



D-9278

697.932
F 24a
c.2



ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

Departamento de Ingeniería Mecánica



“ACONDICIONAMIENTO DE AIRE PARA EL AREA
DE LABORATORIO DEL HOSPITAL DEL IESS EN
LA CIUDAD DE MACHALA”

REPORTE TECNICO

Previo a la obtención del Título de:
INGENIERO MECANICO



Presentado por:

MARCO ZAMBRANO CASTRO

Guayaquil - Ecuador

1.988

A G R A D E C I M I E N T O


Al ING. EDUARDO DONOSO P.
Director de Proyecto, por
su ayuda y colaboración
para la realización de es
te trabaja.

Al Ing. Jaime Balladares
por su desinteresada co-
laboración.

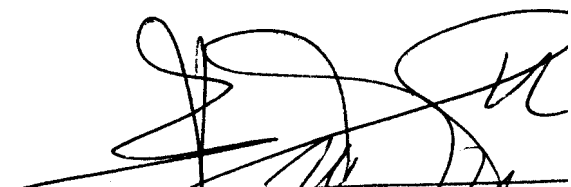
D E D I C A T O R I A

A MIS PADRES: Marcos e Isabel
Sin cuyo estímulo y apoyo no
hubiera logrado la culminación
de mi carrera profesional.

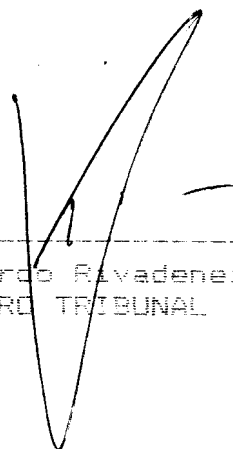
A MI ESPOSA: Jenny Elizabeth
A MIS HIJAS: Lorena, Lisetty
y Stefanie, cuya presencia en
mi existencia ha sido el motivo
sublime de todos mis esfuerzos
de superación.



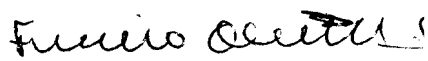
Ing. Nelson Devallos
DECANO



Ing. Eduardo Donoso
DIRECTOR TESIS



Ing. Eduardo Rivadeneira
MIEMBRO TRIBUNAL



Ing. Fern. Andino
MIEMBRO TRIBUNAL



DECLARACION EXPRESA

BIBLIOTECA

" La responsabilidad por los hechos, ideas y doctrinas expuestos en este Proyecto, me corresponden exclusivamente; y, el patrimonio intelectual del mismo, a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL".

(Reglamento de Exámenes y Títulos profesionales de la ESPOL).

Marco Raúl Zambrano Castro

RESUMEN

En este trabajo se pretende dar los lineamientos básicos necesarios para que el profesional de Aire Acondicionado pueda diseñar un sistema de Acondicionamiento de Aire para el área de laboratorio de un Hospital General.

En primer lugar se hace referencia al problema global de acondicionamiento ambiental en las áreas hospitalarias mencionando los criterios de diseño a utilizarse y haciendo especial referencia a los problemas infecciosos involucrados en el desenvolvimiento de estos centros. Se hace referencia a los requerimientos cualitativos y cuantitativos del aire que se necesita suministrar mencionando criterios generales que deben considerarse a fin de no incurrir en errores que puedan significar correr riesgos innecesarios para las miles de personas que se atienden en los Hospitales,

Se realiza el cálculo de carga térmica que debe ser desalojada por la central de enfriamiento del presente trabajo? para lo cual es necesario determinar los factores que originan esta carga. Se calcula las ganancias de calor sensible y latente del local acondicionado y luego se procede a hacer los cálculos psicrométricos a fin de conocer el caudal de aire de suministro y las condiciones del mismo. Es importante señalar que debido a la necesidad del control de la temperatura ambiental, se debe utilizar recalentamiento, el mismo que debe ser considerado en el cálculo psicrométrico.

Se hace además un análisis del aire suministrado a cada cuarto, tomando en consideración las condiciones especiales de los ambientes de laboratorios, en los que hay que tener cuidado con respecto a la presurización de los mismos, por lo que se hace un balanceo del aire suministrado y extraído, de tal manera que los saldos positivos o negativos estén de acuerdo con las normas establecidas por la ASHRAE. Con la cantidad de aire suministrado se realiza el cálculo de los ductos del sistema de aire acondicionado utilizando el método de regancia estática, y los de la extracción utilizando el de igual fricción. Posteriormente se realiza la selección de difusores y rejillas, que son aquellos elementos decorativos que realizan la entrega y distribución del aire.

Con todos los datos obtenidos anteriormente se selecciona la unidad manejadora de aire, así como también los serpentines de recalentamiento y los extractores de aire necesarios para el balanceo y evacuación de olores del sistema diseñado.

Finalmente, en las conclusiones y recomendaciones se hace mención a lo importante que es la presencia del Ingeniero en Aire Acondicionado en la fase de proyecto de un centro hospitalario, así como lo indispensable que se hace en el país la utilización de ambientes acondicionados en los mismos, y lo necesario que se hace su normalización para lograr los objetivos que se buscan.

INDICE GENERAL

RESUMEN

INDICE GENERAL

INDICE DE FIGURAS

INDICE DE TABLAS

INTRODUCCION

1.- ANTECEDENTES

2.- CRITERIOS DE DISEÑO

2.1.- Aplicación de Principios Fisiológicos para el Confort y la Salud.

2.1.1.- Indices Ambientales.

2.1.2.- Prevención y Tratamiento de Enfermedades mediante el Aire Acondicionado.

2.2.- Acondicionamiento de Aire en los Hospitales.

2.2.1.- Problema de Infección en los Hospitales

2.2.2.- La Calidad del Aire Acondicionado.

2.2.3.- El Filtrado del Aire.

2.2.4.- Los Requerimientos de Aire.

2.3.- Criterios Utilizados en el Acondicionamiento de Aire en Laboratorios.

3.- CALCULO DE CARGA Y CARTA PSICOMETRICA

3.1.- Cargas Externas.

3.1.1.- Ganancias de Calor por Ventanas.

3.1.2.- Ganancia de Calor por Paredes y Techos.

3.1.3.- Aire Exterior para Ventilación.

3.2.- Cargas Internas.

3.2.1.- Ganancia de Calor por Personas.

3.2.2.- Ganancia de Calor por Luces.

3.2.3.- Ganancia de Calor por Equipos.

3.3.- Confección de la Carta Psicrométrica.

4.- CÁLCULO DE DUCTOS DEL SISTEMA

4.1.- Cantidad de Aire Suministrado a cada Cuarto.

4.2.- Diseño de Ductos.

4.3.- Selección de Difusores y Rejillas.

5.- SELECCION DE EQUIPOS

5.1.- Selección de la Unidad Manejadora de Aire.

5.2.- Selección de los Serpentes de recalentamiento

5.3.- Selección de los Extractores de Aire.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

APENDICES.

BIBLIOGRAFIA.

INDICE DE FIGURAS

Fig. 1.- Carta de *Confort* de la ASRHAE.

Fig. 2.- Típica Distribución de Microorganismos en áreas de un Hospital.

Fig. 3.- Diagrama Esquemático del equipo utilizado.

Fig. 4.- Carta Psicrométrica.

Fig. 5.- Diagrama Esquemático de3 recorrido de ductos del Extractor EA-Ni-19.

Fig. 6.- Diagrama. para cálculo de pérdida de fricción.

Fig. 7.- Diagrama Esquemático de la UCMA-6.

INDICE DE TABLAS

- Tabla 1.- Características del Equipo de la Central de Enfriamiento.
- Tabla 2.- Escala de ET*. Índice de Confort-Salud y la Relación de Sensación Fisiológica.
- Tabla 3.- Contaminación Bacteriana Encontrada en Medio Ambiente de Hospitales.
- Tabla 4.- Eficiencias de los Filtros Utilizados en Sistemas de Aire Acondicionado de Hospitales.
- Tabla 5.- Cuadro Comparativa de los Diversos Test Standard para Clasificar Filtros.
- Tabla 6.- Influencia de la Cantidad de Bacterias Aéreas Vs. la Preparación de Camas en un Hospital.
- Tabla 7.- Relación entre Presión General y Ventilación de Ciertas Areas de Hospital.
- Tabla 8.- Factores Solares para Vidrios.
- Tabla 9.- Resistencias Térmicas.
- Tabla 10.- Ganancia-, Debido a los Ocupantes.
- Tabla 11.- Resumen de las Cargas por Transmisión.
- Tabla 12.- Variaciones de la Temp. Exterior en Guayaquil.
- Tabla 13.- Caudales de Aire de Suministro y Aire Exterior de las Locales Acondicionados.
- Tabla 14.- Caudal de Aire de Suministro, Retorno y Extracción.
- Tabla 15.- Velocidades de Aire Máximas.

Tabla 16.- Diseño de Ductos por Reganancia Estática.

Tabla 17.- Extractores de Aire EA Tipo de Pared.

Tabla 18.- Extractor EA-N1-19.

Tabla 19.- Capacidades de Extractores de Aire.

Tabla 20.- Difusores de Aire DA.

Tabla 21.- Rejillas de Retorno RR.

Tabla 22.- Rejillas de Retorno RE.

Tabla 23.- Características Técnicas de la UCMA 6.

Tabla 24.- Serpentes de Recalentamiento.



BIBLIOTECA

INTRODUCCION

Para realizar un estudio para suministrar aire acondicionado a un local, la primera consideración que debe hacerse es la de dar un verdadero servicio de confort a las personas que ocupan dicho local.

Sin embargo es preciso no olvidar que el cumplimiento de este principio no basta por sí solo cuando el estudio está orientado en su utilización a áreas hospitalarias; en este caso es necesario hacer consideraciones de tipo fisiológicas y terapéuticas, a fin de dar un verdadero servicio de confort a las personas que asisten a estos centros de salubridad.

En definitiva, el diseño de aire acondicionado en hospitales y centros de salubridad, debe tomar en cuenta el uso que se le dará a cada ambiente dentro del hospital, por ejemplo, en los laboratorios es necesaria considerar el grado de peligrosidad que puede significar la propagación de virus o bacterias procedentes de muestras que están siendo analizadas, o los errores en que pueden incurrir los médicos debido a ensayos erróneos originados por la contaminación de especímenes en estudio.

El presente diseño ha sido realizado tomando todas las consideraciones técnicas necesarias para cumplir con los requerimientos de un hospital moderno, y además se ha tomado en cuenta la experiencia que existe en este campo.

CAPITULO 1
ANTECEDENTES

El presente diseño corresponde al estudio **realizado** para suministrar aire acondicionado al Local de Laboratorios del Hospital del IESS. el mismo que va a ser construido en la Ciudad de Machala y que contara con 300 camas.

El diseño en mención forma parte de un sistema global de agua helada, que se encarga de acondicionar las distintas áreas, sistema que fue seleccionado como alternativa a partir de innumerables consideraciones técnicas y económicas.

La central de enfriamiento de agua está formada por dos máquinas enfriadoras del tipo Centrifugo (MEAC), dos torres de enfriamiento (TE), dos bombas de agua helada (BAH) y dos bombas de agua de enfriamiento (BAE), un ablandador de agua y un centro de control de motores (CCM).

Desde esta central de enfriamiento se envia **agua** helada a 44°F a 20 unidades manejadoras de aire (UCMA) y 6 unidades ventilador-serpentin (UVS) repartidas en todo el hospital, las mismas que finalmente suministran aire secado- enfriado y filtrada a las diferentes **zonas** acondicionadas.

Los condensadores de las máquinas centrífugas **son enfriados** mediante la utilización de **agua** a 85°F proveniente de las bandejas de las Torres de Enfriamiento. la que es impulsada por medio de las BAE a través del sistema, para luego retornar a las Torres de Enfriamiento y volver a

ser enfriada y recirculada.

En la Tabla #1 se ha confeccionado un listado del equipo que se utiliza en la Central de Enfriamiento de Agua.

Debido a que el Laboratorio es un área crítica en el suministro de aire acondicionado, se hizo necesario diseñar un sistema de volumen constante regulando la temperatura de los diferentes ambientes en que se encuentra repartido mediante la utilización de serpentines de recalentamiento controlados por su termostato respectiva.

En cuanto a los niveles de ruido este no deberá exceder las normas dadas por la ASHRAE en el "SYSTEM MANUAL", (capítulo 35-tabla 7), en el que consta que el nivel de ruidos no debe ser mayor a 35 NC.

Las condiciones de diseño que se han considerado para los diferentes cálculos son las siguientes:

	TBS(°F)	HR(%)
Ambientes acondicionadas	75	50
Exteriores	92	60

El laboratorio se encuentra ubicada en el primer-nivel del Hospital de 8 Plantas, en el interior del edificio, por lo que no tiene ventanas que den a la calle y por ende no recibe radiación solar directa,

Dentro del diseño global del Hospital, la Unidad manejadora de aire (UCMA) es designada con el número 8- con el mismo que la conoceremos a lo larga de este trabajo.

Además se hace una explicación de los criterios de diseño utilizados para el estudio del acondicionamiento de aire,

orientados a su utilización en áreas hospitalarias.

Se lleva a cabo el cálculo de carga- determinando los diferentes factores que originan la carga térmica que debe ser desalojada por el equipo de enfriamiento. Además se elabora la carta psicrométrica del sistema diseñado tomando en consideración el recalentamiento necesario para el control de temperatura de los ambientes acondicionados.

Luego se lleva a **efecto** el cálculo de los ductos del sistema. para lo cual es necesario conocer la cantidad de aire suministrado a cada cuarto. **Este** cálculo se lo hizo utilizando el método de reganancia estática para los ductos de aire acondicionado **y** el método de igual fricción para el sistema de extracción. Luego se realiza la selección de los difusores y rejillas necesarios para el sistema diseñado. Se ha confeccionado un plano de todos los ductos, así como también una cartilla de las rejillas y difusores utilizados.

Se señalan las características **y** especificaciones que deben cumplir los equipos **y** accesorios necesarios para acondicionar esta área, con la finalidad de **que** sean suministrados correctamente.

Las conclusiones y recomendaciones a las que se han llegado después del análisis respectivo del presente **diseño** son resumidas en la parte final de este trabajo.

CAPITULO 11

CRITERIOS DE DISEÑO

2.1.- APLICACION DE PRINCIPIOS FISIOLÓGICOS PARA EL CONFORT Y LA SALUD.

Llegar a comprender los principios fisiológicos que rigen el comportamiento **del** ser humano es vital para poder diseñar ventilación, calefacción o aire acondicionado **que** coadyuven al confort **y** la salud del hombre (Tabla #2). A partir **de** este conocimiento básico **es que** el hombre ha logrado desarrollar los distintos criterios, índices y normas para **ser** empleados en la adecuación de los ambientes donde los humanos estamos presentes. A continuación **se** resumiran **las** diversas especificaciones establecidas, obtenidas gracias al conocimiento alcanzado en el campo de la medicina, psicología y bioingeniería.

2.1.1.- INDICES AMBIENTALES

El confort térmico humano se podría definir como la condición ambiental donde **la** razón del metabolismo humano **es** compensada, sin variar demasiado el grado de actividad del individuo. Este confort está influenciado por **factores** tanto **físicos** como psicológicos, **no existiendo** un método exacto que nos permita establecer **las** condiciones térmicas del medio ambiente **que** hacen sentir bien al ser humano.

El confort térmico del hombre está determinado no solo por parámetros como la temperatura del aire y la humedad, sino también por la velocidad de éste, actividad del cuerpo y la cantidad de ropa. Además, es importante señalar que la aclimatización juega un papel importante en el confort, ya que en la estación de calor nos sentimos mejor a temperaturas un poco más altas que en la estación de frío, así como también la gente que vive en climas fríos se siente más confortable en zonas más frías, que las personas de climas cálidos.

Lo importante en el diseño de ambientes acondicionados es determinar una sola magnitud para evaluar el confort humano, y para lograr esto, no valemos de los índices de confort, los mismos que pueden ser directos y empíricos.

INDICES DIRECTOS

Estos son los más utilizados en el diseño de aire acondicionado. A continuación se los detalla:

TEMPERATURA DE BULBO SECO. - Es la temperatura normal del aire y es la más importante, especialmente cuando la humedad relativa es del 40 al 60 por ciento.

TEMPERATURA DE ROCIO.- Es la temperatura de saturación del aire a una cierta relación de humedad y una presión determinada, es decir, temperatura de condensación incipiente. Es una buena medida para determinar la humedad del ambiente, y esta directamente relacionada con la presión de vapor de agua en el aire saturarla.

TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO.- Es una indicación de la cantidad de energía que consume el agua al exponerse dentro de una corriente de aire.

HUMEDAD RELATIVA.- Es la disponibilidad que tiene el aire para absorber- agita hasta saturarse. Aunque se considera un índice directo, no tiene significado real en términos de confort, a na ser que se la utilice junto a la temperatura de bulbo seco.

MOVIMIENTO DEL AIRE.- La transferencia de calor convectiva del cuerpo depende de la velocidad con que el aire se mueve sobre él. La experiencia demuestra que un ambiente húmedo es confortable si la velocidad del aire es alta, pero si hace frío el movimiento del aire se convierte en inconfortable. Las personas normales se sienten confortables cuando la velocidad del aire

es de 15 m/min (50 ft/min).

INDICES EMPIRICOS

Son los índices que se han obtenido del estudio durante muchos años, de las reacciones humanas a la temperatura, humedad y movimiento del aire del medio que nos rodea.

TEMPERATURA EFECTIVA.- (ET) Es el índice que relaciona los efectos físicos combinados de temperatura, humedad y velocidad del aire sobre el confort humano. El valor numérico de la temperatura efectiva asociado con una condición atmosférica determinada está dado por la temperatura del aire saturado moviéndose lentamente. que produce una sensación agradable de frío o calor.

TEMPERATURA DE GLOBO OSCURO.- Es el efecto físico combinado de las temperaturas de bulbo seco, bulbo húmedo, aire en movimiento y el calor radiante recibida de varios sumideros circundantes.

TEMPERATURA DE EFECTIVIDAD CORREGIDA.- El índice WBGT, se refiere a la temperatura anteriormente mencionada, pero con consideración donde el confort humano del paciente es analizado desde el punto de vista estrictamente científica.

INDICE DE VIENTO HELADO.- Está definida

como la temperatura ambiente. donde el viento está en calma.

La SOCIEDAD AMERICANA DE INGENIEROS DE CALEFACCION, REFRIGERACION Y AIRE ACONDICIONADO (ASHRAE). ha presentada su "CARTA DE CONFORT" (Figura 1), la que resume lo dicho sobre las diversas sensaciones de confort y salud referente a un hombre con actividad sedentaria, en condiciones de aire razonablemente tranquilo (velocidades de 4.6 a 7.2 m/min) y en espacios cuyas temperaturas interiores tienen una media igual a la de bulbo seco del aire. Si las superficies circundantes tienen una temperatura por debajo de la de bulbo seco del aire, habrá confort a una temperatura efectiva más alta que la indicada en la figura 1.

