MINISTERIO DE EDUCACIÓN SUPERIOR

INSTITUTO SUPERIOR MINERO METALÚRGICO

Dr. Antonio Núñez Jiménez

FACULTAD DE METALURGIA ELECTROMECÁNICA

DEPARTAMENTO DE MECÁNICA.

Trabajo de diploma en opción al titulo de Ingeniero Mecánico

Título: Redes Hidráulicas en la Climatización Centralizada de Hoteles

Autor: Robelkis Méndez Borges

Tutor: MSc. Reineris Montero Laurencio
MSc. Héctor Laurencio Alfonso

¨Año 50 de la Revolución¨

Moa, 2008

DERECHO DE AUTOR

Robelkis Méndez Borges en calidad de autor de este trabajo de diploma titulado: "**Redes hidráulicas en la climatización centralizada de hoteles***"*, certifico su propiedad intelectual a favor del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa "Dr. Antonio Núñez Jiménez", el cual podrá hacer uso del mismo para fines docentes y educativos.

ISMMM, 27 de junio del 2008

"Año 50 de la Revolución"

Robelkis Méndez Borges

Diplomante

M.Sc. Reineris Montero Laurencio

Tutor

M.Sc. Héctor Laurencio Alfonso

Tutor

AGRADECIMIENTO

Agradezco a la revolución, que me dio la oportunidad de estudiar esta carrera, a todos lo que derramaron su sangre por hacer realidad un sueño, materializado hoy en las posibilidades que tenemos los jóvenes revolucionarios de contar con un sistema educacional que nos garantiza lo mínimo indispensable para formarnos como profesionales capaces de poner en alto el prestigio de nuestra alta casa de estudios. A nuestro eterno compañero de estudio y comandante en jefe Fidel Castro, valuarte insuperable de coraje y valentía, a mis padres, hermanos, a mi familia en general, de los que recibí el apoyo necesario para lograr enfrentar las diversas situaciones en las que se ve envuelto todo estudiante universitario, a mi esposa, de la que recibí la más clara expresión de comprensión y consuelo en los momentos más difíciles, agradezco a mis profesores, esos segundos padres que nos encontramos al llegar a la universidad, a ellos que no escatiman esfuerzos en aras de convertirnos en profesionales totalmente competentes en el mercado del conocimiento, a mis tutores, que dedicaron todo el esfuerzo posible para que este trabajo de diploma alcanzara la máxima calidad posible, agradezco a todas aquellas personas que de una forma u otra contribuyeron con mi formación profesional. En fin, a todos muchas gracias.

RESUMEN

Recientemente se ha demostrado que las principales pérdidas en el transporte de fluidos están en las redes de tuberías, las cuales están alrededor del 25%. Con el presente trabajo se muestra un caso particular de los principales parámetros termohidraulicos de las redes empleadas en la Climatización Centralizada de Hoteles. Se realiza un análisis profundo de trabajos precedentes que indican la tendencia de las investigaciones en este caso específico. A partir de un caso de estudio se muestra la forma de calcular la ganancia de calor a través del aislante, así como, un balance de masa y energía expresada en función de este parámetro. Se realizo un análisis exhaustivo de los componentes de un Sistema de Impulsión de Agua Fría (SIAF) como base para realizar futuros cálculos hidráulicos que no se tuvieron presente de la instalación. A partir de las mediciones realizadas se hizo una modelación paramétrica multivariable y como resultado se presenta un modelo de autorregrecion de 2^{do} orden. Finalmente se presenta un procedimiento que permite integrar los pasos a seguir para analizar estos sistemas, los cuales representan entre el 10% y 12% del consumo de energía en hoteles con Climatización Centralizada (C.C).

SUMMARY

Recently you had demonstrated that the main ones lost in the transport of fluids are in the nets of pipes, which are around 25%. With the present work a case peculiar of the main parameters termohidraulic of the nets is shown used in the Centralized Air conditioning of Hotels. He is carried out a deep analysis of precedent works that indicate the tendency of the investigations in this specific case. Starting from a case of study the form is shown of calculating the gain of heat through the insulating one, as well as, a balance of mass and energy expressed in function of this parameter. One carries out an exhaustive analysis of the components of a System of Drive of Cold Water (SIAF) like base to carry out future hydraulic calculations that were not had present of the installation. Starting from the carried out mensurations a modelation parametric multivariable was made and as a result a model of autorregretion of 2do order is presented. Finally a procedure is presented that allows integrating the steps to continue to analyze these systems, which represent between 10% and 12% of the energy consumption in hotels with Centralized Air conditioning (C.C).

INDICE

SÍNTESIS

Pág.

Introducción----------1

CAPITULO I MARCO TEÓRICO DE LA INVESTIGACIÓN

1.1 Introducción----------4

1.2 Trabajos precedentes----------4

1.3 Redes hidráulicas en malla----------9

1.3.1 Materiales empleados en las redes hidráulicas----------10

1.3.2 Métodos de cálculos de redes en mallas----------13

1.3.3 Analogía entre los parámetros eléctricos e hidráulicos de una red en malla----------16

1.3.4 Cálculo de Redes Hidráulicas en mallas mediante Circuitos Eléctricos----------19

1.4 Ganancia de calor en las redes hidráulicas para la climatización----------20

1.5 Generalidades del empleo de los V.V en redes hidráulicas de los (SCCAH) ----------22

1.5.1 Comparación de métodos de regulación----------24

1.5.2 Principio de operación de un variador de velocidad----------28

1.6 Principales ventajas de la regulación de velocidad por variación de frecuencia----------28

1.7 Medidas de eficiencia de energía----------30

CAPITULO II RESULTADOS EXPERIMENTALES

2.1 Introducción----------33

2.2 Presentación general de los Sistemas de Impulsión de Agua Fría (SIAF) ----------33

2.2.1 Estado actual de los (SIAF) en hoteles del polo turístico de Holguín ----------34

2.2.2 Descripción del Sistema de Impulsión de Agua Fría (SIAF) ----------37

2.3 Factores que inciden en el consumo de energía eléctrica de los SIAF de la Climatización Centralizada en hoteles----------40

2.4 Características de la red hidráulica caso de estudio----------41

2.5 Análisis de los factores que inciden en la transferencia de calor en las redes hidráulicas de la Climatización Centralizada----------42

2.5.1 Propuesta de un balance de masa y energía----------44

2.5.2 Pérdidas por mal estado del aislamiento de la red hidráulica----------47

2.6 Identificación experimental de los SIAF de la CC----------51

2.7 Empleo de variadores de velocidad----------56

CAPÍTULO III ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS

3.1 Introducción----------60

3.2 Valoración técnica mediante un procedimiento para evaluar los SIAF en la climatización centralizada----------60

3.3 Valoración económica del cambio de los regímenes de operación del (SIAF) ----------63

3.4 Ahorro y medio ambiente----------64

Conclusiones----------65

Recomendaciones----------66

Bibliografía----------67

Anexos----------68

INTRODUCCIÓN

Las instalaciones hoteleras en regiones con clima cálido exhiben como uno de sus principales problemas energéticos la climatización de sus espacios. Es común encontrar que como promedio el 60% del consumo de energía eléctrica se debe a estas funciones. La climatización en espacios habitacionales en todos los ámbitos debe cumplir con un mínimo de requisitos de confort para sus ocupantes logrando aprovechar al máximo los recursos energéticos y considerando el máximo ahorro de energía, manteniendo los estándares de confort.

Existen diversas estrategias y acciones que permiten perfeccionar los sistemas de climatización, entre las cuales podemos mencionar, los variadores de velocidad (V.V.), la acumulación térmica de hielo, válvulas inteligentes para la regulación optima, pizarras de control avanzado, motores de alta eficiencia, bombas eficientes, tuberías con mejores propiedades para el transporte, etc. Todos estos mecanismos aumentan la eficiencia de las instalaciones, disminuyen el consumo de energía eléctrica y desplazan del horario pico un gran porciento de las cargas con la consecuente disminución de los gastos operacionales.

En el régimen de los circuitos de impulsión de agua fría se presenta una relación entre variables no del todo conocidas que inciden en cada uno de los elementos componentes (motor, bomba, red hidráulica, carga térmica y el control). Es por tanto la necesidad de acercarse a determinadas relaciones que existen entre las variables que permitan proponer estrategias de operación en función del ahorro.

La impulsión del agua fría representa como promedio entre el 10 y 12 % del consumo de la energía total del hotel. Las bombas que garantizan la impulsión del agua operan los 365 días del año, las 24 horas del día, con un elevado consumo energético, de aquí la importancia en mejorar su operación en conjunto con los demás elementos.

Como características especificas de la impulsión del agua fría de la climatización aparece, que estas redes hidráulicas en malla, son muy poco difundidas, pero juegan un papel importante en la concepción energética de estos sistemas. Ligado a este

aspecto se encuentran los procesos térmicos que también definen con que grado de eficiencia se trasiega el fluido. Estos elementos conducen al problema de la presente investigación.

Problema

Insuficiente conocimiento del comportamiento termo-hidráulico de las redes empleadas en la climatización centralizada en hoteles.

Hipótesis

Mediante el estudio de las redes hidráulicas presentes en la climatización centralizada en hoteles se demuestran los fenómenos termohidráulicos presentes en las mismas con la posibilidad de mejorar su comportamiento energético.

Objetivo general

Evaluación de los fenómenos termohidráulicos presentes en las redes para la climatización centralizada en hoteles.

Objetivos específicos

- Determinar el comportamiento de las variables hidráulicas mediante el análisis de los estados cambiantes de una red en malla en una zona habitacional de un hotel con Sistema de Climatización Centralizado por Agua Helada (SCCAH).
- Determinar las ganancias de calor a través del aislante de redes hidráulicas para la climatización centralizada en hoteles mediante un caso de estudio.
- Identificar experimentalmente las relaciones existentes entre las principales variables que caracterizan las redes hidráulicas para la climatización centralizada con presencia de caudal variable mediante un modelo multivariable.

Métodos de Investigación

1. Método de investigación documental y bibliográfica para la sistematización del conjunto de conocimientos y teorías relacionadas con el objeto de estudio.
2. Método de investigación experimental para describir y caracterizar el objeto de estudio así como sus principales regularidades.
3. Método de investigación estadístico y de evaluación computacional de diferentes estados del sistema.

Tareas de la Investigación

1. Análisis bibliográfico y conformación del marco teórico.
2. Preparación de los experimentos.
3. Trabajos de campo.
4. Análisis de los resultados experimentales.
5. Estudio de las características hidráulicas mediante un caso de estudio.
6. Estudio de las características térmicas mediante un caso de estudio.
7. Modelación paramétrica multivariable de los SIAF de la climatización centralizada.

CAPITULO I MARCO TEORICO DE LA INVESTIGACION

1.1 Introducción

Mediante un análisis bibliográfico este capítulo se refiere a diferentes aspectos relacionados con la explotación de redes hidráulicas para el caso específico de la climatización. Se abordan los aspectos teóricos de las redes en malla. Se hace referencia a algunas características de las tuberías más difundidas en esta aplicación específica. Se destacan además los aspectos de naturaleza térmica inherente a estas redes, así como las particularidades del empleo de variadores de velocidad y caudal variable en las mismas.

1.2 Trabajos precedentes

Con el objetivo de optimizar los recursos y en aras de lograr un mejor funcionamiento, eficiencia y ahorro de energía en las instalaciones hoteleras de nuestro país; sin descuidar los estándares de confor que requieren estas instalaciones, se han realizado con el paso del tiempo numerosos trabajos. A continuación se mencionan algunos de estos.

Tim Salsbury (1997), utilizando los datos de un sistema de ventilación de dos vías en una gran edificación establece un modelo de caja negra teniendo en cuenta la presión, la humedad relativa y la temperatura del fluido; logrando mejor prestació de la instalación, corriendo en un computador el modelo obtenido en paralelo con las variables del sistema real, corrigiendo las necesidades del fluido, obteniéndose mejoras energéticas en la instalación. Este principio puede servir de base para el análisis de la presente investigación, pero tiene como inconveniente que se limita a una instalación de ventilación. El caudal de ventilación se controla con un lazo PI y los modelos dinámicos empleados son de primer y segundo orden, relacionando las variables antes mencionadas a través del método de integración de Euler.

Travel (1997); González, (1999); Looper, una instalación hotelera para que funcione eficientemente, desde el punto de vista energético, debe garantizar menos de un 5% de sus costos totales para cubrir los gastos energéticos.

Beecmans (1999), se puede aplicar el método de compensación y balance para equilibrar una red de distribución de agua de climatización generando las mínimas pérdidas de cargas posibles en un sistema de caudal variable.

De Leon (2002), establece una metodología para el análisis del empleo de variadores de velocidad en sistemas de bombeo, pero solo se relacionan las interacciones entre las características de la bomba, la red y el motor de inducción. A partir de las ecuaciones de proporcionalidad y las ecuaciones del motor de inducción, estas leyes de afinidad tienen su análisis para sistemas de carga estática. A pesar de que se evalúa el comportamiento energético del accionamiento no se observa una dinámica amplia del objeto de análisis y no se incluyen en los modelos variables.

Ferran (2003), el sector hotelero se caracteriza en general por su elevado, y en ocasiones irracional, consumo energético. Esto se debe a que la principal función del hotel es dar el máximo confort a sus clientes y para ello, se necesita energía. Los costos energéticos oscilan entre el 3% y el 10% de los costos globales del hotel, siendo a su vez, la partida de presupuesto más elevada tras los gastos de personal y de alimentación,

En el mercado existe una tecnología de reciente aplicación mundial denominada Acumulación Térmica de Hielo (termoacumulación de frío por tanques de hielo) que puede desplazar por completo del horario pico el consumo de las enfriadoras, las cuales representan el equipo de mayor demanda de los que existen. Un solo compresor en funcionamiento representa el consumo promedio de unos 50 kW. En nuestro país existe una sola experiencia en la explotación de esta tecnología de termoacumulación y se encuentra instalada desde el 18 de junio del 2003 en el Hotel Iberostar Bella Costa en Varadero. Este proyecto fue promovido de manera conjunta por la empresa italiana RE.CON y ECOSOL eficiencia de la corporación COPEXTEL S.A. En esta aplicación se produce hielo entre las 10 de la noche y las 9 de la mañana, cuando llega el horario pico se apaga la climatización del hotel. Independientemente de esta medida energética la impulsión de agua fría es un proceso que permanece de forma continua, es por ello, la necesidad en el presente trabajo de estudiar los fenómenos termohidraulicos más representativos de este proceso.

Rodríguez (2003), mediante la evaluación de un circuito de impulsión de agua fría de la climatización centralizada en un hotel, se demuestra a través de los cálculos hidráulicos (Bernoulli), que es insuficiente el caudal que garantice el trasiego correcto del agua por todas las ramas de la red. Solo se tienen en cuenta los cálculos hidráulicos y no la influencia de otras variables como temperaturas y efectos de la carga térmica.

Cabrera (2003) y Cordero (2004), el gasto de energía en las instalaciones hoteleras, especialmente la eléctrica, está influenciado sin lugar a dudas, por las condiciones climatológicas.

Estas condiciones afectan el confort de los espacios térmicos a los cuales llega el agua fría de la climatización a través de grandes redes hidráulicas, en las cuales ocurren procesos de transferencia de calor que afectan también la temperatura de la sustancia de trabajo.

Un grupo de investigadores de Eficiencia Energética del Centro de Estudios de Combustión y Energía de la Universidad de Matanzas “Camilo Cienfuegos”, tomaron como ejemplo el hotel “Villa Lamar” donde ejecutaron un trabajo referido a la influencia de la temperatura, la humedad relativa, el número de días lluviosos, la velocidad del viento y el número de habitaciones ocupadas por día, sobre el consumo de energía eléctrica de este hotel. Estos factores ambientales también afectan la dinámica de las redes hidráulicas de la climatización y la carga térmica.

Estudios realizados en los hoteles “La Unión” y “Jagua” de la ciudad de Cienfuegos, muestran que el consumo de potencia de los Sistemas Centralizados de Agua Fría (SCAF) tiene una dependencia, en mayor medida, del clima que del estado ocupacional de la instalación. Ello se pone de manifiesto en la subordinación del consumo de potencia del chiller al valor de las horas grados de la ciudad, y no a la habitación día ocupada, así como, a la variación de la temperatura ambiente.

Uribazo (2004), obtiene un modelo aproximado del sistema de Climatización Centralizado del Hotel Santiago mediante identificación experimental, el modelo paramétrico obtenido es de estructura ARMAX de segundo orden, pero es muy simplificado ya que solo tiene en cuenta: el control del número de cilindros de los compresores de las enfriadoras a partir del comportamiento de la temperatura de

retorno del agua fría, la temperatura de envío y como variable perturbadora la temperatura ambiente. En este caso, las acciones de control se realizan sobre parámetros de las enfriadoras y no sobre el sistema de impulsión de agua fría que a la vez es a caudal constante.

Otras soluciones ingenieriles referidas a las redes hidráulicas para la climatización centralizada son planteadas por otros autores.

Rueda (2004), plantea las variables de diseño arquitectónico que más juegan con la bioclimática de las instalaciones turísticas de sol y playa, ubicación coincidente con nuestro objeto de estudio. Plantea el comportamiento de las variables que dependen de los criterios de diseño y las que dependen de decisiones económicas, cuantificando el efecto en la diferencia de la carga acumulada en los espacios térmicos (habitaciones), pero estos elementos no han sido integrados de forma que permitan definir las exigencias del sistema de bombeo que garantice el confort del conjunto habitacional, del cual se conoce la carga a partir de estos criterios.

T.T Chow (2004), entre otros, autores abogan por el empleo de técnicas de inteligencia artificial para determinar las regularidades de fenómenos referidos a la climatización, este aplica las redes neuronales y algoritmo genético para la optimización de las operaciones de enfriadoras, solo incluye el análisis de la impulsión y los parámetros termohidráulicos hacia el evaporador y el condensador y para el caso especifico de una enfriadora por absorción, se emplea una red multicapas feedfoward. Estas técnicas permiten resolver varias alinialidades presentes en las complejas expresiones de la física que describen estos procesos.

