Presión en el Retorno [m]	Presión real en el serpentín [m]	Presión requerida en el serpentín [m]	Caída de Presión en la Válvula [m]
UMA 23	3.3	2"	20.77	4.68	26.22	2.95	23.27
UMA 22	2	1 1/2"	21.4	5.17	25.1	2.07	23.03
UMA 21	2	1 1/2"	21.58	5.35	24.74	2.07	22.67
UMA 20	2	1 1/2"	21.74	5.51	24.42	2.07	22.35
UMA 19	2	1 1/2"	21.88	5.66	24.13	2.07	22.06
UMA 18	2	1 1/2"	22.02	5.8	23.85	2.07	21.78
UMA 17	2	1 1/2"	22.14	5.92	23.61	2.07	21.54
UMA 16	2	1 1/2"	22.25	6.02	23.4	2.07	21.33
UMA 15	2	1 1/2"	22.33	6.1	23.24	2.07	21.17
UMA 14	2	1 1/2"	22.41	6.18	23.08	2.07	21.01
UMA 13	2	1 1/2"	22.49	6.27	22.91	2.07	20.84
UMA 12	2	1 1/2"	22.89	6.67	22.11	2.07	20.04
UMA 11	2	1 1/2"	23.21	6.67	21.79	2.07	19.72
UMA 10	2	1 1/2"	23.51	7.29	20.87	2.07	18.8
UMA 9	2	1 1/2"	23.72	7.5	20.45	2.07	18.38
UMA 8	2	1 1/2"	23.9	7.68	20.09	2.07	18.02
UMA 7	2	1 1/2"	24.02	7.83	19.82	1.98	17.84
UMA 6	2.1	1 1/2"	24.36	8.16	19.15	2.1	17.05
UMA 5	1.7	1 1/2"	28.23	11.9	11.54	2.4	9.14
UMA 4	1.69	1 1/2"	28.41	12.09	11.17	1.28	9.89
UMA 3	1.69	1 1/2"	28.79	12.43	10.45	1.28	9.17
UMA 2	1.74	1 1/2"	29.02	12.68	9.97	1.34	8.63
UMA 1	1.74	1 1/2"	30.14	13.8	7.73	2.37	5.36
Fan&Coil	0.16	1/2"	32.87	16.55	2.25	2.25	0

Pérdida para cálculo de bomba = Trayectoria considerada más larga = $32.87 + 16.55 + 2.25 = 51.67$ m

Como podemos observar en la tabla anterior se necesitarán 23 válvulas de balanceo automáticas para poder llevar al cabo el balanceo del sistema con retorno directo. Este tipo de válvulas garantizan el gasto de diseño máximo en cada una de las UMA's, ya que utilizan un cartucho de acero inoxidable que en su interior tiene un resorte, el cual limita el gasto aunque aumenta el rango de presión diferencial entre la válvula, y si baja la presión el resorte se abre para tratar de mantener el gasto de diseño. Estas válvulas se seleccionan únicamente mediante tres parámetros: gasto máximo de diseño, diámetro de tubería y rango de presión diferencial.

3.2.4 Selección de bombas para el retorno directo

A continuación se lleva al cabo la selección de las bombas mediante sus parámetros de carga y gasto, y mediante el programa de selección de bombas, intercambiadores de calor y tanques de expansión TACO NET 6.1* se obtiene el modelo CE3013 para un arreglo de dos bombas en paralelo y una en reserva.

Modelo: CE3013

Diámetro del impulsor: 322.6 mm

Gasto: 47.94 L/s

Carga: 51.67 m

Potencial al freno: 16.6 kW

Potencia interna: 12.1 kW

Eficiencia: 73 %

NPSH: 1 m

Motor:

Tipo: Jaula de ardilla.

R.P.M.: 1760 r.p.m.

Potencia: 20 H.P.

Voltaje: 220 V

Corriente: 60.5 A

Ciclos: 60 Hz.

*Para mayor información sobre este programa consultar la pagina en internet Taco Home Page en la dirección <http://www.taco-hvac.com/>

3.3 Balanceo con retorno inverso

1.- Para este caso sólo se calcula la pérdida de presión (ΔP metros columna de H_2O) tramo por tramo de tubería en el retorno inverso de cada una de las UMA's y en el Fan & Coil, ya que la pérdida de carga en la alimentación es exactamente la misma que en el caso del retorno directo.

2.- Se calcula la presión a la entrada y a la salida de los serpentines de cada uno de los equipos de la misma manera que en el caso del retorno directo (**presión real**).

3.- Para el caso de este sistema la **presión real será muy semejante a la presión requerida en el sistema.**

4.- Una vez balanceado el sistema se seleccionan las bombas de la forma tradicional, con base en el gasto y carga del sistema.

A continuación se muestra sólo el cálculo de la pérdida de carga por longitud de tubería en el retorno del sistema con retorno inverso, ya que el cálculo de la pérdida de carga en la alimentación es el mismo en ambos sistemas.

3.3.1 Caída de presión en el retorno inverso

TRAMO	Q [L/s]	MEDIDA	$h_f/100$	L [m]	ΔP m Col. H ₂ O		
						$\Sigma\Delta P$ Final	UMA Corresp.
CODO D'	3.3	2"	5.1	1.5	0.08	20.70	UMA-23
D' E	3.3	2"	5.1	3	0.15		
CODO E	3.3	2"	5.1	1.5	0.08		
EF	3.3	2"	5.1	3.4	0.17	$\Sigma\Delta P$ Final	UMA Corresp.
TEE F	5.4	2 1/2"	5.5	1.7	0.09	20.59	UMA-22
FG	5.4	2 1/2"	5.5	3.4	0.19		
TEE G	7.5	2 1/2"	8	1.2	0.10	20.45	UMA-21
GH	7.5	2 1/2"	8	3.4	0.27		
TEE H	9.6	3"	5.5	2.1	0.12	20.29	UMA-20
HI	9.6	3"	5.5	3.4	0.19		
TEE I	11.7	3"	7.2	1.5	0.11	19.99	UMA-19
IJ	11.7	3"	7.2	3.4	0.24		
TEE J	13.8	4"	2.75	2.7	0.07	19.64	UMA-18
JK	13.8	4"	2.75	3.4	0.09		
TEE K	15.8	4"	3.5	2	0.07	19.47	UMA-17
KL	15.8	4"	3.5	3.4	0.12		
TEE L	17.9	4"	4.5	2	0.09	19.28	UMA-16
LM	17.9	4"	4.5	3.4	0.15		
TEE M	20	4"	5.7	2	0.11	19.04	UMA-15
MN	20	4"	5.7	3.4	0.19		
TEE N	22.1	6"	0.85	4.2	0.04	18.73	UMA-14
NN	22.1	6"	0.85	3.4	0.03		
TEE Ñ	24.2	6"	1	3	0.03	18.66	UMA-13
NO	24.2	6"	1	3.4	0.03		
TEE O	26.3	6"	1.2	3	0.04	18.60	UMA-12
OP	26.3	6"	1.2	3.4	0.04		
TEE P	28.4	6"	1.4	3	0.04	18.52	UMA-11
PQ	28.4	6"	1.4	3.4	0.05		
TEE Q	30.5	6"	1.7	3	0.05	18.43	UMA-10
QR	30.5	6"	1.7	3.4	0.06		
TEE R	32.6	6"	1.75	3	0.05	18.33	UMA-9
RS	32.6	6"	1.75	3.4	0.06		
TEES	34.6	6"	2	3	0.06	18.21	UMA-8
ST	34.6	6"	2	3.4	0.07		
TEE T	36.7	6"	2.3	3	0.07		

TRAMO	Q [L/s]	MEDIDA	$h_f/100$	L [m]	ΔP m Col. H ₂ O		
TU	36.7	6"	2.3	3.4	0.08	$\Sigma\Delta P$ Final	UMA Corresp.
TEE U	38.8	6"	2.5	3	0.08	17.94	UMA-7
UV	38.8	6"	2.5	2	0.05		
CODO V	38.8	6"	2.5	4.8	0.12	17.81	UMA-6
V W	38.8	6"	2.5	4	0.10		
CODO W	38.8	6"	2.5	4.8	0.12		
WX	38.8	6"	2.5	11	0.28		
CODO X	38.8	6"	2.5	4.8	0.12		
XY	38.8	6"	2.5	8.5	0.21		
CODO Y	38.8	6"	2.5	4.8	0.12		
YZ	38.8	6"	2.5	13	0.33		
CODO Z	38.8	6"	2.5	4.8	0.12		
Z A'	38.8	6"	2.5	13	0.33		
TEE A'	38.8	6"	2.5	3	0.08		
A'B'	38.8	6"	2.5	1	0.03		
TEE B'	40.6	6"	2.6	3	0.08		
B'C'	40.6	6"	2.6	4	0.10	$\Sigma\Delta P$ Final	UMA Corresp.
TEE C'	42.3	6"	3	3	0.09	15.69	UMA-5
C'D'	42.3	6"	3	4	0.12		
TEE D'	43.9	6"	3.2	3	0.10	15.48	UMA-4
D'E'	43.9	6"	3.2	4	0.13		
TEE E'	45.7	6"	3.4	3	0.10	15.26	UMA-3
E'F'	45.7	6"	3.4	4	0.14		
TEE F'	45.7	6"	3.4	3	0.10	15.02	UMA-2
F'G'	45.7	6"	3.4	10.2	0.35		
CODO G'	45.7	6"	3.4	4.8	0.16		
G'H'	45.7	6"	3.4	14.5	0.49		
TEE H'	47.4	6"	3.5	3	0.11		
H'I'	47.4	6"	3.5	1	0.04	$\Sigma\Delta P$ Final	UMA Corresp.
CODO I'	47.4	6"	3.5	4.8	0.17	13.78	UMA-1
I'J'	47.4	6"	3.5	2.5	0.09		
CODO J'	47.4	6"	3.5	4.8	0.17		
J'K'	47.4	6"	3.5	9.5	0.33		
TEE K'	47.4	6"	3.5	3	0.11		
K'L'	47.4	6"	3.5	15.5	0.54		
TEE L'	47.9	6"	3.6	3	0.11		
L'M'	47.9	6"	3.6	1.7	0.06		
M'L'	47.9	6"	3.6	1.7	0.06		

