

Universidad de Carabobo
Facultad de Ingeniería
Escuela de Ingeniería mecánica
Departamento de Térmica y Energética.
Naguanagua - Edo. Carabobo



Diseño de un sistema de enfriamiento para el área de inyección de plásticos en una planta de envases.

Tutor Académico:

Prof. Ing. José Velásquez.

Realizado por:

Luis F Blanco CI 19230107

Naguanagua, febrero de 2013

DEDICATORIA.

Mi trabajo especial de grado va dedicado a Dios, a mi madre, a mi padre y a mi hermana los cuales muy por encima de cualquier adversidad siempre han sido mi núcleo de apoyo, en las buenas, en las malas y en las felices, mi esfuerzo para ustedes familia, los amo.

También quiero dedicar mi trabajo a mis abuelos y a cada uno de mis tíos, tías, primos y primas, realmente cada uno de ustedes siempre ha estado allí para ayudarme o guiarme, considero que no hubiera podido materializar un logro como este sin el apoyo incondicional de la familia que Dios me ha brindado.

Finalmente mi trabajo también se los dedico a mis amigos, ya que han sido fuente de energía para perseverar en el estudio y salir adelante, no fue fácil este caminar, pero aquí estamos culminando.

Luis Francisco Blanco Vicuña.

AGRADECIMIENTOS.

Inicialmente quiero darle gracias a Dios por permitirme disfrutar de este momento de agradecimientos, gracias Dios por darme la vida, por darme la fortaleza de perseverar en este camino, hoy junto a ti logro ser un profesional.

A mi mamá Mérida Vicuña, GRACIAS por siempre apoyarme, en lo bueno, en lo malo, gracias mamá por ser mi guía, gracias por siempre recordarme que si podía, este triunfo es para ti madre amada. Felicidades mama.

A mi papá Luis R Blanco “Lo logramos papá” tenías razón viejo, no era fácil lograrlo, pero sí se pudo y bueno aquí estamos finalizando gracias a Dios, de verdad que gracias papa, siempre he pensado que amo a la ingeniería gracias a ti, armamos nuestro mejor avión, jejeje. Felicidades papa te amo mucho.

A mi hermana Marielena Blanco, a su esposo y a su hijo o hija jeje, gracias por estar allí siempre, mi triunfo es de ustedes.

A Elena, a Don Luis, a Guillermo y a María gracias, ustedes son la raíz que me permiten que esta pequeña hoja del árbol continúe creciendo, gracias.

A mi tío Rafael Blanco por ser un guía más que la vida me regalo, este éxito también es tuyo tío GRACIAS por apoyarme incondicionalmente, lo bueno está por venir, te amo mucho.

Me falta mucha familia amada por nombrar, pero no puedo citar cada nombre, pero a ti tío, tía, primo, prima, amigo y amiga que me dio apoyo, para que hoy pueda estar aquí cerrando este gran capítulo, simplemente te digo GRACIAS, este logro fue posible gracias a ti.

Gracias a cada profesional que colaboro para que este trabajo se realizara, la verdad son muchos, profesores, tutores, compañeros de pasantías y profesionales de la rama que me permitieron poder materializar este éxito, a ustedes, saludos y gracias, Dios los Bendiga.

Y como dijo Cerati “Tarda en llegar, pero al final hay recompensa. ¡Gracias Totales!”

Luis Francisco Blanco Vicuña

RESUMEN.

Corimon Pinturas C.A. es una empresa del Grupo CORIMON, que se dedica a la producción de pinturas. Actualmente produce para las marcas más prestigiosas del país. Cuenta con una larga y reconocida trayectoria en la fabricación de pinturas para las áreas arquitectónicas, madera, tráfico, mantenimiento industrial y marinas.

Por ser una compañía líder en el mercado de pinturas, en consecuencia es una alta consumidora de envases plásticos para pintura, en sus distintas presentaciones de 3,785 l (1 galón); 15,14 l (4 galones); 18,92 l (5 galones), todos hechos de HDPE (Polietileno de alta densidad). Por tal razón dicha empresa decide invertir en una planta de envases que cubra la demanda de la empresa.

La planta de envases estará compuesta por 7 máquinas inyectoras, las cuales requieren de un sistema de enfriamiento capaz de cumplir con las necesidades de las mismas.

El sistema de enfriamiento propuesto está compuesto de 3 bombas, 1 tanque de almacenamiento y 2 unidades de enfriamiento, dicha red será capaz de garantizar el buen funcionamiento de las máquinas inyectoras considerando siempre las variables que la definen, como lo son las cargas térmicas, las pérdidas hidráulicas, los costos de operación y los costos de mantenimiento.

El proyecto se considera sumamente rentable con un tiempo de reposición de inversión de dos años, lo cual resalta lo positivo de la inversión.

ÍNDICE GENERAL.

CAPÍTULO I

1.1 Planteamiento del Problema:	3
1.2 Objetivos.	4
1.2.1 Objetivo General del Trabajo:	4
1.2.2 Objetivos Específicos:	4
1.3 Justificación:	4
1.4 Alcance:	5
1.5 Limitaciones:	5
1.6 Antecedentes.	5

CAPÍTULO II

2.1 Fundamentos del proceso de inyección y sus componentes.	8
2.1.1 Materiales plásticos.	8
2.1.2 Plásticos en la ingeniería.	9
2.1.3 Cristalinidad en los plásticos	9
2.1.4 Polietileno de Alta Densidad (PEAD o HDPE).	10
2.1.5 Moldeo por inyección.	11
2.1.6 Aspectos relevantes del moldeo por inyección.	19
2.2 Fluido	20
2.3 Fundamentos termodinámicos	20
2.3.1 Primera ley de la termodinámica.	20
2.3.2 Flujo másico.	21
2.3.3 Balance de masa para procesos de flujo estable.	22
2.3.4 Calor específico a presión constante.	22
2.3.5 Cambio de entalpía para sólidos y líquidos.	23
2.3.6 Balance de energía.	24
2.3.7 Balance de energía en procesos estables.	25
2.3.8 Ecuación de Bernoulli	26
2.4 Principios de transferencia de calor	28

2.4.1	Número de Reynolds.....	28
2.4.2	Número de Nusselt.	29
2.4.3	Conducción de calor en cilindros.....	30
2.5	Flujo de fluidos en tubería	32
2.5.1	Evaluación de las pérdidas por fricción (hf).....	32
2.5.2	Pérdida de disponibilidad por fricción en válvulas y accesorios	32
2.5.3	Turbomaquinaria y aplicación en el flujo de fluidos.....	33
2.5.5	Cavitación en bombas	36
2.6	Principios Financieros.....	37
2.6.1	Valor actual (VA).....	37
 CAPÍTULO III		
3.1	Nivel de la investigación.	39
3.2	Diseño de la investigación.....	39
3.2.1	Cálculo de la carga térmica que se requiere disipar del área de inyección de plásticos.....	40
3.2.2	Selección de las unidades de enfriamiento que suministrarán el agua de enfriamiento a las condiciones requeridas por las máquinas inyectoras.....	41
3.2.3	Diseño el sistema de distribución del agua de enfriamiento para las máquinas de inyección.....	41
3.2.4	Selección del sistema de bombeo necesario para distribuir el agua de enfriamiento a las máquinas inyectoras.....	43
3.2.5	Determinación de los costos para la implementación del sistema de enfriamiento diseñado.....	43
 CAPÍTULO IV		
4.1	Datos iniciales.....	45
4.1.1	Datos nominales para las máquinas de inyección y los equipos de enfriamiento de planta envases.....	46
4.2	Cálculo de cargas térmicas.....	47
4.2.1	Unidades requeridas para el sistema de refrigeración.	49
4.2.2	Dimensionamiento del tanque de almacenamiento.....	51
4.3	Diseño de la red de distribución para el enfriamiento.	52
4.3.1	Condiciones de donde parte el diseño.....	52

4.3.2 Esquemas y diagramas de la red de distribución de tuberías y accesorios propuesta para el sistema de enfriamiento.	53
4.3.3 Diámetros para los tramos de tuberías.	55
4.3.5 Carga térmica indeseable en la red de tuberías propuesta para los intercambiadores y selección de equipos.....	61
4.4 Accesorios que componen el sistema de enfriamiento.	64
4.5 Disponibilidades y equipo de bombeo.	71
4.5.1 Disponibilidades en la red de enfriamiento para los moldes de las máquinas inyectoras.	71
4.5.2 Disponibilidades en la red de enfriamiento para los moldes de las máquinas inyectoras, en su bloque tanque-chiller.	75
4.5.3 Disponibilidades en la red de enfriamiento para los intercambiadores de las máquinas inyectoras.....	79
4.6 Soportería para tubería.....	83
4.7 Estimación de los beneficios económicos.	85
4.7.1 Costo de los materiales y equipos necesarios.....	86
4.7.2 Costos por mantenimiento y operación.....	93
4.7.3 Beneficio económico.....	94
CONCLUSIONES	97
RECOMENDACIONES.....	99
BIBLIOGRAFIA.....	100
APÉNDICES.	
Apéndice A.1 Carga térmica para cada equipo.	102
Apéndice A.2 Dimensionamiento del tanque de almacenamiento.....	103
Apéndice B. Diámetros económicos para los tramos de tuberías.....	104
Apéndice C. Carga térmica indeseable.....	105
Apéndice D. Estudio térmico en el tanque de almacenamiento.....	117
Apéndice D.a Espesor de aislamiento para el tanque de almacenamiento térmico.	119
Apéndice E. Pérdidas hidráulicas en la red de suministro del sistema de enfriamiento de las máquinas inyectoras.....	122
Apéndice F1. Disponibilidades y altura de máquina necesaria para la red de enfriamiento de los moldes de las máquinas inyectoras.....	125

Apéndice F2. Disponibilidades y altura de máquina necesaria para la red de tuberías del sistema de enfriamiento de los moldes de las máquinas inyectoras, en el bloque tanque-chiller.	128
Apéndice F3. Disponibilidades y altura de máquina necesaria para la red de enfriamiento de los intercambiadores de las máquinas inyectoras.	131
Apéndice G. Verificación de la cavitación.	132
Apéndice H. Cálculo para la soportería propuesta.	134
Apéndice I. Diagramas y esquemas	139
Apéndice J. Cálculo del costo por operación de equipos.	149
ANEXOS.	150

ÍNDICE DE TABLAS.

CAPÍTULO II.

Tabla 2.1 Tiempo de enfriamiento de algunos polímeros.....	17
Tabla 2.2 Valores de contenido de calor para algunos termoplásticos.....	18

CAPÍTULO IV.

Tabla 4.1 Datos de producción de las máquinas de inyección.....	46
Tabla 4.2 Temperatura del agua requerida por la máquina Kw 38 Pi.....	46
Tabla 4.3 Temperatura de agua requerida por la máquina Kw 70 Pi.....	47
Tabla 4.4 Caudales y caída de presión del agua requerida por la máquina Kw 38 Pi.....	48
Tabla 4.5 Caudales y caída de presión del agua requerida por la máquina Kw 70 Pi.....	48
Tabla 4.6 Cargas térmicas de la máquina de inyección Kw 38 Pi en el intercambiador.....	49
Tabla 4.7 Cargas térmicas de la máquina de inyección Kw 38 Pi en el molde..	49
Tabla 4.8 Cargas térmicas de la máquina de inyección Kw 70 Pi en el intercambiador.....	50
Tabla 4.9 Cargas térmicas de la máquina de inyección Kw 70 Pi en el molde..	50
Tabla 4.10 Carga térmica total en los moldes de las máquinas inyectoras.....	51
Tabla 4.11 Carga térmica total en los intercambiadores de las máquinas inyectoras.....	51
Tabla 4.12 Diámetros y caudales para el sistema de enfriamiento de los moldes.....	55
Tabla 4.13 Diámetros y caudales para el sistema de enfriamiento de los intercambiadores de calor del sistema hidráulico.....	56
Tabla 4.14 Longitudes por tramo y carga térmica indeseable para el bloque de retorno de la red de enfriamiento de los moldes.....	57
Tabla 4.15 Datos técnicos de la unidad de refrigeración Chiller.....	58
Tabla 4.16 Condiciones de carga teórica para chiller de 80 Ton Ref.....	58
Tabla 4.17 Temperaturas de entrada y salida del chiller, caudal y caída de presión.....	59
Tabla 4.18 Caudal, diámetros y longitudes para la red de enfriamiento de los moldes, en su bloque de red tanque-chiller.....	59
Tabla 4.19 Datos técnicos de la torre de enfriamiento.....	63
Tabla 4.20 Especificaciones técnicas de la torre de enfriamiento de tiro inducido.....	63
Tabla 4.21 Longitudes por tramo para la red de enfriamiento de los Intercambiadores.....	64

Tabla 4.22	Accesorios necesarios para la construcción del sistema de enfriamiento para los moldes de las máquinas inyectoras.....	64
Tabla 4.22	Accesorios necesarios para la construcción del sistema de enfriamiento para los moldes de las máquinas inyectoras (Continuación).....	65
Tabla 4.23	Accesorios necesarios para la construcción del sistema de enfriamiento para los moldes de las máquinas inyectoras, en su bloque de red tanque-chiller.....	65
Tabla 4.24	Accesorios necesarios para la construcción del sistema de enfriamiento para los intercambiadores de las máquinas inyectoras.....	66
Tabla 4.25	Flujo volumétrico, longitud y k de accesorios por tramos para el sistema de enfriamiento de los moldes de las máquinas inyectoras.....	67
Tabla 4.26	Flujo volumétrico, longitud y k de accesorios por tramos para el sistema de enfriamiento de los moldes de las máquinas inyectoras, en su bloque de red tanque-chiller.....	68
Tabla 4.27	Flujo volumétrico, longitud y k de accesorios por tramos para el sistema de enfriamiento de los intercambiadores de las máquinas inyectoras.....	68
Tabla 4.28	Pérdidas en tuberías y accesorios del sistema de enfriamiento de los moldes de las máquinas inyectoras.....	69
Tabla 4.29	Pérdidas en tuberías y accesorios del sistema de enfriamiento de los moldes de las máquinas inyectoras, en su bloque de red tanque-chiller.....	70
Tabla 4.30	Pérdidas en tuberías y accesorios del sistema de enfriamiento de los intercambiadores de las máquinas inyectoras.....	70
Tabla 4.31	Disponibilidad en los puntos del sistema de enfriamiento de los moldes de las máquinas inyectoras.....	71
Tabla 4.32	Pérdidas hidráulicas en las válvulas del sistema de enfriamiento de los moldes.....	72
Tabla 4.33	Disponibilidades en la red de tuberías del sistema de enfriamiento de los moldes de las máquinas inyectoras, en su bloque de red tanque-chiller.....	75
Tabla 4.34	Disponibilidad en los puntos del sistema de enfriamiento de los intercambiadores de las máquinas inyectoras.....	79
Tabla 4.35	Pérdidas hidráulicas en las válvulas del sistema de enfriamiento de los intercambiadores.....	80
Tabla 4.36	Soportería recomendada en el sistema de enfriamiento de los moldes.....	84

Tabla 4.37	Soportería recomendada en el sistema de enfriamiento de los moldes para el bloque tanque-chiller.....	85
Tabla 4.38	Accesorios y longitudes de tuberías requeridas.....	86
Tabla 4.39	Reducciones y ampliaciones de tuberías requeridas.....	86
Tabla 4.40	Costos por accesorios tipo codo roscado de 90°.....	87
Tabla 4.41	Costos por accesorios tipo codo soldado de 90°.....	87
Tabla 4.42	Costos por accesorios tipo codo bridado de 90°.....	87
Tabla 4.43	Costos por válvulas tipo mariposa.....	88
Tabla 4.44	Costos por válvulas de bola.....	88
Tabla 4.45	Costos por válvulas tipo check.....	88
Tabla 4.46	Costos por accesorios tipo TEE bridadas.....	88
Tabla 4.47	Costos por accesorios tipo junta flexible.....	89
Tabla 4.48	Costos por bridas.....	89
Tabla 4.49	Costos por accesorios tipo reducción y ampliación de sección.....	89
Tabla 4.50	Costos de niples para conexión de válvulas roscadas.....	89
Tabla 4.51	Costos de las tuberías.....	90
Tabla 4.52	Costos adicionales.....	90
Tabla 4.53	Costos por aislamiento térmico.....	91
Tabla 4.54	Costos por equipos de bombeo.....	92
Tabla 4.55	Costos de las unidades de enfriamiento.....	92
Tabla 4.56	Costos totales del proyecto.....	93
Tabla 4.57	Costos por mantenimiento.....	93
Tabla 4.58	Costos operacionales.....	94
Tabla 4.59	Inversión general para el proyecto propuesto.....	94

ÍNDICE DE FIGURAS.

CAPÍTULO I

- Figura 1.1** Puntos donde se requiere enfriamiento en una máquina de inyección de tornillo.....4

CAPÍTULO II

- Figura 2.1** Representación esquemática de la estructura amorfa-cristalina de un Polímero.....10
- Figura 2.2** Máquina inyectora.....12
- Figura 2.3** Unidad inyectora con tornillo alternativo.....13
- Figura 2.4** Sistema de cierre.....13
- Figura 2.5** Molde de dos platos.....14
- Figura 2.6** Mecanismo de accionamiento del tornillo.....15
- Figura 2.7** Líneas de corriente de flujo.....27
- Figura 2.8** Circuito térmico a través de un cilindro.....30
- Figura 2.9** Esquema básico de bombeo.....35

CAPÍTULO III

- Figura 3.1** Vista de planta del galpón de envases.....42

CAPÍTULO IV

- Figura 4.1** Espacio disponible para el tanque de almacenamiento térmico.....51
- Figura 4.2** Sistema de enfriamiento para los moldes.....53
- Figura 4.3** Sistema de enfriamiento de la red de tuberías para el bloque tanque-chiller.....54
- Figura 4.4** Sistema de enfriamiento para los intercambiadores.....54
- Figura 4.5** Comportamiento de la temperatura dentro del tanque de almacenamiento térmico.....60
- Figura 4.6** Entradas y salidas del tanque de almacenamiento térmico.....61
- Figura 4.7** Curva características de la bomba seleccionada para la red de enfriamiento de los moldes de las máquinas inyectoras.....74
- Figura 4.8** Curva características de la bomba seleccionada para la red de enfriamiento de los moldes de las máquinas inyectoras, en el bloque tanque-chiller.....77
- Figura 4.9** Curva características de la bomba seleccionada para la red de enfriamiento de los intercambiadores de las máquinas inyectoras...81

APÉNDICES

- Figura A1.** Circuito térmico descrito para la pérdida de calor transversal en una tubería.....105

Figura A2. Zona donde varía la temperatura.....	111
Figura A4. Representación del balance energético que se realiza en la zona caliente del tanque de almacenamiento térmico.....	118
Figura A5. Circuito térmico del tanque de almacenamiento.....	119
Figura A6. Altura de conexión en el tanque de almacenamiento térmico para el punto X1.....	129
Figura A7 Altura de conexión en el tanque de almacenamiento térmico para el punto X4.....	130
Figura A8. Fuerzas implicadas en un codo, Rx y Ry a razón del flujo másico y la presión estática.....	135
Figura A9. Diagrama general de la red de tuberías para los moldes.....	139
Figura A10 Esquema de la red de tuberías para los moldes.....	140
Figura A10.1 Plano de construcción para la red de tuberías de los moldes....	141
Figura A11 Esquema de la red de tuberías de los moldes para el bloque tanque- chiller.....	142
Figura A11.1 Plano de construcción para la red de tuberías de los moldes para el bloque tanque-chiller.....	143
Figura A12 Esquema de la red de tuberías para los intercambiadores.....	144
Figura A12.1 Plano de construcción para la red de tuberías de los Intercambiadores.....	145
Figura A13 Vistas isométricas de la red de tuberías para los moldes.....	146
Figura A14 Vistas isométricas de la red de tuberías para los intercambiadores.....	147
Figura A15 Columna de apoyo para la soportería de las tuberías de enfriamiento en el punto de llegada a la máquina inyectora.....	148

INTRODUCCION.

El grupo Corimon para finales del año 2013 incursionará en el mercado de inyección de plásticos, esto a razón del reciente interés en el mercado de los materiales plásticos, ya que dicho material es un vital componente en sus almacenes de materia prima, por ser necesario para su producción de pinturas, esta materia prima no es más que los envases plásticos contenedores de pintura, por tales motivos deciden invertir en la construcción de una planta de envases, compuesta de 7 máquinas inyectoras de alta capacidad, con el fin de cubrir su propia demanda en el mercado.

El proceso de inyección requiere de sistemas de enfriamiento por medio de agua en distintas etapas que componen a dicho proceso, es allí de donde surge la necesidad de levantar un proyecto donde se indique todos los requerimientos en equipos, accesorios y tuberías para conformar la red de enfriamiento necesaria para cumplir con los requerimientos de las 7 máquinas inyectoras que se instalaran, en consecuencia el presente trabajo está fundamentado en desarrollar una propuesta que cumpla a cabalidad con las exigencias de la futura planta de envases del grupo Corimon en el área de enfriamiento para el proceso de inyección.

Este trabajo especial de grado se encuentra estructurado de la siguiente forma:

CAPÍTULO I:

Descripción de la situación problemática, objetivos generales y específicos del proyecto, alcance, limitaciones y antecedentes.

CAPÍTULO II:

En este capítulo se encontrarán detalles de los diferentes conceptos teóricos fundamentos en el área de inyección de plásticos, también se encontrarán los requerimiento teóricos necesarios para poder sustentar todo los cálculos termodinámicos, hidráulicos y económicos.

CAPÍTULO III:

En este se describirá la metodología y lineamientos a seguir para el desarrollo del proyecto.

CAPÍTULO IV:

Este capítulo presentarán todos los cálculos numéricos bien explicados, necesarios para poder definir la red de enfriamiento necesaria para la planta de envases.

CAPÍTULO V:

En este capítulo se presentan las conclusiones y las recomendaciones del proyecto.

CAPÍTULO I

El problema.

1.1 Planteamiento del Problema:

Corimon Pinturas C.A. es una empresa del Grupo CORIMON, que tiene como misión, fabricar, distribuir y comercializar en el mercado venezolano y sus áreas de influencia, sistemas de recubrimientos para la protección, decoración y señalización de todo tipo de superficies, así como proveer los servicios vinculados a su aplicación.

Esta empresa en sus almacenes de materia prima tiene como producto de vital importancia envases contenedores de pintura en su presentación de 3,785 l (1 galón); 15,14 l (4 galones); 18,92 l (5 galones), todos hechos de HDPE (Polietileno de alta densidad). Hoy en día la empresa compra estos envases a otras plantas, motivo por el cual existe una dependencia externa en materia prima, la cual algunas veces se ha visto comprometida por algún retraso en la entrega de la misma.

A partir de esta problemática surge la idea de dar inicio al proyecto de diseño y construcción de una planta de envases, y así poder eliminar la dependencia de otras plantas externas al grupo Corimon C.A y en consecuencia favorable, se reducirán los costos en materia prima. Esta planta dispondrá de máquinas inyectoras que moldearan los recipientes, dando una producción por máquina de 165 piezas/hora de 3,785 l (1 galón). En base a lo planteado conviene acotar que estas máquinas de inyección tienen unos requerimientos eléctricos y mecánicos de instalación.

Dentro de los requerimientos mecánicos está el diseño del sistema de enfriamiento para las máquinas de inyección. El suministro de agua helada es fundamental para las máquinas de inyección ya que estas requieren de enfriamiento en el sistema hidráulico que da movimiento al cilindro pistón, por las altas temperaturas que se generan al alcanzar la presión de inyección, también requieren de enfriamiento en una de sus etapas formales del proceso de inyección, puntualmente este enfriamiento será para el molde de la máquina, una vez que se inicia la llamada etapa de retención , donde se mantiene una presión determinada, mientras el material se enfría para evitar las contracciones, estos dos puntos

son el factor determinante del estudio a realizar. Los puntos de enfriamiento mencionados pueden visualizarse en la figura 1.1.

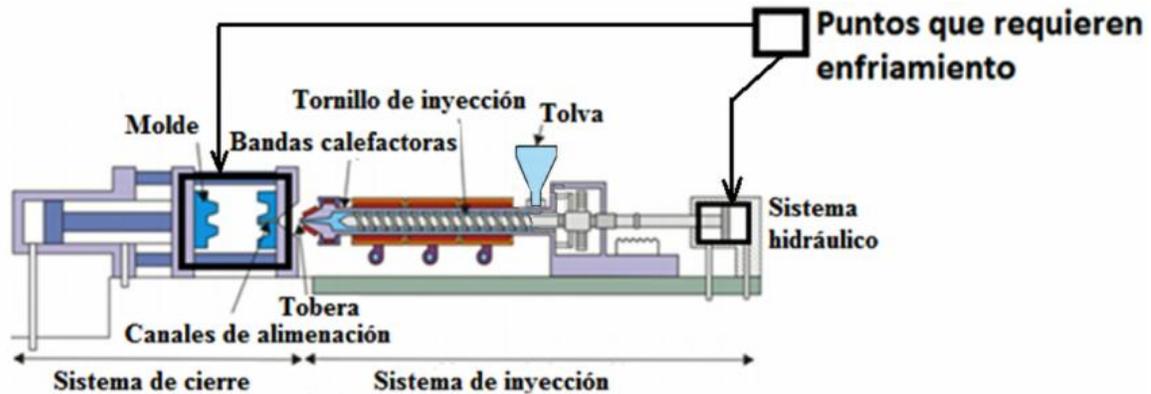


Figura 1.1 Puntos donde se requiere enfriamiento en una máquina de inyección de tornillo

1.2 Objetivos.

1.2.1 Objetivo General del Trabajo:

Diseñar un sistema de enfriamiento para el área de inyección de plásticos en una planta de envases.

1.2.2 Objetivos Específicos:

- Determinar la demanda de agua de enfriamiento que requiere el área de inyección de plásticos.
- Diseñar el sistema de distribución del agua de enfriamiento para las máquinas de inyección.
- Seleccionar el sistema de bombeo necesario para distribuir el agua de enfriamiento a las máquinas inyectoras.
- Seleccionar el chiller que suministre el agua a las condiciones requeridas por las máquinas inyectoras.
- Determinar los costos de la implementación del sistema de enfriamiento diseñado.

1.3 Justificación:

Un aspecto de gran importancia en el proceso de inyección de plásticos es el adecuado sistema de enfriamiento. En el molde un enfriamiento rápido reduce considerablemente el tiempo del ciclo y el costo total, mientras que un enfriamiento uniforme y eficiente mejora

la calidad del producto, reduciendo problemas de encogimiento, esfuerzos congelados y de extracción de la pieza.

En la actualidad la empresa Corimon Pinturas C.A filial del grupo Corimon compra los envases plásticos a distintas empresas en el mercado, pero ahora con el objetivo de disminuir costos en materia prima, toma la iniciativa de invertir en su propia planta de envases plásticos para ampliar las oportunidades laborales en la empresa y a su vez crecer en el mercado, eliminando sus dependencias en materia prima con compañías externas al grupo Corimon y garantizando la disponibilidad de la misma.

1.4 Alcance:

Este proyecto se enfocará en el diseño del sistema de enfriamiento para el funcionamiento de máquinas de inyección de plásticos. El estudio contiene: análisis de pérdidas en tuberías, selección del equipo de bombeo necesario, selección del equipo de enfriamiento y dimensionamiento de tuberías, incluyendo toda la ingeniería de detalle.

El diseño del sistema de enfriamiento tomará en cuenta todos los requerimientos para la red de tuberías y a su vez el diseño ya mencionado se realizará hasta las tuberías de entrada y salida de las máquinas inyectoras, sin estudiar el funcionamiento interno de cada máquina.

1.5 Limitaciones:

- Falta de manuales de operación de los diferentes equipos a utilizar.
- El sistema de enfriamiento deberá adaptarse al diseño del galpón y la distribución de las máquinas inyectoras en el mismo.

1.6 Antecedentes.

Aparicio José y Velásquez Carlos (2008), realizaron un trabajo titulado **“Rediseño del sistema de enfriamiento de las máquinas de moldeo de envases y tapas de plásticos por inyección y soplado”**, lo desarrollaron en la empresa Colgate Palmolive, exactamente en la planta de inyección, ellos rediseñaron el sistema de enfriamiento, ya que para el momento de este proyecto la empresa necesitaba ampliar su producción de envases plásticos inyectados, por tal motivo requerían agregar

nuevas máquinas al proceso de producción, es allí donde surge la necesidad de rediseñar el sistema de enfriamiento ya existente, por tales motivos los autores debieron analizar el sistema ya existente, para ajustarse a las condiciones de campo con las que disponían y desde allí partir con su diseño, que comprendía ampliar la red de suministro de agua, seleccionando los equipos necesarios para que esta funcionara, evaluando siempre la factibilidad económica. Haciendo el análisis del sistema de enfriamiento actual para el momento concluyeron que el sistema de enfriamiento instalado no cubría la demanda de caudal que exigían las máquinas existentes en campo, así que tomando en cuenta la carga térmica que tenían que disipar para los nuevos equipos y sumando la carga térmica adicional que se requería para el proceso de inyección instalado, comenzaron los cálculos para seleccionar los equipos necesarios en el sistema de enfriamiento nuevo, plantearon dos posibles soluciones factibles, y concluyeron que si se aumentaba la producción aproximadamente en un 30% en la planta de inyección utilizando su rediseño al sistema de enfriamiento que incluía las nuevas máquinas, se podría recuperar la inversión en 9 meses aproximadamente.

Pino Luis y Luengo Luis (2009), presentaron un trabajo titulado **“Rediseño de la red de suministro de agua helada para los equipos de extrusión y termoformado en una fábrica de envases de plásticos”**, lo realizaron en la empresa Moldeados Andinos C.A en la división de plástico que es la encargada de los envases de poliestireno expandido y extruido, la planta cuenta con 4 máquinas termoformadoras y 3 máquinas extrusoras, las cuales trabajan con un sistema de enfriamiento que mantiene a las máquinas en sus temperaturas adecuadas de trabajo, el sistema consta de 3 chillers, equipos de bombeo y un tanque, el problema radica en que el sistema de refrigeración no está retirando la carga térmica deseada en el proceso por causas de deterioro debido a falta de mantenimiento, por tales motivos los autores deciden rediseñar el sistema de enfriamiento evaluando el sistema de enfriamiento actual, para poder iniciar el estudio de cálculos matemáticos y así poder comenzar a emitir conclusiones y de ser necesario seleccionar los nuevos elementos del sistema de refrigeración que ellos consideraran necesarios según su análisis técnico, y por supuesto evaluando siempre los intereses económicos del proyecto. Finalmente los autores determinaron que los equipos que se tenían en campo estaban trabajando en condiciones desfavorables, ya que sus puntos de trabajo estaban alejados del valor real con el cual cada equipo estaba operando, por tal motivo se determinó que esta era la primera causa en el problema, así que no recomendaron la compra de nuevos equipos de enfriamiento (chillers), paralelo a esto también se dieron cuenta que la red de tuberías estaba totalmente subdiseñada, con una cantidad de accesorios excesiva que se traducían en una cantidad de pérdidas hidráulicas determinante, por tal motivo ofrecieron un nuevo sistema de red hidráulico que disminuyera las pérdidas en un alto porcentaje, así que renovando los

equipos de bombeo y con su replanteo en la red de tuberías ofrecieron una solución factible al división de plásticos en la empresa Moldeados Andinos C.A

Andrade Margarita y Zarza de la cruz Nancy (2010), realizaron un proyecto el cual lleva por nombre **“Cálculo de la red hidráulica para el circuito de enfriamiento de un proceso de inyección de plásticos”**, el presente proyecto surge de la necesidad de optimizar el aprovechamiento de agua en el proceso de enfriamiento, con el fin de establecer los requisitos técnicos y documentales para el diseño de dicha red, en su proyecto lograron analizar las distintas problemáticas que se presentan en los sistemas de bombeo (caída de presión por rozamiento, caudales volumétricos bajos y alto consumo de energía eléctrica) determinaron la alternativa más adecuada para su circuito de enfriamiento, seleccionando el sistema de bombeo y la unidad de enfriamiento, finalmente evaluaron la factibilidad económica, demostrando que el proyecto era sustentable para el cliente.

CAPÍTULO II

2. Bases teóricas.

2.1 Fundamentos del proceso de inyección y sus componentes.

2.1.1 Materiales plásticos. (15)

Los plásticos son polímeros (poli = mucho, mero = parte) orgánicos, grandes moléculas (macromoléculas) formadas por la unión repetida de una o varias moléculas. Las moléculas que se combinan para formar las moléculas de polímero se denominan monómeros (mono= uno, mero= parte).

El proceso mediante el cual cientos o miles de pequeñas moléculas de monómero se enlazan entre sí para formar una gran molécula de polímero es una reacción de polimerización. El monómero es el reaccionante original que se transforma químicamente en un polímero.

Actualmente existen más de 20 familias de plásticos disponibles para comercializarse, los cuales pueden clasificarse de varias maneras. Una clasificación utilizada ampliamente es la que se basa en el comportamiento termomecánico de estos materiales, en la cual los plásticos se agrupan en termofijos y termoplásticos.

Algunos de los primeros materiales de moldeo, producidos comercialmente, fueron termofijos. Durante la reacción de polimerización de estos polímeros, que se lleva a cabo en dos o tres etapas, las moléculas se enlazan químicamente entre sí formando una estructura (red) tridimensional permanente. La segunda etapa de la reacción, entrecruzamiento de cadenas, tiene lugar dentro del molde, lo que proporciona a la pieza moldeada su naturaleza insoluble e infusible. Este material entrecruzado no puede ser remolido y utilizado nuevamente. Una analogía para este tipo de materiales es un huevo duro, el cual ha pasado de líquido a sólido y no puede ser convertido de nuevo a líquido. Algunos ejemplos de plásticos termofijos son: resinas fenolformaldehído, epóxicas, entre otros.

A diferencia de los termofijos, los materiales termoplásticos pueden ser calentados, fundidos, moldeados y enfriados repetidas veces, se puede establecer una analogía entre

este tipo de materiales y una vela. Las moléculas no se entrecruzan en estos materiales. Puede decirse que de todos los plásticos utilizados en el mundo dos terceras partes son termoplásticos.

2.1.2 Plásticos en la ingeniería. (15)

En general, se caracterizan por ser materiales que tienen propiedades superiores a los plásticos de gran volumen. Presentan buena estabilidad térmica y buena resistencia al impacto, alta temperatura de distorsión, alta resistencia tensil y mayor tenacidad. En los mercados que demandan alto desempeño es donde se encuentra su principal aplicación. Entre los materiales más comunes se puede mencionar: ABS, poliamidas (nylon), policarbonato, polióxido de fenileno, poliacetales, entre otros.

Normalmente éstas son las características que se requieren para cualquier plástico utilizado en el mundo ingenieril.

2.1.3 Cristalinidad en los plásticos. (15)

La masa de un polímero puede ser amorfa, con el arreglo de las cadenas del polímero sin un orden real, o cristalina, si los segmentos de las cadenas poliméricas se “acomodan” dentro de estructuras ordenadas, llamadas cristalitas; esto es posible cuando la estructura química de la molécula es regular.

Entre los polímeros típicos altamente cristalinos se tiene: polietileno de alta densidad, polipropileno, nylon, teflón, entre otros.

En un polímero cristalino se distinguen dos tipos de regiones: cristalinas, en éstas las cadenas se pliegan sobre sí mismas y se alinean de manera ordenada en agrupaciones llamadas cristalitas; y otras regiones amorfas en las que las cadenas se enmarañan en un desorden, estas dos regiones pueden visualizarse en la figura 2.1.

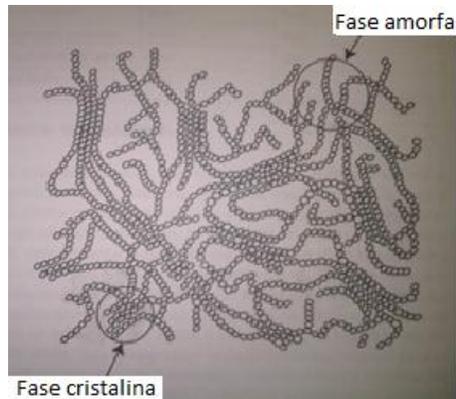


Figura 2.1 Representación esquemática de la estructura amorfa-cristalina de un polímero (15).

2.1.4 Polietileno de Alta Densidad (PEAD o HDPE). (14)

El polietileno (PE) es un polímero resultado de la polimerización del etileno. Es posiblemente el plástico más popular del mundo.

El HDPE es un material termoplástico parcialmente amorfo y parcialmente cristalino. El grado de cristalinidad depende del peso molecular, de la cantidad de comonomero presente y del tratamiento térmico aplicado. La cristalinidad de una resina de HDPE determinada puede variar dentro de una amplia gama debido a la tasa de enfriamiento de la masa fundida. Las tasas de enfriamiento más lentas favorecen el crecimiento cristalino. El intervalo de cristalinidad de HDPE normalmente abarca de un 50 a un 80%. La densidad normalmente citada en las especificaciones para el HDPE está determinada por una lámina moldeada por compresión que ha sido enfriada a una tasa de 15 °C por minuto. La mayoría de los procesos comerciales de fabricación enfrían la masa fundida a tasas mucho más rápidas. Como resultado, un artículo hecho de HDPE raramente alcanza la densidad citada en las especificaciones. Debido a que el grado de cristalinidad del HDPE es variable, éste puede considerarse como polímero amorfo con una cantidad variable de carga cristalina.

El HDPE ofrece muy buenas propiedades tales como: resistencia a la cedencia tensil, rigidez, resistencia a la deformación, impermeabilidad, resistencia a la abrasión, contracción en el moldeo y dureza al incrementarse en la densidad.

El HDPE tiene muchos usos como envoltura de alimentos debido a que proporciona una excelente protección contra la humedad. No obstante, el HDPE, al igual que todos los polietilenos, está limitado a aquellas aplicaciones en el empaqueo de alimentos que no requieren de una barrera contra el oxígeno. El HDPE se usa en empaques para bocadillos y en recubrimientos de cajas para cereales; en forma de botella moldeada por soplado, para contener leche y algunas bebidas no carbonatadas y en forma de tubo moldeado por inyección, para el empaquetamiento de margarina entre otros.

Debido a que el HDPE tiene una buena resistencia química, se emplea en el empaquetamiento de muchos productos químicos caseros e industriales. Una de las aplicaciones del HDPE moldeado por inyección son las cubetas de 5 galones para líquidos de limpieza para pisos, cubetas de 1 galón para pintura y contenedores de pasta resanadora para construcción. Las aplicaciones del HDPE moldeado por soplado incluyen los tambores de 55 galones para anticongelante.

Por tales motivos es por excelencia el polietileno de alta densidad (HDPE) el plástico que se utiliza como materia prima para los envases contenedores de pintura en la empresa Corimon pinturas.

2.1.5 Moldeo por inyección. (11)

El fundamento del moldeo por inyección es inyectar un polímero fundido en un molde cerrado y frío, donde se solidifica para dar el producto. La pieza moldeada se recupera al abrir el molde para sacarla. Una máquina de moldeo por inyección está compuesta por los siguientes elementos, éstos pueden visualizarse en la figura 2.2:

- La unidad de inyección.
- La unidad de cierre o prensa, que aloja al molde.
- Unidad de potencia.

- Unidad de control.

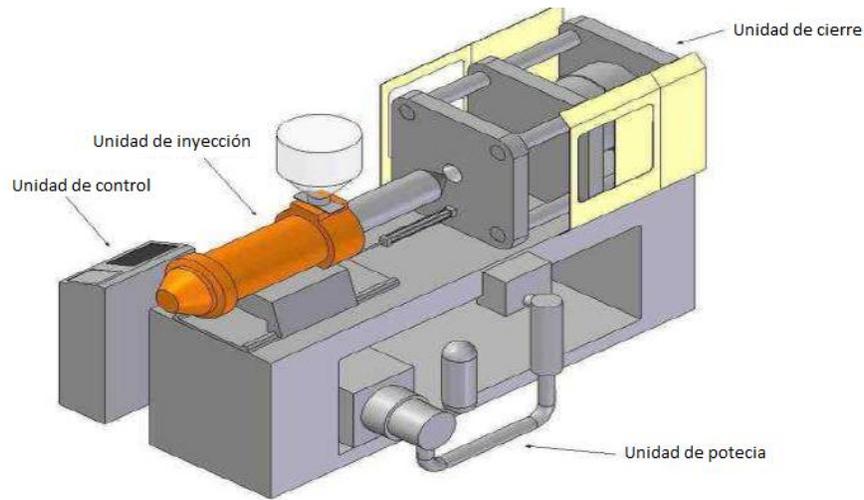


Figura 2.2 Máquina inyectora. (11)

2.1.5.1 Unidad de inyección. (15)

La unidad de inyección consta de un tornillo de Arquímedes que gira dentro de un barril o camisa con una distancia mínima entre la pared del barril y el hilo del tornillo. El barril tiene calentadores de cincho que lo rodean. La profundidad del canal del tornillo disminuye desde el extremo de alimentación hacia el extremo de salida. El calentamiento se debe en parte a los calentadores del barril y en parte a la disipación viscosa que ocurre conforme el polímero fundido se bombea a lo largo del tornillo. El tornillo de esta máquina tiene un movimiento de vaivén para efectuar la inyección.

Actualmente, la mayoría de las máquinas inyectoras se fabrican con el sistema de tornillo alternativo llamado también reciprocante, porque alterna las funciones de giro e inyección. Un esquema de este tipo de unidad de inyección se presenta en la figura 2.3.

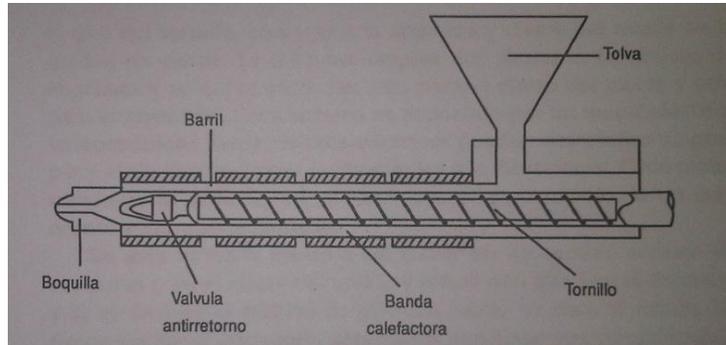


Figura 2.3. Unidad inyectora con tornillo alternativo. (15)

2.1.5.2 Unidad de cierre o prensa. (11)

La función de la unidad de cierre es mantener cerrado el molde con la fuerza suficiente para resistir la presión de inyección, para evitar fugas en las superficies de acoplamiento del molde. El cierre se efectúa mediante un sistema mecánico con palancas acodadas o mediante un sistema hidráulico, a continuación puede observarse en la figura 2.4 lo que es el mecanismo de cierre hidráulico, capaz de ejercer fuerzas por encima de los 15.000 kN.

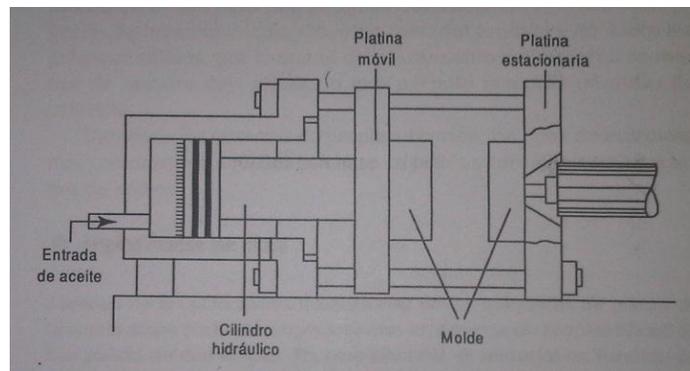


Figura 2.4 Sistema de cierre (11).

2.1.5.3 Presión de inyección. (11)

Ésta ocurre justo en la boquilla (observar figura 2.3). La presión alta que se necesita para inyectar se debe a la alta viscosidad de los polímeros fundidos. Se aplica por medio del tornillo, que para esa función no gira.

La presión de línea del sistema en la unidad de inyección es del orden de 100-200 MPa. El diámetro del cilindro hidráulico es de 10 a 15 veces el del tornillo, el cual eleva la presión hasta alcanzar la que se necesita para inyectar el material fundido viscoso.

2.1.5.4 El molde. (11)

El molde se sujeta a las placas de cierre, de la manera más simple, en dos mitades. En la figura 2.5 se muestra el molde de dos placas. Esa figura representa la espiga (vena) que va desde la boquilla hasta el canal “bebederos” que conducen hacia la puerta de entrada al molde (cavidad), es allí donde se encuentra la pieza a moldear.

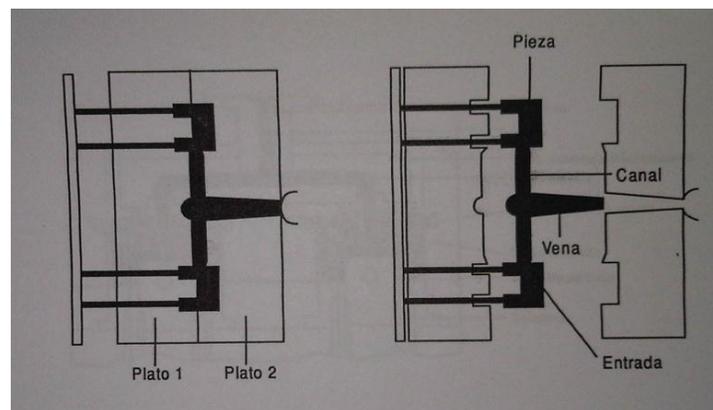


Figura 2.5 Molde de dos platos (11).

2.1.5.5 Sistema de potencia hidráulico. (15)

Los motores hidráulicos se basan en la transformación de la potencia hidráulica del fluido en potencia mecánica.

El uso de aceite como fluido transmisor de potencia ha predominado en la mayoría de las máquinas hidráulicas, usado actualmente por casi todos los fabricantes de máquinas de inyección, lo cual se debe sobre todo a sus propiedades lubricantes en aplicaciones que involucran grandes cargas en el equipo de bombeo. Aunque no es barato, su uso es rentable si se presta atención a su aplicación, uso en servicio y mantenimiento. Su compresibilidad es baja. El porcentaje de reducción de volumen, al aumentar la presión, depende del tipo de aceite, de su temperatura, de su presión y otros factores.

En los sistemas hidráulicos es común utilizar presiones que varían entre 7 MPa y 14 MPa y aún más en las máquinas grandes.

Para un valor determinado de potencia es conveniente reducir el tamaño de los tubos, válvulas y cilindros hidráulicos, lo cual permite una máquina más compacta que ocupará superficies más pequeñas.

El sistema motriz que hace que el tornillo se mueva (movimiento de giro y de inyección) utiliza un motor hidráulico, el cual es accionado con aceite alimentado a alta presión mediante un bomba. Este motor acciona una serie de engranes, los cuales a su vez realizan el movimiento de giro del tornillo. Por otro lado, el tornillo está unido por un extremo a un pistón hidráulico, el cual se alimenta con aceite a alta presión para así hacer que el tornillo se mueva en dirección axial (hacia adelante) durante la etapa de inyección. Los elementos mencionados se identifican en la figura 2.6.

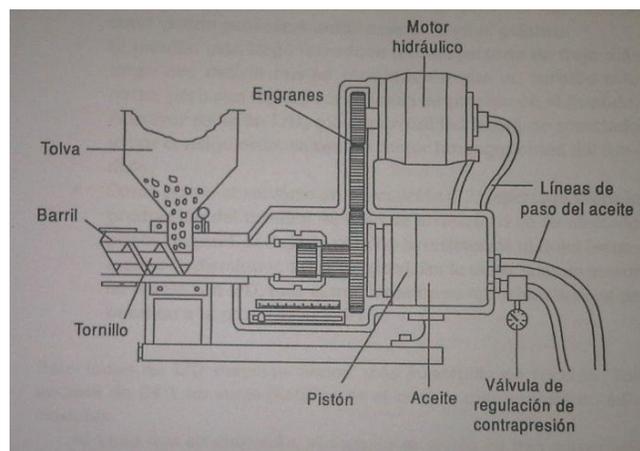


Figura 2.6 Mecanismo de accionamiento del tornillo (15).

2.1.5.6 Refrigeración del molde. (15)

Para que el material endurezca o solidifique en un periodo mínimo de tiempo es importante reducir la temperatura del material moldeado, después de que ha penetrado las cavidades, esta reducción de temperatura se logra por medio del enfriamiento.

Si el molde está muy caliente, la pieza requerirá mucho tiempo para solidificar y ser extraída, lo que consumirá demasiado tiempo del ciclo de inyección y reducirá la producción. Si el molde está muy frío el material fundido (caliente) solidificará prematuramente durante su trayecto hacia las cavidades, originando un mal llenado de la pieza. Por estas razones es tan importante que se haga un enfriamiento uniforme en el tiempo ideal, que brinde buena calidad al producto terminado.

2.1.5.6.1 Tiempo de enfriamiento en molde. (15)

Es el lapso requerido para asegurar que el material fundido ha solidificado y podrá ser extraído sin ser distorsionado. Este tiempo es el más largo del ciclo de inyección, llegando a alcanzar desde 50 a 85 % del ciclo total.

Este tiempo depende de varios factores:

- Del dispositivo de refrigeración del molde.
- Del líquido de refrigeración.
- De la forma y espesor de la pieza.
- Del tipo de material a inyectar.

El tiempo mínimo de enfriamiento en el molde de una pieza inyectada puede calcularse a partir de la fórmula propuesta por Ballman y Shusman que se muestra como la ecuación 2.1.

$$T_s = \frac{-S^2}{2\phi\pi} \ln\left(\frac{\pi T_x - T_m}{4(T_c - T_m)}\right) \quad (2.1)$$

Donde:

T_s = Tiempo mínimo de enfriamiento (s).

S = Espesor máximo de la pieza (cm).

ϕ = Difusividad térmica del material (cm^2s^{-1}).