El confort de un individuo, como se ha indicado, es afectado por muchos factores tales como: salud, edad, actividad, vestimenta? sexo, alimentación y aclimatación, por lo que se hace muy difícil aplicar una regla general, sin embargo de lo cual, se puede señalar que estudios realizados por la ASHRAE concluyen la siguiente:

1) Las mujeres en general prefieren tempe-

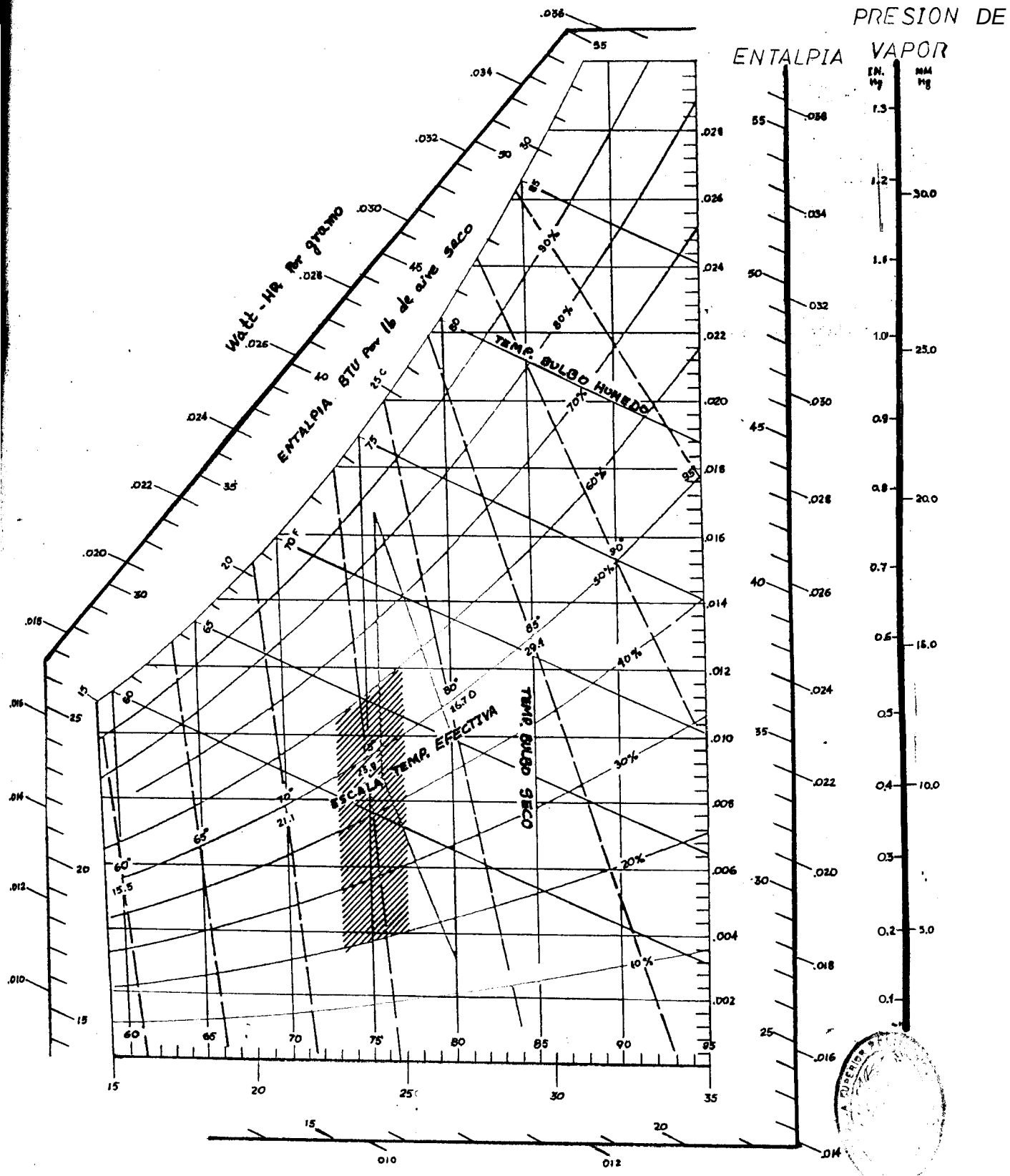


FIGURA 1

CARTA DE CONFORT DE LA ASHRAE

raturas efectivas UN GRADO más altas que las elegidas por los hombres.

2) Todos los hombres y mujeres de más de 40 años prefieren una temperatura UN GRADO más baja que las personas menores a esta edad.

3) Para la mayoría de las regiones geográficas del planeta, un alto porcentaje de personas prefieren una temperatura efectiva que varíe entre 60 y 73 gradas ET.

Además cabe señalar que existe un estado psicológico donde una persona que piensa que **esta** inconfortable, en realidad se encuentra incómoda por el mera **hecho** de pensarlo. Finalmente podemos añadir que la temperatura de mayor aceptación del género humano es de 24°C y una humedad relativa entre el 25 y 60 por ciento, con una velocidad de? aire menor a 15 m/min.

2.1.2.- PREVENCIÓN Y TRATAMIENTO DE ENFERMEDADES MEDIANTE EL AIRE ACONDICIONADO.

El rápido avance del conocimiento médico-técnico ha hecho necesario la construcción de hospitales más complejos y con mayores facilidades, a fin de adaptarse a estos avances. Entre las muchas innovaciones, especial consideración hay que darle a la generalización del uso del aire acondicio-

nado en los hospitales, el que si bien no puede ser atribuido solamente a propósitos médicos, hay demasiada evidencia de que su empleo ha redundado en beneficios en la prevención y tratamiento de enfermedades.

El aire acondicionado complementa los procesos biológicos de intercambio de calor y agua; y, además remueve la mayoría de las partículas y productos ofensivos que genera la actividad humana. Para alcanzar este propósito, es necesario tener presente los principios fisiológicos que regulan el comportamiento del ser humano. Además del rol importante que juega la piel en la regulación de la temperatura corporal, es necesario indicar el papel desempeñado por la respiración en este campo, la misma que puede ser muy influenciada por el empleo de aire acondicionado.

El aire respirado por la nariz llega a la temperatura y nivel de saturación del cuerpo antes de alcanzar los pulmones mediante la convección turbulenta y evaporación del agua de la mucosa que cubre la parte alta del sistema respiratorio. Cuando el aire respirado es más frío y seco que el aire que se encuentra en los

pulmones, se enfria la mucosa. Durante la exhalación, calor y agua son recuperados del aire pulmonar, que se encuentra a 98.6°F y 100% HR, al golpear con la mucosa fría de la nasofaringe. La cantidad de este intercambio depende del grado al cual el aire pulmonar es enfriado por la mucosa. Debido a que el enfriamiento de la mucosa depende de la temperatura y humedad del medio ambiente, es ésta la que determina el balance de calor y agua que existe en la respiración.

En climas cálidos, la humedad ambiental es determinante en la pérdida de calor. Cuando aire caliente y saturado es aspirado, casi no ocurre evaporación del agua del aire, debido a que la mucosa fría la condensa y al mismo tiempo gana calor. Como el aire es expulsado de los pulmones completamente saturado, el cuerpo experimentará una ganancia de calor y agua. Bajando la humedad relativa del aire del ambiente, lograremos un mayor porcentaje de evaporación, lo que nos ayudará a balancear el calor y la humedad del cuerpo.

La capacidad del sistema respiratorio para mantener el balance de calor y agua en can-

dicianes ambientales confortables depende del estado en que se encuentren las mucosas. Una inflamación, aumento de su temperatura a cambios en su superficie. impedirán que se lleve a feliz termina está función orgánica. Durante periodos de fiebre, el calor y agua incrementados son disipados por esta vía, la que reduce la temperatura corporal pero produce excesiva pérdida de agua. El medio terapéutico ideal para las personas es un ambiente frio y seca? el que aumenta la eliminación de calor por la respiración y la piel. Las pérdidas de agua deben ser repuestas sistematicamente, especialmente cuando hay hiperventilación.

una exposición continua a ambientes de muy baja humedad secan e irritan las vías respiratorias, dificultando la eliminación de los contaminantes de las mismas. Así mismo, causa incomodidad y origina un receptáculo de bacterias en la garganta, lo que aumenta una probabilidad de una infección en las vías respiratorias superiores. Estas condiciones secas constituyen un riesgo para el enfermo y lo debilitan, lo que podría originar una

infección secundaria o total. no relacionadas con la causa de la hospitalización del paciente.

Las áreas consagradas al tratamiento de las enfermedades de las vías respiratorias superiores. así como las áreas de clínica general de un hospital, deben ser mantenidas a una humedad relativa mínima del 30%. La humedad en el rango del 50 al 55% impide a ciertas bacterias desarrollarse o ser más letales.

Pacientes con enfermedades pulmonares crónicas tienen a menudo una secreción viscosa, la que se acumula y dificulta el intercambio de calor y humedad, por lo que es necesaria suministrar un aire tibio y humidificado, el que al ser respirado previene de una deshidratación.

Los pacientes que requieren de una terapia con oxígeno o aquellos con traqueotomía, necesitan; de una atención especial para asegurar el suministro de aire tibio y húmedo.

De lo anteriormente expuesto podemos concluir que en los hospitales el aire acondicionado tiene mayor importancia medicinal que la de confort que normalmente se le

asigna. En muchos casos, el aire acondicionado **es** un **factor** importante en la terapia y en algunos de ellos el mejor tratamiento. Observando pacientes de un hospital parcialmente acondicionado se determinó que el grupo asignado a salas acondicionadas, se mejoró más rápidamente comparando con aquellos que no estaban en ambientes confortables. **La mayor diferencia fue** notada en la; razones de transpiración. un factor importante **en** los enfermos cardiacos.

La dificultad encontrada para mantener el balance de fluidos y electrolíticos en pacientes quemados, **es** incrementada en ambientes calientes por la pérdida adicional de líquidos.

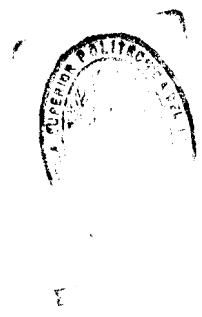
Los pacientes con tirotoxicosis no toleran humedad caliente u ondas de calor, ya que su metabolismo produce calor en exceso. Ellos pueden ser incapaces de eliminar calor por la piel. tan rápidamente como éste es producido y transportada. **por lo que ellos** desarrollan hipertermia o fiebre y una taquicardia. La circulación para transportar el calor del interior del cuerpo a la superficie **es** incrementado. El incremento de la temperatura corporal produce un

aumento del metabolismo celular, lo que a su vez origina una mayor producción de calor, todo lo cual **se** transforma **en** un círculo vicioso que puede matar **al** paciente **si se** colapsan **el** mecanismo cardiovascular o **el de** transporte. Indudablemente **un** ambiente frío y **seco** favorecen las pérdidas de calor por radiación y evaporación de la piel, y puede salvar la vida del enfermo. Los enfermos cardíacos **pueden** ser incapaces de mantener la circulación que asegure una pérdida de calor corporal. El uso de aire acondicionado en **salas de pacientes** cardíacos, particularmente, aquellos con fallas congestivas del corazón. actualmente es considerado como una terapia necesaria. Esto reviste mayor importancia en climas tropicales y subtropicales.

Individuos **con** lesiones **en** la cabeza. aquellos que tienen que ser operados del cerebro y **los** que presentan síntomas de envenenamiento con barbitúricos, pueden tener hipertemia, especialmente en ambiente5 cálidos, debida a los disturbios en el centro regulador del calor ubicado en el cerebro. Obviamente, uno de los factores de **mayor** importancia en la recuperación, es

colocar al paciente para que pierda calor por radiación y evaporación en un cuarto frío con aire deshumificado.

Pacientes con artritis y reumáticos han logrado grandes mejoras al ser colocados en un ambiente tibio y seco de 90°F y 35% de HR.



sistema de aire acondicionado para hospitales y otros centros de salud.

BIBLIOTECA

2.2.1.- PROBLEMAS DE INFECCION EN LOS HOSPITALES.

Un hoípital moderna reúne requisitos especiales de diseña, especialmente en lo concerniente a mantener un ambiente aséptico. Entre los aspectos de diseño ingenieriles, reciben especial atención de los investigadores del campo médico y hospitalario, aquellos que se refieren a la contaminación de las bacterias en el aire y sus efectos en la incidencia de las infecciones. Descubrimientos de los últimos tiempos acerca de la contaminación del aire ambiental, acentúan la importancia de la calidad bacteriológica de éste, su limpieza, buena ventilación y una buena zonificación de los sistemas por departamentos.

El problema de la infección ha sido uno de las asuntos básicos en los hospitales y para mantenerla en limites razonables fue suficiente establecer prácticas asépticas como el lavado de manos, limpieza cuidadosa y esterilización. Más aun-can el advenimiento de las sulfas y los antibióticos, aparentemente se resolvió completamente este problema. Sin embargo, después de paca tiempo

del aparecimiento de estas milagrosas drogas, fue alarmante el incremento de **muchos casos** infecciosos en los hospitales. Investigadores posteriores revelaron que los hasta entonces aparentemente inofensivos estafilococos habian desarrollado una inusitada virulencia y resistencia a muchas de las **drogas** antimicrobianas. Debido a esto, los estafilococos son probablemente los mayores responsables **de** las infecciones y otras complicaciones existentes en los hospitales. **Aunque estos** microorganismos son relativamente inofensivos para la5 personas con buena salud, les pueden producir pústulas, forúnculos y granos de difícil curación. Estas últimas manifestaciones han sido reportadas entre el personal de hospitales.

Los gérmenes son un serio problema para las personas debilitadas, desde aquellas con infecciones en las vías respiratorias. **has-**ta los recién nacidas y sus madres, así también para los pacientes **que** son sometidos a cirugía. Los microorganismos pueden ser transportados por las personas **en el** pelo, manos, ropas y narices; y transmiti-**dos** al medio ambiente durante la actividad

normal de estas, lo que hace pensar que un alto porcentaje del personal de los hospitales son los principales agentes difusores de los gérmenes. Estos organismos son de un tamaño aproximado de un micrón, pudiendo existir como células simples o agrupadas; y pueden ser arrastradas en el aire por las partículas de polvo u otras partículas de un sitio a otro de un hospital o de unü a otro paciente. Debido a la omnipresencia de los gérmenes, resulta poco menos que imposible establecer con exactitud el medio mediante el cual llegan a ponerse en contacto con el paciente.

Hoy en día, las infecciones en los hospitales no sola son debidas a los estafilococos dorado, sino que, muchos otros microorganismos han desarrollado inmunidad a los antibióticos y también son responsables de muchas de aquellas. Sin embargo, especial atención se fe presta a los estafilococos, ya que en la década pasada acentuaron el problema infeccioso en los hospitales, y sin lugar a dudas, los sistemas de aire diseñadas para prevenir su propagación y removerlos del aire, son suficientemente efectivos para cualquier otro microorganis-

mo presente **en** el medio ambiente.

2.2.2.- LA CALIDAD DEL AIRE ACONDICIONADO

En un hospital, el Ingeniero **debe** tener consideraciones especiales, proveer un ambiente libre de polvo y olores así como también de las bacterias contaminantes.

Hasta hace algunos años atrás se pensaba que en los hospitales se debería utilizar cien por ciento aire fresco en las di-ca-acondicionadas, debido a que las sistemas de filtros existentes eran incapaces de extraer un porcentaje alto de organismos patógenos. Sin embargo, modernamente se ha comprobado que los sistema- de filtros de alta eficiencia pueden dejar, incluso al aire recirculado, libre de contaminación bacterial. U pesar de esta afirmación, es necesario anotar que en los medio5 filtrantes utilizados en áreas especiales, debere tenerse mucho cuidado y observación constante, a fin di- evitar cualquier contamina.- ción que puede ser fatal. Como habíamos indicado? la contaminación encontrada en el aire de un hospital es originada por las pacientes, personal y visitantes, y está intimamente ligada al cuidado de los enfermos.

La tabla #3 nos muestra el grado de contaminación que puede ser encontrado en muchas áreas de un hospital bien administrado y los límites de variación bacteriana.

LA INCIDENCIA DE LAS INFECCIONES de estas cantidades de bacterias presentes en el aire, no han sido aún determinadas, por lo que las autoridades médicas son renuentes a fijar cifras exactas en lo que se refiere al máximo permisible de germen en el medio ambiente. Sin embargo todos ellos son unánimes al declarar que dicha contaminación debe ser mantenida en los niveles más bajas en ciertas áreas tales como: cirugía, de partos, sala de neonatos, quemados y unidades de cuidados intensivos.

La extracción es importante no solo para expulsar malos olores, sino también! para diluir la concentración bacteriana y como un vehículo para botarla del ambiente acondicionado. La cantidad de aire en cambio por hora que se necesita en un área particular de un hospital, depende de la función de la misma, número de personas presentes, y del grado de peligrosidad de la enfermedad del paciente.

Para obtener un aire limpio no es recomen-

dado (a pesar de que lo han hecho) utilizar lámparas de rayos ultravioletas, debido a la atención que necesitan estos equipos, que pueden provocar daños letales a las personas.

Estas lámparas estabilizadoras instaladas en ductos, son altamente eficientes cuando son operadas con un mantenimiento riguroso, aunque son más complicadas y costosas que las instalaciones de filtrado convencionales. Pueden dar un buen resultado en campañas de extracción o cuartos cerradas, donde la intensidad y tiempo de exposición y la presencia de personas no son problema.

Otro de los factores importantes para mantener un aire limpio, es la localización de las tomas de aire fresco de los sistemas acondicionados.

Estas tomas no deben ser localizadas al nivel de la calle, cercanas a chimeneas o ductos de salida de extracciones. La toma de aire fresco al nivel de la calle, presenta un serio peligro de entrada de sustancias contaminantes peligrosas de fuentes como: motores de explosión, fertilizantes, drenajes sépticos, etc. El servicio de filtrado para estas tomas

presenta problemas adicionales acerca de la calidad y tiempo de vida del filtro y en general dificultades de mantenimiento. La proximidad entre la extracción y la toma de aire de suministro es la forma más idónea de contaminar el aire de suministro.

Como regla general se puede indicar que las tomas de aire fresco deben estar ubicadas a un mínimo de 7.65 m de la salida de cualquier extracción, chimenea, aire nociva o equipo de combustión. En cuanto a altura debe estar como mínimo a 1.83 m sobre el nivel de la calle ó a 0.91 m del nivel del techo si el equipo es instalado sobre la cubierta.

En los últimos tiempos, la polución del aire con productos químicos de procesas industriales y de la combustión en áreas urbanas ha recibida una especial atención debido al peligro potencial que representa para la salud del ser humano. La mayor atención se debe prestar a los efectos posibles que sufran las personas expuestas a niveles bajos y medios de polución. Tales niveles no afectan las condiciones clínicas de la mayoría de los pacientes de los hospitales. Sin embargo, pueden ocurrir

concentraciones altas de contaminación, lo que puede provocar fatales efectos a personas de edad avanzada que sufren enfermedades cardio-pulmonares.

Para minimizar los efectos del aumento de la contaminación que suele ser temporal, es necesaria utilizar una recirculación completa en áreas donde hay pacientes con enfermedades pulmonares o de las vías respiratorias altas.

2.2.3.- EL FILTRADO DEL AIRE

Existen numerosos métodos y normas para determinar la eficiencia de los filtros en la remoción de partículas inorgánicas que contenga un flujo de aire. La mayoría de estos métodos le indican al diseñador de sistemas acondicionados que casi todos estos sistemas pueden funcionar satisfactoriamente con filtros de media eficiencia. En la actualidad, los filtros provistos por los fabricantes retienen casi todas las bacterias y unos pocos filtros especiales son capaces de retener partículas inorgánicas de hasta $0.1 \mu\text{m}$. Sin embargo, múltiples estudios concluyen en que el 90 por ciento de las partículas encontradas en los hospitales tienen un diámetro mayor a $5 \mu\text{m}$.

Todos los sistemas de aire acondicionado o ventilación deben **estar equipados con filtros** que tengan eficiencias no **menores** que las indicadas en la tabla #4. Donde dos baterías de filtros son necesarias, la **batería #1 debe** estar ubicada antes de la unidad y la **batería #2** después del equipo o cualquier **sistema** humidificador. Donde solamente una batería es requerida **esta** deberá estar localizada antes del equipo de **aire** acondicionado, si es que no se utiliza un pre-filtro adicional. En este último caso el filtro es colocado antes de la unidad y el filtro principal después de la misma.

Para la selección y colocación de filtros se debe tener **en** cuenta las siguientes **recomendaciones:**

1.- Los filtros "ultra-high efficiency", cuya eficiencia es de hasta el 99.97% según el **test DOP (DIOCTILFALATO TEST METHOD)**, deberán ser empleados en salas de **pacientes** hipersensibles a las infecciones **tale-;** como: quemados, enfermos de leucemia o SIDA. También deben ser usados en campanas de extracción de ambientes con procesos infecciosos o **radiactivos,** y sus

velocidades de rara no deben ser menores a **100 ft/min (30.6 m/min)**.

2.- Los filtros de alta eficiencia (**DOP** del 95% de eficiencia) deben ser utilizados en quirófanos, salas de partos, de recién nacidas y cuidados intensivos. **Esto;** filtros deben tambibn ser usados en áreas donde el peligro de infección es mayor debido a los tratamientos realizados **en las** mismas.