TRAMO	Q [L/s]	MEDIDA	$h_r/100$	L [m]	ΔP m Col. H ₂ O	$\Sigma \Delta P$ Final	UMA Corresp.
						12.14	Fan & Coil
TEE L'	47.9	6"	3.6	3	0.11		
L'K'	47.9	6"	3.6	15.5	0.56		
CODO K'	47.9	6"	3.6	4.8	0.17		
K'J'	47.9	6"	3.6	9.5	0.34		
CODO J'	47.9	6"	3.6	4.8	0.17		
J'I'	47.9	6"	3.6	2.8	0.10		
CODO I'	47.9	6"	3.6	4.8	0.17		
I'G'	47.9	6"	3.6	15	0.54		
CODO G'	47.9	6"	3.6	4.8	0.17		
G'F'	47.9	6"	3.6	10	0.36		
CODO F'	47.9	6"	3.6	4.8	0.17		
F'A'	47.9	6"	3.6	15.8	0.57		
CODO A'	47.9	6"	3.6	4.8	0.17		
A'Z	47.9	6"	3.6	13	0.47		
CODO Z	47.9	6"	3.6	4.8	0.17		
Z Y	47.9	6"	3.6	13	0.47		
CODO Y	47.9	6"	3.6	4.8	0.17		
Y X	47.9	6"	3.6	8.5	0.31		
CODO X	47.9	6"	3.6	4.8	0.17		
X W	47.9	6"	3.6	11	0.40		
CODO W	47.9	6"	3.6	4.8	0.17		
W V	47.9	6"	3.6	4.2	0.15		
CODO V	47.9	6"	3.6	4.8	0.17		
VE	47.9	6"	3.6	58.5	2.11		
CODO E	47.9	6"	3.6	4.8	0.17		
E D'	47.9	6"	3.6	3	0.11		
CODO D'	47.9	6"	3.6	4.8	0.17		
D'D	47.9	6"	3.6	2	0.07		
CODO D	47.9	6"	3.6	4.8	0.17		
DC	47.9	6"	3.6	6	0.22		
CODO C	47.9	6"	3.6	4.8	0.17		
CB	47.9	6"	3.6	5	0.18		
CODO B	47.9	6"	3.6	4.8	0.17		
BA	47.9	6"	3.6	3	0.11		
I' A	47.9	6"	3.6	9	0.32		
TEE I'	47.9	6"	3.6	3	0.11		
I'2'	47.9	6"	3.6	3.5	0.13		
CODO 2'	47.9	6"	3.6	4.8	0.17		

TRAMO	Q [L/s]	MEDIDA	$h_f/100$	L [m]	ΔP m Col. H_2O
2'3'	47.9	6"	3.6	1.5	0.05
CODO 3'	47.9	6"	3.6	4.8	0.17
3'4'	47.9	6"	3.6	2	0.07
TEE 4'	47.9	6"	3.6	4.2	0.15
4'5'	23.9	4"	8	9	0.72
CODO 5'	23.9	4"	8	3	0.24
5'6'	23.9	4	8	1	0.08

2.- En la siguiente página. se muestra la tabla 3.6 de datos de equipos con retorno inverso.

Tabla 3.3.2 Tabla final de resultados con Retor no inverso

Equipo	Gasto [L/s]	Tubería	Caída de Presión en la Alimentación [m]	Caída de Presión en el Retorno [m]	Presión real en el serpentín [m]	Presión requerida en el serpentín [m]	Caída de Presión en la Válvula [m]
UMA 23	3.3	2"	20.77	20.7	5.79	2.95	2.84
UMA 22	2	1 1/2"	21.4	20.59	5.27	2.07	3.2
UMA 21	2	1 1/2"	21.58	20.45	5.23	2.07	3.16
UMA 20	2	1 1/2"	21.74	20.29	5.23	2.07	3.16
UMA 19	2	1 1/2"	21.88	19.99	5.39	2.07	3.32
UMA 18	2	1 1/2"	22.02	19.64	5.6	2.07	3.53
UMA 17	2	1 1/2"	22.14	19.47	5.65	2.07	3.58
UMA 16	2	1 1/2"	22.25	19.28	5.73	2.07	3.66
UMA 15	2	1 1/2"	22.33	19.04	5.89	2.07	3.82
UMA 14	2	1 1/2"	22.41	18.73	6.12	2.07	4.05
UMA 13	2	1 1/2"	22.49	18.66	6.11	2.07	4.04
UMA 12	2	1 1/2"	22.89	18.6	5.77	2.07	3.7
UMA 11	2	1 1/2"	23.21	18.52	5.53	2.07	3.46
UMA 10	2	1 1/2"	23.51	18.43	5.32	2.07	3.25
UMA 9	2	1 1/2"	23.72	18.33	5.21	2.07	3.14
UMA 8	2	1 1/2"	23.9	18.21	5.15	2.07	3.08
UMA 7	2	1 1/2"	24.02	17.94	5.3	1.98	3.32
UMA 6	2.1	1 1/2"	24.36	17.81	5.09	2.1	2.99
UMA 5	1.7	1 1/2"	28.23	15.69	3.34	2.4	0.94
UMA 4	1.69	1 1/2"	28.41	15.48	3.37	1.28	2.09
UMA 3	1.69	1 1/2"	28.79	15.26	3.21	1.28	1.93
UMA 2	1.74	1 1/2"	29.02	15.02	3.22	1.34	1.88
UMA 1	1.74	1 1/2"	30.14	13.78	3.34	2.37	0.97
Fan&Coil	0.16	1/2"	32.87	12.14	2.25	2.25	0

Pérdida para cálculo de bomba = Trayectoria considerada más larga = $32.87 + 12.14 + 2.25 = 47.26$ m

Como podemos observar en la tabla anterior no se necesitara ninguna válvula de balanceo, ya que el sistema de retorno inverso es prácticamente autobalanceable.

3.3.3 Selección de bombas para el retorno inverso

A continuación nuevamente se lleva al cabo la selección de las bombas mediante sus parámetros de carga y gasto, y mediante el mismo programa TACO NET 6.1* se obtiene el modelo CE3013 para un arreglo de dos bombas en paralelo y una en reserva.

Modelo: CE3013	Diámetro del impulsor: 315 mm
Gasto: 47.94 L/s	NPSH: 1 m
Carga: 47.26 m	
Potencial al freno: 15.4 kW	
Potencia interna: 11.08 kW	
Eficiencia: 72 %	

Motor:

Tipo: Jaula de ardilla	R.P.M.: 1760 r.p.m.
Voltaje: 220 V	
Corriente: 56.13 A	
Ciclos: 60 Hz	
Potencia: 20 H.P.	

*Para mayor información sobre este programa consultar la pagina en internet Taco Home Page en la dirección <http://www.taco-hvac.com/>

En el siguiente capítulo se hará una descripción de las ventajas en el ahorro de energía que arroja esta comparación entre los dos sistemas, retorno inverso y directo.

3.4 Ahorro de energía en un sistema real balanceado correctamente

Podemos definir el consumo de energía activa para el caso del sistema de retorno directo siguiente manera:

$$E_{dir} = P_{dir} \times t$$

Donde:

E_{dir} : Energía activa en el retorno directo [kWh]

P_{dir} : Potencia de consumo en el retorno directo [kW]

t: Tiempo de operación [horas]

Y para el caso del retorno inverso:

$$E_{inv} = P_{inv} \times t$$

Donde:

E_{inv} : Energía activa en el retorno directo [kWh]

P_{inv} : Potencia de consumo en el retorno directo [kW]

t: Tiempo de operación [horas]

Podemos definir el ahorro de energía como:

$$\text{Ahorro de energía [kWh]} = E_{dir} - E_{inv} \text{ ya que } E_{dir} > E_{inv}$$

Del capítulo anterior tenemos que el consumo de potencia para el caso del retorno inverso es $P_{inv} = 15.4$ [kW], y para el caso del retorno directo es $P_{dir} = 16.6$ [kW].