T_x = Temperatura a la que se extrae la pieza ($^{\circ}\text{C}$).

T_m = Temperatura del molde ($^{\circ}\text{C}$).

T_c = Temperatura de material fundido ($^{\circ}\text{C}$).

En la tabla 2.1 se presentan datos de las variables para determinar el tiempo mínimo de enfriamiento en algunos materiales.

Tabla 2.1 Tiempo de enfriamiento de algunos polímeros. (10)

Material	T_c ($^{\circ}\text{C}$)	T_m ($^{\circ}\text{C}$)	T_x (HDT) ($^{\circ}\text{C}$)	Difusividad (cm^2s^{-1})
ABS	240	60	95	$1,70 \times 10^{-3}$
CA	210	50	98	$1,04 \times 10^{-3}$
PA 6	260	90	180	$0,98 \times 10^{-3}$
LDPE	220	20	45	$1,15 \times 10^{-3}$
PC	300	90	130	$1,47 \times 10^{-3}$
HDPE	240	20	92	$0,74 \times 10^{-3}$

2.1.5.6.2 Cantidad de calor a remover. (15)

La tabla 2.2 presenta valores de cantidad de calor a remover por unidad de masa (J/g) para algunos materiales, considerando temperatura de procesamiento y del molde típicas para cada material.

Tabla 2.2 Valores de contenido de calor para algunos termoplásticos. (10)

Material	Temp. Fundido (°C)	Temp. Molde (°C)	ΔT (°C)	Calor específico (Jkg⁻¹K⁻¹)	Calor a remover J/g
CA	210	50	160	1700	272
PET	240	60	180	1570	283
ABS	240	60	180	1968	364
PS	220	20	200	1970	394
PA 6	250	80	170	3060	520
LDPE	210	30	180	3180	572
HDPE	240	20	220	3640	801
PP	240	50	190	2790	670

La cantidad de calor (Q) requerida para cambiar la temperatura de un material dentro de los límites establecidos viene definida por la ecuación 2.2 y ésta será el producto de su masa (m) por el cambio de entalpía (Δh).

$$Q = m \cdot \Delta h \quad (2.2)$$

Donde:

Q = Cantidad de calor requerida (kJ)

m = Masa del cuerpo a moldear (kg)

Δh = Cambio de entalpía (kJ/kg)

Considerando que la entalpía (h) se define como lo describe la ecuación 2.3, ésta es la cantidad de calor requerida para cambiar la temperatura de una unidad de masa de material.

$$\Delta h = C_p \cdot \Delta T \quad (2.3)$$

Donde:

C_p = Calor específico (kJ/kg.°C)

ΔT = Cambio de temperatura (°C)

Para calcular el contenido de calor a remover por unidad de tiempo (q_1), se utiliza la ecuación 2.4.

$$q_1 = \frac{m \cdot Q_x}{T_s} \quad (2.4)$$

Donde:

q_1 = Cantidad de calor que hay que remover por unidad de tiempo (kW).

m = Masa del cuerpo a moldear (kg)

Q_x = Cantidad de calor a remover por unidad de masa (kJ/kg)

T_s = Tiempo mínimo de enfriamiento (s).

2.1.6 Aspectos relevantes del moldeo por inyección. (11)

El moldeo por inyección es una técnica muy popular para la fabricación de artículos muy diferentes. Sólo en los Estados Unidos, la industria del plástico ha crecido a una tasa de 12% anual durante los últimos 25 años, y el principal proceso de transformación de plástico es el moldeo por inyección, seguido del de extrusión. Un ejemplo de productos fabricados por esta técnica son los famosos bloques interconectables LEGO y juguetes Playmobil, así como una gran cantidad de componentes de automóviles, componentes para aviones y naves espaciales.

Los polímeros han logrado sustituir otros materiales como son madera, metales, fibras naturales, cerámicas y hasta piedras preciosas; el moldeo por inyección es un proceso ambientalmente más favorable comparado con la fabricación de papel, la tala de árboles o cromados. Ya que no contamina el ambiente de forma directa, no emite gases ni desechos acuosos, con bajos niveles de ruido. Sin embargo, no todos los plásticos pueden ser reciclados y algunos susceptibles de ser reciclados son depositados en el ambiente, causando daños al medio ambiente.

La popularidad de este método se explica con la versatilidad de piezas que pueden fabricarse, la rapidez de fabricación, el diseño escalable desde procesos de prototipos rápidos, altos niveles de producción y bajos costos, alta o baja automatización según el costo de la pieza, geometrías muy complicadas que serían imposibles por otras técnicas, las piezas moldeadas requieren muy poco o nulo acabado pues son terminadas con la rugosidad de superficie deseada, color y transparencia u opacidad, buena tolerancia dimensional de piezas moldeadas con o sin insertos y con diferentes colores.

2.2 Fluido. (6)

Sustancia que se deforma continuamente cuando se le aplica una fuerza tangencial, conviene acotar que el hecho que se deformen al aplicar un esfuerzo de corte, no implica que no existan esfuerzos en el flujo de fluidos, los cuales juegan un papel importante en el estudio del ya mencionado flujo. Los fluidos se caracterizan según sus diferentes propiedades tales como ρ (densidad), v (volumen específico), γ (peso específico), T (temperatura), μ (viscosidad), entre otros.

2.3 Fundamentos termodinámicos. (5)

2.3.1 Primera ley de la termodinámica.

Establece una relación entre las diversas formas de energía y las interacciones termodinámicas. Esta ley expresa que la energía no se puede crear ni destruir en el transcurso de un proceso, sólo puede transformarse. Esto quiere decir que el cambio neto de energía de un sistema durante un proceso es igual a la diferencia entre la energía total que entra y la energía total que sale del sistema durante el proceso, de tal forma lo plantea la ecuación 2.5.

$$E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}} = \Delta E_{\text{sistema}} \quad (2.5)$$

Donde:

E_{entrada} = Energía total que entra al sistema (J).

E_{Salida} = Energía total que sale del sistema (J).

$\Delta E_{\text{sistema}}$ = Cambio en la energía total del sistema (J).

El cambio de energía total de un sistema durante un proceso, es la suma de los cambios en sus energías interna, cinética y potencial, como lo indica la ecuación 2.6.

$$\Delta E = \Delta U + \Delta EC + \Delta EP \quad (2.6)$$

Donde:

ΔU = Cambio en la energía interna (J).

ΔEC = Cambio en la energía cinética (J).

ΔEP = Cambio en la energía potencial (J).

Para los sistemas estacionarios, los cambios de energía cinética y potencial son cero.

Y la relación de cambio de energía total para tales sistemas queda descrita por la ecuación 2.7

$$\Delta E = \Delta U \quad (2.7)$$

2.3.2 Flujo másico.

Se define como la cantidad de masa que fluye por una sección transversal por unidad de tiempo, y se relaciona con el flujo volumétrico como se puede observar en la ecuación 2.8, el cual es el volumen de un fluido que fluye por una sección transversal por unidad de tiempo.

$$\dot{m} = \rho \dot{V} = \rho A_c \bar{V} \quad (2.8)$$

Donde:

\dot{m} = Flujo másico del fluido (kg/s).

ρ = Densidad del fluido (kg/ m³).

\dot{V} = Flujo volumétrico del fluido (m³/s).

A_c = Área transversal de la tubería (m²).

\bar{V} = Velocidad promedio del fluido (m/s).

2.3.3 Balance de masa para procesos de flujo estable.

Durante un proceso de flujo estable, la cantidad total de masa contenida dentro de un volumen de control no cambia con el tiempo ($\dot{m}_{vc} = \text{constante}$). Entonces el principio de conservación de la masa requiere que la cantidad total de masa que entra a un volumen de control sea igual a la cantidad total de masa que sale del mismo. El principio de conservación de masa para un sistema general de flujo estable con entradas y salidas múltiples. Éste se puede expresar mediante la ecuación 2.9.

$$\sum_{\text{entrada}} \dot{m} = \sum_{\text{salida}} \dot{m} \quad (2.9)$$

2.3.4 Calor específico a presión constante.

Se define como la energía requerida para elevar en un grado la temperatura de una unidad de masa de una sustancia cuando la presión se mantiene constante. El calor específico a presión constante está definido como lo describe la ecuación 2.10.

$$C_p = \left(\frac{\Delta h}{\Delta T} \right)_p \quad (2.10)$$

Donde:

C_p = Calor específico a presión constante (kJ/ kg·K).

Δh = Cambio de entalpía (kJ/kg).

ΔT = Diferencia de temperatura (°C).

2.3.5 Cambio de entalpía para sólidos y líquidos.

Si se emplea la definición de entalpía descrita en la ecuación 2.11, considerando que el volumen específico es constante, la forma diferencial del cambio de entalpía de sustancias incompresible se determinan mediante la derivación de la ecuación 2.11, tal operación permite obtener la ecuación 2.12 .

$$h = u + Pv \quad (2.11)$$

$$dh = du + v dP + P dv = du + v dP \quad (2.12)$$

De la ecuación 2.12, se obtiene la ecuación 2.13.

$$\Delta h = \Delta u + v \Delta P \cong c_{prom} \Delta T + v \Delta P \quad (2.13)$$

Donde:

Δu = Cambio en la energía interna (kJ/kg)

Δh = Cambio en la entalpía (kJ/kg)

ΔP = Cambio de la presión (kPa)

ΔT = Cambio en la temperatura (°C)

v = Volumen específico. (m³/kg)

C_{prom} = Calor específico promedio (kJ/kg·K)

Para los líquidos se utiliza comúnmente las ecuaciones 2.14 y 2.15.

Para temperatura constante:

$$\Delta h = v \cdot \Delta P \quad (2.14)$$

Para presión constante

$$\Delta h = \Delta u \cong C_p \cdot \Delta T \quad (2.15)$$

2.3.6 Balance de energía.

La energía puede transferirse desde o hacia un sistema de tres formas: calor (Q), trabajo (W) y flujo másico (\dot{m}). Las interacciones de energía se reconocen en las fronteras del sistema cuando lo cruzan, representando la energía que gana o pierde un sistema durante un proceso. Como la energía puede ser transferida a través de estas 3 maneras, un balance de energía puede expresarse de forma más explícita como se ilustra en la ecuación 2.16

$$E_{\text{Entrada}} - E_{\text{Salida}} = (Q_{\text{Entrada}} - Q_{\text{Salida}}) + (W_{\text{Entrada}} - W_{\text{Salida}}) + (E_{\text{Masa.entrada}} - E_{\text{Masa.Salida}}) \quad (2.16)$$

Donde:

E_{Entrada} = Energía total de entrada (kJ).

E_{Salida} = Energía total de salida (kJ).

Q_{Entrada} = Calor de entrada (kJ).

Q_{Salida} = Calor de salida (kJ).

W_{Entrada} = Trabajo de entrada (kJ).

W_{Salida} = Trabajo de salida (kJ).

$E_{\text{Masa.entrada}}$ = Energía de la masa de entrada (kJ).

$E_{\text{Masa.Salida}}$ = Energía de la masa de salida (kJ).

La transferencia de calor Q es cero para sistemas adiabáticos, y el transporte de energía con E_{Masa} es cero para sistemas sin flujo másico a través de sus límites (es decir, sistemas cerrados).

2.3.7 Balance de energía en procesos estables.

Ya que la energía sólo se puede transferir por calor, trabajo y masa, el balance de energía para un sistema general de flujo estable se puede escribir según la forma de la ecuación 2.17.

$$\dot{Q}_{\text{entrada}} + \dot{W}_{\text{entrada}} + \sum_{\text{entrada}} \dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_{\text{entrada}} = \dot{Q}_{\text{salida}} + \dot{W}_{\text{salida}} + \sum_{\text{salida}} \dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_{\text{salida}} \quad (2.17)$$

Donde:

\dot{m} = Flujo másico (kg/s).

ρ = Densidad del fluido (kg/m³).

V = Velocidad del flujo (m/s).

z = Altura del fluido (Respecto a un origen donde está contenido el elemento a evaluar) (m).

g = Aceleración de la gravedad (m/s²).

h_{salida} = Entalpía de salida del sistema o equipo evaluado (kJ/kg).

h_{entrada} = Entalpía de entrada del sistema o equipo evaluado (kJ/kg).

\dot{Q}_{entrada} = Calor de entrada (kW).

\dot{Q}_{salida} = Calor de salida (kW).

\dot{W}_{entrada} = Trabajo de entrada (kW).

$\dot{W}_{\text{salida}} = \text{Trabajo de salida (kW)}$.

Para fines de este estudio se realizarán las siguientes consideraciones con el fin de estimar la carga térmica para cada una de las máquinas inyectoras que se estudiarán en este proyecto:

- 1.- No existe interacción de trabajo.
- 2.- Velocidad de entrada igual a la de salida.
- 3.-Energía potencial de entrada igual a la de salida.
- 4.- Sólo entra calor al sistema propuesto (Máquinas inyectoras y/o tuberías).
- 5.- Flujo másico de entrada igual al de salida.

Aplicando las consideraciones anteriores, la ecuación 2.17 se reduce a la ecuación 2.18.

$$\dot{Q}_{\text{entrada}} + \sum_{\text{entrada}} \dot{m} (h)_{\text{entrada}} = \sum_{\text{salida}} \dot{m} (h)_{\text{salida}} \quad (2.18)$$

Despejando y simplificando se obtiene la ecuación 2.19, la cual permite determinar la carga térmica en las máquinas inyectoras que se evaluarán:

$$\dot{Q}_{\text{entrada}} = \sum \dot{m} (h_{\text{salida}} - h_{\text{entrada}}) \quad (2.19)$$

2.3.8 Ecuación de Bernoulli. (10)

Es una relación aproximada entre la presión, la velocidad y la elevación, válida en regiones de flujo estacionario e incompresible en donde las fuerzas netas de fricción son despreciables.

Para flujo estacionario e incompresible. De un punto 1 a un punto 2 final, se define la ecuación 2.20, la cual describe la ecuación de Bernoulli entre dos puntos sobre la misma línea de corriente, como se visualiza en figura 2.7 que describe a una tubería de sección circular, donde existen líneas de corriente.



Figura 2.7 Líneas de corriente de un flujo

$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} + gz_1 = \frac{P_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2} + gz_2 \quad (2.20)$$

Donde:

P_1 = Presión del fluido en el punto de entrada (Pa).

P_2 = Presión del fluido en el punto de salida (Pa).

V_1 = Velocidad promedio del fluido en el punto 1 (m/s).

V_2 = Velocidad promedio del fluido en el punto 2 (m/s).

Z_1 = Altura del fluido en el punto 1 (m).

Z_2 = Altura del fluido en el punto 2 (m).

ρ = Densidad del fluido (kg/m^3).

g = Aceleración de la gravedad (m/s^2).

Ahora bien, para definir por medio de una variable única cualquiera de los puntos que limitan a la línea de corriente en estudio, se dividirá la ecuación 2.20 entre la gravedad, considerando sólo un punto en estudio, de allí se obtiene la ecuación 2.21, ésta introduce el termino de disponibilidad de un punto cualquiera, para este caso se muestra la disponibilidad en el punto 1.

$$H_1 = \frac{P_1}{\gamma_1} + \frac{V_1^2}{2} + gz_1 \quad (2.21)$$

Donde:

H_1 = Disponibilidad en el punto 1. (m.c.f)

V_1 = Velocidad promedio del fluido en el punto 1 (m/s).

P_1 = Presión del fluido en el punto 1 (Pa).

Z_1 = Cota del punto 1 en estudio. (m)

γ_1 = Peso específico del fluido en el punto 1. (N/m³)

2.4 Principios de transferencia de calor. (4)

2.4.1 Número de Reynolds.

El flujo de un fluido a través de una tubería se puede clasificar en laminar y turbulento. Se dice que el régimen de flujo es laminar cuando las líneas de corriente son suaves y con un movimiento altamente ordenado, mientras que el flujo se considera turbulento cuando el flujo presenta fluctuaciones en la velocidad del mismo y movimientos altamente desordenados.

El régimen de flujo depende principalmente de la relación existente entre las fuerzas inerciales y las fuerzas viscosas en el fluido. Esta razón se conoce como número de Reynolds, el cual es una cantidad adimensional y se expresa para el flujo externo como lo indica la ecuación 2.22.

$$Re = \frac{V L_c}{\nu} = \frac{\rho V L_c}{\mu} \quad (2.22)$$

Donde:

Re = Número de Reynolds.

V = Velocidad media del fluido (m/s).

L_c = Longitud característica de la geometría a estudiar, diámetro para el caso de un cilindro (m).

ν = Viscosidad cinemática del fluido (m²/ s).

μ = Viscosidad dinámica del fluido (kg / m·s).

ρ = Densidad del fluido (kg/ m³).

2.4.2 Número de Nusselt.

El número de Nusselt es un número adimensional que representa el mejoramiento de la transferencia de calor a través de una capa de fluido como resultado de la convección en relación con la conducción a través de la misma capa, el cual se ve definido en la ecuación 2.23.

$$\text{Nu} = \frac{h L_c}{K} \quad (2.23)$$

Donde:

Nu = Número de Nusselt

h = Coeficiente de transferencia de calor convectivo (W/ m²· °C)

L_c = Longitud característica de la geometría a estudiar, diámetro para el caso de un cilindro (m).

K = Conductividad térmica del fluido (W/ m· °C)

Otras formas para determinar el número de Nusselt es mediante las correlaciones, que dependiendo del tipo de convección posee una ecuación asociada a cada una.

Para flujos turbulentos en conductos suaves con hidrodinámica y transferencia de calor, totalmente desarrollados en convección forzada se tiene la ecuación 2.25, la cual utiliza el factor de fricción definido en la ecuación 2.24:

$$f = (0,790 \ln (Re) - 1,64)^{-2} \quad \text{Para } 10^4 < Re < 5 \times 10^6 \quad (2.24)$$

$$\text{Nu} = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(\text{Re}-1000)\text{Pr}}{1+12,7\left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}}(\text{Pr}^{\frac{2}{3}}-1)} \quad \text{Para } 3000 < \text{Re} < 5 \times 10^6 \text{ y } 0,5 < \text{Pr} < 2000 \quad (2.25)$$

Donde:

f = Factor de fricción.

Re = Número de Reynolds.

Pr = Número de Prandlt.

2.4.3 Conducción de calor en cilindros. (12)

Consideraciones para el estudio:

a) Capa cilíndrica larga de radio interior r_1 , radio exterior r_2 , longitud L y conductividad promedio K tal como se muestra en la figura 2.8.

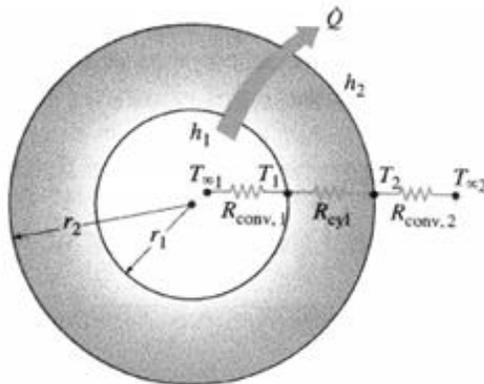


Figura 2.8 Circuito térmico a través de un cilindro. (6)

b) Las dos superficies de la capa cilíndrica se mantienen a las temperaturas constantes T_1 y T_2 .

c) No hay generación de calor en la capa y la conductividad es constante.

Para una conducción unidimensional se tiene la ecuación 2.26.

$$\dot{Q} = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{R_{\text{total}}} \quad (2.26)$$

Donde:

\dot{Q} = Flujo de calor a través del cilindro (W).

$T_{\infty 1}$ = Temperatura promedio del fluido dentro de la tubería (°C).

$T_{\infty 2}$ = Temperatura del fluido alrededor de la tubería (°C).

En la ecuación 2.26, R_{total} representa la resistencia térmica total para un caso cilíndrico sujeto a convección tanto en el lado interior como en el lado exterior y se plantea como se hace en la ecuación 2.27, es decir se suman las resistencias térmicas, conviene acotar que la ecuación que comprende la geometría real a estudiar es la ecuación 2.28 que no es más que la ecuación 2.27 planteada para un caso concreto de un cilindro, como ya bien se mencionó.

$$R_{\text{total}} = R_{\text{conv},1} + R_{\text{cil}} + R_{\text{conv},2} \quad (2.27)$$

$$R_{\text{total}} = \frac{1}{A_1 \cdot h_1} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi L K} + \frac{1}{A_2 \cdot h_2} \quad (2.28)$$

Donde:

$R_{\text{conv},1}$ = Resistencia convectiva interna (°C/W).

R_{cil} = Resistencia conductiva a través de las paredes del cilindro (°C/W).

$R_{\text{conv},2}$ = Resistencia convectiva externa (°C/W).

2.5 Flujo de fluidos en tubería (3).

2.5.1 Evaluación de las pérdidas por fricción (hf).

La evaluación de las pérdidas de disponibilidad debidas a la fricción se puede realizar por varios métodos dentro de los cuales está el propuesto por el manual del instituto hidráulica, éste se rige por la ecuación 2.29 la cual se representa a continuación.

$$hf = hf_{\text{tabla}} \cdot \left(\frac{L}{30,48} \right) \quad (2.29)$$

L = longitud del tramo de tubería (m).

hf_{tabla} = Pérdidas por fricción por cada 30,48 m de tuberías.

hf = Pérdida de disponibilidad debido a la fricción (m.c.f).

2.5.2 Pérdida de disponibilidad por fricción en válvulas y accesorios. (3)

Las válvulas y accesorios forman parte de cualquier red de tuberías y se utilizan para:

- 1.- Unir piezas y líneas de flujo.
- 2.-Variación de dirección.
- 3.-Variaciones de flujo.
- 4.-Medición de caudal.
- 5.- Regular condiciones de operación (Presión, caudal)

Las pérdidas de carga por fricción en válvulas y accesorios sólo son determinables, en general a través de ensayos experimentales ya que el comportamiento que presenta la línea de corriente de fluido dentro del accesorio es difícil de tratar analíticamente de una forma sencilla. El flujo de un fluido en condiciones estables a través de un tramo recto de tubería de diámetro uniforme produce distribución de velocidad parabólica característica, sin embargo, cualquier accesorio colocado en la tubería que cambie la dirección del flujo, o incluso parte de ella, además de alterar el modelo de flujo y crear turbulencias en el seno

del fluido, producirá fricción entre el fluido y las paredes del accesorio o válvula. Por lo que los accesorios al distorsionar el modelo de flujo produce una pérdida de carga por fricción adicional (Caída de presión) formada por:

- 1.- La caída de presión dentro del accesorio.
- 2.- La caída de presión en el tramo de tuberías “aguas arriba” por encima del valor que podría normalmente existir si no hubiera accesorio en la línea. Este efecto es pequeño.
- 3.- La caída de presión, en exceso, en el tramo de tubería “aguas abajo”, la cual puede ser comparativamente grande.

El método del instituto hidráulico para determinar la carga de fricción causada por una válvula o accesorio se puede definir por medio de la ecuación 2.30.

$$(hf)_i = K_i \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (2.30)$$

Donde;

$(hf)_i$ = Pérdida por carga de fricción en el accesorio (i).

V = Velocidad promedio (m/s)

$g = 9,8 \text{ m/s}^2$

K_i = Coeficiente de resistencia del accesorio (adimensional).

Los valores de K_i se obtienen en distintas tablas que aparecen en los anexos E3 y E4 para cada tipo de accesorios y válvulas.

2.5.3 Turbomaquinaria y aplicación en el flujo de fluidos. (6)

Una máquina es un transformador de energía, éstas se clasifican en máquinas hidráulicas y máquinas térmicas.

- Máquina hidráulica: Es aquella donde el fluido no cambia sensiblemente su densidad durante el intercambio de energía con la máquina, por lo cual en el estudio y diseño de la misma se hace la hipótesis de que la densidad es constante.
- Máquina térmica: Es aquella en que el fluido en su paso a través de la máquina varía sensiblemente de densidad y volumen específico, el cual en el diseño de la máquina ya no puede suponerse constante.

Si se analizan las máquinas hidráulicas se puede decir que éstas se clasifican en turbomáquinas y máquinas de desplazamiento positivo.

En las máquinas de desplazamiento positivo, el órgano intercambiador de energía cede energía al fluido o el fluido a él en forma de energía de presión creada por la variación de volumen.

En una turbomáquina, la variación del momento cinético del fluido se debe a la deflexión producida en el interior del rodete desde su entrada siempre axial hasta su salida.

Conviene acotar que las turbomáquinas y las máquinas de desplazamiento positivo, se subdividen en motoras y generadoras; las primeras absorben energía del fluido y restituyen en energía mecánica, mientras que las segundas absorben energía mecánica y restituyen energía al fluido.

Dentro de las turbomáquinas hidráulicas generadoras se tienen a las bombas que son equipos de álabes rotatorios capaces de añadir energía al fluido que bombea. El rendimiento de una bomba se caracteriza por su carga hidrostática neta H , que se define como el cambio en la carga hidrostática de Bernoulli entre la entrada y la descarga de la bomba:

La carga hidrostática neta H se define en la ecuación 2.31

$$H = \left(\frac{P}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + z \right)_{\text{sal}} - \left(\frac{P}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + z \right)_{\text{ent}} \quad (2.31)$$

2.5.3.1 Cálculo esquemático de la altura de bombeo H_B . (12)

Si se plantea el esquema que se muestra en la figura 2.9, se puede hacer el estudio del punto trabajo de una bomba, según la demanda de un sistema.

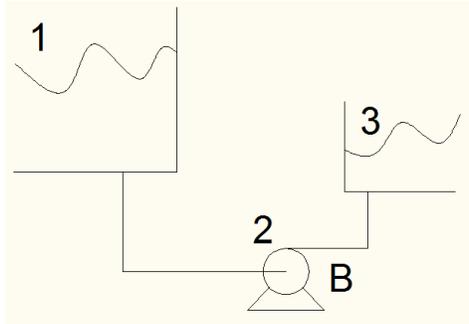


Figura 2.9 Esquema básico de bombeo.

Realizando un balance de energía entre el punto 1 hasta el punto 3, se establece la ecuación 2.32.

$$H_1 + H_{B1} = H_3 + h_{f_{1 \rightarrow 3}} \quad (2.32)$$

Donde:

H_{B1} = Altura de bombeo (m.c.f)

H_1 = Disponibilidad del fluido en el punto 1 (m.c.f)

H_3 = Disponibilidad del fluido en el punto 3 (m.c.f)

$h_{f_{1 \rightarrow 2}}$ = Pérdidas totales por fricción en el tramo de tubería (1-2) (m.c.f)

$h_{f_{2 \rightarrow 3}}$ = Pérdidas totales por fricción en el tramo de tubería (2-3) (m.c.f)

Desarrollando la ecuación 2.32, se puede obtener la altura de bombeo generalizada para dicho sistema, como se muestra en la ecuación 2.33

$$H_{B1} = \left(\frac{V^2}{2g} + \frac{P}{\gamma} + Z \right)_3 - \left(\frac{V^2}{2g} + \frac{P}{\gamma} + Z \right)_1 + h_{f_{1 \rightarrow 2}} + h_{f_{2 \rightarrow 3}} \quad (2.33)$$

2.5.5 Cavitación en bombas. (6).

La cavitación es un fenómeno negativo en la vida de útil de las bombas, este ocurre cuando la presión local dentro de la bomba (P) cae por debajo de un valor mínimo admisible determinado por la presión de saturación o presión de vapor del líquido impulsado (P_v), por lo tanto cuando $P < P_v$ se producen burbujas de vapor, que reciben el nombre de burbujas de cavitación. Este fenómeno produce ruido, vibraciones, reduce la eficiencia y daña los alabes del rotor, por lo cual es una falla totalmente indeseable en los equipos de bombeo.

La cavitación es un factor que siempre se debe tomar en cuenta al momento de seleccionar una bomba, para que un sistema no cavite se consideran los siguientes dos términos:

Carga Neta Positiva de Succión Disponible (NPSHD).

Carga Neta Positiva de Succión Requerida (NPSHR).

Para evitar la cavitación siempre se deberá cumplir lo planteado por la ecuación 2.34:

$$NPSH_D \geq NPSH_R \quad (2.34)$$

El $NPSH_R$ es la carga mínima que debe tener el líquido en la brida de succión para que la bomba pueda funcionar satisfactoriamente sin que aparezca el fenómeno de cavitación clásica.

No puede calcularse mediante procedimientos analíticos, sino estimarse por medio de ensayos en bancos de prueba y viene reflejado por el fabricante en la curva característica de la máquina.

El $NPSH_D$ se determina a través de la ecuación 2.35 que evalúa las condiciones en la succión de la bomba.

$$NPSH_D = \frac{P_o - P_v}{\gamma} \pm h_o - h_{f_{o \rightarrow s}} \quad (2.35)$$

Donde:

$NPSH_D$ = Carga neta positiva de succión disponible (m.c.f)

P_o = Presión atmosférica (N/m²)

P_v = Presión de vapor del fluido. (N/m²)

γ = Peso específico del fluido (N/m³)

h_o = Altura de succión de la bomba. Positiva si el tanque está por encima de la bomba, caso contrario será negativo (m.c.f).

$h_{f_{0 \rightarrow s}}$ = Pérdidas totales por fricción en el tramo de succión de la bomba (m.c.f).

2.6 Principios Financieros. (7)

2.6.1 Valor actual (VA).

El valor actual expresa la rentabilidad de un proyecto de inversión en forma de una cantidad de dinero de (BsF) en el presente (t=0), que es equivalente a los flujos monetarios netos del proyecto a una determinada tasa mínima de rendimiento. En otras palabras, el valor actual representa el beneficio o pérdida equivalente en el punto cero de la escala de tiempo.

De acuerdo a la definición anterior, el valor actual se calcula según lo describe la ecuación 2.36, actualizando todos los flujos monetarios netos del proyecto.

$$VA(i) = \sum_{t=0}^n F_t \left(\frac{P}{S_{i,t}} \right) \quad (2.36)$$

Dónde:

VA = Valor actual.

F_t = Flujo monetario total.

$(P/R_{i,t})$ = Factor de actualización de una serie uniforme.

t = Periodo de estudio

n = Vida útil del proyecto.

Como se visualiza en la ecuación anterior, el valor actual es función de los flujos monetarios netos, de la vida del proyecto y de la tasa mínima de rendimiento, de allí se puede decir que siempre que se cumpla la ecuación 2.37 se dirá que el proyecto es rentable.

$$VA > 0 \tag{2.37}$$

CAPÍTULO III

Marco metodológico.

3.1 Nivel de la investigación.

La investigación que se está desarrollando es de tipo descriptiva, ya que describe el problema planteado a partir de un criterio teórico previamente definido y luego este criterio se aplica a la realidad. Es decir, se estudiarán los requerimientos de las máquinas inyectoras para su enfriamiento, y tomando en cuenta los sistemas de enfriamientos convencionales existentes en planta se levantará un planteamiento para la población de Resimon C.A que se ajuste a la demanda de caudal de enfriamiento de la muestra, la cual se identifica como la planta de envases, donde se encontrarán las máquinas de inyección.

3.2 Diseño de la investigación.

Para cumplir con los objetivos de este proyecto, se desarrollará una investigación teórica y de campo. Teórica para comprender a plenitud las máquinas inyectoras, sus partes, sus etapas de funcionamiento y sus requerimientos de instalación. La investigación de campo comprende el análisis de los distintos sistemas de enfriamiento que se tienen en la empresa para así poder entender a plenitud el porqué de un sistema de enfriamiento, ¿cuáles son sus ventajas?, y ¿cómo éste funciona?, considerando los equipos necesarios para poder cumplir con una red de enfriamiento, posterior a este proceso de aprendizaje, es que se determinará cuál es el sistema de enfriamiento más conveniente para las máquinas inyectoras, las cuales tienen una demanda específica de caudal de agua o cualquier otro refrigerante (bajo recomendación de fabricante) que debe suministrarse a una temperatura y presión preindicada tanto en el molde como en el sistema hidráulico encargado del accionamiento del husillo de inyección.

A continuación se presentan las fases del diseño de investigación, las cuales permitirán alcanzar los objetivos específicos planteados.

3.2.1 Cálculo de la carga térmica que se requiere disipar del área de inyección de plásticos.

Este paso inicial indica cuanto calor debe ser retirado por máquina de inyección donde se incluye lo que es el molde y el intercambiador del sistema hidráulico. La ecuación de calor que describe esta carga sale de la sustitución de la ecuación 2.15 en la ecuación 2.19, obteniéndose la ecuación 3.1

$$\dot{Q}_{\text{entrada}} = \sum \dot{m} \cdot C_p (T_{\text{salida}} - T_{\text{entrada}}) \quad (3.1)$$

Donde:

\dot{m} = Flujo másico del fluido (kg/s).

C_p = Calor específico a presión constante del fluido (kJ/ kg·K).

$T_{\text{salida}} - T_{\text{entrada}}$ = Gradiente de temperatura del fluido (°C).

Para trabajar con esta ecuación se debe determinar el flujo másico, este viene dado por las condiciones de operación suministradas por el fabricante, partiendo del flujo volumétrico multiplicado por la densidad, como lo indica la ecuación 2.8, dicha densidad es calculada con la temperatura promedio de entrada y salida de la máquina luego se debe conocer el calor específico a presión constante a una temperatura promedio, este se obtiene de las tablas del agua, las cuales se encuentran en el anexo E2. De esta forma se puede determinar la carga generada por equipo.

Conviene acotar que la carga térmica total vendrá de la adición de las cargas existentes en los moldes de las siete máquinas, esta condición aplica para los intercambiadores del sistema hidráulico.

3.2.2 Selección de las unidades de enfriamiento que suministrarán el agua de enfriamiento a las condiciones requeridas por las máquinas inyectoras.

Las unidades de enfriamiento se seleccionarán en función de la carga térmica requerida por el sistema, la cual previamente debe ser calculada, como ya bien se explicó en el punto 3.2.1, a esta carga total de los equipos se le sumará la carga térmica indeseable, ésta no es más que la ganancia de calor en las tuberías de la red de enfriamiento.

Para esta selección también se tomará en cuenta la temperatura de trabajo de los equipos ya que dentro de cada máquina inyectora hay dos elementos diferentes que requieren refrigeración y los rangos de temperatura de estos elementos son totalmente distintos, por tales razones se determina que como mínimo se tendrán dos unidades de refrigeración con diferentes puntos de trabajo, las cuales a su vez deben ajustarse al espacio físico dispuesto en planta. Adicional a esto se deberá garantizar que las unidades de enfriamiento seleccionadas puedan trabajar en condiciones favorables, puntualmente en este proyecto se seleccionará una unidad de enfriamiento tipo chiller, la misma, a nivel industrial, se recomienda que trabaje junto a un tanque de almacenamiento térmico que funja como protector de la planta, y, a su vez, cumpla una función protectora a la referida planta en una situación crítica, adicionalmente, dicho tanque se dimensionará y se seleccionará el aislante térmico respectivo, obtenido mediante las ecuaciones de transferencia de calor pertinentes.

3.2.3 Diseño el sistema de distribución del agua de enfriamiento para las máquinas de inyección.

Inicialmente para poder definir lo que será la red de distribución de agua de enfriamiento se debe considerar lo que son las limitantes físicas en planta, para el levantamiento de la misma. A continuación se presenta la figura 3.1 donde se refleja una vista de planta del galpón de envases.



Figura 3.1 Vista de planta del galpón de envases. (Medidas en metros)

Luego de conocer el espacio dispuesto para las máquinas inyectoras, conviene acotar ciertas limitantes físicas, por ejemplo el galpón destinado para la planta de envases, ya cuenta con la losa construida para las máquinas inyectoras, también está la grúa pórtico que define un límite en la altura dentro del galpón y finalmente el espacio dispuesto para suministro de refrigeración en el área externa del galpón es de 120 m², por lo tanto la red debe ajustarse a estas condiciones físicas como ya bien se comentó.

Por otra parte el cálculo hidráulico de la red inicia con la definición de los diámetros óptimos de tubería, para esto se utilizará un método gráfico, este consiste en tomar el caudal por tramo, y la densidad a la temperatura en estudio, con estos valores se va a la gráfica que se encuentra en el anexo E1 y al unirlos por medio de una línea recta se corta un eje vertical que define los diámetros óptimos.

El cálculo de las pérdidas para la carga hidráulica, iniciará por la etapa de los accesorios, para poder conocer las pérdidas en los accesorios se obtendrán los coeficientes de resistencia de cada uno de los accesorios, utilizando las cartas CRANE, adicional a esto también se determinará el coeficiente de fricción por tramo (f) partiendo siempre del diámetro de la tubería. Finalmente se realizará el cálculo de las pérdidas en tuberías y

accesorios utilizando las ecuaciones 2.29 y 2.30 respectivamente, tomando en cuenta los valores ya comentados, posterior a esto, se sumaran las pérdidas por accesorios y por tuberías para así poder obtener los valores totales de pérdidas por tramo.

3.2.4 Selección del sistema de bombeo necesario para distribuir el agua de enfriamiento a las máquinas inyectoras.

La selección de los equipos de bombeo se realiza conociendo el caudal volumétrico requerido en cada máquina y a su vez también se deben manejar todas las características de cada tramo, con estos valores se obtiene la altura de máquina de la bomba con la ayuda de la ecuación 2.32.

Luego de tener seleccionado el equipo de bombeo se verificará que ninguno de los equipos cavite de forma clásica, por lo tanto se determinara el $NPSH_{DISPONIBLE}$ mediante la ecuación 2.35 y éste se comparará con el $NPSH_{REQUERIDO}$, el cual es dato proporcionado por el fabricante. Al comparar estos dos valores se debe garantizar que el $NPSH_{DISPONIBLE}$ sea mayor que el $NPSH_{REQUERIDO}$ para así dar seguridad del buen funcionamiento de los equipos de bombeo.

3.2.5 Determinación de los costos para la implementación del sistema de enfriamiento diseñado.

Para la determinación de los costos totales del sistema de enfriamiento se considerará cada uno de los equipos requeridos para el mismo, el transporte y la instalación.

Con la información de costos totalizada se realizará un estudio técnico económico basada en el método de cálculo del valor actual, esto se hará en función de las cotizaciones manejadas.

Este mencionado estudio económico se hará con el objetivo de realizar una estimación del tiempo en el cual se recuperará la inversión según la producción de envases y el costo de los mismos para la empresa.

CAPÍTULO IV

Desarrollo de la investigación.

En este capítulo de la investigación se desarrolla la metodología y se alcanzan los objetivos específicos planteados para este proyecto, se alcanzara cada objetivo según la metodología planteada en el capítulo III, en la misma secuencia de cálculo se irán presentando los resultados de forma ordenada.

4.1 Datos iniciales.

El modelo de la máquina de inyección ya está seleccionado por la empresa, en los anexos A1 y A2 se muestran las especificaciones técnicas y las dimensiones de las máquinas. La temperatura de operación de las máquinas va a depender del producto a elaborar, ya que según el producto, se define el molde y éste varía sus temperaturas de trabajo a razón de la forma plástica que se quiere producir. En Corimon Pinturas se tendrán moldes de tapas de 3,79 litros (1 galón), tapas de 15,14 litros (4 galones), envases de 3,79 litros (1 galón) y envases de 15,14 litros (4 galones), pero para fines de este proyecto se trabajará sólo con la información de la máquina Kw 38 Pi con un molde de tapas de 1 galón de 4 cavidades y la máquina Kw 70 Pi con un molde de 1 cavidad para envases de 4 galones, ya que éstos son los únicos datos que se tienen en planta, y se estima que estos dos moldes serán los modelos críticos para la producción de cada máquina respectivamente, por lo que se realiza el cálculo en base a estos modelos de moldes, garantizando un diseño del sistema de enfriamiento que cumpla con las exigencias planteadas para las máquinas.

A continuación se muestra la tabla 4.1 donde se indica la producción de los envases relevantes para esta investigación.

Tabla 4.1 Datos de producción de las máquinas de inyección. Corimon Pinturas C.A

Denominación	Fabricante	Modelo	Capacidad. 4 galones (Kg/h)	Capacidad. Tapa de galón (Kg/h)
MI1	BMB	Kw 38 Pi	-	90
MI2	BMB	Kw 38 Pi	-	90
MI3	BMB	Kw 38 Pi	-	90
MI4	BMB	Kw 70 Pi	120	-
MI5	BMB	Kw 70 Pi	120	-
MI6	BMB	Kw 70 Pi	120	-
MI7	BMB	Kw 70 Pi	120	-

Los equipos de refrigeración se determinarán posteriormente según la carga térmica total generada en el proceso de inyección.

4.1.1 Datos nominales para las máquinas de inyección y los equipos de enfriamiento de planta envases.

Los datos que se presentan a continuación desde la tabla 4.2 hasta la tabla 4.7 son los datos nominales establecidos por el fabricante, suministrados por la empresa. Estos pueden verificarse en el anexo A1.

Tabla 4.2 Temperatura del agua requerida por la máquina Kw 38 Pi trabajando con un molde de 4 cavidades para tapas de 1 galón. Corimon Pinturas C.A.

Máquina inyectora	Tentrada (°C) Molde	Tsalida (°C) Molde	Tentrada (°C) Intercambiador	Tsalida (°C) Intercambiador
MI1	12,50	17,00	30,00	33,00
MI2	12,50	17,00	30,00	33,00
MI3	12,50	17,00	30,00	33,00

Tabla 4.3 Temperatura del agua requerida por la máquina Kw 70 Pi trabajando con un molde de 1 cavidad para envases de 4 galones. Corimon Pinturas C.A.

Máquina inyectora	Tentrada (°C) Molde	Tsalida (°C) Molde	Tentrada (°C) Intercambiador	Tsalida (°C) Intercambiador
MI4	13,00	18,00	29,00	34,00
MI5	13,00	18,00	29,00	34,00
MI6	13,00	18,00	29,00	34,00
MI7	13,00	18,00	29,00	34,00

Los datos nominales de los caudales y presiones para el agua de refrigeración requeridas por las máquinas inyectoras se presentan en las tablas 4.4 y 4.5.

Tabla 4.4 Caudales y caída de presión del agua requerida por la máquina Kw 38 Pi trabajando con un molde de 4 cavidades para tapas de 1 galón. Corimon Pinturas C.A.

Máquina inyectora	V (m ³ /h) Molde	ΔP (kPa) Molde	V (m ³ /h) intercambiador	ΔP (kPa) Intercambiador
MI1	3,50	69,10	1,60	45,00
MI2	3,50	69,10	1,60	45,00
MI3	3,50	69,10	1,60	45,00

Tabla 4.5 Caudales y caída de presión del agua requerida por la máquina Kw 70 Pi trabajando con un molde de 1 cavidad para envases de 4 galones. Corimon Pinturas C.A.

Máquina inyectora	V (m ³ /h) Molde	ΔP (kPa) Molde	V (m ³ /h) intercambiador	ΔP (kPa) Intercambiador
MI4	5,70	90,00	2,30	55,00
MI5	5,70	90,00	2,30	55,00
MI6	5,70	90,00	2,30	55,00
MI7	5,70	90,00	2,30	55,00

4.2 Cálculo de cargas térmicas.

Utilizando las ecuaciones 2.8, 2.10, 2.15 y 2.19 se calcularon las cargas térmicas nominales requeridas por las máquinas de inyección, tomando en cuenta el intercambiador de calor del tanque del sistema hidráulico y el molde. El procedimiento de cálculo se

encuentra en el apéndice A.1. Las tablas 4.6, 4.7, 4.8 y 4.9 se originan de los valores obtenidos de las ecuaciones mencionadas y las cuales reflejaran las cargas térmicas por equipo.

Tabla 4.6 Cargas térmicas de la máquina de inyección Kw 38 Pi en el intercambiador.

Máquina inyectora	ρ (kg/m ³)	V (m ³ /h)	\dot{m} (kg/h)	T prom (°C)	ΔT (°C)	Qt (kW)	Qt (Ton Ref)
MI1	995,80	1,60	1.593,28	31,5	3	5,54	1,57
MI2	995,80	1,60	1.593,28	31,5	3	5,54	1,57
MI3	995,80	1,60	1.593,28	31,5	3	5,54	1,57

Tabla 4.7 Cargas térmicas de la máquina de inyección Kw 38 Pi en el molde.

Maquina inyectora	ρ (kg/m ³)	V (m ³ /h)	\dot{m} (kg/h)	T prom (°C)	ΔT (°C)	Qt (kW)	Qt (Ton Ref)
MI1	999,35	3,50	3.497,73	14,75	4,50	18,32	5,21
MI2	999,35	3,50	3.497,73	14,75	4,50	18,32	5,21
MI3	999,35	3,50	3.497,73	14,75	4,50	18,32	5,21

Tabla 4.8 Cargas térmicas de la máquina de inyección Kw 70 Pi en el intercambiador.

Máquina inyectora	ρ (kg/m ³)	V (m ³ /h)	\dot{m} (kg/h)	T prom (°C)	ΔT (°C)	Qt (kW)	Qt (Ton Ref)
MI4	995,80	2,30	2.290,34	31,5	5	13,26	3,77
MI5	995,80	2,30	2.290,34	31,5	5	13,26	3,77
MI6	995,80	2,30	2.290,34	31,5	5	13,26	3,77
MI7	995,80	2,30	2.290,34	31,5	5	13,26	3,77

Tabla 4.9 Cargas térmicas de la máquina de inyección Kw 70 Pi en el molde.

Máquina inyectora	ρ (kg/m ³)	V (m ³ /h)	\dot{m} (kg/h)	T prom (°C)	ΔT (°C)	Qt (kW)	Qt (Ton Ref)
MI4	999,27	5,70	5.695,81	15,5	5	33,15	9,42
MI5	999,27	5,70	5.695,81	15,5	5	33,15	9,42
MI6	999,27	5,70	5.695,81	15,5	5	33,15	9,42
MI7	999,27	5,70	5.695,81	15,5	5	33,15	9,42

Al sumar todas las cargas térmicas generadas por las máquinas inyectoras, se obtiene el total del calor generado por los equipos, conviene acotar que se totalizarán las cargas generadas por los moldes en la tabla 4.10, posteriormente se presenta la tabla 4.11 que contiene el total de carga térmica para los intercambiadores.

Tabla 4.10 Carga térmica total en los moldes de las máquinas inyectoras.

Máquina inyectora	Qt kW (Ton Ref)
MI1	18,32 (5,21)
MI2	18,32 (5,21)
MI3	18,32 (5,21)
MI4	33,15 (9,42)
MI5	33,15 (9,42)
MI6	33,15 (9,42)
MI7	33,15 (9,42)
Total	187,54 (53,32)

Tabla 4.11 Carga térmica total en los intercambiadores de las máquinas inyectoras.

Máquina inyectora	Qt kW(Ton Ref)
MI1	5,54 (1,57)
MI2	5,54 (1,57)
MI3	5,54 (1,57)
MI4	13,26 (3,77)
MI5	13,26 (3,77)
MI6	13,26 (3,77)
MI7	13,26 (3,77)
Total	69,67 (19,81)

4.2.1 Unidades requeridas para el sistema de refrigeración.

La selección de las unidades de refrigeración se realiza en base a la demanda térmica de las máquinas inyectoras. Conviene acotar que existe una diferencia bien definida en los requerimientos de enfriamiento, bien es cierto que cada máquina inyectora cuenta con un

molde y con un intercambiador de calor para el sistema hidráulico, ahora esto no implica que ambas partes deban ser enfriadas por un mismo equipo, ya que las variables que son capaces de definir el equipo de refrigeración son la temperatura de entrada y el caudal requerido, que en consecuencia definen a la ya mencionada carga térmica.

Al observar las temperaturas de entrada en las tablas 4.2 y 4.3 se hace notable una diferencia entre los requerimientos de enfriamiento para los moldes y los requerimientos de enfriamiento de los intercambiadores, la diferencia de temperatura requerida en los caudales de entrada es de 17, 50 °C, intervalo lo suficientemente alto para definir según lo expuesto anteriormente que los moldes trabajarán con una unidad de refrigeración diferente a la del intercambiador del sistema hidráulico, evidentemente para los moldes la unidad de refrigeración deberá ser capaz de entregar temperaturas bajas a diferencia de la temperaturas prácticamente ambientales requeridas por los intercambiadores del sistema hidráulico.

Los equipos utilizados en la industria para trabajar con bajas temperaturas, condición requerida para los moldes, son por excelencia los chiller, éstos pueden ser enfriados por agua o por aire, para este proyecto se utilizará un chiller enfriado por aire, ya que en comparación con los equipos enfriados por agua las unidades enfriadas por aire requieren de menor mantenimiento, factor que favorece en el plano de los costos a la empresa.

Estas unidades de refrigeración de bajas temperaturas normalmente trabajan con un tanque de almacenamiento térmico, esto con el fin de proteger el sistema y a la unidad de refrigeración en diferentes momentos críticos. Por ejemplo si el equipo de enfriamiento falla, el tanque de almacenamiento tendrá una autonomía de trabajo por un tiempo determinado, adicional a esto, éste tanque tiene la capacidad de favorecer a la unidad de refrigeración en momentos donde la temperatura ambiente va disminuyendo ya que en consecuencia el agua almacenada tenderá a manejar temperaturas promedio bajas y esto permitirá que la unidad de refrigeración trabaje menos, por ende consumirá menor cantidad de energía, lo que se traduce en ahorro de costos por energía. Por lo tanto también se incluye para este diseño un tanque de almacenamiento, que si dimensionará a continuación, ya que su diseño sólo depende del caudal total requerido, el tiempo de autonomía y el espacio dispuesto para el mismo.

Ahora bien para el caso de los intercambiadores, la unidad de enfriamiento recomendada es una torre de enfriamiento de tiro inducido ya que es un equipo capaz de enfriar el agua de suministro en un intervalo promedio de la temperatura ambiente, este es un equipo de bajo costo y de bajo consumo de energía, capaz de cubrir los requerimientos que demandan los intercambiadores tanto en temperatura como en caudal.

4.2.2 Dimensionamiento del tanque de almacenamiento.

La primera variable que interviene en el dimensionamiento del tanque de almacenamiento es el radio del tanque, este lo define el espacio físico disponible en planta para el tanque, como puede visualizarse en la figura 4.1 el espacio disponible tiene un ancho máximo de 4,50 m, por lo tanto se fijará el diámetro de 3 m dejando una holgura de 1,5 m para distribuirse en el área disponible.