3.- Los filtros de mediana eficiencia 5an suicientes en áreas donde la renovación es del **100%** o en los cuartos de recuperacitn de los pacientes.

4.- Todos los filtros deben 5er revisados para ver pasiblis roturas del eiementa, el **que** debe instalarse sin fugas con respecto a su soporte.

5.- El uso **de** dos baterias e5 una ventaja, ya que la primera mantiene el serpentín limpia al detener todas las partículas macroscópicas, lo que extenderá la vida de los filtros **más** eficientes de la segunda batería, los cuales son más caros.

6.- Un manómetro deberá ser instalado en cada sistema de filtros, para poder leer la caída de presión **en** cada uno de ellos,

7.- Los filtros **de** alta eficiencia ubicados en el mando **del** sistema, deben ser instalados con las suficientes facilidades para **el** mantenimiento a fin de evitar su contaminación o destrucción cuando **se** los manipula.

8.- En los casos que sea necesario eliminar malos olores **se** deben utilizar filtros de carbón activado o debe implementarse una mayor ventilación al sistema.

En la tabla #5 **se** presenta un cuadro comparativo de la eficiencia **de** los filtros según normas utilizadas en los EE.UU.

2.3.4.- LOS REQUERIMIENTOS DE AIRE

Los datos presentados en la tabla #6 nos ilustran el grado de contaminación **que se** genera en el medio ambiente de un hospital **por** solo una **de** las muchas actividades rutinarias que **se** realizan en él. Debido a **que** estas actividades son indispensables **y** traen como resultado una propagación de bacterias, los sistemas de manejo **de** aire deben ser diseñados de tal manera **que** provean un patrón **de** flujo tal que minimice esta **difusión**.

Recientemente **el** concepto de flujo laminar desarrollado en uso industrial, atrajo el

interés de algunas autoridades médicas acerca de su aplicación en las hospitales. Sin embargo, indicaciones actuales determinan que su uso debe ser limitado a algunas áreas específicas. Este no parece ser el sistema más adaptable para quirófanos, pero puede ser de mucha ayuda para pacientes muy susceptibles a infecciones, tales como; quemados. de quimioterapia concentrada, de terapia de radiaciones y de órganos transplantados. El diseño y balanceo de los sistemas para crear presión positiva a negativa dentro de un cuarto a área, incrementando la cantidad de aire suministradas a extraídas, es un método conocido para controlar el movimiento del aire. Las áreas tales como: baños, salas de aislamiento y de autopsia, deben mantener una presión negativa con respecto a las áreas adyacentes. La presión negativa es obtenida suministrando menos aire del que es extraído del área, de tal manera que se induce un flujo interior alrededor del perímetro de las puertas y ventanas y se evita un flujo hacia el exterior. El quirófano nos brinda un ejemplo opuesto del anterior. Como en éste

se requiere aire que se Encuentre libre de contaminación, debe estar presurizado con respecto a los corredores y las áreas adyacentes, para evitar la entrada de bacterias que pululan a su alrededor.

Los diferenciales de presiones pueden ser mantenidos solamente en cuartos completamente cerrados, por lo que las puertas y aberturas provistas deben estar debidamente selladas. La abertura de una puerta entre áreas adyacentes presurizadas, reduce cualquier diferencial de presión entre ellas y ocurre un intercambio normal de aire debida a las corrientes térmicas resultantes de la diferencia de temperaturas entre las áreas. En la figura 2 se presenta un desarrollo típica de la cantidad de bacterias existentes en un quirófano y sus áreas adyacentes durante una operación de rutina, La experiencia nos demuestra que es recomendable suministrar el aire limpio desde un nivel superior y extraerla con rejillas de retorno ubicadas a aproximadamente 7.6 cm del nivel del suelo. Esto originará un movimiento hacia abajo del aire limpia- a través de las zonas de respiración y trabaja para llegar a la área contaminada del

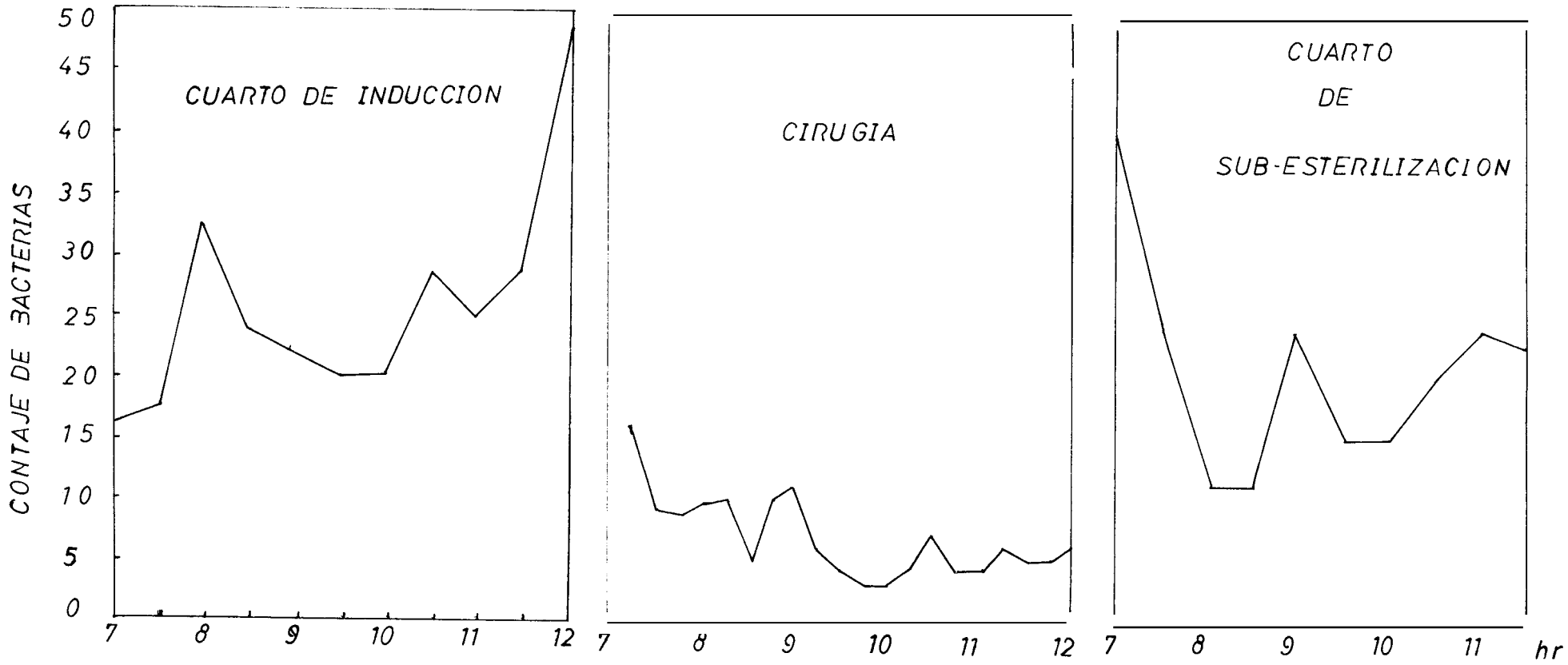


FIGURA 2

TIPICA DISTRIBUCION DE MICROORGANISMOS EN AREAS DE UN HOSPITAL

piso, donde es extraído.

En la tabla #7 se presenta la razón mínima de ventilación para algunas áreas de un hospital general.



BIBLIOTECA

campanas utilizadas para materiales radiactivos o infecciosos, deben estar equipados con filtros de "ULTRA-HIGH EFFICIENCY".

Determinar el sistema de ventilación más efectivo, económico y seguro para un laboratorio, requiere de un considerable estudio, dentro del cual juega un papel muy importante la experiencia al respecto.

Donde la cantidad de aire de extracción es aproximadamente igual al aire extraído por las campanas de extracción, se las debe utilizar para sacar todo el aire de la áreas del laboratorio. En algunos casos, es necesario suministrar una cantidad de aire extra para poder realizar la extracción de las campanas.

Los ventiladores que utilizan las campanas, deben estar localizados en la final de la descarga para prevenir cualquier posibilidad de entrada de productos extraídos al edificio.

El aire extraído de las unidades de bioquímica, histología, esterilización, bacteriología y serología, deben ser descargados al exterior, sin recirculación. La unidad de serología-bacteriológica, deberá ser presurizada con respecto a las áreas adjuntas para evitar la posibilidad de infiltración de aerosoles, los cuales pueden contaminar el espécimen que está siendo procesado. El área general del laboratorio deberá estar con presión ligeramen-

te negativa para reducir la propagación de olores o contaminantes a otras áreas del hospital. La temperatura y la humedad deben mantenerse dentro del rango del confort.

La unidad de bacteriología no deberá tener un movimiento de aire indebido y se deberá tener un máximo cuidado para limitar su velocidad al mínimo. El cuarto esterilizado de transferencia, el cual debe estar dentro o adyacente, es un cuarto de medio estéril, y de donde el espécimen es transferido al medio de cultivo.

Para mantener un ambiente estéril, un filtro de "ultra-high efficiency" deberá ser instalado en el ducto de mando cercano a la entrada del local. Al cuarto de cultivo, que esencialmente es una cocina, deberán extraérsele los vapores y los olores.

Los laboratorios de virus y enfermedades infecciosas, requieren consideraciones especiales. Una ventilación de mínimo 8 cambios por hora es recomendado para los laboratorios, los cuales deberán tener una presión negativa, para prevenir cualquier salida de microorganismos a las áreas adyacentes de los mismos. El aire extraído de estas áreas requerirá esterilización antes de ser expulsado al medio ambiente. Por lo mismo, el sistema de extracción deberá estar equipado con calentadores colocados en serie que aumenten la temperatura del aire a 600°F.

Un método más sencillo y más barato de esterilización, es la utilización de filtros "ULTRA-HIGH EFFICIENCY" en el sistema. Estos filtros vienen equipados con una resistencia eléctrica, la misma que se mantiene energizada cuando el ventilador está apagado, a fin de esterilizar el filtro previo a la sacada para cambiarlo. Las campanas de extracción también pueden ser esterilizadas con un spray de vapor de formaldehído.

CAPITULO III

CALCULO DE CARGA Y CARTA PSICROMETRICA

3.1.- CARGAS EXTERNAS

Para saber la capacidad del equipo a utilizarse para acondicionar un área cualquiera, es necesario determinar la carga efectiva, la misma que se compone de lo siguiente:

- 1.- Transmisión a través de ventanas, paredes y techos.
- 2.- Alumbrado
- 3.- Personas
- 4.- Aire exterior para renovación
- 5.- Calor generado por máquinas y equipos

Las cargas generadas por los agentes externos al laboratorio son los siguientes:

- 1.- Ganancia de calor por ventanas
- 2.- Ganancia de calor por paredes y techos
- 3.- Aire exterior necesario para la ventilación.

3.1.1.- GANANCIAS DE CALOR POR VENTANAS

La transferencia de calor a través de las ventanas es el punto más crítico en la evaluación de la carga de enfriamiento de un local acondicionado. Para poder determinar la carga generada por el sol es necesario conocer la orientación del edificio, la misma que se indica en el plano # 1.

hacia un tunel, según se puede apreciar de los cortes del edificio (Plano # 2).

Por esta razón, los factores solares para vidrio que se utilizan son los HG_{wm} .

3.1.2.- GANANCIA DE CALOR POR PAREDES Y TECHOS.

El laboratorio no tiene ningún techo expuesto al sol, por lo que podemos hacer el siguiente cálculo para determinar el factor de ganancia para los tumbados y pisos.

a) Techos no expuestos al sol.

o o o o o o o | losa de concreto 8"

espacio de aire

===== tumbado falso de yeso
e = 1/2"

La velocidad del aire en la parte superior y debajo del tumbado, es aproximadamente igual a cero, ya que los difusores son diseñados para tener una velocidad promedio de 100 ft/min lo que representa 1.14 millas/hr, la misma que es una velocidad demasiado baja para ser considerada. Así mismo, la velocidad del aire comprendido entre el tumbado falso y la losa es

practicamente nulo, por lo que se asumirá aire en reposo.

A continuación se presenta un diagrama de las resistencias presentes:

Resistencia total techo

Exter. f_e R1 R2 R3 f_i Inter.
 0---//---//---//---//---//---0

De donde obtenemos que $R = f_e + R1 + R2 + R3 + f_i$.

De la tabla # 9, podemos obtener los valores de resistencia térmica, de donde tendremos:

<u>Resistencias térmicas</u>	<u>°F*Hr*Ft²/BTU</u>
f_e = Coef. filmico ext.	0.25
R1 = Resist. del hormigón	1.11
R2 = Espacio de aire	0.92
R3 = Tumbado de yeso 1/2"	0.32
f_i = Coef. filmico int.	0.92
	3.52

Por lo que:

$$U_{techo} = 1/R_T = 0.3 \text{ BTU/Hr.}^\circ\text{F.Ft}^2$$

Como consideramos una diferencia de temperatura de 10°F, tendremos que el factor de ganancia para techos es:

$$U/\Delta T = 3 \text{ BTU/Hr.}^\circ\text{F}$$

Que es el factor que utilizaremos para la ganancia por el tumbado.

b) Ganancias por pisos.

En los pisos, tenemos lo siguiente:

$$\frac{f_1}{0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \text{ losa de hormigón } R_1} \quad f_e$$

El diagrama de resistencias será:

$$\text{Inter. } f_1 \quad R_1 \quad f_e \quad \text{Exter.}$$

$$0 \text{---} \backslash \ / \ \text{---} \backslash \ / \ \text{---} \backslash \ / \ \text{---} 0$$

$$R_T = f_1 + R_1 + f_e$$

De donde:

<u>Resistencias térmicas</u>	<u>°F*Hr*Ft²/BTU</u>
$f_1 = \text{Coef. filmico int.}$	0.61
$R_1 = \text{Resist. del hormigón}$	1.11
$f_e = \text{Coef. filmico ext.}$	0.92
	<hr/>
	2.64

Por lo que:

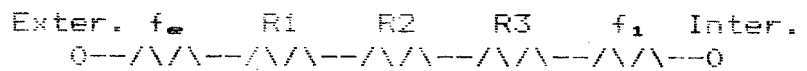
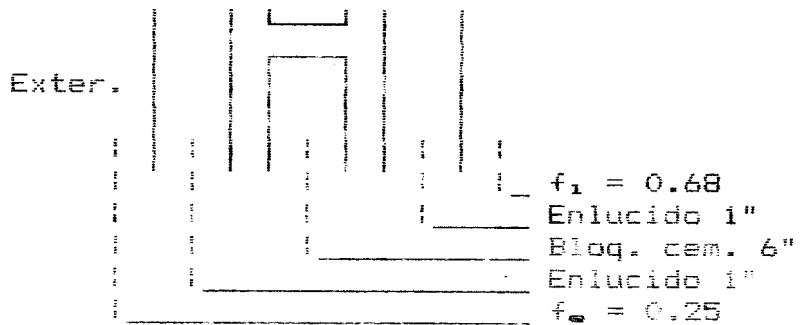
$$U_{\text{piso}} = 0.38 \text{ BTU/Hr.}^\circ\text{F.Ft}^2$$

Utilizando $\Delta T = 10^\circ\text{F}$, obtenemos un factor para piso de:

$$U/\Delta T = 4 \text{ BTU/Hr.Ft}^2$$

c) Paredes exteriores

Para paredes exteriores tenemos lo siguiente:



<u>Resistencias térmicas</u>	<u>$^{\circ}\text{F}\cdot\text{Hr}\cdot\text{Ft}^2/\text{BTU}$</u>
f_e = Coef. filmico ext.	0.25
R_1 = Enlucido de 1"	0.20
R_2 = Bloque cemento 6"	0.91
R_3 = Enlucido de 1"	0.20
f_i = Coef. filmico int.	0.68
	2.24

$$U = 0.45 \text{ BTU/Hr.}^{\circ}\text{F.Ft}^2$$

Los diferenciales de temperatura a utilizar seran:

$$9 \text{ a.m.} \implies \Delta T = 9^{\circ}\text{F}$$

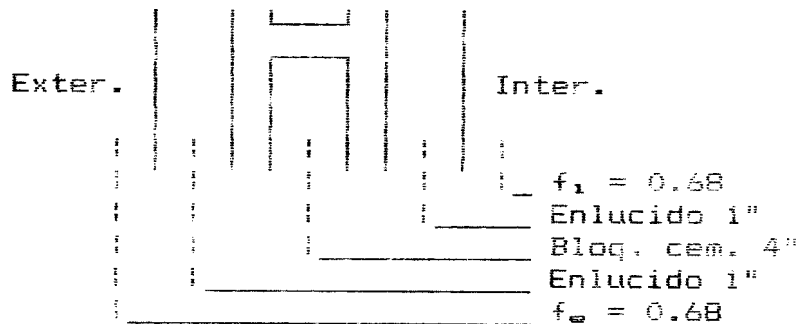
$$4 \text{ p.m.} \implies \Delta T = 16^{\circ}\text{F}$$

Por lo tanto los factores de carga son los siguientes:

9 a.m. ==> $U/\Delta T = 4.0 \text{ BTU/Hr.Ft}^2$

4 p.m. ==> $U/\Delta T = 7.0 \text{ BTU/Hr.Ft}^2$

d) Paredes interiores



Exter. f_e R1 R2 R3 f_i Inter.
 0---\//\---\//\---\//\---\//\---\//\---0

<u>Resistencias térmicas</u>	<u>°F*Hr*Ft²/BTU</u>
f _e = Coef. filmico ext.	0.68
R1 = Enlucido de 1"	0.20
R2 = Bloque cemento 4"	0.71
R3 = Enlucido de 1 "	0.20
f _i = Coef. filmico int.	0.68

	2.47

De donde obtendremos que el coeficiente U será:

$$U = 0.4 \text{ BTU/Hr.}^{\circ}\text{F.Ft}^2$$

Como normalmente se usa un diferencial de temperatura de 10°F, obtendremos un factor de carga de:

$$U/\Delta T = 4.0 \text{ BTU/Hr.Ft}^2$$

3.1.3.- AIRE EXTERIOR PARA VENTILACION

Es necesario proveer a los locales acondicionados, un cierto caudal de aire exterior que permita la supresión de los olores producidos por distintas fuentes, tales como número de ocupantes, fumadores, etc., así como también para compensar el aire extraído por los ventiladores de descarga.

La renovación del aire varia de acuerdo a diferentes factores. En la tabla # 7 se da la cantidad de aire fresco mínimo consumido por hora en diferentes sitios de un hospital.

Tomando el valor de cambios por hora indicado para laboratorios en general, obtenemos un volumen de aire requerido de:

$$A_{\text{cuarto}} = 4586 \text{ ft}^2$$

$$V_{\text{cuarto}} = 45860 \text{ ft}^3$$

$$CFM_{AE} = (\text{cambios/Hr}) * V_{\text{cuarto}} / 60$$

$$CFM_{AE} = 1530 \text{ CFM.}$$

La cual es la cantidad mínima necesaria de aire exterior que se debe suministrar al laboratorio.

Como habíamos mencionado en capítulos anteriores, en los laboratorios hay que tener especial cuidado respecto a la presurización de los ambientes, por lo que se hace necesario realizar un balance del aire suministrado y extraído, a fin de lograr los objetivos propuestos.

La cantidad de aire exterior será determinada posteriormente, a partir del balance de aire, siempre que este nos de un valor mayor a dos cambios por hora.



BIBLIOTECA

3.2.- CARGAS INTERNAS

Al igual que las ganancias por cargas externas, las ganancias internas consisten en calor radiado que pueden tener su origen en las siguientes fuentes:

- 1.- Ganancia de calor por personas
- 2.- Ganancia de calor por luces
- 3.- Ganancia de calor producida por equipos

3.2.1.- GANANCIA DE CALOR POR PERSONAS

Como sabemos, en el cuerpo humano se producen transformaciones exotérmicas cuya intensidad es variable según el individuo y la actividad que desarrolla. En la tabla #10, se indican las cantidades de calor generado por una persona a diferentes temperaturas ambientales interiores y con distinto grado de actividad. De esta tabla obtenemos que para un local a 75°F TBS y considerando una actividad similar a la de un individuo sentado dentro de una farmacia, el calor que se genera será:

Calor sensible = 250 BTU/Hr-persona

Calor latente = 250 BTU/Hr-persona

Utilizando estos factores y considerando los niveles de ocupación indicados por el personal de planificación del IEES, se determina la ganancia térmica originada por las personas.