Para calcular el ahorro de energía en **un año de operación** tenemos:

Para este caso $t = 2,920$ horas de operación

$$E_{inv} = P_{inv} \times t = 44,968 \text{ [kWh]}$$

$$E_{dir} = P_{dir} \times t = 48,472 \text{ [kW]}$$

Por lo tanto el ahorro de energía es de:

$$\text{Ahorro de energía} = 3,504 \text{ [kWh]}$$

Para calcular el ahorro de energía en **cinco años de operación** tenemos:

Para este caso $t = 14,600$ horas de operación

$$E_{inv} = P_{inv} \times t = 224,840 \text{ [kW]}$$

$$E_{dir} = P_{dir} \times t = 242,360 \text{ [kW]}$$

Por lo tanto el ahorro de energía es de:

$$\text{Ahorro de energía} = 17,520 \text{ [kWh]}$$

Para calcular el ahorro de energía en **diez años de operación** tenemos:

Para este caso $t = 29,200$ horas de operación

$$E_{inv} = P_{inv} \times t = 449,680 \text{ [kW]}$$

$$E_{dir} = P_{dir} \times t = 484,720 \text{ [kW]}$$

Por lo tanto el ahorro de energía es de:

$$\text{Ahorro de energía} = 35,040 \text{ [kWh]}$$

Una vez obtenidos los resultados correspondientes al ahorro de energía podemos graficar el ahorro y el tiempo:

Tabla de resultados 4.1

Tiempo [años]	Ahorro [kWh]
1	2,044
5	10,220
10	20,440

**ESTA TESIS NO DEBE
SALIR DE LA BIBLIOTECA**

Gráfica de la tabla de resultados 4.1

Gráfica 4.1

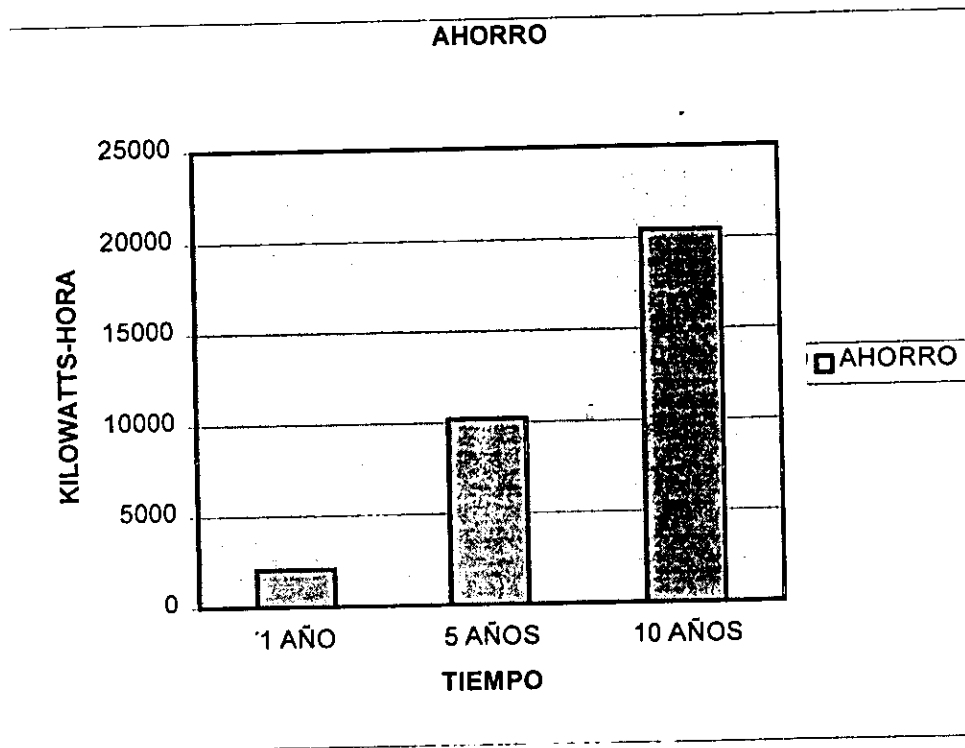
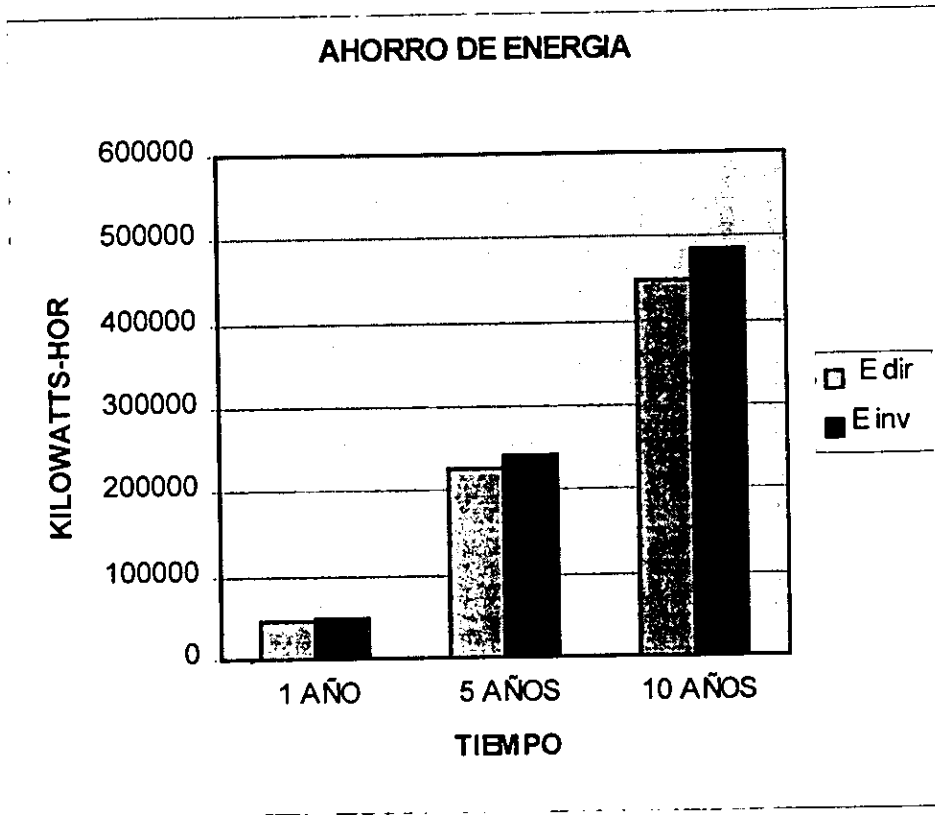


Tabla de resultados 4.2

Tiempo [años]	E_{dir} [kWh]	E_{inv} [kWh]
1	44,968	48,472
5	224,840	242,360
10	449,680	484,720

Gráfica de la tabla de resultados 4.2 a continuación:

Gráfica 4.2



CAPÍTULO 4 *Conclusiones*

Como podemos observar al llevar al cabo el balanceo del sistema anterior, es mucho más conveniente utilizar el sistema de retorno inverso para el caso de este sistema, por tratarse de un sistema cerrado, ya que mediante este tipo de arreglo el sistema disminuye el consumo de potencia de bombeo el cual en consecuencia se ve reflejado a la larga en un menor consumo de energía eléctrica.

Para el caso particular de este sistema la diferencia de 16.6 kW a 15.4 kW, es decir 0.8 kW de ahorro de potencia de bombeo, al parecer no es muy significativa, lo cual se debe principalmente a la complejidad de la instalación en sí, la cual es una combinación de un sistema horizontal y vertical, por lo cual la tubería del retorno inverso tiene que retornar de una manera muy sinuosa lo cual se ve reflejado en un aumento de caída de presión en el retorno debido a la gran cantidad de pérdidas de los accesorios utilizados en el retorno. Si el sistema pudiera retornar con un tubo sin cambios de dirección (lo cual es de lo más común, si es que el retorno no se ve impedido por limitaciones físicas del sistema) el ahorro en la carga de la bomba llega a ser en algunos casos de hasta un tercio, por lo cual puede ocurrir en algunos casos una disminución significativa de kilowatts en el motor de la bomba, con lo cual queda demostrado uno de los principales objetivos de esta tesis: el ahorro de energía mediante la selección y aplicación de un procedimiento adecuado de balanceo de tuberías.

Otra ventaja para el caso del sistema de retorno inverso con respecto del sistema de retorno directo es que se trata de un sistema autobalanceable, lo cual nos evita problemas inherentes al balanceo, como el uso de válvulas de balanceo y en casos extremos falta de agua en equipos.

El sistema de retorno directo es necesario para sistemas abiertos ya que en este tipo de sistemas la presión es la misma en todos los puntos del sistema y para algunos casos particulares de sistemas cerrados cuando las unidades manejan gastos diferentes, caídas de presión diferentes

y por lo tanto requieren de válvulas de balanceo.