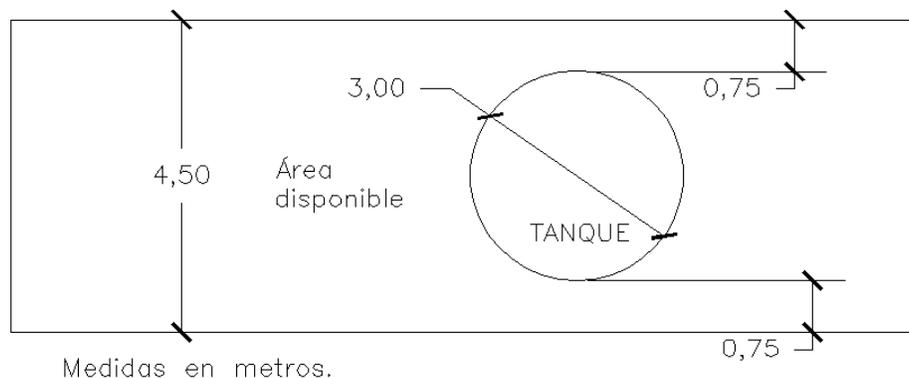


Figura 4.1 Espacio disponible para el tanque de almacenamiento térmico.

La segunda variable que define lo que será la altura del tanque, vendrá dada por el tiempo que se considera necesario para que el tanque descargue el caudal que requiere el sistema sin alimentación del chiller, según ASHRAE handbook Systems and equipment (2009), los tanques de almacenamiento térmico deben tener una autonomía mínima de 30 min, por tales razones a este tanque se le asignará una autonomía de 1 hora y así el diseño se mantiene por encima de la recomendación mínima.

Por lo tanto para una autonomía de 1 hora a un caudal de $33,30 \text{ m}^3/\text{h}$ se requiere una altura de tanque de 4,71 m. Para verificar el cálculo, ver apéndice A2.

4.3 Diseño de la red de distribución para el enfriamiento de las máquinas inyectoras.

4.3.1 Condiciones de donde parte el diseño.

Todos los datos de operación fueron suministrados por la empresa Corimon pinturas C.A posterior a su levantamiento técnico realizado en las distintas visitas hechas a casas de fabricación de máquinas inyectoras en el mundo, factor que llevó a concretar la compra con la empresa BMB por ofrecer la mejor oportunidad técnico económica, los datos suministrados pueden verificarse en el anexo A.1 donde se muestra las especificaciones de las máquinas inyectoras, éstos también se encuentran en las tablas 4.2, 4.3, 4.4 y 4.5, para la red de distribución se tomará en cuenta las presiones de entrada y salida de los equipos y el caudal de trabajo requerido por las máquinas inyectoras, el cual es 3,50 m³/h para las máquinas Kw 38 Pi y de 5,70 m³/h para las máquinas Kw 70 Pi, considerando también el número de equipos implicados.

El diseño comprende un sistema de enfriamiento que debe ajustarse a la normativa respectiva, y las necesidades de la planta, comprendiendo su demanda de refrigeración y los aspectos de campo, ya que el galpón de envases cuenta con un área disponible de 135 m² para la instalación de equipos para enfriamiento, también debe tomarse en cuenta una grúa semipórtico que va instalada sobre las máquinas a lo largo de todo el galpón, ésta puede visualizarse en el anexo D, para fines de cambio de moldes y mantenimiento de los motores de las máquinas, esta grúa semipórtico tendrá una altura de 6 m por lo tanto las tuberías de enfriamiento deben ajustarse a esta altura, adicional a esto también está la limitante de que la losa del galpón para las máquinas inyectoras ya está construida, por tales motivos la forma más prudente para la red de distribución es la forma aérea, es decir que las tuberías entren al galpón con cierta altura, ya que tampoco deben entrar al galpón a ras de piso porque estarían limitando el espacio efectivo de trabajo.

4.3.2 Esquemas y diagramas de la red de distribución de tuberías y accesorios propuesta para el sistema de enfriamiento.

A continuación en la figura 4.2, 4.3 y 4.4 se presentan los diagramas que componen la propuesta básica para la red de tuberías del sistema de enfriamiento, ésta se diseñó en función de las restricciones físicas en planta y a su vez también se toman en cuenta los equipos y accesorios necesarios para dicha red.

El diagrama general propuesto para la red de los moldes, los respectivos esquemas y algunas vistas isométricas de lo que se espera para la red de tuberías pueden observarse en detalle en el apéndice I, puntualmente en éste apéndice, están contenidas las figuras A9 (diagrama general de la red de tuberías para los moldes), A10 (Esquema de la red de tuberías para los moldes), A11 (Esquema de la red de tuberías para el bloque tanque-chiller), A12 (Esquema de la red de tuberías para los intercambiadores), A13 (Vistas isométricas de la red de tuberías para los moldes) y A14 (Vistas isométricas de la red de tuberías para los intercambiadores).

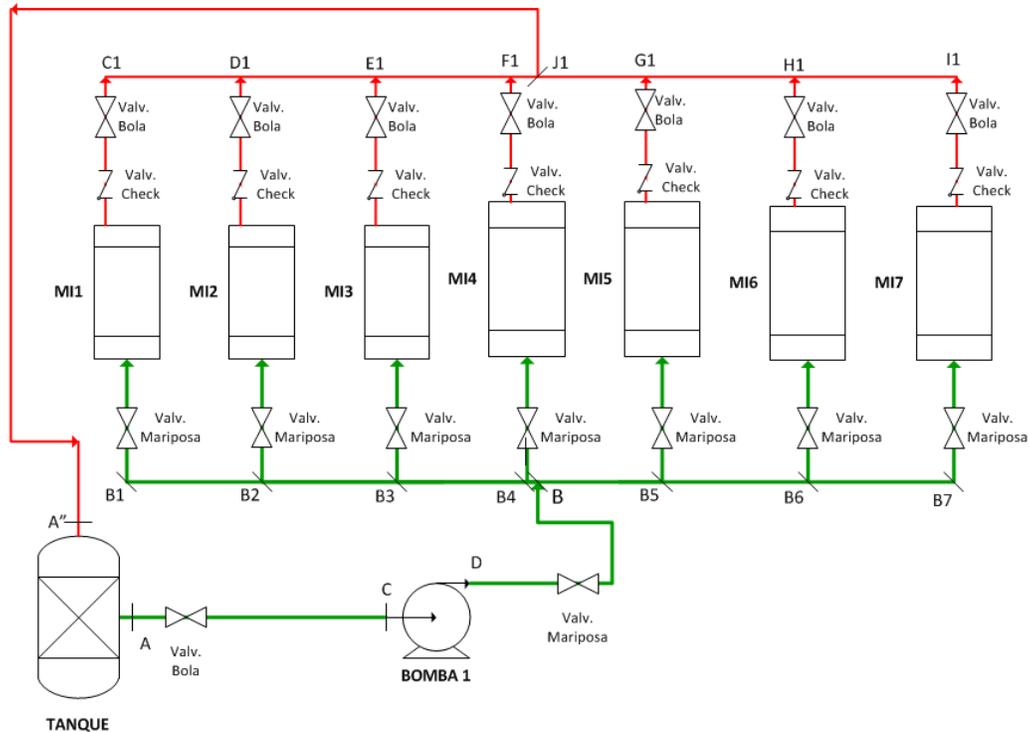


Figura 4.2 Sistema de enfriamiento para los moldes.

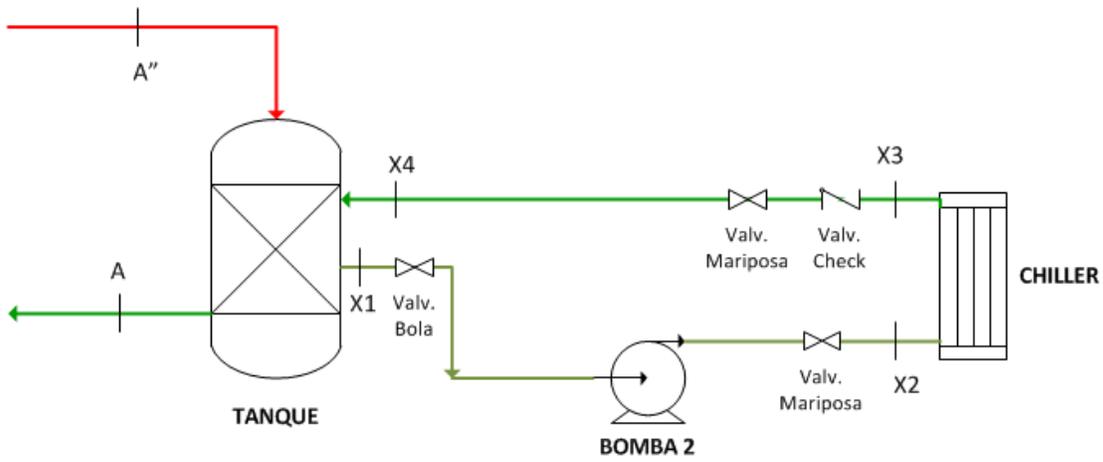


Figura 4.3 Sistema de enfriamiento de la red de tuberías para el bloque tanque-chiller.

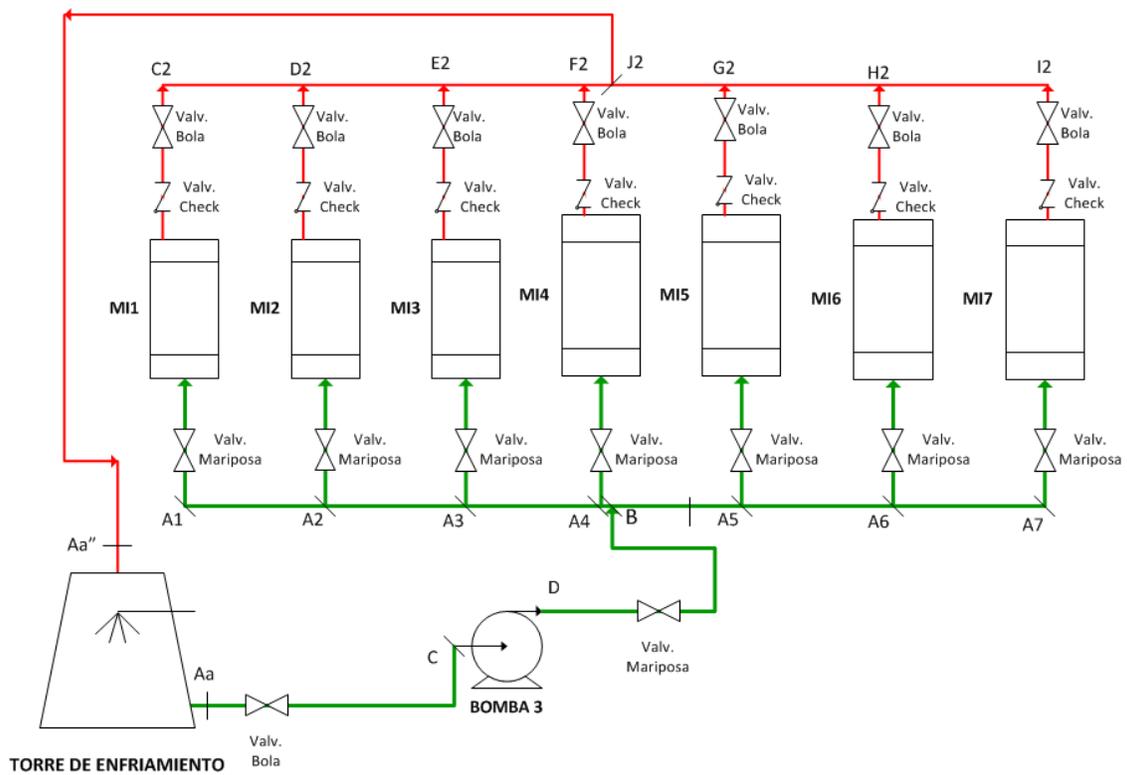


Figura 4.4 Sistema de enfriamiento para los intercambiadores.

4.3.3 Diámetros para los tramos de tuberías.

El diámetro es un factor relevante para este diseño, ya que a razón del caudal que debe manejar cada tubería se escogerá el diámetro que ofrezca la mejor opción técnico económica, gracias a que este representa un equilibrio entre los costos de inversión y los costos de operación, también es importante resaltar que la buena escogencia del diámetro que se ajuste al caudal de trabajo, reducirá el excesivo desgaste interno de la tubería, disminuyendo así el factor de pérdidas y favoreciendo a los equipos de bombeo.

Para determinar el diámetro económico de cada tramo se realizó el procedimiento descrito en el apéndice B fundamentado en el Handbook Manual del Ingeniero Químico, 1963.

Dentro de este contexto se presentan las tablas 4.12 y 4.13, las cuales indican los diámetros y las longitudes de los tramos de tubería para el sistema de enfriamiento de los moldes y de los intercambiadores de calor del sistema hidráulico respectivamente.

Tabla 4.12 Diámetros y caudales para el sistema de enfriamiento de los moldes.

MOLDES		
Tramo	Caudal (m ³ /h)	Diámetro m (pulg)
A-B	33,30	0,10 (4)
B-B1	16,20	0,10 (4)
B-B7	17,10	0,10 (4)
B1-C1	3,50	0,05 (2)
B2-D1	3,50	0,05 (2)
B3-E1	3,50	0,05 (2)
B4-F1	5,70	0,05 (2)
B5-G1	5,70	0,05 (2)
B6-H1	5,70	0,05 (2)
B7-I1	5,70	0,05 (2)
C1-J1	16,20	0,10 (4)
I1-J1	17,10	0,10 (4)
J1-A"	33,30	0,10 (4)

Tabla 4.13 Diámetros y caudales para el sistema de enfriamiento de los intercambiadores de calor del sistema hidráulico.

INTERCAMBIADOR		
Tramo	Caudal (m ³ /h)	Diámetro m (pulg)
Aa-B	14,00	0,05 (2)
B-A1	7,10	0,05 (2)
B-A7	6,90	0,05 (2)
A1-C2	1,60	0,038 (1,5)
A2-D2	1,60	0,038 (1,5)
A3-E2	1,60	0,038 (1,5)
A4-F2	2,30	0,038 (1,5)
A5-G2	2,30	0,038 (1,5)
A6-H2	2,30	0,038 (1,5)
A7-I2	2,30	0,038 (1,5)
C2-J2	7,10	0,05 (2)
I2-J2	6,90	0,05 (2)
J2-Aa"	14,00	0,05 (2)

4.3.4.1 Cálculo de la carga térmica indeseable en la red de tuberías propuesta para los moldes y selección de equipos.

Estas cargas térmicas ambientales indeseadas se incluyen porque representan un estimado del calor que se generará en los tramos de tuberías que conducen el fluido a los equipos. El procedimiento en detalle está descrito en el apéndice C, donde básicamente lo que se hace es buscar el calor que pierde transversalmente una tubería, considerando su temperatura interna y la temperatura del ambiente, este calor luego se multiplicará por las longitudes pertinentes y de esa forma se obtiene una carga térmica que permita estimar cuanto calor absorbe el agua en cada tramo de tubería.

Este cálculo también permite conocer las temperaturas de entrada y salida del tanque de almacenamiento térmico, ya que al conocer la carga de calor que recibe cada tubería se puede conocer las temperaturas en diferentes puntos de la misma, lo que lleva a conocer la temperatura de retorno justo a la entrada del tanque de almacenamiento térmico, factor que permite estudiar como es el comportamiento del tanque de almacenamiento térmico.

A continuación se muestra la tabla 4.14, en ésta se indican las longitudes de los tramos que conforman la red de enfriamiento para los moldes y la carga térmica indeseable para el bloque de retorno de dicha red. El cálculo térmico indeseable se hizo para el tramo de retorno en la red de enfriamiento, con el fin de que por medio de este también se pueda conocer el valor de temperatura para el fluido de enfriamiento a la entrada del tanque de almacenamiento térmico, valor de suma importancia para poder seguir evolucionando en el cálculo, ya que éste es uno de los elementos que permite conocer el comportamiento del fluido dentro del ya mencionado tanque.

Tabla 4.14 Longitudes por tramo y carga térmica indeseable para el bloque de retorno de la red de enfriamiento de los moldes.

Tramos	Longitudes	Tramos	Longitudes	Qt. Retorno kW (Ton de ref)
B1-MI1	6,20	MI1-C1	7,60	0,024 (0,0068)
B2-MI2	6,20	MI2-D1	7,60	0,024 (0,0068)
B3-MI3	6,20	MI3-E1	7,60	0,024 (0,0068)
B-MI4	6,20	MI4-F1	7,60	0,024 (0,0068)
B5-MI5	6,20	MI5-G1	7,60	0,024 (0,0068)
B6-MI6	6,20	MI6-H1	7,60	0,024 (0,0068)
B7-MI7	6,20	MI7-I1	7,60	0,024 (0,0068)
B1-B7	38,70	C1-I1	38,70	0,1234 (0,0351)
A-C /C-B	3,80/ 8,20	J1-A"	4,44	0,022 (0,0063)
Total de la carga				0,3134 (0,0891)

En la tabla 4.14 se visualiza la carga indeseable total para la red de tuberías de los moldes en la fase de retorno, es notorio el hecho de que esta carga es pequeña en comparación con la carga que requieren los equipos, incluso estimando que la fase de suministro maneja la misma carga térmica indeseable encontrada en la fase de retorno, se totalizaría al menos una carga térmica indeseable de 0,1782 ton ref, cifra que no es más que el doble de la carga encontrada en la fase de retorno.

Este total de 0,1782 ton ref lo que traduce es que el elemento concreto que define la selección de la unidad de refrigeración son las máquinas inyectoras, ya que el valor de carga indeseable es pequeño, por lo tanto ya se puede definir cuál es el equipo de

refrigeración requerido para la red de enfriamiento de los moldes de las máquinas inyectoras.

Considerando que el total de carga de refrigeración requerido viene dado por la suma del total de carga indeseable, más el total de carga requerida por los moldes de las máquinas inyectoras reflejadas en la tabla 4.10, se determina que el equipo de refrigeración tendrá que cubrir con una carga total de 53,49 ton ref.

Como ya bien se comentó anteriormente en el punto 4.2.1 el tipo de unidad recomendada para este tipo de enfriamiento son los equipos tipo chiller, enfriados por aire, se escoge la compañía Carrier como fabricante, ya que por excelencia y años de servicio es la marca utilizada en Corimon pinturas C.A, de tal forma que la unidad seleccionada se muestra en la tabla 4.15.

Tabla 4.15 Datos técnicos de la unidad de refrigeración Chiller.

Denominación	Fabricante	Modelo	Capacidad
CH1	Carrier	30XA80	80 Ton ref

Las unidades de refrigeración (Chiller) del mercado actual son diseñadas para que trabajen a un 80 % de su carga de refrigeración total, esto con el fin de no sobrecargar los compresores y así no llevar el equipo a un estado crítico, donde los porcentajes de energías consumida aumentan, el hecho de no sobrecargar estas unidades de refrigeración también favorece a la vida útil de las mismos. Dentro de este orden de ideas se determina en la tabla 4.16 la carga real de trabajo esperada (Carga teórica) para la unidad recomendada, bajo la recomendación de fabricante.

Tabla 4.16 Condiciones de carga teórica para chiller de 80 Ton Ref.

Equipo	Q Nominal (Ton Ref)	Q Teórico (Ton Ref)
Chiller 1	80	64

Tomando en cuenta que el total de carga térmica requerido es de 53,49 ton ref para la red de enfriamiento de los moldes, se verifica que la carga de refrigeración teórica de 64 Ton

ref está por encima de lo requerido, lo que garantiza que el equipo no superará sus condiciones de trabajo recomendadas por el fabricante.

En la tabla 4.17 se presentan las condiciones nominales de trabajo del chiller de 80 Ton Ref seleccionado.

Tabla 4.17 Temperaturas de entrada y salida del chiller, caudal y caída de presión.

Equipos (Ton Ref)	Tentrada (°C)	Tsalida (°C)	ΔT (°C)	V (m ³ /h)	ΔP (kPa)
Chillers 1 (80)	15	10	5	50,71	40,31

Luego de conocer la 1ra unidad de refrigeración, se deben fijar sus longitudes de tubería y sus diámetros económicos en función del caudal como ya bien se explicó en el punto 4.3.3 de allí se genera la tabla 4.18. Conviene acotar que este caudal del chiller de 50, 71 m³/ h es un caudal que estará recirculando entre el tanque de almacenamiento térmico y el chiller, este caudal no define la selección de equipo ya que este no va al sistema directamente, el único elemento que permite escoger el equipo es la carga térmica requerida, con el caudal lo que se garantiza es que la tasa de tiempo de enfriamiento será pequeña ya que este equipo es capaz de retirar 5 °C a un caudal de 50,71 m³/ h.

Tabla 4.18 Caudal, diámetros y longitudes para la red de enfriamiento de los moldes, en su bloque de red tanque-chiller.

Tramo	Caudal (m ³ /h)	Diámetro (m) (pulg)	Longitud (m)
X1-Succión	50,71	(0,15)(6)	9,58
Descarga- X2	50,71	(0,15)(6)	3,82
X3-X4	50,71	(0,15)(6)	16

Una vez conocida la unidad de refrigeración y sus partes que definen la red, se inicia el estudio del comportamiento del tanque de almacenamiento térmico (Tanque pulmón), donde se considera el flujo de retorno del sistema y el caudal de entrada y salida que va a la unidad de refrigeración (Chiller), el cálculo en detalle se describe en el apéndice D, la

temperaturas esperadas en el mismo obtenidas del ya mencionado apéndice, se pueden visualizar en el figura 4.5.

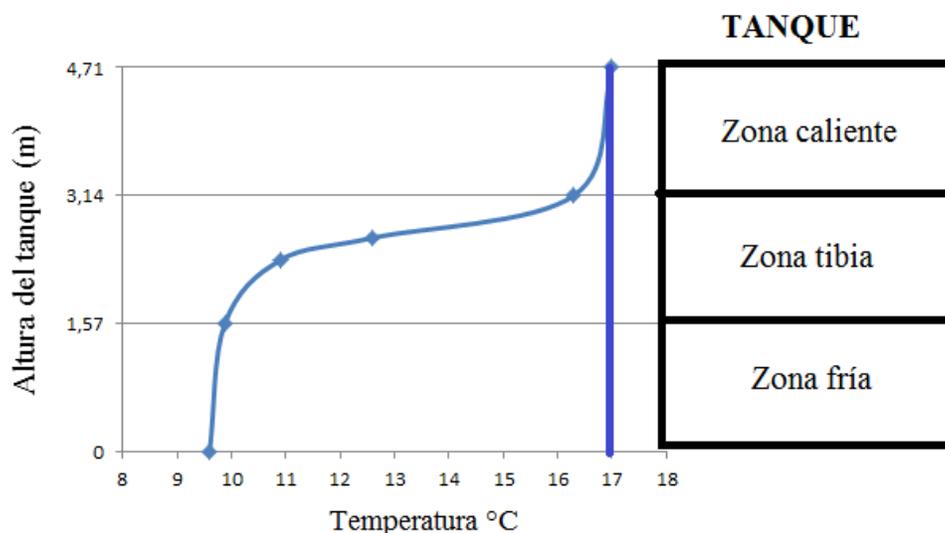


Figura 4.5 Comportamiento de la temperatura dentro del tanque de almacenamiento térmico.

Como bien se puede observar en la figura 4.5, la temperatura en la zona caliente es de 17°C, esta temperatura comienza a disminuir cuando recibe el agua proveniente del chiller a 10 °C, lo que permite que la zona de estratificación térmica se encuentre en el orden de los 12,77 °C, desde allí bajará hasta 9,77 °C aproximadamente, la caída en la zona de estratificación térmica es de 3 °C, planteamiento afirmado en el handbook ASHRAE “Systems and equipment”, 2008 en su capítulo 50.

Adicional a esto el lector se preguntara, ¿ Pero y la temperatura de 15 °C del agua que toma el chiller dónde queda?, la respuesta a esto, es que el chiller siempre mantiene un flujo de recirculación, pero el único momento en que el equipo enfría, es cuando el censa que el agua ya llegó a 15 °C es allí donde el comienza a enfriarla, hasta llevar a el tanque a un comportamiento parecido al de la figura 4.5, el cual se corresponde con el gráfico de “Perfil típico de la temperatura de estratificación térmica en un tanque de almacenamiento” mostrado en la literatura ya mencionada del ASHRAE.

4.3.4.2 Aislante recomendado para el tanque de almacenamiento.

Para determinar el aislamiento del tanque de almacenamiento se construyó un camino de cálculo explicado a detalle en el apéndice D.a, allí se realizó un cálculo por medio de circuitos térmicos que relacionan el calor que se disipa en el tanque con las distintas temperaturas que componen el circuito, esto con el fin de poder despejar el espesor del aislamiento, conviene acotar que el procedimiento de despeje de la variable se obtiene de la suma de las dos ecuaciones que componen el ya mencionado circuito, lo que permite eliminar ciertas variables y desde allí conseguir el espesor de aislante recomendado. Conviene acotar que se hizo la suposición de que la temperatura interna promedio es la misma temperatura de pared, ya que como se muestra en la figura 4.6 en el tanque de almacenamiento existe mucho flujo de recirculación con líneas de temperaturas variables que tenderán a la temperatura promedio, dicha afirmación favorece la suposición planteada.

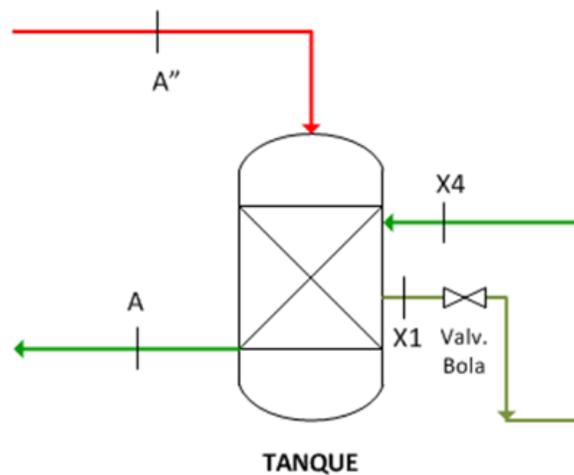


Figura 4.6 Entradas y salidas del tanque de almacenamiento térmico.

El espesor de aislamiento recomendado es de 0,0127 m, el aislamiento seleccionado para el tanque es de poliuretano expandido con lamina de aluminio, esto por sus buenas condiciones de trabajo, su facilidad comercial y está aprobado en tabla para el intervalo de temperaturas de trabajo, según ASHRAE “Fundamentals”, 2009, en su capítulo 23.

4.3.5 Carga térmica indeseable en la red de tuberías propuesta para los intercambiadores y selección de equipos.

La carga térmica indeseable para el tramo de los intercambiadores, es muy pequeña incluso mucho más que la ya calculada carga térmica indeseable para el tramo de retorno de los moldes, esta carga térmica es pequeña a causa de que la diferencia de temperatura entre el agua que viaja por las tuberías de enfriamiento y el ambiente es reducida, ya que bien como se explicó en el apéndice C la temperatura ambiente que se puede definir en Valencia Edo Carabobo como crítica está en el orden de 33°C según el INAMEH, y para este bloque de enfriamiento el agua está en el orden de los 29 °C para el tramo de ida, lo que refleja una diferencia de 4°C que comparados con los 16 °C que definen la diferencia de temperatura en los moldes, son a duras penas un 25 % del delta de temperatura definido por lo moldes, por lo tanto asumiendo una situación de sobre diseño para este bloque se dirá por las razones ya expuestas que la carga térmica indeseable será igual a la carga térmica indeseable de la red de enfriamiento para los moldes, la cual es de 0,1782 ton ref, viéndose que este planteamiento se hace bajo una supuesta situación crítica, muy difícil de alcanzar para el bloque de los intercambiadores, pero la adición de esta carga a las requeridas por los intercambiadores no hace más que favorecer el diseño, por lo tanto el total de carga térmica requerida por los intercambiadores se obtiene de la suma de las 0,1782 ton ref propuestas como carga indeseable más las 19,81 ton ref requeridas por los intercambiadores reflejadas en la tabla 4.11, por lo tanto el total requerido para este bloque es de 19,98 ton ref.

Con la carga térmica requerida ya totalizada y tomando las consideraciones mencionadas en el punto 4.2.1 se recomienda una torre de enfriamiento de tiro inducido, ya que este tipo de equipo se ajusta a las condiciones requeridas, principalmente a razón de que el delta de temperatura es pequeño, por lo tanto puede ser manejado por una torre de enfriamiento, la cual es un equipo de dimensiones pequeñas que consume poca energía en comparación con los equipos de refrigeración industrial normalmente utilizados, por lo tanto la unidad de refrigeración seleccionada para los intercambiadores es la que se indica en la tabla 4.19 según sus especificaciones dadas en el anexo B2, ésta se ajusta a las necesidades técnicas y físicas de la planta, ya que el espacio para suministro del galpón de envases es bastante limitado, elemento al que se ajusta totalmente este estilo de torres compactas, las cuales no

requieren estanques, y en cuanto a condiciones de trabajo requeridas también se ajustan como ya bien se mencionó, ya que su rango de temperatura está dentro de lo deseado y el caudal es de 15,90 m³/h totalmente ajustado a los 14, 00 m³/h requeridos, el cual fue indicado en la tabla 4.13.

Tabla 4.19 Datos técnicos de la torre de enfriamiento. IM Industrial Mexicana S.A

Denominación	Fabricante	Modelo	Capacidad
TE1	IM	IM-FCF-2000/ 30 G	27 Ton ref

Las especificaciones técnicas de la torres de enfriamiento se pueden observar en la tabla 4.20.

Tabla 4.20 Especificaciones técnicas de la torre de enfriamiento de tiro inducido. IM Industrial Mexicana S.A.

Torre de enfriamiento	Entrada	Salida
Temperatura (°C)	33	28
Caudal (m ³ /h)	15,90	-

En lo concerniente a las longitudes específicas de la red se muestran a continuación, ya que se cuenta con la información física del equipo. A continuación se puede observar la tabla 4.21 donde se indican las longitudes de los tramos que conforman la red de enfriamiento para los intercambiadores de calor del sistema hidráulico.

Tabla 4.21 Longitudes por tramo para la red de enfriamiento de los intercambiadores.

Tramos	Longitudes (m)	Tramos	Longitudes (m)
A1-MI1	5,40	MI1-C2	6,90
A2-MI2	5,40	MI2-D2	6,90
A3-MI3	5,40	MI3-E2	6,90
B-MI4	5,40	MI4-F2	6,90
A5-MI5	5,40	MI5-G2	6,90
A6-MI6	5,40	MI6-H2	6,90
A7-MI7	5,40	MI7-I2	6,90
A1-A7	38,70	C2-I2	38,70
Aa-C / D-B	13,23 / 6,42	J2-Aa"	6,30

4.4 Accesorios que componen el sistema de enfriamiento.

A continuación se presentan las tablas 4.22, 4.23 y 4.24, en ellas se muestran todos los accesorios necesarios para lá construcción del sistema de enfriamiento. Esto con el fin de totalizar los accesorios para así poder llevar a cabo un cálculo ordenado y esquemático para conocer las pérdidas hidráulicas totales, como bien aparece en el ejemplo de cálculo desarrollado en el apéndice E.

Tabla 4.22 Accesorios necesarios para la construcción del sistema de enfriamiento para los moldes de las máquinas inyectoras.

Diámetro nominal (m)	Tramo	Codo Roscado	Codo Bridado	Entrada o salida de tubería	Válvula Mariposa	Válvula bola	Válvula check	Tee línea	Tee ramal	Ampliación de 2" a 4"	Reducción de 4" a 2"
0,10 (4)	A-B	2	-	1 (entrada)	1	1	-	-	1	-	-
	B-B4	-	-	-	-	-	-	1	-	-	-
	B4-B3	-	-	-	-	-	-	1	-	-	-
	B3-B2	-	-	-	-	-	-	1	-	-	-
	B2-B1	-	1	-	-	-	-	-	-	-	-
	B-B5	-	-	-	-	-	-	1	-	-	-
	B5-B6	-	-	-	-	-	-	1	-	-	-
	B6-B7	-	1	-	-	-	-	-	-	-	-

Tabla 4.22 Accesorios necesarios para la construcción del sistema de enfriamiento para los moldes de las máquinas inyectoras. (Continuación).

Diámetro nominal (m)	Tramo	Codo Roscado	Codo Bridado	Entrada o salida de tubería	Válvula Mariposa	Válvula bola	Válvula check	Tee línea	Tee ramal	Ampliación de 2" a 4"	Reducción de 4" a 2"
0,10 (4)	C1-D1	-	1	-	-	-	-	-	-	-	-
	D1-E1	-	-	-	-	-	-	1	-	-	-
	E1-F1	-	-	-	-	-	-	1	-	-	-
	F1-J1	-	-	-	-	-	-	1	-	-	-
	G1-J1	-	-	-	-	-	-	1	-	-	-
	H1-G1	-	-	-	-	-	-	1	-	-	-
	I1-H1	-	1	-	-	-	-	-	-	-	-
	J1-A"	1	-	1 (salida)	-	-	-	-	1	-	-
0,05 (2)	B1-C1	2	-	-	1	1	1	-	-	1	1
	B2-D1	2	-	-	1	1	1	-	2	1	1
	B3-E1	2	-	-	1	1	1	-	2	1	1
	B4-F1	2	-	-	1	1	1	-	2	1	1
	B5-G1	2	-	-	1	1	1	-	2	1	1
	B6-H1	2	-	-	1	1	1	-	2	1	1
	B7-I1	2	-	-	1	1	1	-	-	1	1

Todos estos accesorios se pueden verificar en el diagrama contenido en la figura 4.2 , en el esquema de distribución del sistema de enfriamiento en la figura A10 y en el plano de construcción de la figura A10.1 que aparece en el apéndice I. Conviene acotar que se seleccionan algunos codos bridados es con el fin de que en campo se faciliten las labores para el personal de mantenimiento, ya que una red de tuberías como la propuesta con algunas conexiones bridadas facilita el proceso de desmontaje para cualquier tipo de ajuste.

Tabla 4.23 Accesorios necesarios para la construcción del sistema de enfriamiento para los moldes de las máquinas inyectoras, en su bloque de red tanque-chiller.

Diámetro nominal (m)	Tramo	Codo soldado	Entrada o salida de tubería	Válvula Mariposa	Válvula bola	Válvula check
0,15(6)	X1-X2	7	1 (entrada)	1	1	-
	X3-X4	2	1 (salida)	1	-	1

Tabla 4.24 Accesorios necesarios para la construcción del sistema de enfriamiento para los intercambiadores de las máquinas inyectoras.

Diámetro nominal (m)	Tramo	Codo Roscado	Codo Bridado	Entrada o salida de tubería	Válvula Mariposa	Válvula bola	Válvula check	Tee línea	Tee ramal	Ampliación de 2" a 4"	Reducción de 2" a 1"
0,05 (2)	Aa-B	6	-	1 (entrada)	1	1	-	-	1	-	-
	B-A4	-	-	-	-	-	-	1	-	-	-
	A4-A3	-	-	-	-	-	-	1	-	-	-
	A3-A2	-	-	-	-	-	-	1	-	-	-
	A2-A1	-	1	-	-	-	-	-	-	-	-
	B-A5	-	-	-	-	-	-	1	-	-	-
	A5-A6	-	-	-	-	-	-	1	-	-	-
	A6-A7	-	1	-	-	-	-	-	-	-	-
0,05 (2)	C2-D2	-	1	-	-	-	-	-	-	-	-
	D2-E2	-	-	-	-	-	-	1	-	-	-
	E2-F2	-	-	-	-	-	-	1	-	-	-
	F2-J2	-	-	-	-	-	-	1	-	-	-
	G2-J2	-	-	-	-	-	-	1	-	-	-
	H2-G2	-	-	-	-	-	-	1	-	-	-
	I2-H2	-	1	-	-	-	-	-	-	-	-
	J2-Aa"	4	-	1 (salida)	-	-	-	-	1	-	-
0,038 (1,5)	A1-C2	2	-	-	1	1	1	-	-	1	1
	A2-D2	2	-	-	1	1	1	-	2	1	1
	A3-E2	2	-	-	1	1	1	-	2	1	1
	A4-F2	2	-	-	1	1	1	-	2	1	1
	A5-G2	2	-	-	1	1	1	-	2	1	1
	A6-H2	2	-	-	1	1	1	-	2	1	1
	A7-I2	2	-	-	-	1	1	1	-	-	1

Luego de determinar los diámetros económicos, conocer las longitudes ajustadas al diseño y finalmente indicar todos los accesorios en los distintos tramos, se procede al cálculo de las pérdidas hidráulicas partiendo de las tablas 4.4, 4.5, 4.22, 4.23 y 4.24 donde se indican los caudales, longitudes y accesorios pertenecientes a la red de enfriamiento respectivamente.

Para determinar las pérdidas hidráulicas se utilizó un procedimiento descrito en detalle en el apéndice E donde se realizó un cálculo fundamentado en las tablas provenientes del

“Manual del instituto hidráulico”, las cuales están en los anexos E5, también se utilizaron las cartas CRANE para determinar las pérdidas en los accesorios, éstas se encuentran en el anexo E3 y E4.

A continuación se presentan las tablas 4.25. 4.26 y 4.27 donde se muestran los caudales, longitudes y los coeficientes de resistencia para accesorios “k” por tramo, esto aplicado al sistema de enfriamiento para los moldes y al sistema de enfriamiento para los intercambiadores.

Tabla 4.25 Flujo volumétrico, longitud y k de accesorios por tramos para el sistema de enfriamiento de los moldes de las máquinas inyectoras.

Diámetro nominal (m)	Tramo	V (m ³ /h)	Longitud (m)	K Accesorio
0,10 (4)	A-B	33,30	12,00	3,636
	B - B4	16,20	-	0,34
	B4 - B3	10,50	5,70	0,34
	B3 - B2	7,00	5,70	0,34
	B2 - B1	3,50	5,70	0,34
	B - B5	17,10	6,80	0,34
	B5 - B6	11,40	7,40	0,34
	B6 - B7	5,70	7,40	0,34
0,10 (4)	C1 - D1	3,50	5,70	0,34
	D1 - E1	7,00	5,70	0,34
	E1 - F1	10,50	5,70	0,34
	F1 - J1	16,20	2,10	0,34
	G1 - J1	17,10	4,70	0,34
	H1 -G1	11,40	7,40	0,34
	I1 - H1	5,70	7,40	0,34
	J1 - A”	33,30	4,44	2,53
0,05 (2)	B1 - C1	3,50	13,8	11,532
	B2 - D1	3,50	13,8	13,812
	B3 - E1	3,50	13,8	13,812
	B4 - F1	5,70	13,8	13,812
	B5 - G1	5,70	13,8	13,812
	B6 - H1	5,70	13,8	13,812
	B7 - I1	5,70	13,8	11,532

Tabla 4.26 Flujo volumétrico, longitud y k de accesorios por tramos para el sistema de enfriamiento de los moldes de las máquinas inyectoras, en su bloque de red tanque-chiller.

Diámetro nominal (m)	Tramo	V (m ³ /h)	Longitud (m)	K Accesorio
0,15(6)	X1- X2	50,71	13,40	3,6
-	X2 - X3	50,71	-	-
0,15(6)	X3 - X4	50,71	16,00	3,025

Tabla 4.27 Flujo volumétrico, longitud y k de accesorios por tramos para el sistema de enfriamiento de los intercambiadores de las máquinas inyectoras.

Diámetro nominal (m)	Tramo	V (m ³ /h)	Longitud (m)	K Accesorio
0,05 (2)	Aa-B	14,00	19,65	6,036
	B - A4	7,10	-	0,38
	A4 - A3	4,80	6,10	0,38
	A3 - A2	3,20	5,70	0,38
	A2 - A1	1,60	5,70	0,38
	B - A5	6,90	6,80	0,38
	A5 - A6	4,60	7,20	0,38
	A6 - A7	2,30	7,20	0,38
0,05 (2)	C2 - D2	1,60	5,70	0,38
	D2 - E2	3,20	5,70	0,38
	E2 - F2	4,80	6,20	0,38
	F2 - J2	7,10	4,00	0,38
	G2 - J2	6,90	2,70	0,38
	H2 -G2	4,60	7,20	0,38
	I2 - H2	2,30	7,20	0,38
	J2 - Aa''	14,00	6,30	4,3
	0,038 (1,5)	A1 - C2	1,6	12,3
A2 - D2		1,6	12,3	5,807
A3 - E2		1,6	12,3	5,807
A4 - F2		2,3	12,3	5,807
A5 - G2		2,3	12,3	5,807
A6 - H2		2,3	12,3	5,807
A7 - I2		2,3	12,3	3,527

Luego de conocer los coeficientes de resistencia de los accesorios “k” y partiendo de las ecuaciones 2.29 y 2.30 se aplica un procedimiento que también está descrito en el apéndice E, para levantar las tablas 4.28, 4.29 y 4.30, las cuales comprenden las pérdidas por tramos, por accesorio y las pérdidas totales de los sistemas de enfriamiento en estudio.

Tabla 4.28 Pérdidas en tuberías y accesorios del sistema de enfriamiento de los moldes de las máquinas inyectoras.

Tramo	$V^2/2g$ (mc.a)	hf tubería (mc.a)	hf accesorios y equipos (mc.a)	hf Total (mc.a)
A-B	0,065	0,146	0,2349	0,381
B - B4	0,015	-	0,0052	0,005
B4 - B3	0,006	0,009	0,0022	0,012
B3 - B2	0,003	0,004	0,0009	0,005
B2 - B1	0,001	0,002	0,0003	0,002
B - B5	0,017	0,025	0,0058	0,031
B5 - B6	0,008	0,013	0,0024	0,016
B6 - B7	0,002	0,004	0,0007	0,005
C1 - D1	0,001	0,002	0,0003	0,002
D1 - E1	0,003	0,004	0,0009	0,005
E1 - F1	0,006	0,009	0,0021	0,011
F1 - J1	0,015	0,007	0,0052	0,012
G1 - J1	0,017	0,018	0,0058	0,023
H1 -G1	0,008	0,013	0,0024	0,016
I1 - H1	0,002	0,004	0,0006	0,005
J1 - A"	0,065	0,056	0,1524	0,209
B1 - C1	0,010	0,075	7,172	7,247
B2 - D1	0,010	0,075	7,196	7,270
B3 - E1	0,010	0,075	7,196	7,270
B4 - F1	0,027	0,180	9,564	9,744
B5 - G1	0,027	0,180	9,564	9,744
B6 - H1	0,027	0,180	9,564	9,744
B7 - I1	0,027	0,180	9,502	9,681

Tabla 4.29 Pérdidas en tuberías y accesorios del sistema de enfriamiento de los moldes de las máquinas inyectoras, en su bloque de red tanque-chiller.

Tramo	$V^2/2g$ (mc.a)	hf tubería (mc.a)	hf accesorios y equipos (mc.a)	hf Total (mc.a)
X1- X2	0,029	0,049	0,105	0,154
X2 - X3	-	-	4,115	4,115
X3 - X4	0,029	0,059	0,088	0,147

Tabla 4.30 Pérdidas en tuberías y accesorios del sistema de enfriamiento de los intercambiadores de las máquinas inyectoras.

Tramo	$V^2/2g$ (mc.a)	hf tubería (mc.a)	hf accesorios y equipos (mc.a)	hf Total (mc.a)
Aa-B	0,165	1,366	0,993	2,359
B - A4	0,043	-	0,015	0,015
A4 - A3	0,020	0,059	0,007	0,065
A3 - A2	0,009	0,026	0,003	0,029
A2 - A1	0,002	0,007	0,002	0,009
B - A5	0,040	0,127	0,014	0,141
A5 - A6	0,018	0,064	0,006	0,070
A6 - A7	0,004	0,018	0,003	0,021
C2 - D2	0,002	0,007	0,001	0,008
D2 - E2	0,009	0,026	0,003	0,029
E2 - F2	0,020	0,059	0,007	0,067
F2 - J2	0,043	0,080	0,016	0,015
G2 - J2	0,040	0,051	0,015	0,066
H2 -G2	0,018	0,064	0,007	0,071
I2 - H2	0,004	0,018	0,002	0,020
J2 - Aa''	0,165	0,438	0,708	1,145
A1 - C2	0,006	0,055	4,614	4,668
A2 - D2	0,006	0,055	4,627	4,682
A3 - E2	0,006	0,055	4,627	4,682
A4 - F2	0,012	0,105	5,681	5,786
A5 - G2	0,012	0,105	5,681	5,786
A6 - H2	0,012	0,105	5,681	5,786
A7 - I2	0,012	0,105	5,654	5,758

4.5 Disponibilidades y equipo de bombeo.

4.5.1 Disponibilidades en la red de enfriamiento para los moldes de las máquinas inyectoras.

El sistema de bombeo debe ser capaz de cumplir con los requerimientos de disponibilidad en el sistema, para así siempre garantizar la entrega del caudal requerido por cada una de las máquinas. El cálculo está fundamentado en la metodología del apéndice F1, donde se utilizaron las ecuaciones 2.21 y 2.32, las cuales se plantearon para el método del camino crítico. A continuación se muestran la tabla 4.31 que comprende las disponibilidades para el sistema de enfriamiento de los moldes.

Tabla 4.31 Disponibilidad en los puntos del sistema de enfriamiento de los moldes de las máquinas inyectoras.

Punto	Disponibilidad (m.c.a)
A	4,710
B	14,748
B4	14,743
B3	14,731
B2	14,726
B1	14,725
B5	14,717
B6	14,702
B7	14,697
C1	7,478
D1	7,456
E1	7,461
F1	4,999
J1	4,950
G1	4,973
H1	4,958
I1	5,015
A"	4,741

Para mantener el equilibrio en el sistema como bien ya se comentó se deben conservar las disponibilidades que el sistema requiere, por esto se determinará cual debe ser la pérdida hidráulica recomendada que tienen que generar las válvulas mariposa en los tramos que van a los equipos, esta pérdida hidráulica se determinó comparando el tramo que define el camino crítico con los tramos restantes que van a los equipos, el procedimiento se puede observar en el apéndice F1. A continuación se presenta la tabla 4.32 donde se observan los valores de pérdidas hidráulicas que deben generar las válvulas a la entrada de los equipos.

Tabla 4.32 Pérdidas hidráulicas en las válvulas del sistema de enfriamiento de los moldes.

Tramo	Pérdidas en válvulas (m.c.a)
B1 - C1	2,50
B2 - D1	2,47
B3 - E1	2,47
B4 - F1	0,00
B5 - G1	0,00
B6 - H1	0,00
B7 - I1	0,06

Tomando en consideración todos los aspectos mencionados, se procede a la determinación de altura máxima a la que deberá trabajar la bomba seleccionada, el cálculo parte desde el punto A hasta el punto A'' pasando por los puntos de control que definen el camino crítico, específicamente éste va definido por A-B, B-B5, B5-B6, B6-H1, H1-G1, G1-J1 y J1-A, según el figura 4.2, El procedimiento se desarrolló en el apéndice F1, paralelo al trabajo de búsqueda de disponibilidades, de allí se obtiene que el H_{maq} es:

$$H_{maq} = 10,425 \text{ m.c.a}$$

4.5.1.1 Selección del equipo de bombeo para la red de enfriamiento de los moldes de las máquinas inyectoras.

Luego de tener definida la altura de bombeo con el caudal definido para el tramo A-B del sistema de enfriamiento para los moldes, se inicia la búsqueda del equipo de bombeo en los catálogos pertinentes, siempre partiendo de que se busca la curva de una bomba que se acerque lo más posible al punto de operación.

Punto de operación:

$$H_{\text{maq}} = 10,425 \text{ m.c.a}$$

$$Q_{\text{Trabajo}} = 33,30 \text{ m}^3/\text{h}$$

Bomba seleccionada:

Marca: KSB

Modelo: Meganorm 40-160

Velocidad nominal: 1750 rpm

A continuación se presenta la figura 4.7 con las curvas características de la bomba seleccionada para el sistema de enfriamiento de los moldes, en la gráfica se incluye el punto de operación. En el anexo F1 se puede revisar con más detalle la curva característica de la bomba.

KSB
40-160 @ 1750 rpm

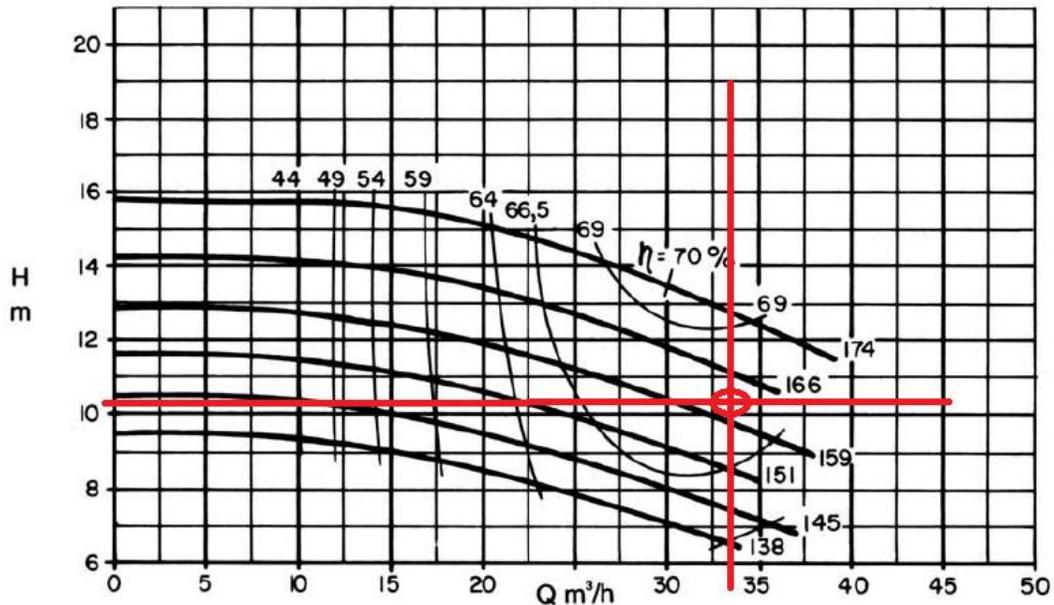


Figura 4.7 Curvas características de la bomba seleccionada para la red de enfriamiento de los moldes de las máquinas inyectoras.