3.2.2.- GANANCIA DE CALOR POR LUCES

Debido a que en un laboratorio se necesita un buen nivel de alumbrado, se ha escogido un factor de 23 watt/ft² de piso. A partir de este valor podemos obtener el factor de luces que se va a utilizar:

$$\text{Factor de luces} = 2.3 * 3.412 * 1.25$$

Donde:

$$3.412 = (\text{BTU/Hr})/\text{watt}$$

1.25 = Factor de aumento de capacidad para lámparas fluorescentes. Esto es para contrarrestar la potencia consumida por el balaustre. Para el caso de luces incandescentes este factor es la unidad.

$$\text{Factor de luces} = 10$$

Con este valor se calcula la ganancia de calor sensible producido por las lámparas fluorescentes de iluminación.

3.2.3.- GANANCIA DE CALOR POR EQUIPOS

En los laboratorios, el calor generado por los equipos representan un porcentaje importante de carga térmica total; por lo que, es necesario que se preste especial atención al tipo y tamaño de los equipos que van a ser utilizados.

Para efectos del presente diseño, los inte-

resados suministraron los siguientes datos:

Cuarto 1.- Hematología

1.- Un esterilizador de instrumentos eléctricos.

Dimensiones: 17" X 8" X 6".

El esterilizador genera lo siguiente:

$$Q_{\text{e}} = 2.7 \text{ MBH}$$

$$Q_{\text{L}} = 2.4 \text{ MBH}$$

2.- Un horno eléctrico de 3.3 KW.

Este equipo, de acuerdo a datos de la ASHRAE genera aproximadamente:

$$Q_{\text{e}} = 2100 \text{ BTU/Hr.}$$

Cuarto 3.- Química especial

1.- Un mechero tipo bunsen a gas.

La ganancia de calor es de tipo latente y sensible.

$$Q_{\text{L}} = 245 \text{ BTU/Hr}$$

$$Q_{\text{e}} = 1000 \text{ BTU/Hr}$$

2.- Horno eléctrico de BKW.

Esto representa una ganancia de:

$$Q_{\text{e}} = 4420 \text{ BTU/Hr.}$$

3.- Equipos varios.

Se estimó aproximadamente una ganancia de 700 BTU/Hr.

Cuarto 5.- Microbiología

1.- Un horno eléctrico de 1.8 KW.

Tiene una generación de 1000 BTU/Hr.

2.- Equipos varios.

Carga estimada de 700 BTU/Hr.

Cuarto 6.- Lavado y esterilización

1.- Un esterilizador de 60 litros.

Este equipo genera la siguiente carga sensible y latente:

$$Q_L = 24720 \text{ BTU/Hr}$$

$$Q_S = 6110 \text{ BTU/Hr}$$

2.- Equipos varios.

Dos equipos con motores de 1/20 HP, los que originaran una carga de:

$$Q_S = 1000 \text{ BTU/Hr}$$

$$Q_L = 245 \text{ BTU/Hr.}$$

Todos los datos obtenidos en el presente capítulo, nos permiten confeccionar la tabla # 11, en la cual se resumen la ganancia de calor sensible producida por la transmisión en ventanas, paredes interiores y exteriores, techo y piso; así como también por las personas, luces y equipos presentes en el sitio acondicionado. Se resume además, la carga latente producida por las personas y equipos que se encuentran en el local.

3.3.- CONFECCION DE LA CARTA PSICROMETRICA

Una vez calculadas las ganancias de calor del local acondicionado, las cuales son:

$$\begin{array}{l} / \\ > q_s = \text{calor sensible del local} = 131.2 \text{ MBH} \\ \backslash \end{array}$$

$$\begin{array}{l} / \\ > q_L = \text{calor latente del local} = 43.3 \text{ MBH} \\ \backslash \end{array}$$

$$\begin{array}{l} / \\ > q_T = \begin{array}{l} / \\ > q_s + \\ \backslash \end{array} \begin{array}{l} / \\ > q_L \\ \backslash \end{array} \quad \text{====>} \\ \backslash \end{array}$$

Calor total del local = 174.5

Con estos valores podemos calcular la razón de calor sensible (SHR), la cual es igual a:

$$\text{SHR} = \frac{\begin{array}{l} / \\ > q_s \\ \backslash \end{array}}{\begin{array}{l} / \\ > q_T \\ \backslash \end{array}}$$

En el presente cálculo tenemos:

$$\text{SHR} = 131.2/174.5 = 0.75$$

Como sabemos, el objetivo del análisis psicrométrico es determinar el caudal de aire de suministro (CFM_s) y las condiciones de dicho aire, así como la capacidad total en BTU/Hr del equipo de refrigeración.

Los cálculos a realizarse son los siguientes:



En la figura 3 se presenta esquemáticamente el equipo a utilizarse así como su interconexión con el local acondicionado.

El punto 1 representa las condiciones del aire exterior, las que a la hora del diseño (4:00 p.m.), son de 91.5°F BS y 79.8°F BH, según la tabla # 12.

El punto 2 representa las condiciones del aire de retorno, que por supuesto serán las mismas que las del local acondicionado, esto es 75°F BS y 50% de humedad relativa, la cantidad de aire que retorna aún no la conocemos.

El punto 3 representa las condiciones del de mezcla, es decir las condiciones del aire a la entrada del serpentín de enfriamiento. Este caudal de suministro, CFM_s , también es desconocido. Vale la pena indicar que las condiciones del punto 3 estarán en la línea que une el punto 1 con el punto 2 en la carta psicrométrica.

El punto 4 representa las condiciones del aire a la salida del serpentín de enfriamiento y su caudal CFM_s es desconocido, como ya habíamos indicado.

El punto 5 representa las condiciones del aire de suministro y ya conocemos que dichas condiciones deben estar comprendidas en la línea SHR del cuarto acondicionado.

Para realizar el análisis psicrométrico, en primer lugar, se ubica en la carta los puntos 1 y 2, los

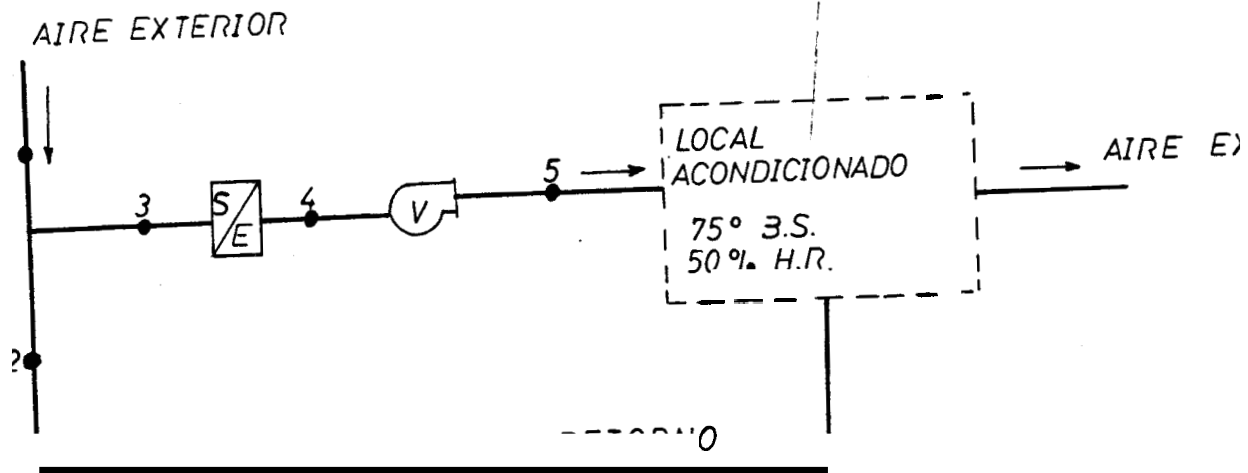


FIGURA 3

DIAGRAMA ESQUEMATICO DEL EQUIPO A USARSE

BIBLIOTECA



cuales son conocidos:

$$TBS_1 = 91.5 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$TBH_1 = 79.8^\circ\text{F}$$

Y el otro punto:

$$TBS_2 = 75^\circ\text{F}$$

$$HR = 50 \%$$

Ahora, es necesario que se calcule el aire de suministro, cuyo flujo en cada cuarto dependerá de uno de los siguientes factores:

a) Del caudal de aire necesario para desalojar toda la carga térmica generada en los cuartos, para cuyo cálculo se tiene que conocer el ΔT del cuarto, el cual se obtiene del desarrollo de la carta psicrométrica. O,

b) De la cantidad de cambios por hora mínimo establecidos en la tabla # 7, para diferentes ambientes acondicionados en hospitales. Para el presente diseño se eligió 9 cambios por hora para los cuartos del laboratorio y 2 cambios por hora para el corredor.

Para determinar el ΔT del cuarto es necesario desarrollar la carta psicrométrica, para lo cual hay que realizar algunos tanteos. Con la línea del SHR, y con la humedad relativa de salida del aire del serpentín asumida en 95%, obtendremos una temperatura de prueba en el punto 4 de aproximadamente 51.5°F .

Ahora bien, es necesario observar que el aire al pasar por el ventilador debido al caballaje del motor elevará su temperatura, la misma que puede ser calculada a partir de la fórmula:

$$\Delta T = 0.74 SP$$

Como el sistema diseñado es del tipo de mediana presión, esta diferencia de temperatura se la ha calculado en 2.2°F. Por lo tanto la temperatura de prueba del punto 5, será de:

$$T_5 = 51.5 + 2.2 = 53.7 \text{ °F}$$

Por lo tanto la diferencia de temperatura a utilizarse como primera aproximación será de:

$$\Delta T_5 = 75 - 53.7 = 21.3 \text{ °F}$$

Con este valor encontramos:

$$CFM_5 = \frac{q_5}{1.0825 * \Delta T_5}$$

$$\text{Como sabemos que } q_5 = 131.1 \text{ MBH}$$

Obtenemos:

$$CFM_5 = 5690 \text{ (ft}^3\text{/min)}$$

Luego calculamos la temperatura aproximada del punto de mezcla:

$$\begin{aligned} T_3 &= T_2 + (CFM_{AE}/CFM_5) * (T_1 - T_2) \\ &= 75 + (1680/5690) * (91.5 - 75) \\ &= 79.88 \text{ °F} \end{aligned}$$

Localizamos este punto aproximado en la línea que

une al punto 1 con el 2 y a partir de este punto seguimos una curva paralela a las indicadas en la carta y así encontramos la nueva temperatura T_4 leida sobre la línea SHR, cuyo valor es:

$$T_4 = 52^\circ\text{F}$$

Por lo que:

$$T_5 = 52 + 2.2 = 54.2^\circ\text{F}$$

Y de donde:

$$\Delta T_5 = 75 - 54.2 = 20.8^\circ\text{F}$$

Con este valor de ΔT podemos calcular los CFM de suministro para cada cuarto, necesarios para eliminar la carga térmica. Por otra parte, como habíamos mencionado, es necesario considerar los cambios/Hr mínimos necesarios para este tipo de instalaciones, por lo que en la Tabla # 13 se hace un resumen de los cálculos realizados de las dos maneras, de la cantidad de CFM suministrados a cada cuarto, seleccionando el valor más alto obtenido, como el caudal que se mandará a cada uno de ellos. Las cantidades obtenidas en el cálculo anterior no son las definitivas, ya que como habíamos mencionado anteriormente, en los laboratorios hay que tener especial cuidado respecto a la presurización de los ambientes, por lo que se hace necesario un balance del aire suministrado y extraído, el mismo que debe estar de acuerdo con las normas de la ASHRAE. Además, hay que considerar

los caudales de mando de los difusores que se seleccionaran en el siguiente capítulo.

En la tabla # 14 se presentan los caudales de aire definitivos, suministrados y extraídos de todos los ambientes acondicionados, de donde se obtienen los siguientes resultados:

$$CFM_{\text{S}} = 7400$$

$$CFM_{\text{AE}} = 2400$$

$$CFM_{\text{R}} = 5100$$

Con estos datos podemos calcular la rata de c/Hr de aire exterior que es de 2.75, la cual es superior a la establecida en el numeral 3.1.3, dedicado al cálculo del caudal necesario de aire externo.

Una vez obtenidos estos valores, podemos obtener las condiciones del punto de mezcla, confirmando la temperatura de salida del serpentín T_4 , obtenida anteriormente.

$$T_3 = 75 + (2300/7400) * (91.5 - 75)$$

$$T_3 = 80.12 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$T_4 = 52.00 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$T_5 = 54.20 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\Delta T_5 = 20.80 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Localizados finalmente todos los puntos en la carta psicrométrica, leemos en la misma todas las propiedades termodinámicas de esos puntos los que estan indicados en la figura 4.

Podemos calcular la entalpia de la mezcla de la

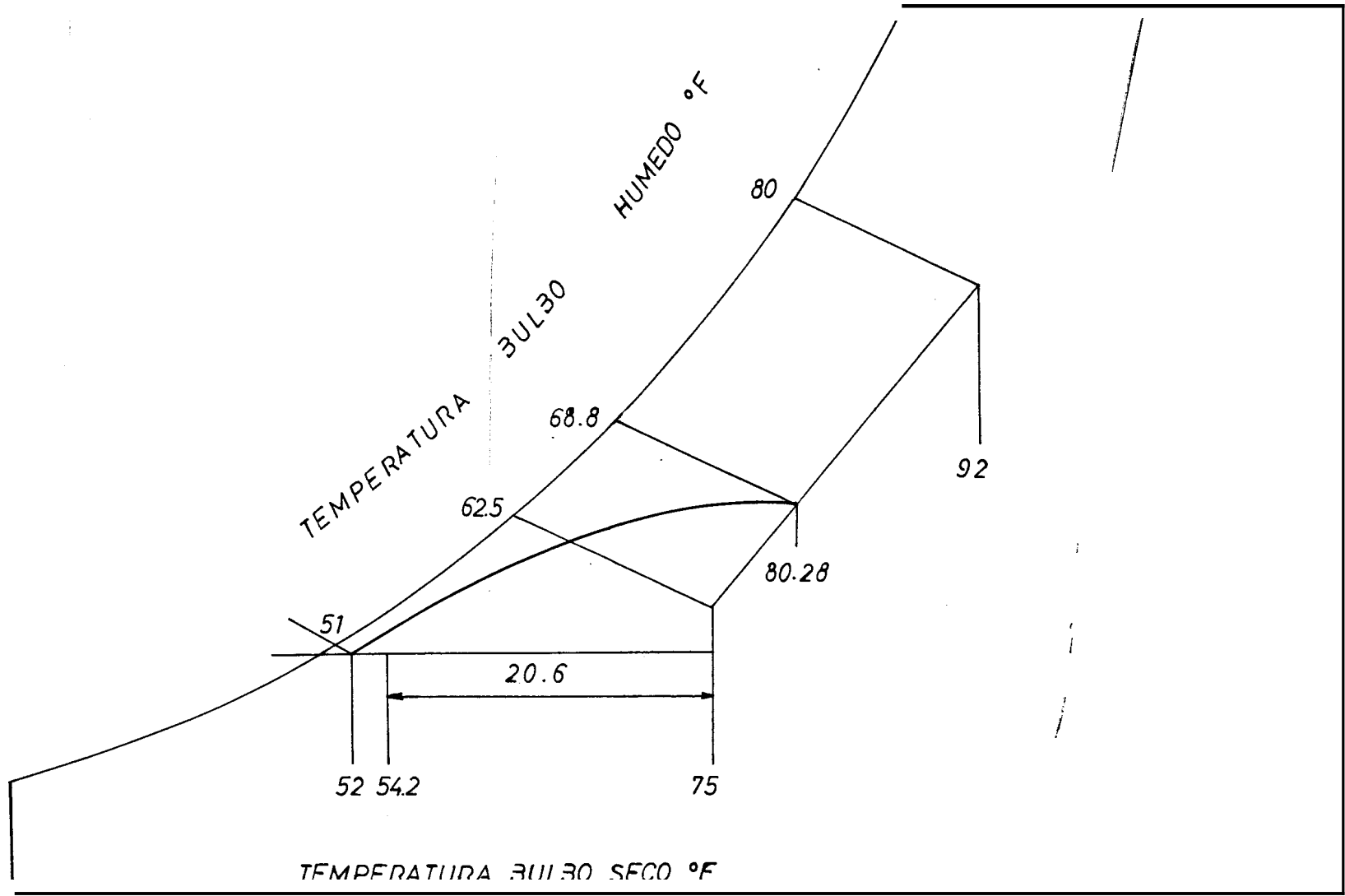
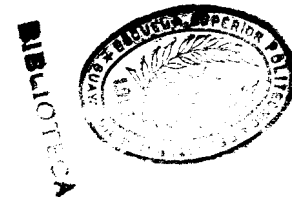


FIGURA 4

CARTA PSICROMETRICA



siguiente manera:

$$h_3 = h_1 + (2300/7400)*(h_1-h_2)$$

$$h_3 = 28.12 + (2300/7400)*15.43$$

$$h_3 = 32.92$$

Por otra parte, obtenido el valor de la entalpía a la entrada del serpentín, el cual es:

$$h_4 = 20.86$$

Podemos calcular la capacidad del serpentín de enfriamiento, a partir de la siguiente fórmula:

$$q_{\text{serpentín}} = 4.5 \text{ CFM} (h_3-h_4)$$

$$q_{\text{serpentín}} = 4.5*7400*(32.92- 20.86)$$

$$q_{\text{serpentín}} = 401600 \text{ BTU/Hr}$$

que es la capacidad total del sistema que se está diseñando.

CAPITULO IV

CALCULO DE DUCTOS DEL SISTEMA

4.1.- CANTIDAD DE AIRE SUMINISTRADO A CADA CUARTO

Como uno de los resultados del análisis psicrométrico se obtuvo el caudal de aire de mando que debe suministrarse al local acondicionado para desalojar el calor allí almacenado. En este capítulo se tratará acerca de la manera de distribuir el flujo de aire dentro del local, utilizando una red de ductos para el efecto.

En el capítulo anterior ya se estableció la cantidad de aire que se suministrará a cada uno de los locales del laboratorio. En el plano # 3 se ha representado en Planta todo el laboratorio, en donde se indica la cantidad de aire de mando, retorno y extracción, las que han sido determinadas haciendo un análisis especial para poder presurizar los diferentes ambientes, de acuerdo con las normas establecidas por la ASHRAE. En la tabla # 14 se ha hecho un listado de los diferentes caudales referidos.

Utilizando el método de reganancia estática, se ha hecho el cálculo de todo el sistema de aire de suministro, el que se realiza con la ayuda de un programa de computadora.

Para iniciar este cálculo es necesario especificar la velocidad del ducto principal, la que se determina utilizando los valores dados en la tabla # 15. Para el presente diseño se ha escogido 1800 ft/min (FPM). Como se ha empleado recalentamiento, los serpentines originan pérdida de presión estática adicional, por lo que el sistema diseñado es de media presión. Este dato también debe ser alimentado inicialmente al computador, para consideraciones de fabricación de los ductos.

En la tabla # 16 se presenta la hoja de resultados suministrados por el computador, donde se indica el flujo y la velocidad del aire, las dimensiones del ducto y la pérdida de presión estática para cada tramo de ducto.

Debido a que son pocos los cuartos que no tienen retorno de aire, este se lo hace mediante un sistema de plenum, utilizando para el efecto el tumbado falso.

Para el diseño de los ductos del sistema de extracción, vamos a utilizar el método de igual fricción, el mismo que se basa en mantener para cualquier tramo de ducto, igual porcentaje de

pérdida de presión debido a la fricción del aire dentro del ducto.

Para lograr la extracción necesaria se han localizado 4 extractores de aire (tabla # 17), cuya acción se ha escogido de acuerdo a los ambientes a los que prestan servicio, a fin de evitar correr riesgos de contaminación en uno u otro sentido, en el caso de que el sistema falle y se apague.