Para el caso de este sistema en particular la mayoría de las unidades manejan gastos y caídas de presión muy semejantes, lo cual justifica el uso del retorno inverso.

BIBLIOGRAFÍA

- ASHRAE HANDBOOK(American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning Engineers), Fundamentals, SI Edition,1993.
- ASHRAE STANDARS, Energy Efficient Design of new buildings except new low-rise residential building, 1989.
- G.F.Carlson, HYDRONIC SYSTEMS:ANALYSIS AND EVALUATION, ASHRAE JOURNAL.
- Carrier, AIR CONDITIONING HANDBOOK, McGraw Hill, 1996.
- Hernández Goribar, Fundamentos de aire acondicionado, Editorial Limusa, 1997, decimoquinta reimpresión.
- White, Frank M., MECÁNICA DE FLUIDOS, Editorial McGraw-Hill, Primera edición en español, 1983, México.
- P. Gerhart, R. Cross, J. Hochstein, FUNDAMENTOS DE MECÁNICA DE FLUIDOS, Editorial Addison-Wesley Iberoamericana, Segunda Edición, 1995, México D.F.
- Johnson Controls, HVAC/REFRIGERATION CONTROLS, 1993.
- Apuntes de diseño de intercambiadores de calor, Referencia IMP 1006, 1984.

APENDICE

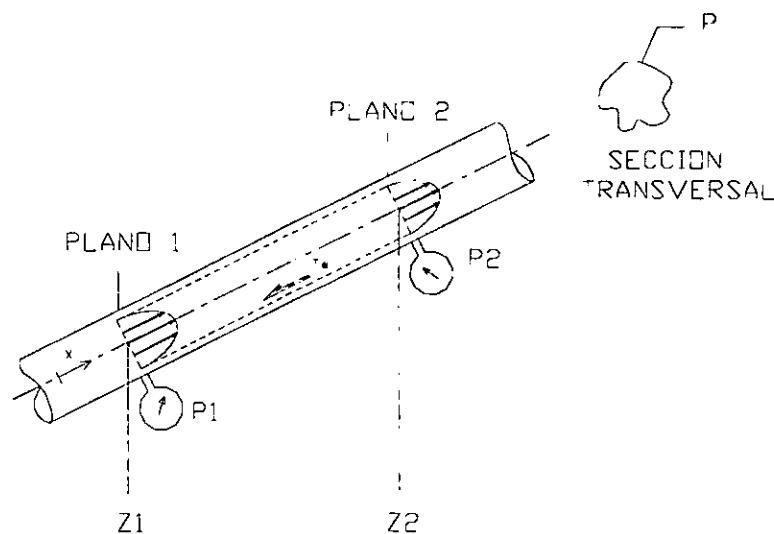
A.1 Sistemas abierto y cerrado

Ambos sistemas son nuevamente clasificados como abierto y cerrado. Un sistema abierto es aquel que tiene la misma presión en cualquier punto del sistema, ya que opera a presión atmosférica; las torres de enfriamiento y las lavadoras de aire son ejemplos de sistemas abiertos a la atmósfera.

Un sistema cerrado es aquel en el cual el flujo de agua no es expuesto a la atmósfera en ningún punto. Este sistema comúnmente contiene un tanque de expansión el cual se encuentra abierto a la atmósfera, pero el agua expuesta es insignificante.

A.2 Caída de presión y pérdida de carga

La siguiente figura ilustra el caso de un flujo totalmente desarrollado que ocurre entre dos planos de sección transversal en una tubería o conducto de área constante.



La pérdida de energía potencial equivalente es la pérdida de carga, la cual, para flujo en tuberías totalmente desarrollado se expresa como:

$$h_L = (P_1 - P_2) / \rho g + Z_1 - Z_2$$

donde:

P_1 : Presión manométrica en el punto 1

P_2 : Presión manométrica en el punto 2

ρ : Densidad del fluido.

g : Aceleración de la gravedad.

La pérdida de energía también se puede expresar por medio de una pérdida de presión:

$$\Delta P_L = \rho g (h_L) = (P_1 - P_2) + \rho g (Z_1 - Z_2)$$

Es importante reconocer la diferencia entre un cambio de presión, una caída de presión y una pérdida de presión. En un flujo, el cambio de presión entre dos puntos es:

$$\Delta P = P_2 - P_1$$

La caída de presión es el negativo de un cambio de presión:

$$\Delta P_d = P_1 - P_2$$

A.3 Diagrama de Moody

Este diagrama es probablemente el más útil y conocido de la Mecánica de Fluidos. Es fiable si se aceptan errores inferiores al 15 % en cálculos de diseño. Puede ser utilizado para conductos circulares y no circulares y también para flujos en canales abiertos.

Mediante este diagrama se puede calcular el factor de fricción f a partir del diámetro y

longitud de tubería, la velocidad del flujo y el valor típico de rugosidad; este último parámetro, (ϵ) se obtiene de tablas como la siguiente:

Tabla 1

Material (nuevo)	ϵ ft	ϵ mm
Acero remachado	0.003 - 0.03	0.9 - 9.0
Concreto	0.001 - 0.01	0.3 - 3.0
Duela de Madera	0.0006 - 0.003	0.18 - 0.9
Hierro fundido	0.00085	0.26
Hierro galvanizado	0.0005	0.15
Hierro fundido revestido de asfalto	0.0004	0.12
Acero comercial o hierro forjado	0.00015	0.046
Latón o cobre estirado	0.000005	0.0015
Vidrio o plástico	Liso	Liso

Una vez calculado este valor en el diagrama de Moody se puede conocer la pérdida de carga de determinada tubería a partir de la siguiente ecuación:

$$h_f = f L/D * V^2/2g$$

donde:

L: Longitud de tubería.

D: Diámetro interno de la tubería.

V: Velocidad del flujo, la cual es constante en un tramo de sección constante.

g: Aceleración de la gravedad.

que es la correlación de Darcy-Wessibach, la cual es valida para flujos laminares y turbulentos en conductos de sección arbitraria.

Una vez calculada la pérdida de carga se puede obtener la caída de presión en un tubo horizontal ($z_1 = z_2$) con:

$$\Delta P = \rho g h_f$$

Dos páginas adelante se muestra el diagrama de Moody.

A.4 Nomogramas para cálculos de caídas de presión

Los nomogramas muestran la velocidad del agua, diámetro de tubería, gasto de agua y fricción por cada metro de tubería equivalente. Conociendo cualquiera de estos dos factores, los otros dos pueden ser fácilmente determinados a partir del nomograma. El efecto de la rugosidad interna de la tubería es considerado en todos estos valores.

La mayoría de las aplicaciones en los sistemas de aire acondicionado utilizan tubería de acero o de cobre en el sistema de tubería. Para evaluar la pérdida de fricción en la tubería de acero o cobre se deberán consultar los nomogramas que se muestran tres páginas adelante.

La cantidad de agua es determinada a partir de las condiciones de carga del aire acondicionado y la velocidad del agua por recomendaciones predeterminadas. Estos dos factores son utilizados para establecer el tamaño de la tubería y la fricción equivalente.

Velocidad del agua: Las velocidades recomendadas para el diseño de tubería de agua dependen de dos condiciones:

1.- El uso o servicio que se le dará a la tubería.

2.- Los efectos de erosión.

La siguiente tabla en lista los rangos de velocidad recomendados para los diferentes servicios.

A.5 Velocidades de agua recomendadas

SERVICIO	RANGO DE VELOCIDAD (m/SEG)
Descarga de la bomba	2.4 – 3.6
Succión de la bomba	1.2 – 2.1
Línea de drenaje	1.2 – 2.1
Servicios generales	1.5 - 3
Ciudad	0.9 – 2.1

El diseño del sistema de tubería de agua está limitado por la velocidad del flujo máxima permisible. Los valores máximos de la tabla anterior se encuentran basados en los niveles de sonido permisibles del agua en movimiento y entrada de aire, y en los efectos de erosión.

La erosión en los sistemas de tubería de agua se debe al rápido movimiento de agua en la superficie interior de la tubería, el agua por lo general contiene burbujas de aire, arena y otros materiales sólidos. En algunos casos esto bien podría significar el deterioro completo de las paredes de la tubería, particularmente en la base de la superficie y en los codos. Debido a que la erosión es una función del tiempo, velocidad del agua y de materiales suspendidos en el agua, es por eso que la selección de la velocidad de diseño del agua siempre es un factor crítico.