Montero (2004) realiza un acercamiento a la evaluación mediante una metodología del comportamiento energético de los Sistemas de Impulsión de Agua Fría (SIAF) exponiendo por separado parámetros del climatizador central, las redes, la carga térmica y del conjunto motor bomba, así como, algunas variables climatológicas. Para este caso solo se establecieron modelos del conjunto motor- bomba mediante técnicas estadísticas y se proponen soluciones para la modificación de las condiciones de explotación sin el establecimiento de modelos matemáticos a partir de todos los aspectos analizados. Las soluciones

planteadas son sobre la base de SIAF a caudal variable que es la tendencia que deberían seguir los hoteles en Cuba. Aparecen además un conjunto de expresiones que permiten evaluar el costo, caudal y energía adicional que ocasionan las principales deficiencias termoenergéticas en la red, ca0rga térmica y el accionamiento de los SIAF.

Tuesman (2005), Realiza un modelo matemático de una red hidráulica abierta de un sistema de Agua a Temperatura Ambiente (ATA) a partir de un levantamiento completo de la red, lo cual permite realizar cálculos en diferentes puntos de la red. El modelo de la bomba se obtiene con solo 3 puntos, a este modelo no se le da ningún tratamiento estadístico-matemático para establecer los coeficientes del modelo que rigen el estado de operación real de la bomba.

Monteagudo (2005), en su trabajo considera los factores climatológicos durante la explotación y reduce el consumo de potencia en los chillers en más de un 15%, demuestra que el consumo tiene una dependencia mucho mayor del clima que del estado ocupacional, subordina el consumo al valor de horas grado de la ciudad y no a la habitación día ocupada, así como la variación de la potencia y el estado del confort al variar la temperatura ambiente. Estos elementos se aprecian en una ecuación lineal que integra los parámetros anteriores. Propone los cambios del set point de las enfriadoras a valores de 8 a 9 o 10 ^{o}C, con el consecuente ahorro de energía, pero no se tienen en cuenta los efectos en el trasiego de agua fría como elementos inherentes a la climatización centralizada por agua helada.

Este método de optimización significa ubicar válvulas de compensación en todos los ramales de la red las cuales operan a través de un modelo matemático creado para cada ramal en función de las mediciones preliminares realizadas. No se tienen en cuenta los aspectos térmicos del fluido como consecuencia de la carga térmica, además de no integrarlo a las características propias del accionamiento empleado. Se obtienen reducciones del consumo energético entre el 15 y 20 % sin ningún modelo matemático general de la operación de la red.

En el presente trabajo se pretende comprobar experimentalmente, para las condiciones de nuestro país cómo se comportan de forma simultánea bajo el esquema de modelación paramétrica, las variables presentes en los SIAF de los Sistemas de Climatización Centralizada por Agua Helada (SCCAH). Además de

mostrar las expresiones de solución de los estados cambiantes de las redes hidráulicas de estos sistemas, unido al aspecto térmico más significativo de las redes que es la ganancia de calor a través de las mismas para determinadas condiciones.

1.3 Redes hidráulicas en malla.

Para evitar los inconvenientes de las redes ramificadas se utilizan las redes en mallas, las cuales se pueden obtener uniendo entre sí los extremos libres de las tuberías ramificadas o a punto de otros ramales, es decir, que las tuberías principales se comunican unas con otras, formando circuitos cerrados y se caracterizan por el hecho de que la alimentación de las tuberías puede efectuarse por sus dos extremos indistintamente, según se comporten las tuberías adyacentes, de manera que el sentido de la corriente no es siempre, forzosamente, el mismo.

Otra de sus características es que, un punto cualquiera de la red puede abastecerse por varios caminos, lo que hace que se reduzcan las pérdidas de carga, y que por otra parte una interrupción determinada no afecta a otros puntos aguas abajo ya que puede abastecerse por otro camino.

La red quedará dividida en sectores, de manera que, en caso necesario, cualquiera de ellos pueda quedar fuera de servicio y de este modo facilitar las operaciones.

El sistema mallado, tiene las siguientes ventajas:

- Libertad en el sentido de la circulación del agua.
- Mejor repartición de la presión.
- Mayor seguridad en el servicio, ya que una avería en un punto determinado no provoca, como en el caso anterior, un corte del suministro, pues el agua puede conducirse por otras tuberías de la malla, dejando aislado el tramo en reparación.

Los inconvenientes son los siguientes:

- Para el cálculo de la red, es necesario establecer, de antemano y por hipótesis, el sentido en el que circulará el agua.

- El montaje de la red, resulta más costoso cuando se trata de una red ramificada.

A pesar de los inconvenientes de las redes en malla, en el caso especifico de su empleo en climatización centralizada, resulta conveniente su uso en el sentido de los ahorros sustanciales de energía eléctrica que reportan. Esto es debido a que juegan las distintas configuraciones de la rede hidráulica con el empleo de la electricidad del conjunto motor –bomba en cada caso, apoyándose en el empleo de variadores de velocidad.

1.3.1 Materiales empleados en las redes hidráulicas.

La red hidráulica para el transporte del agua fría de la climatización centralizada, se realiza a través de tuberías que con el transcurso del tiempo han perfeccionado sus aspectos tecnológicos, incidiendo en la disminución de las pérdidas de las mismas.

Se observa la existencia fundamentalmente de dos tipos de tuberías empleadas en las instalaciones hoteleras, las de hierro al carbón y las de PVC o plásticas. La diferencia fundamental entre estas radica en las siguientes características:

Las tuberías de hierro al carbón y otras se caracterizan por tener una rugosidad relativa mucho mayor que las de PVC, es por esta razón que tienen un factor de fricción más elevado, ya que depende de la rugosidad interior de las tuberías. Para el caso del PVC se pueden considerar como tuberías lisas donde la rugosidad es despreciable, esto trae consigo que las pérdidas por rozamiento sean menores, siendo un parámetro de mucha importancia a tener en cuenta a la hora de proyectar una instalación hidráulica. Por otra parte, las de hierro al carbono son mucho más pesadas por lo que se dificulta el montaje y mantenimiento de las mismas. La transferencia de calor es mucho mayor que en la de PVC.

Las tuberías de PVC no contaminan y preservan el medio ambiente, poseen un 0 % de contaminación y agresión al medio ambiente y al fluido que transportan. La resistencia a la intemperie es mayor por estar protegidos contra la degradación de los rayos ultravioletas, pudiendo asegurar un mínimo de 50 años de vida útil sin alteración de sus características por los agentes externos. Posee otras características como son:

Resistencia a la corrosión: este material es altamente resistente a los ácidos, soluciones salinas y productos químicos industriales.

Paredes Lisas: Facilitan el flujo sin permitir la incrustación de partículas y desechos, por lo que rara vez se tupen, reduciendo en gran medida las pérdidas por fricción.

No comunican olor ni sabor: debido a esta propiedad son ideales para el transporte de agua potable.

Resistencia mecánica: el PVC (Poliuretano de Vinilo) proporciona a la tubería alta resistencia a la tensión y al impacto; por lo que pueden soportar presiones muy altas.

Resistencia al impacto: resisten golpes que irremediablemente romperían las tuberías convencionales.

Livianas: son considerablemente más livianas que las tuberías convencionales o de asbesto-cemento, facilitando su manipulación, almacenaje e instalación.

Rigidez: Gracias a su rigidez se pueden colocar en instalaciones aéreas o externas empleando un mínimo de soportes.

Auto-extinguibles: no forman llamas ni facilitan la combustión.

Seguridad: es un magnifico aislante eléctrico, lo que lo hace especialmente adecuado para usarlo en lugares peligrosos.

Durabilidad: estas tuberías han estado en servicio por más de 25 años en usos industriales y desagües. Esta tradición y experiencia garantizan la durabilidad y el buen servicio de las tuberías de PVC.

Baja conductividad térmica: Esta propiedad elimina la condensación (sudado) de los tubos cuando conducen líquidos fríos, evitando en muchos casos el uso de materiales aislantes. Además, en el caso de agua caliente evitan las pérdidas de calor proporcionando un sistema más eficiente.

Economía: las tuberías y los accesorios son más económicos diámetro por diámetro que los metálicos; por su coeficiente de fricción se pueden utilizar menores diámetros que con otras tuberías para igual caudal e igual velocidad; el costo de la mano de obra de la instalación es muy reducido debido al a facilidad y

rapidez de la soldadura líquida; el costo de transporte es también más bajo debido a su peso y facilidad de manejo; el mantenimiento es mínimo pues no es necesario pintarlas para prevenir oxidantes.

Propiedades mecánicas del PVC

- Peso específico de 1.35 a 1.46 kg/dm^3.
- Módulo de elasticidad a flexión 3.600 N/mm^2.
- Módulo elástico en tracción 3.000 MPa.
- Módulo de elasticidad a flexión transversal a corto plazo 3.600 N/mm^2.
- Módulo de elasticidad a flexión transversal a largo plazo 1.750 N/mm^2.
- Módulo elástico a 50 años 1500 MPa.
- Límite elástico 42 MPa.
- Límite en la rotura ~ 50 MPa.
- Alargamiento a la rotura 80%.
- Dureza Shore D a 20^{0}C 70 a 85.
- Coeficiente de Poisson (de contracción transversal) 0.35.

Tabla 1.1 Propiedades térmicas del PVC

Temperatura mínima de Reblandamiento VICAT	^{0}C	De 74 a 80 s/aplic.(con 49 N)
Coeficiente de dilatación lineal	^{0}C	0.8x10^{-4}
Conductividad térmica	Kcal/mh^{0}C	0.14
Calor espesífico a 20 ^{0}C	Cal/g^{0}C	0.20-0.28

Tabla 1.2 Propiedades Eléctricas del PVC

Rigidez dieléctrica	Kv/mm	20 a 40
Constante dieléctrica	a 60 Hz	3.2 a 3.6
Resistividad transversal a 20 ^{0}C	Ohm/cm	Mayor que 10^{16}

Estas, entre otras, son las principales ventajas de este material. 0Pero la mayor ventaja de este es que reduce los costos y acelera la marcha de la obra porque es muy fácil de cortar, fácil de doblar y formar y no se necesita hacer roscas, además en la fabricación de los tubos de PVC se manifiesta un ahorro energético considerable, pues el consumo está aproximadamente entre 0.5 y 1 kW/kg de tubo fabricado.

1.3.2 Métodos de cálculos de redes en mallas.

Son diversos los métodos que se pueden emplear para el cálculo de redes en mallas o complejos, pero el más sencillo es el método de HARDY – CROSS, que es el que se emplea en esta investigación. Este método se basa en la analogía entre los modelos eléctricos e hidráulicos que posteriormente será explicada con más detalles.

El método de Hardy – Cross consiste en calcular los gastos y pérdidas en cada una de las tuberías simples que componen la red, así como, las cotas piezométricas en los nodos. Los datos de partida son las dimensiones de la tubería, el gasto total que entra al sistema, etc. Se han de cumplir tres leyes fundamentales en estos tipos de redes:

- Ley de la pérdida de carga: en cada tubería se ha de cumplir la ecuación siguiente: $H_f = K_L \cdot Q^n$ 1.1

- Ley de los nodos: el caudal que entra en un nudo debe ser igual a la suma de los caudales que salen del nodo. $\Sigma Q = 0$. 1.2

- Ley de las mallas: la suma algebraica de las pérdidas de carga en una malla ha de ser igual a cero: $\Sigma H_f = 0$. 1.3

Realmente, el método no es así de sencillo, hay que comenzar un juego de valores razonables supuestos, que satisfagan la ecuación de continuidad, y después ajustar en forma sistemática esos valores supuestos, manteniendo satisfecha la continuidad, hasta que se satisfagan las ecuaciones de pérdida de carga con un nivel de precisión deseado. En dicho método, se satisfacen automáticamente y continuamente todas las ecuaciones de continuidad.

Si la primera aproximación de las suposiciones es razonable, los regímenes de flujo verdaderos, $Q_{i,}$ deberán diferir en solo una pequeña cantidad ΔQ, diferente de las suposiciones, $Q_{oi,}$ en cada circuito (o gaza), lo cual es, solamente para un tubo en una gaza:

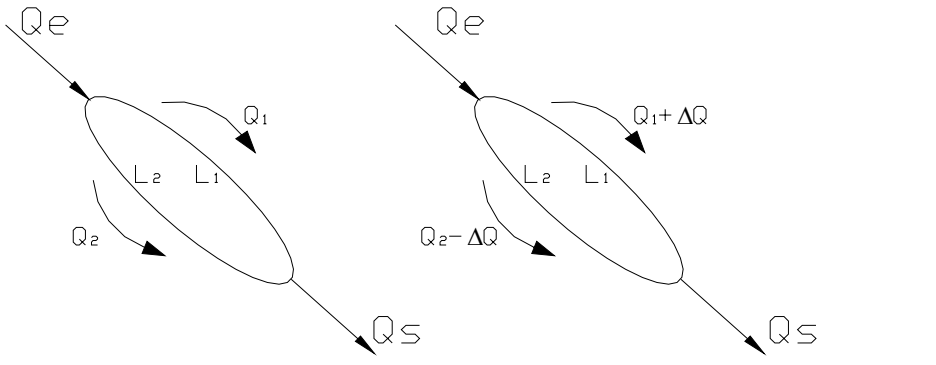
$$Q_i = Q_{oi} \pm \Delta Q \qquad 1.4$$

Donde el signo $\pm$ depende de las direcciones asumidas por Q_i y ΔQ. Para mantener la continuidad se aplica a cada tubo de la gaza la corrección, ΔQ. Por ejemplo:

$$Q_3 = Q_{03} + \Delta Q_1 \qquad 1.5$$

Para mantener una consistencia algebraica, se establecerá un convenio de signos de la siguiente forma: se le dará signo positivo al flujo en sentido de las agujas del reloj y a las pérdidas de carga correspondientes a ese flujo, y signo negativo a los flujos y pérdidas de carga en sentido contrario a las agujas del reloj.

Para un mejor entendimiento de este método vamos a establecer una situación. Si tenemos una red simple como la que aparece en la Figura1.1, cuyas longitudes, diámetros y rugosidades se conocen, podemos obtener la ecuación básica para hacer las correcciones del flujo.



a) flujos supuestos a) flujos corregidos

Figura 1.1 Red en malla simple.

El flujo que entra a la red lo suponemos dividido en dos ramales L_1 y L_2 de modo que si establecemos el convenio de signos para este caso obtendremos:

$$Q_2 = Q_e - \Delta Q \text{ Y } Q_1 = Q_e + \Delta Q$$

Si llamamos H_{f1} a las pérdidas de carga calculadas para Q_1 en el ramal L_1 y H_{f2} para el ramal L_2 y Q_1 y Q_2 han sido escogidos de modo tal que el sistema quede balanceado hidráulicamente H_{f1} deberá ser igual a H_{f2}.

Si H_{f1}- H_{f2} resulta diferente de cero los valores iniciales que se han supuesto para los caudales anteriores, son erróneos.

Entonces, supongamos que Q_1 era demasiado pequeño y que le faltaba una cantidad ΔQ para estar correcto; por lo que a Q_2 le sobrará ΔQ, debido a que:

$$Q_1 + Q_2 = Q_e$$

De lo anterior resulta que los flujos reales para cada rama serán:

$$Q_1^{'} = Q_1 + \Delta Q \text{ Y } Q_2^{'} = Q_2 + \Delta Q$$

Y las pérdidas de carga reales, por supuesto, deben ser iguales, ya que las pérdidas por fricción en cada ramal deben ser las mismas, para que el valor de la cota piezométrica en el punto de salida sea una sola, (en un punto solo puede haber una sola presión). Finalmente, obtendremos las ecuaciones generales:

$$\sum_f H_{fl} = \sum_f \pm \cdot K_i \cdot \left(Q_{0i} \pm \Delta Q\right)^n = 0 \qquad 1.6$$

$$\Delta Q = -\frac{\sum_f \pm \cdot K_i \cdot Q_{0i}^n}{\sum_f \left| n \cdot K_i \cdot Q_{0i}^{n-1} \right|} \qquad 1.7$$

el flujo corregido también puede calcularse de otra manera, obteniéndose

$$\Delta Q_i = \pm \sum_{i=1}^{\#\,Pipes\ in\ Loop} H_i \Bigg/ \left[n \sum_{i=1}^{\#\,Pipes\ in\ Loop} \left(\frac{H_i}{Q_i} \right) \right] \qquad 1.8$$

La ecuación anterior es la que se usa para la determinación de la corrección de los flujos supuestos para cada circuito.

Resumen del método de Hardy – Cross.

- Sobre un croquis de la red se hace una distribución razonable de caudales dibujando con flechas los sentidos estimados.

- Se supone una distribución de caudales que satisfagan la ecuación de continuidad y que después de un cuidadoso examen de la red se presuma que es la mejor.
- Se calcula la pérdida de carga en cada tubería. Se calcula la pérdida de carga alrededor de cada circuito.
- Se calcula para cada circuito $\sum \left| nK_i Q^{n-1} \right|$ (todos los términos se consideran positivos).
- Se establece para cada circuito un caudal correctivo ΔQ para compensar la altura en el circuito.
- Se calculan los caudales corregidos en cada tubería y se repite el proceso hasta conseguir la precisión deseada.
- Se conoce que la solución es correcta cuando todas las condiciones se satisfacen para cada circuito.

Hardy-Cross, se hace más sencillo si se logra realizar un programa de computación para cualquier número de circuitos y tubos. Una vez determinados los regímenes de flujo, se procede a calcular las pérdidas de carga reales, los cambios de presión y las presiones reales.