Al hacer un análisis de la figura 4.7 se observa que hay una diferencia de disponibilidad entre el punto de trabajo y la curva de la bomba, exactamente la curva de diámetro de 166 mm. En razón de esto es necesario estrangular la válvula mariposa que se encuentra a la descarga de la bomba por el hecho de que el punto de trabajo está debajo de la curva, con el fin de ajustar el caudal suministrado por la bomba al requerido por el sistema, a continuación se detallan las especificaciones de la bomba seleccionada.

$N = 1750 \text{ rpm}$

Potencia = 1,58 kW (2,12 hp)

$NPSH_R = 2,6 \text{ m.c.a}$

$\eta = 67 \%$

Para el cálculo del $NPSH_{DISPONIBLE}$ se utiliza la ecuación 2.35 donde se tomaron como datos la temperatura del tanque, la presión de vapor del agua a esa temperatura y las pérdidas en el tramo de la succión. Los cálculos se encuentran en el apéndice G.

$$NPSH_D = 4,25 \text{ m.c.a}$$

Se verificó que no existe cavitación clásica ya que el $NPSH_{DISPONIBLE}$ es mayor que el $NPSH_{REQUERIDO}$.

4.5.2 Disponibilidades en la red de enfriamiento para los moldes de las máquinas inyectoras, en su bloque tanque-chiller.

Para el cálculo del H_{maq} en el sistema de enfriamiento de los moldes, en el bloque tanque de almacenamiento-chiller se determinaron todas las disponibilidades del sistema por medio de la ecuación 2.32 tomando en cuenta las pérdidas mostradas en la tabla 4.29, con el cálculo realizado en el apéndice F2 de allí se construye la tabla 4.33 la cual refleja las disponibilidades para este sistema.

Tabla 4.33 Disponibilidades en la red de tuberías del sistema de enfriamiento de los moldes de las máquinas inyectoras, para el bloque tanque-chiller.

Punto	Disponibilidad (m.c.a)
X1	4,71
X2	8,97
X3	4,86
X4	4,71

Luego de la data levantada referente a las disponibilidades de la red de tuberías se procede al cálculo de H_{maq} para la red de enfriamiento del bloque tanque de almacenamiento-chiller.

Tomando en consideración todos los aspectos mencionados se procede a la determinación de altura máxima a la que deberá trabajar la bomba seleccionada. El

procedimiento se desarrolló en el apéndice F2, paralelo al trabajo de búsqueda de disponibilidades, de allí se obtiene que el H_{maq} es:

$$H_{maq} = 4,415 \text{ m.c.a} \quad \text{para un caudal de } Q = 50,71 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

4.5.2.1 Selección del equipo de bombeo para la red de tuberías del sistema de enfriamiento de los moldes de las máquinas inyectoras, en el bloque tanque-chiller.

Luego de obtener el punto de operación se procede a buscar en diferentes catálogos de proveedores de equipos de bombeo, el equipo que contenga la curva características más cercana al punto de trabajo.

Punto de trabajo:

$$H_{maq} = 4,415 \text{ m.c.a}$$

$$Q = 50,71 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Bomba seleccionada:

Marca: KSB

Modelo: Meganorm 50-125

Velocidad nominal: 1750 rpm

A continuación se presenta en la figura 4.8 las curvas características de la bomba seleccionada donde también se refleja el punto de trabajo. En el anexo F2 se puede revisar con más detalle la curva característica de la bomba.

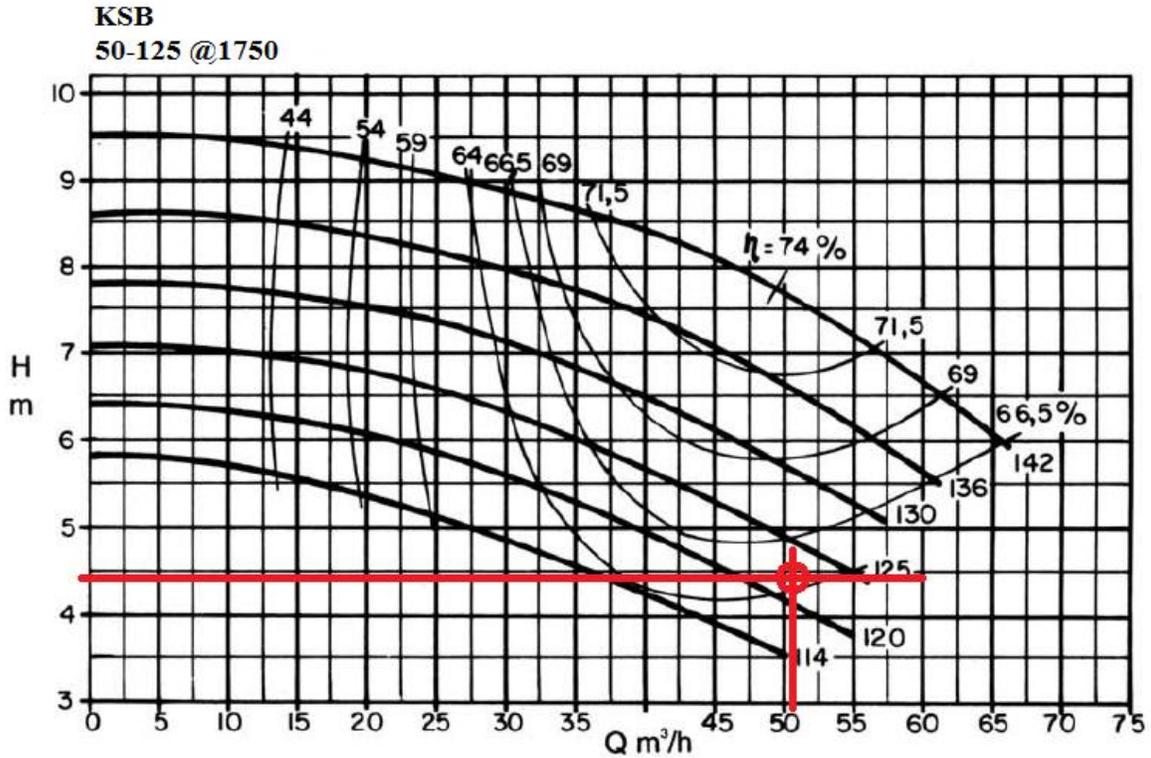


Figura 4.8 Curvas características de la bomba seleccionada para la red de tuberías del sistema de enfriamiento de los moldes de las máquinas inyectoras, en el bloque tanque-chiller.

El diámetro con que se trabajará es de 125 mm, y se recomienda generar un porcentaje de pérdida en la válvula de descarga.

Con las curvas características de la bomba que se encuentran en el anexo F2 se definen las especificaciones técnicas del equipo, estas se presentan a continuación.

$N = 1750 \text{ rpm}$

Potencia = 1,04 kW (1,4 hp)

$NPSH_R = 2,49 \text{ m.c.a}$

$\eta = 65 \%$

El cálculo del $NPSH_D$ para el tramo de conexión tanque chiller, se realiza de igual forma como lo planteado para el equipo de bombeo de la red de enfriamiento de los moldes, por lo tanto el cálculo puede chequearse en el apéndice G. Los datos para este caso son:

$$T_{\text{agua}} = 15 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_{\text{atm}} = 101,35 \text{ kPa}$$

$$h_o = 2,71 \text{ m}$$

Con la temperatura del agua, se busca la presión de vapor en la tabla de propiedades del agua en el anexo E2.

$$P_{\text{vapor}} = 1,705 \text{ kPa}$$

$$\rho = 999,32 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\gamma = 9.793,41 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}$$

Longitud desde X1-Succión = 9,58 m (Esta longitud se puede chequear en la tabla 4.18).

Accesorios: 1 entrada de tubería, 1 válvula de bola y 2 codos soldados.

$$hf_{X1\text{-succión}} = 0,0765 \text{ m.c.a}$$

Al realizar los cálculos fundamentados en la ecuación 2.35, se obtiene que:

$$NPSH_D = 12,80 \text{ m.c.a}$$

Se verifica que no existe cavitación clásica ya que el $NPSH_{\text{DISPONIBLE}}$ es mayor que el $NPSH_{\text{REQUERIDO}}$.

La bomba de respaldo recomendada para labores de mantenimiento deberá ser de la misma marca y del mismo modelo para que el punto de trabajo sea similar.

4.5.3 Disponibilidades en la red de enfriamiento para los intercambiadores de las máquinas inyectoras.

Las disponibilidades como se explicó en el sistema de enfriamiento para los moldes deben ser calculadas para determinar cuáles son los requerimientos del sistema y así poder conocer cuál es la altura de máquina requerida para el equipo de bombeo, el procedimiento de cálculo es el mismo aplicado en el sistema de enfriamiento de los moldes, ya que el esquema de distribución de la red es bastante parecido, por lo tanto se considerarán las pérdidas por tramo de la tabla 4.30 y el cálculo realizado viene dado por el método del camino crítico, donde se utilizan las ecuaciones 2.21 y 2.32. Los valores de disponibilidad se muestran a continuación en la tabla 4.34. Para más detalle del cálculo, ver apéndice F3.

Tabla 4.34 Disponibilidad en los puntos del sistema de enfriamiento de los intercambiadores de las máquinas inyectoras.

Punto	Disponibilidad (m.c.a)
Aa	0,23
B	9,32
A4	9,31
A3	9,23
A2	9,20
A1	9,19
A5	9,18
A6	9,11
A7	9,09
C2	4,52
D2	4,52
E2	4,55
F2	3,52
J2	3,33
G2	3,40
H2	3,33
I2	3,33
Aa"	2,18

También se debe tomar en consideración las pérdidas que se deberán generar en algunas de las válvulas que anteceden a los equipos, para así poder mantener al sistema balanceado, garantizando los caudales necesarios. A continuación se presenta en la tabla 4.35 las pérdidas requeridas en las válvulas mariposas que regulan el flujo a los equipos para este sistema.

Tabla 4.35 Pérdidas hidráulicas en las válvulas del sistema de enfriamiento de los intercambiadores.

Tramo	Pérdidas en válvulas (m.c.a)
A1 - C2	1,12
A2 - D2	1,10
A3 - E2	1,10
A4 - F2	0,00
A5 - G2	0,00
A6 - H2	0,00
A7 - I2	0,03

Para determinar el H_{maq} se tomaron en consideración las pérdidas del camino crítico para este sistema que viene descrito por los tramos Aa-B, B-A5, A5-A6, A6-H2, H2-G2, G2-J2 y J2-Aa”, partiendo desde el punto Aa y llegando hasta el punto Aa”, el cálculo puede visualizarse en el apéndice F3. A continuación se presenta el H_{maq} para el sistema de enfriamiento de los intercambiadores:

$$H_{maq} = 11,44 \text{ m.c.a para un caudal de } Q = 14,00 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

4.5.3.1 Selección del equipo de bombeo para la red de enfriamiento de los intercambiadores de las máquinas inyectoras.

Al obtener el punto de operación de la bomba, se inicia la búsqueda en los diferentes catálogos de equipos de bombeo, siempre buscando la curva característica más cercana al punto de trabajo.

Punto de trabajo:

$$H_{\text{maq}} = 11,44 \text{ m.c.a}$$

$$Q = 14,00 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Bomba seleccionada:

Marca: KSB

Modelo: Meganorm 32-160

Velocidad nominal: 1750 rpm

A continuación se presenta la figura 4.9, la cual muestra las curvas características de la bomba seleccionada, en esta figura se refleja el punto de trabajo. En el anexo F3 se puede revisar con más detalle la curva característica de la bomba.

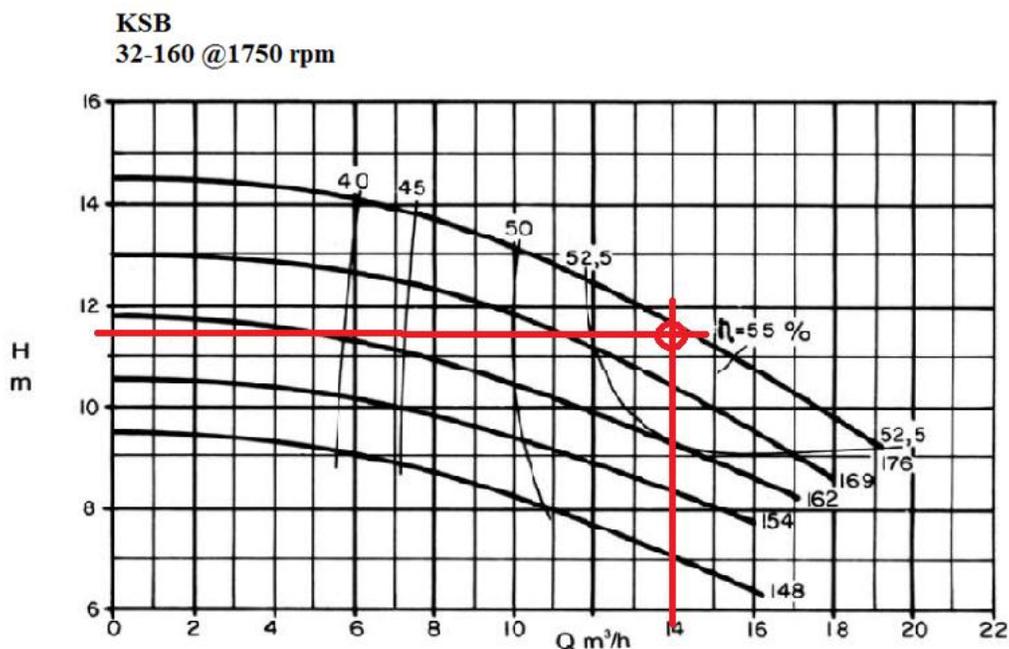


Figura 4.9 Curvas características de la bomba seleccionada para la red de enfriamiento de los intercambiadores de las máquinas inyectoras.

Al igual que la red de enfriamiento de los moldes, el equipo de bombeo tiene un punto de trabajo por debajo curva característica inmediata superior, la cual tiene un diámetro de 176

mm, por lo tanto la válvula en la descarga de la bomba debe ser estrangulada con el fin de regular el caudal al valor requerido por el sistema.

Al evaluar las curvas características de la bomba seleccionada, según el punto de trabajo se definen las siguientes especificaciones:

$$N = 1750 \text{ rpm}$$

$$\text{Potencia} = 0,85 \text{ kW (1,15 hp)}$$

$$\text{NPSH}_R = 1,5 \text{ m.c.a}$$

$$\eta = 54 \%$$

El NPSH_D para el tramo de succión de la bomba Aa-hs(C) se define por el cálculo que describe la ecuación 2.35, sustentado en el apéndice G. Para plantear la ecuación se toman en consideración los siguientes datos.

$$T_{\text{Sal.Torre}} = 28 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$P_{\text{atm}} = 101,35 \text{ kPa}$$

$h_0 = 0,082 \text{ m.c.a}$ (Este queda definido por la distancia que existe entre la altura de la salida de sobreflujo (91/4”), y la conexión de succión (6”), para mayor detalle observar anexo B2.a).

Con la temperatura del agua a la salida de la torre de enfriamiento, se busca la presión de vapor en la tabla de propiedades del agua en el anexo E2.

$$P_{\text{Vapor}} = 3,81 \text{ kPa}$$

$$\rho = 996,80 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

$$\gamma = 9.768,64 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}$$

Longitud desde Aa-Succión = 13,23 m (Esta longitud puede chequearse en la tabla 4.21).

Accesorios: 1 entrada de tubería, 1 válvula de bola y 2 codos roscados.

$$h_{f_{Aa-succión}} = 4,689 \text{ m.c.a}$$

Al realizar los cálculos fundamentados en la ecuación 2.35, se obtiene que:

$$NPSH_D = 5,37 \text{ m.c.a}$$

Se verificó que no existe cavitación clásica ya que el $NPSH_{DISPONIBLE}$ es mayor que el $NPSH_{REQUERIDO}$.

La bomba de respaldo recomendada debe ser de la misma marca y del mismo modelo para que el punto de trabajo sea similar.

4.6 Soportería para tubería.

Para la soportería de la red de tuberías, se hace necesario resaltar cuales son los elementos capaces de definir lo que implica su selección. La soportería de tuberías debe resistir la masa de la tubería con su contenido de líquido, fuerzas impuestas por la expansión y contracción térmica y la fuerza desarrollada por el fluido sobre la tubería en las curvas o codos que componen a una red de tuberías determinada.

En este trabajo especial de grado se considerará solamente la masa de la tubería, su contenido de líquido, y las fuerzas generadas en las curvas, la expansión y contracción térmica no se considerará ya que estas variaciones por expansión térmica son muy pequeñas para el intervalo de temperaturas de trabajo, esto en función de las longitudes de tubería con las cuales se trabajará en la red de enfriamiento propuesta, este planteamiento es fundamentado en el handbook ASHRAE “Systems and equipment”, 2008 en su capítulo 45, donde se indica que para intervalos de temperatura de 5 a 40°C, sólo existirán movimientos térmicos considerables en tuberías de grandes longitudes, las cuales son comunes por ejemplo en edificios de grandes alturas.

A continuación se presentan las tablas 4.36 y 4.37 donde aparecen los tramos de tubería de interés para la soportería, el estudio se realizó solamente a la red de enfriamiento de los moldes incluyendo el bloque de enfriamiento tanque-chiller, ya que dicha red de enfriamiento es la que contiene los mayores diámetros y caudales, de manera tal que en

consecuencia la soportería seleccionada para esta red será la misma que se colocará en el sistema de enfriamiento de los intercambiadores

Tabla 4.36 Soportería recomendada en el sistema de enfriamiento de los moldes.

Diámetro nominal m (pulg)	Tramos	Longitud (m)	Longitud recomendada entre soportes (m)	Peso total (kg)	Altura respecto al suelo (m)	Fuerza en codos (N)	Soporte recomendado	Número de soportes
0,05 (2)	B7-MI7	6,20	3,00	47,08	3,88	311,22	Abrazadera apernada en sujetador de acero, el cual va anclado en columna de apoyo (Anexo J2 y J3).	1
	MI7-I1	7,60	3,00	57,72	4,68	311,22	Abrazadera apernada en sujetador de acero, el cual va anclado en columna de apoyo (Anexo J2 y J3).	1
0,10 (4)	B1-B7	38,70	4,30	938,47	3,88	1191,38	Abrazadera apernada en sujetador de acero, el cual va anclado en la pared (Anexo J2 y J3).	9
	C1-I1	38,70	4,30	938,47	4,68	1191,38	Abrazadera apernada en sujetador de acero, el cual va anclado en la pared (Anexo J2 y J3).	9
0,10 (4)	J1-A"	4,44	4,30	107,67	4,68	1191,38	Abrazadera apernada en tanque de almacenamiento térmico (Anexo J3)	1

La columna de apoyo que se indica en la tabla 4.36, se muestra en detalle en el apéndice I, puntualmente aparece en la figura A15.

Se asumirá que la soportería de la red de enfriamiento de los moldes será la misma para la red de enfriamiento de los intercambiadores, esta suposición se sustenta en la similitud

de los sistemas de enfriamiento propuestos, evidentemente considerando que dentro de una etapa de construcción se tendrá que considerar las alturas pertinentes de cada tubería.

Tabla 4.37 Soportería recomendada en el sistema de enfriamiento de los moldes para el bloque tanque-chiller.

Diámetro nominal m (pulg)	Tramos	Longitud (m)	Longitud recomendada entre soportes (m)	Peso total (kg)	Altura respecto al suelo (m)	Fuerza en codos (N)	Soporte recomendado	Número de soportes
0,15 (6)	X1- Succión	9,58	5,20	448,91	2,00	1870,6	Abrazadera apernada en sujetador de acero, el cual va anclado en columna de apoyo (Anexo J2 y J3).	2
	Descarga- X2	3,82	5,20	179	0,40	1870,6	No es necesario un soporte	-
	X3-X4	16,00	5,20	749,76	3,14	1870,6	Abrazadera apernada en sujetador de acero, el cual va anclado en columna de apoyo (Anexo J2 y J3).	3

La columna de apoyo recomendada para el bloque tanque-chiller que se referencia en la tabla 4.37, es una tubería estructural de sección circular de diámetro de 0,08 m (3 ½ pulg) y su material es ASTM-A-500, sobre ésta irán apoyadas las abrazaderas para tubería anclada, este tipo de soporte puede visualizarse en el anexo J4.

Conviene acotar que la distribución de soportes a la largo de una tubería son valores ya tabulados según el diámetro de la tubería en estudio. La tabla que indica la distancia recomendada entre soportes se encuentra en el anexo J1. Ésta es extraída del handbook ASHRAE “Systems and equipment”, 2008 en su capítulo 45.

4.7 Estimación de los beneficios económicos.

Para poder justificar la inversión se muestran a continuación los beneficios económicos que la inversión es capaz de brindarle a la empresa, por tales motivos se compara lo que le cuesta a la empresa la compra de los envases evaluados en este proyecto contra la inversión de las máquinas inyectoras y el sistema de enfriamiento.

Para totalizar los costos asociados al sistema de enfriamiento propuesto se tomara en cuenta los costos referidos a la inversión, luego los costos por mantenimiento y finalmente los costos por operación.

4.7.1 Costo de los materiales y equipos necesarios.

Para poder analizar todos los costos que implican la construcción del sistema de enfriamiento propuesto, se chequea los totales de materiales requeridos, tomando en cuenta que éstos son tuberías de hierro negro de distintos diámetros comerciales sch 40 sin costura, accesorios tipo TEE, reducciones, codos de 90°, bridas, válvulas de bola, válvulas mariposa, válvulas check, bombas centrifugas y aislamiento para tuberías.

A continuación se levantan las tablas 4.38 y 4.39 donde se detallan los accesorios y longitudes de las tuberías requeridas para los sistemas de enfriamiento propuestos.

Tabla 4.38 Accesorios y longitudes de tuberías requeridas.

Diámetro (m) (plg)	Codo roscado	Codo soldado	Codo bridado	Válvula Mariposa	Válvula bola	Válvula check	Tee Bridada	Junta flexible	Brida	Longitud (m)
0,038 (1,5)	14	-	-	7	7	7	-	-	14	86,1
0,05 (2)	24	-	4	8	8	7	12	-	65	199,95
0,1 (4)	3	-	4	10	1	-	12	-	68	93,84
0,15 (6)	-	9	-	2	1	1	-	2	12	29,4

Tabla 4.39 Reducciones y ampliaciones de tuberías requeridas.

Reducción de (0,05 - 0,038) m	Ampliación de (0,038 - 0,5) m	Reducción de (0,10 - 0,5) m	Ampliación de (0,05 - 0,10) m
7	7	-	-
-	-	7	7

A continuación se presentan las tablas 4.40, 4.41, 4.42, 4.43, 4.44, 4.45, 4.46, 4.47, 4.48, 4.49, 4.50, 4.51, 4.52 y 4.53 donde se reflejan los costos totales por accesorio y por tubería, multiplicando cada accesorio o metro de tubería por su costo unitario, estos costos unitarios aparecen en el anexo K1. Esto se realiza con el fin de poder totalizar de manera eficiente la inversión general.

Tabla 4.40 Costos por accesorios tipo codo roscado de 90°.

Diámetro (m) (plg)	Codos roscados	Precio unit. (BsF)	Total (BsF)
0,038 (1,5)	14	80	1.120
0,05 (2)	24	100	2.400
0,1 (4)	3	350	1.050
Total			4.570

Tabla 4.41 Costos por accesorios tipo codo soldado de 90°.

Diámetro (m) (plg)	Codos soldados	Precio unit. (BsF)	Total (BsF)
0,15 (6)	9	900	8.100
Total			8.100

Tabla 4.42 Costos por accesorios tipo codo bridado de 90°.

Diámetro (m) (plg)	Codo bridado	Precio unit. (BsF)	Total (BsF)
0,05 (2)	4	800	3.200
0,1 (4)	4	1.200	4.800
Total			8.000

Tabla 4.43 Costos por válvulas tipo mariposa.

Diámetro (m) (plg)	Válvula Mariposa	Precio unit. (BsF)	Total (BsF)
0,038 (1,5)	7	2.200	15.400
0,05 (2)	8	2.800	22.400
0,1 (4)	10	4.000	40.000
0,15 (6)	2	6.000	12.000
		Total	89800

Tabla 4.44 Costos por válvulas de bola.

Diámetro (m) (plg)	Válvula bola	Precio unit. (BsF)	Total (BsF)
0,038 (1,5)	7	450	3.150
0,05 (2)	8	600	4.800
0,1 (4)	1	3.500	3.500
0,15 (6)	1	4.000	4.000
		Total	15.450

Tabla 4.45 Costos por válvulas tipo check.

Diámetro (m) (plg)	Válvula check	Precio unit. (BsF)	Total (BsF)
0,038 (1,5)	7	600	4.200
0,05 (2)	7	900	6.300
0,15 (6)	1	5.500	5.500
		Total	16.000

Tabla 4.46 Costos por accesorios tipo TEE bridadas.

Diámetro (m) (plg)	TEE Bridada	Precio unit. (BsF)	Total (BsF)
0,05 (2)	12	1.800	21.600
0,1 (4)	12	2.600	31.200
		Total	52.800

Tabla 4.47 Costos por accesorios tipo junta flexible.

Diámetro (m) (plg)	Junta flexible	Precio unit. (BsF)	Total (BsF)
0,15 (6)	2	5.600	11.200
Total			11.200

Tabla 4.48 Costos por bridas.

Diámetro (m) (plg)	Brida	Precio unit. (BsF)	Total (BsF)
0,038 (1,5)	14	280	3.920
0,05 (2)	65	350	22.750
0,1 (4)	68	650	44.200
0,15 (6)	12	850	10.200
Total			81.070

Tabla 4.49 Costos por accesorios tipo reducción y ampliación de sección.

	Cantidad	Precio unit. (BsF)	Total (BsF)
Reducción de (0,05 - 0,038) m	7	500	3.500
Ampliación de (0,038 - 0,5) m	7	500	3.500
Reducción de (0,10 - 0,5) m	7	750	5.250
Ampliación de (0,05 - 0,10) m	7	750	5.250
Total			17.500

Tabla 4.50 Costos de niples para conexión de válvulas roscadas.

Diámetro (m) (plg)	Niples	Precio unit. (BsF)	Total (BsF)
0,038 (1,5)	28	100	2.800
0,05 (2)	30	120	3.600
Total			6.400

El costo total por accesorios es de 310.890,00 BsF, este se obtiene de la suma de los totales reflejados hasta ahora para esta sección económica.

A continuación se presenta en la tabla 4.51 el costo por tubería según sus diámetros, el metraje de tubería se aproxima al número entero inmediato superior ya que comercialmente no existe tuberías con longitudes decimales.

Tabla 4.51 Costos de las tuberías.

Diámetro (m) (plg)	Longitud (m)	Precio unit. (BsF)	Total (BsF)
0,038 (1,5)	87	300	26.100
0,05 (2)	200	350	70.000
0,1 (4)	94	1.200	112.800
0,15 (6)	30	2.000	60.000
Total			268.900

Conviene acotar que cada uno de los precios de accesorios y tuberías reflejados en las tablas anteriores ya incluyen el transporte y la instalación. También existen algunos costos adicionales, dentro de los cuales está la soportería para la tubería, y la mano de obra para la pintura, estos se reflejan en la tabla 4.52.

Tabla 4.52 Costos adicionales.

Costos adicionales	Total (BsF)
Lamina de empacadura Mamusa.	9.000
Soportería para tubería	11.000
Mano de obra de pintura (No se incluyen pinturas por que la empresa las proporciona)	4.800
Total	24.800

El aislamiento térmico de poliuretano se cotizo por metro lineal de tubería, considerando que este tendrá una lámina de aluminio como capa limite, a continuación en la tabla 4.53 se presenta la información referente a costos por aislamiento.

Tabla 4.53 Costos por aislamiento térmico.

Aislante	Unidad	Cantidad	Precio unit. (BsF)	Total (BsF)
Poliuretano expandido. Espesor 0,0127 m (1/2")	metro	10	250	2.500
Poliuretano expandido. Espesor 0,025 m (1")	metro	411	350	143.850
Lamina de aluminio	m2	130	400	52.000
			Total	198.350

Después de obtener todos los costos por accesorios y tuberías, se calculan los costos de los equipos de bombeo.

Para el sistema de enfriamiento de los moldes se seleccionó una bomba centrífuga marca KSB modelo Meganorm 40-160, para la alimentación del chiller se seleccionó una bomba centrífuga marca KSB modelo Meganorm 50-125 y finalmente para el sistema de enfriamiento de los intercambiadores del sistema hidráulico se seleccionó una bomba centrífuga marca KSB modelo Meganorm 32-160, los tres equipos de bombeo deben acoplarse a motores trifásicos de 1750 rpm, los cuales deberán cumplir con las potencias previamente indicadas en los puntos de selección de equipos de bombeo.

Para fines de mantenimiento se considera prudente tener bombas de respaldo (back-up), esto con el fin de no detener el proceso productivo durante días de semana, por tales razones se considera prudente la compra de dos equipos por modelo seleccionado. A continuación se presenta la tabla 4.54 donde se indican los precios unitarios y el total necesario para la compra de los equipos de bombeo, los precios fueron proporcionados por la compañía Venebombas, éstos pueden observarse en el anexo K2.

Tabla 4.54 Costos por equipos de bombeo.

Modelo	Cantidad	Precio unit. (BsF)	Total (BsF)
KSB Meganorm 40-160. Motor 3 hp	2	15.175,50	30.351
KSB Meganorm 50-125. Motor 3 hp	2	15.250,00	30.500
KSB Meganorm 32-160. Motor 2 hp	2	14.103,00	28.206
		Total	89.057

Las unidades necesarias para el sistema de enfriamiento son un chiller de 80 ton y una torre de enfriamiento compacta, los precios calculados se obtienen con una tasa de cambio del dólar a 4,30 BsF/\$. Estos precios fueron proporcionados por las compañías FDS (Factory direct solution) e Industrial mexicana S.A, éstos pueden verificarse en los anexos K3 y C1 respectivamente. A continuación en la tabla 4.55 los costos de las unidades de refrigeración.

Tabla 4.55 Costos de las unidades de enfriamiento.

Equipo	Cantidad	Precio unit. (BsF)	Total (BsF)
Chiller 80 TON	1	316.712,2	316.712,2
Torre de enfriamiento	1	30.745	30.745
		Total	347.457,2

Finalmente se presenta la tabla 4.56 donde se ve totalizada la inversión necesaria para levantar el proyecto.

Tabla 4.56 Costos totales del proyecto.

Costos por accesorios	Costo por tuberías.	Costo por equipos de bombeo	Costos por aislamiento	Costos adicionales	Unidades de enfriamiento	Inversión básica (BsF)
310.890	268.900	89.057	198.350	24.800	347.457,20	1.239.454,20

4.7.2 Costos por mantenimiento y operación.

Los costos por mantenimiento fueron dados por la empresa, estos comprende todo las labores necesarias mediante la mano de obra calificada, para siempre tener en funcionamiento el sistema de enfriamiento y en consecuencia los equipos que lo componen. A continuación se presenta la tabla 4.57, en ésta se reflejan los costos por mantenimiento.

Tabla 4.57 Costos por mantenimiento.

Mantenimiento del Chiller (BsF/año)	Mantenimiento de bombas y tuberías (BsF/año)	Total (BsF/año)
31.671,22	17.897,85	49.569,07

Los costos por operación son los que describen los gastos por consumo de energía. Para calcular este costo por operación del sistema de enfriamiento propuesto se multiplica el costo de la energía por el consumo anual energético de los equipos que componen la red de enfriamiento, este consumo anual puede visualizarse en la tabla 4.58, para detallar el cálculo se recomienda observar el apéndice J.

Costo de la energía = 0,03848 BsF/ kW-h.

Tabla 4.58 Costos operacionales.

Equipo	Pot (kW)	Tiempo de operación Anual (h)	Consumo anual (kW-h)	Costo anual (BsF)
Bomba KSB 40-160	2,23	7.920	17.661,60	679,618
Bomba KSB 50-125	2,23	7.920	17.661,60	679,618
Bomba KSB 32-160	1,49	7.920	11.800,80	454,095
Chiller 80 TON	107,2	3.168	339.609,60	13068,177
Torre de enfriamiento	2,23	3.168	7.064,64	271,847
Total				15.153,356

La inversión general del proyecto para el 1er año se totaliza por medio de la suma del costo de inversión básica, más el costo por mantenimiento y operación, este total puede visualizarse en la tabla 4.59 que se presenta a continuación.

Tabla 4.59 Inversión general para el proyecto propuesto.

Inversión básica (BsF)	Costo por mantenimiento (BsF)	Costo por operación (BsF)	Inversión general (BsF)
1.239.454,20	49.569,07	15.153,35	1.304.176,62

4.7.3 Beneficio económico.

El beneficio económico viene definido por la diferencia del gasto actual que tiene la compañía en envases plásticos contra el gasto que amerita el proyecto, la compañía anualmente gasta en envases 49.449.387 BsF, para comparar este monto con el precio del proyecto se debe adicionar al propuesto el costo de las 7 máquinas inyectoras con todo su equipo (Robots y moldes), este costo total es de 28.165.000 BsF y la inversión anual estimada en materia prima la cual asciende a 8.400.000 BsF, estos montos pueden

verificarse en el anexo A1. Por lo tanto el beneficio del proyecto queda planteado de la siguiente forma:

Beneficio = Costo Actual – Costo del proyecto.

Beneficio = 49.449.387 – (28.165.000 + 8.400.000 + 1.304.176,62)

Beneficio = 11.580.210,38 BsF.

4.7.3.1 Rentabilidad del proyecto.

Por medio del concepto del valor actual (VA) se estudiará la rentabilidad del proyecto para un periodo de vida útil de 10 años, sin tomar en cuenta la inflación de éste período. La empresa recomendó fijar una tasa mínima de rendimiento de un 20 %, considerando constante los costos por operación y mantenimiento a lo largo del período de vida útil, por lo tanto para plantear el valor actual a continuación se genera la ecuación 4.1 fundamentada en la ecuación 2.36.

$$VA = Inversión + Beneficio (P/ R_{(20\%,10)}) \quad (4.1)$$

Sustituyendo los valores pertinentes en la ecuación 4.1, se tiene que:

$$VA = - (28.165.000 + 8.400.000 + 1.304.176,62) + 11.580.210,38 (4,1924)$$

$$VA = 10.679.697,38 BsF$$

El valor actual obtenido es positivo, considerando la ecuación 2.37 se dice que el proyecto es rentable.

4.7.3.2 Tiempo de pago.

Considerando que el beneficio del proyecto es constante a lo largo del período de vida útil, afirmación basada según lo planteado anteriormente, se dice que el tiempo de reposición de la inversión se obtiene de dividir el monto de la inversión entre los beneficios, como bien lo indica la ecuación 4.2.

$$t_{\text{reposicion}} = \text{inversión} / \text{beneficio} \quad (4.2)$$

Sustituyendo los valores pertinentes en la ecuación 4.2, se tiene:

$$t_{\text{reposicion}} = \frac{29.469.176,62 \text{ Bs}}{19.980.210,38 \frac{\text{Bs}}{\text{año}}} = 3,27$$

El tiempo de reposición no puede tomarse como un valor decimal, por lo tanto se aproxima al inmediato superior, esto implica que el tiempo de reposición de la inversión será de 4 años.

CONCLUSIONES

- Al realizar el análisis propuesto en el área de inyección de plásticos se determinó que el caudal requerido de enfriamiento para los moldes y los intercambiadores de las máquinas inyectoras, queda definido por las condiciones de operación recomendadas por el fabricante. Los moldes de las máquinas inyectoras requieren de aproximadamente $33,30 \text{ m}^3/\text{h}$ de agua en un intervalo de temperatura de (11-13) °C por tales razones se escogió un equipo capaz de trabajar con temperaturas bajas a grandes caudales, a diferencia de los intercambiadores del sistema hidráulico, éstos requieren de un caudal de enfriamiento de $14,00 \text{ m}^3/\text{h}$ de agua a una temperatura ambiente promedio, por tales razones se escoge un equipo que aproveche las condiciones ambientales para dar enfriamiento a un sistema permitiendo así para este caso ahorro energético, para la red de enfriamiento propuesta.
- La red de tuberías propuesta está ajustada a las limitantes físicas en planta, las tuberías seleccionadas se ajustan a los caudales de trabajo del sistema y toda la valvulería seleccionada busca equilibrar el sistema, de tal manera que se garanticen las condiciones de trabajo requeridas por los equipos, todos los planos y diagramas que sustentan la propuesta realizada pueden observarse en el apéndice I.
- El equipo de bombeo del sistema de enfriamiento seleccionado para los moldes queda compuesto por dos unidades de bombeo marca KSB, donde se incluye el equipo que alimenta la red de distribución a las máquinas y el que alimenta a la unidad de enfriamiento (chiller), estas unidades satisfacen las condiciones de caudal y disponibilidad requeridas por el sistema, a su vez el equipo de bombeo seleccionado para la red de distribución de los intercambiadores del sistema hidráulico también es de marca KSB este cumple con los requerimientos del sistema, las condiciones de operación pueden observarse en los anexos F1, F2 y F3.
- La carga térmica a disipar por el sistema de enfriamiento de los moldes es de 53,49 Ton Ref, este trabajará con un chiller capaz de entregar una carga teórica de 64 Ton ref, lo que garantiza que la demanda térmica está cubierta para este caso. Para el caso de los intercambiadores la carga térmica a disipar es de 19,98 Ton Ref, está carga se cubrirá con una torre de enfriamiento de 27 Ton Ref donde también se garantiza que la demanda térmica se cubrirá.

- Por medio de la tasa mínima de rendimiento estimada por la compañía se determinó que el proyecto es rentable para un periodo de vida útil de 10 años, con un tiempo de reposición de 4 años.

RECOMENDACIONES.

- Considerando que el agua de enfriamiento debe tener ciertas características específicas, se hace prudente el hecho de plantear la necesidad de colocar un sistema de tratamiento para el agua de enfriamiento, donde se realicen los procesos de filtrado y suavizado necesarios, esto con el fin de mantener el fluido de refrigeración en el intervalo de especificaciones dadas.
- La colocación de manómetros en la descarga de los equipos de bombeo, es prudente y necesaria, esto ayudará a tener conocimiento de la presión real de operación, lo que para fines del estrangulamiento de las válvulas en la descarga favorecerá, ya que estos accesorios son los que permiten alcanzar el punto de trabajo, según la presión que se esté manejando en el sistema.
- A pesar de que las máquinas de inyección cuentan con medidores de temperatura y caudal, los cuales permiten verificar con cuanto caudal están trabajando las máquinas y a que temperatura está llegando, se hace prudente indicar la viabilidad de la automatización de este proyecto, con el fin de tener controles de monitoreo de variables exactos mediante PLC, para así siempre manejar las variables de sistema en tiempo real, con el fin de tener un control exacto de las mismas y prevenir cualquier falla oportunamente.

BIBLIOGRAFIA.

1. ANDRADE ARIAS MARGARITA Y ZARZA DE LA CRUZ NANCY (2010) *Calculo de la red hidráulica para el circuito de enfriamiento de un proceso de inyección de plásticos*. Trabajo de grado. Instituto politécnico nacional. México D.F Culhuacán.
2. APARICIO JOSE Y VELÁSQUEZ CARLOS. (2008) *Rediseño del sistema de enfriamiento de las máquinas de moldeos de envases y tapas de plástico por inyección y soplado*. Trabajo de grado. Universidad de Carabobo, Venezuela.
3. BRETO, GERARDO. (2004) *Manejo de fluidos teoría*. Universidad de Carabobo, Venezuela.
4. CENGEL, YUNUS (2002). *Transferencia de calor y masa* (3ra edición). México. McGraw-Hill.
5. CENGEL, YUNUS y Boles, M (2002). *Termodinámica* (5ta edición). México. McGraw-Hill.
6. CENGEL, YUNUS y Cimbala, J (2006). *Mecánica de los fluidos* (1ra edición). México. McGraw-Hill.
7. GIUGNI LUZ DE ALVARADO Y VENTURINA GUERRA TORREALBA (2003) *Evaluación de proyectos de inversión*. Universidad de Carabobo.
8. Handbook ASHRAE “Systems and equipment”, 2008.
9. Handbook ASHRAE “Fundamentals”, 2009.
10. MATAIX CLAUDIO (1986) *Mecánica de los fluidos y máquinas hidráulicas* (2da edición) España. Del Castillo S.A.
11. MORTON JONES (1999) *Procesamiento de plásticos*. (2da edición) México D.F, Limusa.
12. PINO LUIS Y LUENGO LUIS. (2009) *Rediseño de la red de suministro de agua helada para los equipos de extrusión y termoformado en una fábrica de envases plásticos*. Trabajo de grado. Universidad de Carabobo, Venezuela.
13. ROBERT PERRY Y DON GREEN (2000) *C* (7ma edición) España. McGraw-Hill.

14. RUBIN IRVIN. (1999) *Materiales plásticos. Propiedades y aplicaciones* (1ra edición). México D.F, Limusa.
15. SÁNCHEZ V y Yáñez F (2002) *Moldeo por inyección de termoplásticos*. (1ra edición) México D.F, Limusa.

APÉNDICES.

Apéndice A.1 Carga térmica para cada equipo.

La carga térmica para cada equipo se calcula por medio de las ecuaciones 2.8 y 2.19. Estas dependen directamente del flujo másico, el cambio de temperatura y el calor específico del agua (C_p), los datos de temperatura y flujo volumétrico se encuentran en las tablas 4.2, 4.3, 4.4 y 4.5.

Ejemplo de cálculo:

El ejemplo de cálculo se realiza para la máquina de inyección Kw 38 Pi en su molde.

En la 1ra fase el cálculo para conocer la carga térmica generada en el equipo, se enfoca en la búsqueda de la densidad, ésta se encuentra con la temperatura promedio de entrada y salida de la máquina, como bien puede observarse en la ecuación A1.

Temperatura de entrada en el molde 12,5 °C

Temperatura de salida en el molde 17 °C

$$T_{\text{Prom}} = \frac{T_{\text{ent}} + T_{\text{sal}}}{2} = \frac{12,5 + 17}{2} = 14,75 \text{ °C} \quad \text{A1}$$

Con la temperatura promedio se calcula la densidad, según la ecuación A2:

$$\rho = 1000 - \frac{(T-4)^2}{180} = 1000 - \frac{(14,75-4)^2}{180} = 999,35 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad \text{A2}$$

En la 2da fase del cálculo se busca el flujo másico involucrado, éste se calcula por medio del flujo volumétrico que aparece en la tabla 4.4 y con la densidad encontrada.

$$\text{Flujo volumétrico} = 3,5 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Al utilizar la ecuación 2.8, se obtiene que:

$$\dot{m} = \rho \dot{V} = 999,35 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 3,5 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} = 3.497,72 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

El calor específico del agua se obtiene con la temperatura promedio (14,75 °C) en la tabla de propiedades del agua, anexo E.2.

$$C_p = 4,19 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}}$$

Este calor específico se tomará como constante para el estudio de cargas térmicas en los moldes, dicho calor se evaluará a una temperatura promedio. Al obtener el (Cp) se procede al cálculo de la carga térmica generada por medio de la sustitución de los valores en la ecuación 2.19

$$\dot{Q}_{M11} = \sum \dot{m} (C_p \cdot \Delta T) = 3.497,72 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \cdot 4,19 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} (17 ^\circ\text{C} - 12,5 ^\circ\text{C})$$

$$\dot{Q}_{M11} = 18,32 \text{ kW} = 5,21 \text{ Ton ref}$$

Apéndice A.2 Dimensionamiento del tanque de almacenamiento.

El cálculo de la altura necesaria del tanque de almacenamiento térmico viene definido por la ecuación A3, ésta debe igualarse al caudal requerido y dividida entre el tiempo de autonomía fijado.

$$\text{Vol}_{\text{cil}} = \pi \cdot r^2 \cdot l \tag{A.3}$$

Tomando en cuenta lo antes expuesto, se obtiene la ecuación A.4.

$$Q = \frac{\pi \cdot r^2 \cdot l}{(T)\text{Tiempo}} \tag{A.4}$$

Donde:

Q = Caudal total requerido por las máquinas inyectoras para el enfriamiento de los moldes (m³/h).

r = radio del tanque de almacenamiento térmico (m).

T = tiempo de autonomía (h).

L = altura recomendada para el tanque de almacenamiento térmico (m).

Despejando L de la ecuación A4 y sustituyendo los valores pertinentes, se tiene que:

$$Q = 33,30 \text{ m}^3/\text{h}; r = 1,5 \text{ m}$$

$$L = \frac{33,30 \cdot 1}{\pi \cdot (1,5)^2} = 4,71 \text{ m}$$

Apéndice B. Diámetros económicos para los tramos de tuberías.

El diámetro económico se determinó por medio de la gráfica de diámetros económicos en tuberías del Libro Perry Chemical Engineer Handbook, ésta se encuentra en el anexo E1.

Ejemplo de cálculo.

Se estudiará el tramo A-B para el sistema de enfriamiento de los moldes, partiendo de las condiciones del diseño se conoce que el caudal para este tramo según la tabla 4.12 es de $33,30 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$ y conociendo la densidad del fluido en $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ se va al anexo pertinente, allí la columna de extrema izquierda corresponde al caudal y la columna de extrema derecha corresponde a la densidad, al unir esos dos puntos con una recta se corta la recta vertical intermedia, la intersección de la recta central indica el diámetro para este caso es de 0,10 m (4 pulg).

Las tablas 4.12, 4.13 y 4.18 reflejan los valores de diámetros óptimos para todas las tuberías.

Apéndice C. Carga térmica indeseable.

Para poder determinar cuánto es la carga térmica indeseable para una red de tuberías se seguirá un camino de cálculo descrito a continuación.

Específicamente para este caso se calcula la carga térmica indeseable en la red de tuberías de enfriamiento de los moldes en su bloque de ida, esta red es seleccionada para el cálculo demostrativo ya que luego de conocer la carga térmica en ella (objetivo de este apéndice) se puede conocer la temperatura de entrada del agua en el tanque de almacenamiento, factor determinante para los cálculos térmicos dentro de éste.

Inicialmente para la determinación de la carga térmica disipada transversalmente se tiene que partir desde un punto definido, este será la salida del molde de la máquina de inyección número 1, por trabajar con la temperatura más baja en el bloque de retorno de la red, esto permitirá conocer en un primer plano el calor que absorbe cada tramo de tubería y posterior a esto se podrá determinar cuál es la temperatura de retorno justo a la entrada del tanque de almacenamiento.

La temperatura interna del agua a la salida de la máquina inyectora número 1 (MI1) es de 17°C , la tubería para ese tramo tiene un diámetro de $0,05\text{ m}$ (2 pulg), el caudal es de $3,5\text{ m}^3/\text{h}$, se asume un aislante de $0,025$ (1pulg) esto bajo la recomendación del handbook ASHRAE “Fundamentals”, 2009, en su capítulo 23 titulado “aislamiento para sistemas mecánicos”, dicho deberá garantizar que no exista condensación, afirmación que se verificará por medio del cálculo que se presenta a continuación.

Por lo tanto el circuito térmico para la determinación de la pérdida de calor transversal queda descrito de la forma como lo indica la figura A1.

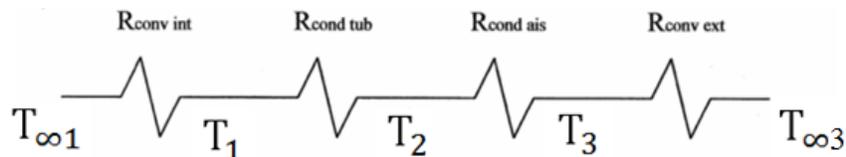


Figura A.1 Circuito térmico descrito para la pérdida de calor transversal en una tubería.

El cálculo está basado en la ecuación 2.26, por lo tanto:

$$\dot{Q}_{(T_{\infty 1} - T_{\infty 3})}/L = \frac{T_{\infty 3} - T_{\infty 1}}{\frac{1}{\frac{A}{L}h_{int}} + \frac{\ln(\frac{r_2}{r_1})}{2\pi K_{Tubo}} + \frac{\ln(\frac{r_3}{r_2})}{2\pi K_{ais}} + \frac{1}{\frac{A}{L}h_{ext}}}$$

Los datos iniciales que se tienen son los siguientes.

$$T_{\infty 1} = 17^{\circ}\text{C}$$

$T_{\infty 3} = 33^{\circ}\text{C}$ (Según INAMEH, ésta es la temperatura promedio más elevada con la que se puede trabajar en valencia).

Los siguientes radios de tubería pueden verificarse en el anexo H1.

$$R_{int \text{ Tubería}} = R_1 \rightarrow 0,02625 \text{ m.}$$

$$R_{ext \text{ Tubería}} = R_2 \rightarrow 0,03015 \text{ m.}$$

$$R_{ext \text{ y espesor Aislante}} = R_3 \rightarrow 0,05515 \text{ m.}$$

$K_{tubería} = 63,9 \text{ W / m. K}$ (Acero A53, bajo recomendación de ASHRAE handbook “Systems and equipment”, 2008, en su capítulo 45).

$K_{Poliuretano} = 0,023 \text{ W / m. K}$ (Aislante recomendado a nivel industrial para sistemas de enfriamiento).