Para el diseño del sistema de extracción podemos utilizar el método de fricción constante, ya que los ductos tienen poco recorrido, por lo que los cálculos realizados de esta manera serán lo suficientemente exactos.

En la figura # 5 presentamos un diagrama esquemático del recorrido de ductos pertenecientes al extractor de aire EA-N1-19, designación que la mantenemos de acuerdo al diseño global del aire acondicionado del hospital, con la ayuda de este diagrama se va a ilustrar el diseño de los ductos para este extractor, forma en la cual se realizó el cálculo de todos los demás sistemas de extracción.

Para realizar el cálculo, inicialmente fijamos la velocidad del ducto principal, la que para el presente caso es de 850 Ft/min. Con un caudal de 600 Ft³/min y con la velocidad que queremos manejar, vamos a la figura # 6 donde calculamos la pérdida de fricción por cada 100 Ft para este tramo

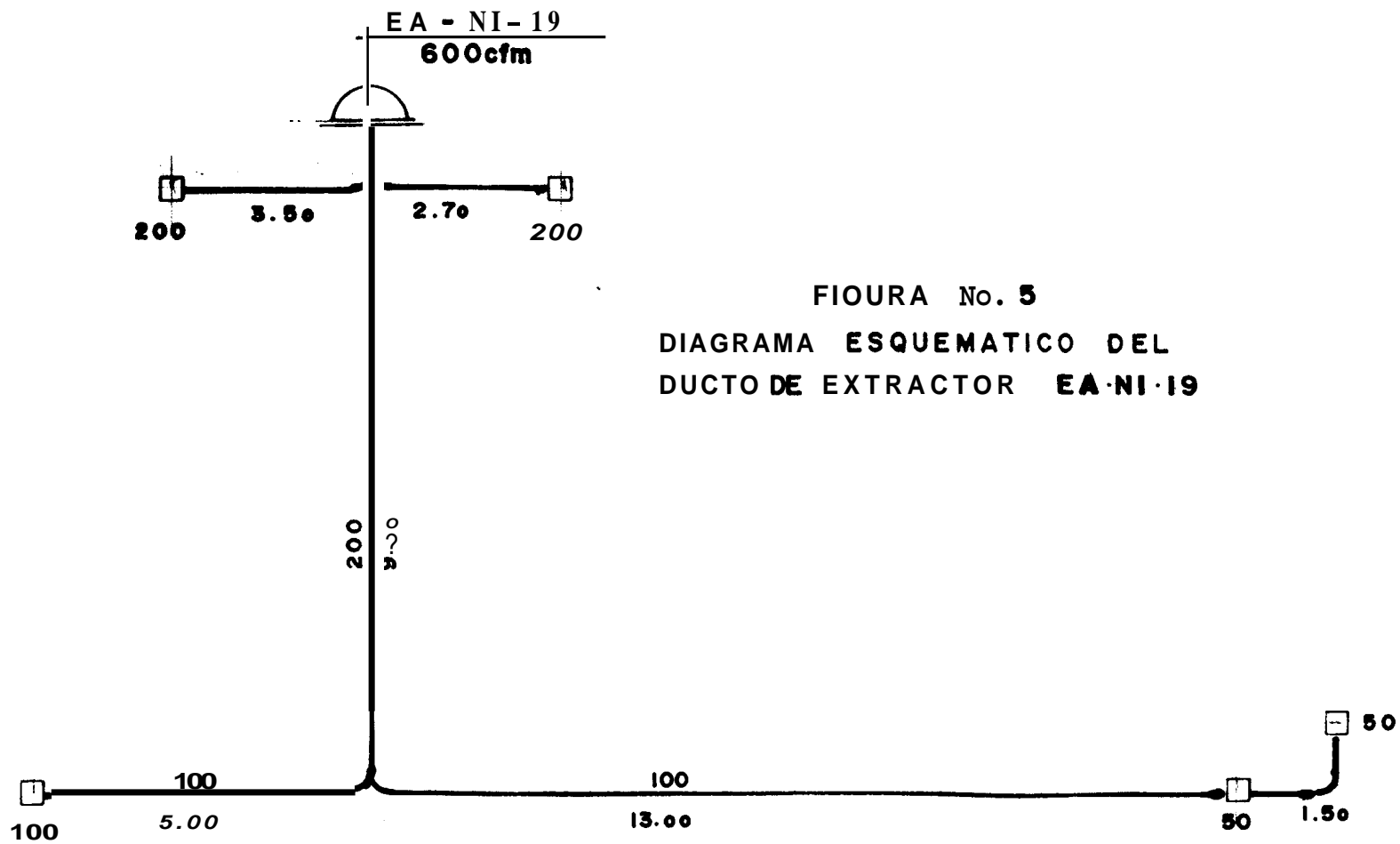
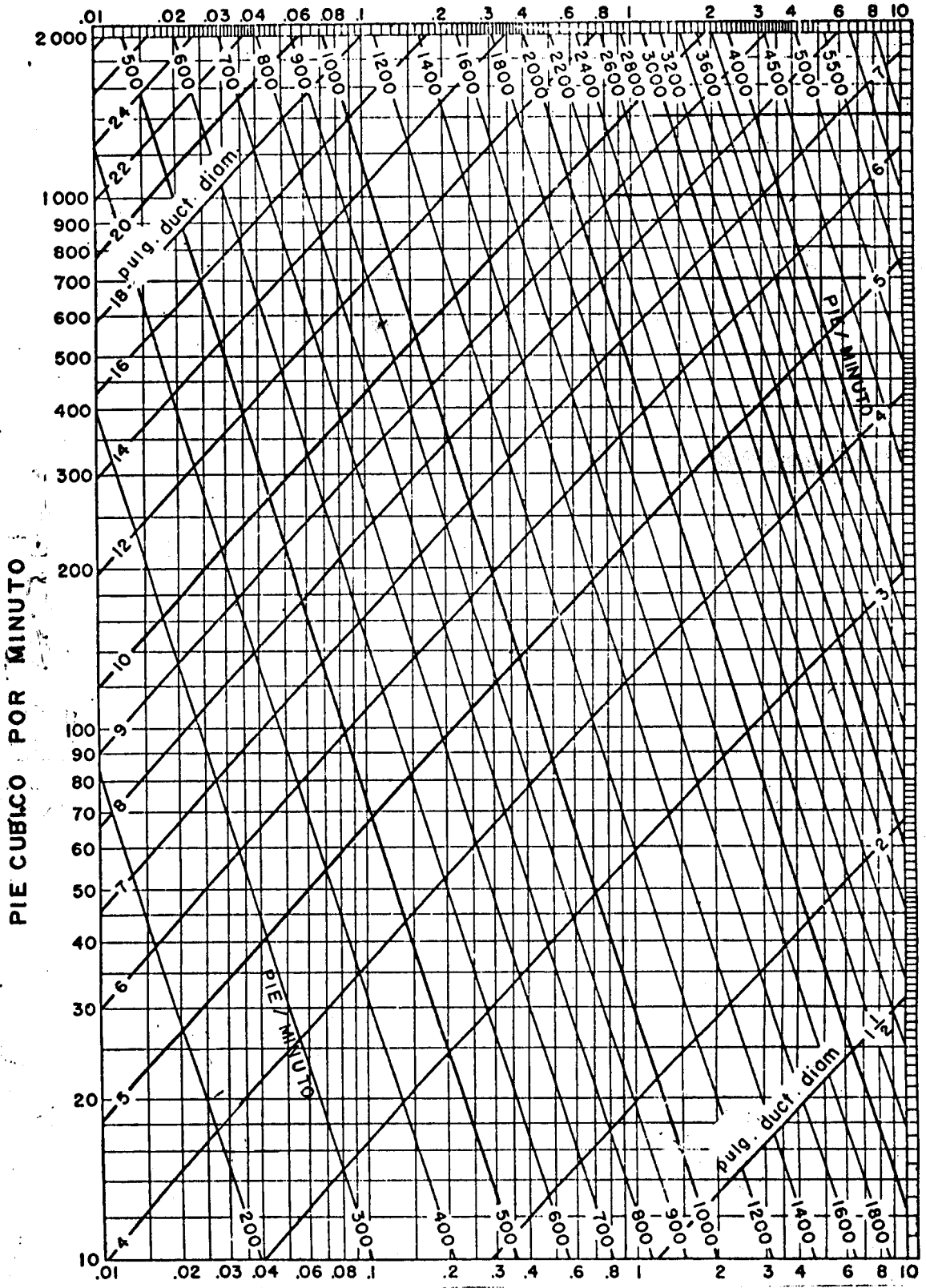


FIGURA No. 5
 DIAGRAMA ESQUEMATICO DEL
 DUCTO DE EXTRACTOR EA-NI-19



PERDIDA DE FRICCION EN PULG. DE H₂O/100 PIE D'LONG.

FIGURA No. 6

(AB). Esta pérdida de fricción la mantenemos constante a lo largo de todo el recorrido, lo que nos permitirá calcular las dimensiones de los ductos necesarios.

En la tabla # 18 se resumen los datos obtenidos para los diferentes tramos de ductos del sistema del extractor EA-N1-19.

Para obtener la pérdida de presión estática en los ductos, se debe escoger el tramo más largo, a cuya pérdida se le debe sumar la de los codos.

El tramo más largo es el AEH, cuya pérdida por fricción es de 0.0821 pulgadas de agua. En los codos tenemos:

Asumido:

codo 1:

$$\Delta P = 0.0023$$

codo 2:

$$\Delta P = 0.0003$$

Es decir que la pérdida por fricción de todo el sistema es igual a:

$$\Delta P_{\text{ductos}} = 0.0847$$

Para obtener la presión total necesaria en el ventilador para el sistema, tenemos:

$$\Delta P_{\text{ventilador}} = \Delta P_{\text{ductos}} + \Delta P_{\text{rejillas}} + VP$$

Donde VP es la presión de velocidad a la entrada del ventilador.

Como sabemos que:

$$VP = (V/4005)^2$$

De donde debido a que $V = 850 \text{ Ft/min}$:

$$VP = 0.045$$

Las pérdidas en las rejillas de extracción asumidas son de 0.1 pulgadas de agua, por lo que tendremos:

$$\begin{aligned} \Delta P_{\text{ventilador}} &= 0.3297 \text{ pulgadas de agua} \\ &= 0.33 \text{ pulgadas de agua} \end{aligned}$$

La presión total de cada uno de los extractores involucrados en el presente diseño son enlistados con su respectiva designación en la tabla # 19.

En el plano # 5 se presenta a escala el plano general de los sistemas diseñados, donde se han dibujado todas las características de los ductos, su ubicación y dimensiones, así como los serpentines de recalentamiento y los termostatos. También se localiza el plenum de retorno y todo el sistema de extracción con la ubicación de su extractor respectivo.

4.3.- SELECCION DE DIFUSORES Y REJILLAS

Una vez determinada la cantidad de aire para cada ambiente, se procede a la selección de difusores o rejillas de distribución de aire, que son aquellos elementos decorativos que nos entregan el aire y lo distribuyen en los cuartos.

Como sabemos, los difusores son los elementos colocados en el tumbado falso, que distribuyen el aire en 1, 2, 3, 4 o infinito número de direcciones (difusor circular), dependiendo del número de vías que tengamos que atender.

Se denominan rejillas de mando a aquellos elementos que poseen alabes directores y están colocados en las paredes laterales de las habitaciones.

Las rejillas de retorno o extracción son aquellas que poseen alabes fijos y pueden estar colocados en el tumbado falso o paredes, siendo su función principal la de permitir que el aire suministrado a los ambientes retorne al equipo, en cuyo caso se denomina rejilla de retorno; o, en el caso de la rejilla de extracción, permitir que el aire al ser tomado por un extractor sea expulsado del local.

Para determinar el tamaño de cada uno de los elementos de distribución de aire, sean estos difusores o rejillas de mando, deben conocerse los siguientes parámetros:

1.- CAUDAL (CFM) de aire a ser manejado por el

elemento.

2.- TIRO (Ft) que es la distancia existente entre el difusor y el suelo (10Ft para el presente caso).

3.- VELOCIDAD (FPM) que debe tener el aire a la entrada del difusor, esta velocidad es importante y se ha escogido como máximo 500 Ft/min, para estar dentro de los niveles de sonido permitidos según la norma de la ASHRAE.

Con todos estos datos, se tiene que seleccionar los difusores con ayuda de un catálogo de cualquiera de los fabricantes. En el presente diseño se han seleccionado estos elementos, utilizando el catálogo de AIR GUIDE, fabricante norteamericano de difusores y rejillas, el mismo que sirvió para realizar la selección respectiva.

Los difusores serán de aluminio anodizado y provistos de registros manuales de alabes contrapuestos, iguales o similares al modelo AVP serie "FM" de AIR GUIDE.

Las rejillas de retorno y extracción serán de aluminio anodizado, con alabes inclinados y con separación no mayor de 3/4", igual o similares al modelo RACB-OB de AIR GUIDE.

En la tabla # 20, 21 y 22 se presenta la planilla de los difusores y rejillas seleccionados de acuerdo a los criterios expuestos.

CAPITULO V

SELECCION DE EQUIPOS

5.1. SELECCION DE LA UNIDAD MANEJADORA DE AIRE

En el presente capítulo se hará básicamente una exposición pormenorizada de las características que deberán cumplir los equipos ha ser instalados en el sistema concerniente al presente estudio. Estas especificaciones tendran que ser observadas por el contratista encargado de suministrar el sistema de acondicionamiento de aire. A fin de ilustrar la forma en que se debe proceder para la selección de los diferentes equipos, se ha utilizado marcas conocidas existentes en el mercado.

La unidad manejadora de aire deberá tener la capacidad certificada de acuerdo con la norma ARI Nº 430-66 y llevará el sello del AIR CONDITIONING AND REFRIGERATION INSTITUTE (ARI).

Esta unidad deberá tener las siguientes características:

a) Carcasa: será de plancha galvanizada o pintada. Tendrá paneles removibles para el fácil acceso a todos los componentes internos y tendrá aislamiento térmico en su interior.

b) Ventilador: será del tipo centrífugo; montado sobre eje de acero, soportado sobre rodamientos de

bolas auto-alineables, instalados en el exterior de la unidad o en el interior pero con graseras extendidas al exterior. Se seleccionaran los ventiladores para que la velocidad de salida del aire (OUT LET VELOCITY) no sea mayor que 1800 Ft/min.

c) Sistema de accionamiento del ventilador: Por bandas trapezoidales con polea de diámetro fijo en el ventilador y polea de diámetro variable en el motor para regulación de la velocidad del ventilador en más o menos 5 % de la velocidad de diseño. La banda se seleccionará para una potencia no menor del 120 % de la potencia del motor, y la potencia del motor se seleccionará con un mínimo del 20 % de margen sobre la potencia requerida en el eje del ventilador cuando este opera a la velocidad de diseño, se suministrará además un tapabandas para cada una de las unidades.

d) Serpentes de agua helada: Serán fácilmente removibles de la unidad sin necesidad de desarmarla completamente. Los serpentines tendran tubos de cobre, aletas continuas de aluminio y carcasa de acero galvanizado y seran seleccionados para una velocidad máxima de flujo de aire de 500 Ft/min y 8 Ft/seg como máxima velocidad del agua en los tubos.

e) Motores eléctricos: Seran trifásicos para operación a 460 voltios, 60 Hz. Seran a prueba de

goteo del tipo ODP.

f) Aisladores de vibración: Todas las unidades estaran montadas sobre aisladores de caucho o resortes.

La selección de la UCMA se hace con el catálogo de cualquiera de los fabricantes de estos equipos, y esta dependerá de la persona que va a encargarse del suministro del sistema de aire acondicionado.

Para el presente trabajo se ha seleccionado la UCMA con el catálogo de TRANE, marca Estadounidense muy conocida en el mercado. (Ver tabla # 23).

Habiendo fijado la velocidad del aire en el serpentín y con la cantidad de aire que va a fluir por el mismo, se selecciona la máquina utilizando la carta # 2 (pag. 68) del Manual Central Station Air Handlers, la misma que será una unidad # 17.

Con la unidad seleccionada pasamos a la tabla # 9 del mismo Manual de Aire Acondicionado de TRANE "CENTRAL STATION AIR HANDLERS" donde se indica el tamaño del serpentín para condiciones standard, 30 pulgadas x 81 pulgadas, lo que equivale a un área de serpentín de 16.87 Ft².

Este valor es mayor al que se calculó a partir de la velocidad asumida de 500 Ft/min, por lo que la velocidad real del aire en el serpentín será de 440 Ft/min.

Para seleccionar el serpentín de enfriamiento y



determinar las temperaturas reales de salida del aire, debemos recurrir al catálogo respectivo del mismo fabricante, para lo cual es necesario conocer los siguientes datos:

ENTRADA DEL AIRE

TBS (EDB) = 80.3 °F

TBH (EWB) = 68.8 °F

ENTRADA DEL AGUA

TEA (EWT) = 44 °F

ΔT del agua (WTR) = 10 °F

CARGA TERMICA

Miles de BTU/Hr*Ft² (MBH/Ft²) = 23.8

Vel.del agua (FPS) = (GPM*1.66)/ancho del serpentín
= 4.4 Ft/seg.

Con estos datos vamos a las páginas 48, 49 y 50 del Manual para Aire Acondicionado de TRANE "COOLING AND HEATING COIL APPLICATION AND SELECTION DATA" donde interpolando entre 80° y 90° EDB, 68° y 69° EWB y entre 4 y 8 FPS, obtenemos la temperatura del aire, la cual es:

SALIDA DEL AIRE:

TBS = 52.38 °F

TBH = 52.16 °F

El serpentín seleccionado de las mismas tablas es el siguiente:

Nº de filas - 8

Serie - 15

Tipo - W(Standard)

Para determinar la pérdida de presión del flujo de aire utilizamos el mismo manual anterior, de donde obtenemos que para 8 hileras de tubos, serie 15 húmedo (wet), la caída de presión será de 0.85" de agua.

Ahora necesitamos seleccionar la potencia del motor y sus RPM para indicarle al fabricante nuestro requerimiento. Para lograr esto necesitamos calcular la presión estática total del sistema diseñado.