1.3.3 Analogía entre los parámetros eléctricos e hidráulicos de una red en malla.

Para llevar a cabo el cálculo, es necesario establecer la analogía entre cada uno de los parámetros y la representación de los circuitos y modelos matemáticos equivalentes entre dichos sistemas.

Es necesario que se estudie y se comprenda bien el dominio de la transformada y antitransformadas de Laplace, en caso tal que se desee realizar la automatización de cualquier sistema.

En los sistemas fluidos obviamente la variable **I**, es decir, aquella que pasa a través de los elementos del sistema es el flujo volumétrico q (m^3/s). La variable **U** asociada, es decir, la que se encuentra en los extremos de cada componente es la presión (Pa). El producto de ambas variables tiene unidades de potencia.

La analogía entre un sistema fluido y uno eléctrico es directa y se pueden definir magnitudes semejantes a las componentes eléctricas **R**, **L** y **C**.

La caída de potencial a través de una resistencia eléctrica es:

$$e = R \cdot i \qquad 1.9$$

Entonces, para un sistema fluido:

$$P_{ba} = R_f \cdot q \qquad 1.10$$

R_f = es la resistencia fluida (que puede ser hidráulica o neumática). Y el subíndice es para indicar el tipo de fluido. La resistencia fluida se determina de forma experimental o se calcula mediante fórmulas que aparecen en muchos textos de hidráulica.

La caída de potencial a través de una inductancia eléctrica es:

$$e = L\frac{di}{dt} \qquad 1.11$$

Para un sistema fluido:

$$P_{ba} = L_f \frac{dq}{dt} \qquad 1.12$$

L_f = representa la inertancia fluida. Para determinar la misma se toma una porción de fluido de peso específico γ (N/m^3) y longitud l (m) dentro de una tubería de sección transversal A (m^2), donde para mover dicha porción se necesita realizar una fuerza resultante igual al producto de la masa de la porción de fluido por su aceleración. En este cálculo no se incluye ahora la resistencia de la tubería. La fuerza neta sobre uno de los extremos de esta porción es $\left(p_b \cdot A - p_a \cdot A\right) = P_{ba} \cdot A$.

Entonces:

$$P_{ba}A = \frac{\gamma \cdot A \cdot l}{g} \cdot \frac{dv}{dt} \qquad 1.13$$

el flujo q depende de la velocidad y el área, $q = v \cdot A$

Integrando ambas ecuaciones se obtiene:

$$P_{ba} = \frac{\gamma \cdot l}{A \cdot g} \cdot \frac{dq}{dt} \qquad 1.14$$

entonces resulta que: $L_f = \frac{\gamma \cdot l}{A \cdot g}$ 1.15

Esta magnitud se denomina inertancia porque es una medida de la oposición del fluido al movimiento. P_{ba} es la diferencia de presiones necesaria para vencer dicha oposición.

La caída de potencial a través de una capacitancia eléctrica es:

$$e = \frac{1}{C} \cdot \int i dt \qquad 1.16$$

Entonces para un sistema fluido:

$$P_{ba} = \frac{1}{C_f} \cdot \int q dt \qquad 1.17$$

C_f = capacitancia fluida

Tabla 1.3 Analogía entre los parámetros eléctricos e hidráulicos

Sistema Fluido			**Sistema Eléctrico**		
Parámetros	**Símbolo**	**Unidad**	**Parámetro**	**Símbolo**	**Unidad**
Presión	p(t)	Pa	Voltaje	e(t)	V
Flujo	q(t)	m^3/s	Corriente	i(t)	A
Integral del flujo	$\int qdt$	m^3	Carga eléctrica	q(t)	C
Capacitancia	C_f	m^5/N	Capacitancia	C	F
Inertancia	L_f	Ns^2/m^5	Inertancia	L	H
Resistencia	R_f	Ns^2/m^5	Resistencia	R	W

Los símbolos y las Impedancias fluidas (expresadas en el Dominio Laplace) se pueden ver en el anexo 3.

1.3.4 Cálculo de Redes Hidráulicas en mallas mediante Circuitos Eléctricos.

Es otra de las experiencias que se plasma en este trabajo sobre el cálculo de redes en mallas. Para la resolución de problemas con este tipo de método es necesario establecer la analogía entre cada uno de los parámetros que intervienen en el sistema, ejemplo corriente-caudal, presión-voltaje, etc., y conocer cada uno de los elementos topológicos de circuito y leyes fundamentales que se emplean en circuitos eléctricos.

Calculo de una red en malla por el método de Hardy Cross.

En las distribuciones de redes en mallas cerradas deben cumplirse las leyes fundamentales de la circulación del agua en circuitos cerrados. Estas leyes son similares a las que se aplican a circuitos eléctricos y conocidas como leyes de Kirchoff, teniendo en cuenta que la corriente eléctrica no deja de ser también un fluido.

1ra Ley de Kirchoff:

En todo vértice o punto de encuentro de conductores, la suma de las corrientes que a él llegan es igual a la suma de las que de él parten, o también, la suma algebraica de todas las corrientes es igual a 0.

$$\sum I = 0 \qquad 1.18$$

2da Ley de Kirchoff:

En todo circuito cerrado o malla de una red, la suma algebraica de todas las fuerzas electromotrices es igual a todas las caídas de tensión.

$$\sum E = \sum I \cdot R \qquad 1.19$$

Trasladando estos términos a la circulación hidráulica diremos:

1ro la suma algebraica de los caudales entrantes y salientes en un nudo, es nulo:

$$\sum Q = 0 \qquad 1.20$$

2do La suma algebraica de las pérdidas de carga o de presión a lo largo de un circuito cerrado, es nulo:

$$\sum J = \sum j \cdot L = 0 \qquad 1.21$$

La aplicación del método en un circuito en malla, se inicia fijando unos caudales aproximados que cumplen la 1ra condición.

Deberá tomarse para los caudales un sentido de giro positivo, por ejemplo siguiendo la rotación de las agujas del reloj y negativo para los caudales que circulan en sentido contrario.

Estos caudales no cumplen en general con la segunda condición, por lo que deberán hacerse correcciones a los caudales supuestos inicialmente. En sucesivos tanteos se llega a conseguir valores suficientemente aproximados para cumplir la segunda condición, no obstante el cálculo puede resultar bastante laborioso.

Iniciamos el estudio refiriéndonos a un circuito con una sola malla, fijando unos caudales que cumplen con la 1ra condición y hallaremos la suma algebraica de pérdidas de carga a lo largo de la malla, de forma que:

$$\sum J = \sum j \cdot L \qquad 1.22$$

siendo:

J = Pérdida de carga total de un tramo.

j = Pérdida de carga unitaria de un tramo.

L = Longitud del tramo correspondiente.

Normalmente la suma resultará distinta de 0.

1.4 Ganancia de calor en las redes hidráulicas para la climatización.

El deterioro del aislamiento en las redes provoca como resultados generales un aumento del coeficiente de conductividad térmica (K) del material del aislamiento. Esto produce el efecto de la ganancia de calor a través del aislamiento y que incide directamente en la temperatura del agua fría que se transporta. Para poder determinar el coeficiente de conductividad térmica (kcal/h m ^{0}C) se tienen en cuenta un conjunto de parámetros de naturaleza térmica que se describen a continuación.

Primeramente se establece un balance de energía en la superficie exterior del aislante donde:

$$q_l = q_r + q_c \qquad 1.23$$

q_l = Flujo calorífico a través del aislante.

q_r = Ganancia térmica por radiación por metro lineal de tubería.

q_c = Ganancia térmica por convección por metro lineal de tubería.

$$q_r = F_r * E(T_m - Ts2)\pi * D2 \qquad \text{Kcal/h} \cdot \text{m} \qquad 1.24$$

$$q_c = 3{,}52 * D2^{0,75}(T_m - Ts2)^{1,25} \qquad \text{Kcal/h} \cdot \text{m} \qquad 1.25$$

Fr = Coeficiente de radiación. (Anexo. 6)

E = Emisividad de la superficie del material aislante. (Anexo.6)

T_m =Temperatura del aire ambiente.

T_{s2} = Temperatura de la superficie exterior de la tubería.

D1 = Diámetro exterior de la tubería.

D2 = Diámetro exterior del aislamiento.

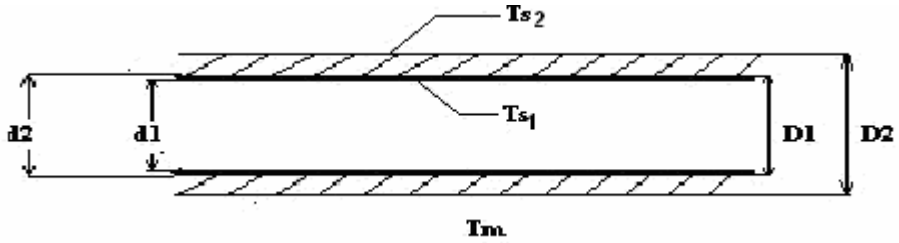


Figura 1.4 Puntos de medición en la red de tuberías

Teniendo en cuenta que el calor que se transmite a través del aislante es igual al calor que llega a la superficie de este por radiación y convección se plantea la siguiente ecuación:

$$q_l = \frac{2\pi * K(T_{S2} - T_{S1})}{\ln \frac{D_2}{D_1}} \qquad 1.26$$

De la ecuación anterior se despeja el coeficiente de conductividad térmica conociendo el valor de q_l que es la suma de q_r y q_c y los demás parámetros a medir.

1.5 Generalidades del empleo de los variadores de velocidad en redes hidráulicas de los (SCCAH)

Cuando se realiza un diseño de un sistema de bombeo de agua helada para la climatización, la solución está en emplear un sistema a **flujo constante** o a **flujo variable**. Cuando se emplea un flujo constante se envía agua a los locales que constituyen la carga térmica sin tener en cuenta el nivel ocupacional (figura1.5).

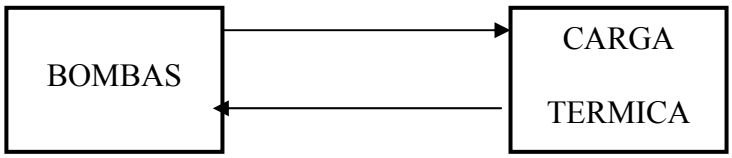


Figura 1.5 Diagrama en bloques de un bombeo a flujo constante.

En el caso del flujo variable juega un papel fundamental el empleo de los variadores de velocidad los cuales adaptan los parámetros de bombeo a la demanda del confort según la ocupación (figura 1.6)

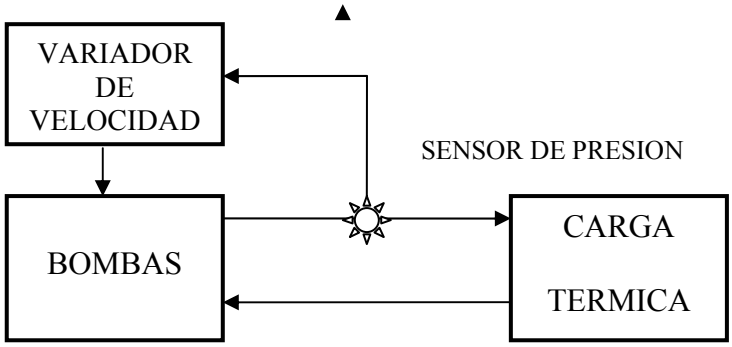


Figura 1.6 Diagrama en bloques de un bombeo a flujo variable

Existen cuatro formas básicas de regular caudal en las bombas:

* Válvula de estrangulamiento.

* Arranque-parada.

* Bifurcación o by-pass.

* Regulación por velocidad.

La primera opción es la más utilizada, y es común encontrarnos con regulaciones mixtas entre la primera y la segunda.

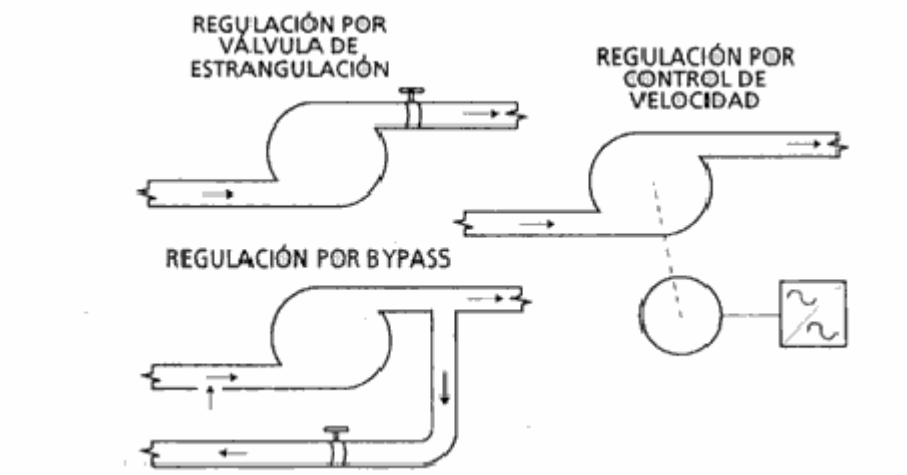


Figura 1.7 Esquema de regulación de caudal en bombas centrífugas.

El estrangulamiento mediante válvula implica una variación en la instalación, al incluir una pérdida de carga adicional en el circuito hidráulico, con lo cual la bomba no puede dar el caudal nominal, ya que tiene que impulsar el fluido a una presión mayor. Se disminuye el caudal, pero como las pérdidas por presión han aumentado, la potencia demandada al motor no ha disminuido en la misma proporción que el caudal. El resultado es que el rendimiento global de las instalaciones es bajo.

La opción de arranque-parada es la más perjudicial tanto para el motor, como para la instalación y para la bomba, debido fundamentalmente a los golpes de ariete. Energéticamente hablando es más eficaz que el método anterior, pues si la bomba funciona la mitad del tiempo a plena carga, y la otra mitad está parada, lógicamente, para un caudal medio, la potencia media demandada al motor también es la mitad. Ahora bien, las averías que causa en la instalación, repercuten en un envejecimiento prematuro del sistema, que se traduce en una eficiencia muy baja y un costo muy alto.

El sistema de regulación por by-pass es el menos eficaz, desde el punto de vista energético, debido a que el caudal que circula por la bomba se mantiene constante, así como la demanda de potencia al motor. La razón, es que la bomba ve siempre la misma instalación, independientemente del grado de apertura de la válvula. Se consigue una buena regulación del caudal, a costa de recircular parte del fluido que impulsa la bomba. Resulta obvio, que tenemos una parte de energía consumida desaprovechada.

La regulación electrónica de velocidad en el motor que arrastra a la bomba se presenta como un método energéticamente eficaz para regular el caudal. Desde el punto de vista de mantenimiento es un buen sistema de regulación que evita golpes de ariete al disponer de rampas de frenado suaves, y evita las altas intensidades de arranque al efectuar arranques progresivos. Además, conseguimos abaratamientos en la manipulación, al funcionar de manera autónoma.

1.5.1 Comparación de métodos de regulación

Como se puede observar en el gráfico, la regulación electrónica de velocidad se presenta como el método más eficaz de regular caudal, pudiéndose adaptar a las necesidades de la instalación de la forma más barata posible.

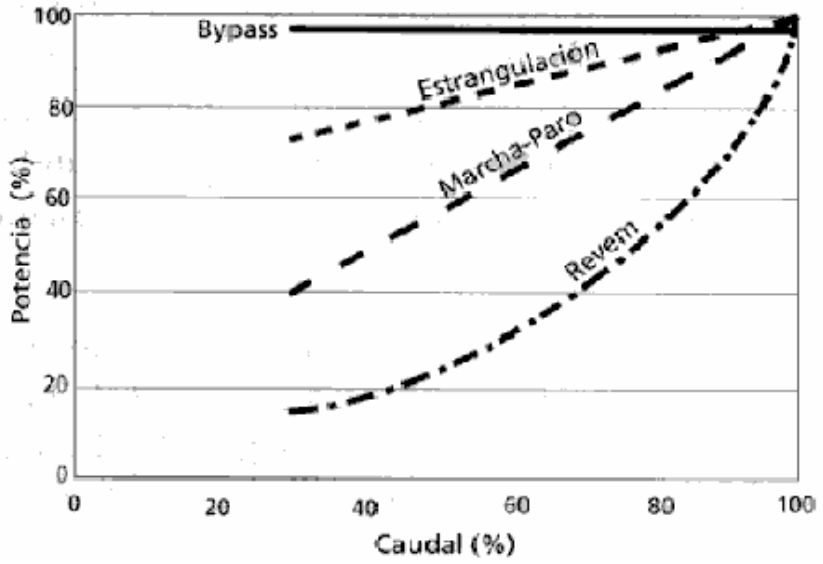


Figura 1.8 Características del Caudal VS Potencia en diferentes métodos de regulación en bombas.

La regulación por bifurcación es adecuada desde el punto de vista del mantenimiento, ya que ahorra arranques y paradas, sin embargo, presenta la gran desventaja de no reducir la potencia demandada al motor cuando se disminuye el caudal, presentándose como el método de regulación más pobre desde el punto de vista energético.

La opción de marcha-parada, por arranque directo o estrella-triángulo es poco atractiva, pues conlleva una regulación demasiado escalonada, y un número de averías y envejecimiento de la instalación prematuro.

La regulación por válvula de estrangulamiento es la más extendida de todas en la industria, aunque está perdiendo esa supremacía frente a la regulación electrónica, debido fundamentalmente al ahorro que implica la instalación de este último método. Sin embargo, aparte del alargamiento de la vida de la instalación que se obtiene al instalar un regulador, por la realización de arranques y frenados suaves, éste alarga la vida de la bomba, ya que ésta depende fundamentalmente del número de vueltas que da el rodete, y en el caso de regular con válvula, la velocidad del motor se mantiene constante, mientras que con el regulador conseguimos la reducción del caudal a partir de una reducción de la velocidad.