Luego de conocer los datos disponibles se busca el coeficiente convectivo interno, para el cálculo de éste, inicialmente se buscan las propiedades del agua a 17°C en el anexo E2.

$$K_{H_2O} = 0,592 \text{ W / m. K}$$

$$\nu_{H_2O} = 1,088 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Pr = 7,65$$

Con estos valores se busca el número de Reynolds (Re) por medio de la ecuación 2.22, para una tubería de acero de 0,052 m (2 plg) de diámetro, el caudal que atraviesa la tubería es de 3,5 m³/h, por lo tanto se tiene que:

$$Re = \frac{0,450 \cdot 0,0525}{1,088 \times 10^{-6}} = 21.714,15$$

Como $Re > 10.000$, se determina el factor de fricción mediante la ecuación 2.24

$$f = (0,790 \ln (21.714,15) - 1,64)^{-2} = 0,025$$

Posteriormente se sustituyen los valores en la ecuación 2.25 y se determina el número de Nusselt

$$Nu = \frac{\left(\frac{0,025}{8}\right)(21.714,15 - 1000) 7,65}{1 + 12,7 \left(\frac{0,025}{8}\right)^{\frac{1}{2}} (7,65^{\frac{2}{3}} - 1)}$$

$$Nu = 161,55$$

Luego de obtener el Nusselt se aplica la ecuación 2.23, despejando de la misma el coeficiente convectivo interno.

$$h_{int} = 161,55 \left(\frac{0,592}{0,0525}\right) = 1.823,36 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}$$

Por otra parte también se debe buscar coeficiente convectivo externo, para esto se utilizan las siguientes ecuaciones:

$$Ra = Pr \cdot Gr \tag{A5}$$

$$Gr = \frac{g \cdot \beta (T_{\infty} - T_s) Lc^3}{\nu^2} \tag{A6}$$

Los valores de las ecuaciones A5 y A6 deben ser buscados en las tablas del aire contenidas en el anexo II a 33 °C.

$$\beta = T_{\infty}(\text{K})^{-1} \rightarrow 3,26 \times 10^{-3} \text{ K}^{-1}.$$

$Lc =$ diámetro exterior de la tubería + 2. (Espesor de aislamiento).

$$L_c = 0,0603 + 0,05 = 0,1103 \text{ m}$$

$$v_{\text{aire}} = 16,49 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Pr = 0,706$$

$$K_{\text{Aire}} = 0,0267 \text{ W / m. K}$$

Para el valor de T_s , que para este caso funge como T_3 , se hace una suposición propuesta por ASHRAE handbook “Fundamentals”, 2009, en su capítulo 4. Allí se indica que la temperatura exterior de un aislante no debe ser inferior a la temperatura de punto de rocío del aire, por lo tanto se ubicó la humedad relativa promedio de valencia, edo Carabobo, según INAMEH está es de $\phi = 0,63$ y para una temperatura de $33 \text{ }^\circ\text{C}$ se determina que el punto de rocío es $25,01 \text{ }^\circ\text{C}$ el cual será la temperatura superficial del aislante (T_3).

Al sustituir los valores pertinentes en la ecuación A6 y luego en la A5, se obtiene:

$$Gr = \frac{9,8 \times 3,26 \times 10^{-3} (33 - 25,01) 0,1103^3}{(16,49 \times 10^{-6})^2}$$

$$Gr = 1.259.724,80$$

$$Ra = 1.259.724,80 \times 0,706$$

$$Ra = 889.365,71$$

Luego de conocer el término “Ra” se define la ecuación A7 para conocer el “Nu”, planteada en el texto de Incropera Frank “Fundamentos de transferencia de calor”, 1996 en su capítulo 9:

$$Nu = C. Ra^n \tag{A7}$$

$$\text{Si el } Ra \text{ } 10^4 < Ra < 10^7 \rightarrow C = 0,480; n = 0,250$$

Los valores de las constantes C y n son tomados del anexo H1.a.

Sustituyendo los valores en la ecuación anterior se tiene:

$$Nu = 14,74$$

Luego de obtener el Nusselt se aplica la ecuación 2.23, despejando de la misma el coeficiente convectivo interno.

$$h_{\text{ext}} = 14,74 \left(\frac{0,0267}{0,1103} \right) = 3,56 \text{ W / m}^2 \cdot \text{° K}$$

$$h_{\text{ext}} = 3,56 \text{ W / m}^2 \cdot \text{° K}$$

Volviendo a la ecuación basada en la ecuación 2.26 se obtiene:

$$\frac{\dot{Q}_{(T_{\infty 1} - T_{\infty 3})}}{L} = \frac{(33 - 17)}{\frac{1}{1823,36 \times 2 \pi (0,02625)} + \frac{\ln\left(\frac{0,03015}{0,02625}\right)}{2\pi(63,9)} + \frac{\ln\left(\frac{0,05515}{0,03015}\right)}{2\pi(0,023)} + \frac{1}{3,56 \times 2\pi(0,05515)}}$$

$$\frac{\dot{Q}_{(T_{\infty 1} - T_{\infty 3})}}{L} = 3,20 \text{ W/m}$$

Luego de haber obtenido la cantidad de calor por metro que se pierde, bajo la suposición de que la temperatura de pared del aislamiento es igual a la temperatura de rocío del ambiente, se verifica cual es la temperatura real de pared, tomando en cuenta siempre que este deberá ser mayor que la temperatura del punto de rocío del ambiente, y en consecuencia comprobar que no existirá condensación. A continuación se plantea un circuito térmico que describe la pérdida de calor, desde $T_{\infty 1}$ hasta T_3 para conocer el verdadero T_3 .

$$3,20 \text{ W/m} = \frac{(T_3 - 17)}{\frac{1}{1823,36 \times 2 \pi (0,02625)} + \frac{\ln\left(\frac{0,03015}{0,02625}\right)}{2\pi(63,9)} + \frac{\ln\left(\frac{0,05515}{0,03015}\right)}{2\pi(0,023)}}$$

$$T_3 \text{ Real} = 30,38 \text{ °C}$$

Por lo tanto se verifica que $T_3 \text{ Real} > T_{\text{ptorocío del ambiente}} (25,01 \text{ °C})$. Esto implica que no se tendrá condensación en la red de tuberías propuesta, la cual trabajará como ya bien se explicó con un aislante de 0,025 (1pulg).

Para el tramo MI-C1 la longitud es de 7,60 m, esto al multiplicarlo por el calor que se pierde transversalmente, es decir los 3,20 W/m calculados, se obtiene una carga de calor indeseable para ese tramo de 0,024 kW.

Al realizar un balance energético en el tramo, se obtiene la temperatura final o de salida, considerando que se conoce la temperatura inicial y la carga térmica indeseable, se puede definir un balance según lo indica la ecuación A8, donde se despeja la temperatura final:

$$Q_{\text{tramo}(M11-C1)} = \dot{m} (C_p \cdot \Delta T) \rightarrow T_f = T_o + \frac{Q_{\text{tramo}(M11-C1)}}{\dot{m} \cdot C_p} \quad A8$$

Donde el flujo másico es de 3.497,73 kg/h según la tabla 4.7 para la M11, para sustituir este debe llevarse kg/s.

$$C_p = 4,19 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} . \text{ (Este puede chequearse en el apéndice A1).}$$

Sustituyendo los valores pertinentes en la ecuación A8, se obtiene que:

$$T_f = 17 + \frac{0,024}{0,9715 \cdot 4,19} = 17,005 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Adicional a esto, partiendo del hecho que el calor indeseable encontrado es de 0,024 kW, se dirá que este calor también se absorbe en los tramos de tuberías de retorno de las máquinas Kw70 Pi donde el flujo másico aumenta a 5.695,81 kg/h y la longitud de tubería es la misma, por lo tanto siguiendo un procedimiento similar al interior se calcula la temperatura final para estos tramos, la cual es de:

$$T_f = 17,003 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Luego de conocer las temperaturas a las que se encuentra el fluido de enfriamiento cuando retorna a la tubería principal, se realizan una serie de balances energéticos, en los puntos donde hay mezcla de fluido, esto con el fin de poder determinar la temperatura en el punto J1, el cual es el extremo de la ramificación de la tubería principal que va al tanque de almacenamiento.

Para ejemplo de cálculo se realizan los balances energéticos pertinentes en los puntos que tendrán variaciones de temperatura, ya que se entiende que los puntos de la red donde converge fluido a igual temperatura aportaran un fluido resultante a la misma temperatura. Para entender lo planteado con mayor facilidad se recomienda observar la figura A.2, allí se

visualiza que los puntos de interés son F1 y J1, ya que en ellos es donde se dan las mezclas a diferentes temperaturas.

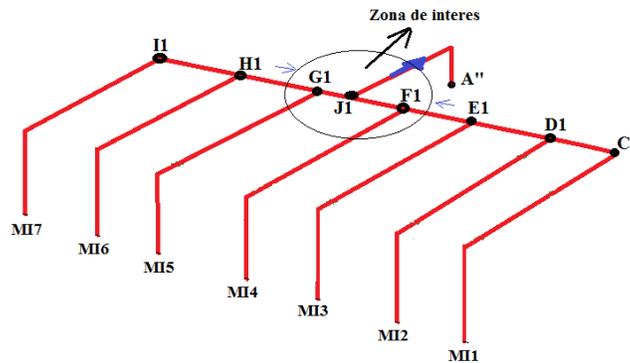


Figura A2. Zona donde varía la temperatura.

Utilizando la ecuación 2.5 se dice que:

$$E_c - E_s = \Delta E$$

Donde $\Delta E = 0$ por lo tanto.

$$E_c = E_s$$

Al realizar un balance energético fundamentado en la ecuación 2.5 en el punto F1 se obtiene la ecuación A9, en ésta se da el balance del fluido que proviene de los puntos E1, D1 y C1 con el fluido que proviene del tramo MI4-F1, tomando en cuenta que las temperaturas de trabajo para los balances son 17,005 °C para las máquinas Kw 38 Pi y 17,003 °C para las máquinas Kw 70 Pi, las cuales fueron calculadas previamente, tomando en cuenta estas consideraciones, se tiene que:

$$\dot{m}_{F1} \cdot h_{F1@17,003^\circ\text{C}} + 3\dot{m}_{E1} \cdot h_{E1@17,005^\circ\text{C}} = \dot{m}_{\text{Res (F1-E1)}} \cdot h_{\text{Res (F1-E1)}} \quad \text{A9}$$

Donde

$$\dot{m}_{F1} = 5.695,81 \text{ kg/h}$$

$$\dot{m}_{E1} = 3.497,73 \text{ kg/h}$$

$$h_{F1@17,003^\circ\text{C}} = 71,3842 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{E1@17,005^\circ\text{C}} = 71,3926 \text{ kJ/kg}$$

Los flujos másicos son tomados de la tabla 4.7 y 4.9, a su vez las entalpías se ubican en la tabla del agua en el anexo E2 a las temperaturas indicadas en la ecuación.

De allí se obtiene que:

$$h_{\text{Res (F1-E1)}} = 71,3896 \text{ kJ/kg} \rightarrow T_{\text{Res (F1-E1)}} = 17,004^\circ\text{C}$$

Posterior a esto se realiza otro balance energético para poder conocer la temperatura en el punto J1, en este balance converge el fluido que proviene de los puntos I1, H1 y G1 con el fluido que viene de los puntos F1, E1, D1 y C1, por lo tanto dicho balance queda descrito por la ecuación A10.

$$\dot{m}_{\text{Res (F1-E1)}} \cdot h_{\text{Res (F1-E1)@17,004}^\circ\text{C}} + 3\dot{m}_{\text{G1}} \cdot h_{\text{G1@17,003}^\circ\text{C}} = \dot{m}_{\text{J1}} \cdot h_{\text{J1}} \quad \text{A10}$$

Donde

$$\dot{m}_{\text{Res (F1-E1)}} = 16.189 \text{ kg/h} \quad \dot{m}_{\text{G1}} = 5.695,81 \text{ kg/h}$$

$$h_{\text{Res (F1-E1)@17,004}^\circ\text{C}} = 71,3896 \text{ kJ/kg} \quad h_{\text{G1@17,003}^\circ\text{C}} = 71,3842 \text{ kJ/kg}$$

Los flujos másicos son tomados de la tabla 4.7 y 4.9, a su vez las entalpías se ubican en la tabla del agua en el anexo E2 a las temperaturas indicadas en la ecuación.

De allí se obtiene que:

$$h_{\text{J1}} = 71,3868 \text{ kJ/kg} \rightarrow T_{\text{J1}} = 17,0036^\circ\text{C}$$

Tomando en cuenta el planteamiento inicial de este apéndice y fundamentado en la ecuación 2.26 se genera la ecuación A11, que describe la pérdida de calor transversal en el punto J1, esto partiendo de que ya se conoce su temperatura. Por lo tanto se tiene que:

$$\dot{Q}_{(T_{\infty 1} - T_{\infty 3})/L} = \frac{T_{\infty 3} - T_{\infty 1}}{\frac{1}{\frac{A}{L} \cdot h_{\text{int}}} + \frac{\ln(\frac{r_2}{r_1})}{2\pi K_{\text{tubo}}} + \frac{\ln(\frac{r_3}{r_2})}{2\pi K_{\text{ais}}} + \frac{1}{\frac{A}{L} \cdot h_{\text{ext}}}} \quad \text{A11}$$

Donde:

$$T_{\infty 1} = 17,0036^\circ\text{C}$$

$T_{\infty 3} = 33^{\circ}\text{C}$ (Según INAMEH, ésta es la temperatura promedio más elevada con la que se puede trabajar en Valencia).

Los siguientes radios de tubería pueden verificarse en el anexo H1.

La tubería para este caso la define el tramo J1- A”, éste tramo tiene un diámetro de 0,01 m (4 pulg) por lo tanto:

$$R_{\text{int Tubería}} = R_1 \rightarrow 0,05113 \text{ m.}$$

$$R_{\text{ext Tubería}} = R_2 \rightarrow 0,05715 \text{ m.}$$

$R_{\text{ext y espesor Aislante}} = R_3 \rightarrow 0,08215 \text{ m.}$ (Esto para un aislante recomendado de espesor de 0,025 m (1 pulg)).

$K_{\text{tubería}} = 63,9 \text{ W / m.}^{\circ}\text{K}$ (Acero A53, bajo recomendación de ASHRAE handbook “Systems and equipment” 2008, en su capítulo 45).

$K_{\text{Poliuretano}} = 0,023 \text{ W / m.}^{\circ}\text{K}$ (Aislante recomendado a nivel industrial para sistemas de enfriamiento).

Luego de conocer los datos disponibles se busca el coeficiente convectivo interno, para el cálculo de éste, inicialmente se buscan las propiedades del agua a $17,0036^{\circ}\text{C}$ en el anexo E2.

$$K_{\text{H}_2\text{O}} = 0,594 \text{ W / m.}^{\circ}\text{K}$$

$$\nu_{\text{H}_2\text{O}} = 1,0631 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\text{Pr} = 7,68$$

Con estos valores se busca el número de Reynolds (Re) por medio de la ecuación 2.22, para una tubería de acero de 0,01 m (4 pulg) de diámetro, el caudal que atraviesa la tubería es de $33,30 \text{ m}^3/\text{h}$, por lo tanto se tiene que:

$$\text{Re} = \frac{1,1198 \times 0,10226}{1,0631 \times 10^{-6}} = 107.713,99$$

Como $Re > 10.000$, se determina el factor de fricción mediante la ecuación 2.24

$$f = (0,790 \ln (107.713,99) - 1,64)^{-2} = 0,017$$

Posteriormente se sustituyen los valores en la ecuación 2.25 y se determina el número de Nusselt

$$Nu = \frac{\left(\frac{0,017}{8}\right)(107.713,99-1000) 7,68}{1+12,7\left(\frac{0,017}{8}\right)^{\frac{1}{2}}(7,68^{\frac{2}{3}}-1)}$$

$$Nu = 646,59$$

Luego de obtener el Nusselt se aplica la ecuación 2.23, despejando de la misma el coeficiente convectivo interno.

$$h_{\text{int}} = 646,59 \left(\frac{0,594}{0,10226}\right) = 3.755,86 \text{ W / m}^2 \cdot \text{° K}$$

Luego se calcula el coeficiente convectivo externo, con las propiedades del aire a 33°C y asumiendo temperatura de pared para el aislante de $25,01^{\circ}\text{C}$.

$$\beta = T_{\infty}(\text{K})^{-1} \rightarrow 3,26 \times 10^{-3} \text{ K}^{-1}.$$

$L_c = \text{diámetro exterior de la tubería} + 2 \cdot (\text{Espesor de aislamiento}).$

$$L_c = 0,1143 + 0,05 = 0,1643 \text{ m}$$

$$v_{\text{aire}} = 16,49 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Pr = 0,706$$

$$K_{\text{Aire}} = 0,0267 \text{ W / m} \cdot \text{K}$$

Estos valores se sustituyen en las ecuaciones A5 y A6 de donde se obtiene:

$$Gr = \frac{9,8 \times 3,26 \times 10^{-3} (33-25,01) 0,1643^3}{(16,49 \times 10^{-6})^2}$$

$$Gr = 4.163.531,30$$

$$Ra = 4.163.531,30 \times 0,706$$

$$Ra = 2.939.453,09$$

Luego de conocer el término “Ra” se utiliza la ecuación A7 para conocer el “Nu”, planteada en el texto de Incropera Frank “Fundamentos de transferencia de calor”, 1996 en su capítulo 9:

$$Nu = C \cdot Ra^n$$

$$\text{Si el } Ra \ 10^4 < Ra < 10^7 \rightarrow C = 0,480; n = 0,250$$

Los valores de las constantes C y n son tomados del anexo H1.a.

Sustituyendo los valores en la ecuación anterior se tiene:

$$Nu = 19,87$$

Luego de obtener el Nusselt se aplica la ecuación 2.23, despejando de la misma el coeficiente convectivo interno.

$$h_{\text{ext}} = 19,87 \left(\frac{0,0267}{0,1643} \right) = 3,22 \text{ W / m}^2 \cdot \text{° K}$$

$$h_{\text{ext}} = 3,22 \text{ W / m}^2 \cdot \text{° K}$$

Todos los valores encontrados permiten calcular la carga de calor transversal para el punto J1, por lo tanto al sustituirlos en la ecuación A11 se obtiene que:

$$\dot{Q}_{(T_{\infty 1} - T_{\infty 3})}/L = \frac{33 - 17,0036}{\frac{1}{3.755,86 \times 2\pi (0,05113)} + \frac{\ln\left(\frac{0,05715}{0,05113}\right)}{2\pi(63,9)} + \frac{\ln\left(\frac{0,08215}{0,05715}\right)}{2\pi(0,023)} + \frac{1}{3,22 \times 2\pi(0,08215)}}$$

$$\dot{Q}_{(T_{\infty 1} - T_{\infty 3})}/L = 5,13 \text{ W/m}$$

Posterior al cálculo de la carga calórica que se disipa, se procede a la determinación de la temperatura de pared real, como ya bien se explicó anteriormente considerando siempre que esta deberá ser mayor que la temperatura del punto de rocío del ambiente.

Al plantear un circuito térmico que describe la pérdida de calor, desde $T_{\infty 1}$ hasta T_3 en el punto J1, se obtiene que el verdadero T_3 es:

$$T_3 \text{Real} = 29,89 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Por lo tanto se verifica que $T_3 \text{ Real} > T_{\text{ptorocío del ambiente}} (25,01^\circ\text{C})$. Esto implica que no se tendrá condensación en la red de tuberías propuesta, la cual trabajará como ya bien se explicó con un aislante de 0,025 (1pulg).

Este tramo J1-A'' tiene una longitud de 4,44 m, por lo tanto, la carga indeseable para el tramo será de:

$$\dot{Q}_{J1-A''} = 0,022 \text{ kW}$$

Conociendo la carga térmica que absorbe este tramo, se puede realizar una totalización de carga que absorbe la red en su etapa de retorno, esto se realizará considerando que se tienen 7 tramos iguales al MI-C1, 1 tubería principal que la define el tramo C1-I1 y la ramificación de la tubería principal que va al tanque de almacenamiento térmico, esta viene definida por el tramo J1-A'', con éstos se totalizan las cargas como podrá observarse en la tabla 4.14, en la misma se refleja un total de carga térmica indeseable para la fase de retorno en la red de los moldes de 0,0891 ton ref. Para obtener un total generalizado de la red se estimará que el bloque de suministro que sale desde el tanque y va a las máquinas inyectoras tendrá una carga térmica indeseable igual a la del bloque de retorno, esto fundamentado en el hecho de que la ganancia de calor como ya se comprobó para uno de los bloques es sumamente pequeña, por lo tanto se concluye que este elemento no es determinante para la selección de los equipos, motivo que justifica la estimación de que los restantes bloques de las redes propuestas asumirán la carga indeseable calculada. Conviene acotar que a pesar de que no esta carga no es determinante, se adicionará a la carga de enfriamiento total buscada para la selección de los equipos.

Adicional a esto también se puede conocer la temperatura de entrada al tanque por medio de la carga térmica indeseable para el tramo J1-A'', aplicándole un balance energético al tramo, fundamentado en la ecuación A8, por lo tanto se tiene que:

$$T_f = T_o + \frac{Q_{\text{tramo}(1-A')}}{m \cdot C_p}$$

Donde el flujo másico es de 33.276,42 kg/h, éste es el total de todos los flujos manejados para esta red, según la tabla 4.9 y 4.11, para sustituir este debe llevarse kg/s.

$$C_p = 4,19 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} . \text{ (Este puede chequearse en el apéndice A1).}$$

Sustituyendo los valores pertinentes en la ecuación A8, se obtiene que:

$$T_f = 17,0036 + \frac{0,022}{9,24 \cdot 4,19} = 17,0041 \text{ } ^\circ\text{C} \approx 17^\circ\text{C}$$

Por lo tanto se comprueba que la temperatura del fluido a la entrada del tanque de almacenamiento es de 17,0041°C verificándose así que la ganancia de calor es prácticamente nula, por lo que se aproxima dicha temperatura a 17 °C.

Apéndice D. Estudio térmico en el tanque de almacenamiento.

Para poder describir el comportamiento de la temperatura en el tanque de almacenamiento térmico, se tiene que realizar un balance energético en la zona superior o más alta del tanque, definida como zona caliente, ya que es allí donde se conoce la temperatura de retorno del sistema, la cual es de 17 °C, adicional a esto también se tiene la temperatura de retorno del chiller que es quien define el cambio de la zona caliente a la zona tibia, una vez que esta se mezcla con la temperatura de retorno se genera la caída de temperatura interna. Para una mejor ubicación en lo planteado por este párrafo se recomienda observar la figura A.4.

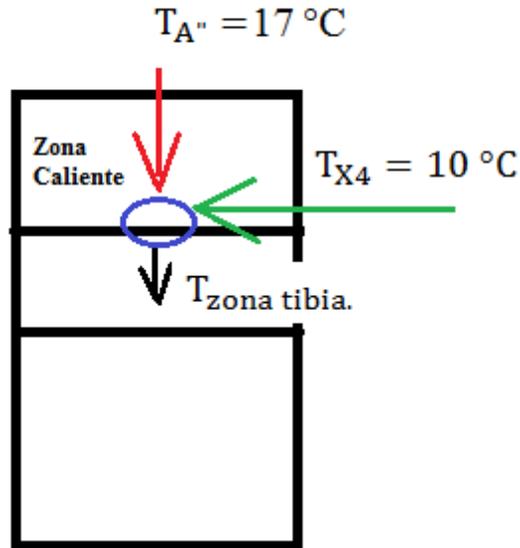


Figura A4. Representación del balance energético que se realiza en la zona caliente del tanque de almacenamiento térmico.

En el punto X4 las propiedades del agua a 10 °C son:

$$\rho = 999,70 \text{ kg/m}^3$$

$$h = 42,02 \text{ kJ/kg}$$

El flujo másico vendrá definido a razón del flujo volumétrico.

$$\dot{m} = \rho \dot{V} = 999,7 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 50,71 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} = 50.694,78 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

En el punto A'' que se encuentra a 17°C, la entalpía del agua a esa temperatura es de 71,37 kJ/kg y el flujo másico para este punto es de 33.276,42 kg/h, por lo tanto al plantear el balance en el punto de convergencia que se observa en la figura A3, se genera la ecuación A12.

$$\dot{m}_{\text{totalmaqs}} \cdot h_{A''@17^\circ\text{C}} + \dot{m}_{X4} \cdot h_{X4@10^\circ\text{C}} = \dot{m}_{\text{Zona tibia}} \cdot h_{\text{Inicial(Zona tibia)}} \quad \text{A12}$$

De donde se obtiene que:

$$h_{\text{Inicial(Zona tibia)}} = 53,65 \text{ kJ/kg}$$

Al chequear en las propiedades del agua con la entalpía encontrada se obtiene la temperatura inicial en la zona tibia, ésta es de 12,77 °C.

Según el ASHRAE “Systems and equipment”, en su capítulo 4, describe que la zona de estratificación térmica (Zona tibia) comúnmente tiende a tener un comportamiento donde la temperatura inicial cae 3°C, desde el momento en que ya se supera la caída de 3°C se inicia lo que será la zona de succión al sistema, es allí donde ocurre la llamada zona fría donde se manejan las temperaturas más bajas dentro del tanque, por lo tanto se genera la ecuación A13.

$$T_{Zona\ Fria} = T_{zona\ inicial\ tibia} - \Delta T_{Zona\ Tibia} \quad A13.$$

Por lo tanto la temperatura de la zona fría será de 9,77 °C.

Apéndice D.a Espesor de aislamiento para el tanque de almacenamiento térmico.

El cálculo para conocer el espesor de aislante, inicia por el hecho de calcular un circuito térmico basado en la ecuación 2.26, donde se describe el calor que se genera de forma transversal. Para poder entender mejor cuales son las variables que definen a la siguiente ecuación se recomienda observar la figura A5.

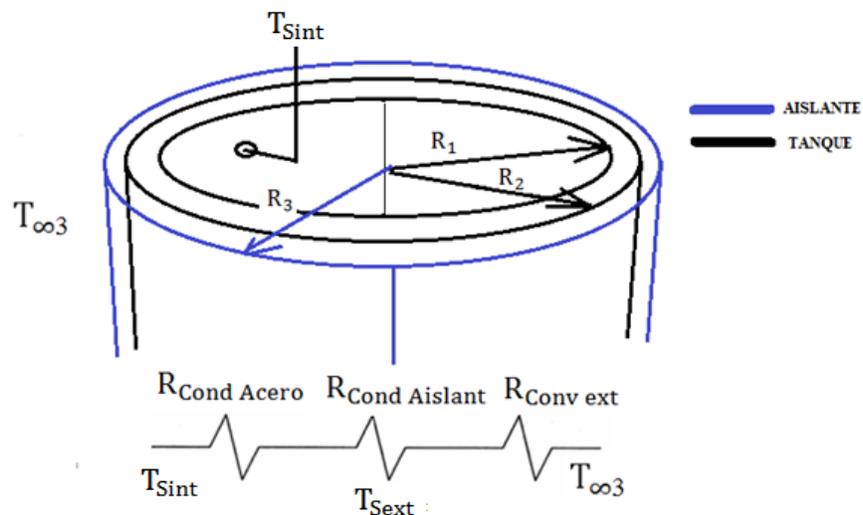


Figura A5. Circuito térmico del tanque de almacenamiento.

Partiendo del circuito térmico planteado se generan dos ecuaciones.

$$T_{Sint} - T_{Sext} = \dot{Q}_{(TANQUE)} \left(\frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi K_{Acero}} + \frac{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{2\pi K_{ais}} \right) \quad A14$$

$$T_{Sext} - T_{Ext} = \dot{Q}_{(TANQUE)} \left(\frac{1}{L \cdot h_{ext}} \right) \quad A15$$

Al sumar las ecuaciones A14 y A15 se obtiene la ecuación A16.

$$\frac{T_{Sint} - T_{Sext}}{T_{Sext} - T_{Ext}} = \left(\frac{1}{L \cdot h_{ext}} \right) \left(\frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi \cdot L \cdot K_{Acero}} + \frac{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{2\pi \cdot L \cdot K_{ais}} \right) \quad A16$$

Los datos iniciales que se tienen son los siguientes:

La temperatura interna del tanque es de $T_{\infty 1} = 13,38^{\circ}\text{C}$, esta temperatura es el promedio, entre los 17°C que tiene el tanque en su zona caliente y los $9,77^{\circ}\text{C}$ en su zona fría, para fines de la ecuación en estudio se asumirá que la temperatura interna del tanque será igual a la temperatura superficial interna, por lo tanto.

$$T_{\infty 1} = T_s$$

$T_{\infty 3} = 33^{\circ}\text{C}$ (Según INAMEH esta es la temperatura promedio más elevada con la que se puede trabajar en valencia).

A continuación se presentan los valores de los radios mostrados en la figura A5.

$$R_{int} = R_1 \rightarrow 1,5 \text{ m.}$$

Para el radio externo, se adicionan al radio interno 5 mm de espesor, por la lámina de acero que define al tanque, esto fundamentado en la norma A.P.I 650 en su apartado 3.6.1.1, esto puede verificarse en el anexo D1.

$$R_{ext} = R_2 \rightarrow 1,505 \text{ m.}$$

$$R_{ext.Aislante} = R_3 \rightarrow ?.$$

Adicional a esto también son necesarios otros valores y propiedades.

$K_{\text{Acero}} = 63,9 \text{ W / m. K}$ (bajo recomendación norma A.P.I 650 en su apéndice H.3.3).

$K_{\text{Poliuretano}} = 0,023 \text{ W / m. K}$ (Aislante recomendado a nivel industrial para sistemas de enfriamiento, según ASHRAE handbook “Fundamentals”, 2009, en su capítulo 23).

$L = 4,71 \text{ m}$

El coeficiente convectivo externo se calcula, con las propiedades del aire a 33°C y asumiendo una temperatura de pared para el aislante de 25,01 °C, la cual es la temperatura del punto de rocío del ambiente.

$$\beta = T_{\infty}(\text{K})^{-1} \rightarrow 3,26 \times 10^{-3} \text{ K}^{-1}.$$

$L_c = \text{diámetro del tanque.}$

$L_c = 3 \text{ m}$

$$v_{\text{aire}} = 16,49 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$Pr = 0,706$

$K_{\text{Aire}} = 0,0267 \text{ W / m. K}$

Estos valores se sustituyen en las ecuaciones A5 y A6 de donde se obtiene:

$$Gr = \frac{9,8 \times 3,26 \times 10^{-3} (33 - 25,01) \cdot 3^3}{(16,49 \times 10^{-6})^2}$$

$$Gr = 2,53 \times 10^{10}$$

$$Ra = 2,53 \cdot 10^{10} \times 0,706$$

$$Ra = 1,78 \cdot 10^{10}$$

Luego de conocer el término “Ra” se utiliza la ecuación A7 para conocer el “Nu”, planteada en el texto de Incropera Frank “Fundamentos de transferencia de calor”, 1996 en su capítulo 9:

$$Nu = C \cdot Ra^n$$

Si el $Ra \ 10^4 < Ra < 10^7 \rightarrow C = 0,125; n = 0,333$

Los valores de las constantes C y n son tomados del anexo H1.a.

Sustituyendo los valores en la ecuación anterior se tiene:

$$Nu = 323,81$$

Luego de obtener el Nusselt se aplica la ecuación 2.23, despejando de la misma el coeficiente convectivo interno.

$$h_{ext} = 323,81 \left(\frac{0,0267}{3} \right) = 2,88 \text{ W / m}^2 \cdot \text{° K}$$

$$h_{ext} = 2,88 \text{ W / m}^2 \cdot \text{° K}$$

Al sustituir en la ecuación A16 se obtiene que:

$$\frac{13,38 - 25,01}{25,01 - 33} = (2\pi \cdot r_3 \cdot L \cdot 2,88) \cdot \left(\frac{\ln\left(\frac{1,505}{1,5}\right)}{2\pi \cdot L \cdot 63,9} + \frac{\ln\left(\frac{r_3}{1,505}\right)}{2\pi \cdot L \cdot 0,023} \right)$$

$$r_3 = 1,516 \text{ m}$$

De allí se obtiene que $r_3 = 1,516 \text{ m}$; de donde se deduce que el espesor del aislante vendrá definido por la ecuación A17:

$$\text{Espesor aislante} = r_3 - r_2 \tag{A17}$$

Por lo tanto el espesor recomendado es $0,011 \text{ m} \approx 0,0127 \text{ m}$ (1/2 pulg).

Apéndice E. Pérdidas hidráulicas en la red de suministro del sistema de enfriamiento de las máquinas inyectoras.

El sistema diseñado está planteado con tuberías nuevas de acero al carbono, el diagrama de distribución puede observarse en la figura 4.2, 4.3 y 4.4 según sea el sistema de enfriamiento a estudiar. Para el caso del sistema de enfriamiento de los moldes aplica el diagrama de la figura 4.2 y 4.3 para el bloque tanque-chiller, también puede observarse el

esquema de distribución del sistema de enfriamiento en la figura A10 que aparece en el apéndice I.

El ejemplo de cálculo de pérdidas hidráulicas se realiza para el tramo B6-H1 perteneciente al sistema de enfriamiento de los moldes de las máquinas inyectoras, conviene acotar que este procedimiento de cálculo aplica para todos los tramos donde se calculen pérdidas en este proyecto, considerando las variaciones pertinentes como diámetros de tuberías o caudales, entre otros.

El tramo B6-H1 comprende el segmento que contiene la máquina inyectora número 6, modelo Kw 70 Pi. El caudal definido para este tramo según la tabla 4.12 es de:

$$\dot{V} = 5,7 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

También conviene acotar que de la figura 4.2 se levantó la tabla 4.23 en donde se reflejan los accesorios que representan pérdidas para el sistema de enfriamiento de los moldes, en esta tabla se encuentra el tramo B6-H1, allí se indican sus accesorios los cuales son: una válvula de bola, una válvula mariposa, una válvula check, dos codos, dos Tee en configuración ramal, una reducción de 0,10 m a 0,05 m, una ampliación de 0,05 m a 0,10 m y la pérdida en el molde.

Para comenzar el cálculo de pérdidas se determina el diámetro del tramo de tubería B6-H1, éste ya se determinó previamente, se extrae de la tabla. 4.12.

Diámetro $\emptyset = 0,05$ m (2 pulg)

Del anexo E3 se lee el factor de fricción para el diámetro correspondiente, en este caso se trabajó para 0,05 m

$$f = 0,019$$

Del anexo E4 donde aparecen las cartas CRANE se determinan los coeficientes de resistencia para accesorios “K”. A continuación se muestran los coeficientes de resistencia para los accesorios del tramo en estudio.

Válvula de bola $K = 3 f$

Válvula mariposa $K = 45 f$

Válvula check $K = 50 f$

Codo = 30 f, si es roscado. En caso de ser bridado se deberá evaluar el factor r/d y desde allí definir la K.

Tee ramal = 60 f

Ampliación = 6,05

Reducción = 2,48

El valor total del coeficiente de resistencia para accesorios “k” se obtiene de la suma total del coeficiente de resistencia por accesorios, como lo describe la ecuación A18, considerando que si un accesorio aparece varias veces este tendrá que multiplicarse por su “K” cuantas veces aparezca en el tramo de estudio.

$$K_{B6-H1} = 1*(3f) + 1*(45f) + 1*(50f) + 2*(30f) + 2*(60f) + 1*(6,05f) + 1*(2,48f) \quad A18$$

$$K_{B6-H1} = 1*(3*0,019) + 1*(45*0,019) + 1*(50*0,019) + 2*(30*0,019) + 2*(60*0,019) + 1*(6,05) + 1*(2,48) = 13,812.$$

Para determinar las pérdidas por tramo se toma la longitud del tramo B6-H1 que indica la tabla 4.14

Longitud de tramo = 13,80 m

A continuación se debe leer en las tablas del manual de instituto hidráulico que se encuentran en el anexo E5, con el caudal volumétrico ($5,7 \text{ m}^3/\text{h} = 25,10 \text{ gpm}$) en la hoja del diámetro nominal de la tubería en estudio 0,05 m (2 pulg), el valor de $V^2/2g$ y el hf (pérdidas por tramo) para 100 pies de longitud de tubería.

hf para 100 ft a 25,10 gpm = 1,3045 ft

$$\frac{V^2}{2*g} = 0,027 \text{ m}$$

Al utilizar las ecuaciones 2.29 y 2.30 se obtienen los valores

$$hf = 1,3045 \left(\frac{45,27 \text{ ft}}{100 \text{ ft}} \right) = 0,59 \text{ ft} \rightarrow 0,18 \text{ m.c.a}$$

$$hf_{Acc} = 13,812 * 0,027 \text{ m} = 0,3729 \text{ m.c.a}$$

Adicionalmente también debe incluirse la pérdida por equipo, en este caso la pérdida en el molde.

$$hf_{Equipo} = 9,187 \text{ m.c.a}$$

Finalmente se suman las pérdidas por accesorios, por equipos y por tuberías, así se obtienen el total de pérdidas hidráulicas para el tramo B6-H1.

$$hf_{B6-H1} = 9,74 \text{ m.c.a}$$

Apéndice F1. Disponibilidades y altura de máquina necesaria para la red de enfriamiento de los moldes de las máquinas inyectoras.

Para determinar la altura de bombeo para los dos sistemas de enfriamiento tanto en los moldes como en los intercambiadores, se debe seguir el procedimiento de cálculo indicado por el método del camino crítico, ya que el esquema de tubería planteado muestra un arreglo en paralelo. Este arreglo para el caso concreto de los moldes puede observarse en la figura 4.2.

La determinación del camino crítico puede realizarse luego de hacer un chequeo en la tabla 4.28 de las pérdidas hidráulicas totales, al ubicar los tramos de mayores pérdidas se evidencia que éstas ocurren entre los puntos B4-F1, B5-G1 y B6-H1, y considerando que el tramo B6-H1 es el más alejado de los tres tramos que ofrecen mayor pérdida hidráulica se concluye que este tramo define el camino crítico, evaluando siempre que los tramos que pertenecen a la tubería principal son "A-B y J1-A" por esto se dice que son constantes para todos los tramos que están en paralelo. Por lo tanto el camino crítico lo definen los tramos "A-B, B-B5, B5-B6, B6-H1, H1-G1, G1-J1 y J1-A".

Para determinar el H_{maq} se plantea la ecuación A19 en el punto A fundamentada en la ecuación 2.21 para así poder determinar la disponibilidad en el punto A, luego de conocerla

se determinará también la disponibilidad en el punto A'', puntos que relacionados con las pérdidas para el camino crítico determinaran el ya mencionado H_{maq}.

$$H_A = \frac{V_A^2}{2g} + \frac{P_A}{\gamma} + Z_A \quad A19$$

De la ecuación anterior se eliminan los términos $\frac{V_A^2}{2g}$ y Z_A , ya que se despreciara la carga dinámica, considerando que al compararla con la altura de columna de fluido este valor, será sumamente pequeño y la cota Z_A también tiende a cero, ya que la altura donde se realizará la conexión es la más baja en el tanque de almacenamiento, es allí donde se encuentra el agua a menor temperatura (Zona fría) por lo tanto la ecuación A19 se reduce a la ecuación A20:

$$H_A = \frac{P_A}{\gamma} \quad A20$$

Para esta ecuación se dice que el cociente $\frac{P_A}{\gamma}$ es igual a 4,71 m.c.a, definidos por la columna de fluido existente en el tanque por lo tanto.

$$H_A = 4,71 \text{ m.c.a}$$

Para determinar $H_{A''}$ se plantea la ecuación A21 fundamentada en la ecuación 2.21.

$$H_{A''} = \frac{V_{A''}^2}{2g} + \frac{P_{A''}}{\gamma} + Z_{A''} \quad A21$$

Donde también se despreciara la carga dinámica y el 2do cociente también tiende a cero ya que el punto A'' está a presión atmosférica. Por lo tanto $H_{A''}$ queda definido por:

$$H_{A''} = Z_{A''} \text{ Donde } Z_{A''} = 4,71 \text{ m.c.a}$$

Luego de conocer la disponibilidad inicial y final que definen al camino crítico, se plantea la ecuación A22 fundamentada en la ecuación 2.32

$$H_A + H_{maq} = H_{A''} + h_{f(A-A'')} \quad A22$$

Donde:

$$h_{f(A-A'')} = h_{f(\text{camino critico})}$$

$$h_{f(\text{cam. critico})} = h_{f(A-B)} + h_{f(B-B5)} + h_{f(B5-B6)} + h_{f(B6-H1)} + h_{f(H1-G1)} + h_{f(G1-J1)} + h_{f(J1-A'')}$$

$$h_{f(\text{cam. critico})} = 10,425 \text{ m.c.a}$$

$$H_{\text{maq}} = H_{A''} - H_A + h_{f(A-A'')}$$

$$H_{\text{maq}} = 10,425 \text{ m.c.a} \quad \text{para un caudal de } Q = 33,30 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Ahora bien una de las condiciones más relevantes del diseño es poder entregar el caudal requerido por los equipos según datos suministrados por la empresa, estos caudales están reflejados en las tablas 4.4 y 4.5 por esto se debe garantizar las disponibilidades requeridas por el sistema en los distintos puntos de control, para así poder mantener equilibrado el sistema dándole las pérdidas necesarias para que cada tramo mantenga el caudal deseado. A continuación se calculan las disponibilidades para el esquema de la red de enfriamiento de los moldes por medio de las ecuaciones A23 y A24, considerando las pérdidas en los tramos, estos valores se encuentran en la tabla 4.31.

$$1. \quad H_B = H_A + H_{\text{maq}} - h_{f(AB)} \quad \text{A23}$$

$$H_B = 4,71 \text{ m.c.a} + 10,425 \text{ m.c.a} - 0,386 \text{ m.c.a}$$

$$H_B = 14,748 \text{ m.c.a}$$

$$2. \quad H_{B3} = H_B - h_{f(B-B3)} \quad \text{A24}$$

$$H_{B3} = 14,748 \text{ m.c.a} - 0,017 \text{ m.c.a}$$

$$H_{B3} = 14,731 \text{ m.c.a}$$

Siguiendo este procedimiento de cálculo se determinan todas las disponibilidades en el sistema, las cuales están reflejadas en la tabla 4.34, es evidente que las variaciones de disponibilidad en los puntos que definen el tramo B son bastante pequeñas, esto por el hecho de que la red está planteada para un sistema en paralelo, pero al evaluar las pérdidas mostradas en la tabla 4.28 resalta el hecho de que las caídas de presión originadas por las máquinas inyectoras varían del tal forma que algunos tramos requieren de estrangulamiento

para alcanzar las condiciones requeridas en todos los equipos, esto con el fin de equilibrar el sistema. El estrangulamiento se realizará con las válvulas mariposas que anteceden a los equipos, tomando en consideración que las válvulas mariposas son muy buenas para esta función de estrangular, según lo indica Richard Greene en su texto titulado “Válvulas, selección, uso y mantenimiento”, 1989.

Para determinar el valor de pérdida recomendado en las válvulas mariposa que anteceden a los equipos se procede a la comparación de la mayor pérdida hidráulica para un tramo determinado con la del valor de pérdidas para un tramo que ofrece menor resistencia hidráulica. Esto aplica para el caso de los tramos B3-E1 donde se pierden 7,27 m.c.a y B6-H1 donde se pierden 9,74 m.c.a de allí se concluye que:

$$h_{\text{VALV (B3-E1)}} = h_{f(\text{B6-H1})} - h_{f(\text{B3-E1})}$$

$$h_{\text{VALV (B3-E1)}} = 2,47 \text{ m.c.a}$$

Siguiendo este procedimiento de cálculo se determinan las pérdidas necesarias en las válvulas restantes que regulan caudal a los equipos, estas pérdidas pueden visualizarse en la tabla 4.32.

Apéndice F2. Disponibilidades y altura de máquina necesaria para la red de tuberías del sistema de enfriamiento de los moldes de las máquinas inyectoras, en el bloque tanque-chiller.

El cálculo para determinar el Hmaq para la bomba en la red tanque de almacenamiento para el enfriamiento de los moldes con el chiller, inicia por el cálculo de la disponibilidad inicial y final del sistema fundamentándose en la ecuación 2.21. Considerando la figura 4.3, los puntos de interés para esta red de distribución son X₁ y X₄.

Para la disponibilidad en X₁ se genera la ecuación A25:

$$H_{X_1} = \frac{V_{X_1}^2}{2g} + \frac{P_{X_1}}{\gamma} + Z_{X_1} \tag{A25}$$

Se desprecia la carga dinámica como ya bien se explicó en el apéndice F1, lo que hace que la ecuación A25 se reduzca a:

$$H_{X_1} = \frac{P_{X_1}}{\gamma} + Z_{X_1}$$

La cota y la altura de la columna de fluido vienen definidos en la figura A6, fundamentada en la figura 4.5 y 4.3.

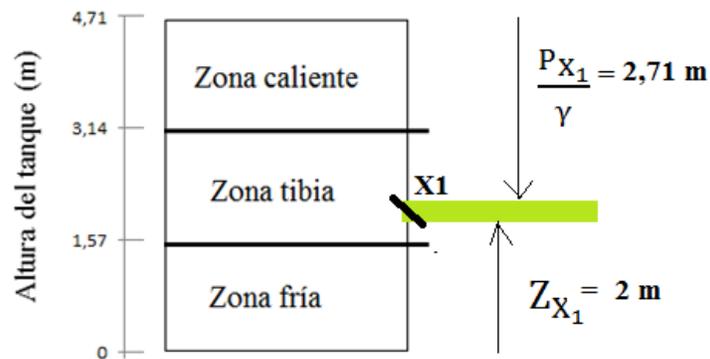


Figura A6. Altura de conexión en el tanque de almacenamiento térmico para el punto X1.

$$H_{X_1} = 2,71 \text{ m.c.a} + 2 \text{ m.c.a}$$

$$H_{X_1} = 4,71 \text{ m}$$

Para el punto X₄ se genera la ecuación A26:

$$H_{X_4} = \frac{V_{X_4}^2}{2g} + \frac{P_{X_4}}{\gamma} + Z_{X_4} \quad \text{A26}$$

Si se desprecia la carga dinámica la ecuación se reduce a:

$$H_{X_4} = \frac{P_{X_4}}{\gamma} + Z_{X_4}$$

Para conocer los valores de la ecuación A26 reducida, se recomienda observar la figura A7.

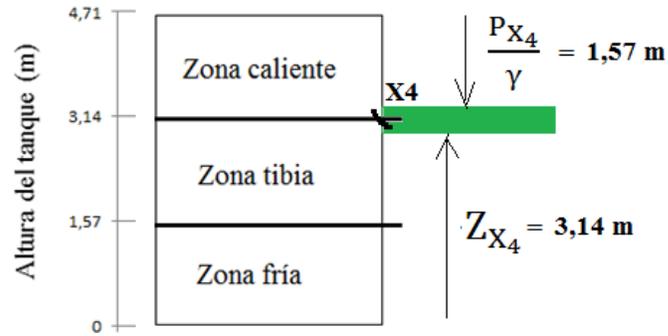


Figura A7. Altura de conexión en tanque de almacenamiento térmico para el punto X4.

Al sustituir los valores pertinentes en la ecuación A26, se obtiene que:

$$H_{X_4} = 1,57 \text{ m.c.a} + 3,14 \text{ m.c.a}$$

$$H_{X_4} = 4,71 \text{ m}$$

Luego de conocer la disponibilidad inicial y final para este bloque de la red de enfriamiento X1 y X4 respectivamente, se procede al cálculo del Hmaq por medio de la ecuación A27 que tiene el principio de la ecuación 2.32.

$$H_{X_1} + H_{maq} = H_{X_4} + h_{f(X_1-X_4)} \quad \text{A27}$$

Donde:

$$h_{f(X_1-X_4)} = h_{f(X_1-X_2)} + h_{f(X_2-X_3)} + h_{f(X_3-X_4)}$$

Al sustituir los valores pertinentes de las pérdidas según la tabla 4.29, se obtiene que:

$$h_{f(X_1-X_4)} = 4,415 \text{ m.c.a}$$

$$H_{maq} = H_{X_1} - H_{X_4} + h_{f(X_1-X_4)}$$

$$H_{maq} = 4,415 \text{ m.c.a} \quad \text{para un caudal de } Q = 50,71 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Apéndice F3. Disponibilidades y altura de máquina necesaria para la red de enfriamiento de los intercambiadores de las máquinas inyectoras.

El procedimiento de cálculo es el mismo aplicado en el apéndice F1, por lo tanto el camino crítico viene definido por Aa-B, B-A5, A5-A6, A6-H2, H2-G2, G2-J2 y J2-Aa". Los puntos de interés son los puntos Aa y Aa". Para el punto Aa se plantea la ecuación A28, para encontrar su disponibilidad.

$$H_{Aa} = \frac{V_{Aa}^2}{2g} + \frac{P_{Aa}}{\gamma} + Z_{Aa} \quad A28$$

En la ecuación A28 la carga dinámica se desprecia, para conocer el término $\frac{P_{Aa}}{\gamma}$ se tiene que chequear el anexo B2.a, allí debe observarse la altura de succión la cual es de 0,152 m (6 in) a su vez debe considerarse también la altura del sobreflujo, la cual es de 0,234 m (9,25 in), estas dos medidas definen la columna de fluido, por lo tanto se concluye que el término $\frac{P_{Aa}}{\gamma}$ tiene un valor 0,082 m, la cota Z_{Aa} tiene un valor de 0,152 m, el cual es altura de succión de la torre, según el anexo B2.a, por lo tanto la ecuación A28 que definida de la siguiente forma:

$$H_{Aa} = 0,082 \text{ m.c.a} + 0,152 \text{ m.c.a}$$

$$H_{Aa} = 0,234 \text{ m.c.a}$$

Para el punto Aa" la ecuación de disponibilidad viene planteada por la ecuación A29.

$$H_{Aa''} = \frac{V_{Aa''}^2}{2g} + \frac{P_{Aa''}}{\gamma} + Z_{Aa''} \quad A29$$

Donde se desprecia la carga dinámica, y la carga de presión, el término $Z_{Aa''}$ tiene un valor de 2,05 m.c.a, éste puede chequearse en el anexo B2.a, por lo tanto

$$H_{Aa''} = 2,05 \text{ m.c.a}$$

Al conocer la disponibilidad inicial y final se plantea la ecuación de camino crítico general para determinar el H_{maq} por medio de la ecuación A30 que tiene el principio de la ecuación 2.32.

$$H_{Aa} + H_{maq} = H_{Aa''} + h_{f(Aa-Aa'')} \quad A30$$

Donde:

$$h_{f(Aa-Aa'')} = h_{f(Aa-B)} + h_{f(B-A5)} + h_{f(A5-A6)} + h_{f(A6-H2)} + h_{f(H2-G2)} + h_{f(G2-J2)} + h_{f(J2-Aa'')}$$

Al chequear estos valores en la tabla 4.30 se obtiene que:

$$h_{f(Aa-Aa'')} = 9,63 \text{ m.c.a}$$

$$H_{maq} = H_{Aa''} - H_{Aa} + h_{f(Aa-Aa'')}$$

$$H_{maq} = 2,05 \text{ m.c.a} - 0,234 \text{ m.c.a} + 9,63 \text{ m.c.a}$$

$$H_{maq} = 11,44 \text{ m.c.a para un caudal de } Q = 14,00 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Apéndice G. Verificación de la cavitación.