8 filas, serie 15, tipo W a 440 pie/min	= 0.85"
Filtro tipo HV (retorno)	= 0.50"
Pérdidas en ductos mando y retorno	= 0.50"
Filtro tipo HEPA (mando)	= 1.00"
Damper	= 0.01"
Serpentín de recalentamiento	= 0.15"
Difusor de aire	= 0.25"
Rejilla de retorno	= 0.25"

En total hay una pérdida de presión de:

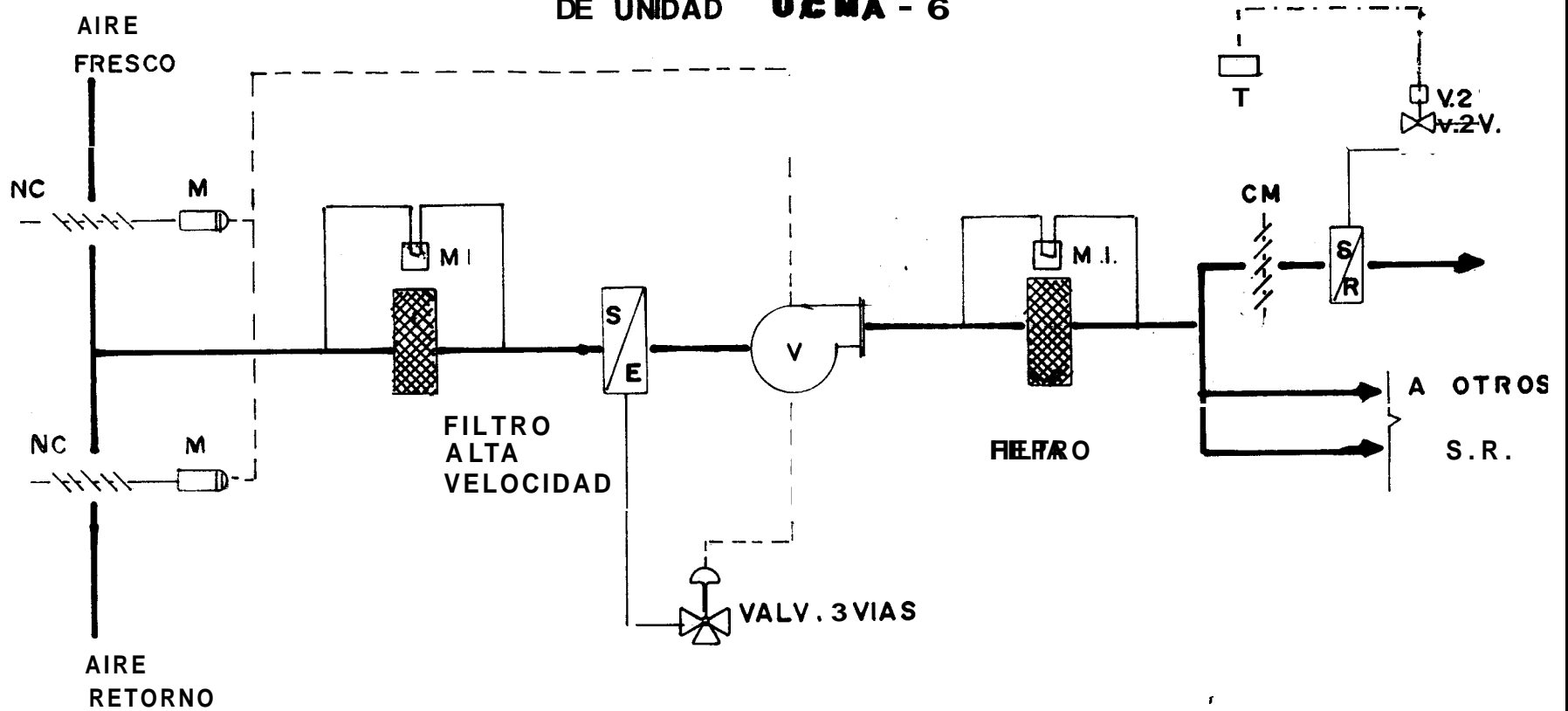
$\Delta P = 3.51$ pulg. de H_2O

De la tabla 17-3 del catálogo de TRANE "CENTRAL STATION AIR HANDLER", página 17, encontramos:

1145 RPM y 8.01 BHP

Según se presenta en el diagrama esquemático de la fig # 7, está UCMA 6 debe estar provista de un filtro en el mando(HEPA) y otro en el retorno(HV), los mismos que deben ser encargados junto con la

FIGURA 1
 DIAGRAMA DE CONTROL ESQUEMATICO
 DE UNIDAD UCMA - 6



- | | |
|----|------------------------------|
| CM | COMPUERTA MANUAL |
| M | MOTOR NEUMATICO |
| MI | MANOMETRO INCLINADO |
| NC | NORMALMENTE CERRADA |
| SE | SERPENTIN DE ENFRIAMIENTO |
| SR | SERPENTIN DE RECALENTAMIENTO |
| V | VENTILADOR |
| T | TERMOSTATO |

máquina y los cuales deben reunir las siguientes características:

FILTRO HEPA:

Estará formado por una armazón de gran rigidez fabricado con plancha de acero, malla metálica de protección del filtro en el lado de salida del aire, empaques y elemento o elementos filtrantes. El armazón será construida de forma tal que puedan cambiarse los elementos desde el lado de salida del aire.

El filtro será una unidad autocontenida completamente hermética. El elemento filtrante tendrá una eficiencia no menor de 99.97%, medida al filtrar partículas de humo de 0.3 micrones, según prueba "DOP" del U.S. ARMY CHEMICAL CORP.

Los materiales utilizados en la construcción de los elementos filtrantes serán:

Marco: Madera contrachapada tratada para ser un material retardador de incendios.

Medio filtrante: Fibra de vidrio resistente al agua.

Separadores: Aluminio.

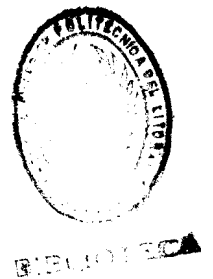
Sellante adhesivo: A base de caucho retardador de incendios.

Empaques: Esponja de neopreno colocada en el lado de salida del aire.

FILTRO DE AIRE TIPO HV.

Los elementos seran del tipo alta velocidad, retención viscosa, lavables y diseñados para una velocidad de aire de hasta 550 Ft/min. Tendran marco de plancha de acero y medio filtrante de enrejado de alambre.

En la tabla # 23 se resume las características técnicas de la UCMA 6.



5.2.- SELECCION DE LOS SERPENTINES DE RECALENTAMIENTO

Para un buen control de la temperatura de los cuartos, se hace necesario el uso de los serpentines de recalentamiento, los cuales pueden ser de agua caliente o vapor. En el presente caso, en el hospital existe un sistema de vapor, el cual tiene vapor a 15 PSIG. A esta presión, la temperatura de saturación es de 250 °F y el calor latente es 945 BTU/lb.

Los serpentines deben cumplir la norma ARI 410-72, y deben reunir los siguientes requisitos:

Aletas: Deben ser planas y de configuración continua, fabricadas en aluminio o cobre para lograr una más eficiente transferencia de calor.

Tubos: Deben ser de cobre y serán expandidos en las aletas y los cabezales para evitar fugas.

Cabezales: Serán hechos de acero gris perlítico, probados hidrostáticamente a 400 PSI antes de ser ensamblados.

Para la selección de los serpentines recurriremos al catálogo D COIL-1 NOVEMBER, 1977 de la misma Compañía TRANE, para lo cual asumiremos lo siguiente:

- 1.- El tipo de serpentín será el N, los que son de una fila y conexiones opuestas.
- 2.- La caída de presión en la válvula termostática es de 13 PSIG, es decir, que el vapor entra a

15PSIG y sale del serpentín a 2 PSIG.

Para determinar la cantidad de vapor necesario en cada serpentín, partiremos de lo siguiente:

En el punto 1 tenemos:

$$p_1 = 15 \text{ PSIG} = 29.696 \text{ PSIA} \implies h_g = 1163.89$$

$$p_2 = 2 \text{ PSIG} = 16.696 \text{ PSIA} \implies h_f = 187.56$$

Es decir que debido a que en la válvula solo existe una expansión a entalpia constante, el calor necesario para el proceso será:

$$q = m \Delta h$$

donde:

$$m = q / \Delta h$$

Sabiendo que Δh es igual a 976.33 BTU/lb_m podemos calcular la cantidad de vapor para cada uno de los serpentines.

Para ilustrar la selección y la determinación de las características del serpentín necesario, a continuación veamos el siguiente ejemplo:

SERPENTIN DE RECALENTAMIENTO # 1.

SR-1

Cantidad de aire = 850 CFM

Temperatura de entrada de aire = 54.2 °F

Temperatura de salida del aire = 75.0 °F

Asumiremos como velocidad máxima de la cara 600 Ft/min.

a) Medida del serpentín

$$A = \frac{850 \text{ ft}^3/\text{min}}{600 \text{ ft}/\text{min}} = 1.42 \text{ ft}^2$$

De la tabla # 35 del catálogo para Aire Acondicionado de TRANE "COOLING AND HEATING COILS" escogemos un serpentín de 12 x 18, con un área de 1.5 ft².

b) Cálculo de la cantidad de calor necesario:

$$\begin{aligned} q &= 1.0825 * \text{CFM} * \Delta T \\ &= 1.0825 * 850 * (75-54.2) \\ &= 19138.6 \text{ BTU}/\text{Hr} \end{aligned}$$

c) Libras de condensado por pie cuadrado de área del serpentín.

Donde:

$$m/A = 13.07 \text{ lb}/\text{Hr}/\text{ft}^2$$

En la carta 16 del Catálogo para Aire Acondicionado de TRANE "COOLING AND HEATING COILS", página 114, para 2 PSIG y un serpentín de 12x18, la carga máxima de condensado es mucho mayor que la encontrada, por lo que está correcta la selección del serpentín en este punto.

d) Ajuste de la temperatura de salida del aire.

De la carta # 15 del mismo catálogo, para 13.4

1b/Hr/ft² de condensado y 2 PSIG, el factor de corrección F_{Lc} es de 0.999 de donde la temperatura corregida será:

$$\begin{aligned} &= \frac{q}{1.0825 \cdot CFM \cdot F_{Lc}} + T_{entrada} \\ &= 75.02 \text{ } ^\circ\text{F} \end{aligned}$$

Continuamos en la página 119 del catálogo de TRANE "COOLING AND HEATING COILS" para serpentines tipo N y NS de 10 libras de vapor, donde seleccionamos un serpentín de la serie 33.

Para determinar la pérdida de presión por fricción en el serpentín, recurrimos a la carta 20 del mismo manual, donde obtenemos para la serie 33 y una velocidad de cara de 600 ft/min, un $SP = 0.105$.

En la tabla # 24 se hace un listado de todos los serpentines seleccionados, utilizando el método descrito.

5.3.- SELECCION DE LOS EXTRACTORES DE AIRE.

Con los datos resumidos en la tabla # 17 obtenidos de los cálculos del capítulo anterior, podemos seleccionar los extractores necesarios para el balanceo del sistema. Para esto, con los CFM que se necesita extraer y la presión total de los ductos diseñados, debemos recurrir a cualquier manual de fabricante de ventiladores a fin de determinar los aparatos más adecuados.

Para el trabajo que nos ocupa, todos los extractores serán del tipo de pared y deberán cumplir los siguientes requisitos:

Los ventiladores serán centrifugos, construidos totalmente en acero o aluminio, con rodamientos de bolas y casetas protectoras, cion por ciento apropiados para trabajar a la intemperie, con la provisión del drenaje adecuado para evitar el ingreso del agua de lluvia al edificio. Los motores moverán directamente al ventilador y serán monofásicos y de 60 Hz.

Los extractores tendrán capacidades certificadas por la AIR MOVEMENT AND CONTROL ASSOCIATION INC. (AMCA), y llevarán su sello.

Para ilustrar el presente trabajo, se ha utilizado un catalogo de la LOREN COOK COMPANY, fabricante de ventiladores con oficina en 2015 E. Dale Street SPRINGFIELD, Missouri 65803, cuyos productos son

ampliamente conocidos en nuestro medio.

Con los datos mencionados anteriormente recurrimos al catálogo 78RW-B2 (EFFECTIVE 9/1/73), habiendo seleccionado los cuatro ventiladores necesarios para el diseño realizado, cuyas características resumimos en la tabla # 19.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

- El presente proyecto es parte del diseño global del sistema de aire acondicionado del Hospital del IESS de Machala, cuyo trabajo total podría reunir material suficiente para varios temas de Tesis de grado que pueden ser desarrolladas por egresados de la Facultad de Ingeniería Mecánica, los mismos que contarían con el presente documento como base para el desarrollo de sus futuros trabajos.
- Una de las razones fundamentales que dieron origen a la ejecución del presente trabajo, es la no existencia en el Ecuador de normas para diseño e instalación de sistemas de acondicionamiento de aire para Hospitales, por lo que se espera que el mismo sirva como preámbulo para la realización de nuevos trabajos en esta área, de tal manera que se presente un proyecto de normalización en este sentido, a fin de que en el país se legisle al respecto y no se pierdan tantas vidas por desconocimiento de las técnicas necesarias para el acondicionamiento de aire en los Hospitales.
- Personalmente el Autor ha conocido algunos sistemas de aire acondicionado en Hospitales y Clínicas, donde no se han tomado en cuenta las especificaciones que aconsejan la técnica para estos sitios donde se



involucra la vida o salud de miles de personas que asisten o se atienden en ellos. Uno de los muchos casos ocurridos en el país, es el acontecido con un conocido periodista y escritor que ingreso al Hospital del Seguro Social de Quito para ser operado de un caso de apendicitis, y que debido a la falta de asepsia en el quirófano, contrajo un virus denominado GUILLAIN BARRE, el cual le atacó la médula espinal, provocandole una parálisis de las extremidades inferiores.

- El trabajo realizado en el presente documento, debido a la falta de información de parte de los interesados, no toma en cuenta las campanas de extracción en lo que respecta a equipos de laboratorio, por lo que de ser necesario deberá recalcularse los sistemas de ductos de los extractores, con el objetivo de mantener el balance Mando-retorno-extracción, a fin de no perjudicar el buen funcionamiento de todo el sistema. Sin embargo, a no ser que las sustancias volátiles a utilizarse sean tóxicas (TLV < 500 ppm), el sistema de captación de extracción diseñado será suficiente para evitar cualquier contaminación.

Es importante que en este sistema de aire acondicionado se tenga especial cuidado con el balanceo del mismo, para lo cual en la calibración deberen utilizarse los instrumentos necesarios de medición de flujo, temperatura y presión, así como también deberá ser escogido el personal idóneo para hacer el trabajo de

tal manera que se logren las condiciones de diseño.

- Finalmente quiero señalar que debido a que el diseño arquitectónico del edificio se realizó en primer lugar y luego se entregó los planos para el diseño de aire acondicionado, la repartición de los diferentes lugares, su ubicación y la no existencia de áreas estériles, no son las condiciones más idóneas aconsejadas por la técnica; en proyectos similares el arquitecto debe mantener conversaciones con el Ingeniero de aire acondicionado, para lograr una mejor complementación del trabajo a realizar.

Entre los temas de interés que el Autor considera importante para ser tratados en otras tesis, se pueden mencionar los siguientes:

- Diseño del sistema de aire acondicionado de quirófanos, en el cual se deben hacer diferentes consideraciones, entre las que podemos mencionar la utilización de un patrón de movimiento del aire que minimice la difusión de las bacterias y evite molestias a sus ocupantes.
- Sistemas para salas de aislamiento, donde suele ser necesario aislar a los pacientes con enfermedades contagiosas, para que no contaminen las zonas aledañas; y en el caso contrario, donde el paciente tenga un organismo muy sensible a las infecciones tales como enfermos de sida, leucemia, quemados o niños prematuros, los cuales deben ser protegidos de

cualquier contaminante. En innumerables ocasiones estas salas prestan una doble función debido a la escasez de camas en los Hospitales del País, en cuyo caso, se hace necesario que el diseñador haga consideraciones especiales.

- Sistemas de ventilación y aire acondicionado para salas de fluoroscopia, radiografía, radiología y cuartos oscuros, donde es necesario evitar la propagación de las radiaciones producidas por los equipos y materiales que en ellos se utilizan, así como también, las consideraciones que se deben hacer para evitar la penetración de rayos de luz que dañen las películas que se procesan.

Todos estos sistemas a pesar de haber sido nombrados independientemente, en la medida de las posibilidades que existan deben ser tratados como un solo conjunto, de acuerdo a la ubicación entre los mismos dentro del edificio, de tal manera que los criterios empleados respondan a los requerimientos médicos.

APENDICE A

TABLAS

TABLA # 1

CARACTERISTICAS DEL EQUIPO DE LA CENTRAL DE ENFRIAMIENTO

- Dos máquinas enfriadoras de agua (MEAC) del tipo centrífugo con una capacidad mínima de 420 TR al enfriar 1440 GPM de agua helada de 51°F a 44°F cuando 1260 GPM de agua de enfriamiento entran al condensador a 85°F.
- Dos torres de enfriamiento del tipo tiro forzado sin ventiladores, motores u otra parte electromecánica, es decir que el aire sea forzado a través de las torres por el proceso de inyección de agua. Estas torres tendrán una capacidad de enfriamiento de 1260 GPM de agua desde la temperatura de salida del condensador a plena carga hasta 85°F cuando la temperatura de bulbo húmedo del aire que entra a la torre sea de 80°F.
- Dos bombas de agua helada (BAH), una para servicio normal y otra para emergencia (STAND-BY). Esta bomba será del tipo centrífugo y de una capacidad de 1440 GPM de agua contra un diferencial de presión de 165 ft de C.A. más la pérdida real en los evaporadores de las máquinas centrífugas.
- Dos bombas de circulación de agua de enfriamiento (BAE) del tipo centrífugo y con capacidad de circulación de cada una de ellas de 1260GPM de agua contra un diferencial de presión de 20 ft C.A. más la pérdida real en el condensador de la máquina centrífuga y la pérdida estática y dinámica en las torres de enfriamiento.

- Un ablandador de agua con capacidad de 150000 granos y 20 GPM. Este debe tener regeneración automática programada por sistema de reloj y deberá suministrarse completo para operación automática incluyendo un tanque de salmuera de 100 galones.
- Un tanque de expansión construido con plancha de acero de 1m³ de capacidad.
- Un centro de control de motores completamente alambreado, formando un conjunto NEMA clase II tipo B.

TABLA # 2

ESCALA DE ET*. INDICE DE CONFORT-SALUD Y LA RELACION DE SENSACION FISIOLOGICA, RESPUESTAS EN LA SALUD DE UN HOMBRE CON EXPOSICION PROLONGADA

TEMP. EFEC.		SENSACION		FISIOLOGIA	SALUD
ESCALA		TEMPERAT.	CONFORT		
C	F				
		Limite	tolerancia	Cuerpo caliente Falla de regulacion	Colapso circulatorio
40	-	Muy caliente	Muy incon- fortable	Incremento de tension causada por transpiracion y flujo rapido de la sangre	Incremento peligroso de los golpes de calor, problemas cardiovasculares, del conocimiento
	1-100				
35	-	Caliente			
	1-90				
		Tibio	Inconfortable		
30	-	ligeramente tibio		Regulacion normal de la transpiracion y cambios vasculares	
	1-80				
25	-	Neutral	Confortable	Regulacion por cambio vascular	Salud normal
	1-70				
		Ligeramente frio			
20	-	Frio	Ligeramente inconfortable	Incremento de la perdida de calor seco. Necesidad de usar mas ropa o hacer ejercicios de calentamiento	
	1-60				
15	-	Helado			
	1-50				
				Los vasos constrictores en los pies y las manos entran a temblar o sentir escalofrios	Incremento de dolor por sequedad de las mucosas. La presion baja a 10 mmHg. Dolores musculares Deterioro de la circulacion periferica
10	-	Muy helado	Inconfortable		



BIBLIOTECA

TABLA # 3

CONTAMINACION BACTERIANA ENCONTRADA EN MEDIO AMBIENTE DE HOSPITALES

AREA	PROMEDIO DE BACTERIAS POR PIE CUBICO	RANGO DE BACTERIAS POR PIE CUBICO
UNIDAD DE ENFERMERAS		
CORREDOR	24	6-80
CUARTO DE PACIENTES	25	10-51
CUARTO DE UTILES	26	10-50
LABORATORIO DE HEMATOLOGIA	16	9-24
LAVANDERIA		
CUARTO DE SELECCION	50	25-78
LIMPIEZA Y PLANCHADO	28	12-74
CIRUGIA (EN USO)		
CORREDORES	26	4-130
CUARTO DE OPERACION	10	1-80
CUARTO DE BASURA	16	2-61
ENFERMERIA		1-2
CUARTO DE PARTOS		2-7
AISLAMIENTO PEDIATRICO		20-100

TABLA # 4

EFICIENCIAS DE LOS FILTROS UTILIZADOS EN SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO DE HOSPITALES

DESIGNACION DE AREAS	NUMERO MINIMO DE FILTROS	EFICS. DE LOS FILTROS	
		FILTRO #1	FILTRO #2
AREAS SENSITIVAS*	2	25	90
AREA DE DIAGNOSIS CUIDADO DE PACIENTES TRATAMIENTO	2	25	90**
PREPARACION DE ALIMENTOS, LAVANDERIA	1	80	--
AREA ADMINISTRATIVA ALMACENAM. DE BULTOS	1	25	--

* INCLUYE OPERACION, PARTOS, CUARTO DE RECUPERACION, ENFERMERIA, UNIDADES DE CUIDADO INTENSIVO

** PUEDE SER REDUCIDA A 80% PARA SISTEMAS USANDO AIRE EXTERNO.

TABLA # 5

CUADRO COMPARATIVO DE LOS DIVERSOS "TEST" STANDARD PARA CLASIFICAR FILTROS

ARRESTAMIENTO*	EFICIENCIA	TEST D.O.P.
(Polvo sintético)	(Polvo atmosférico)	(Humos de 0.3 μ)
100	+	** 99.97 Min.
100	+	** 99.97 Min.
100	99	95
100	90-95	80-85
99	80-85	50-60
94	50-55	20-50
95	30-35	15-20
100	85-90	60-70
75	Menos de 20	2-5
75	Menos de 20	2-5

* El arrestamiento y la eficiencia son valores promedios reportado conforme con el "test standard" de la ASHRAE 52-68.