Como resumen se puede decir que la Regulación Electrónica de Velocidad, se presenta como la opción más atractiva, tanto desde la perspectiva del ahorro como de la fiabilidad, disponibilidad y mantenimiento. A continuación analizaremos los tres aspectos básicos que tomamos en cuenta, antes de proponer el empleo de los variadores de velocidad.

Forma de regulación.

Escasamente la regulación se realiza en la instalación solo cuando existe un crecimiento muy grande de la presión en la red y se hace con válvulas de estrangulamiento. Diariamente se controlan las presiones en las líneas lo que ayuda a la regulación manual en caso de la alteración de los parámetros, pero como explicamos anteriormente esto no disminuye el consumo energético.

Características de la instalación.

Como el sistema actual es a flujo constante para el empleo de los variadores de velocidad se hace necesario cambiar a flujo variable el agua fría de la climatización, para lograr este objetivo el primer paso es cambiar el sistema de válvulas de tres vías existentes en los fancoils de las habitaciones por válvulas de dos vías. Esta solución implica que se cierren las válvulas y aumente la presión en las redes de tuberías lográndose controlar este parámetro con la regulación electrónica de la velocidad del motor de la bomba con solamente la señal de referencia de un sensor de presión. Con este procedimiento una pequeña disminución de la velocidad de la bomba produce una disminución significativa de la potencia absorbida por el motor todo esto debido a que las bombas centrífugas manejan una carga de par cuadrático. No solo en las válvulas de paso de agua

fría de las habitaciones se propone el cambio, sino también, en las consolas de climatización y subcentros de aire acondicionado que demandan gran cantidad de refrigerante.

Tiempo de funcionamiento

El tiempo de trabajo de la instalación de climatización es durante los 365 días del año, por lo tanto a pesar de que las bombas roten, en su funcionamiento siempre existe una energía eléctrica que se consume, dependiente de los regímenes de explotación de estos sistemas.

Especificaciones del empleo de los variadores de velocidad

Más del 60% de la energía eléctrica demandada por la industria se utiliza en motores eléctricos. El conjunto motor y equipo accionado representa un importante campo como objetivo de la gestión de la demanda eléctrica cuando el equipo accionado trabaja en condiciones de carga variable.

Es frecuente encontrarse con procesos que incluyen motores que trabajan en condiciones variables de carga de funcionamiento tales como movimiento de líquidos, gases u otros. En estos casos, la regulación electrónica de la velocidad de los motores en función de las necesidades sustituye a los sistemas tradicionales de control obsoleto, responsables de importantes pérdidas de energía, con resultados energéticos espectaculares.

Con la utilización de motores de alto rendimiento junto a los equipos de regulación de velocidad en los motores, se consigue una considerable mejora del rendimiento energético de la operación sin menospreciar la mejora de los productos elaborados.

Como se aprecia en el esquema de impulsión de fluidos se pueden efectuar modificaciones que redundan en un ahorro notable de la energía absorbida de la red para conseguir la misma energía útil.

En lo que afecta al motor cabe la posibilidad de utilizar otro de mayor rendimiento y dotarlo de un equipo variador de velocidad. El efecto de este último permite eliminar la válvula de la tubería, al regular el caudal mediante la variación de la velocidad del motor. Con esta mejora del motor y la variación de velocidad se

conseguiría aumentar el rendimiento de la instalación que pasaría del 31% inicial al 47,5%, lo que representa un incremento del 54%.

Las aplicaciones industriales en las que se necesita una variación de la velocidad continua y progresiva, son cada vez más frecuentes, como lo son los requisitos de rapidez de respuesta, precisión, robustez y disponibilidad, entendida esta última tanto como fiabilidad intrínseca al equipo, como reducción de las paradas programadas para revisiones de mantenimiento preventivo.

Los motores con menores exigencias de mantenimiento son los motores asíncronos de jaula de ardilla, debido a que carecen de colector, tienen una gran robustez y relación peso-potencia mucho menor que los anteriores, y por lo tanto un costo significativamente más bajo. Por estas razones, dada su capacidad de soportar sobrecargas y su elevado rendimiento, es el motor más atractivo para la industria.

En la aplicación de la tecnología de regulación de velocidad se obtienen reducciones en consumo de los motores que pueden alcanzar el 50%, y mejoras en el control operativo que optimizan la rentabilidad y productividad de los procesos productivos. A la vez minimizan las pérdidas en sus instalaciones, ya que los equipos demandarán de la red menores potencias en cualquier régimen de trabajo, incluso en el arranque

Además estos equipos innovadores ahorran en mantenimiento al conseguir que los motores trabajen en todo momento en las mejores condiciones con resultados más satisfactorios. Los plazos de amortización que se consiguen pueden resultar inferiores a dos años e incluso a uno en determinadas aplicaciones.

Los equipos de regulación de velocidad, basados en convertidores de frecuencia, garantizan un uso racional de los motores prolongando su vida de utilización y consiguiendo un rendimiento máximo en cualquier régimen de trabajo. Contribuyen a reducir la potencia demandada, incrementando la disponible para otros usos, mediante un control eficaz de la energía. Optimizan los procesos de producción aportando eficiencia y calidad.

La puesta en marcha de los motores deja de ser un problema. Los reguladores electrónicos de velocidad minimizan las intensidades de arranque evitando caídas de tensión y eliminando paradas imprevistas. Su construcción, basada en

semiconductores de potencia, elimina partes en movimiento, dotándoles de máxima fiabilidad y mantenimiento nulo. Los reguladores electrónicos de velocidad ahorran energía eléctrica, disminuyen el mantenimiento, y mejoran la calidad del producto final.

Este mantenimiento se refiere no solamente al propio motor sino que también afectaría a las transmisiones, embragues y elementos relacionados. Los arranques y paradas con rampas de aceleración y desaceleración, que se consiguen con los reguladores de velocidad, implican menores esfuerzos y desgaste en los elementos mencionados.

Algunos convertidores de frecuencia incluyen funciones especiales de ahorro energético que ajustan la tensión aplicada al motor para maximizar su eficiencia en función de la carga a que está sometida.

1.5.2 Principio de operación de un variador de velocidad

Los variadores de velocidad empleados en el sistema de bombeo basan su principio general de funcionamiento en la velocidad de sincronismo (min^{-1}) de un motor asincrónico. Esta velocidad depende del número de polo (P) y de la frecuencia (F) de su alimentación. Dichas magnitudes se relacionan por la expresión:

$$N = \frac{120.F}{P} \qquad 1.27$$

Cambiar la frecuencia (F) significa cambiar la velocidad (N) de sincronismo de un motor dado. Sin embargo cambiar la frecuencia sin modificar la tensión de alimentación modifica la densidad del flujo magnético en el motor. Por eso los moduladores hacen variar simultáneamente tensión y frecuencia de salida, lo cual permite optimizar la curva de par del motor y evitar su calentamiento.

1.6 Principales ventajas de la regulación de velocidad por variación de frecuencia

Desde el punto de vista técnico destacan:

- La amplia gama de velocidades disponibles que permite responder a todas las demandas del proceso sin necesidad de recurrir a medios mecánicos.
- La simplicidad de los motores de corriente alterna, especialmente el asíncrono

de rotor en jaula de ardilla, con lo que se reducen drásticamente los problemas de reparación y mantenimiento de equipos más complejos.

Desde el punto de vista económico, las ventajas principales radican en:

- El ahorro de energía que se produce por el mejor rendimiento del motor. La menor inversión que representa el motor de corriente alterna frente a otros equipos capaces de actuar a velocidad variable.
- La reducción de los costos de mantenimiento e instalación, tanto en costos directos, como en tiempo de detención del proceso productivo.

Conjunto motor – bomba.

Una bomba centrífuga (BC) convierte la energía mecánica que recibe desde un motor en energía de presión para mover un líquido a determinada altura. Es decir, transmite la energía cinética rotacional en energía de presión al fluido desde el ojo o centro del impelente o rodete de trabajo. El fluido entonces incrementa su velocidad debido a la fuerza centrífuga y rotacional que lo empuja.

Para una mejor comprensión de cómo mejorar la eficiencia del sistema de bombeo, vamos a explicar brevemente algunos de los aspectos relacionados con la operación, terminología y características de operación de la bomba centrífuga.

Los fabricantes de bombas centrífugas suministran las curvas de trabajo de las bombas H = f (Q) que predicen el comportamiento futuro de estas bajo condiciones de trabajo determinadas.

En la figura 1.10 se muestran las curvas simples de explotación de una bomba centrífuga para un diámetro dado del impelente de trabajo y velocidad(n) constante.

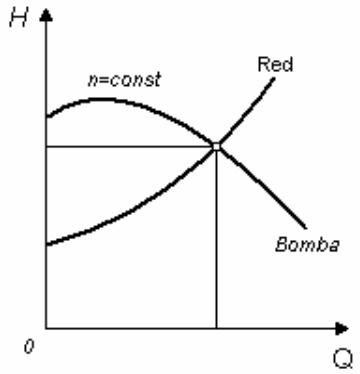


Figura 1.10 Punto de operación de una bomba centrífuga para (n = constante) de una red.

Usualmente el punto de máxima eficiencia en el trabajo de la BC en la característica H=f(Q) es el punto de diseño de ésta.

1.7 Medidas de eficiencia de energía

La eficiencia en un accionamiento eléctrico de bomba centrífuga puede ser mejorada directamente por incremento del rendimiento del motor eléctrico y/o de la bomba centrífuga.

Las siguientes acciones específicas pueden ser tomadas:

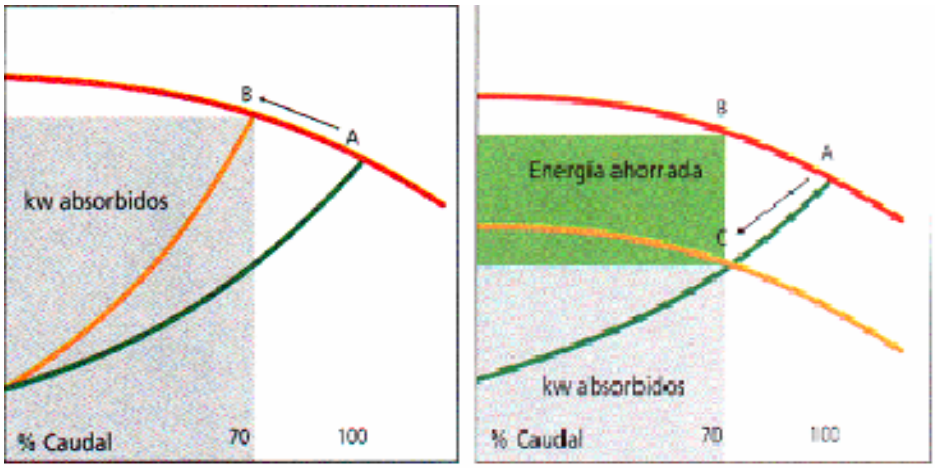
- Motores de elevada eficiencia, que aunque son más costosos se amortizan rápido, en menos de año y medio para accionamientos con 3680 horas anuales de operación. Poseen de un 3 a 5 % de más eficiencia que los motores normales.
- Reemplazar o reparar el impelente de la bomba.
- Adecuar la bomba. Es decir, ajustar el impelente a la cantidad máxima de caudal a bombear para las condiciones reales de trabajo.

Disminuir la altura dinámica total de la bomba. Esto tiene relación con conseguir el punto correcto de operación de la bomba que garantice el mayor caudal con la adecuada altura de presión, previendo no caer al correrse hacia la derecha de la curva en la zona de cavitación que sobrecarga al accionamiento. Una válvula en la tubería de descarga de la bomba es usualmente utilizada para disminuir el caudal, pero ocasiona caídas en la altura de presión a través de la válvula.

En la figura 1.11 se muestra este proceso de estrangulamiento a) para la reducción de la altura dinámica y en b) el control por velocidad.

a) Efecto del estrangulamiento por válvulas.

b) Control por velocidad en la bomba centrífuga



a) **b)**

Figura 1.11 Regulación del Caudal en bombas centrífugas.

La adecuación del tamaño del impelente contribuye a mejorar la eficiencia en la bomba, por eso los fabricantes ofrecen para cada tipo de bomba un juego de diámetros de impelentes que se mueve en un rango de un 20 % de reducción.

El cambio de la velocidad de rotación de la bomba centrífuga se viene realizando a través del cambio de frecuencia en el motor de inducción frecuentemente utilizado en estos tipos de accionamientos eléctricos.

Los motores de inducción o llamados también motores asincrónicos los cuales pueden operar con múltiples frecuencias a partir de 60 Hz, ya sea hacia arriba o hacia abajo de este rango, con velocidades desde 900 hasta 3600 rpm. Esto se realiza hoy en día a partir de los llamados variadores de velocidad.

En sentido general algunas medidas para mejorar la eficiencia en los CSAF en los que se localizan como elemento fundamental las bombas centrífugas están contenidas en la siguiente figura.

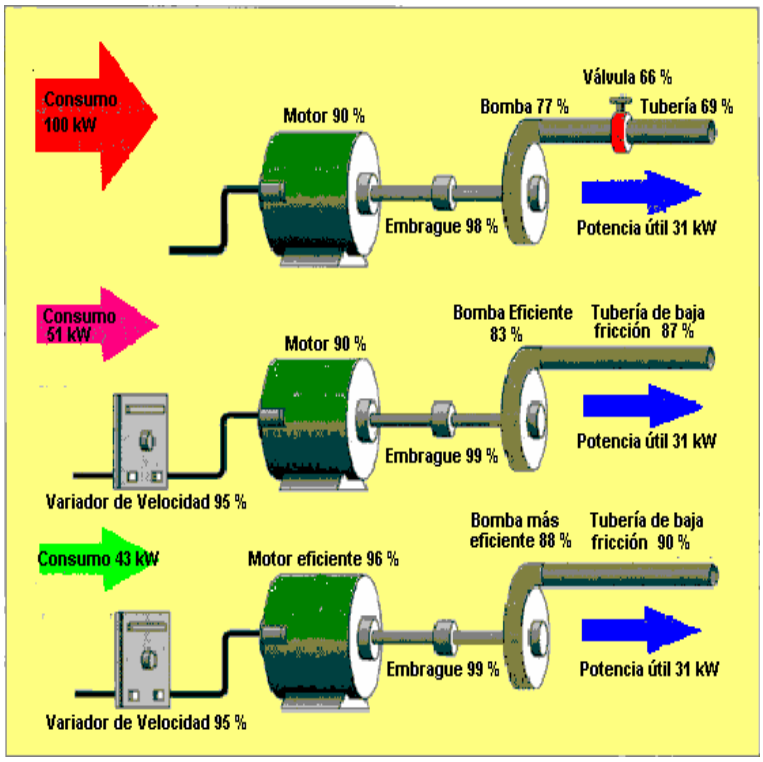


Figura 1.12 Ilustración de algunas medidas para mejorar la eficiencia en los CSAF.

CAPITULO II RESULTADOS EXPERIMENTALES

2.1 Introducción

En este capítulo se aprecia las características más generales en cuanto a operación de los SIAF. Se enfatiza en los elementos relacionados con las ganancias de calor en este sistema termohidráulico y las dependencias entre estas variables a partir de un balance masa y energía, teniendo en cuenta los elementos teóricos relacionados. A partir de un levantamiento se hace un análisis de lo que significaría en materia energética sustituir el caudal constante de 5 hoteles de la provincia de Holguín a caudal variable. Se determina las ganancias de calor a través del aislamiento térmico de una red para la climatización teniendo en cuenta su mal estado. Se realiza la modelación paramétrica multivariable de las magnitudes que deciden en el comportamiento de los SIAF..

2.2 Presentación general de los Sistemas de Impulsión de Agua Fría (SIAF)

Independientemente del tipo de flujo (variable y constante) que experimentan los (SIAF) existe un conjunto de características que se manifiestan de manera similar en ambos sistemas. En el siguiente diagrama de bloques se presentan los elementos componentes. Mediante el análisis individual de cada uno de ellos se facilita su estudio y se puede determinar mejor la dependencia entre los parámetros que lo caracterizan.

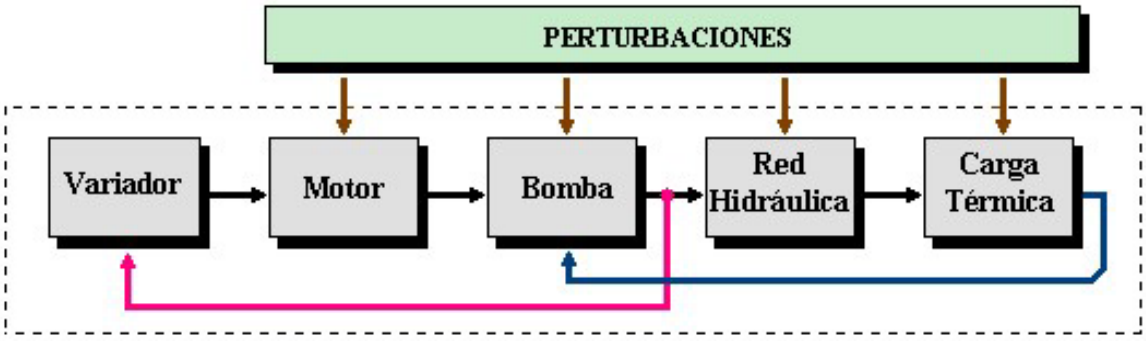


Figura 2.1 Diagrama en bloques del bombeo a flujo variable empleado en los SIAF.

Como se puede observar el primer elemento es el variador de velocidad (V.V.) el cual impone los parámetros de trabajo del motor en función de una variable de referencia, que en este caso, es la presión de descarga de la bomba, magnitud muy importante, que al definirla y controlarla impone un régimen racional, satisfaciendo las necesidades del fluido.