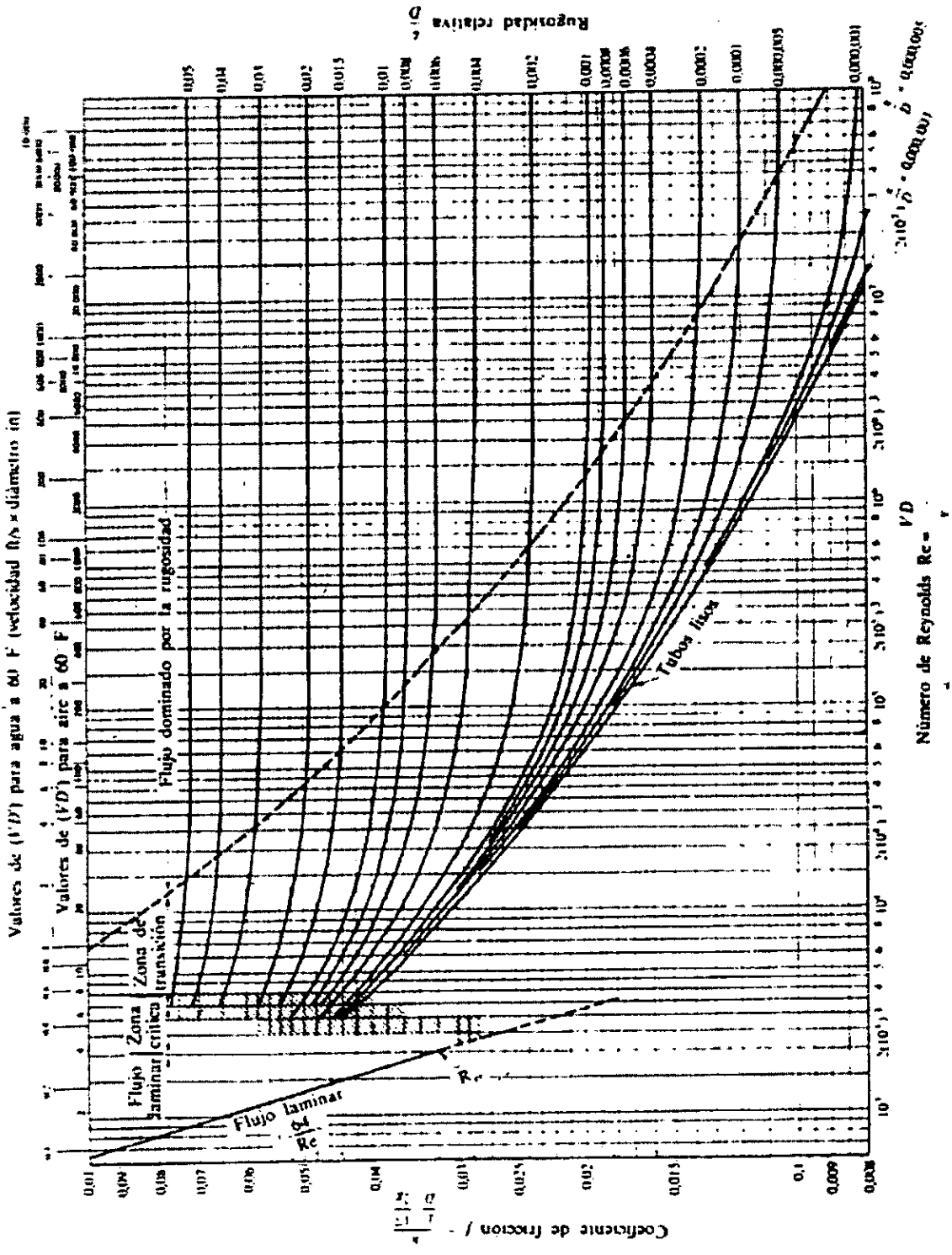


Diagrama de Moody de la fricción en conductos de paredes lisas y rugosas. (De la Ref. 8, con permiso de ASME.)