** La máxima penetración permisible de partículas dioctilfthalato 0.03μ

TABLA # 6

INFLUENCIA DE LA CANTIDAD DE BACTERIAS AEREAS vs LA PREPARACION DE CAMAS EN UN HOSPITAL

Esa	CANTIDAD DE BACTERIAS POR METRO CUBICO	
	Dentro del cuarto de los pacientes.	En corredores fuera del cuarto de los pacientes.
Desocupado	1200	1059
Durante la preparacion de camas	4944	2260
0.17 horas despues	2119	1473
0.5 horas despues	1271	953
Desocupado total	565	-
Normal preparacion	3521	-
Preparacion de emergencia	6074	-

TABLA # 7

RELACION ENTRE PRESION GENERAL Y VENTILACION DE CIERTAS AREAS DE HOSPITAL

DESIGNACION DEL AREA	PRESION REFERENCIAL	AIRE FRESCO MINIMO CONSUMO X HORA	AIRE TOTAL MINIMO CONSUMO X HORA	AIRE DE EXTRACCION	AIRE RECIRCULADO
Cuarto de operacion, sistema de aire exterior.	P	15	15	si	no
Cuarto de operacion, sistema de aire recirculante.	P	5	25	opcional	no
Cuarto trauma	P	5	12	opcional	no
Sala de parto	P	5	12	opcional	no
Sala neonatal	P	5	12	opcional	no
Cuarto de recuperacion	P	2	6	opcional	no
Area de cuidado intensivo	P	2	6	opcional	
Sala de pacientes	E	2	2	opcional	opcional
Corredor de la sala de pacientes	E	2	4	opcional	opcional
Cuarto de aislamiento	E	2	6	si	no
Antesala del cuarto de aislamiento	E	2	10	si	no
Sala de examinacion	E	2	6	opcional	opcional
Sala de medicamento	P	2	4	opcional	opcional
Farmacia	P	2	4	opcional	opcional
Sala de tratamiento	E	2	6	opcional	opcional
Sala Rayos X fluoroscopia	N	2	6	si	no
Sala de tratamiento Rayos X	E	2	6	opcional	opcional
Terapia e hidroterapia fisica	N	2	6	opcional	opcional
Salas de trabajo y mantenimiento sucios	N	2	10	si	no
Cuarto de limpieza o mantenimiento	P	2	4	opcional	opcional
Cuarto de autopsia	N	2	12	si	no
Cuarto oscuro	N	2	10	opcional	no
Cuarto de cadaveres sin refrigeracion	N	opcional	10	si	no
Servicios higienicos	N	opcional	10	si	no
Cuarto utensilios higienicos	N	opcional	10	si	no
Banos	N	opcional	10	opcional	no
Closets sanitarios	N	opcional	10	opcional	no
Cuarto de equipos esterilizados	N	opcional	10	si	no
Cuarto de utensilios de limpieza	N	opcional	10	si	no
Laboratorio general	N	2	6	opcional	opcional
Laboratorio de transferencia media	P	2	4	opcional	no
Centro de preparacion alimentos	E	2	10	si	no
Lavadoras de platos	N	opcional	10	si	no
Bodegas de dietas	E	opcional	2	opcional	no

CONT. TABLA # 7

Lavanderia general	E	2	10	si	no
Bodega de ropa sucia	N	opcional	10	si	no
Bodega de ropa limpia	P	2(opcional)	2	opcional	opcional
Cuarto de anestesia	E	opcional	8	si	no
Central de servicios					
Cuartos sucios contaminados	N	2	6	si	no
Cuarto de trabajo limpio	P	2	4	opcional	opcional
Bodegas de equipos	E	2(opcional)	2	opcional	opcional

P= positivo, N= negativo, E= igual

TABLA # 8
FACTORES SOLARES PARA VIDRIOS

F	H	FECHA Y HORA	ALTITUD		A Z I M U T H		I	F	f	f	T	UXT	S	GANANCIA	
			SOL	SOL	PARED	SOL-PARED								DN	T
3		ENERO 9 am	43	65	296	>90	298	---	0.642	0.0074	3	3.4	0.75	---	19
4		ENERO 9 am	43	65	26	39	298	0.4823	0.1182	0.0074	3	3.4	0.75	139	30
3		ENERO 5 pm	15	290	296	6	184	0.8686	0.1515	0.0074	15	17	0.75	159	18
4		ENERO 5 pm	15	290	26	>90	184	---	0.0642	0.0074	15	17	0.75	---	27
3		ABRIL 4 pm	29	255	296	41	264	0.5778	0.1269	0.0258	16.5	18.7	0.75	153	39
4		ABRIL 4 pm	29	255	26	>90	264	---	0.0642	0.0258	16.5	18.7	0.75	---	26
3		JUNIO 9 am	39	123	296	>90	283	---	0.0642	0.0342	3	3.4	0.75	---	10
4		JUNIO 9 am	39	123	26	>90	283	---	0.0642	0.0342	3	3.4	0.75	---	10
3		DICIE.9 am	42	60	296	>90	296	---	0.0642	0.063	3	3.4	0.75	---	16
4		DICIE.9 am	42	60	26	34	296	0.5324	0.1227	0.063	3	3.4	0.75	148	30
3		DICIE.4 am	28	296	296	0	263	0.7963	0.1481	0.063	16.5	18.7	0.75	204	47
4		DICIE.4 am	28	296	26	>90	263	---	0.0642	0.063	16.5	18.7	0.75	---	30

TABLA # 9
RESISTENCIAS TERMICAS
(F.Hr.Ft .)/BTU

MATERIAL	DESCRIPCION	ESPESOR (pulg)	RESISTENCIA (1/C)
ELEMENTOS DE ALBANILERIA	Ladrillo ordinario	4	0.80
	Ladrillo hueco:		
	1 alveolo	3	0.80
	2 alveolos	6	1.52
	3 alveolos	12	2.50
	Bloques de cemento piedra y arena.	3	0.40
		4	0.71
		6	0.91
		8	1.11
		10	1.14
	12	1.28	
ENLUCIDOS	Cemento y arena	1/2	0.10
		3/4	0.15
		1	0.20
	Yeso ligero	1/2	0.32
AIRE			
CONVECCION	POSICION	FLUJO DE CALOR	
	-----	-----	
	Horizontal	Descendente	0.61
	45	"	0.62
	Vertical	Horizontal	0.68
	45	Descendente	0.76
Horizontal	Descendente	0.92	
Viento 17.5 millas/hora	Cualquier posicion	Cualquier direccion	0.3

TABLA # 10
GANANCIAS DEBIDAS A LOS OCUPANTES, EN BTU/HR

GRADO DE ACTIVIDAD	TIPO DE ACTIVIDAD	METABOLISMO HOMBRE ADULTO	METABOLISMO MEDIO	80°F		75°F		70°F	
				Sensible	Latente	Sensible	Latente	Sensible	Latente
Sentados en reposo	Teatro, escuela primaria	390	350	195	155	230	120	260	90
Sentados, trabajo muy ligero	Escuela secundaria	450	400	225	205	240	160	275	125
Empleado de oficina	Oficina, hotel, apartamento	475	450	200	250	245	205	285	165
De pie, marcha lenta	Almacenes, tienda	550	450	200	250	245	205	285	165
Sentado, de pie	Fábrica	550	500	200	300	255	245	250	250
De pie, marcha lenta	Banco	550	500	200	300	255	245	250	250
Sentado	Restaurante	550	550	220	330	280	270	320	230
Trabajo ligero en el banco del taller	Fábrica, trabajo ligero	800	750	220	530	295	455	365	385
Baile o danza	Sala de baile	900	850	245	605	325	525	400	450
Marcha, 5 Km/Hr	Fábrica, trabajo bastante penoso	1000	1000	300	700	380	620	460	540
Trabajo penoso	Pista de bowling, Fábrica	1500	1450	465	985	525	925	605	845

TABLA # 11

PROYECTO: HOSPITAL 300 CAMAS (MACHALA) *** Op-6																											
FECHA: DICIEMBRE 1986																											
GANANCIA D CALOR SENSIBLE												GANANCIA DE CALOR LATENTE		GANANCIA TOTAL													
TRANSMISION Y SOLAR												CUEPOS LUCES Y TRANSMISION															
Varios p[er]t[ur]b[aci]o[n]es Perdida tech																											
Mes																											
Cuarto	Dia	Ref.	A	Fact	Gananc	A	Fact	Gananc	Re _c	p	Fact	Gananc	Re _c	Cant.	Fact.	Gananc	Cant.	Fact.	Gananc								
#	Hora	Dir.	ft ²	MBH	ft ²	MBH	ft ²	MBH	<t ²	MBH	ft ²	MBH	<t ²	MBH	ft ²	MBH	ft ²	MBH	ft ²	MBH							
=====																											
	DIC	3	105	47	4.9	105	7.0	0.7	Prt	130	4	0.5	PRS	4	250	1.0	4	250	1.0								
1		2			0.0			0.0	Clg	372	3	1.1	LGT	372	10	3.7			0.0								
HEMATOLOG			4 P.M. EC			0.0	0	0.0	0.0	Fir	372	4	1.5	EQP	1.4	3412	4.8	1	2380	2.4	18.3	3.4					

				TOTAL	4.9					TOTAL	0.7					TOTAL	3.1					TOTAL	9.5			TOTAL	3.4
=====																											
		1	0	0	0.0	0	7.0	0.0	Prt	428	4	1.7	PRS	6	250	1.5	6	250	1.5								
2		2			0.0			0.0	Clg	501	3	1.5	LGT	501	10	5.0			0.0								
URGENCIAS			TECHO			0.0	0	0.0	0.0	Fir	501	4	2.0	EQP	0	0.0			0.0	11.7	1.5						

				TOTAL	0.0					TOTAL	0.0					TOTAL	5.2					TOTAL	6.5			TOTAL	1.5
=====																											
	DIC	3	105	47	4.9	105	7.0	0.7	Prt	0	-	0.0	PRS	4	250	1.0	4	250	1.0								
3		2			0.0			0.0	Clg	0	-	0.0	LGT	450	10	4.5			0.0								
QUIM. ESP			4 P.M. TECHO			0.0	0	13.5	0.0	Fir	450	4	1.8	EQP	1.8	3412	6.1	1	250	0.25	19.1	1.25					

				TOTAL	4.9					TOTAL	0.7					TOTAL	1.8					TOTAL	11.6			TOTAL	1.25
=====																											
		1	0	0	0.0		4.0	0.0	Prt	0	-	0.0	PRS	3	250	0.8	3	250	0.8								
4		2			0.0		4.0	0.0	Clg	0	-	0.0	LGT	264	10	2.6			0.0								
HEMOT-OF.			TECHO			0.0	3.0	0.0	0.0	Fir	264	4	1.1	EQP		0.0			0.0	4.4	0.8						

				TOTAL	0.0					TOTAL	0.0					TOTAL	3.4					TOTAL	0.8				

ONT TDBLQ # 11

	1	0	0	0.0	4.0	0.0	Prt	0	-	0.0	PRS	3	250	0.8	3	250	0.8			
4	2	0	0	0.0	4.0	0.0	Clg	0	-	0.0	LGT	264	10	2.6			0.0			
HEMOT-OF.	TECHO			0.0	3.0	0.0	Flr	24	4	1.1	EQP			0.0			0.0	4.4	0.8	
				TOTAL	0.0	TOTAL	0.0	TOTAL		1.1	TOTAL	3.4	TOTAL		0.8					
	DIC	3	48	47	2.3	48	7.0	0.3	Prt	0	-	0.0	PRS	2	250	0.5	2	250	0.5	
5	3	0	0	0.0			Clg	0	-	0.0	LGT	29	10	1.3			0.0			
MICROBIO.	4P.M.TECHO			0.0	0.0	0.0	Flr	129	4	0.5	EQP	0.5	3412	1			0.0	6.6	0.5	
				TOTAL	2.3	TOTAL	0.3	TOTAL		0.5	TOTAL	3.5	TOTAL		0.5					
	DIC	3	48	7	2.3	48	7.0	0.3	Prt	-	0.0	PRS	2	250	0.5	2	250	0.5		
6	2			0.0			Clg	-	0.0	LGT	197	10	2.0			0.0				
LAV Y BT	W.M.TECHO			0.0	0.0	0.0	Flr	197	4	0.8	EQP	2	3412	6.8	1	24.820	2448	12.7	8.3	
				TOTAL	2.3	TOTAL	0.3	TOTAL		0.8	TOTAL	9.3	TOTAL		8.3					
	1	0		0.0	7.0	0.0	Prt	168	4	0.7	PRS	6	250	1.5	6	250	1.5			
7	2			0.0			Clg	-	0.0	LGT	366	10	3.7			0.0				
MUESTRAS	TECHO			0.0	0.0	0.0	Flr	366	4	1.5	EQP			0.0			0.0	7.3	1.5	
				TOTAL	0.0	TOTAL	0.0	TOTAL		2.1	TOTAL	5.2	TOTAL		1.5					
	3	0	0	0.0	0	7.5	0.0	Prt	19	4	1.7	PRS	2	250	0.5	2	250	0.5		
8	2			0.0			Clg	0	-	0.0	LGT	201	10	2.0			0.0			
RECEP. Y	TECHO			0.0	0	0.5	0.0	Flr	255	4	1.0	EQP	0	-	0.0			0.0	5.2	0.5
T. MUEST.																				
				TOTAL	0.0	TOTAL	0.0	TOTAL		2.7	TOTAL	2.5	TOTAL		0.5					
	1	0	0	0.0	0	-	0.0	Prt	0	-	0.0	PRS	4	250	1.0	4	250	1.0		
9	2			0.0			0.0	Clg	0	-	0.0	LGT	143	10	1.4			0.0		
MICROSCOP	TECHO			0.0	0	0.0	0.0	Flr	143	4	0.6	EQP	0	-	0.0			0.0	3.0	1.0
				TOTAL	0.0	TOTAL	0.0	TOTAL		0.6	TOTAL	2.4	TOTAL		1.0					

CONT. TABLA # 11

	D	4	31	30	0.9	31	4.0	0.1	Prt 155	4	0.6	PRS	2	250	0.5	2	250	0.5			
10		2			0.0			0.0	Cig 0	-	0.0	LGT	122	10	1.2						
HISTOPATO	9	TECH			0.0	0	0.0	0.0	Fir 122	4	0.5	EQP	0.5	3412	1.7	1	250	0.25	5.6	0.75	
					TOTAL	0.9			TOTAL	0.1			TOTAL	3.4				TOTAL	0.75		
		1	0	0	0.0			0.0	Prt 210	4	0.8	PRS	8	250	2.0	3	250	2.0			
11		2	0	0	0.0			0.0	Cig 0	-	0.0	LGT	117	10	1.2						
SAL.REUNI		TECHO			0.0	3.0	0.0	0.0	Fir 117	4	0.5	EQP		-	0.0				0.0	4.5	2.0
					TOTAL	0.0			TOTAL	1.3			TOTAL	3.2				TOTAL	2.0		
		4	0	0	0.0	0	-	0.0	Prt 310	4	1.2	PRS	8	250	2.0	8	250	2.0			
12		3	0	0	0.0			0.0	Cig 0	-	0.0	LGT	223	10	2.2						
SECRETARI		TECHO			0.0	0.0	0.0	0.0	Fir 253	4	1.0	EQP	0		0.0				0.0	6.4	2.0
					TOTAL	0.0			TOTAL	2.2			TOTAL	4.2				TOTAL	2.0		
		1	0	0	0.0	-	0.0	0.0	Prt 313	4	1.3	PRS	6	250	1.5	6	250	1.5			
13		2			0.0			0.0	Cig 74	11	0.8	LGT	327	10	3.3						
PATOLOGIA		TECHO			0.0	-	0.0	0.0	Fir 360	4	1.4	EQP		-	0.0				0.0	8.3	1.5
					TOTAL	0.0			TOTAL	3.5			TOTAL	4.8				TOTAL	1.5		
		1	0		0.0			0.0	Prt 597	4	2.4	PRS	5	250	1.3	5	250	1.3			
14		2			0.0			0.0	Cig 113	11	1.2	LGT	465	10	4.7						
SEC.JEFAT		TECHO			0.0			0.0	Fir 465	4	1.9	EQP			0.0				0.0	11.4	1.3
					TOTAL	0.0			TOTAL	5.5			TOTAL	5.9				TOTAL	1.3		
		1	0		0.0			0.0	Prt		0.0	PRS							0.0		
15		2			0.0			0.0	Cig		0.0	LGT	1152	6	6.8				0.0		
CORREDOR		TECXC			0.0			0.0	Fir		0.0	EQP							0.0	6.8	
					TOTAL	0.0			TOTAL	0.0			TOTAL	6.8				TOTAL	0.0		

TABLA # 12

VARIACIONES DE LA TEMPERATURA EXTERIOR EN GUAYAQUIL

HORA	TEMPERATURAS EXTERIORES (°F)	
	Bulbo seco	Bulbo huaedo
5 a.m.	74.0	71.8
6 a.m.	74.4	72.4
7 a.m.	75.0	72.7
8 a.m.	76.0	73.5
9 a.m.	78.0	74.8
10 a.m.	80.5	76.4
11 a.m.	84.0	77.8
12 a	87.0	78.7
1 p.m.	90.0	79.4
2 p.m.	91.5	79.8
3 p.m.	92.0	80.0
4 p.m.	91.5	79.8
5 p.m.	90.0	79.4
6 p.m.	88.3	79.1
7 p.m.	86.3	78.5
8 p.m.	84.5	78.0
9 p.m.	83.0	77.5

CAUDALES DE AIRE DE SUMINISTROS Y AIRE EXTERIOR DE LOS CUOLES ACONDICIONADOS

# CUARTO	Q (MBH)	L (MBH)	VOLUMEN (FEET)	CFM MANDO	CFM	CFM		CFM
				g/h	g/h	/AT	g/h	
1	10.70	3.10	3720	9	550	850	7	124
2	11.70	1.50	4010	9	750	520	2	167
3	10.10	1.25	3500	9	700	848	2	150
4	4.40	1.80	2540	9		195		88
5	5.60	0.50	1290	9	194	295	2	43
6	12.70	18.50	1970	9	550	570	2	60
7	7.30	1.50	3660	9	550	325	2	122
8	5.20	0.50	2350	9	550	380		85
9	3.00	1.20	1430	9	300	184	2	40
10	5.60	0.75	1220		160	249		
11	1.50	2.00	1170		100	335		40
12	5.40	2.00	2530		380	184		74
13	8.10	1.50	3500		350	360		109
14	11.40	1.30	4650	7	698	504	2	155
15	4.50		2000		195	200		155
TOTALES	121.10	43.70	45560	-	6015	5904		1510



BIBLIOTECA

TABLA # 14

CAUDAL DE AIRE DE SUMINISTRO, RETORNO Y EXTRACCION

# CUARTO	SUMIN AIRE (CFM)	RETORNO (CFM)	EXTRACCION (CFM)
1 HEMATOLOGIA	850		200
2 URGENCIAS	750	450	100
3 QUIM ESP	850		200
4 HEMAT OF	400	300	
5 MICROBIOL	300		200
6 LAV Y EST	600		700
7 MUESTRAS	550	400	50
8 REC Y T.M.	400	250	50
9 MICROSCO	250	150	
10 HISTOPATO	250		150
11 SAL REUN	250	150	100
12 SECRETAR	400	150	300
13 PATOLOGIA	550	400	
14 SEC JEFAT	700	600	350
15 CORREDOR	300	2250	
TOTAL ES	7400	5100	2400

PROGRAMA DE TRUCOS POR PROGRAMACIÓN ESTAD.