En el caso del motor, se tiene la facilidad de que los de inducción tienen características probadas para incorporarle los V.V. No obstante los sistemas que no cuentan con estos dispositivos, se pueden analizar empleando el mismo diagrama. El motor de inducción es el encargado de mover la bomba para garantizar la demanda de la carga térmica. Estos sistemas son sistemas cerrados en forma de mallas, donde el agua de impulso retorna con una mayor temperatura luego de haberse producido la transferencia de calor mediante los fancoils en las habitaciones o locales.

Es de vital importancia tener en cuenta las perturbaciones que influyen sobre los diferentes elementos del sistema, de manera individual y de manera sistémica.

2.2.1 Estado actual de los (SIAF) en hoteles del polo turístico de Holguín

En los hoteles la climatización centralizada representa entre el 60 y el 80% del consumo de energía eléctrica y las bombas del circuito secundario de agua fría situadas en este sistema, entre el 10 y 12%. Empleando el Diagrama de Pareto, el cual sigue el principio conocido como pocos vitales y muchos útiles o Ley 80 – 20, se puede reconocer que en los procesos hay unos pocos elementos o causas realmente importantes (20%) que generan la mayor parte del efecto (80%). En otras palabras los esfuerzos por disminuir la facturación eléctrica deben ir centrados en mejorar la eficiencia de los subsistemas que forman parte de la climatización y en específico en aquellos con mayor oportunidad de adaptarse a cambios tecnológicos.

En la tabla 2.1 se muestran las características de potencia nominal de las bombas que componen los SIAF en algunos hoteles con caudal constante. Estos datos dan una visión del efecto sobre el consumo de energía eléctrica de este equipamiento.

Tabla 2.1 Características generales de las bombas de los SIAF de algunos hoteles.

Hotel	Hab.	Total de Bombas en los CSAF	En operación permanente	Potencia Nominal por Bomba (kW)	Potencia Nominal Total(kW)
Playa Costa Verde	480	BT1:3 BT2: 3	2 2	15 15	60
Paradiso Rió de Oro	302	BT 1: 2 BT 2: 2 BT 3: 2	1 1 1	5,5 5,5 5,5	16,50
Playa Pesquero	944	BT1:3 BT2: 3	2 2	37,5 18,5	112
Río de Lunas y Mares	464	BT 1: 4 BT 2: 3	3 2	67,5 50	117,5
Occidental Grand Playa Turquesa	536	BT:2	1	15	15
Total	2726	27	17	-	321

En contraposición con el modo de empleo de los SIAF en las instalaciones anteriores, podemos mencionar que el Hotel Blau Costa Verde es el único en el polo turístico de Holguín que tiene implementado dentro de este sistema los Variadores de Velocidad. Esta técnica permite que el caudal de agua fría se adapte a la demanda de la carga térmica, la cual es muy cambiante en el día y en las distintas temporadas del año. Los resultados de este hotel en la gestión energética lo sitúan dentro de los más eficientes del país. Después de su construcción, se han creado otros en la misma región y sin embargo el interés por aplicar tecnologías eficientes no se ha visto reflejado en los sistemas, aspecto este contradictorio.

El costo de los portadores energéticos en el hotel representa el 6,96 % de los ingresos como promedio, donde el consumo de energía eléctrica constituyó el 72,84 % de este costo para una ocupación habitacional de 58,43%. Este es un ejemplo a seguir por parte de las demás instalaciones en la que el costo de los energéticos supera el 10%.

Realizando un pronóstico de cuánta energía eléctrica se ahorraría entre todos los hoteles de la Tabla 2.1 empleando en ellos los Variadores de Velocidad. y considerando que los motores de las bombas consumen el 85 % de la potencia

nominal equivalente a 260 kW y que se produzcan ahorros del 40%, se puede lograr en el transcurso de un año:

Ahorrar unos 911.4 MWh los cuales representan, considerando los precios de la energía de $ 0,17 CUC en el pico y $ 0,095 CUC en el horario normal, unos $97 973,30 CUC. Las potencialidades para lograr estos ahorros se demuestran en el desarrollo de este trabajo.

Lo anterior es solo una muestra de cómo se puede mejorar la eficiencia de los SIAF, pero existen otras posibilidades, entre ellas se encuentran:

- Mejoramiento del aislamiento de las redes de impulsión de agua fría.
- Disminución de la infiltración de aire exterior en las cargas térmicas.
- Logrando un equilibrio hidráulico.
- Sustitución del material de la red por otros más eficientes.
- Empleo de motores y bombas más eficientes.

Dentro de las causas que deterioran su estado y que se manifiestan en estos sistemas se encuentran:

- Envejecimiento de las instalaciones.
- Deterioro del aislante por la exposición a las altas temperaturas y por la condensación del agua en la red.
- Tupición por incrustación en la red, debido a las impuresas del agua etc.
- Insuficiente mantenimiento a las instalaciones.
- Sobredimencionamiento de los cálculos ingenieriles y del equipamiento.
- Deficiencia en la operación de los sistemas.

Todas las medidas que se puedan aplicar en los SIAF para mejorar su eficiencia necesitan de una inversión, por lo que las propuestas deben de estar acompañadas de criterios técnicos sólidos que justifiquen el gasto. La experiencia demuestra que la amortización generalmente no supera los dos años para ninguna de las sugerencias que puedan hacerse. (Montero 2004).

2.2.2 Descripción del Sistema de Impulsión de Agua Fría (SIAF)

El Sistema de Climatización Centralizada del Hotel Blau Costa Verde en la actualidad cuenta con una enfriadora. La enfriadora debe ser capaz de enfriar toda el agua que se necesita para lograr el confort en todos los locales a climatizar. Se cuenta con 7 zonas a las cuales llega el agua fría. Todas las bombas encargadas de estas funciones Figura 2.2 succionan el agua desde un colector común donde la temperatura del fluido varía entre 7,5°C y 8°C para las condiciones de experimentación. Para conocer el comportamiento de las variables inherentes al transporte de agua fría se escogió la zona habitacional # 6. Esta zona habitacional estaba deshabitada completamente, por lo que permitió realizar cambios en la explotación del sistema y verificar el comportamiento de las diferentes magnitudes.

El sistema de bombeo está compuesto de la siguiente forma:

Motor – Bomba

El sistema de bombeo, se realiza a flujo variable, consta con una bomba en funcionamiento y una de reserva. Estas son bombas centrífugas de eje vertical con las bocas de aspiración e impulsión en línea, y motor normalizado, con un caudal de 42 m^3/h y una altura de presión o carga de 60 m. Los datos del motor son los siguientes:

Tabla 2.2 Datos del motor eléctrico

Modelo I2A7163 – 2AA61	f: 60 Hz
$\cos\varphi$: 0.87	P: 12,6 kW
UΔ: 440V – 480 V	n: 3515 rpm
In: 21.4 A– 21.2 A	

Bombas del Circuito Secundario de Agua Fría Figura 2.2

Variador de velocidad

El variador de velocidad (V.V.) que se encuentra instalado es de la firma Telemecanique (Altivar 28) los mismos presentan las siguientes características de funcionamiento (Figura 2.3)

- El Altivar 28 es preajustado de fábrica para las condiciones de uso más habituales.
- Frecuencia nominal del motor: 50 Hz.
- Tensión de motor: 230 V ó 400 V, según el modelo.
- Rampas: 3 segundos.
- Mínima velocidad: 0 Hz.
- Máxima velocidad: 50 Hz.
- Funcionamiento a par constante con control vectorial de flujo sin captador.
- Adaptación automática de la rampa de desaceleración cuando hay sobretensión en el frenado.
- En caso de que los valores mencionados sean compatibles con la aplicación puede utilizarse el variador sin modificar los ajustes.
- Una configuración de la frecuencia del motor en caso de que no sea de 50 Hz.
- Tiene rampas de aceleración y desaceleración.
- Ajustes de velocidad mín. y máx.

- Ajustes de la corriente de protección térmica del motor, a la intensidad nominal que figura en la placa de características del motor.
- Ganancia proporcional del regulador.
- Ganancia integral del regulador.
- Potencia de 115 Kw.

Figura 2.3 Variador de velocidad (V.V.)

El fancoil

Se encuentra ubicado en la parte superior del pasillo de entrada de la habitación (Figura 2.4*)*. De esta forma se garantiza una mejor climatización al ser el aire frío más denso que el aire caliente, logrando así una temperatura de confort en un corto periodo de tiempo.

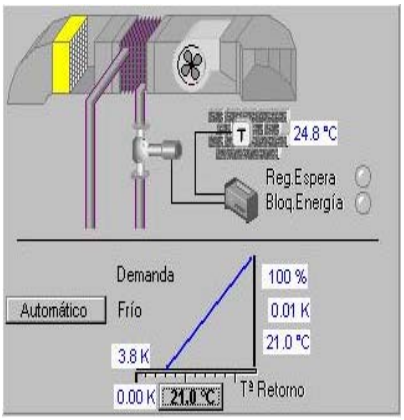


Figura 2.4 Esquema de los fancoils de las habitaciones

2.3 Factores que inciden en el consumo de energía eléctrica de los SIAF de la Climatización Centralizada en hoteles

El consumo de energía de los hoteles debería ser proporcional a la ocupación del mismo y al uso que el huésped de a la instalación. Pero en la práctica existen factores que influyen en el consumo de energía eléctrica. Conociendo estas variables se puede tratar de minimizar el impacto de ellas. En los países del Caribe donde las temperaturas exteriores son elevadas y los niveles de confort (24 ^{o}C) son los mismos para todas las personas, las variables de mayor incidencia en el consumo eléctrico son:

Clima.

Tiene una gran significación entre los factores a analizar en el consumo eléctrico, ya que en una misma habitación se puede consumir hasta 10 veces más electricidad en la temporada de verano que en la de invierno (Ramos, 1999, Acosta, 1999). En Cuba los meses más calurosos son julio y agosto, con el correspondiente aumento del consumo eléctrico, y en meses como mayo, junio, septiembre y octubre la temperatura exterior disminuye como consecuencia del aumento de las lluvias en este período.

Categoría del Hotel.

El máximo consumo de energía de una habitación lo representa la climatización seguido por la iluminación, y en ambos casos, el consumo, o no, de la energía eléctrica depende de: el régimen de explotación a la que se somete, el volumen de la habitación, la cantidad de turistas y del tiempo de estancia en ella, así como de las costumbres y hábitos de consumo de cada turista (Blanco 2000).

Conociendo estas cuestiones en muchos hoteles se ha implementado la estrategia de trasladar la animación al horario de mayor demanda y pico del sistema electro-energético nacional, donde el precio de la energía casi se duplica, el objetivo es tratar de alejar a los clientes de los lugares de mayor consumo (Habitación) y desplazar el consumo de forma general.

Cuba se encuentra situada en la franja geográfica tropical, donde su insularidad, situación geográfica (cerca del Trópico de Cáncer), así como las características de su relieve, le imprimen particularidades propias de la zona geográfica de bosques tropicales.

La radiación solar que recibe nuestro país oscila entre $6.69 \cdot 10^9 J/m^2$ y $7.54 \cdot 10^9 J/m^2$ como promedio anual. Considerando este recurso en términos de energía eléctrica, puede decirse que cada kilómetro de territorio cubano recibe tanta energía en un año como la que en ese mismo periodo de tiempo, pudiera producir una central termoeléctrica, de la cual solamente se aprovecha en la producción de electricidad el 34% de la energía desprendida, mientras que el 66% restante se pierde en calor residual que se vierte a la atmósfera principalmente.

La temperatura media de Cuba es de alrededor de 25 ^oC (Oscila entre 24,7 ^oC y 26 ^oC), aunque se han registrado máximas de 39 ^oC. En general las temperaturas ascienden de enero a julio, se estabilizan relativamente hasta octubre para comenzar a disminuir nuevamente. El mes más cálido es agosto con media de 29 ^oC y el más frió enero con media de 20 ^oC.

La humedad absoluta del aire es elevada, con una media de 20 g/m^3, comportándose en verano entre los 20 g/m^3 y los 25 g/m^3 y en invierno entre 15 g/m^3 y 20 g/m^3. La humedad relativa media es 76,5%, más elevada durante la noche que durante el día, en relación inversa con la temperatura. En verano durante el día oscila entre 60% y 70% y en las noches entre 80% y 90%; en invierno, durante el día, entre 65% y 70% y en las noches, entre 85% y 90%.

La presión barométrica es prácticamente uniforme en todo el país, como una característica propia de la franja tropical. A ello contribuye la configuración del territorio. La media anual es de unos 1017hPa, en verano disminuye hasta algo menos de 1016hPa y en invierno aumenta hasta poco más de 1018hPa aproximadamente.

2.4 Características de la red hidráulica caso de estudio

La red hidráulica, fue escogida a partir del criterio, de que es una zona a la que se transporta el fluido sin ninguna ramificación antes de llegar a los patinejos, donde se reduce el diámetro de la red para dar paso a la distribución.

Se realizó un trabajo de campo que consistió en medir los metros lineales de tubería, donde además se identificaron los accesorios, arrojando los siguientes resultados:

El diámetro interior de la red es de cuatro pulgadas y el material por el que está confeccionada la misma es PVC. Existe un total de 431.05m de tubería desde la salida de la bomba hasta llegar al último patinejo, de estos, 413.5m están en posición horizontal y 17.55m vertical, para una máxima altura geométrica a vencer de 14.15m. En todo este tramo de la red aparecen un total de 42 codos de 90º, 4 de 45º y 14 Tee las cuales coinciden con igual número de entradas a los patinejos. Cuenta con 9 patinejos, posee 59 fancoils, 43 con un caudal de 0.75m^3/s y 16 con un caudal de 0.65m^3/s correspondiente al número de habitaciones con las que cuenta la zona de estudio, estas últimas, distribuidas en tres pisos con una altura entre estos de 3.1m. En la tabla del anexo 5 aparece esta información mejor representada.

Los análisis y cálculos de las pérdidas de carga que se realizan en este capítulo corresponden desde la salida de la bomba hasta que llega a cada una de las habitaciones, según la situación que se analice correspondiente a las mediciones realizadas.

2.5 Análisis de los factores que inciden en la transferencia de calor en las redes hidráulicas de la Climatización Centralizada

El calor que gana el fluido a través de la tubería que conforma la red en malla del sistema de agua fría para la climatización de la zona habitacional en cuestión, se puede determinar teniendo en cuenta la convección, la conducción y la radiación, a través del aire, el aislante y la tubería por metro lineal de la misma, utilizando la siguiente expresión:

$$Q_{tub} = \frac{\Delta T}{R_{total}} = \frac{T_{aire} - T_{H_2O}}{\frac{1}{h_r \cdot K} + \frac{1}{h_{aire} \cdot \pi \cdot r_e \cdot L} + \frac{\ln\left(r_e / r_i\right)}{2\pi \cdot K_A \cdot L} + \frac{\ln\left(r_{ia} / r_{et}\right)}{2\pi \cdot K_{ayc} \cdot L} + \frac{1}{h_{H_2O} \cdot \pi \cdot r_i \cdot L}} \qquad 2.1$$

$$R_T = R_{rad.} + R_{conv.aire} + R_{cond.aisl.} + R_{cond.tub.} + R_{conv.H_2O} \qquad 2.2$$

Donde:

$R_{rad.}$ = Resistencia por radiación.

$R_{conv.aire}$ = Resistencia por convección del aire.

$R_{cond.aisl.}$ = Resistencia por conducción a través del aislante.

$R_{cond.tub.}$ = Resistencia por conducción a través de la tubería.

$R_{conv.H_2O}$ = Resistencia por convección del agua.

En esta ecuación aparecen una serie de incógnitas que dificultan la resolución de la misma, las cuales se presentan a continuación:

h_r = coeficiente de transferencia de calor por radiación.

$$h_r = \frac{\varepsilon \cdot \sigma\left(T_r{}^4 - T_s{}^4\right)}{T_r - T_s} \qquad 2.3$$

Este coeficiente depende de la Temperatura de radiación T_r^4 y de la Temperatura de la superficie de la tubería T_s^4, magnitudes que por su difícil obtención hacen el cálculo más complejo.

h_{aire} = coeficiente de transferencia de calor a través del aire.

$$h_{aire} = \frac{D_e \cdot V_{aire}}{\mu_{aire}} \qquad 2.4$$

En este caso las inconvenientes para determinar el valor de este coeficiente son la velocidad del aire (V_{aire}), que no se pudo medir y la viscosidad del aire (μ_{aire}).

h_{H_2O} = coeficiente de transferencia de calor del agua.

$$h_{H_2O} = \frac{D_i \cdot V_{H_2O}}{\mu_{H_2O}} \qquad 2.5$$

En este caso no hay inconvenientes que impida calcular dicho coeficiente ya que depende de la velocidad a la que se mueve el agua por el interior de la red V_{H_2O} y de la viscosidad cinemática del agua μ_{H_2O} que se calcularon en otra sesión de este trabajo. Pero debido a las inconvenientes anteriormente mencionadas es que se dificulta el cálculo de la ganancia de calor total de la red, por lo que se propone que en otros estudios que se realicen sobre el tema se tengan en cuenta las mismas y la forma de obtenerlas para lograr un resultado más preciso del problema.

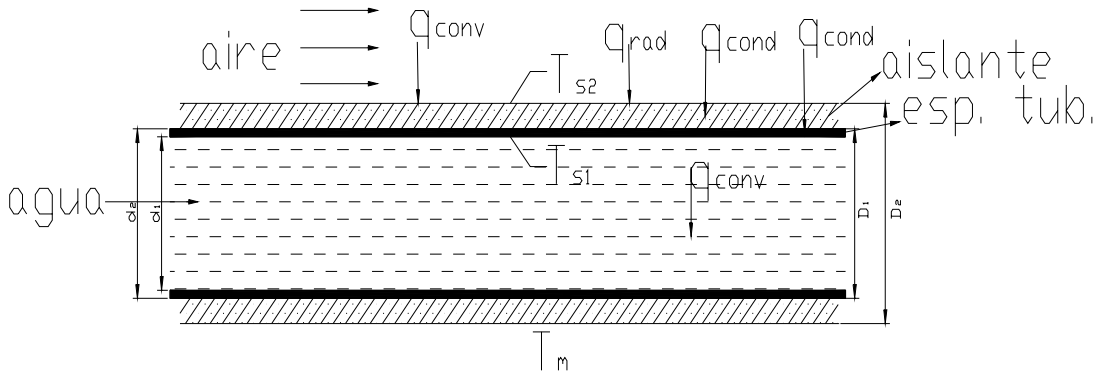


Figura 2.5 corte de una sección de tubería.