El ejemplo de cálculo se realiza para el equipo de bombeo del sistema de enfriamiento de los moldes.

Para determinar el $NPSH_D$ se utilizará la ecuación 2.35, donde los datos referenciales para la ecuación son las propiedades del agua a la temperatura de descarga de la bomba, la altura del tanque y las pérdidas por fricción en el tramo de succión de la bomba.

$$T_{\text{Agua fría}} = 9,77 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$P_{\text{atm}} = 101,35 \text{ kPa}$$

$$h_{A0} = 4,71 \text{ m.c.a}$$

Con la temperatura del agua fría en el tanque, se busca la presión de vapor en la tabla de propiedades del agua en el anexo E2.

$$P_{\text{Vapor}} = 1,201 \text{ kPa}$$

$$\rho = 999,51 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

$$\gamma = 9.795,19 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}$$

También deben conocerse las pérdidas hidráulicas por tramo y por accesorios, este cálculo se realiza según el procedimiento descrito en el apéndice E.

$$\text{Longitud desde Ao-Succión} = 3,80 \text{ m}$$

Accesorios: 1 entrada de tubería y 1 válvula de bola.

$$h_{f_{\text{A-succión}}} = 0,333 \text{ m.c.a}$$

Al obtener todos los valores se procede al cálculo de la ecuación A31, donde se determina el NPSH fundamentándose en la ecuación 2.35.

$$NPSH_D = \frac{P_o - P_v}{\gamma} \pm h_{A_o} - h_{f_{o \rightarrow s}} \quad A31$$

$$NPSH_D = \frac{101,35 \cdot 10^3 - 1,201 \cdot 10^3}{9.795,19} + 4,71 - 0,333$$

$$NPSH_D = 14,60 \text{ m.c.a.}$$

Luego de tener NPSH disponible se determina el NPSH requerido con el caudal de trabajo $33,30 \text{ m}^3/\text{h}$, se lee en las curvas de la bomba KSB-MEGANORM 40-160 (ver anexo F1).

$$NPSH_R = 2,6 \text{ m.c.a}$$

Al comparar los valores calculados se concluye que $NPSH_D > NPSH_R$ por lo tanto la bomba no cavitará clásicamente.

Apéndice H. Cálculo para la soportería propuesta.

En este apéndice se realizará un ejemplo de cálculo enfocado en el tramo B7-MI7 perteneciente a una de las ramificaciones de la tubería principal hasta las maquinas, para este tramo se determinara el peso total, la fuerza que se generan en los codos del tramo, a partir de esto se determinara el tipo de soporte y la cantidad de soportes necesarios.

El peso de la tubería fue calculado por medio del factor de kg/m dado en el anexo H1, al multiplicar este por la longitud, considerando a su vez el peso por metro de fluido tabulado se tiene que:

Peso total = 6,20 m x (5,43 kg/m (peso de la tubería) + 2,165 kg/m (Peso máximo del fluido)).

Peso total = 47,08 kg.

Este peso será asignado a 1 solo soporte, ya que el tramo en estudio tiene una forma de L según el esquema propuesto en la figura A10, por lo tanto está compuesto de un tramo vertical y un tramo horizontal, en éste último es donde se encontrara el soporte, capacitado para el peso total y la fuerza originada en el sector curvo, considerando que el tramo vertical va apoyado a su vez en el distribuidor de recepción de tuberías de la máquina de inyección.

Para la fuerza aplicada en el codo se tienen que considerar la fuerzas implícitas en el mismo al momento que un fluido lo recorre, para entender esto con mayor detalle se recomienda observa la figura A8.

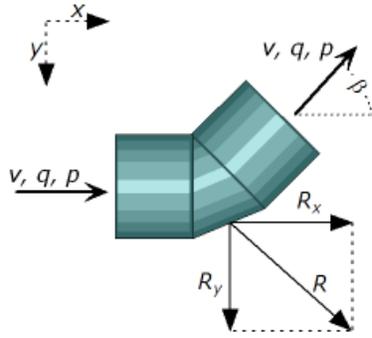


Figura A8. Fuerzas implicadas en un codo, R_x y R_y a razón del flujo másico y la presión estática.

La fuerza resultante en la dirección x debido al flujo de masa y la velocidad de flujo queda descrita por la ecuación A32:

$$R_x = mv (1 - \cos\beta) \quad \text{A32}$$

Donde

R_x = fuerza resultante en la dirección X . (N)

m = flujo másico (kg / s) $\rightarrow 1,59$ kg/s

v = velocidad de flujo (m / s) $\rightarrow 0,730$ m/s

β = ángulo de giro curva (grados) $\rightarrow 90^\circ$

Al sustituir los valores pertinentes en la ecuación A32 se tiene que:

$$R_x = 1,16 \text{ N}$$

La fuerza resultante en la dirección y debido al flujo de masa y la velocidad de flujo se puede expresar como lo indica la ecuación A33:

$$R_y = mv \sin\beta \quad \text{A33}$$

Donde

R_y = fuerza resultante en la dirección Y. (N)

m = flujo másico (kg / s) \rightarrow 1,59 kg/s

v = velocidad de flujo (m / s) \rightarrow 0,730 m/s

β = ángulo de giro curva (grados) \rightarrow 90°

Al sustituir los valores pertinentes en la ecuación A33 se tiene que:

$$R_y = 1,16 \text{ N}$$

La fuerza resultante en la curva debido a la fuerza en el eje “x” y en el eje “y” se puede expresada como lo indica la ecuación A34:

$$R1 = (R_x^2 + R_y^2)^{1/2} \tag{A34}$$

Donde

R = Fuerza resultante en la curva (N)

Al sustituir los valores pertinentes en la ecuación A34 se tiene que:

$$R1 = 1,64 \text{ N}$$

Adicional a esto también se tiene un resultando de la fuerza debido a la presión estática, ya que la presión y las superficies de los extremos de la curva crea fuerzas resultantes en el eje “x” y en el eje “y”.

La fuerza resultante en la dirección x puede ser expresada como lo indica la ecuación A35:

$$R_{px} = p \cdot A \cdot (1 - \cos \beta) \tag{A35}$$

Donde

R_{px} = fuerza resultante debida a la presión en la dirección x (N)

p = medidor de presión dentro de la tubería (Pa, N / m²) → 101350 Pa

A = Área interior de la tubería. (m²). → 2,16 x 10⁻³ m².

β = ángulo de giro curva (grados) → 90°

Al sustituir los valores pertinentes en la ecuación A35 se tiene que:

$$R_{px} = 218,91 \text{ N}$$

La fuerza resultante en la dirección Y puede ser expresada por la ecuación A36:

$$R_{py} = p \cdot A \cdot \sin\beta \tag{A36}$$

Donde

R_{py} = fuerza resultante debida a la presión en la dirección y (N)

p = medidor de presión dentro de la tubería (Pa, N / m²) → 101350 Pa

A = Área interior de la tubería. (m²). → 2,16 x 10⁻³ m².

β = ángulo de giro curva (grados) → 90°

Al sustituir los valores pertinentes en la ecuación A36 se tiene que:

$$R_{py} = 218,91 \text{ N}$$

La fuerza resultante en la curva debido a la fuerza en el eje “x” y en el eje “y” se puede expresada como lo indica la ecuación A37:

$$R_2 = (R_{px}^2 + R_{py}^2)^{1/2} \tag{A37}$$

Donde

$R_2 =$ Fuerza resultante en la curva (N)

Al sustituir los valores pertinentes en la ecuación A37 se tiene que:

$$R_2 = 309,58 \text{ N.}$$

La fuerza resultante general viene dada por la ecuación A38.

$$R_{\text{general}} = R_1 + R_2$$

Al sustituir los valores pertinentes en la ecuación A38 se tiene que:

$$R_{\text{general}} = 309,58 \text{ N} + 1,64 \text{ N}$$

$$R_{\text{general}} = 311,22 \text{ N}$$

Considerando, los esfuerzos y el peso indicado en la tabla 4.36 se recomienda utilizar como soporte un sujetador de acero este puede visualizarse en el anexo J2, sobre este debe ir una abrazadera para tubería anclada (anexo J3), este soporte debe ir apoyado en un pedestal o columna de apoyo de 4,80 m.

Apéndice I. Diagramas y esquemas

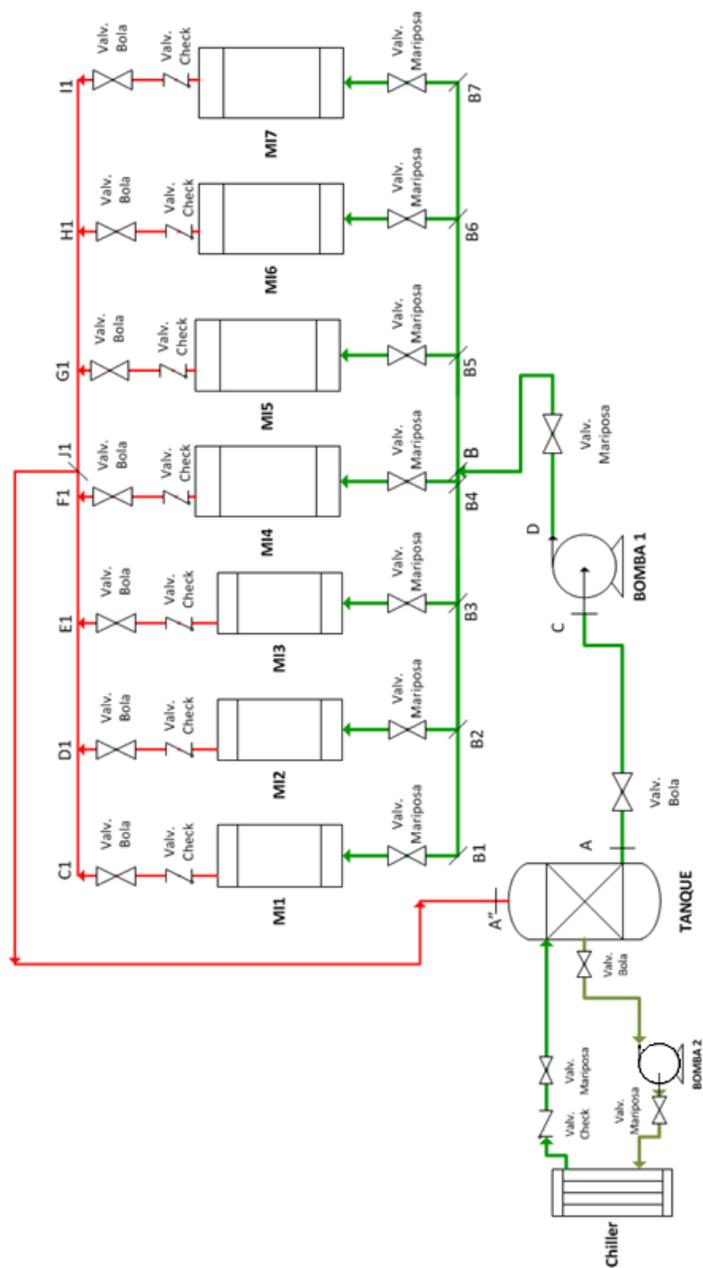


Figura A9. Diagrama general de la red de tuberías para los moldes.

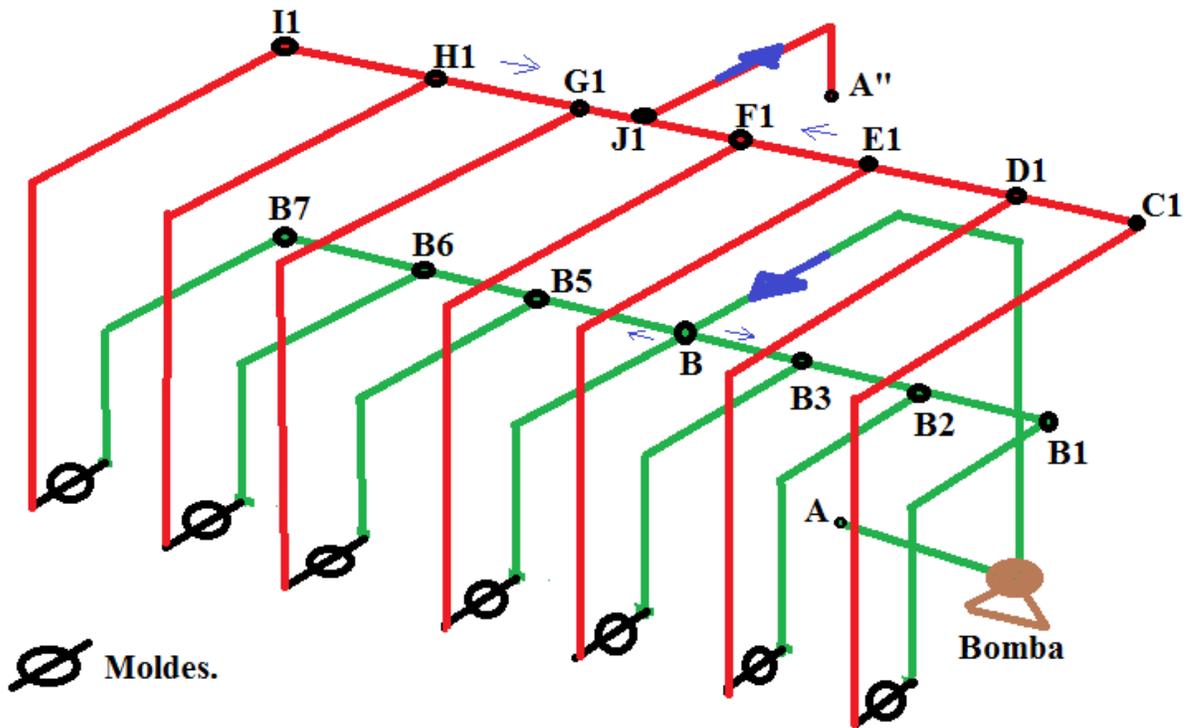


Figura A10. Esquema de la red de tuberías para los moldes.

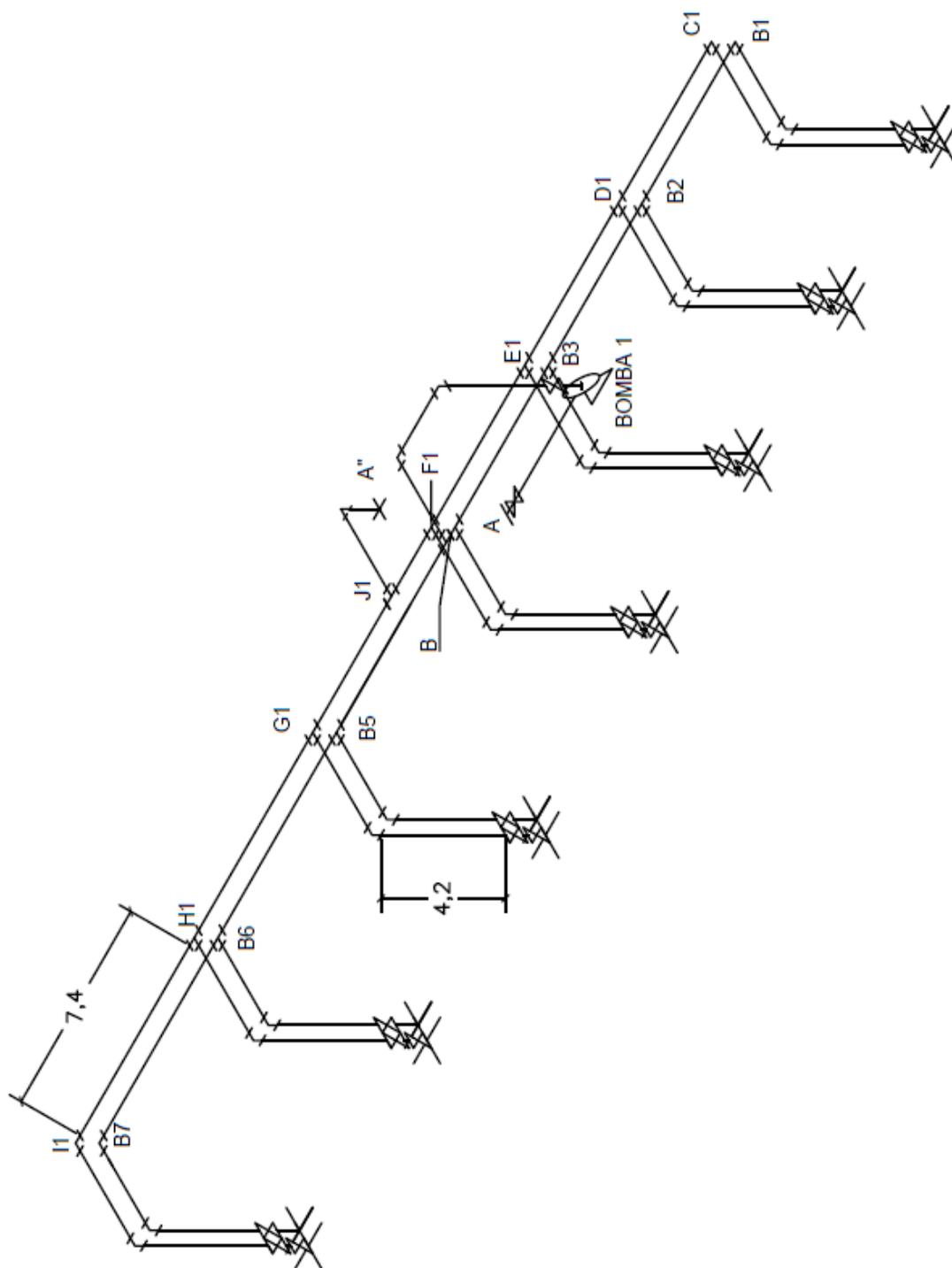


Figura A10.1 Plano de construcción para la red de tuberías de los moldes. (Medidas en metros).

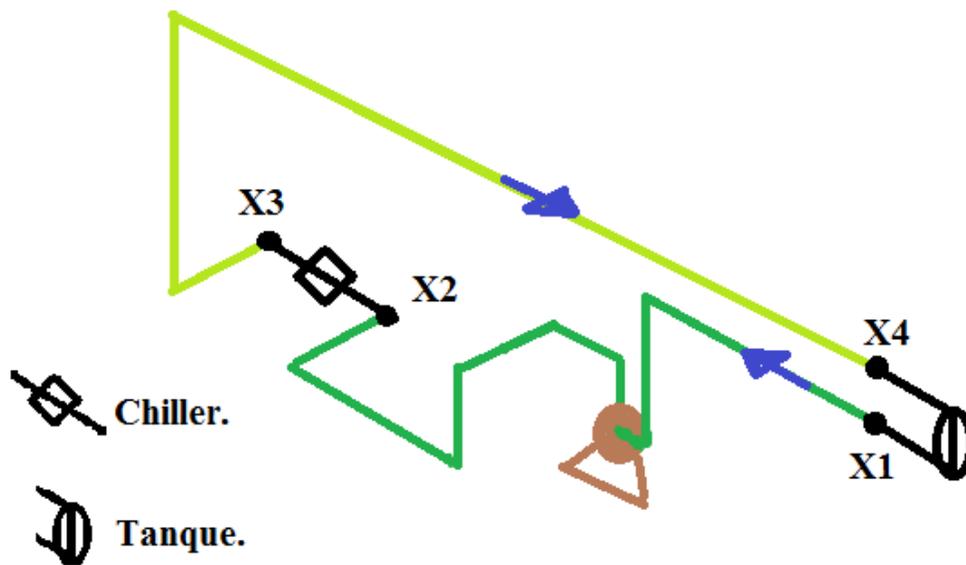


Figura A11. Esquema de la red de tuberías de los moldes para el bloque tanque-chiller.

Figura A11.1 Plano de construcción para la red de tuberías de los moldes para el bloque tanque-chiller. (Medidas en metros).

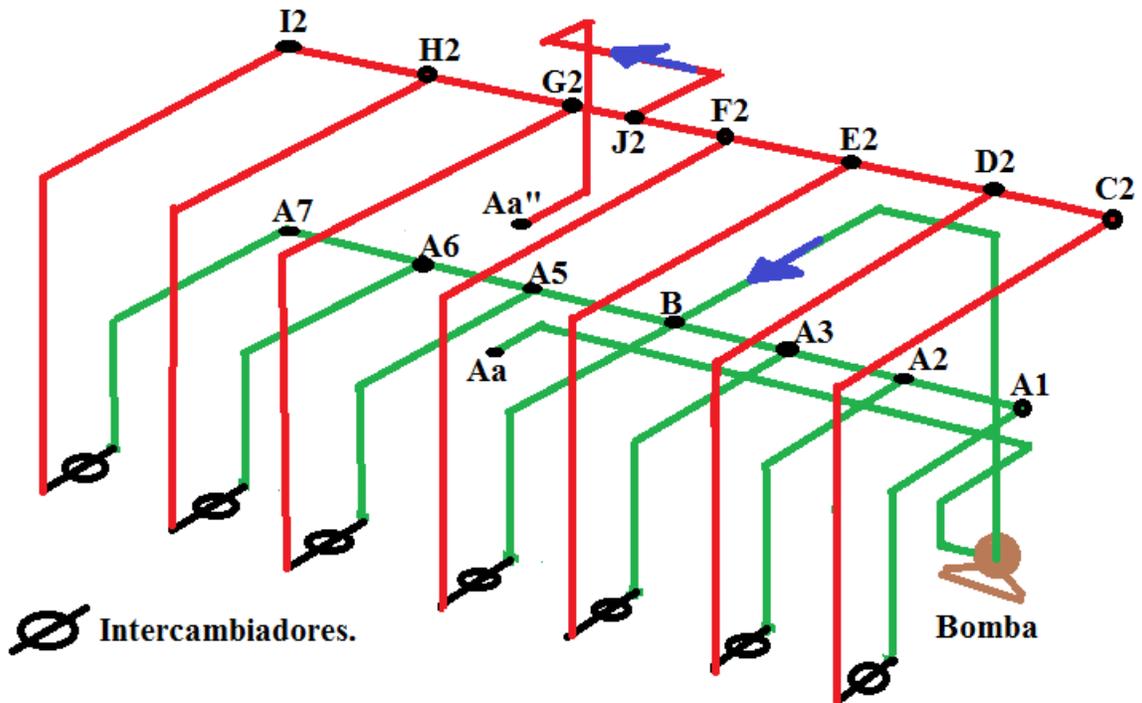


Figura A12. Esquema de la red de tuberías para los intercambiadores.

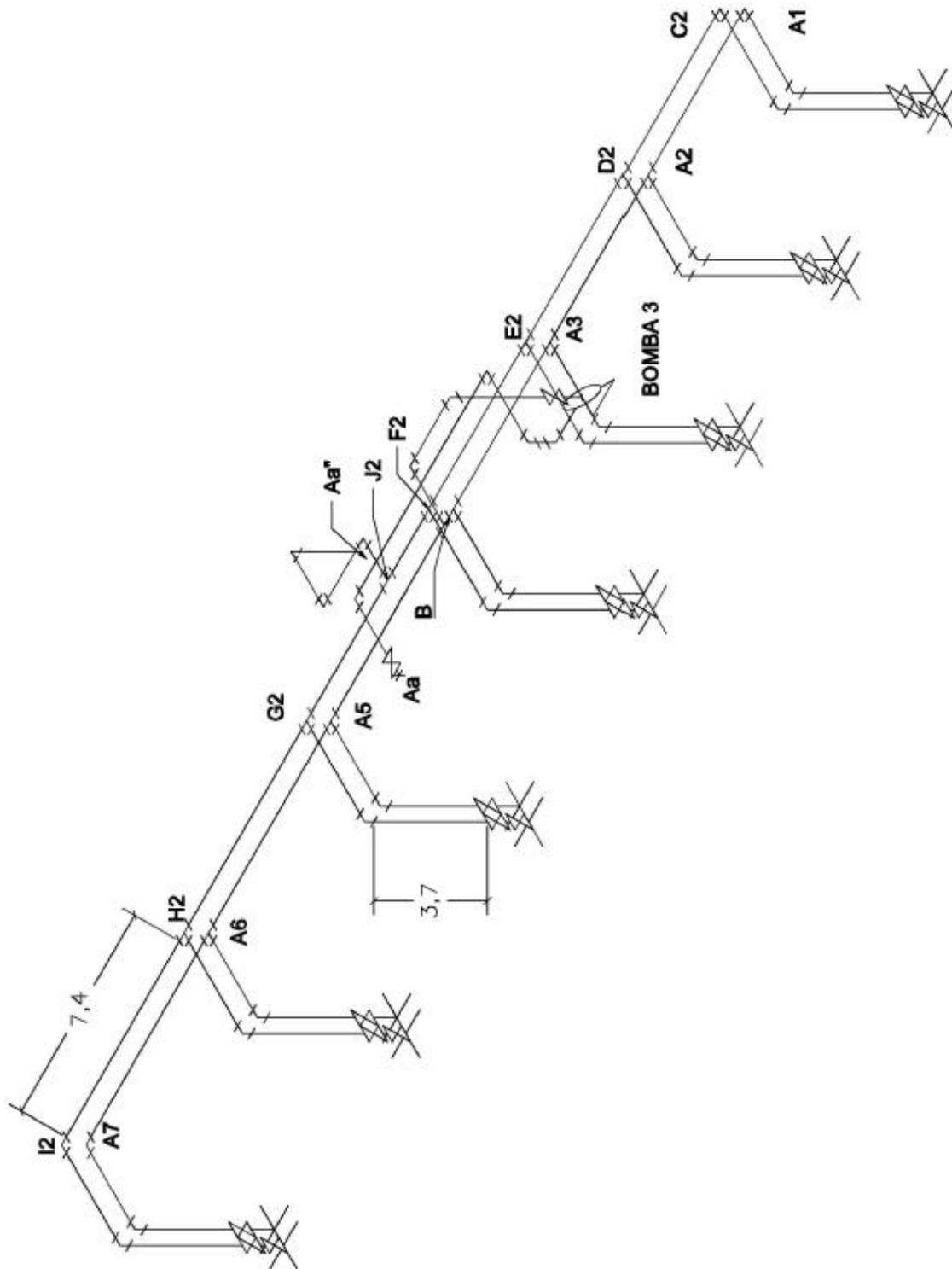


Figura A12.1 Plano de construcción para la red de tuberías de los intercambiadores.
(Medidas en metros).

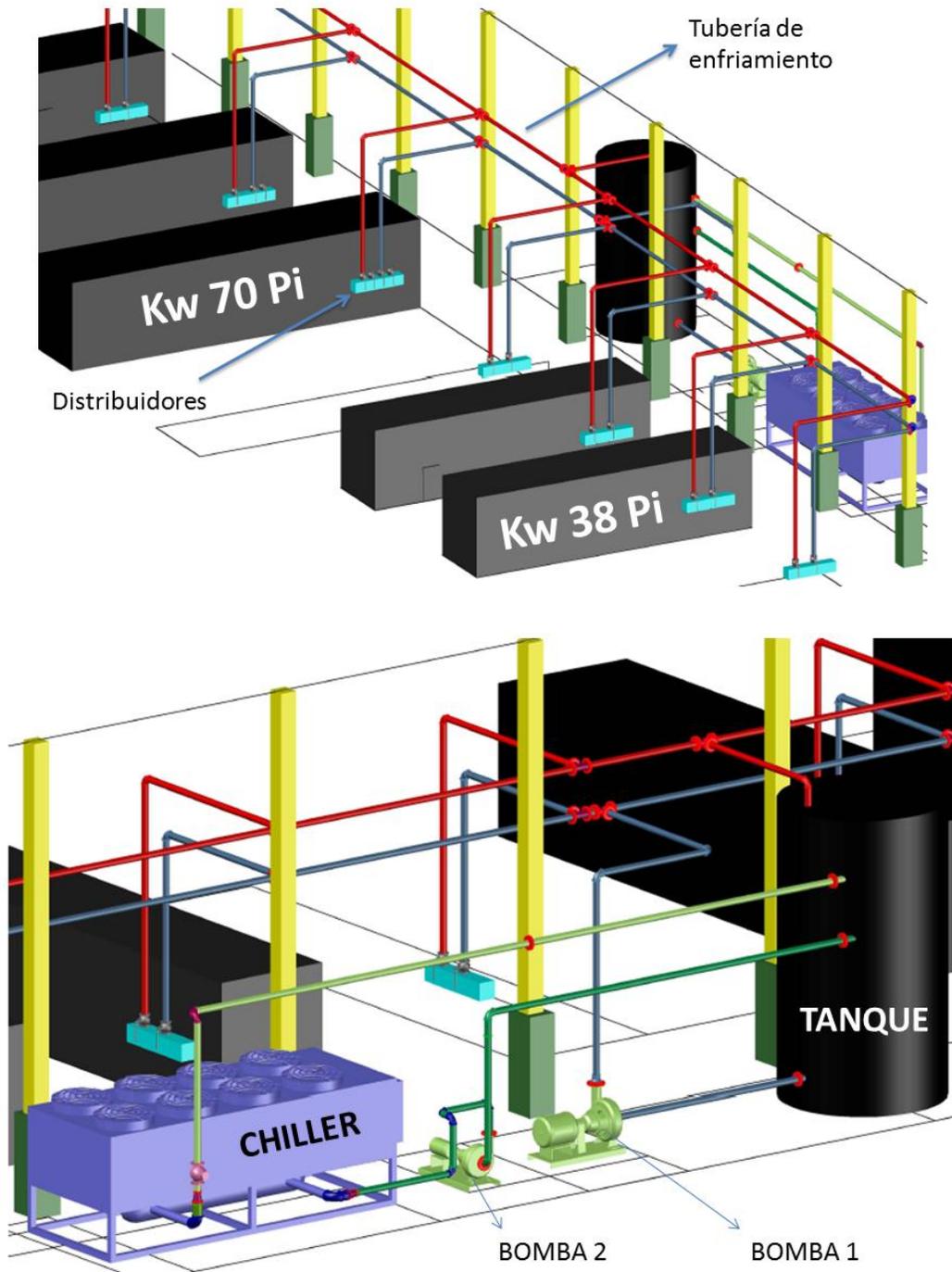


Figura A13. Vistas isométricas de la red de tuberías para los moldes.

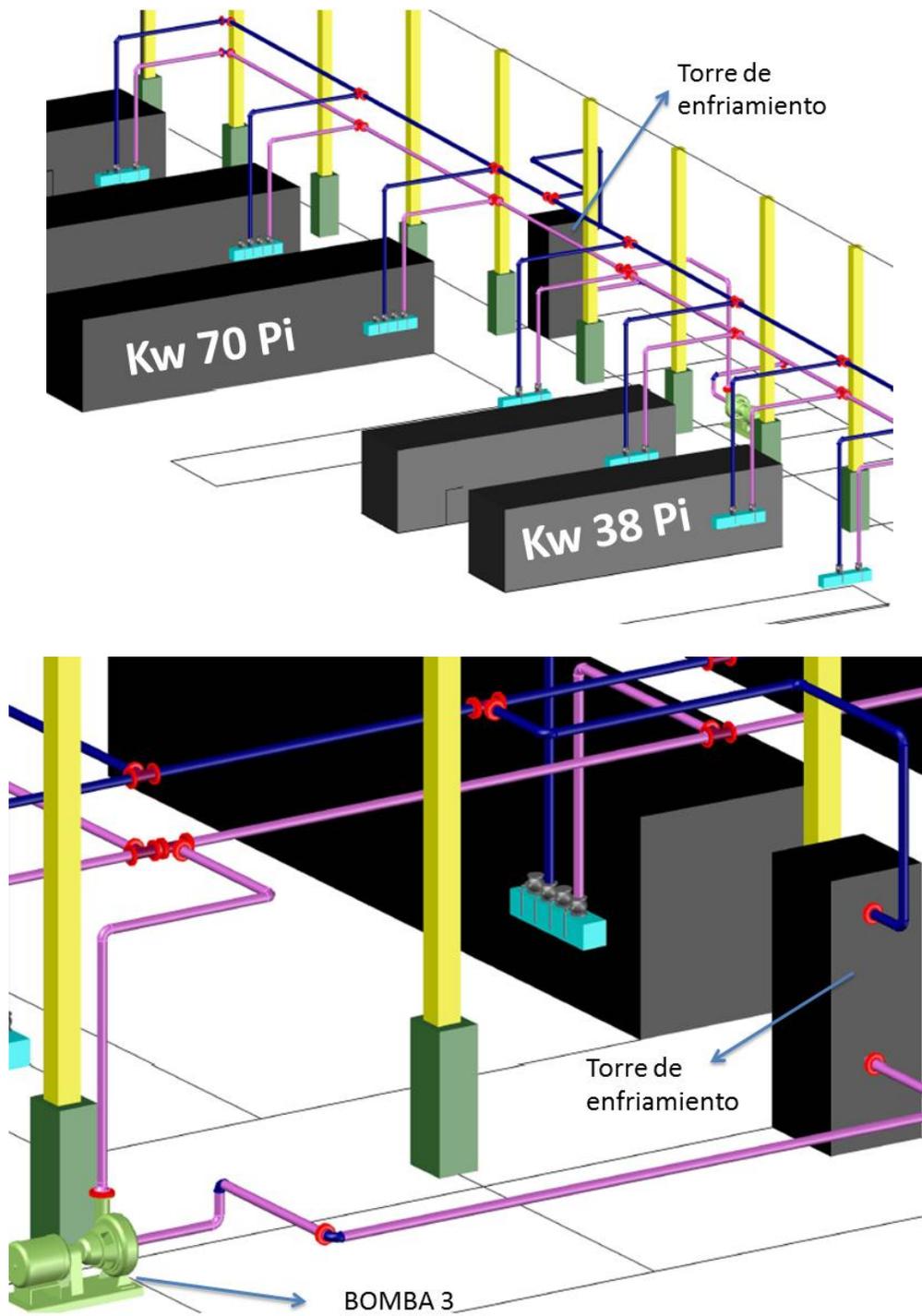
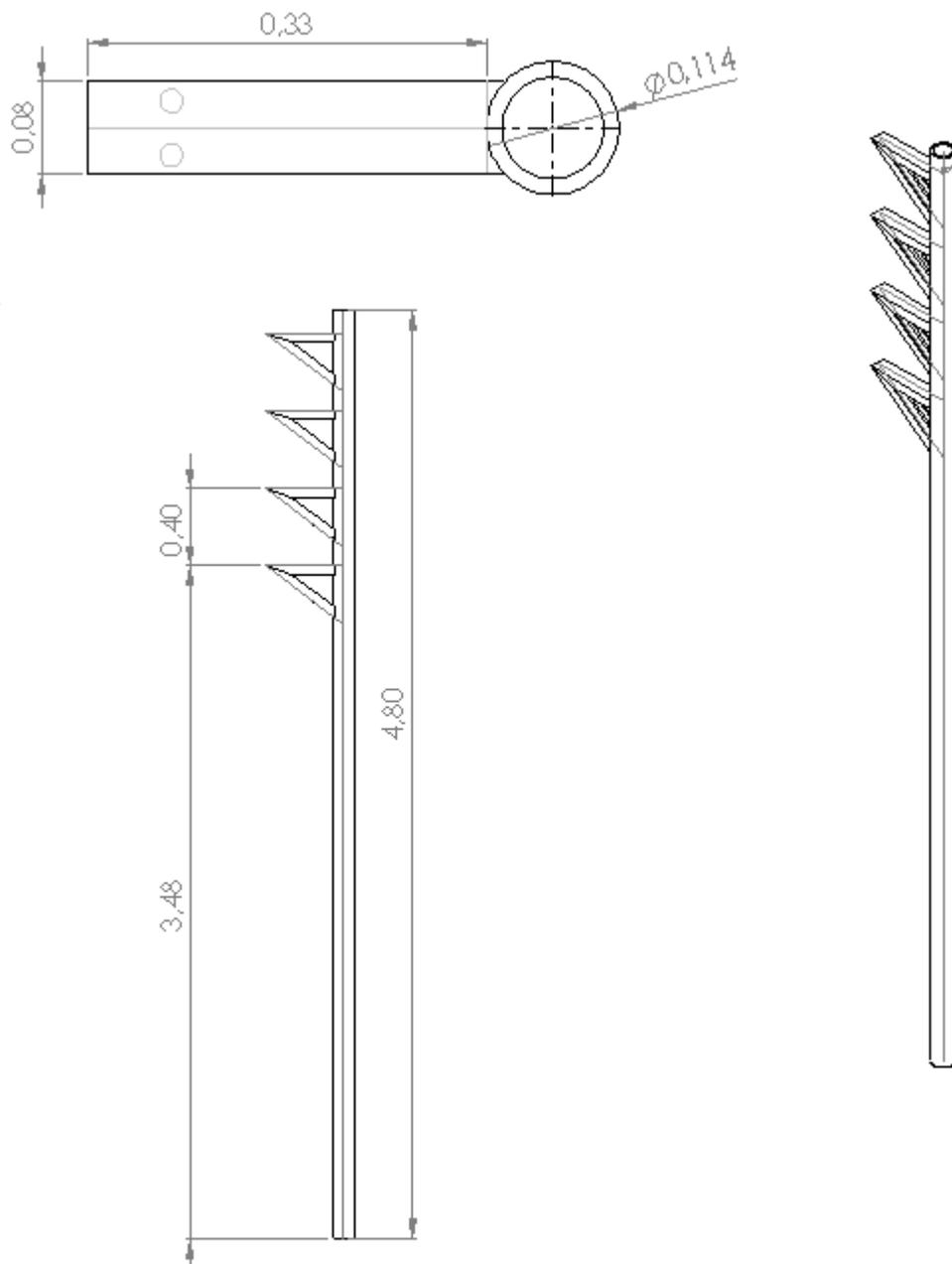


Figura A14. Vistas isométricas de la red de tuberías para los intercambiadores.



Tubería estructural de sección circular de diámetro de 0,11 m (4 1/2 pulg)
Material: ASTM A 500.
Placa de apoyo para la soportería según anexo J2

Figura A15. Columna de apoyo para la soportería de las tuberías de enfriamiento en el punto de llegada a la máquina inyectora.

Apéndice J. Cálculo del costo por operación de equipos.

Los costos por operación representan el valor económico que representa el consumo energético de los equipos que componen la red de enfriamiento, en este apéndice se da el ejemplo de cálculo puntual para el equipo de bombeo del sistema de enfriamiento de los moldes, dicho equipo es de marca KSB modelo meganorm 40-160 trabaja con un motor de 1750 rpm que consume 2,23 kW como se indica en el presupuesto dado por la compañía Venebombas C.A, esto puede chequearse en el anexo K2.

El costo de la energía fue proporcionado por la empresa con un valor estimado de 0,03848 Bs /kW-h.

Inicialmente se calcula el consumo anual de energía.

$$\text{Consumo}_{\text{anual}} = 2,23 \times 24 \text{ h/día} \times 330 \text{ día/año} = 17.661,6 \text{ kW-h/año.}$$

Por lo tanto el costo de por operación es:

$$\text{Costo}_{\text{operacional}} = 17.661,6 \text{ kW-h/año} \times 0,03848 \text{ Bs /kW-h} = 679,61 \text{ Bs/ año.}$$

Los costos operacionales asociados a cada equipo que forma la red general de enfriamiento propuesta se indican en la tabla 4.60.

Adicional a esto, para el cálculo del costo anual energético que generará el chiller y la torre de enfriamiento se debe considerar que este tipo de equipos trabajan un 40 % del tiempo de operación diaria de un equipo promedio, información que afirma el trabajo especial de grado titulado “*Rediseño de la red de suministro de agua helada para los equipos de extrusión y termoformado en una fábrica de envases plásticos*” 2009.

ANEXOS.

INFORMACION TECNICA DE LAS MAQUINAS INYECTORAS.

De: TOVAR, LUIS <luis_tovar@corimon.com> 27 de septiembre de 2012 07:24

Para: Luis Francisco Blanco <luisfblancov@gmail.com>

Estimado Luis

Dado a tu premura te indico: Luego de que la empresa realizara algunas visitas a varias casas de maquina inyectoras en el mundo, las maquinas inyectoras que fueron seleccionadas son las de la empresa BMB en Brescia Italia, los modelos escogidos exactamente son Kw 70 Pi de los cuales se compraron 3 y queda proyectada la compra de un 4to equipo y el otro modelo es el Kw 38 Pi de los cuales se compraran 2 y queda proyectada la compra de 3ro. De igual forma yo quiero que tu calculo tome en cuenta los 7 equipos en total para nosotros ya ir manejando la demanda de refrigeración total y carga eléctrica total requerida para el galpón de envases por parte del enfriamiento.

A continuación te presento las especificaciones técnicas de los equipos que se solicitaron.

Especificarte la temperatura, o el caudal exacto es un tanto difícil, pero para fines de tu estudio voy a darte valores promedios de los que pude observar en la maquinas solicitadas.

Temperaturas.

Para la maquina Kw 38 Pi en el molde se reportan en la entrada aproximadamente 12,50 °C con un delta de temperatura de 4,5 °C y en el intercambiador el fluido de enfriamiento llega a 30 °C con un delta de temperatura de 3°C.

Para la maquina Kw70 Pi en el molden se esperan 13°C con un delta de 5°C y en el intercambiador se esperan 29 °C con un delta de temperatura de 5°C

Caudales.

La máquina Kw 38 Pi trabaja con un caudal promedio en el molde de 15,5 gpm y en el intercambiador se requieren 7 gpm.

La máquina Kw 70 Pi trabaja en su molde con un caudal de 25 gpm y en su intercambiador requiere 10 gpm.

Caídas de presión.

Estas en algunos casos varían pero las caídas de presión típicas en máquinas en el orden de las 380 Ton en el molde son de 10 Psi y en el intercambiador son de 6 a 7 Psi, para las máquinas de 700 toneladas las caídas de presión en el molde son de 13 Psi y en el intercambiador la caída es de 8 psi.

Para mi es importante recordarte que estos son valores cercanos a los nominales mas no exactos, pero para fines del trabajo de proyección que te solicitamos serán totalmente útiles estos datos. Estos datos pueden ser usados también de acuerdo a la data levantada de la línea de inyección de la empresa que se visitó.

Adicional a esto también te comento para la fase económica que la empresa tiene un gasto anual en envases plásticos para pinturas de aproximadamente 49.449.387 BsF , la inversión total que tenemos proyectada a la fecha de hoy para la compra de las máquinas inyectoras es de 28.165.000 BsF y la inversión estimada en materia prima de HDPE es de 8.400.000 BsF.

Cualquier otra cosa que te pueda ayudar para tu trabajo estamos a la orden.

Saludos

Luis A. Tovar H.

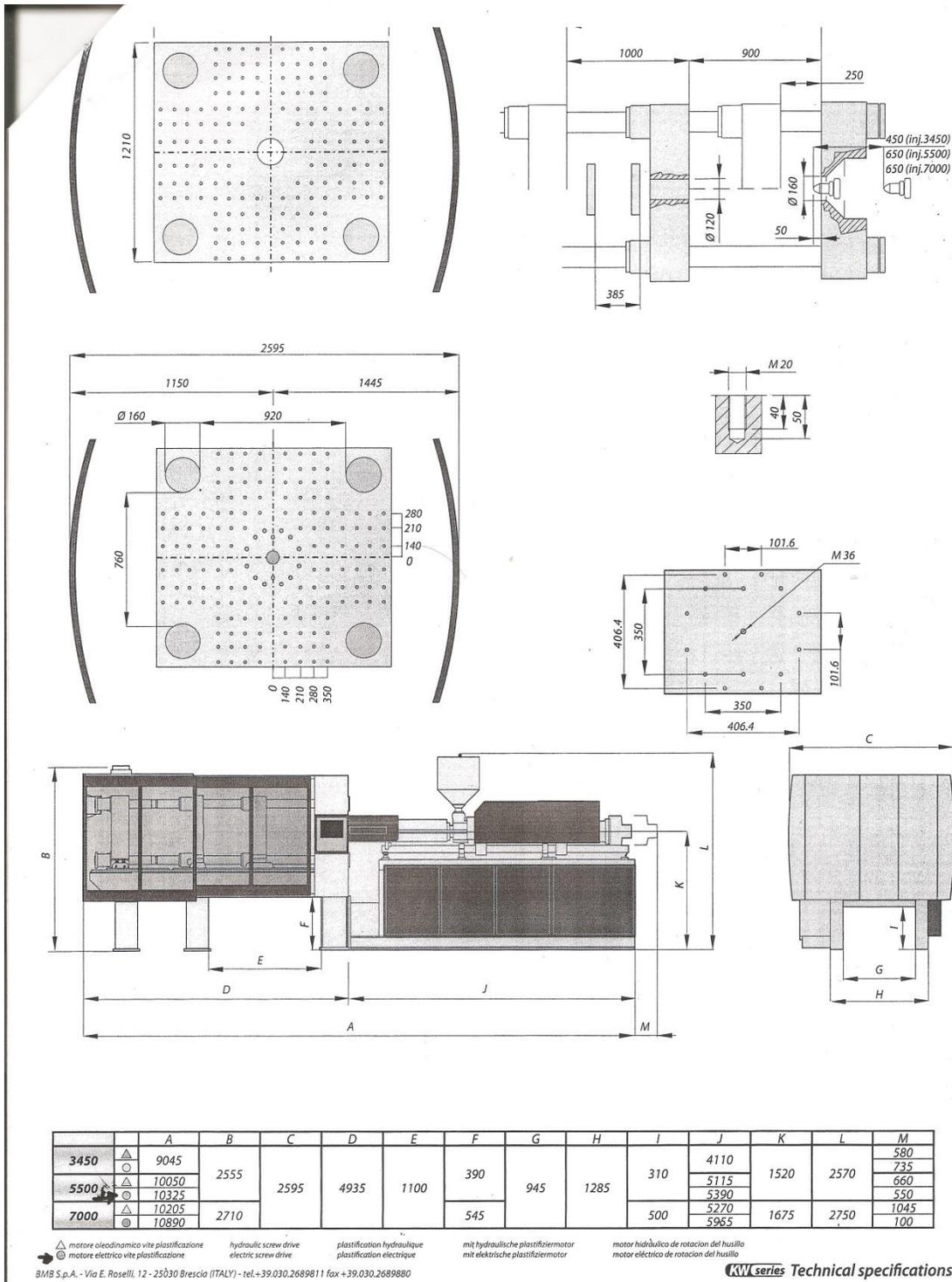
Ingeniero Corporativo De Proyectos

Corimon Pinturas C.A.

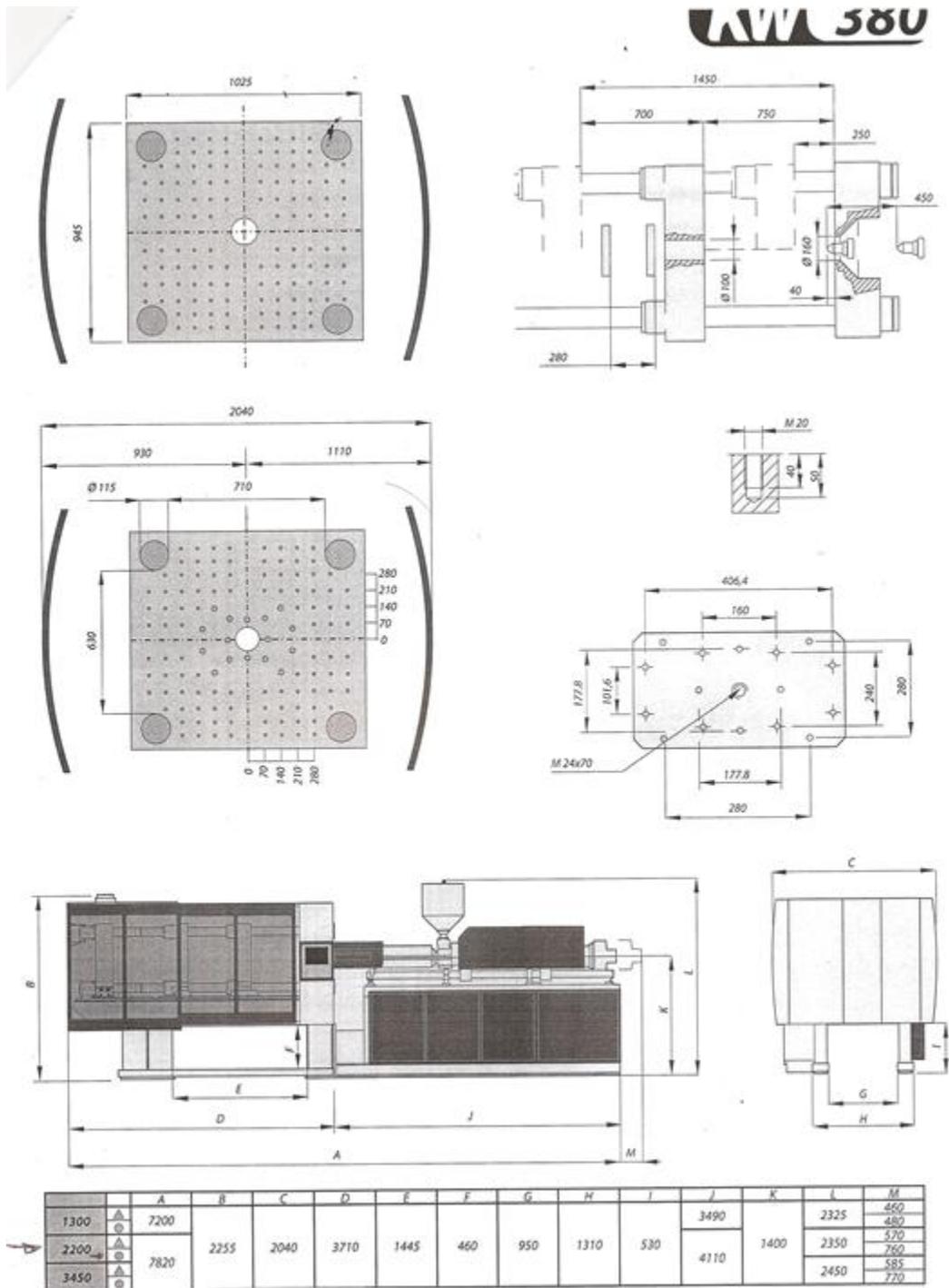
Tlf: (58) 0241-6131709

Email: luis_tovar@corimon.com

Anexo A1. Condiciones nominales de las maquinas inyectoras.