GRÁFICO 3. PÉRDIDAS POR ROZAMIENTO EN LOS SISTEMAS CERRADOS DE TUBERÍAS
Tubo en acero

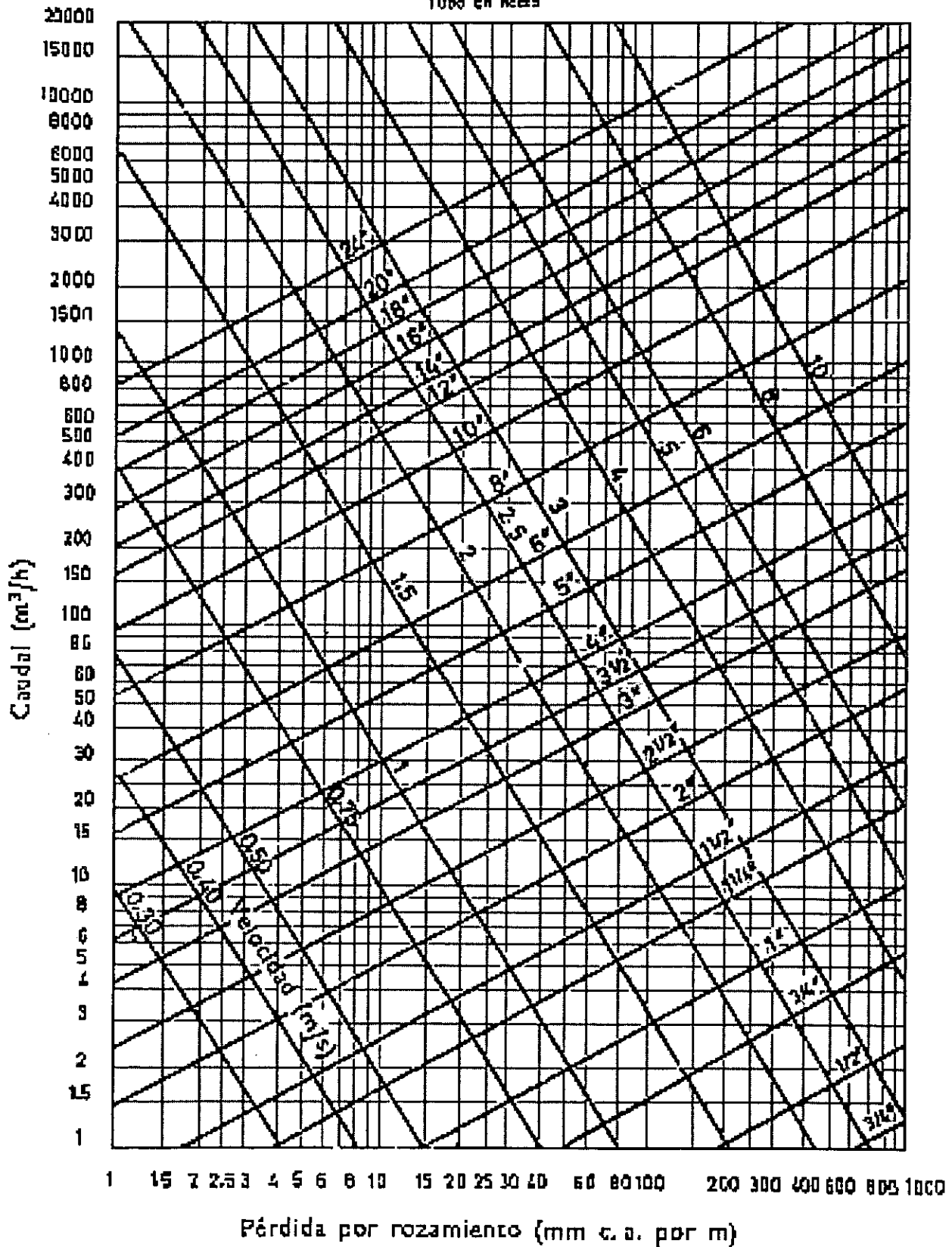


GRÁFICO 4 PÉRDIDAS POR ROZAMIENTO EN LOS SISTEMAS ABIERTOS DE TUBERÍAS
Tubo de acero

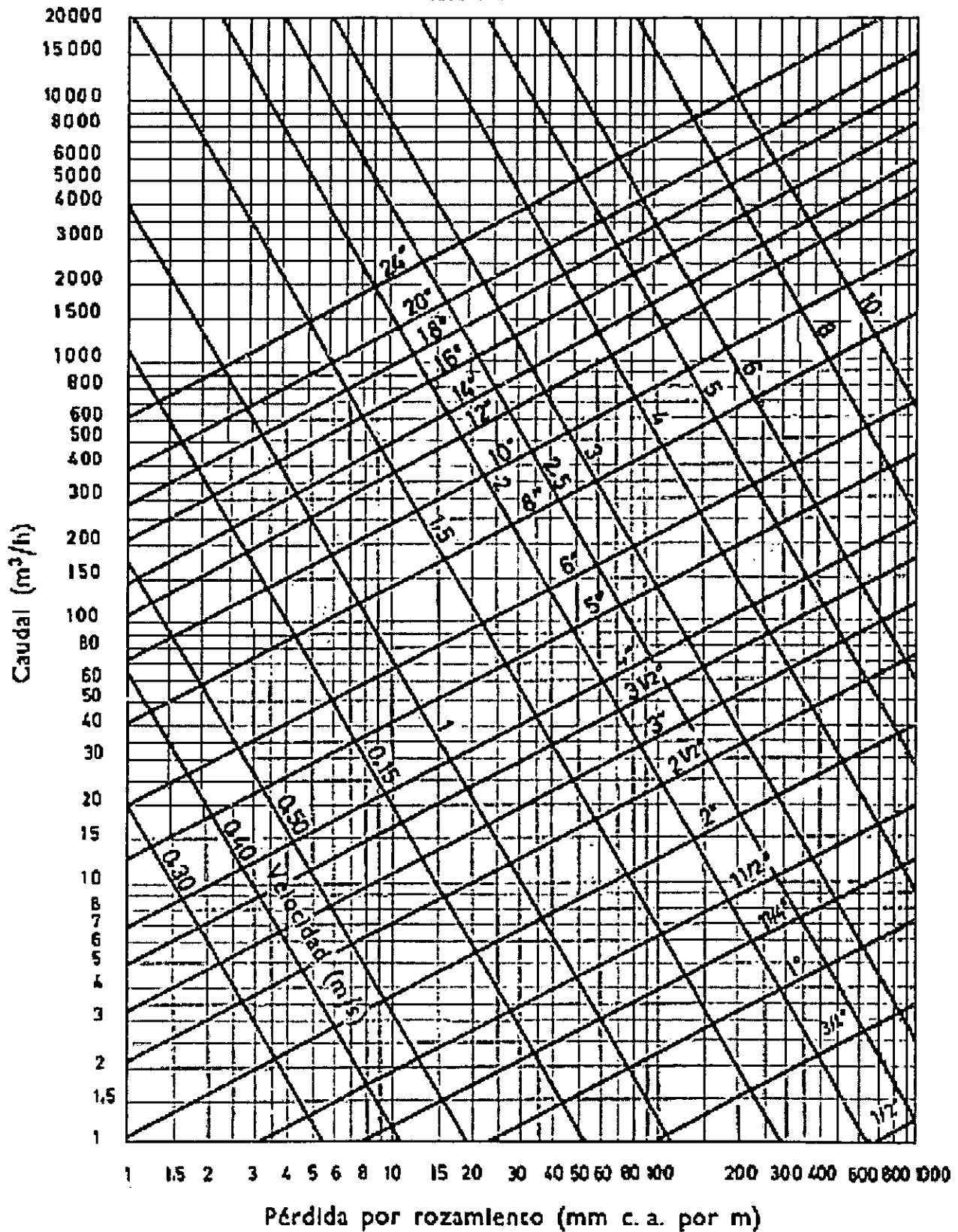
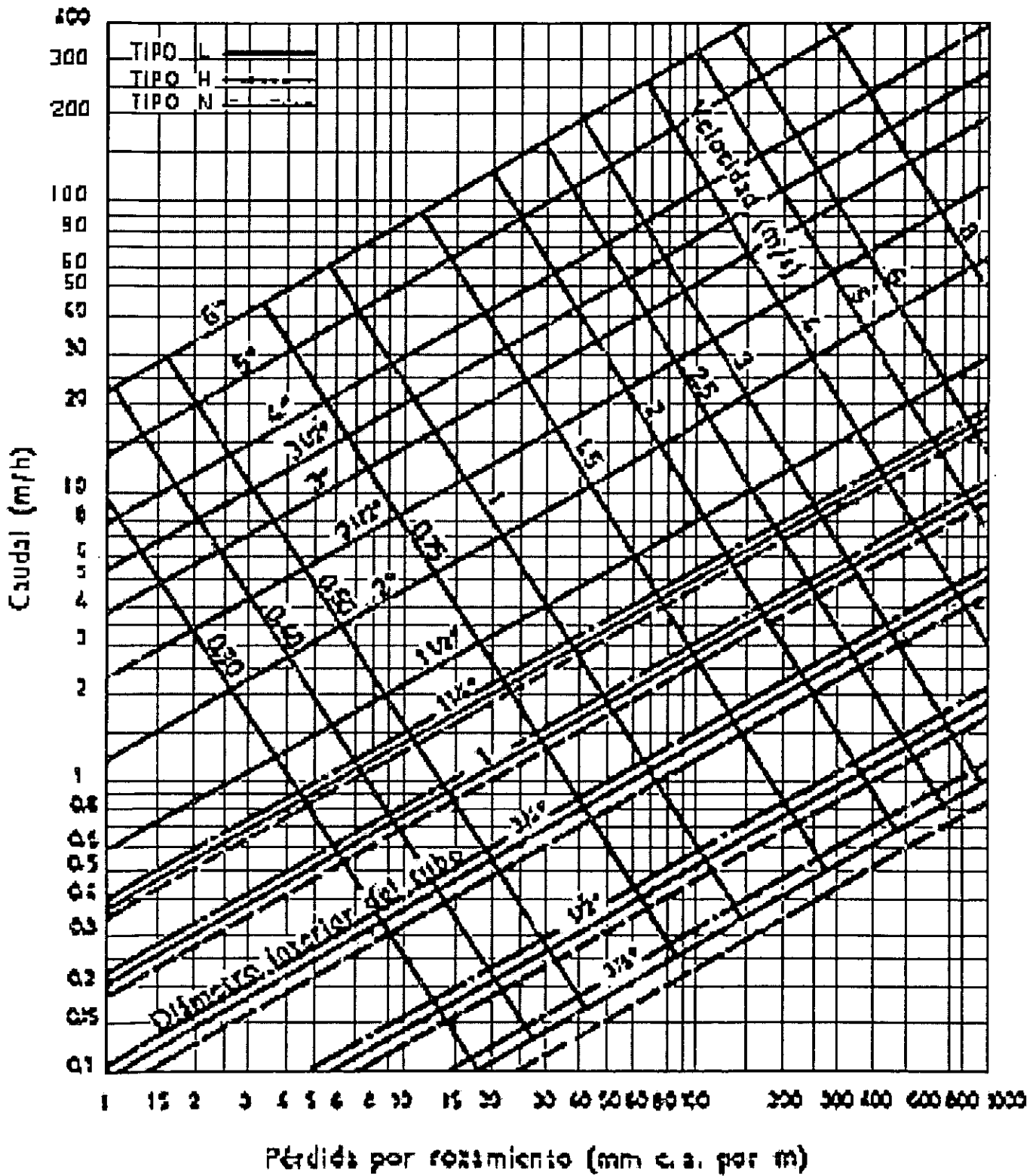


GRÁFICO 8. PRÁCTICA POR ROZAMIENTO EN LOS SISTEMAS ABIERTOS Y CERRADOS DE TUBERÍAS
 Tabla de datos



A continuación se presenta una tabla con las velocidades máximas de agua recomendadas en tuberías para minimizar el efecto de la erosión; cabe señalar que estos valores están basados en muchos años de experiencia y aseguran la vida óptima del equipo bajo condiciones normales de operación.

A.6 Velocidades máximas del agua para minimizar erosión

OPERACIÓN NORMAL (HORAS / AÑO)	VELOCIDAD DEL AGUA (m / SEG)
1500	3.6
2000	3.5
3000	3.1
4000	3
6000	2.7
8000	2.4

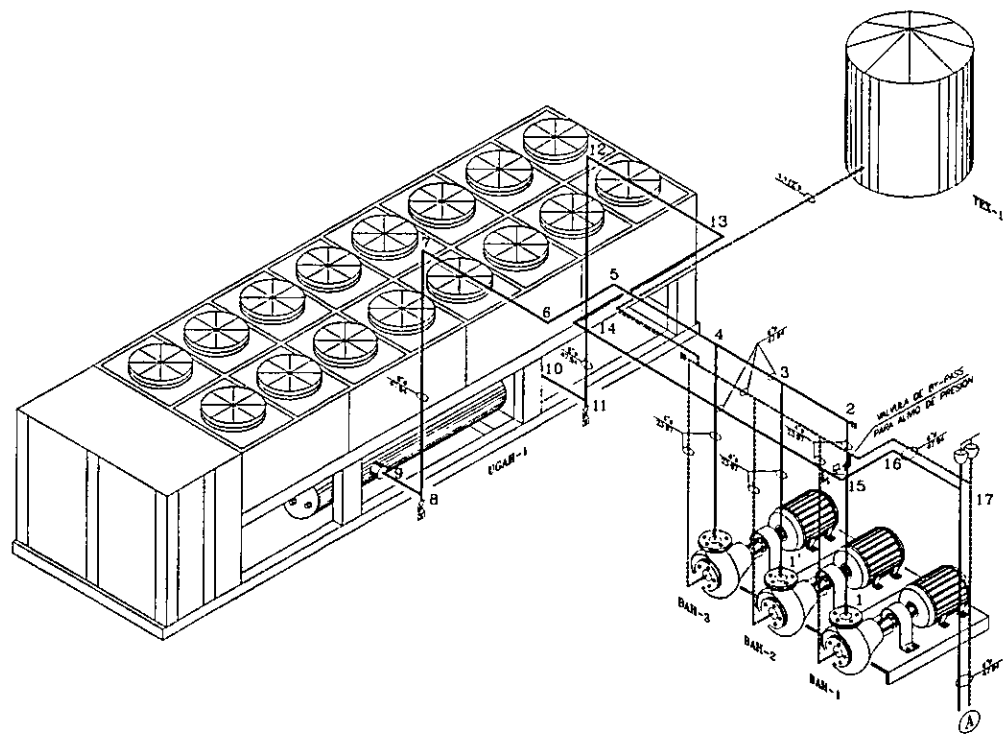
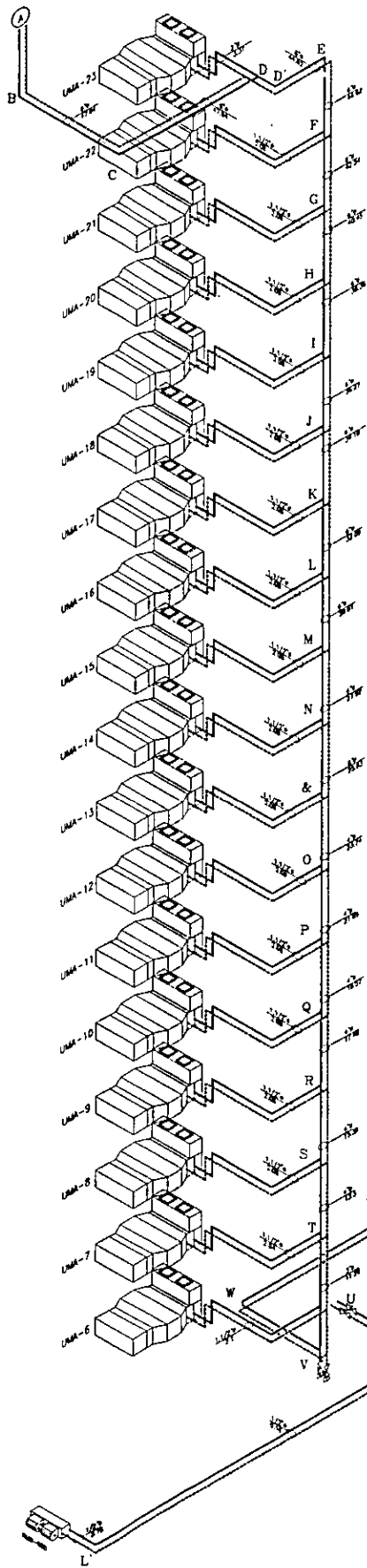
A.7 Pérdidas en válvulas en metros de tubería equivalente