2.5.1 Propuesta de un balance de masa y energía

El balance de masa y de energía representa un enfoque sistémico de cómo se puede estudiar los fenómenos inherentes a la transferencia de calor y otros elementos que pueden ser aplicables en las redes de tuberías de la climatización.

Para este estudio especifico se toma a la red hidráulica y la carga térmica como un elemento cambiante donde se destacan, la ganancia de calor a través de los fancoils a la sustancia de trabajo que es el agua, las ganancias de calor a través de las redes de tuberías y las informaciones de entrada y salida tomadas como referencias para el balance (masa, temperatura y calor especifico del agua). Para mas detalles de los datos y los resultados de los cálculos se pueden apreciar tabla del anexo1.

Como variable principal a analizar para saber su dependencia de las demás se propone la ganancia de calor a través de las redes de tuberías (Q_{tub}). En la figura 2.6 se muestra el sistema de forma simplificada.

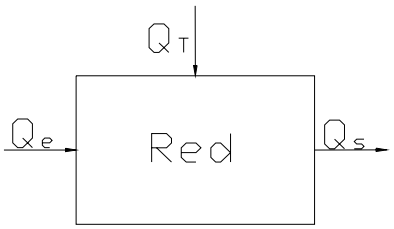


Figura 2.6 Esquema simplificado de la red.

La expresión que a continuación se plantea, establece el balance de masa y energía que caracteriza el sistema en cuestión.

Para el análisis térmico se debe partir de la siguiente condición:

$$Q_s - Q_e = Q_T \quad (2.6)$$

siendo

Q_e El calor que entra a la red debido a la temperatura del agua a la entrada.

Q_s Calor a la salida del sistema.

Q_T El calor total que gana el agua a su paso por la tuberías (por convección, radiación y conducción) y calor que se gana con el trabajo de los fancoils.

Partiendo de que

$$Q_s = m \cdot cp \cdot T_s \quad (2.7)$$

Y

$$Q_e = m \cdot cp \cdot T_e \quad (2.8)$$

$$Q_T = Q_{tub} + Q_{fcoil} \quad (2.9)$$

Donde:

m = Masa del fluido (kg./s)

cp =Calor específico del agua (kJ/kg. K)

T_e = Temperatura a la que entra el agua (K)

T_s = Temperatura a la que sale el agua (K)

Q_{tub} = El calor que gana el agua a su paso por la tubería, por convección, conducción y radiación a través del aire, el aislante y la tubería.

Q_{fcoil} = Calor que entregan los Fancoils que se están utilizando.

Sustituyendo las ecuaciones (2.7), (2.8) y (2.9) en la ecuación (2.6) nos queda:

$$m \cdot cp \cdot T_s - m \cdot cp \cdot T_e = Q_{tub} + Q_{fcoil} \quad (2.10)$$

Los resultados de este análisis se aprecian en el siguiente grafico.

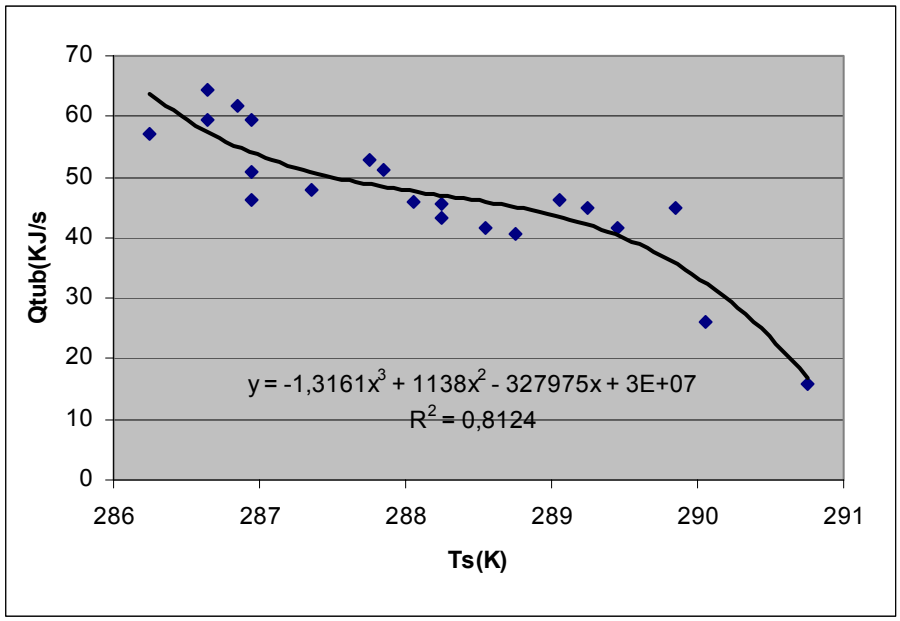


Figura 2.7 Ganancia de calor en la tubería Vs temperatura de salida

En la figura 2.7 se muestra el comportamiento de la ganancia de calor en la tubería según aumenta la temperatura del agua a la salida, como consecuencia del aumento del número de fancoils que se conectan. Esto hace que la ganancia de calor en las redes de tubería disminuya. Mediante la siguiente expresión se justifica el resultado.

$$Q_{tub} = m \cdot cp(T_s - T_e) - Q_{fancoil}$$

A pesar de que la masa que entra al sistema va aumentando y la variación de temperatura entre la entrada y la salida también, el término que representa la ganancia de calor a través de los fancoils crece exponencialmente y más rápido para iguales condiciones. Se recuerda que este análisis corresponde a la conexión escalonada de cada uno de los 59 fancoils de la zona habitacional analizada.

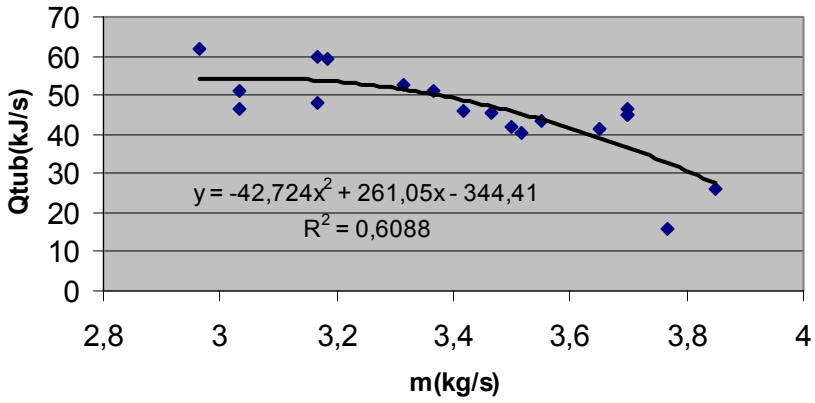


Figura 2.8 Ganancia de calor en la tubería Vs Caudal de entrada.

Ya en la figura 2.8 se manifiesta la variación de la ganancia de calor a través de las redes de tuberías, pero en este caso en función del caudal de entrada al sistema. Según aumenta el caudal de entrada la ganancia de calor en las tuberías disminuye, esto se debe a que al aumentar el caudal, el fluido gana menos calor debido a que el tiempo de retención es mucho menor.

2.5.2 Pérdidas por mal estado del aislamiento de la red hidráulica

El cálculo de las pérdidas debido al mal estado del aislante se divide en 2 partes, primeramente calculamos las pérdidas en las tuberías que se encuentran bajo techo (392,9m) y luego las que viajan a través de la azotea (144m). Estas longitudes corresponden al envió y al retorno.

Para tuberías que viajan bajo techo (392,9 m)

Los coeficientes de radiación (Fr) y emisividad de la superficie (E), se tomaron del anexo.6

Fr = 5 kcal/m^2 h ^{0}C.

E = 0,90 para superficie negra no metálica.

Tm = Temperatura ambiente: 25,3 ^{0}C.

Ts1 = Tem

Capítulo III ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS

3.1 Introducción

La valoración técnica - económica es una parte fundamental de todo trabajo realizado, debido a que es precisamente, el parámetro más importante y brinda la posibilidad de justificar las inversiones para establecer las mejoras. Es intención de este capitulo dar a conocer los ahorros relacionados con el cambio de los regímenes de trabajo en el Sistema de Impulsión de Agua Fría (SIAF), permitiendo una mejor explotación de los mismos llevando a cabo el ahorro de energía eléctrica y la conservación del medio ambiente.

3.2 Valoración técnica mediante un procedimiento para evaluar los SIAF en la climatización centralizada.

Se está en condiciones de proponer un procedimiento que permitan evaluar las principales afectaciones presentes en los SIAF y la interrelación entre las variables presentes en su explotación. De manera concreta existen pérdidas de naturaleza hidráulica asociadas a los estados cambiantes de la red hidráulica y su estado físico y otras de carácter térmico derivadas del mal estado del aislamiento y situaciones de la carga térmica. Ambas afectaciones inciden directamente en el incremento del consumo de electricidad.

Procedimiento:

Evaluación hidráulica

1. Toma de datos:

- Datos del conjunto motor bomba y se establecen las fronteras en cuanto a los parámetros máximos que se pueden manifestar.
- Esquema hidráulico con todos sus elementos, dimensiones y configuraciones.
- Informaciones del variador de velocidad en caso de estar instalado.
- Consignas de los parámetros de bombeo.
- Magnitudes hidráulicas.

2. Determinación de los resultados teóricos y en forma comparativa entre los principales indicadores de trabajo de los SIAF a caudal variable y a caudal constante, empleando la aplicación informática **Danfoss HVAC Toolbox II.**

- Tiempo de operación relativo.
- Horas de operación.
- Flujo relativo.
- Flujo absoluto.
- Presión de descarga.
- Eficiencia de la bomba.
- Potencia.
- Eficiencia del motor.
- Eficiencia de la bomba.
- Energía.
- Comportamiento de los armónicos.
- Costos de operación y amortización.

3. Fase experimental:

- Medición de las diferentes magnitudes (caudal, potencia activa, presión de envio, presión en el retorno y velocidad, etc).
- Obtención del modelo matemático del trabajo de la bomba para las condiciones planteadas y ajuste del modelo en relación a las ecuaciones de proporcionalidad.
- Determinación de las pérdidas de carga, tanto las fijas como las variables. Comparación para los dos métodos de regulación de caudal.
- Evaluación de la energía que se pierde por la utilización en las redes de materiales de bajas prestaciones.

Evaluación térmica:

1. Toma de datos.

- Datos del trabajo de compresión en las enfriadoras.
- Variables climáticas.
- Datos de correspondiente al aislamiento y las infiltraciones.
- Comportamiento de los índices ocupacionales.
- Otros datos complementarios (costo de la energía, tipo de huésped, etc).

2. Fase experimental

Pérdidas debido al mal estado del aislamiento.

- Selección del coeficiente de radiación (Fr) y de emisividad de las superficie del aislante (E).
- Mediciones de la temperatura circundante a las tuberías y la temperatura en la superficie del aislante.
- Cálculo del calor que se infiltra a través del aislante a partir de la diferencia entre el aislamiento en buen estado y mal estado.
- Cuantificación de las pérdidas de energía y costo de las mismas.
- Propuestas de mejoras con su análisis económico.

Modelación multivariable:

Los fenómenos de carácter termohidráulico como es el caso de los SIAF implica que se tenga un modelo que incluya varios parámetros, ya que existe gran incidencia e interrelación entre ellos. Por ejemplo un cambio del caudal a la entrada del sistema provoca una variación de la presión al final de la red, un cambio en la temperatura que alcanza el fluido, y lógicamente en la potencia que emplea la bomba para trasegar este fluido.

Por otro lado un cambio de la temperatura ambiente también incide en el comportamiento de la carga térmica y esa situación climática provoca incremento o disminuciones de las necesidades climáticas de los locales.

Con este procedimiento y a partir de los cálculos que aparecen en este trabajo a partir de las expresiones que se utilizan, el explotador puede determinar cuanto se afecta su eficiencia energética a partir de los aspectos que se mencionan.

Queda abierta la posibilidad, de que los procedimientos descritos y empleados en este trabajo, puedan ser llevados a códigos de programas, lográndose una aplicación informática. El software ayudaría en la toma de decisiones y a cuantificar de forma rápida y exacta las pérdidas o posibilidades de ahorros.

3.3 Valoración económica del cambio de los regímenes de operación del (SIAF).

La principal potencialidad para lograr disminuir el consumo en el SIAF se centra, aparte del empleo de los variadores de velocidad, en mover el set point de la presión de envío del agua fría. Para esto hay que tener en cuenta el estado del clima y las variables Temperatura de retorno (Tret) y Presión de retorno (Pret) que anteriormente no se consideraban. Esto presupone implementar nuevos lazos de control.

La salida de funcionamiento de la automática del hotel ha obligado a que los variadores de velocidad no operen de forma autónoma y se ha puesto ha trabajar la bomba a 30Hz, cuando los requerimientos con el set point en 5 bar exigían 35 Hz como promedio para esta zona habitacional más menos ($\pm$ 1 Hz).

En función de las condiciones climatologías el accionamiento puede trabajarse durante 6 meses del año en que las temperaturas ambiente son bajas, a presión de envío de 4 bar, lo cual coincide con unos 22.5 Hz.

3.4 Ahorro y medio ambiente

El ahorro de energía eléctrica es solidario con la conservación del medo ambiente; y la regulación electrónica de velocidad en motores. Un ahorro de 1 kWh en el eje del motor supone 1.06 kWh de ahorro en el punto de acometida de la industria.

Entre la central eléctrica que genera la energía y el consumidor, existen 4 redes básicas de transporte de la energía eléctrica.

- Red de transmisión (110 - 220) kV.
- Red de subtransmisión alta tensión (33.4 y 13.8) kV.
- Red de subtransmisión en media tensión (7.2 y 4.16) kV.
- Red de distribución de baja tensión (220 y 110) kV.

La red de distribución en media tensión es la que peor rendimiento tiene, aproximadamente un 96%. Las otras tienen un rendimiento medio más alto, del 98%. Al aplicar estos rendimientos a 1.06 kWh obtenemos que para obtener 1 kWh en el eje del motor es necesario generar 1.138 kWh en barras de central.

En las cuatro redes se pierde el 9% de la energía que sale de las plantas generadoras. Al aplicar este rendimiento a 1.09 kWh obtenemos que para obtener 1 kwh en eje motor, es necesario generar 1.155 kWh en barras de la central.

El rendimiento medio de una central termoeléctrica convencional es aproximadamente del 40%, lo que supone que 1.155 kWh en barras de Central necesitan 2.887 kWh de energía primaria. La generación de las termoeléctricas convencionales representa el 75% del total nacional.

Un kWh ahorrado en eje de motor, cada día, durante un año, supone 1 054 kWh anuales ahorrados en energía primaria, lo que supondría quemar más de 0.4 ton de petróleo de mediana calidad, con la consecuente influencia de los gases de escape que se generan en el medio ambiente y la correspondiente emisión de dioxido de carbono.

Conclusiones

- Los trabajos precedentes que se analizan en este trabajo reflejan la variedad de criterios respecto a modelar determinados parámetros inherentes a los SIAF, pero son insuficientes en el sentido del nivel de integración de las variables que deciden los aspectos termohidráulicos de estos sistemas.
- El cambio en los SIAF, de caudal constante a caudal variable en 5 hoteles del polo turístico de Holguín, permitirán ahorros anuales de unos 911 MWh a partir de una inversión de 97973.30 CUC y un tiempo de recuperación de la inversión de 2.2 años.
- Resulta extremadamente laborioso obtener la modelación matemática de los SIAF a través de las expresiones físicas que describen el sistema. Este planteamiento se sustenta en las alinealidades que existen entre las magnitudes y los procesos termodinámicos que conducen a ecuaciones diferenciales en derivadas parciales.
- Se identificó un modelo paramétrico multivariable de autoregresión de 2^{do} orden que permite estimar el comportamiento de estos sistemas tomando como variables de entrada (Caudal de entrada, temperatura de entrada del agua) y como variables de salida (presión en el retorno del sistema, Potencia activa del accionamiento y temperatura de salida del agua).
- Es posible realizar un enfoque sistémico de los SIAF a partir de un balance de masa y energía, el cual puede constituir una opción para la modelación matemática de estos objetos. Se puede apreciar que según aumenta la temperatura del agua a la salida del sistema, la ganancia de calor en las tuberías disminuye, así mismo disminuye la ganancia de calor a través de la tubería cuando aumenta el caudal de entrada.
- Mediante el análisis de la ganancia de calor en la red hidráulica del caso de estudio, se demuestra que las redes que viajan por el exterior ganan 2 veces más calor que las que viajan por el interior de la edificación.