Anexo A2a. Dimensiones nominales máquina inyectora Kw 70 Pi



Anexo A2b. Dimensiones nominales máquina inyectora Kw 38 Pi

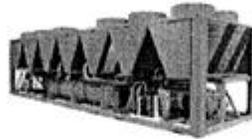
Summary Performance Report For 30XA 80

Project: F11154 Resimon
 Prepared By: Factory Direct Solutions, Inc.

05/20/2011
 03:03PM



AquaForce™ Air-Cooled Screw Chiller



Unit Information

Tag Name: 30XA80
 Model Number: 30XA80
 Quantity: 1
 Manufacturing Source: Charlotte, NC USA
 Refrigerant: R134A
 Independent Refrigerant Circuits: 1
 Shipping Weight: 8837 lb
 Operating Weight: 8931 lb
 Unit Length: 189 in
 Unit Width: 89 in
 Unit Height: 90 in

Evaporator Information

Fluid Type: Fresh Water
 Fouling Factor: 0.00010 (hr-sqft-F)/BTU
 Number of Passes: 2
 Leaving Temperature: 50.0 °F
 Entering Temperature: 60.0 °F
 Fluid Flow: 223.3 gpm
 Pressure Drop: 13.5 ft

Condenser Information

Altitude: 0 ft
 Number of Fans: 8
 Total Condenser Fan Air Flow at 20°C: 74400 CFM
 Entering Air Temperature: 95.0 °F

Integrated Pump Information

No Pump Selected

Performance Information

Cooling Capacity: 80 Tons
 Total Compressor Power: 96.9 kW
 Total Fan Motor Power: 10.4 kW
 Total Unit Power (without pump): 107.2 kW
 Efficiency (without pump): 10.45 EER
 A-Weighted Sound Power Level: 100 dbA

Accessories and Installed Options

Freeze Protection
 Suction Line Insulation
 Suction Service Valve
 Al Fin/Cu Tube
 XL Starter
 Single Point
 Coil Trim Panels
 Navigator Display

Electrical Information

Unit Voltage: 460-3-60 V-Ph-Hz
 Connection Type: Single Point
 Minimum Voltage: 414 Volts
 Maximum Voltage: 506 Volts

Amps	Electrical Circuit 1	Electrical Circuit 2
MCA	182.3	---
MOCF	250.0	---
ICF	639.4	---

Note: Separate field control power supply required.

Certified in accordance with the AHRI Water-Chilling Packages using the Vapor Compression Cycle Certification Program, which is based on AHRI Standard 550/590-2003.

Sound power measured in accordance with ANSI/AHRI Standard 370-2001.

Anexo B. Data sheet Carrier.

Información Torre de enfriamiento.

De: Francisco Javier Ramos

21 de septiembre de 2012 10:28

Para: luisfblancov@gmail.com

Buenos días Estimado Luis Francisco,

De acuerdo a su solicitud de cotización de torre de enfriamiento hemos seleccionado una de contraflujo fabricada en fibra de vidrio con tornillería y bastidor en acero inox. Tipo 304. Para tal efecto se ajustó la temperatura de salida requerida a 28°F en lugar de 26°F debido que no es posible acercarse a los 25 del bulbo húmedo indicado. Quedando las siguientes condiciones de operación:

CONDICIONES DE OPERACIÓN:

---Flujo: 70 GPM

---Temperatura de entrada: 33°C (91.4°F)

---Temperatura de salida: 28°C (83°F)

---Temperatura de bulbo húmedo: 25°C (7°F) Valencia edo. Carabobo.

SELECCIÓN:

---Serie "2000"

---Modelo: IM-FCF-2000/30 G

---Precio de venta: \$7,150.00 dólares más IVA, LAb puerto. No incluye trámites aduanales que serían por otros.

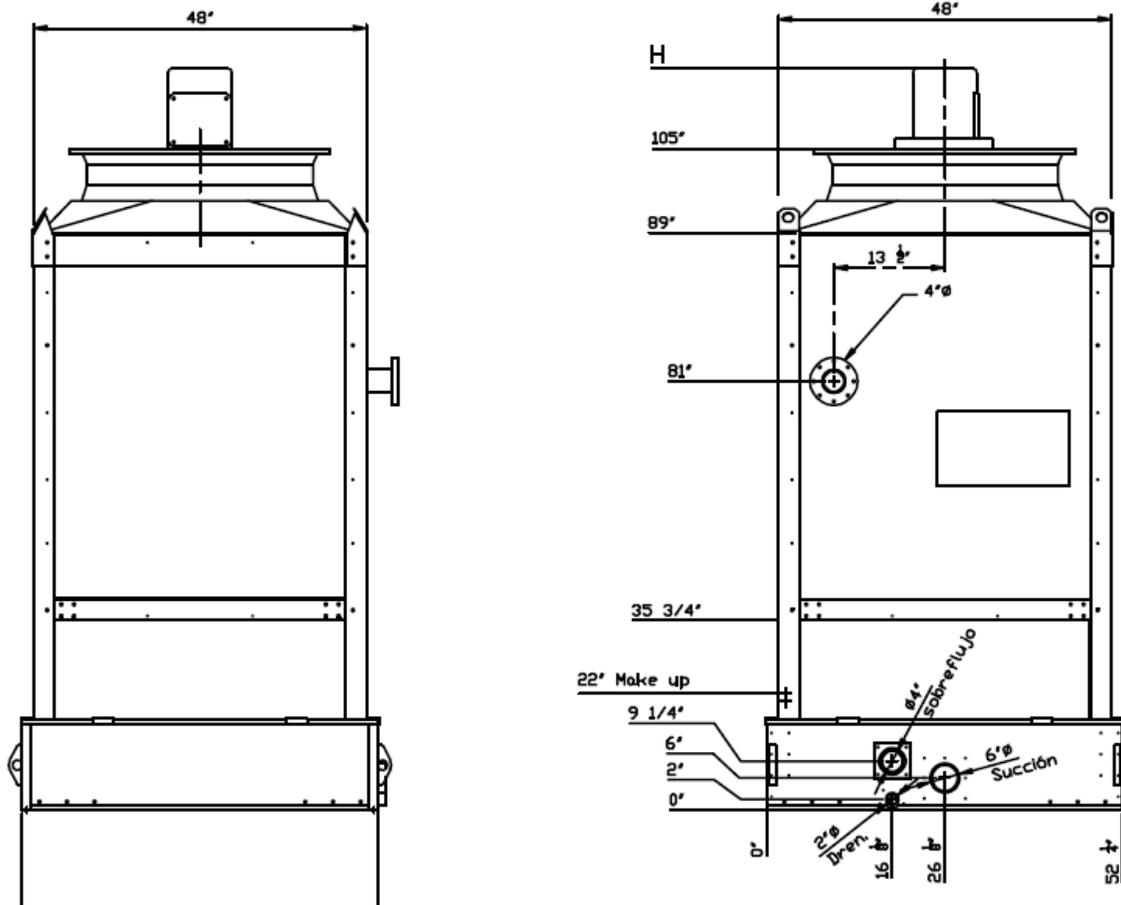
---Tiempo de entrega: 6 semanas.

---Potencia de motor: 3 HP ventilador acoplado directo al motor.

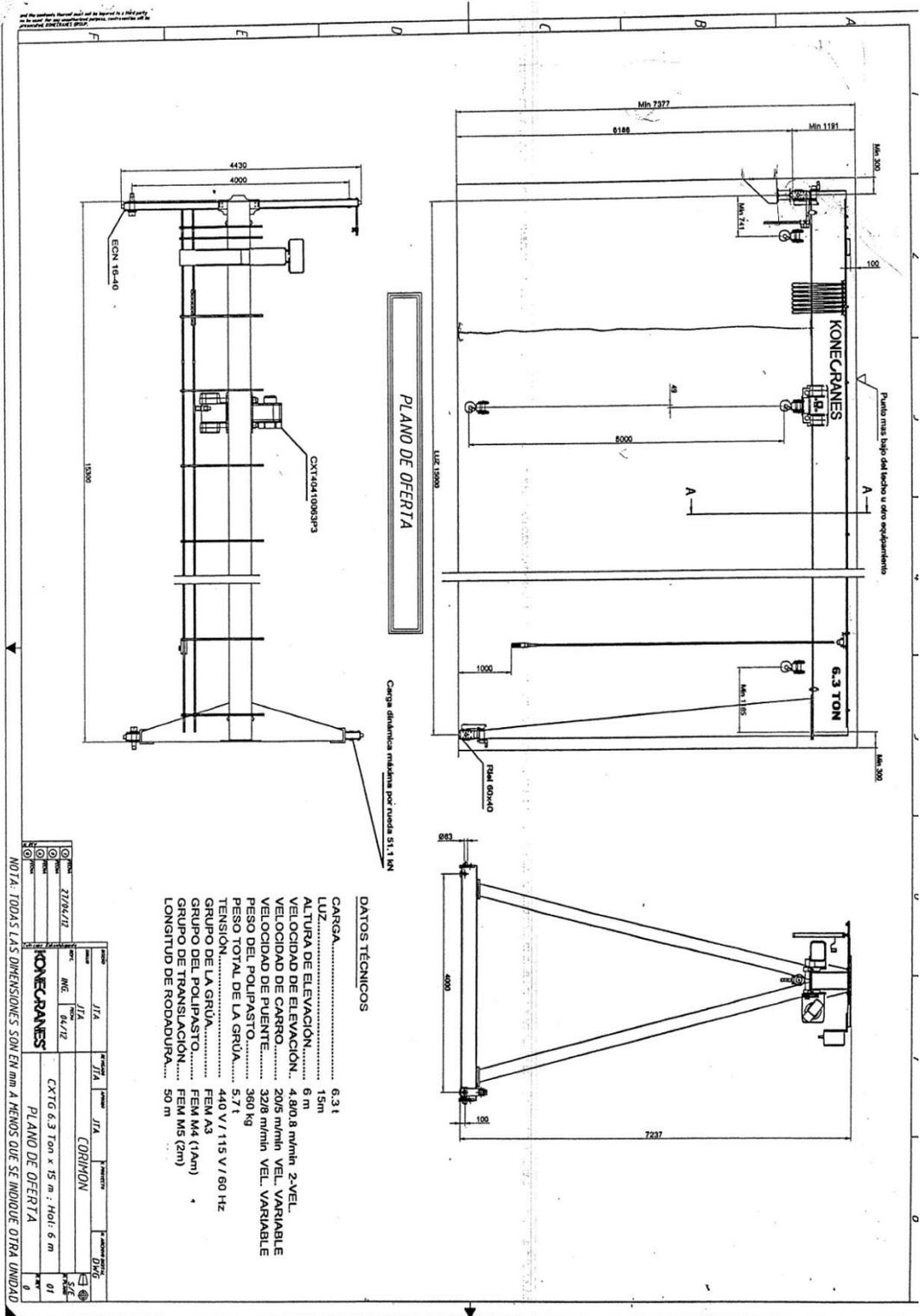
La capacidad de la tina o charola de agua fría es de 600 litros en este modelo.

Referente a la capacidad de enfriamiento es de 27 TR, y el cabezal de distribución es de baja presión de 2,5 PSI. Estoy disponible cualquier información adicional requerida.

Anexo C1. Condiciones nominales torre de enfriamiento.



Anexo C2. Dimensiones de la torre de enfriamiento.



PLANO DE OFERTA

DATOS TÉCNICOS

CARGA.....	6,3 t
ALZURA DE ELEVACION.....	15 m
VELOCIDAD DE ELEVACION.....	4,80/0,8 m/min 2-VEL.
VELOCIDAD DE CARRRO.....	20/5 m/min VEL. VARIABLE
VELOCIDAD DE PUENTE.....	32/8 m/min VEL. VARIABLE
PESO DEL POLIPASTO.....	360 kg
TENSION.....	5,7 t
GRUPO DE LA GRUA.....	440 V / 115 V / 60 HZ
GRUPO DEL POLIPASTO.....	FEM A3
GRUPO DE TRANSLACION.....	FEM M4 (1Am)
LONGITUD DE RODADURA.....	FEM M5 (2m)
	50 m

Modelo	J1A	Modelo	J1A	Modelo	DR6
Parte	INC	Parte	INC	Parte	INC
Modelo	2726/12	Modelo	2726/12	Modelo	2726/12
Modelo	KONECRANES	Modelo	KONECRANES	Modelo	KONECRANES
Modelo	PLANO DE OFERTA	Modelo	PLANO DE OFERTA	Modelo	PLANO DE OFERTA
Modelo	CX1G 6.3 Ton x 15 m - H01L 6 m	Modelo	CX1G 6.3 Ton x 15 m - H01L 6 m	Modelo	CX1G 6.3 Ton x 15 m - H01L 6 m
Modelo	01	Modelo	01	Modelo	01
Modelo	0	Modelo	0	Modelo	0

NOTA: TODAS LAS DIMENSIONES SON EN mm A MENOS QUE SE INDIQUE OTRA UNIDAD

Anexo D. Grúa semipórtico.

3.6 SHELL DESIGN

3.6.1 General

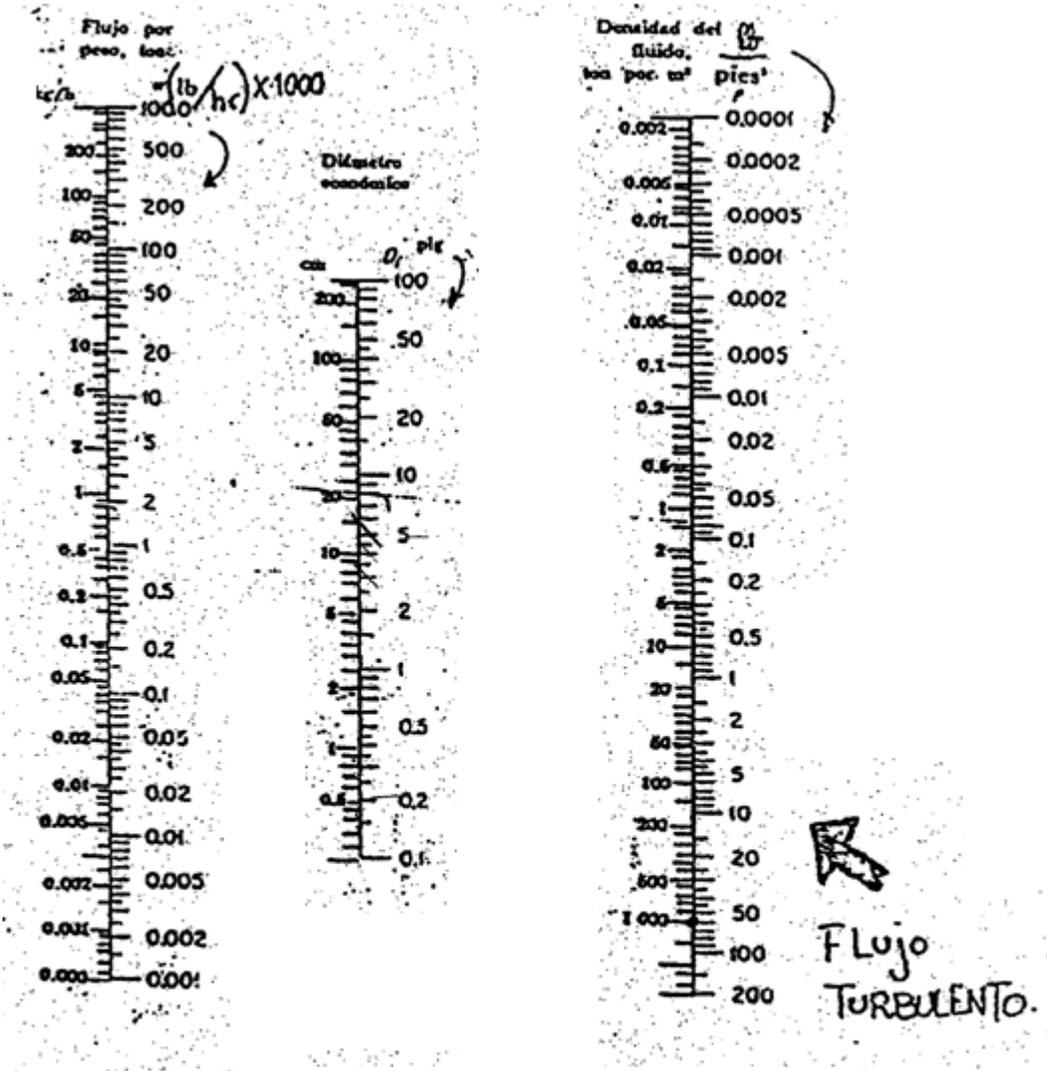
3.6.1.1 The required shell thickness shall be the greater of the design shell thickness, including any corrosion allowance, or the hydrostatic test shell thickness, but the shell thickness shall not be less than the following:

Nominal Tank Diameter (See Note 1)		Nominal Plate Thickness (See Note 2)	
(m)	(ft)	(mm)	(in.)
< 15	< 50	5	$\frac{3}{16}$
15 to < 36	50 to < 120	6	$\frac{1}{4}$
36 to 60	120 to 200	8	$\frac{5}{16}$
> 60	> 200	10	$\frac{3}{8}$

Notes:

- 1. Unless otherwise specified by the purchaser, the nominal tank diameter shall be the centerline diameter of the bottom shell-course plates.
- 2. Nominal plate thickness refers to the tank shell as constructed. The thicknesses specified are based on erection requirements.
- 3. When specified by the purchaser, plate with a minimum nominal thickness of 6 millimeters may be substituted for $\frac{1}{4}$ -inch plate.

Anexo D1. Espesor de lámina de acero recomendado para tanques de radio menores a 15m.
(Extracto norma A.P.I 650).



GRAFICA PARA DETERMINAR LOS DIAMETROS ECONOMICOS DE TUBERIA. -PERRY"CHEMICAL ENGINEERS HANDBOOK"

Anexo E1. Gráfica de diámetros económicos de tuberías.

TABLA A-3

Propiedades del agua saturada

Temp. <i>T</i> , °C	Presión de saturación <i>P</i> _{sat} , kPa	Densidad <i>ρ</i> , kg/m ³		Entalpia de vaporización <i>h</i> _{fg} , kJ/kg	Calor específico <i>c</i> _p , J/kg · K		Conductividad térmica <i>k</i> , W/m · K		Viscosidad dinámica <i>μ</i> , kg/m · s		Número de Prandtl <i>Pr</i>		Coeficiente de expansión volumétrica <i>β</i> , 1/K Líquido
		Líquido	Vapor		Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	
0.01	0.6113	999.8	0.0048	2501	4217	1854	0.561	0.0171	1.792 × 10 ⁻³	0.922 × 10 ⁻⁵	13.5	1.00	-0.068 × 10 ⁻³
5	0.8721	999.9	0.0068	2490	4205	1857	0.571	0.0173	1.519 × 10 ⁻³	0.934 × 10 ⁻⁵	11.2	1.00	0.015 × 10 ⁻³
10	1.2276	999.7	0.0094	2478	4194	1862	0.580	0.0176	1.307 × 10 ⁻³	0.946 × 10 ⁻⁵	9.45	1.00	0.733 × 10 ⁻³
15	1.7051	999.1	0.0128	2466	4186	1863	0.589	0.0179	1.138 × 10 ⁻³	0.959 × 10 ⁻⁵	8.09	1.00	0.138 × 10 ⁻³
20	2.339	998.0	0.0173	2454	4182	1867	0.598	0.0182	1.002 × 10 ⁻³	0.973 × 10 ⁻⁵	7.01	1.00	0.195 × 10 ⁻³
25	3.169	997.0	0.0231	2442	4180	1870	0.607	0.0186	0.891 × 10 ⁻³	0.987 × 10 ⁻⁵	6.14	1.00	0.247 × 10 ⁻³
30	4.246	996.0	0.0304	2431	4178	1875	0.615	0.0189	0.798 × 10 ⁻³	1.001 × 10 ⁻⁵	5.42	1.00	0.294 × 10 ⁻³
35	5.628	994.0	0.0397	2419	4178	1880	0.623	0.0192	0.720 × 10 ⁻³	1.016 × 10 ⁻⁵	4.83	1.00	0.337 × 10 ⁻³
40	7.384	992.1	0.0512	2407	4179	1885	0.631	0.0196	0.653 × 10 ⁻³	1.031 × 10 ⁻⁵	4.32	1.00	0.377 × 10 ⁻³
45	9.593	990.1	0.0655	2395	4180	1892	0.637	0.0200	0.596 × 10 ⁻³	1.046 × 10 ⁻⁵	3.91	1.00	0.415 × 10 ⁻³
50	12.35	988.1	0.0831	2383	4181	1900	0.644	0.0204	0.547 × 10 ⁻³	1.062 × 10 ⁻⁵	3.55	1.00	0.451 × 10 ⁻³
55	15.76	985.2	0.1045	2371	4183	1908	0.649	0.0208	0.504 × 10 ⁻³	1.077 × 10 ⁻⁵	3.25	1.00	0.484 × 10 ⁻³
60	19.94	983.3	0.1304	2359	4185	1916	0.654	0.0212	0.467 × 10 ⁻³	1.093 × 10 ⁻⁵	2.99	1.00	0.517 × 10 ⁻³
65	25.03	980.4	0.1614	2346	4187	1926	0.659	0.0216	0.433 × 10 ⁻³	1.110 × 10 ⁻⁵	2.75	1.00	0.548 × 10 ⁻³
70	31.19	977.5	0.1983	2334	4190	1936	0.663	0.0221	0.404 × 10 ⁻³	1.126 × 10 ⁻⁵	2.55	1.00	0.578 × 10 ⁻³
75	38.58	974.7	0.2421	2321	4193	1948	0.667	0.0225	0.378 × 10 ⁻³	1.142 × 10 ⁻⁵	2.38	1.00	0.607 × 10 ⁻³
80	47.39	971.8	0.2935	2309	4197	1962	0.670	0.0230	0.355 × 10 ⁻³	1.159 × 10 ⁻⁵	2.22	1.00	0.635 × 10 ⁻³
85	57.83	968.1	0.3536	2296	4201	1977	0.673	0.0235	0.333 × 10 ⁻³	1.176 × 10 ⁻⁵	2.08	1.00	0.670 × 10 ⁻³
90	70.14	965.3	0.4235	2283	4206	1993	0.675	0.0240	0.315 × 10 ⁻³	1.193 × 10 ⁻⁵	1.96	1.00	0.702 × 10 ⁻³
95	84.55	961.5	0.5045	2270	4212	2010	0.677	0.0246	0.297 × 10 ⁻³	1.210 × 10 ⁻⁵	1.85	1.00	0.716 × 10 ⁻³
100	101.33	957.9	0.5978	2257	4217	2029	0.679	0.0251	0.282 × 10 ⁻³	1.227 × 10 ⁻⁵	1.75	1.00	0.750 × 10 ⁻³
110	143.27	950.6	0.8263	2230	4229	2071	0.682	0.0262	0.255 × 10 ⁻³	1.261 × 10 ⁻⁵	1.58	1.00	0.798 × 10 ⁻³
120	198.53	943.4	1.121	2203	4244	2120	0.683	0.0275	0.232 × 10 ⁻³	1.296 × 10 ⁻⁵	1.44	1.00	0.858 × 10 ⁻³
130	270.1	934.6	1.496	2174	4263	2177	0.684	0.0288	0.213 × 10 ⁻³	1.330 × 10 ⁻⁵	1.33	1.01	0.913 × 10 ⁻³
140	361.3	921.7	1.965	2145	4286	2244	0.683	0.0301	0.197 × 10 ⁻³	1.365 × 10 ⁻⁵	1.24	1.02	0.970 × 10 ⁻³
150	475.8	916.6	2.546	2114	4311	2314	0.682	0.0316	0.183 × 10 ⁻³	1.399 × 10 ⁻⁵	1.16	1.02	1.025 × 10 ⁻³
160	617.8	907.4	3.256	2083	4340	2420	0.680	0.0331	0.170 × 10 ⁻³	1.434 × 10 ⁻⁵	1.09	1.05	1.145 × 10 ⁻³
170	791.7	897.7	4.119	2050	4370	2490	0.677	0.0347	0.160 × 10 ⁻³	1.468 × 10 ⁻⁵	1.03	1.05	1.178 × 10 ⁻³
180	1,002.1	887.3	5.153	2015	4410	2590	0.673	0.0364	0.150 × 10 ⁻³	1.502 × 10 ⁻⁵	0.983	1.07	1.210 × 10 ⁻³
190	1,254.4	876.4	6.388	1979	4460	2710	0.669	0.0382	0.142 × 10 ⁻³	1.537 × 10 ⁻⁵	0.947	1.09	1.280 × 10 ⁻³
200	1,553.8	864.3	7.852	1941	4500	2840	0.663	0.0401	0.134 × 10 ⁻³	1.571 × 10 ⁻⁵	0.910	1.11	1.350 × 10 ⁻³
220	2,318	840.3	11.60	1859	4610	3110	0.650	0.0442	0.122 × 10 ⁻³	1.641 × 10 ⁻⁵	0.865	1.15	1.520 × 10 ⁻³
240	3,344	813.7	16.73	1767	4760	3520	0.632	0.0487	0.111 × 10 ⁻³	1.712 × 10 ⁻⁵	0.836	1.24	1.720 × 10 ⁻³
260	4,688	783.7	23.69	1663	4970	4070	0.609	0.0540	0.102 × 10 ⁻³	1.788 × 10 ⁻⁵	0.832	1.35	2.000 × 10 ⁻³
280	6,412	750.8	33.15	1544	5280	4835	0.581	0.0605	0.094 × 10 ⁻³	1.870 × 10 ⁻⁵	0.854	1.49	2.380 × 10 ⁻³
300	8,581	713.8	46.15	1405	5750	5980	0.548	0.0695	0.086 × 10 ⁻³	1.965 × 10 ⁻⁵	0.902	1.69	2.950 × 10 ⁻³
320	11,274	667.1	64.57	1239	6540	7900	0.509	0.0836	0.078 × 10 ⁻³	2.084 × 10 ⁻⁵	1.00	1.97	—
340	14,586	610.5	92.62	1028	8240	11,870	0.469	0.110	0.070 × 10 ⁻³	2.255 × 10 ⁻⁵	1.23	2.43	—
360	18,651	528.3	144.0	720	14,690	25,800	0.427	0.178	0.060 × 10 ⁻³	2.571 × 10 ⁻⁵	2.06	3.73	—
374.14	22,090	317.0	317.0	0	—	—	—	—	0.043 × 10 ⁻³	4.313 × 10 ⁻⁵	—	—	—

Nota 1: La viscosidad cinemática ν y la difusividad térmica α se pueden calcular a partir de sus definiciones: $\nu = \mu/\rho$ y $\alpha = k/\rho c_p = \nu/Pr$. Las temperaturas 0.01°C, 100°C y 374.14°C son las temperaturas del punto triple, de ebullición y crítico del agua, respectivamente. Las propiedades citadas anteriormente (excepto la densidad del vapor) se pueden usar a cualquier presión con error despreciable, excepto a temperaturas cerca del valor de punto crítico.

Nota 2: La unidad kJ/kg · °C para calor específico es equivalente kJ/kg · K, y la unidad W/m · °C para conductividad térmica es equivalente a W/m · K.

Fuente: Los datos de viscosidad y conductividad térmica están tomados de J. V. Sengers y J. T. R. Watson, *Journal of Physical and Chemical Reference Data* 15 (1986), pp. 1291-1322. Otros datos se obtuvieron de diversas fuentes o se calcularon.

Anexo E2. Tabla de propiedades del agua.

(*K* está basado en el uso de las tuberías cuyos números de longitud se usan en el ejemplo)

FACTORES DE FRICCIÓN PARA TUBERÍAS COMERCIALES, NUEVAS, DE ACERO, CON FLUJO EN LA ZONA DE TOTAL TURBULENCIA

Diámetro Nominal	mm pulg	15	20	25	32	40	50	65, 80	100	125	150	200, 250	300-400	450-600
		1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2	2 1/2, 3	4	5	6	8, 10	12-16	18-24
Factor de fricción (f _r)		.027	.025	.023	.022	.021	.019	.018	.017	.016	.015	.014	.013	.012

FÓRMULAS PARA EL CÁLCULO DEL FACTOR "K" PARA VÁLVULAS Y ACCESORIOS CON SECCIONES DE PASO REDUCIDO

Fórmula 1

$$K_2 = \frac{0.8 \left(\sec \frac{\theta}{2} \right) (1 - \beta^2)}{\beta^4} = \frac{K_1}{\beta^4}$$

Fórmula 2

$$K_2 = \frac{0.5 (1 - \beta^2) \sqrt{\sec \frac{\theta}{2}}}{\beta^4} = \frac{K_1}{\beta^4}$$

Fórmula 3

$$K_2 = \frac{2.6 \left(\sec \frac{\theta}{2} \right) (1 - \beta^2)^2}{\beta^4} = \frac{K_1}{\beta^4}$$

Fórmula 4

$$K_2 = \frac{(1 - \beta^2)^2}{\beta^4} = \frac{K_1}{\beta^4}$$

Fórmula 5

$$K_2 = \frac{K_1 + \sec \frac{\theta}{2} [0.8 (1 - \beta^2) + 2.6 (1 - \beta^2)^2]}{\beta^4}$$

Fórmula 6

es igual a 8fcr

$$K_2 = \frac{K_1}{\beta^4} + \text{Fórmula 2} + \text{Fórmula 4}$$

$$K_2 = \frac{K_1 + 0.5 \sqrt{\sec \frac{\theta}{2}} (1 - \beta^2) + (1 - \beta^2)^2}{\beta^4}$$

Fórmula 7

$$K_2 = \frac{K_1}{\beta^4} + \beta (\text{Fórmula 2} + \text{Fórmula 4}), \text{ cuando } \theta = 180^\circ$$

$$K_2 = \frac{K_1 + \beta [0.5 (1 - \beta^2) + (1 - \beta^2)^2]}{\beta^4}$$

$$\beta = \frac{d_1}{d_2}$$

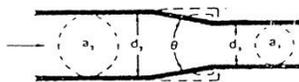
$$\beta^2 = \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2 = \frac{a_1}{a_2}$$

El subíndice 1 define dimensiones y coeficientes para el diámetro menor.
El subíndice 2 se refiere al diámetro mayor.

*Úse el valor de K proporcionado por el proveedor, cuando se disponga de dicho valor

939

ESTRECHAMIENTO BRUSCO Y GRADUAL



Si: $\theta < 45^\circ$ $K_2 = \text{Fórmula 1}$
 $45^\circ < \theta < 180^\circ$ $K_2 = \text{Fórmula 2}$

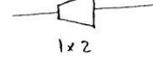


representación de la contracción

ENSANCHAMIENTO BRUSCO Y GRADUAL

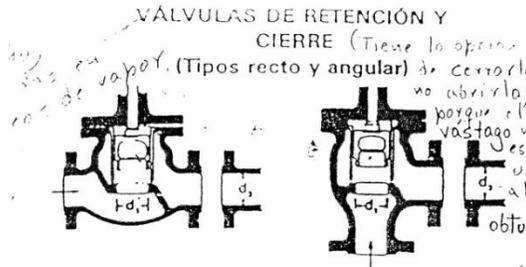


Si: $\theta < 45^\circ$ $K_2 = \text{Fórmula 3}$
 $45^\circ < \theta < 180^\circ$ $K_2 = \text{Fórmula 4}$

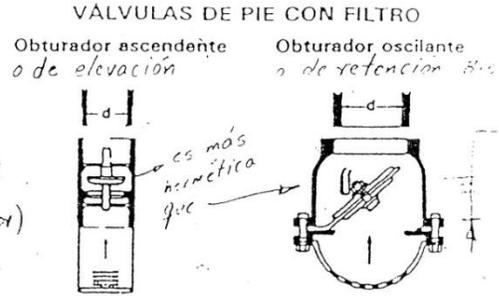


representación de la expansión

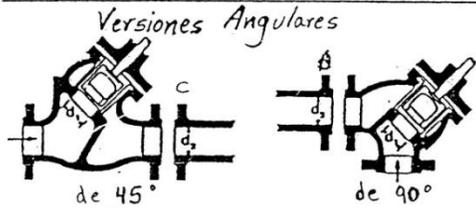
Anexo E3. Factores de fricción para tuberías de acero y factor K para el estrechamiento y ensanchamiento.



Si:	Si:
$\beta = 1 \dots K_1 = 400 f_T$	$\beta = 1 \dots K_1 = 200 f_T$
$\beta < 1 \dots K_1 = \text{Fórmula 7}$	$\beta < 1 \dots K_1 = \text{Fórmula 7}$
Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador	Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador
$m/\text{seg} = 70 \beta^2 \sqrt{V}$	$= 95 \beta^2 \sqrt{V}$
$\text{pie}/\text{seg} = 55 \beta^2 \sqrt{V}$	$= 75 \beta^2 \sqrt{V}$



$K = 420 f_T$	$K = 75 f_T$
Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador	Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador
$m/\text{seg} = 20 \sqrt{V}$	$= 45 \sqrt{V}$
$\text{pie}/\text{seg} = 15 \sqrt{V}$	$= 35 \sqrt{V}$

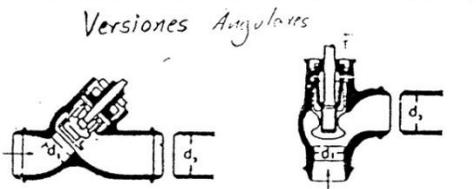


Si:	Si:
$\beta = 1 \dots K_1 = 300 f_T$	$\beta = 1 \dots K_1 = 350 f_T$
$\beta < 1 \dots K_1 = \text{Fórmula 7}$	$\beta < 1 \dots K_1 = \text{Fórmula 7}$
velocidad mínima en la tubería para abrir totalmente el obturador	
$m/\text{seg} = 75 \beta^2 \sqrt{V}$	$\text{pie}/\text{seg} = 60 \beta^2 \sqrt{V}$



Si:

$\beta = 1, \theta = 0 \dots K_1 = 3 f_T$
$\beta < 1 \text{ y } \theta < 45^\circ \dots K_1 = \text{Fórmula 5}$
$\beta < 1 \text{ y } 45^\circ < \theta < 180^\circ \dots K_1 = \text{Fórmula 6}$



$\beta = 1 \dots K_1 = 55 f_T$	$\beta = 1 \dots K_1 = 55 f_T$
$\beta < 1 \dots K_1 = \text{Fórmula 7}$	$\beta < 1 \dots K_1 = \text{Fórmula 7}$
Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador	
$m/\text{seg} = 170 \beta^2 \sqrt{V}$	$(\text{pie}/\text{seg}) = 140 \beta^2 \sqrt{V}$

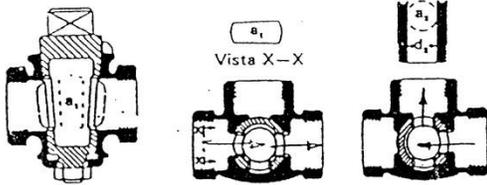


Diámetro 50 mm (2") a 200 mm (8")	$K = 45 f_T$
Diámetro 250 mm (10") a 350 mm (14")	$K = 35 f_T$
Diámetro 400 mm (16") a 600 mm (24")	$K = 25 f_T$

Anexo E4a Coeficientes de resistencias en válvulas utilizadas.

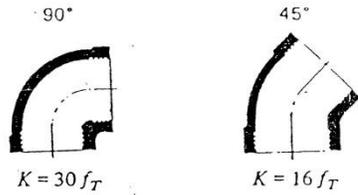
Coeficientes de resistencia (K) validos para valvulas y accesorios

VÁLVULAS DE MACHO Y LLAVES ^{h = 3L}
 TAPON tres entradas o vias
 Paso directo

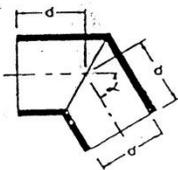


Si: $\beta = 1$, $K_1 = 18 f_T$
 Si: $\beta = 1$, $K_1 = 30 f_T$ en línea
 Si: $\beta = 1$, $K_1 = 90 f_T$ en Ramal
 Si: $\beta < 1$, $K_2 = \text{Fórmula 6}$

CODOS ESTÁNDAR (Roscados)



CURVAS EN ESCUADRA O FALSA ESCUADRA



α	K
0°	2 f_T
15°	4 f_T
30°	8 f_T
45°	15 f_T
60°	25 f_T
75°	40 f_T
90°	60 f_T

CURVAS Y CODOS DE 90° CON BRIDAS O CON EXTREMOS PARA SOLDAR A TOPE



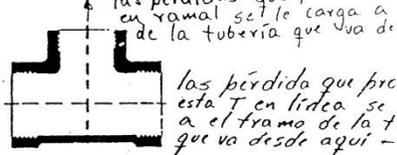
r/d	K	r/d	K
1	20 f_T	8	24 f_T
1.5	14 f_T	10	30 f_T
2	12 f_T	12	34 f_T
3	12 f_T	14	38 f_T
4	14 f_T	16	42 f_T
6	17 f_T	20	50 f_T

El coeficiente de resistencia K_{B1} , para curvas que no sean de 90° puede determinarse con la fórmula:

$$K_B = (n - 1) \left(0.25 \pi f_T \frac{r}{d} + 0.5 K \right) + K$$

n = número de curvas de 90°
 K = coeficiente de resistencia para una curva de 90° (según tabla)

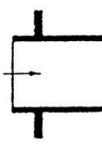
CONEXIONES ESTÁNDAR EN "T"



las pérdidas que produce en ramal se le carga a la tubería que va de
 las pérdidas que produce esta T en línea se a el tramo de la T que va desde aquí -
 (En línea) Flujo directo $K = 20 f_T (K_L), (Q_L)$
 (Ramal) Flujo desviado a 90°.. $K = 60 f_T (K_R), (Q_R)$
 $h_{L(TARAJA T)} = h_{LR} + h_{LL} = K_R \frac{Q_R^2}{2gA_R^2} + K_L \frac{Q_L^2}{2gA_L^2}$

ENTRADAS DE TUBERÍA

Con resalte hacia el interior



$K = 0.78$

r/d	K
0.00*	0.5
0.02	0.28
0.04	0.24
0.06	0.15
0.10	0.09
0.15 y más	0.04

*de cantos vivos

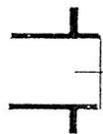
A tope o acampañon



Véanse los valores de K en la tabla cuando el vad. No es o se le de bordes rect

SALIDAS DE TUBERÍA

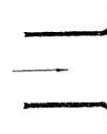
Con resalte De cantos vivos Redondeada



$K = 1.0$



$K = 1.0$



$K = 1.0$

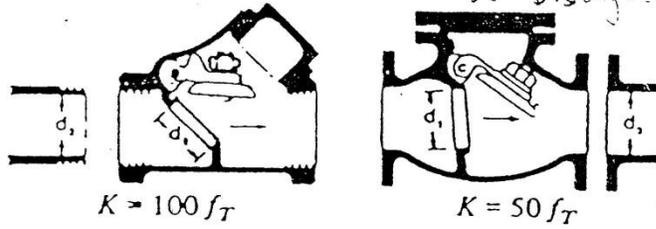
CURVAS DE 180° DE RADIO CORTO Roscados



$K = 50 f_T$

Anexo E4b Coeficientes de resistencias en accesorios utilizados.

VÁLVULAS DE RETENCIÓN DE DISCO OSCILANTE (en la calle de la de Bisagra)



son
simp
disk
solo
con /
S.P.
E.C.
M.C.
C.D.
P.

Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador

$\bar{V} [m^3/kg]$ U.L. C.E.R.C.I.T.E.C.

(m/seg) = $45 \sqrt{\bar{V}}$ = $75 \sqrt{\bar{V}}$

(pic/seg) = $35 \sqrt{\bar{V}}$ = $60 \sqrt{\bar{V}}$

U/L Registradas = $120 \sqrt{\bar{V}}$ = $100 \sqrt{\bar{V}}$

Anexo E4c Coeficientes de resistencia en válvula utilizada.

FRICTION LOSS FOR WATER IN FEET PER 100 FEET OF PIPE

145

TABLE 7					TABLE 8				
1 1/2 INCH NOMINAL		WROUGHT IRON OR STEEL SCHEDULE 40 ID=1.380 INCHES $\epsilon/D=0.00130$			1 1/2 INCH NOMINAL		WROUGHT IRON OR STEEL SCHEDULE 40 ID=1.610 INCHES $\epsilon/D=0.00112$		
DISCHARGE		V ft/sec	$V^2/2g$ feet	h_f feet per 100 feet of pipe	DISCHARGE		V ft/sec	$V^2/2g$ feet	h_f feet per 100 feet of pipe
CFS	GPM				CFS	GPM			
0.00334	1.5	0.322	0.00161	0.0623	0.00334	1.5	0.236	0.000568	0.0300
0.00446	2	0.429	0.00286	0.102	0.00446	2	0.315	0.00154	0.0492
0.00668	3	0.644	0.00544	0.207	0.00668	3	0.473	0.00347	0.0888
0.00891	4	0.858	0.01144	0.342	0.00891	4	0.630	0.00618	0.164
0.0111	5	1.073	0.0179	0.508	0.0111	5	0.788	0.00965	0.242
0.0134	6	1.29	0.0257	0.704	0.0134	6	0.946	0.0139	0.333
0.0156	7	1.50	0.0350	0.930	0.0156	7	1.103	0.0189	0.439
0.0178	8	1.72	0.0458	1.18	0.0178	8	1.26	0.0247	0.558
0.0201	9	1.93	0.0579	1.46	0.0201	9	1.42	0.0313	0.689
0.0223	10	2.15	0.0715	1.77	0.0223	10	1.58	0.0386	0.829
0.0267	12	2.57	0.103	2.48	0.0267	12	1.89	0.0556	1.16
0.0312	14	3.00	0.140	3.28	0.0312	14	2.21	0.0756	1.53
0.0356	16	3.43	0.183	4.20	0.0356	16	2.52	0.0988	1.96
0.0401	18	3.86	0.232	5.22	0.0401	18	2.84	0.125	2.42
0.0446	20	4.29	0.286	6.34	0.0446	20	3.15	0.154	2.94
0.0490	22	4.72	0.346	7.58	0.0490	22	3.47	0.187	3.52
0.0535	24	5.15	0.412	8.92	0.0535	24	3.78	0.222	4.14
0.0579	26	5.58	0.483	10.37	0.0579	26	4.10	0.261	4.81
0.0624	28	6.01	0.561	11.9	0.0624	28	4.41	0.303	5.51
0.0668	30	6.44	0.644	13.6	0.0668	30	4.73	0.347	6.25
0.0713	32	6.86	0.732	15.3	0.0713	32	5.04	0.395	7.07
0.0758	34	7.29	0.827	17.2	0.0758	34	5.36	0.446	7.92
0.0802	36	7.72	0.927	19.2	0.0802	36	5.67	0.500	8.82
0.0847	38	8.15	1.032	21.3	0.0847	38	5.99	0.557	9.78
0.0891	40	8.58	1.14	23.5	0.0891	40	6.30	0.618	10.79
0.0936	42	9.01	1.26	25.8	0.0936	42	6.62	0.681	11.8
0.0980	44	9.44	1.38	28.2	0.0980	44	6.93	0.747	12.9
0.102	46	9.87	1.51	30.7	0.102	46	7.25	0.817	14.0
0.107	48	10.30	1.65	33.3	0.107	48	7.56	0.889	15.2
0.111	50	10.7	1.79	36.0	0.111	50	7.88	0.965	16.4
0.123	55	11.8	2.16	43.2	0.123	55	8.67	1.17	19.7
0.134	60	12.9	2.57	51.0	0.134	60	9.46	1.39	23.3
0.145	65	13.9	3.02	59.6	0.145	65	10.24	1.63	27.1
0.156	70	15.0	3.50	68.8	0.156	70	11.03	1.89	31.5
0.167	75	16.1	4.02	78.7	0.167	75	11.8	2.17	35.8
0.178	80	17.2	4.58	89.2	0.178	80	12.6	2.47	40.5
0.189	85	18.2	5.17	100.2	0.189	85	13.4	2.79	45.6
0.201	90	19.3	5.79	112	0.201	90	14.2	3.13	51.0
0.212	95	20.4	6.45	124	0.212	95	15.0	3.48	56.5
0.223	100	21.5	7.15	138	0.223	100	15.8	3.86	62.2
0.245	110	23.6	8.65	166	0.245	110	17.3	4.67	74.5
0.267	120	25.7	10.3	197	0.267	120	18.9	5.56	88.3
0.290	130	27.9	12.1	230	0.290	130	20.5	6.52	103
0.312	140	30.0	14.0	267	0.312	140	22.1	7.56	119
0.334	150	32.2	16.1	306	0.334	150	23.6	8.68	137
					0.356	160	25.2	9.88	156
					0.379	170	26.8	11.15	175
					0.401	180	28.4	12.50	196
					0.423	190	29.9	13.9	218
					0.446	200	31.5	15.4	241

NOTE: No allowance has been made for age, differences in diameter, or any abnormal condition of interior surface. Any factor of safety must be estimated from the local conditions and the requirements of each particular installation.

Anexo E5a. Pérdidas en tuberías de 1 1/2"

FRICITION LOSS FOR WATER IN FEET PER 100 FEET OF PIPE

TABLE 9

2 INCH NOMINAL		WROUGHT IRON OR STEEL SCHEDULE 40 ID=2.067 INCHES $\epsilon/D=0.00087$		
DISCHARGE		V	$V^2/2g$	h_f
CFS	GPM	ft/sec	feet	feet per 100 feet of pipe
0.00446	2	0.191	0.000568	0.0151
0.00668	3	0.287	0.00128	0.0302
0.00891	4	0.382	0.00227	0.0497
0.0111	5	0.478	0.00355	0.0731
0.0134	6	0.574	0.00511	0.1004
0.0156	7	0.669	0.00696	0.131
0.0178	8	0.765	0.00909	0.166
0.0201	9	0.860	0.0115	0.205
0.0223	10	0.956	0.0142	0.248
0.0267	12	1.15	0.0205	0.343
0.0312	14	1.34	0.0278	0.453
0.0356	16	1.53	0.0364	0.578
0.0401	18	1.72	0.0460	0.717
0.0446	20	1.91	0.0568	0.868
0.0490	22	2.10	0.0688	1.03
0.0535	24	2.29	0.0818	1.20
0.0579	26	2.49	0.0960	1.39
0.0624	28	2.68	0.111	1.60
0.0668	30	2.87	0.128	1.82
0.0780	35	3.35	0.174	2.42
0.0891	40	3.82	0.227	3.10
0.100	45	4.30	0.288	3.85
0.111	50	4.78	0.355	4.67
0.123	55	5.26	0.430	5.59
0.134	60	5.74	0.511	6.59
0.145	65	6.21	0.600	7.69
0.156	70	6.69	0.696	8.86
0.167	75	7.17	0.799	10.1
0.178	80	7.65	0.909	11.4
0.189	85	8.13	1.03	12.8
0.201	90	8.60	1.15	14.2
0.212	95	9.08	1.28	15.5
0.223	100	9.56	1.42	17.4
0.245	110	10.52	1.72	20.9
0.267	120	11.5	2.05	24.7
0.290	130	12.4	2.40	28.8
0.312	140	13.4	2.78	33.2
0.331	150	14.3	3.20	38.0
0.356	160	15.3	3.64	43.0
0.379	170	16.3	4.11	48.4
0.401	180	17.2	4.60	54.1
0.423	190	18.2	5.13	60.1
0.446	200	19.1	5.68	66.3
0.490	220	21.0	6.88	80.0
0.535	240	22.9	8.18	95.0
0.579	260	24.9	9.60	111
0.624	280	26.8	11.14	128
0.668	300	28.7	12.8	146
0.713	320	30.6	14.5	166
0.758	340	32.5	16.4	187
0.802	360	34.4	18.4	209
0.847	380	36.3	20.5	233
0.891	400	38.2	22.7	258

TABLE 10

2 1/2 INCH NOMINAL		WROUGHT IRON OR STEEL SCHEDULE 40 ID=2.469 INCHES $\epsilon/D=0.000729$		
DISCHARGE		V	$V^2/2g$	h_f
CFS	GPM	ft/sec	feet	feet per 100 feet of pipe
0.00668	3	0.201	0.000628	0.0129
0.00891	4	0.268	0.00112	0.0213
0.0134	6	0.402	0.00251	0.0482
0.0178	8	0.536	0.00447	0.0712
0.0223	10	0.670	0.00698	0.105
0.0267	12	0.804	0.0100	0.143
0.0312	14	0.938	0.0137	0.191
0.0356	16	1.07	0.0179	0.243
0.0401	18	1.21	0.0226	0.300
0.0446	20	1.34	0.0279	0.362
0.0490	22	1.47	0.0338	0.429
0.0535	24	1.61	0.0402	0.502
0.0579	26	1.74	0.0472	0.580
0.0624	28	1.88	0.0547	0.663
0.0668	30	2.01	0.0628	0.753
0.0780	35	2.35	0.0855	1.00
0.0891	40	2.68	0.112	1.29
0.100	45	3.02	0.141	1.60
0.111	50	3.35	0.174	1.94
0.123	55	3.69	0.211	2.32
0.134	60	4.02	0.251	2.72
0.145	65	4.36	0.295	3.16
0.156	70	4.69	0.342	3.62
0.167	75	5.03	0.393	4.12
0.178	80	5.38	0.447	4.65
0.189	85	5.70	0.504	5.21
0.201	90	6.03	0.565	5.82
0.212	95	6.37	0.630	6.46
0.223	100	6.70	0.698	7.14
0.245	110	7.37	0.844	8.51
0.267	120	8.04	1.00	10.0
0.290	130	8.71	1.18	11.7
0.312	140	9.38	1.37	13.6
0.331	150	10.05	1.57	15.4
0.356	160	10.7	1.79	17.4
0.379	170	11.4	2.02	19.6
0.401	180	12.1	2.26	21.8
0.423	190	12.7	2.52	24.2
0.446	200	13.4	2.79	26.7
0.490	220	14.7	3.38	32.2
0.535	240	16.1	4.02	38.1
0.579	260	17.4	4.72	44.5
0.624	280	18.8	5.47	51.3
0.668	300	20.1	6.28	58.5
0.780	350	23.5	8.55	79.9
0.891	400	26.8	11.2	103
1.00	450	30.2	14.1	130
1.11	500	33.5	17.4	160
1.23	550	36.9	21.1	192
1.34	600	40.2	25.1	230

NOTE: No allowance has been made for age, differences in diameter, or any abnormal condition of interior surface. Any factor of safety must be estimated from the local conditions and the requirements of each particular installation.