UBICACIÓN: HOSPITAL DE CÁNCER DE PUEBLO
 CLASIFICACIÓN: CÁNCER DE LABIO INFERIOR
 DISEÑO: DR. RAFAEL GONZÁLEZ MARTÍNEZ
 FECHA: 15/01/89

TABLA # 15

VELOCIDAD DE AIRE MÁXIMA

VELOCIDAD DE AIRE MÁXIMA (VELOCIDAD DE AIRE MÁXIMA)

VELOCIDAD DE AIRE MÁXIMA

TRAMO	CONCEPTO	RESISTENCIA		SPL/FT	ESUELAS		TEATROS Y		EDIFICIOS	
		1	2		EDIFICIOS	PUBLICOS	INDUSTRIALES	INDUSTRIALES		
1-1	Tomas de aire ext.	800			900				1200	
1-2		400	2	0	0	14	X	4	1092	1-113
1-3		400	2	0	0	14	X	4	1092	1-113
1-4	Filtros	750			350			6	3505	1-326
1-5		500	1	0	0	14	X	5	1026	1-37
1-6		500	2	0	0	14	X	4	842	1-96
1-7	Serpent. de calent.	500			600			7	7007	1-157
1-8		5000	6	0	0	40		14	1891	1-202
1-9		500	2	0	0	14		7	1248	1-41
1-10	Serpent. de enf.	450			500				600	1-98
1-11		425	2	0	0	14				1-110
1-12		400	2	0	0	14				1-110
1-13	Lavadores de aire	500			500				500	
1-14		500	2	0	0	14				1-110
1-15		400	2	0	0	14				1-110
1-16	Salida de ventilad.	1700			1500-2200				1700-2800	
1-17		1700	2	0	0	14		4	1700	1-110
1-18		1700	2	0	0	14		4	1700	1-110
1-19	Ducto principal	800-1200			1100-1600				1300-2200	
1-20		800	2	0	0	14		2	1000	1-110
1-21		800	2	0	0	14		2	1000	1-110
1-22	Ductos secundarios	700-1000			800-1300				1000-1800	
1-23		700	2	0	0	14		12	1000	1-110
1-24		700	2	0	0	14		12	1000	1-110
1-25		500	2	0	0	14		4	842	1-96
1-26		500	2	0	0	14		4	842	1-96
1-27		500	2	0	0	14		4	842	1-96
1-28		500	2	0	0	14		4	842	1-96
1-29		500	2	0	0	14		4	842	1-96
1-30		500	2	0	0	14		4	842	1-96
1-31		500	2	0	0	14		4	842	1-96
1-32		500	2	0	0	14		4	842	1-96
1-33		500	2	0	0	14		4	842	1-96
1-34		500	2	0	0	14		4	842	1-96
1-35		500	2	0	0	14		4	842	1-96
1-36		500	2	0	0	14		4	842	1-96
1-37		500	2	0	0	14		4	842	1-96
1-38		500	2	0	0	14		4	842	1-96
1-39		500	2	0	0	14		4	842	1-96
1-40		500	2	0	0	14		4	842	1-96
1-41		500	2	0	0	14		4	842	1-96
1-42		500	2	0	0	14		4	842	1-96
1-43		500	2	0	0	14		4	842	1-96
1-44		500	2	0	0	14		4	842	1-96
1-45		500	2	0	0	14		4	842	1-96
1-46		500	2	0	0	14		4	842	1-96
1-47		500	2	0	0	14		4	842	1-96
1-48		500	2	0	0	14		4	842	1-96
1-49		500	2	0	0	14		4	842	1-96
1-50		500	2	0	0	14		4	842	1-96

TABLA # 16

DISEÑO DE DUCTOS POR RESONANCIA ESTÁTICA

OBRA : HOSPITAL 300 CAMAS DEL IESS
 DESCRIPCION : UCMA 6 + LABORATORIO
 DISEÑADO POR : MARCOS ZAMBRANO CASTRO
 FECHA : 4/02/88

CFM INICIAL = 7400 ### VELOCIDAD INICIAL = 1800
 DIM. TRAMO (1,2) = 42X14 ## LONG. TRAMO (1,2) = 12 mts.
 DUCTO DE MEDIA PRESION

DISEÑO DE DUCTOS POR RESONANCIA ESTÁTICA											
DATOS DE ENTRADA						RESULTADOS					
TRAMO ACTUAL	TRAMO ANTER.	Q2 (CFM)	L2 (mts)	SPL2/E4 (in)	CODOS H V	DIMENSION DUCTO				VEL. (FPM)	SPL/E4 (in-H2O)
2-3	1-2	850	2	0	1 0	14	X	6		1457	-125
3-1	2-3	425	2	0	1 0	14	X	4		1092	-113
3-2	2-3	425	2	0	1 0	14	X	4		1092	-113
2-4	1-2	750	3	0	1 0	14	X	6		1285	-325
4-5	2-4	500	2	0	1 0	14	X	5		1028	-37
5-1	4-5	250	4	0	1 0	14	X	4		642	-95
4-1	2-4	250	2	0	1 0	14	X	3		857	-187
2-6	1-2	5800	8	0	0 0	40	X	7		1495	-203
6-7	2-6	850	2	0	1 0	14	X	7		1248	-41
7-1	6-7	425	2	0	1 0	14	X	5		874	-195
7-2	6-7	425	2	0	1 0	14	X	5		874	-195
6-8	2-6	400	4	0	1 0	14	X	4		1028	-56
8-1	6-8	150	3	0	1 0	12	X	3		600	-137
8-2	6-8	250	2	0	1 0	14	X	3		857	117
6-9	2-6	4550	7	0	0 0	40	X	13		1260	-48
9-10	6-9	900	2	0	1 0	14	X	7		1028	-87
10-1	9-10	600	2	0	Y 0	18	X	6		800	-67
10-2	9-10	660	2	0	1 0	14	X	4		1111	-46
9-11	6-9	550	2	0	1 0	14	X	6		1112	-149
11-1	9-11	200	2	0	1 0	14	X	3		685	-19
11-2	9-11	150	2	0	a 0	12	X	3		600	-145
11-3	9-11	200	2	0	1 0	12	X	4		600	-140
9-13	6-9	3100	6	0	0 0	36	X	12		1033	-78
13-14	9-13	400	3	0	1 0	14	X	5		822	33
14-1	13-14	250	2	0	1 0	14	X	4		642	-1
14-2	13-14	150	2	0	1 0	12	X	3		600	-8
13-15	9-13	2700	4	0	0 0	32	X	13		934	-2
15-16	13-15	1450	3	0	1 0	24	X	11		790	-15
16-1	15-16	250	4	0	1 0	14	X	5		514	-55
16-17	15-16	1200	5	0	0 0	22	X	12		654	-21
17-1	16-17	250	5	0	2 0	14	X	6		428	-15
17-5	16-17	400	5	0	1 0	14	X	8		514	19
5-9	17-5	250	2	0	1 0	14	X	6		428	5

CONT. TABLA # 16

DICEWO DE DUCTOC POR REGANANCIA ECTATICA

=====											
OBRA		: HOSPITAL 300 CAMAS DEL IESS									
DESCRIPCION		: UCMA 6 * LABORATORIO									
DISEÑADO POR		: MARCOS ZAMBRANO CASTRO									
FECHA		: 4/02/88									
=====											
CFM INICIAL = 7400 *** VELOCIDAD INICIAL = 1800											
DIM. TRAMO (1,2) = 42X14 ** LONG. TRAMO (1,2) = 12 mts.											
DUCTO DE MEDIA PRESION											
=====											
		DATOS DE ENTRADA					RESULTADOS				
=====											
TRAMO	TRAMO	Q2	L2	SPL2*E4	CODOS		DIMENSION DUCTO			VEL.	SPL*E4
ACTUAL	ANTER.	(CFM)	(mts)	(in)	H	V	W	X	H	(FPM)	(in-H2O)
=====											
5-10	17- 5	150	2	0	1	0	12	X	5	360	-27
17-18	16-17	550	6	0	1	0	14	X	12	471	-24
18- 1	17-18	400	2	0	1	0	14	X	10	411	4
18- 2	17-18	150	2	0	1	0	12	X	5	360	-7
15-19	13-15	1250	3	0	0	0	20	X	11	818	-23
19- 6	15-19	550	2	0	1	0	14	X	8	707	9
6- 1	19- 6	300	2	0	2	0	14	X	6	514	-31
6- 2	19- 6	250	2	0	0	0	14	X	5	514	-64
=====											

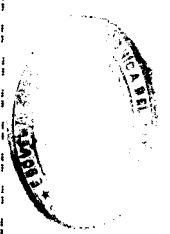


TABLA # 17
EXTRACTORES DE AIRE EA
TIPO DE PARED

EXTRACTOR #	MODELO TW	CAUDAL CFM	MOTOR HP	RPM	BHP	CANTIDAD	SP " H2O
EA-N1-17	9C15W	450	1/10	1550	0.043	1	1/4
EA-N1-18	10C15W	700	1/10	1550	0.067	1	1/8
EA-N1-19	10C15W	600	1/10	1550	0.076	1	3/8
EA-N1-20	9C10W	300	1/40	1050	0.013	1	1/8

TABLA # 18
EXTRACTOR EA-N1-19

TRAMOS	CAUDAL pie /min	f/100 "H2O/100	V pie/min	L pie	hf pulg H2O	DIMENSION DUCTO W*h pulg*pulg
1-2	600	0.027	500	3.28	0.088	16x12
2-3	200	0.027	380	11.5	0.310	10x 5
2-4	200	0.027	380	8.2	0.220	10x 5
2-5	200	0.027	380	31.2	0.840	12x 4
5-6	100	0.027	320	18.0	0.490	10x 3
5-7	100	0.027	320	42.7	1.150	10x 3
7-8	50	0.027	280	4.9	0.130	10x 3

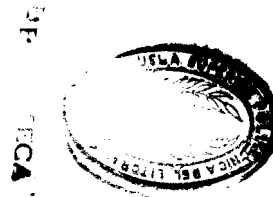


TABLA # 19
CAPACIDADES DE EXTRACTORES
DE AIRE

EXTRACTOR #	CAUDAL CFM	PRESION TOTAL (Pulg H2O)
EA-N1-17	450	0.240
EA-N1-18	700	0.120
EA-N1-19	600	0.330
EA-N1-25	300	0.118

TABLA # 20
DIFUSORES DE AIRE DA

DIFUSOR #	TAMAÑO pulg	FLUJO CFM	VIAS	CANTIDAD
DA-1	12X12	425	4	4
DA-2	12X12	300	4	3
DA-3	12X12	250	4	9
DA-4	9X 9	150	4	4
DA-5	9X 9	200	2	1
DA-6	9X 9	200	4	1
DA-7	9X 9	150	3	1
DA-8	15X15	600	4	1
DA-9	12X12	400	4	1

TABLA # 2 I

REJILLAS DE RETORNO RR

REJILLA #	TAMAÑO (pulg)	RETORNO (CFM)	CANTIDAD
RR-1	24X12	750	2
RR-2	10X 6	150	9
RR-3	10X 8	200	1
RR-4	10X 6	100	3
RR-5	12X12	300	2
RR-6	12X12	400	1

TABLA # 22

REJILLAS DE RETORNO RR

REJILLA #	TAMAÑO (pulg)	FLUJO (CFM)	CANTIDAD
EA-N1-17			
RE-1	10X 8	150	3
EA-N1-18			
RE-1	24X12	700	1
EA-N1-19			
RE-1	10X 8	200	2
RE-2	10X 6	50	2
RE-3	10X 6	100	1
RE-1	10X 8	200	1

TABLA #23

CARACTERISTICAS TECNICAS DE LA UCMA 6
 AREA ACONDICIONADA: LABORATORIOS.

PRESION ESTATICA EXTERIOR			3.00
FLUJO DE AIRE (CFM)			
=====			
MANDO			7400
MAXIMO DEL SERPENTIN			7400
RETORNO			5100
AIRE EXTERNO			2300
SERPENTIN DE ENFRIAMIENTO			
=====			
TEMPERATURA DE AIRE (oF)			
	bs	bh	
RETORNO	75.0	62.5	
EXTERIOR	92.0	80.0	
ENTRADA			
DEL			
SERPENTIN	80.3	68.8	
SALIDA			
DEL			
SERPENTIN	52.0	51.0	
CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO 401.6 MBH			
FLUJO DE AGUA HELADA: 79.52 GPM			



TABLA # 24

SERPENTINES DE RECALENTAMIENTO

TIPO N DE 1 HILERA DE TUBOS

DESIGNACION	TAMAÑO WXh(pulg)	CAUDAL CFM	q (BTU/hr)	m (lb/hr)	SP " H2O	SERIE	CANTIDAD
SR-1	18X12	850	19138.6	19.60	0.105	33	2
SR-2	18X12	900	20311.0	20.80	0.105	33	1
SR-3	18X12	750	16926.0	17.34	0.105	33	1
SR-4	12X 6	400	9027.2	9.25	0.105	33	3
SR-5	12X12	550	12412.4	12.71	0.105	33	3
SR-6	12X 6	250	5642.0	5.78	0.105	33	2
SR-7	18X 9	700	15797.6	16.18	0.105	33	1

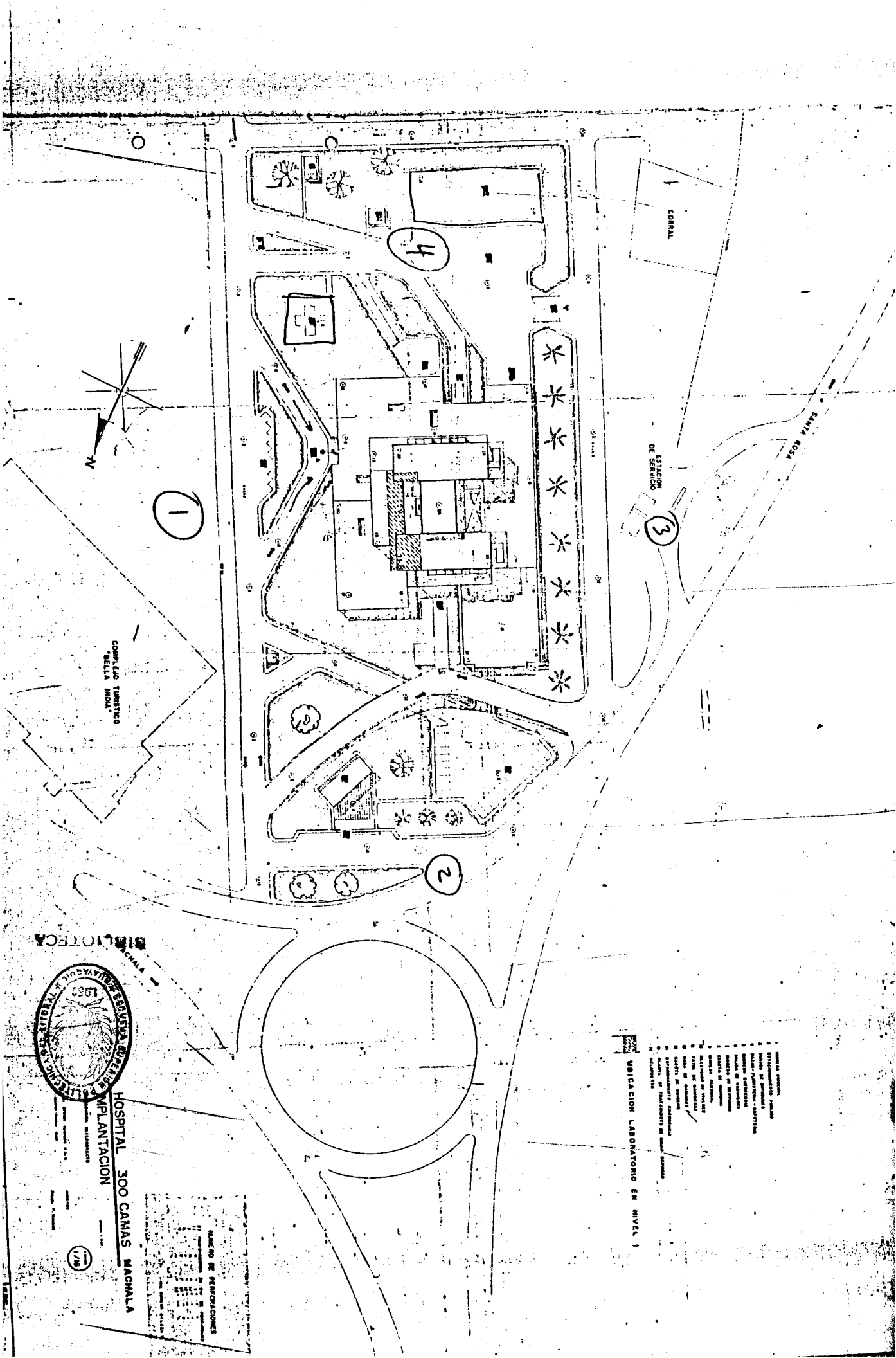
TEMPERATURA DE ENTRADA DEL AGUA = 54.2 °F

TEMPERATURA DE SALIDA DEL AGUA = 75 °F

BIBLIOGRAFIA

- 1.- M. Chalén, Sistemas de Aire Acondicionado para Instalaciones Hospitalarias y Afines (Guayaquil, Ecuador: ESPOL, 1984).
- 2.- Sociedad Americana Ing. de Calefacción, Refrigeración y A. Acondicionado, Guide and Data Book Applications (New York: Ashrae, 1971).
- 3.- Sociedad Americana Ing. de Calefacción, Refrigeración y A. Acondicionado, Handbook Applications (New York: Ashrae, 1978).
- 4.- Sociedad Americana Ing. de Calefacción, Refrigeración y A. Acondicionado, Handbook of Fundamentals (New York: Ashrae, 1981).
- 5.- Sociedad Americana Ing. de Calefacción, Refrigeración y A. Acondicionado, Guide and Data Book Equipment (New York: Ashrae, 1972).
- 6.- E. Donoso, Fundamentos de Aire Acondicionado, (Guayaquil, Ecuador: Escuela Superior Politécnica del Litoral, 1982).
- 7.- Instituto Mexicano del Seguro Social, Normas de Ingeniería de Diseño de Aire Acondicionado en Hospitales (México DF:1972).
- 8.- Commercial Air Conditioning Division, Central Station Air Handler (CS CLCH-2; Wisconsin: Trane, 1980).
- 9.- Commercial Air Conditioning Division, Central Station Air Handler (DS CLCH-1; Wisconsin: Trane, 1977).

10.- Commercial Air Conditioning Division, Cooling and Heating Coils (D COIL-1; Wisconsin: Trane, 1977).



COMPLEJO TURISTICO
"BELLA HORA"

CORRAL

ESTACION
DE SERVICIO

SANTA ROSA

BIBLIOTECA



HOSPITAL 300 CAMAS MAGHALLA
PLANTACION

- UBICACION LABORATORIO EN NIVEL 1
- SERVICIO DE PATOLOGIA CLINICA
 - SERVICIO DE PATOLOGIA ANATOMICA
 - SERVICIO DE PATOLOGIA BACTERIOLOGICA
 - SERVICIO DE PATOLOGIA MICOLOGICA
 - SERVICIO DE PATOLOGIA PARASITARIA
 - SERVICIO DE PATOLOGIA VETERINARIA
 - SERVICIO DE PATOLOGIA VEGETAL
 - SERVICIO DE PATOLOGIA DE INSECTOS
 - SERVICIO DE PATOLOGIA DE PISCICULTURA
 - SERVICIO DE PATOLOGIA DE AVICULTURA
 - SERVICIO DE PATOLOGIA DE CARIACULTURA
 - SERVICIO DE PATOLOGIA DE MAMIFEROS
 - SERVICIO DE PATOLOGIA DE REPTILES Y ANFIBIOS
 - SERVICIO DE PATOLOGIA DE MAMIFEROS DOMESTICOS
 - SERVICIO DE PATOLOGIA DE MAMIFEROS SILVESTRES
 - SERVICIO DE PATOLOGIA DE MAMIFEROS MARINOS
 - SERVICIO DE PATOLOGIA DE MAMIFEROS TERRESTRES
 - SERVICIO DE PATOLOGIA DE MAMIFEROS ACUATICOS
 - SERVICIO DE PATOLOGIA DE MAMIFEROS TERRESTRES Y ACUATICOS
 - SERVICIO DE PATOLOGIA DE MAMIFEROS TERRESTRES Y ACUATICOS Y MARINOS

NUMERO DE PERFORACIONES