Recomendaciones

- Se recomienda profundizar un poco más en la ganancia de calor a través de la tubería, analizando con detenimiento las variables que intervienen en el fenómeno y en las incógnitas declaradas en este trabajo.
- Analizar con detenimiento los factores termohidráulicos en el SIAF, puesto que tienen gran influencia en el funcionamiento de estos. Y el consumo de energía

Bibliografía

- ACOSTA MARRERO, G. *Sicrometría práctica del aire exterior*. La Habana: Editorial Científico Técnica, 1999. 126 p.
- AGUIRRE, C. *Ahorros de Energía en Sistemas HVAC de Hoteles mediante el uso de Variadores de Velocidad,* 2002[2003-10-20] Disponible en: http://www.conae.gob.mx/ahorro/escos.html#inicio.
- *Aislamiento térmico de tuberías y depósitos: Manual técnico.* Barcelona: Editorial Labor, 1976. 208p.
- AROCA, A. Climatización y medio ambiente. . [2003-4-12] Disponible en: http://www.energuia.com
- BEECKMANS, V; J. DE LARA. Optimización de la altura manométrica de la bomba y ahorro energético. [2003-3-3]. Disponible en: http://www.energuia.com.
- BLANCO LUCAS, I. Factores del comportamiento de habitantes del sector residencial y su incidencia en el consumo energético, 2002 [2004-4-12] Disponible en: http://www.unsj.edu.ar./arquitec/
- CALZADILLA GARCIA, O. Estudio del Sistema de Climatización Centralizado del hotel LTI Costa Verde Beach Resort. Reineris Montero(tutor).Trabajo de Diploma. Moa: ISMMM, 2002. 120h
- ERBS, D.G ; S.A. KLEIN. Estimation of degree-days and ambient temperature
- CLARIDGE , D. A perspective on methods for analysis of measured energy data from commercial buildings*, ASME Journal of Solar Energy Engineering*: 97-103
- ERBS, D.G ; S.A. KLEIN. Estimation of degree-days and ambient temperature bin data from monthly-average temperatures. *ASHRAE Journal* 25(6), 1983: 18-21
- FERNÁNDEZ CASAL, A. La refrigeración urbana centralizada: Nueva aplicación de la acumulación de frío. [2003-2-26]

Disponible en: http://www.energuia.com

- **GUARDINO, X; M.J. BERENGUER; A. HERNÁNDEZ. Calidad del aire interior: Aspectos generales. [2004-2-10].**

  Disponible en: http://www.energuia.com

- KARASSIK, I; R. CARTER. *Bombas Centrífugas. Selección, Operación y Mantenimiento.* La Habana: Instituto Cubano del Libro, 1985. 2 Tomos

- KRUSKA, M. Energía y medio ambiente. [2003-12-5]

  Disponible en: http: www.men.go.pe./pae/ref/.

- LEHMAN, H. ; S. VALDIVIA. Economía energética internacional, 1999 [2002-12-15].

  Disponible en: http://www.eia.doe.gov/emeu/iea/overview.html

- POLAINA DE LOS SANTOS. L; et al. *Instalaciones de climatización*.

  La Habana. Edición Revolucionaria, 1987. 272p.

- PUENTES ESTEBAN, E. El ahorro energético en la climatización de edificios.[2004-1-5].

  Disponible en: http://www.energuia.com

- STOECKER, W.F. *Refrigeración y Acondicionamiento de aire*. Madrid:

  Ediciones El Castillo, 1996. 305p.

- VEGAS ESPINOSA, Y. *Eficiencia Frecuencia en Accionamiento con Bombas*

  Centrífugas. Rojas Puron (tutor) Trabajo de Diploma. Moa: ISMMM, 2000.78 h.

ANEXO.1

Datos de las mediciones realizadas

Nivel 3

No.	Fecha	Hora	Tret (ºC)	V(m/s)	Q (L/min)	f (Hz)	Hab	Tamb (ºC)	No. Hab	Pret (bar)	Penv (bar)
1	26/05/2007	2:45 pm	13,5	0,84	168	34,6	6301	28,5	1	1,10	5,00
2	26/05/2007	2:49 pm	13,1	0,86	173	34,8	6319	28,5	2	1,14	5,00
3	26/05/2007	2:53 pm	13,7	0,88	178	35,2	6302	28,5	3	1,14	5,00
4	26/05/2007	2:55 pm	13,5	0,94	190	35,7	6318	28,5	4	1,14	5,00
5	26/05/2007	2:58 pm	13,8	0,95	191	35,4	6303	28,5	5	1,17	5,00
6	26/05/2007	3:01 pm	13,8	0,9	182	35,4	6317	28,5	6	1,17	5,00
7	26/05/2007	3:04 pm	13,8	0,9	182	35,3	6304	28,5	7	1,15	5,00
8	26/05/2007	3:06 pm	14,2	0,94	190	35,2	6316	28,5	8	1,16	5,00
9	26/06/2007	3:09 pm	14,6	0,99	199	36	6305	28,5	9	1,18	5,00
10	26/06/2007	3:11 pm	14,7	1	202	36,1	6315	28,5	10	1,19	5,00
11	26/06/2007	3:15 pm	14,9	1,02	205	36,5	6306	28,5	11	1,21	5,00
12	26/06/2007	3:18 pm	15,1	1,04	208	36,6	6314	28,7	12	1,21	5,00
13	26/06/2007	3:20 pm	15,1	1,06	213	37,1	6307	28,6	13	1,21	5,00
14	26/06/2007	3:24 pm	15,4	1,05	210	37,4	6308	28,7	14	1,21	5,00
15	26/06/2007	3:27 pm	15,6	1,04	211	37,4	6312	28,7	15	1,28	5,00
16	26/06/2007	3:30 pm	15,9	1,1	222	37,4	6309	28,6	16	1,28	5,00
17	26/06/2007	3:32 pm	16,1	1,1	222	37,4	6311	28,6	17	1,28	5,00
18	26/06/2007	3:34 pm	16,3	1,08	219	37,7	6310	29	18	1,31	5,00

ANEXO.2

Continuación

Nivel 3 y Nivel 2											
No.	**Fecha**	**Hora**	**Tret (ºC)**	**V(m/s)**	**Q(L/min)**	**f(Hz)**	**Hab**	**Tamb (ºC)**	**No. Hab**	**Pr(bar)**	**Penv (bar)**
1	26/05/2007	3:40 pm	16,7	1,1	222	37,7	6201	29,4	19	1,31	5,00
2	26/05/2007	3:49 pm	16,9	1,14	231	37,7	6202 - 6206	29,3	24	1,33	5,00
3	26/05/2007	3:56 pm	17,6	1,12	226	37,7	6207 - 6212	29,4	30	1,40	5,00
4	26/05/2007	4:09 pm	17,6	1,17	238	37,7	6214 - 6223	28	40	1,48	5,00

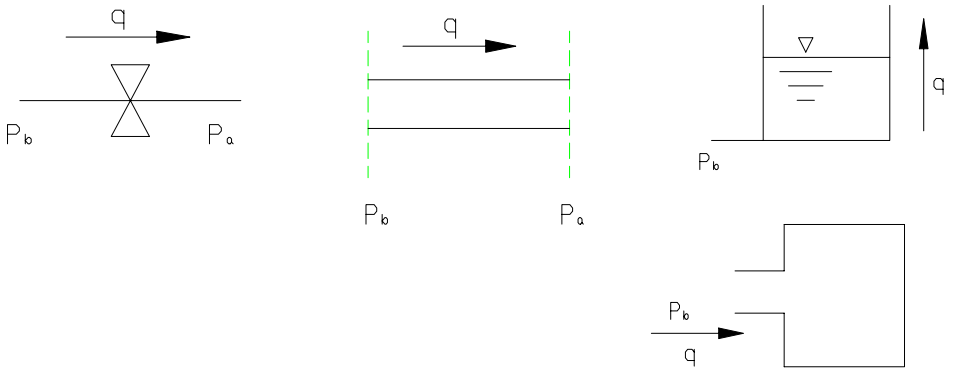
Nivel 3, Nivel 2 y Nivel 1											
No.	**Fecha**	**Hora**	**Tret (ºC)**	**V(m/s)**	**Q(L/min)**	**f(Hz)**	**Hab**	**Tamb (ºC)**	**No. Hab**	**Pr(bar)**	**Penv (bar)**
1	26/05/2007	4:26 pm	18,1	1,15	235	37,7	Zona 6	27,7	59	1,50	5,00

Nivel 3, Nivel 2 y Nivel 1											
No.	**Fecha**	**Hora**	**Tret (ºC)**	**V(m/s)**	**Q (L/min)**	**f (Hz)**	**Hab**	**Tamb (ºC)**	**No. Hab**	**Pret (bar)**	**Penv (bar)**
1	26/05/2007	4:30 pm	18,5	0,95	192	30,8	Zona 6	27,9	59	1,36	4,66
2	26/05/2007	4:35 pm	18,6	0,72	147	23,9	Zona 6	27,9	59	1,24	4,11
3	26/05/2007	4:38 pm	18,72	0,74	151	23,9	Zona 6	27,9	59	1,24	4,11
4	26/05/2007	4:42 pm	19	0,25	50	9,9	Zona 6	27,8	59	1,07	3,41
5	26/05/2007	4:48 pm	19,5	0,24	49	9,9	Zona 6	27,8	59	1,09	3,41
6	26/05/2007	5:00 pm	19,9	0,24	49	9,9	6201 - 6319	27,7	41	1,10	3,41
7	26/05/2007	5:10 pm	21,2	0,24	48	9,9	6201 - 6319	27,7	41	1,07	3,41
8	26/05/2007	5:20 pm	22,3	0,23	46	9,9	6301 - 6323	27,9	19	1,07	3,41
9	26/06/2007	5:22 pm	22,6	0,23	46	9,9	6301 - 6323	27,9	19	1,06	3,41
10	26/06/2007	5:30 pm	22,3	0,2	40	9,9	0	28	0	1,03	3,41

ANEXO.3

Símbolos y Valores de las Impedancias Fluidas (Expresadas en el Dominio Laplace).

RESISTENCIA	INERTANCIA	CAPACITANCIA	
SÍMBOLO			
LEY	$P_{ba} = R_f \cdot q$	$P_{ba} = L_f \cdot \frac{dq}{dt}$	$P_{ba} = \frac{1}{C_f}\int q dt$
IMPEDANCIA	$Z_{fR} = R_f$	$Z_{fL} = L_f \cdot S$	$Z_{fC} = \frac{1}{C_f \cdot S}$



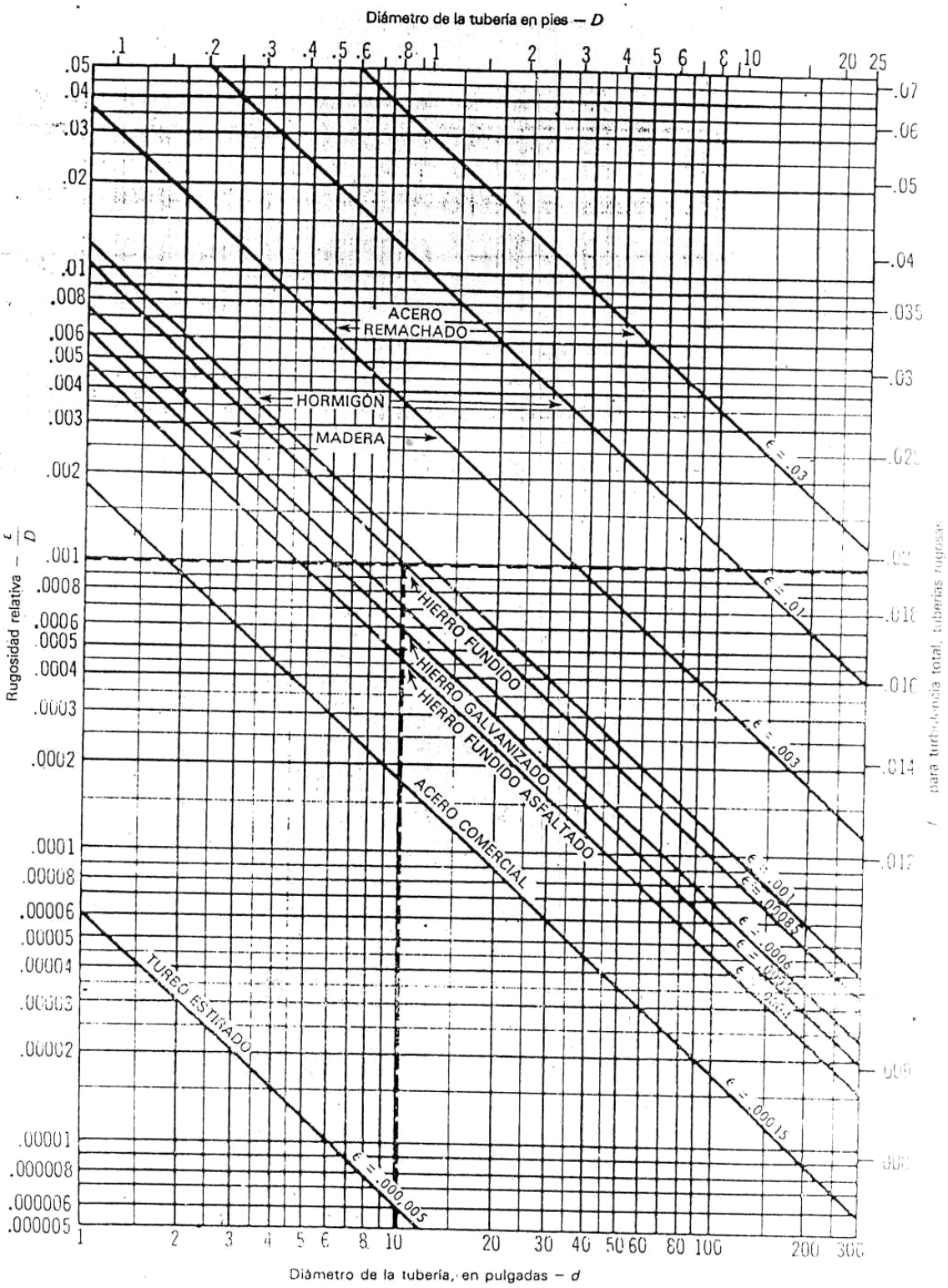
ANEXO.4

Descripción del tramo de la red desde la bomba hasta los patinejos

Tramo	Long. m	Horizontal	Vertical	Codos	Horizontal	Vertical
1	0.65	x		90		x
2	2.35		x	90		x
3	1		x	90	x	
4	8.60	x		90	x	
5	29	x		90	x	
6	47	x		45	x	
7	6.60	x		45	x	
8	5.50	x		90	x	
9	2.10	x		90	x	
10	0.80	x		90		x
11	11.80		x	90		x
12	7	x		90+1val	x	
13	3.10		x	90	x	
14	71	x		90 y 45	x	

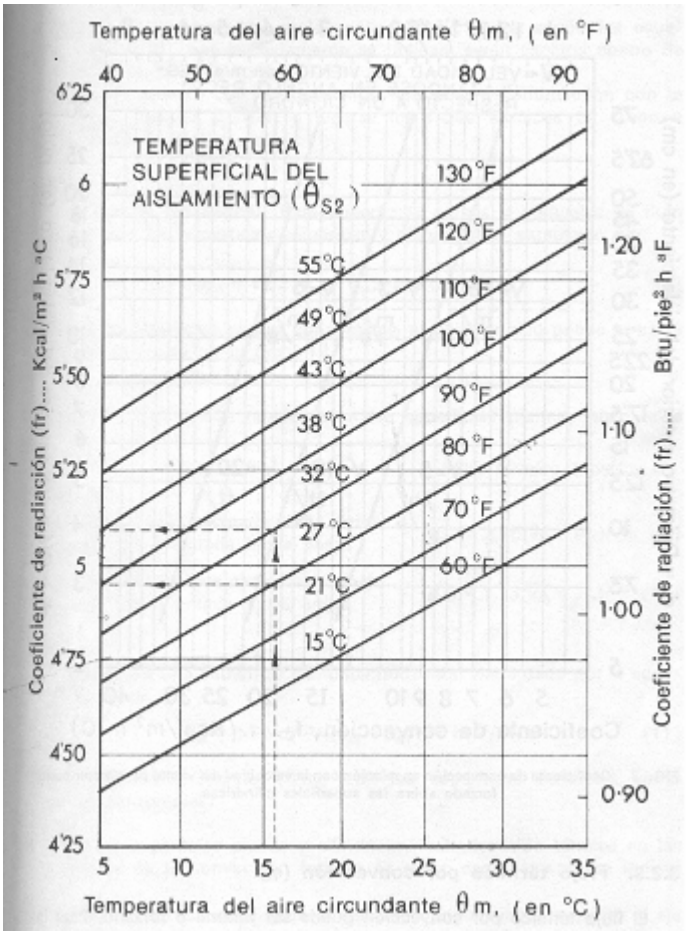
ANEXO.5

Rugosidad relativa de los materiales de las tuberías y factor de fricción para flujo en régimen de turbulencia total.



ANEXO.6

Coeficiente de radiación (Fr) y Coeficiente de Emisividad de las distintas superficies del aislamiento (E).



Superficie	*Emisividad E* (a 10 °C → 38 °C)	*Absorbibilidad* (para la radiación solar)
Pintura de aluminio	0,40-0,60	0,30-0,50
Asbestocemento	0,85-0,95	0,65-0,80
Negro, no metálico	0,90-0,90	0,85-0,98
Acero galvanizado	0,20-0,30	0,40-0,65
Aluminio oxidado	0,20-0,30	0,40-0,65
Aluminio pulido	0,02-0,04	0,10-0,40
Pintura blanca	0,89-0,97	0,12-0,18
(El resto de pinturas)	0,74-0,96	0,50-0,74

ANEXO.7

Propiedades físicas del agua expresada la temperatura en grados Celsius.