Medida de tubo (in.)	Válvula de globo	Válvula "Y" a 60°	Válvula "Y" a 45°	Válvula angular	Válvula de compuerta	Válvula check
3/8	5.1	2.4	1.8	1.8	0.18	1.5
½	5.1	2.4	1.8	1.8	0.18	1.5
¾	6.7	3.3	2.7	2.7	0.2	2.4
1	8.8	4.5	3.6	3.6	0.3	3.04
1 ¼	11.5	6	4.5	4.5	0.45	4.2
1 ½	13.1	7.3	5.4	5.4	0.5	4.8
2	16.7	9.1	7.3	7.3	0.7	6
2 ½	21	10.6	8.8	8.8	0.85	7.6
3	25.6	13.1	10.6	10.6	0.97	9.1
3 ½	30.48	15.2	12.5	12.5	1.2	10.6
4	36.5	17.6	14.3	14.3	1.3	12.1
5	42.6	21.6	17.6	17.6	1.8	15.2
6	51.8	26.8	21.3	21.3	2.1	18.2
8	67	35	25.9	25.9	2.7	24.3
10	85.3	44.2	32	32	3.6	30.4
12	97.5	50.3	39.6	39.6	3.9	36.5

14	109.7	56.4	47.2	47.2	4.5	41.1
Medida de tubo (in.)	Válvula de globo	Válvula "Y" a 60°	Válvula "Y" a 45°	Válvula angular	Válvula de compuerta	Válvula check
16	125	64	54.8	54.8	5.18	45.7
18	140.2	73.1	60.9	60.9	5.7	50.3
20	158.5	83.8	71.6	71.6	6.7	60.9
24	185.9	97.5	80.7	80.7	7.6	73.1

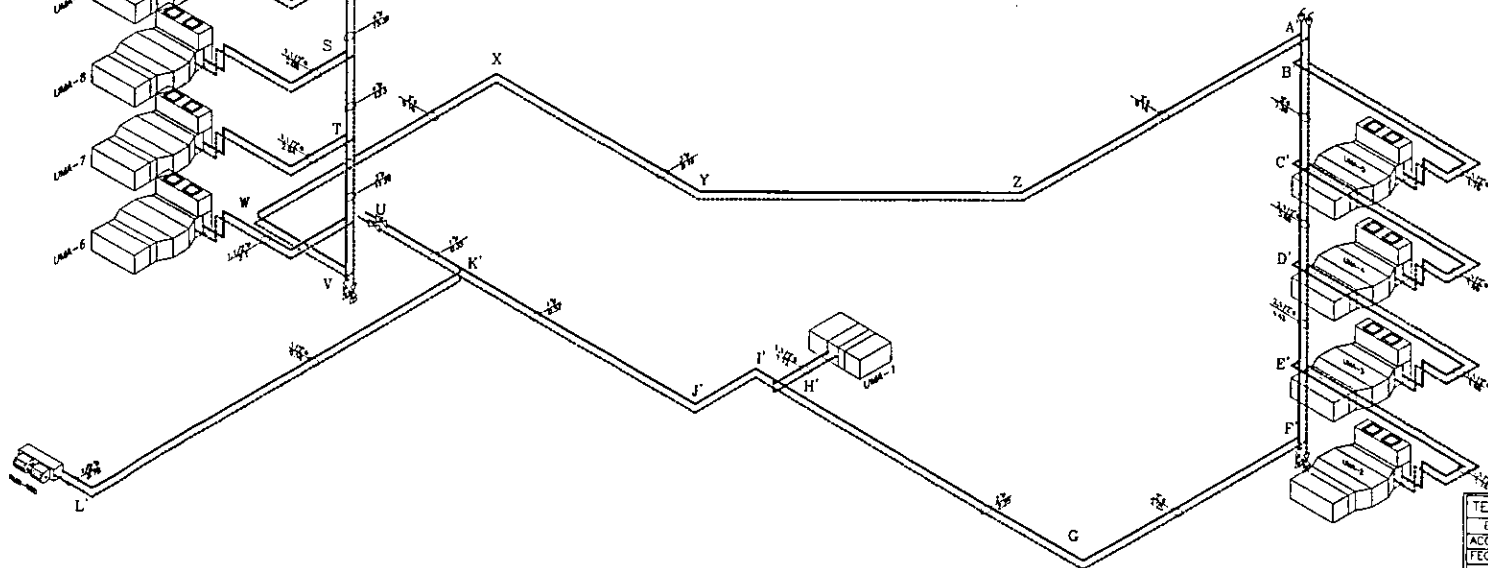
Pérdidas en accesorios en metros de tubería equivalente

Tubo en in.	Codo std. de 90°	Codo largo de 90°	Codo corto de 90°	Codo std. de 45°	Codo corto de 45°	Codo std. de 180°	Te sin reducc.	Te con reducc. de 1/4	Te con reducc. de 1/2
3/8	0.42	0.27	0.7	0.21	0.33	0.7	0.27	0.36	0.42
1/2	0.48	0.3	0.76	0.24	0.39	0.76	0.3	0.42	0.48
3/4	0.6	0.42	0.97	0.27	0.48	0.97	0.42	0.57	0.6
1	0.79	0.51	1.25	0.42	0.64	1.25	0.51	0.7	0.79
1 1/4	1	0.7	1.7	0.51	1	1.7	0.7	0.94	1
1 1/2	1.21	0.79	1.92	0.64	1.03	1.92	0.79	1.12	1.21
2	1.52	1	2.5	0.79	1.37	2.5	1	1.43	1.52
2 1/2	1.82	0.7	3.04	0.97	1.58	3.04	1.25	1.7	1.82
3	2.28	1.52	3.65	1.21	1.95	3.65	1.52	2.13	2.28
3 1/2	2.74	1.79	4.57	1.43	2.22	4.57	1.79	2.43	2.74
4	3.04	2.04	5.18	1.58	2.59	5.18	2.04	2.74	3.04
5	3.96	2.5	6.4	1.98	3.35	6.4	2.5	3.65	3.96
6	4.87	3.04	7.62	2.4	3.96	7.62	3.04	4.26	4.87
8	6.09	3.96	-	3.04	-	10	6.4	5.48	6.09
10	7.62	4.87	-	3.96	-	12.8	4.87	7.01	7.62
12	9.14	5.79	-	4.87	-	15.24	5.79	7.92	9.14
14	10.36	7.01	-	5.48	-	16.76	7.01	9.14	10.36
16	11.58	7.92	-	6.09	-	18.9	7.92	10.67	11.58
18	12.8	8.84	-	7.01	-	21.34	8.84	12.19	12.8
20	15.24	10.06	-	7.92	-	24.69	10	13.41	15.24
24	18.29	12.19	-	9.14	-	28.65	12.19	15.24	18.29