Temperatura del agua. t Grados centígrados.	**Presión de Saturación.** p' Bar absoluto.	**Volumen específico.** $V \times 10^3$ Decímetros cúbicos por kilogramo	**Densidad** ρ Kilogramos por metros cúbicos.
0.01	0.006112	1.0002	999.8
5	0.008719	1.0001	999.9
10	0.012271	1.0003	999.7
15	0.017041	1.0010	999.0
20	0.023368	1.0018	998.2
25	0.031663	1.0030	997.0
30	0.042418	1.0044	995.6
35	0.056217	1.0060	994.0
40	0.073750	1.0079	992.2
45	0.09582	1.0099	990.2
50	0.12335	1.0121	988.0
55	0.15740	1.0145	985.7
60	0.19919	1.0171	983.2
65	0.25008	1.0199	980.5
70	0.31160	1.0228	977.7
75	0.38547	1.0258	974.8
80	0.47359	1.0290	971.8
85	0.57803	1.0324	968.6
90	0.70109	1.0359	965.3
95	0.84526	1.0396	961.9
100	1.01325	1.0435	958.3
110	1.4326	1.0515	951.0
120	1.9853	1.0603	943.1
130	2.7012	1.0697	934.8
140	3.6136	1.0798	926.1
150	4.7597	1.0906	916.9
160	6.1805	1.1021	907.4
170	7.9203	1.1144	897.3
180	10.0271	1.1275	886.9

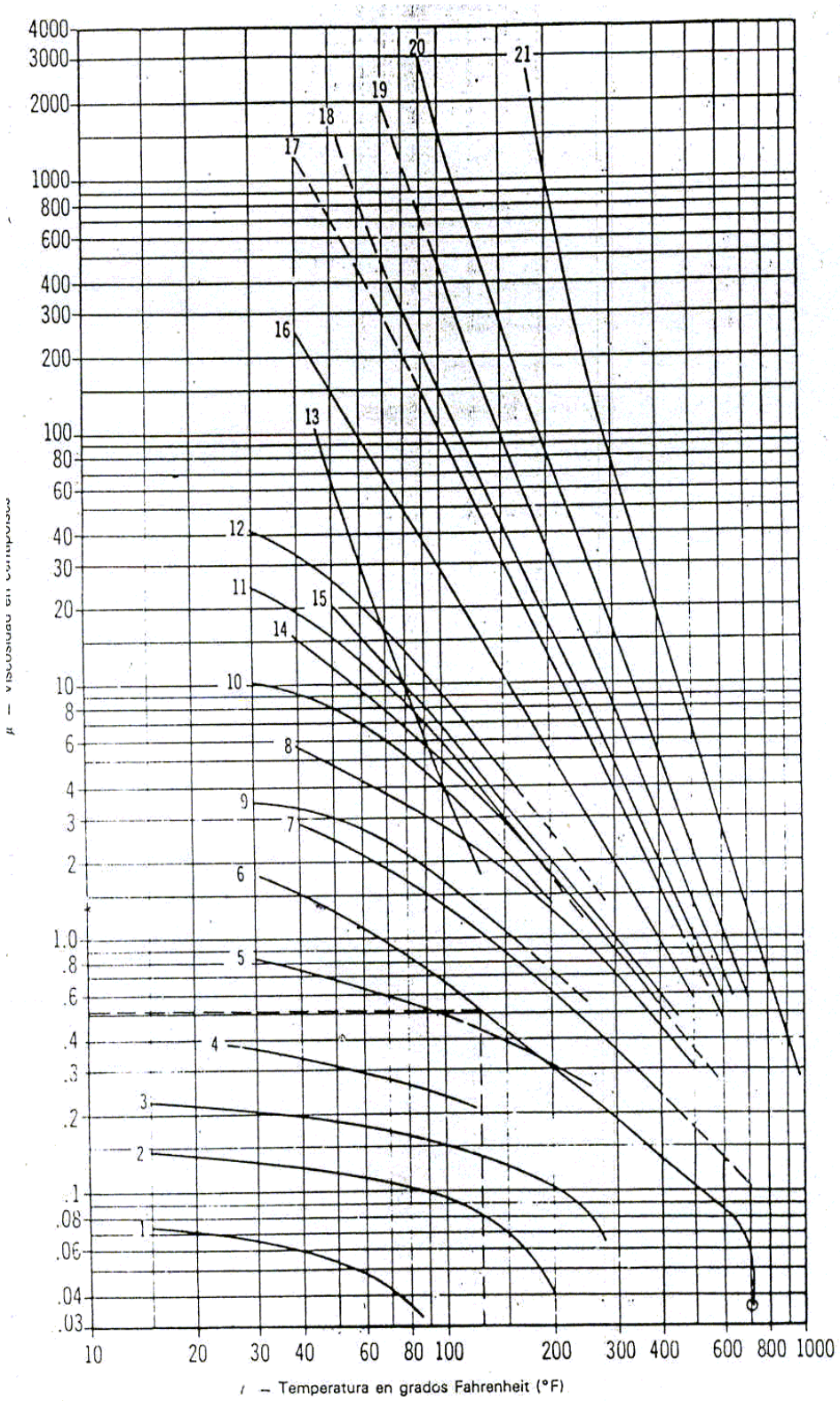
ANEXO.8

Propiedades físicas del agua expresada la temperatura en grados fahrenheit.

Temperatura del agua. t Grados Fahrenheit.	**Presión de Saturación.** p' Lb / pulg^2 abs.	**Volumen específico.** $\bar{v}$ Pie^3 / lb.	**Densidad.** ρ lb / Pie^3.	**Peso.** Libras / galón
32	0.08859	0.016022	62.414	8.3436
40	0.12163	0.016019	62.426	8.3451
50	0.17796	0.016023	62.410	8.3430
60	0.25611	0.016033	62.371	8.3378
70	0.36262	0.016050	62.305	8.3290
80	0.50683	0.016072	62.220	8.3176
90	0.69813	0.016099	62.116	8.3037
100	0.94924	0.016130	61.996	8.2877
110	1.2750	0.016165	61.862	8.2698
120	1.6927	0.016204	61.7132	8.2498
130	2.2230	0.016247	61.550	8.2280
140	2.8892	0.016293	61.376	8.2048
150	3.7184	0.016343	61.188	8.1797
160	4.7414	0.016395	60.994	8.1537
170	5.9926	0.016451	60.787	8.1260
180	7.5110	0.016510	60.569	8.0969
190	9.340	0.016572	60.343	8.0667
200	11.526	0.016637	60.107	8.0351
210	14.123	0.016705	59.862	8.0024
212	14.669	0.016719	59.812	7.9957
220	17.186	0.016775	59.613	7.9690
240	24.968	0.016926	59.081	7.8979
260	35.427	0.017086	58.517	7.8226
280	49.200	0.017264	57.924	7.7433
300	67.005	0.01745	57.307	7.6608
350	134.604	0.01799	55.586	7.4308
400	247.259	0.01864	53.648	7.1717
450	422.55	0.01943	51.467	6.8801
500	680.86	0.02043	48.948	6.5433

ANEXO.9

Viscosidad del agua y líquidos derivados del petróleo.



1. Etano (C_2H_6)
2. Propano (C_3H_8)
3. Butano (C_4H_{10})
4. Gasolina natural
5. Gasolina
6. Agua
7. Keroseno
8. Destilado
9. Crudo de 48 grados API
10. Crudo de 40 grados API
11. Crudo de 35.6 grados API
12. Crudo de 32.6 grados API
13. Crudo de Salt Creek
14. Aceite combustible 3 (Máx.)
15. Aceite combustible 5 (Mín.)
16. Aceite Lube SAE 10 (100 V.I.)
17. Aceite Lube SAE 30 (100 V.I.)
18. Aceite combustible 5 (Máx.) o 6 (Mín.)
19. Aceite Lube SAE 70 (100 V.I.)
20. Aceite combustible Bunker C (Máx.) y residuo M.C.
21. Asfalto

Los datos se extractaron con autorización de Oil and Gas Journal

Anexo.10

Mediciones para evaluar las ecuaciones de proporcionalidad.

Día	Hora	W 1	W 2	W Total	P(kW)	f(Hz)	Q (m3/h)	P(bar)	f (rpm)
5/15/2004	13:24	93.84	95.75	189.59	0.19	6	1.95	4.4	352
5/15/2004	13:25	237.80	242.65	480.45	0.48	7	2.41	4.5	410
5/15/2004	13:26	315.84	322.29	638.13	0.64	8	3.07	4.4	469
5/15/2004	13:27	340.33	347.28	687.61	0.69	9	3.13	4.4	527
5/15/2004	13:28	401.44	409.63	811.07	0.81	10	3.63	4.4	586
5/15/2004	13:29	444.69	453.77	898.46	0.90	11	3.87	4.5	644
5/15/2004	13:30	476.74	486.47	963.21	0.96	12	4.20	4.5	703
5/15/2004	13:31	541.97	553.03	1095	1.10	13	4.61	4.5	762
5/15/2004	13:32	582.25	594.13	1176.38	1.18	14	5.07	4.5	820
5/15/2004	13:33	588.66	600.67	1189.33	1.19	15	5.48	4.6	879
5/15/2004	13:34	640.16	653.22	1293.38	1.29	16	5.80	4.6	937
5/15/2004	13:35	741.09	756.21	1497.3	1.50	17	6.19	4.7	996
5/15/2004	13:36	772.90	788.67	1561.57	1.56	18	6.40	4.7	1055
5/15/2004	13:37	783.66	799.65	1583.31	1.58	19	6.91	4.8	1113
5/15/2004	13:38	954.39	973.87	1928.26	1.93	20	6.97	4.9	1172
5/15/2004	13:39	966.53	986.25	1952.78	1.95	21	7.58	4.9	1230
5/15/2004	13:40	1077.76	1099.8	2177.51	2.18	22	7.84	5	1289
5/15/2004	13:41	1128.56	1151.6	2280.15	2.28	23	8.30	5.1	1347
5/15/2004	13:42	1299.07	1325.6	2624.65	2.62	24	8.53	5.2	1406
5/15/2004	13:43	1399.31	1427.9	2827.18	2.83	25	8.99	5.3	1465
5/15/2004	13:44	1506.65	1537.4	3044.05	3.04	26	9.42	5.4	1523
5/15/2004	13:45	1507.57	1538.3	3045.91	3.05	27	9.78	5.4	1582
5/15/2004	13:46	1589.05	1621.5	3210.53	3.21	28	9.99	5.5	1640
5/15/2004	13:47	1825.24	1862.5	3687.73	3.69	29	10.35	5.6	1699
5/15/2004	13:48	2260.78	2306.9	4567.7	4.57	30	10.85	5.7	1758
5/15/2004	13:49	2441.82	2491.7	4933.47	4.93	31	11.06	5.8	1816
5/15/2004	13:50	2511.86	2563.1	5074.98	5.07	32	11.44	5.9	1875
5/15/2004	13:51	1997.36	2038.1	4035.48	4.04	33	11.88	6	1933
5/15/2004	13:52	1858.88	1896.8	3755.7	3.76	34	12.22	6.1	1992

Anexo 11

Reporte de parámetros del transporte de agua en sistemas de Climatización Centralizada del Software HVAC ToolBox II de la firma DANFOSS

Details

Display

(•) Compare systems

( ) Drive systems

Relative op. time [%]	Operating hours	Relative flow [%]	Absolute flow[m³/h]	Discharge press[Bar]	Pump eff. [%]	Shaft power[kW]	Motor eff. [%]	Energy Cons. [kWh]
0	0	0	0.0	7.34	0	0.00	60	0
0	0	10	4.2	7.33	15	5.63	65	0
0	0	20	8.4	7.30	29	5.92	70	0
5	438	30	12.6	7.25	41	6.22	74	3669
5	438	40	16.8	7.17	51	6.53	78	3675
10	876	50	21.0	7.06	60	6.86	81	7423
10	876	60	25.2	6.91	67	7.20	84	7550
10	876	70	29.4	6.72	73	7.54	85	7727
20	1752	80	33.6	6.49	77	7.88	87	15899
30	2628	90	37.8	6.21	79	8.23	88	24646
10	876	100	42.0	5.87	80	8.56	88	8522

Details

Display

( ) Compare systems

(•) Drive systems

Relative op. time [%]	Operating hours	Relative flow [%]	Absolute flow[m³/h]	Discharge press[Bar]	Pump eff. [%]	Shaft power[kW]	Motor/Drv. eff. [%]	Energy Cons. [kWh]
0	0	0	0.0	1.29	0	0.00	33	0
0	0	10	4.2	1.33	33	0.47	42	0
0	0	20	8.4	1.46	55	0.62	49	0
5	438	30	12.6	1.68	67	0.87	56	676
5	438	40	16.8	1.98	74	1.25	62	873
10	876	50	21.0	2.36	77	1.78	68	2309
10	876	60	25.2	2.83	79	2.51	72	3067
10	876	70	29.4	3.39	80	3.48	75	4060
20	1752	80	33.6	4.03	80	4.71	77	10669
30	2628	90	37.8	4.76	80	6.25	79	20862
10	876	100	42.0	5.58	80	8.13	79	8994

Anexo 13

Resultados del cálculo de Qtub.(kJ/s).

Habits	Hora	Qe(kg/s)	Qs(kg/s)	Te(K)	Ts(K)	Tamb.(K)	No Hab.	Qfcoil(kJ/s	Qtub.(kJ/s)
6302	2:53 PM	2,9661	2,9658	280,15	286,85	301,65	3	13,74	61,67
6318	2:55 PM	3,166	3,1657	280,15	286,65	301,65	4	18,32	59,54
6303	2:58 PM	3,1827	3,1824	280,15	286,95	301,65	5	22,9	59,37
6317	3:01 PM	3,0327	3,0324	280,15	286,95	301,65	6	27,48	50,9
6304	3:04 PM	3,0327	3,0324	280,15	286,95	301,65	7	32,06	46,32
6316	3:06 PM	3,166	3,1635	280,15	287,35	301,65	8	36,64	47,86
6305	3:09 PM	3,316	3,3133	280,15	287,75	301,65	9	41,22	52,73
6315	3:11 PM	3,366	3,3633	280,15	287,85	301,65	10	45,8	51,03
6306	3:15 PM	3,416	3,4132	280,15	288,05	301,85	11	50,38	45,76
6314	3:18 PM	3,466	3,4632	280,15	288,25	301,75	12	54,96	45,53
6307	3:20 PM	3,5493	3,5464	280,15	288,25	301,85	13	59,54	43,33
6308	3:24 PM	3,4993	3,4965	280,15	288,55	301,85	14	64,12	41,76
6312	3:27 PM	3,516	3,5131	280,15	288,75	301,75	15	68,7	40,52
6309	3:30 PM	3,6993	3,6963	280,15	289,05	301,75	16	73,28	46,34
6311	3:32 PM	3,6993	3,6963	280,15	289,25	302,15	17	77,86	44,85
6310	3:34 PM	3,6493	3,6463	280,15	289,45	302,55	18	82,44	41,61
6201	3:40 PM	3,6993	3,6963	280,15	289,85	302,45	19	87,02	44,97
6202 - 6206	3:49 PM	3,8492	3,8461	280,15	290,05	302,55	25	114,5	26,08
6207 - 6212	3:56 PM	3,7659	3,7629	280,15	290,75	301,15	31	132,82	15,78

Anexo 12

Matrices que componen la estructura del modelo en tiempo discreto

A0:

```
    1     0     0
    0     1     0
    0     0     1
```

A1:

```
  -0.6869    1.8578   -0.0006
  -0.0366   -0.2219    0.0001
-961.8532 -490.9515    1.2877
```

A2:

```
  -0.8508    2.9570    0.0004
   0.0034    0.1514   -0.0002
 -352.6338  979.0174   -0.1528
```

B0:

```
    0     0
    0     0
    0     0
```

B1:

```
  -0.0313    0.0723
   0.0036   -0.0416
  65.8177   75.9059
```

B2:

```
   0.0058    0.0126
  -0.0105    0.0890
 -40.8904 -619.9623
```

Estimated using ARX from data set modelo1
Loss function 207.581 and FPE -1571.68
Sampling interval: 1

```
>> thc=thd2thc(arx221)
4 states removed.
State-space model:    dx/dt = A x(t) + B u(t) + K e(t)
                        y(t) = C x(t) + D u(t) + e(t)
```

A =

	x1	x2	x3	x4	x5
x1	0.60355	-11.188	-12.164	-20.732	26.063
x2	0.18438	-2.1051	-4.2011	-7.4204	12.883
x3	-0.21206	4.0644	6.148	7.3945	-13.803
x4	-0.1024	1.3606	2.279	0.95953	-4.1736
x5	-0.22764	0.39611	2.3758	2.5311	-8.301
x6	0.054007	-0.1187	-0.5892	-0.41178	1.547

	x6
x1	-8.2816
x2	3.1809
x3	-2.0277
x4	-2.0986
x5	-6.0955
x6	0.36306

B =

	u1	u2
x1	0.12075	-12.314
x2	0.25817	-0.53285
x3	-0.264	1.7401
x4	-0.13057	-0.49495
x5	-0.27771	-2.566
x6	0.026302	-0.26968

C =

	x1	x2	x3	x4	x5
y1	0.17838	2.4961	2.527	-0.86063	0.049752
y2	0.05515	0.045687	0.064582	0.26194	-0.0604
y3	347.15	97.536	1158.2	287.43	-1041.6

	x6
y1	-0.075981
y2	0.041279
y3	-77.548

D =

	u1	u2
y1	0	0
y2	0	0
y3	0	0

K =

	y1	y2	y3
x1	-1.4879	11.523	-0.0093275
x2	-0.027326	5.3757	-0.0046859
x3	0.54953	-5.1876	0.0055394
x4	-0.013667	0.41711	0.0020479
x5	-0.20557	-2.3153	0.0032373
x6	0.037273	0.29612	-0.00069972

x(0) =

x1	0
x2	0
x3	0
x4	0
x5	0
x6	0

Originally estimated using ARX (later modified).

```
>> [num,den]=th2tf(thc)

num =

  Columns 1 through 6

       0    0.0954   -0.3277    0.2630   -0.1959    0.1072
       0   -0.0149   -0.1188    0.0374   -0.0332    0.0124
       0   11.0186 -199.3662 -172.4592 -150.5970   64.2606

  Column 7

   -0.0018
    0.0000
   -1.8279


den =

  Columns 1 through 6

    1.0000    2.3320    6.5047    3.3555   -4.4573    0.5956
    1.0000    2.3320    6.5047    3.3555   -4.4573    0.5956
    1.0000    2.3320    6.5047    3.3555   -4.4573    0.5956

  Column 7

   -0.0597
   -0.0597
   -0.0597
```