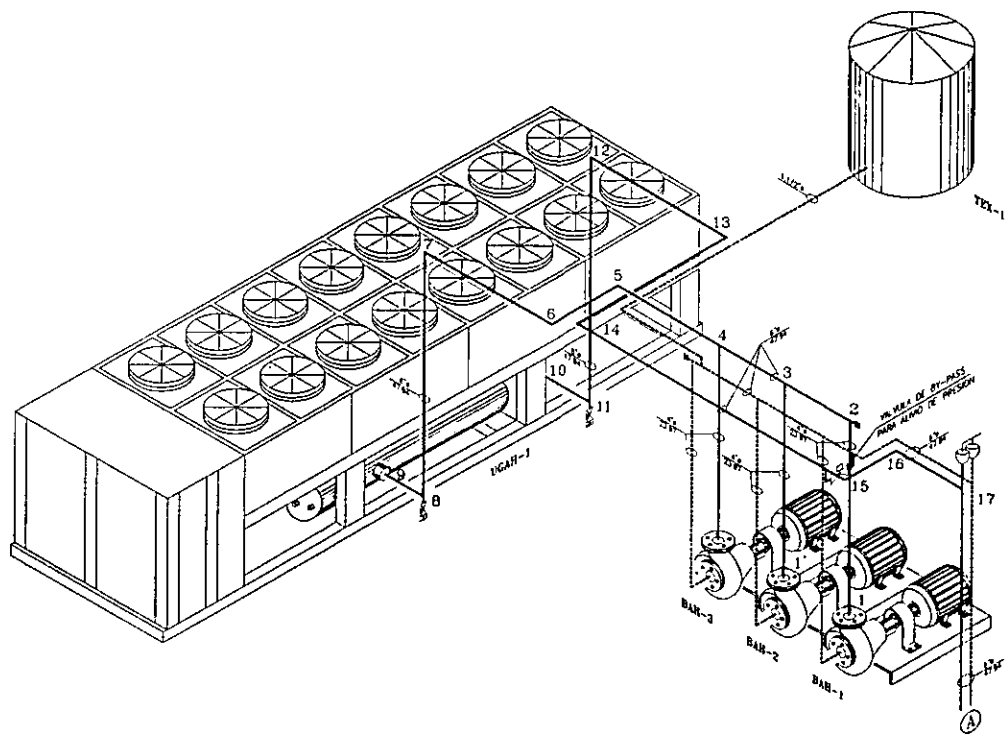
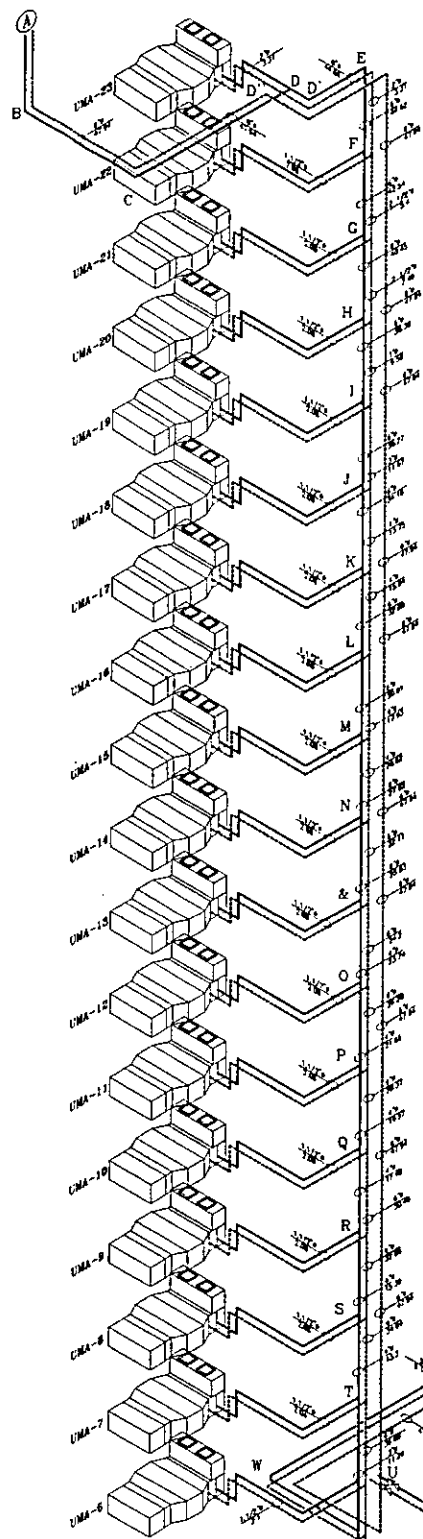


NOMENCLATURA

- U.M.A. - UNIDAD MANEJADORA DE AIRE
- R.M.B. - UNIDAD FAN AND COIL
- U.G.A.H. - UNIDAD GENERADORA DE AGUA HELADA
- B.A.H. - BOMBA DE AGUA HELADA
- T.E.X. - TANQUE DE EXPANSION
- ALIMENTACION DE AGUA HELADA
- - - - - RETORNO DE AGUA HELADA

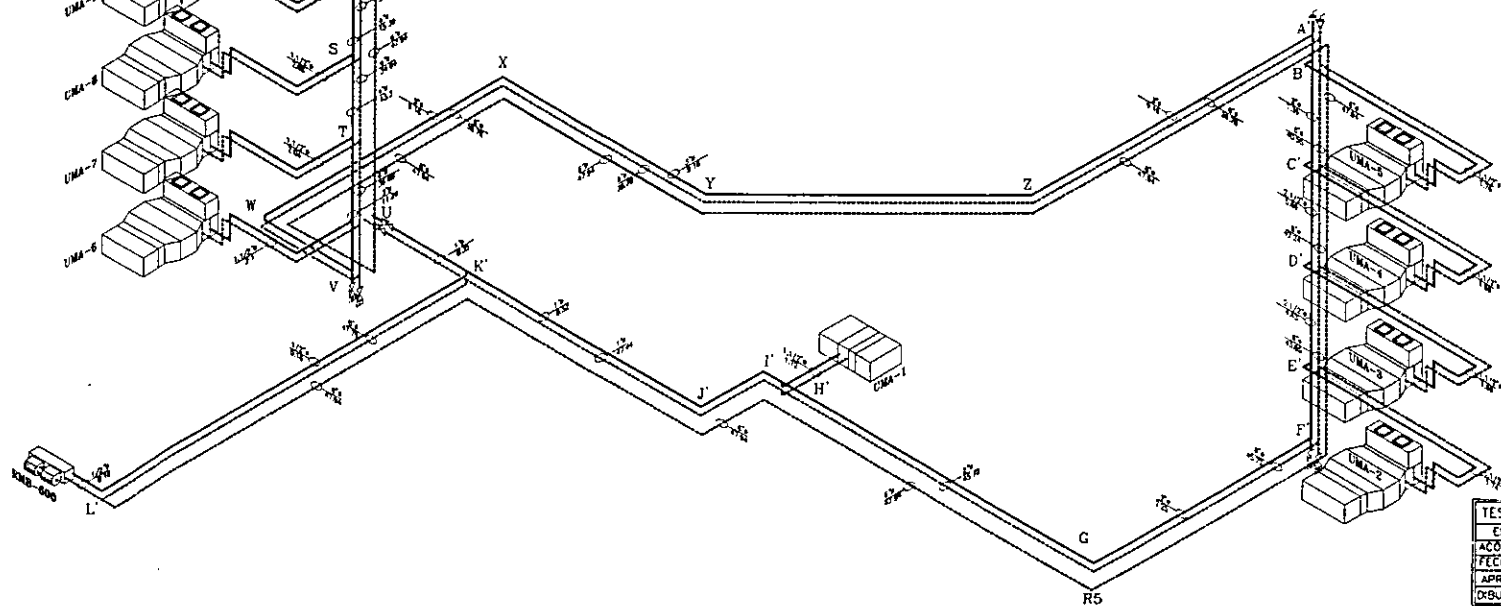


TESIS: BALANCEO DE FLUJO EN TUBERIAS	
ESCALA: SIN	PLANO DE RETORNO DIRECTO
ACOTACIONES: SIN	ISOMETRICO DE TUBERIA
FECHA: 12/06/98	
APROBADO: ING. RODRIGO DE BENGOCHEA OLGUIN	No DE PLANO: 1
DIBUJO: CARLOS CERECEDO	



NOMENCLATURA

- U.M.A. - UNIDAD MANEJADORA DE AIRE
- R.M.B. - UNIDAD FAN AND COIL
- U.G.A.H. - UNIDAD GENERADORA DE AGUA HELADA
- B.A.H. - BOMBA DE AGUA HELADA
- T.E.X. - TANQUE DE EXPANSION
- ALIMENTACION DE AGUA HELADA
- RETORNO DE AGUA HELADA



TÉSIS. BALANCE DE FLUJO EN TUBERIAS	
ESCALA: SIN	PLANO DE RETORNO INVERSO
ACOTACIONES: SIN	ISOMETRICO DE TUBERIA
FECHA: 17/06/98	
APROBADO: ING. RODRIGO DE BENGOCHEA OLIVERA	
DIBUJO: CARLOS CERECEDO No. DE PLANO: 2	