Anexo E5b. Pérdidas en tuberías 2".

FRICION LOSS FOR WATER IN FEET PER 100 FEET OF PIPE

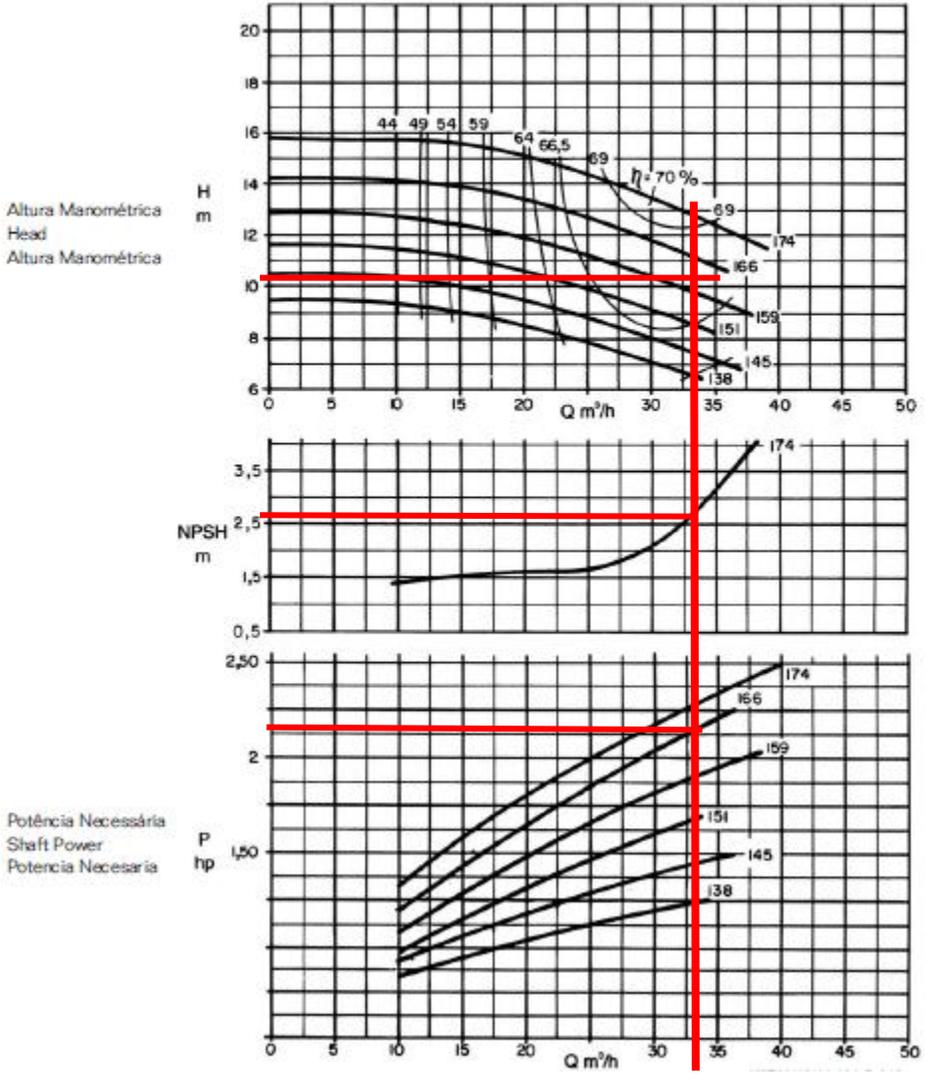
TABLE 13

4 INCH NOMINAL		WROUGHT IRON OR STEEL SCHEDULE 40 ID=4.026 INCHES $\epsilon/D=0.00047$			ASPHALT-DIPPED CAST IRON ID=4.00 INCHES $\epsilon/D=0.00120$		
DISCHARGE		V	$V^2/2g$	h_f	V	$V^2/2g$	h_f
CFS	GPM	ft/sec	feet	feet per 100 feet of pipe	ft/sec	feet	feet per 100 feet of pipe
0.0111	5	0.126	0.000247	0.00310	0.128	0.000253	0.00325
0.0223	10	0.252	0.000987	0.01017	0.255	0.00101	0.01080
0.0446	20	0.504	0.00395	0.0344	0.511	0.00405	0.03700
0.0668	30	0.756	0.00888	0.0702	0.766	0.00912	0.0770
0.0981	40	1.01	0.0158	0.118	1.02	0.0162	0.131
0.111	50	1.26	0.0247	0.176	1.28	0.0253	0.199
0.134	60	1.51	0.0355	0.245	1.53	0.0365	0.278
0.156	70	1.76	0.0484	0.325	1.79	0.0496	0.370
0.178	80	2.02	0.0632	0.415	2.04	0.0648	0.476
0.201	90	2.27	0.0800	0.515	2.30	0.0820	0.594
0.223	100	2.52	0.0987	0.624	2.55	0.101	0.725
0.245	110	2.77	0.119	0.744	2.81	0.123	0.869
0.267	120	3.02	0.142	0.877	3.06	0.146	1.03
0.290	130	3.28	0.167	1.017	3.32	0.171	1.19
0.312	140	3.53	0.193	1.165	3.57	0.199	1.38
0.334	150	3.78	0.222	1.32	3.83	0.228	1.58
0.356	160	4.03	0.253	1.49	4.08	0.259	1.78
0.379	170	4.28	0.285	1.67	4.34	0.293	2.00
0.401	180	4.54	0.320	1.86	4.60	0.328	2.24
0.423	190	4.79	0.356	2.06	4.85	0.366	2.49
0.446	200	5.04	0.395	2.27	5.11	0.406	2.74
0.490	220	5.54	0.478	2.72	5.62	0.490	3.28
0.535	240	6.05	0.569	3.21	6.13	0.583	3.88
0.579	260	6.55	0.667	3.74	6.64	0.685	4.54
0.624	280	7.06	0.774	4.30	7.15	0.794	5.25
0.668	300	7.56	0.888	4.89	7.66	0.912	6.03
0.713	320	8.06	1.01	5.51	8.17	1.04	6.87
0.758	340	8.57	1.14	6.19	8.68	1.17	7.75
0.802	360	9.07	1.28	6.92	9.19	1.31	8.68
0.847	380	9.58	1.43	7.68	9.70	1.46	9.66
0.891	400	10.10	1.58	8.47	10.2	1.62	10.7
0.936	420	10.6	1.74	9.30	10.7	1.79	11.7
0.980	440	11.1	1.91	10.2	11.2	1.96	12.8
1.025	460	11.6	2.09	11.1	11.7	2.14	14.0
1.069	480	12.1	2.27	12.0	12.3	2.33	15.3
1.114	500	12.6	2.47	13.0	12.8	2.53	16.6
1.225	550	13.9	2.99	15.7	14.0	3.06	19.9
1.337	600	15.1	3.55	18.6	15.3	3.65	23.8
1.448	650	16.4	4.17	21.7	16.6	4.28	27.7
1.560	700	17.6	4.84	25.0	17.9	4.96	32.1
1.671	750	18.9	5.55	28.6	19.1	5.70	36.7
1.782	800	20.2	6.32	32.4	20.4	6.48	41.6
1.894	850	21.4	7.13	36.5	21.7	7.32	46.8
2.005	900	22.7	8.00	40.8	23.0	8.20	52.3
2.117	950	23.9	8.91	45.3	24.3	9.14	58.1
2.228	1000	25.2	9.87	50.2	25.5	10.1	64.2
2.451	1100	27.7	11.9	60.5	28.1	12.3	78.2
2.674	1200	30.2	14.2	72.0	30.6	14.6	92.8
2.896	1300	32.8	16.7	84.3	33.2	17.1	108.2
3.119	1400	35.3	19.3	97.6	35.7	19.9	126
3.342	1500	37.8	22.2	112	38.3	22.8	144
3.565	1600	40.3	25.3	127	40.8	25.9	164
3.788	1700	42.8	28.5	143	43.4	29.3	185
4.010	1800	45.4	32.0	160	46.0	32.8	207
4.233	1900	47.9	35.6	178	48.5	36.6	230
4.456	2000	50.4	39.5	196	51.1	40.5	255

NOTE: No allowance has been made for age, differences in diameter, or any abnormal condition of interior surface. Any factor of safety must be estimated from the local conditions and the requirements of each particular installation.

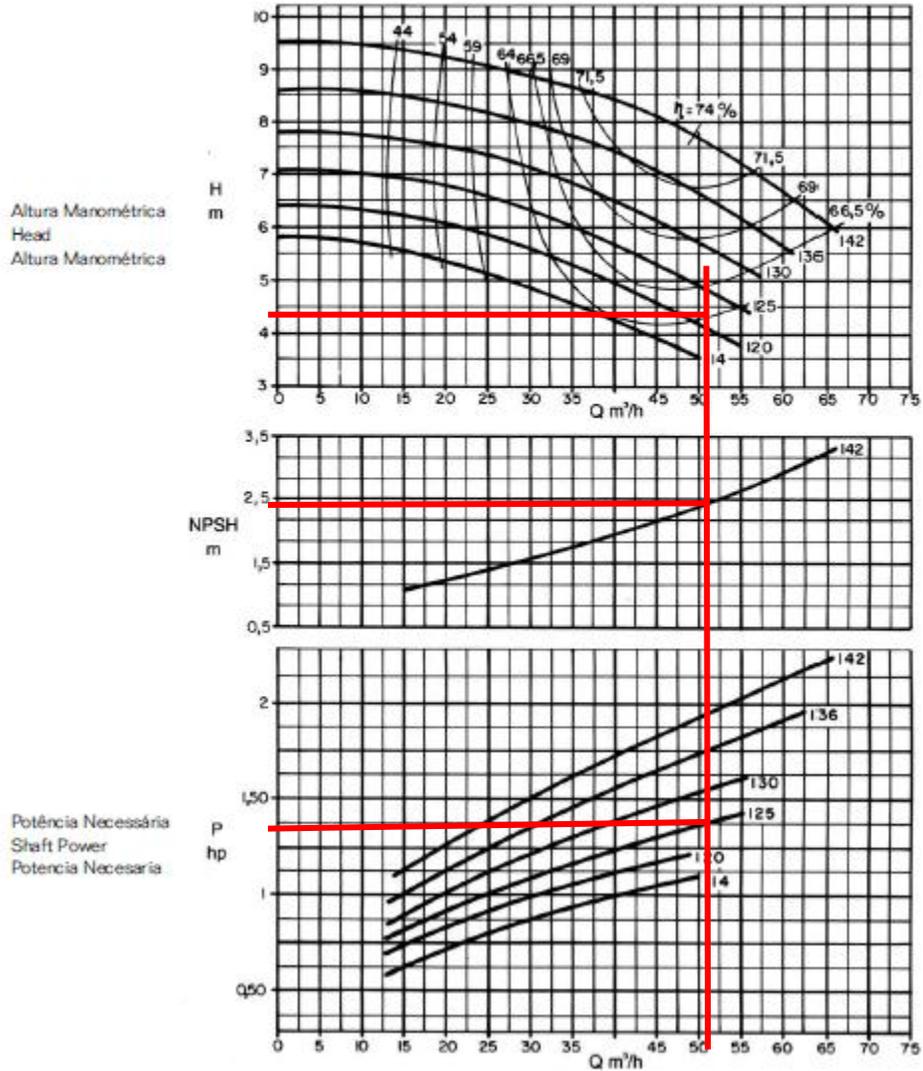
Anexo E5c. Pérdidas en tuberías 4".

Bomba Tipo KSB MEGANORM KSB MEGABLOC Pump Type KSB MEGACHEM Tipo de Bomba KSB MEGACHEM V	Tamanho Size 40-160 Tamanho	
Oferta nº Project - No. Oferta - nº	Item nº Item - No. Pos - nº	Velocidade Nominal Nom. Rotative Speed Velocidad Nominal 1750 rpm



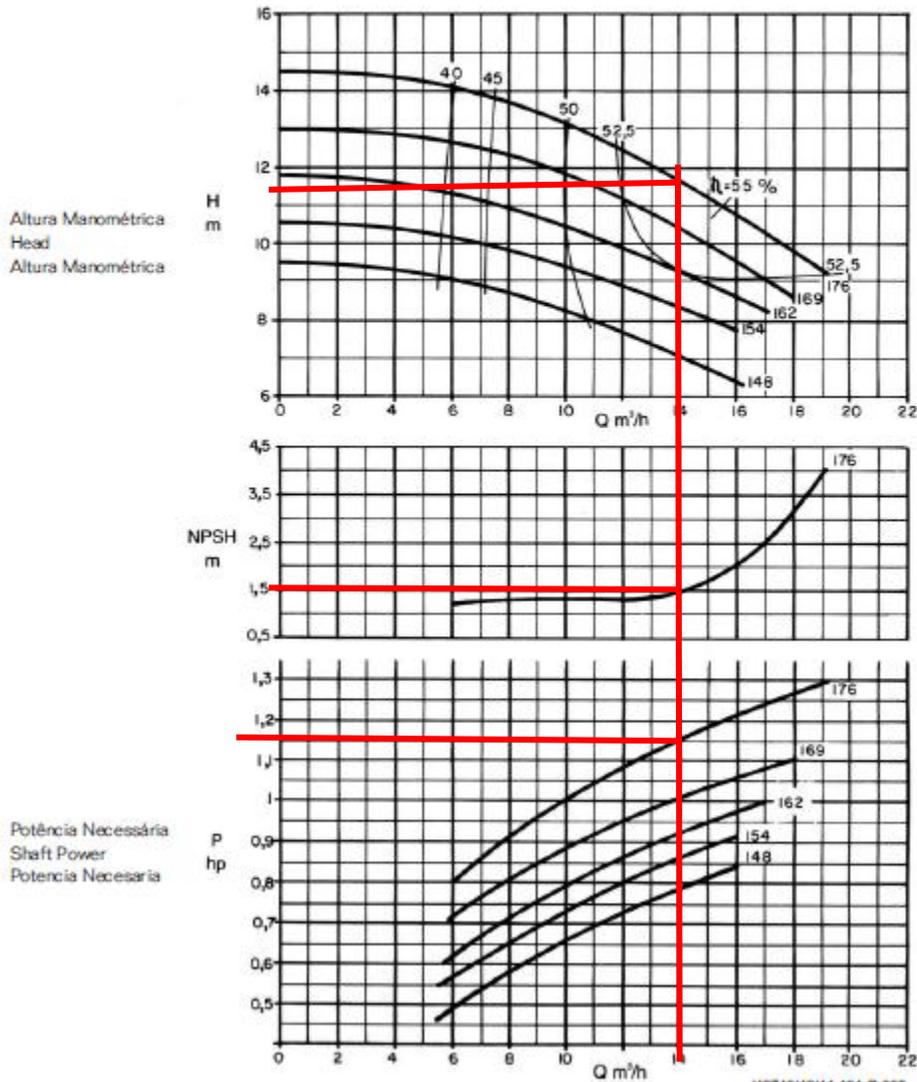
Anexo F1. Curva de bomba KSB Meganorm 40-160.

Bomba Tipo KSB MEGANORM KSB MEGABLOC KSB MEGACHEM KSB MEGACHEM V	Tamanho Size Tamaño 50-125	
Oferta nº Project - No. Oferta - nº	Item nº Item - No. Pos - nº	Velocidade Nominal Nom. Rotative Speed Velocidad Nominal 1750 rpm



Anexo F2. Curva de bomba KSB Meganorm 50-125.

Bomba Tipo Pump Type Tipo de Bomba	KSB MEGANORM KSB MEGACHEM KSB MEGACHEM V	Tamanho Size Tamaño	32-160	
Oferta nº Project - No. Oferta - nº	Item nº Item - No. Pos - nº	Velocidade Nominal Nom. Rotative Speed Velocidad Nominal	1750 rpm	



Anexo F3. Curva de bomba KSB Meganorm 32-160.

TABLA A-6

 Propiedades de materiales aislantes
 (a una temperatura media de 24°C)

Material	Espesor, L mm	Densidad, ρ kg/m ³	Conductividad térmica, k W/m · K	Calor específico, c_p kJ/kg · K	valor R para los espesores de la lista, L · K/ K · m ² · W
Colcha y lámina					
Fibra mineral (forma fibrosa)	50 a 70 mm	4.8-32	—	0.71-0.96	1.23
procesada a partir de roca, escoria o vidrio)	75 a 90 mm	4.8-32	—	0.71-0.96	1.94
	135 a 165 mm	4.8-32	—	0.71-0.96	3.32
Tablero y losa					
Vidrio celular		136	0.055	1.0	—
Fibra de vidrio (ligamento orgánico)		64-144	0.036	0.96	—
Poliestireno expandido (bolitas moldeadas)		16	0.040	1.2	—
Poliuretano expandido (R-11 expandido)		24	0.023	1.6	—
Perlita expandida (ligamento orgánico)		16	0.052	1.26	—
Caucho expandido (rígido)		72	0.032	1.68	—
Fibra mineral con aglomerante de resina		240	0.042	0.71	—
Corcho		120	0.039	1.80	—
Rociado o formado en el sitio					
Espuma de poliuretano		24-40	0.023-0.026	—	—
Fibra de vidrio		56-72	0.038-0.039	—	—
Uretano, mezcla de dos partes (espuma rígida)		70	0.026	1.045	—
Gránulos de lana mineral con aglomerantes de asbesto/inorgánico (rociado)		190	0.046	—	—
Relleno flojo					
Fibra mineral (de roca, escoria o vidrio)	~ 75 a 125 mm	9.6-32	—	0.71	1.94
	~165 a 222 mm	9.6-32	—	0.71	3.35
	~191 a 254 mm	—	—	0.71	3.87
	~185 mm	—	—	0.71	5.28
Aerogel de sílice		122	0.025	—	—
Vermiculita (expandida)		122	0.068	—	—
Perlita (expandida)		32-66	0.039-0.045	1.09	—
Aserrín o virutas		128-240	0.065	1.38	—
Aislamiento celulósico (papel molido o pulpa de madera)		37-51	0.039-0.046	—	—
Aislamiento para techo					
Vidrio celular	—	144	0.058	1.0	—
Preformado, para usarse arriba del tablero	13 mm	—	—	1.0	0.24
	25 mm	—	—	2.1	0.49
	50 mm	—	—	3.9	0.93
Aislamiento reflector					
Polvo sílice (al vacío)		160	0.0017	—	—
Hoja de aluminio separando colchones de vidrio esponjoso; 10 a 12 capas (al vacío); para aplicaciones criogénicas (150 K)		40	0.00016	—	—
Hoja de aluminio y laminado de vidrio y papel; 75 a 150 capas; para aplicaciones criogénicas (150 K)		120	0.000017	—	—

Anexo G1. Propiedades de materiales aislantes.

Table 2 Steel Pipe Data

U.S. Nominal Size, in.	Nominal Size, mm	Schedule ^a	Wall Thickness <i>t</i> , mm	Inside Diameter <i>d</i> , mm	Surface Area		Cross Section		Mass		Working Pressure ^c ASTM A53 B to 200°C		
					Outside, m ² /m	Inside, m ² /m	Metal Area, mm ²	Flow Area, mm ²	Pipe, kg/m	Water, kg/m	Mfr. Process	Joint Type ^b	kPa (gage)
1/4	8	40 ST	2.24	9.25	0.043	0.029	80.6	67.1	0.631	0.067	CW	T	1296
		80 XS	3.02	7.67	0.043	0.024	101.5	46.2	0.796	0.046	CW	T	6006
3/8	10	40 ST	2.31	12.52	0.054	0.039	107.7	123.2	0.844	0.123	CW	T	1400
		80 XS	3.20	10.74	0.054	0.034	140.2	90.7	1.098	0.091	CW	T	5654
1/2	15	40 ST	2.77	15.80	0.067	0.050	161.5	196.0	1.265	0.196	CW	T	1476
		80 XS	3.73	13.87	0.067	0.044	206.5	151.1	1.618	0.151	CW	T	5192
3/4	20	40 ST	2.87	20.93	0.084	0.066	214.6	344.0	1.68	0.344	CW	T	1496
		80 XS	3.91	18.85	0.084	0.059	279.7	279.0	2.19	0.279	CW	T	4695
1	25	40 ST	3.38	26.64	0.105	0.084	318.6	557.6	2.50	0.558	CW	T	1558
		80 XS	4.55	24.31	0.105	0.076	412.1	464.1	3.23	0.464	CW	T	4427
1-1/4	32	40 ST	3.56	35.05	0.132	0.110	431.3	965.0	3.38	0.965	CW	T	1579
		80 XS	4.85	32.46	0.132	0.102	568.7	827.6	4.45	0.828	CW	T	4096
1-1/2	40	40 ST	3.68	40.89	0.152	0.128	515.5	1 313	4.05	1.313	CW	T	1593
		80 XS	5.08	38.10	0.152	0.120	689.0	1 140	5.40	1.140	CW	T	3972
2	50	40 ST	3.91	52.50	0.190	0.165	690.3	2 165	5.43	2.165	CW	T	1586
		80 XS	5.54	49.25	0.190	0.155	953	1 905	7.47	1.905	CW	T	3799
2-1/2	65	40 ST	5.16	62.71	0.229	0.197	1 099	3 089	8.62	3.089	CW	W	3675
		80 XS	7.01	59.00	0.229	0.185	1 454	2 734	11.40	2.734	CW	W	5757
3	80	40 ST	5.49	77.93	0.279	0.245	1 438	4 769	11.27	4.769	CW	W	3323
		80 XS	7.62	73.66	0.279	0.231	1 946	4 261	15.25	4.261	CW	W	5288
4	100	40 ST	6.02	102.26	0.359	0.321	2 048	8 213	16.04	8.213	CW	W	2965
		80 XS	8.56	97.18	0.359	0.305	2 844	7 417	22.28	7.417	CW	W	4792
6	150	40 ST	7.11	154.05	0.529	0.484	3 601	18 639	28.22	18.64	ERW	W	4799
		80 XS	10.97	146.33	0.529	0.460	5 423	16 817	42.49	16.82	ERW	W	8336
8	200	30	7.04	205.0	0.688	0.644	4 687	33 000	36.73	33.01	ERW	W	3627
		40 ST	8.18	202.7	0.688	0.637	5 419	32 280	42.46	32.28	ERW	W	4433

Anexo H1. Tuberías de acero al carbono.

Ra_D	C	n
$10^{-10} - 10^{-2}$	0.675	0.058
$10^{-10} - 10^{-2}$	1.02	0.148
$10^2 - 10^4$	0.850	0.188
$10^4 - 10^7$	0.480	0.250
$10^7 - 10^{12}$	0.125	0.333

Anexo H1.a Constantes de la ecuación A7 para convección libre sobre un cilindro.

TABLA A.4 Propiedades termofísicas de gases a presión atmosférica^a

T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg · K)	$\mu \cdot 10^7$ (N · s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Pr
Aire							
100	3.5562	1.032	71.1	2.00	9.34	2.54	0.786
150	2.3364	1.012	103.4	4.426	13.8	5.84	0.758
200	1.7458	1.007	132.5	7.590	18.1	10.3	0.737
250	1.3947	1.006	159.6	11.44	22.3	15.9	0.720
300	1.1614	1.007	184.6	15.89	26.3	22.5	0.707
350	0.9950	1.009	208.2	20.92	30.0	29.9	0.700
400	0.8711	1.014	230.1	26.41	33.8	38.3	0.690
450	0.7740	1.021	250.7	32.39	37.3	47.2	0.686
500	0.6964	1.030	270.1	38.79	40.7	56.7	0.684
550	0.6329	1.040	288.4	45.57	43.9	66.7	0.683
600	0.5804	1.051	305.8	52.69	46.9	76.9	0.685
650	0.5356	1.063	322.5	60.21	49.7	87.3	0.690
700	0.4975	1.075	338.8	68.10	52.4	98.0	0.695
750	0.4643	1.087	354.6	76.37	54.9	109	0.702
800	0.4354	1.099	369.8	84.93	57.3	120	0.709
850	0.4097	1.110	384.3	93.80	59.6	131	0.716
900	0.3868	1.121	398.1	102.9	62.0	143	0.720
950	0.3666	1.131	411.3	112.2	64.3	155	0.723
1000	0.3482	1.141	424.4	121.9	66.7	168	0.726
1100	0.3166	1.159	449.0	141.8	71.5	195	0.728
1200	0.2902	1.175	473.0	162.9	76.3	224	0.728
1300	0.2679	1.189	496.0	185.1	82	238	0.719
1400	0.2488	1.207	530	213	91	303	0.703
1500	0.2322	1.230	557	240	100	350	0.685
1600	0.2177	1.248	584	268	106	390	0.688
1700	0.2049	1.267	611	298	113	435	0.685
1800	0.1935	1.286	637	329	120	482	0.683
1900	0.1833	1.307	663	362	128	534	0.677
2000	0.1741	1.337	689	396	137	589	0.672
2100	0.1658	1.372	715	431	147	646	0.667
2200	0.1582	1.417	740	468	160	714	0.655
2300	0.1513	1.478	766	506	175	783	0.647
2400	0.1448	1.558	792	547	196	869	0.630
2500	0.1389	1.665	818	589	222	960	0.613
3000	0.1135	2.726	955	841	486	1570	0.536
Amoniaco (NH₃)							
300	0.6894	2.158	101.5	14.7	24.7	16.6	0.887
320	0.6448	2.170	109	16.9	27.2	19.4	0.870
340	0.6059	2.192	116.5	19.2	29.3	22.1	0.872
360	0.5716	2.221	124	21.7	31.6	24.9	0.872
380	0.5410	2.254	131	24.2	34.0	27.9	0.869

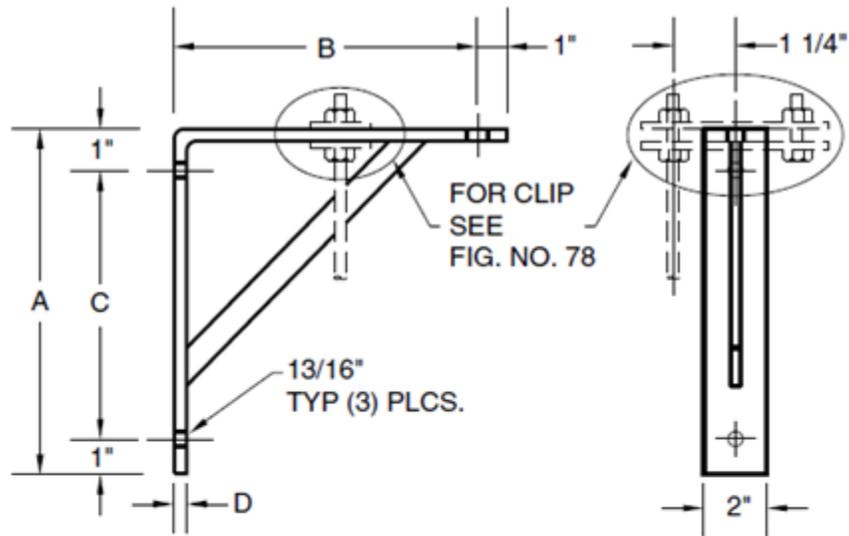
Anexo II. Tablas del aire.

Table 6 Suggested Hanger Spacing and Rod Size for Straight Horizontal Runs

Nominal O.D., mm	Hanger Spacing, m			Rod Size, mm
	Standard Steel Pipe ^a		Copper Tube	
	Water	Steam	Water	
15	2.1	2.4	1.5	6.4
20	2.1	2.7	1.5	6.4
25	2.1	2.7	1.8	6.4
40	2.7	3.7	2.4	10
50	3.0	4.0	2.4	10
65	3.4	4.3	2.7	10
80	3.7	4.6	3.0	10
100	4.3	5.2	3.7	13
150	5.2	6.4	4.3	13
200	5.8	7.3	4.9	16
250	6.1	7.9	5.5	19
300	7.0	9.1	5.8	22
350	7.6	9.8		25
400	8.2	10.7		25
450	8.5	11.3		32
500	9.1	11.9		32

Source: Adapted from MSS Standard SP-69

Anexo J1. Distancia recomendada entre soportes.



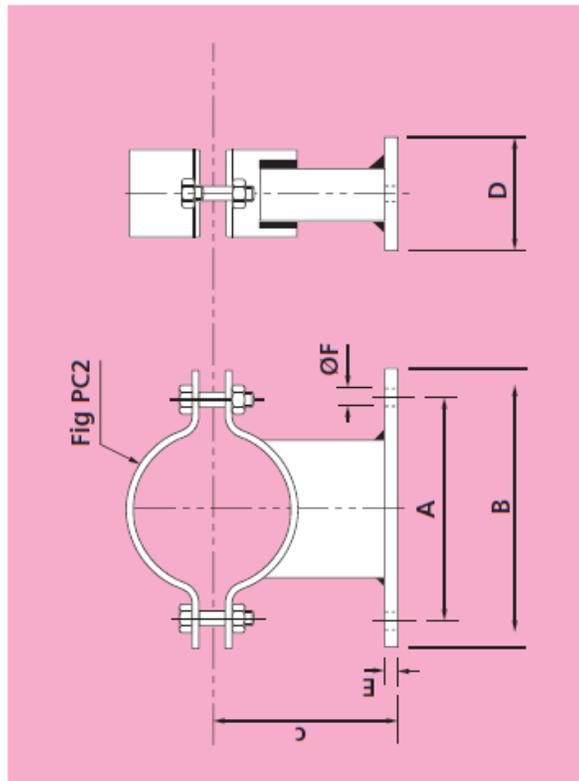
LIGHT WELDED STEEL BRACKET

SIZE	MAX LOAD	A	B	C	WGT. EACH
1	750	9	8	6½	6.99
1	3336	229	203	165	3.17
2	750	13	12	10½	10.10
2	3336	330	305	267	4.60
3	750	19	18	16½	10.50
3	3336	483	457	419	4.74

DIMENSIONS		TEMPERATURE	LOADS	WEIGHT
INCHES	FAHRENHEIT		POUNDS	POUNDS
MILLIMETERS	CELSIUS		NEWTONS	KILOGRAMS

Anexo J2. Sujetador de acero.

342 OFFSET PIPE CLAMP -20°C TO 350°C



Material: Carbon Steel

PART No.	PIPE SIZE	A	B	C	D	E	F	LOAD CAPACITY	
								kgf	KN
F342-15	15	60	100	55	35	5	12	280	2.7
F342-20	20	70	110	55	35	5	12	280	2.7
F342-25	25	70	110	60	35	5	12	280	2.7
F342-32	32	80	120	70	35	8	14	280	2.7
F342-40	40	90	130	80	35	8	14	280	2.7
F342-50	50	100	140	85	35	8	14	280	2.7
F342-65	65	110	160	90	45	10	18	450	4.4
F342-80	80	120	170	95	45	10	18	450	4.4
F342-100	100	140	190	110	45	10	18	450	4.4
F342-125	125	160	210	120	45	10	18	450	4.4
F342-150	150	180	230	135	45	10	18	450	4.4
F342-200	200	220	270	160	60	10	18	520	5.1

Anexo J3. Abrazadera para tubería anclada.

PIPE STANCHION WITH U-BOLT

The Figure 125 is used for support of piping from below without welding to the pipe.

Rated loads are for up to 650° F (343° C).

Material: Made from carbon steel, sizes 20 inch and larger are furnished with two U-bolts. The lower supporting pipe 'A' must be ordered separately.

Compliance: Federal Specification A-A-1192A Type 37, MSS-SP-69 Type 37, and BSPSS-BS3974.

Finish: Plain, Painted, Electro-Galvanized, Hot-Dip Galvanized.

Ordering: Specify figure number, finish, and pipe size. For Metric applications specify Figure M125.

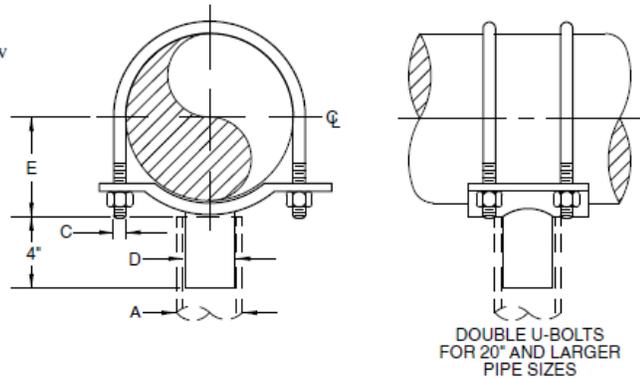


FIGURE 125 – PIPE STANCHION WITH U-BOLT

PIPE SIZE	MAXIMUM LOAD	SUPPORT PIPE A	C	STEM D	E	WEIGHT EACH
4	1200	3	1/2	2 1/2	2 1/2	5.15
100	270	80	M12	65	64	2.34
5	1200	3	1/2	2 1/2	3 3/8	5.61
125	270	80	M12	65	78	2.54
6	1200	3	3/8	2 1/2	3 3/8	7.30
150	270	80	M16	65	92	3.31
8	1200	3	5/8	2 1/2	4 1/8	9.25
200	270	80	M16	65	119	4.20
10	1200	3	3/4	2 1/2	5 1/2	13.75
250	270	80	M20	65	149	6.24
12	1200	3	7/8	2 1/2	6 1/4	15.50
300	270	80	M20	65	175	7.03
14	1500	4	1/8	3	7 3/8	25.35
350	337	100	M20	80	194	11.50
16	1750	4	7/8	3	8 3/8	30.80
400	393	100	M20	80	219	13.97
18	2000	4	1	3	9 1/4	37.64
450	450	100	M24	80	248	17.07

DIMENSIONS		TEMPERATURE	LOADS	WEIGHT
INCHES	FAHRENHEIT	POUNDS	POUNDS	
MILLIMETERS	CELSIUS	NEWTONS	KILOGRAMS	

Anexo J4. Abrazadera para tubería anclada.

Sr: LUIS F. BLANCO

Pre-LB-005-12

PRESUPUESTO POR SUMINISTRO E INSTALACION DE LÍNEAS DE TUBERÍA SISTEMA DE ENFRIAMIENTO

Nuestro presupuesto es por el suministro de material y mano de obra para realizar instalación de tuberías para sistema de enfriamiento desde Chiller hasta equipos donde se retira calor y retorna nuevamente al chiller y cerrar el ciclo.

Nuestro presupuesto se base en información suministrada por el cliente donde además de los computos suministra los planos de flujo líneas de tuberías y accesorios con detalles para la etapa de montaje.

Antes de la ejecución del trabajo se realizará recorrido de trabajo previo para afinar detalles y condiciones de ejecución.

RESUMEN DE COSTOS

Part	Descripción	Unid	Cant	Costo U	Total
	Instalaciones:				
1	Suministro, transporte e instalación de tubería de 1 1/2" acero al carbono sch 40. con costura	m	87	300,00	26.100,00
2	Suministro, transporte e instalación de tubería de 2" acero al carbono sch 40. con costura.	m	200	350,00	70.000,00
3	Suministro, transporte e instalación tubería de 4" acero al carbono sch 40. con costura	m	94	1.200,00	112.800,00
4	Suministro, transporte e instalación tubería de 6" acero al carbono sch 40. con costura	m	30	2.000,00	60.000,00
5	Suministro, transporte e instalación de bridas de 1 1/2" de acero al carbono soldada ANSI 150 lb, se incluyen pernos y tuercas	Pieza	14	280,00	3.920,00
6	Suministro, transporte e instalación de bridas de 2" de acero al carbono soldada ANSI 150 lb, se incluyen pernos y tuercas.	Pieza	65	350,00	22.750,00
7	Suministro, transporte e instalación de bridas de 4" de acero al carbono soldada ANSI 150 lb, se incluyen pernos y tuercas.	Pieza	68	650,00	44.200,00
8	Suministro, transporte e instalación de bridas de 6" de acero al carbono soldada ANSI 150 lb, se incluyen pernos y tuercas.	Pieza	12	850,00	10.200,00
9	Suministro, transporte e instalación de válvula de bola de 1 1/2" roscada de bronce cromado, 150 PSI	Pieza	7	450,00	3.150,00
10	Suministro, transporte e instalación de válvula de bola de 2" roscada de bronce cromado, 150 PSI	Pieza	8	600,00	4.800,00
11	Suministro, transporte e instalación de válvula de bola de 4" bridada de bronce cromado, 150 PSI	Pieza	1	3.500,00	3.500,00
12	Suministro, transporte e instalación de válvula de bola de 6" bridada de bronce cromado, 150 PSI	Pieza	1	4.000,00	4.000,00
13	Suministro, transporte e instalación de válvula tipo mariposa de 1 1/2" bridada, 150 PSI	Pieza	7	2.200,00	15.400,00
14	Suministro, transporte e instalación de válvula tipo mariposa de 2" bridada, 150 PSI	Pieza	8	2.800,00	22.400,00
15	Suministro, transporte e instalación de válvula tipo mariposa de 4" bridada.	Pieza	10	4.000,00	40.000,00

Anexo K1. Presupuesto por el suministro, transporte e instalación de las tuberías y accesorios de la red de enfriamiento. Suministrado por la compañía Inproyca.

16	Suministro, transporte e instalación de válvula tipo mariposa de 6" bridada.	Pieza	2	6.000,00	12.000,00
17	Suministro, transporte e instalación de válvula de check de 1 1/2" roscada de bronce cromado.	Pieza	7	600,00	4.200,00
18	Suministro, transporte e instalación de válvula de check de 2" roscada de bronce cromado.	Pieza	7	900,00	6.300,00
19	Suministro, transporte e instalación de válvula de check de 6" bridada de bronce cromado.	Pieza	1	5.500,00	5.500,00
20	Suministro, transporte e instalación de niple de 1 1/2" de acero al carbono sch 40. Longitud 10 cm.	Pieza	28	100,00	2.800,00
21	Suministro, transporte e instalación de niple de 2" de acero al carbono sch 40. Longitud 10 cm.	Pieza	30	120,00	3.600,00
22	Suministro, transporte e instalación de Codo roscado de 90° 1 1/2" acero al carbono sch 40.	Pieza	14	80,00	1.120,00
23	Suministro, transporte e instalación de Codo roscado de 90° 2" acero al carbono sch 40.	Pieza	24	100,00	2.400,00
24	Suministro, transporte e instalación de Codo roscado de 90° 4" acero al carbono sch 40.	Pieza	3	350,00	1.050,00
25	Suministro, transporte e instalación de Codo para soldar de 90° 6" acero al carbono sch 40.	Pieza	9	900,00	8.100,00
26	Suministro, transporte e instalación de Codo de 90° 2" bridado de acero al carbonosch 40.	Pieza	4	800,00	3.200,00
27	Suministro, transporte e instalación de Codo de 90° 4" bridado de acero al carbonosch 40.	Pieza	4	1.200,00	4.800,00
28	Suministro, transporte e instalación de conexión Tee de 2" bridada de acero al carbono.	Pieza	12	1.800,00	21.600,00
29	Suministro, transporte e instalación de conexión Tee de 4" bridada de acero al carbono.	Pieza	12	2.600,00	31.200,00
30	Suministro, transporte e instalación de junta flexible de 6".	Pieza	2	5.600,00	11.200,00
31	Suministro, transporte e instalación de lámina de empacadura Mannisa 40-71	Pieza	3	3.000,00	9.000,00
32	Suministro, transporte e instalación de soportaria para tubería de acero al carbono sch 40 de 1 1/2", 2" y 4"	Suma Global	1	11.000,00	11.000,00
33	Mano de obra para el recubrimiento de toda la tubería de enfriamiento. (La pintura será entregada por Corimon Pinturas C.A)	Suma Global	1	4.800,00	4.800,00
34	Suministro, transporte e instalación de reducción de copa de 2" a 1 1/2" de acero al carbono sch 40.	Pieza	7	500,00	3.500,00
35	Suministro, transporte e instalación de ampliación de copa de 1 1/2" a 2" de acero al carbono sch 40.	Pieza	7	500,00	3.500,00
36	Suministro, transporte e instalación de reducción de copa de 4" a 2" de acero al carbono sch 40.	Pieza	7	750,00	5.250,00
37	Suministro, transporte e instalación de ampliación de copa de 2" a 4" de acero al carbono sch 40.	Pieza	7	750,00	5.250,00
38	Aislamiento térmico de poliuretano expandido. Espesor deseado 0,025 m (1").	m	411	350,00	143.850,00
39	Aislamiento térmico de poliuretano expandido para tanque de almacenamiento. Espesor deseado 0,0127 (1/2").	m	10	250,00	2.500,00
40	Lámina de aluminio de 0,9 mm de espesor para aislamiento. (Área m2)	m2	130	400,00	52.000,00
				TOTAL/S IVA	802.940,00

Tiempo de ejecución : 04 semanas

Condiciones de pago: 50 % de inicial, valuación a 15 días y resto a 15 días de terminar obra

Garantía: 1 año por defectos de fabricación y la garantía de los materiales será emitida por el fabricante.

Validez de la oferta: 20 días hábiles

Sin más a que hacer referencia, quedamos de ustedes, atentamente

POR INPROYCA, C.A.
Ing. Jesús Carrero



Anexo K1. Presupuesto por el suministro, transporte e instalación de las tuberías y accesorios de la red de enfriamiento. Suministrado por la compañía Inproyca.
(Continuación).


VENEBOOMBAS, C.A.

EQUIPOS DE BOMBEO - EQUIPOS HIDRONEUMÁTICOS - MOTORES ELÉCTRICOS - TABLEROS DE CONTROL
VÁLVULAS - CONEXIONES - SERVICIO TÉCNICO - PROYECTOS Y MONTAJES

Valencia, 19 de OCTUBRE de 2012
Oferta N° VBIJD-573/10/12

RIF J-31121324-4

SEÑORES:
LUIS FRANCISCO BLANCO
RIF.

TELEFONO: 414 342 8144
FAX:
EMAIL: luisfbiancov@gmail.com

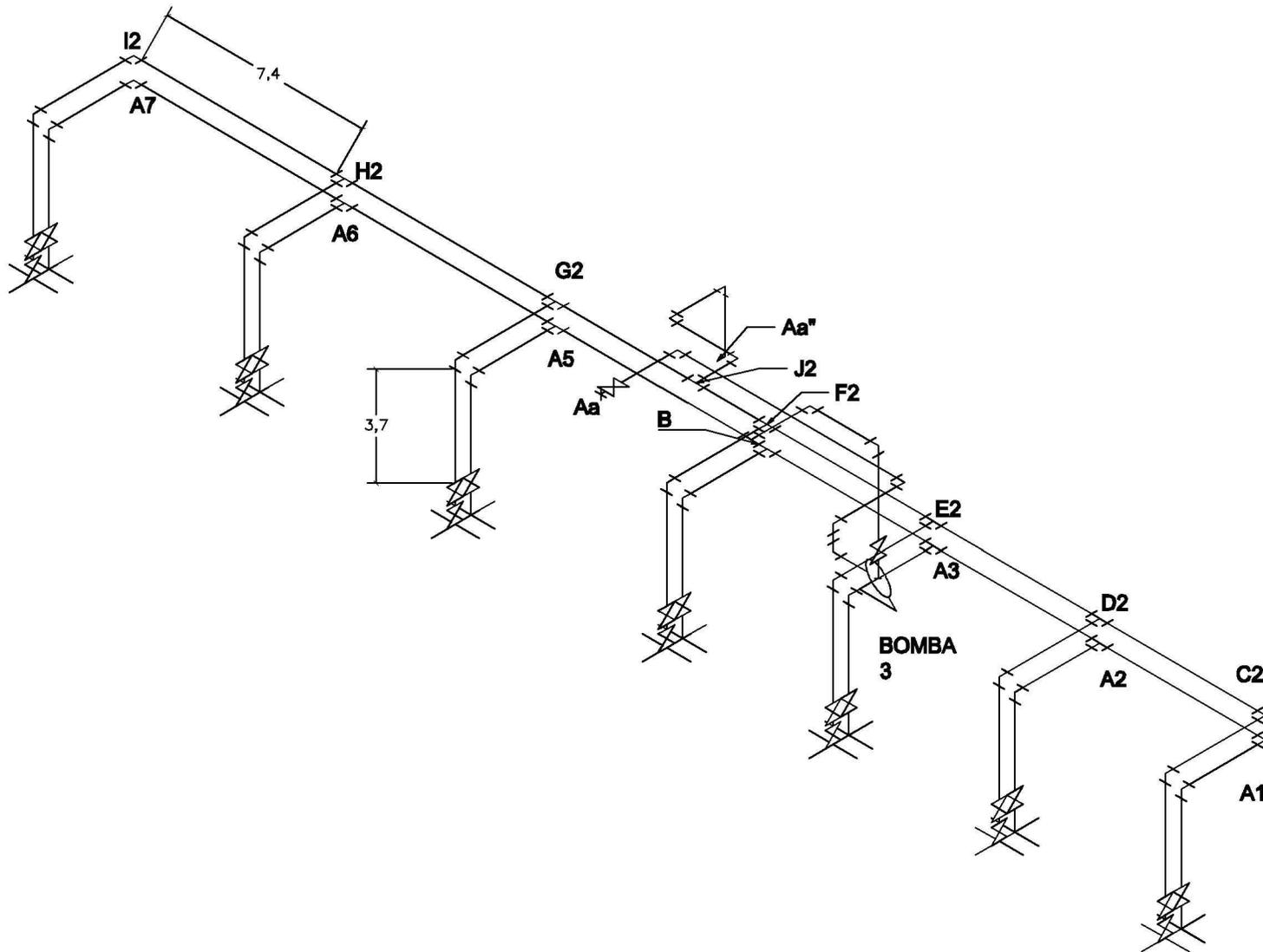
Atc.: Sr(a). LUIS FRANCISCO BLANCO
Ref.: Su solicitud de oferta

ITEM	CANT.	DESCRIPCIÓN	UND	PRECIO UNIT. Bs.F.	PRECIO TOTAL Bs.F.
00010	1	BOMBA CENTRIFUGA K8B 40-160/3HP/3F/220-440V/1800RPM SUCC.XDE3C. 2-1/2"X1-1/2", BRIDADA (NO INCLUYE CONTRABRIDAS), IMPULSOR EN HIERRO FUNDIDO 168mm, SELLO MECÁNICO. BOMBA EJE LIBRE ACOPLADA A MOTOR ELECTRICO HORIZONTAL 3HP/3F/220-440V/1800RPM, EJECUCION B3, NORMA IEC, FRAME 90S/L, MEDIANTE ACOUPLE FLEXIBLE D-86. CONJUNTO SOBRE BASE ESTRUCTURAL DE ACERO. CAUDAL: 33,76M3/H, ALTURA: 11mca	PZA	15.176,50	15.176,50
00020	1	BOMBA CENTRIFUGA K8B 50-125/3HP/3F/220-440V/1800RPM SUCC.XDE3C. 3"X2", BRIDADA (NO INCLUYE CONTRABRIDAS), IMPULSOR EN HIERRO FUNDIDO 125mm, SELLO MECÁNICO. BOMBA EJE LIBRE ACOPLADA A MOTOR ELECTRICO HORIZONTAL 3HP/3F/220-440V/1800RPM, EJECUCION B3, NORMA IEC, FRAME 90S/L, MEDIANTE ACOUPLE FLEXIBLE D-86. CONJUNTO SOBRE BASE ESTRUCTURAL DE ACERO. CAUDAL: CAUDAL: 57,6M3/H, 57,5M3/H, ALTURA: ALTURA: 7mca 7mca	PZA	16.260,00	16.260,00
00030	1	BOMBA CENTRIFUGA K8B 32-160/2HP/3F/220-440V/1800RPM SUCC.XDE3C. 1-1/2"X1-1/2", BRIDADA (NO INCLUYE CONTRABRIDAS), IMPULSOR HIERRO FUNDIDO 178mm, SELLO MECÁNICO. BOMBA EJE LIBRE ACOPLADA A MOTOR ELECTRICO HORIZONTAL 2HP/3F/220-440V/1800RPM, EJECUCION B3, NORMA IEC, FRAME 90S/L, MEDIANTE ACOUPLE FLEXIBLE D-86. CONJUNTO SOBRE BASE ESTRUCTURAL DE ACERO. CAUDAL: 14M3/H, ALTURA: 11,5mca	PZA	14.103,00	14.103,00
					44.528,50
				IVA 12 %	5.343,42
				TOTAL GENERAL	49.871,92

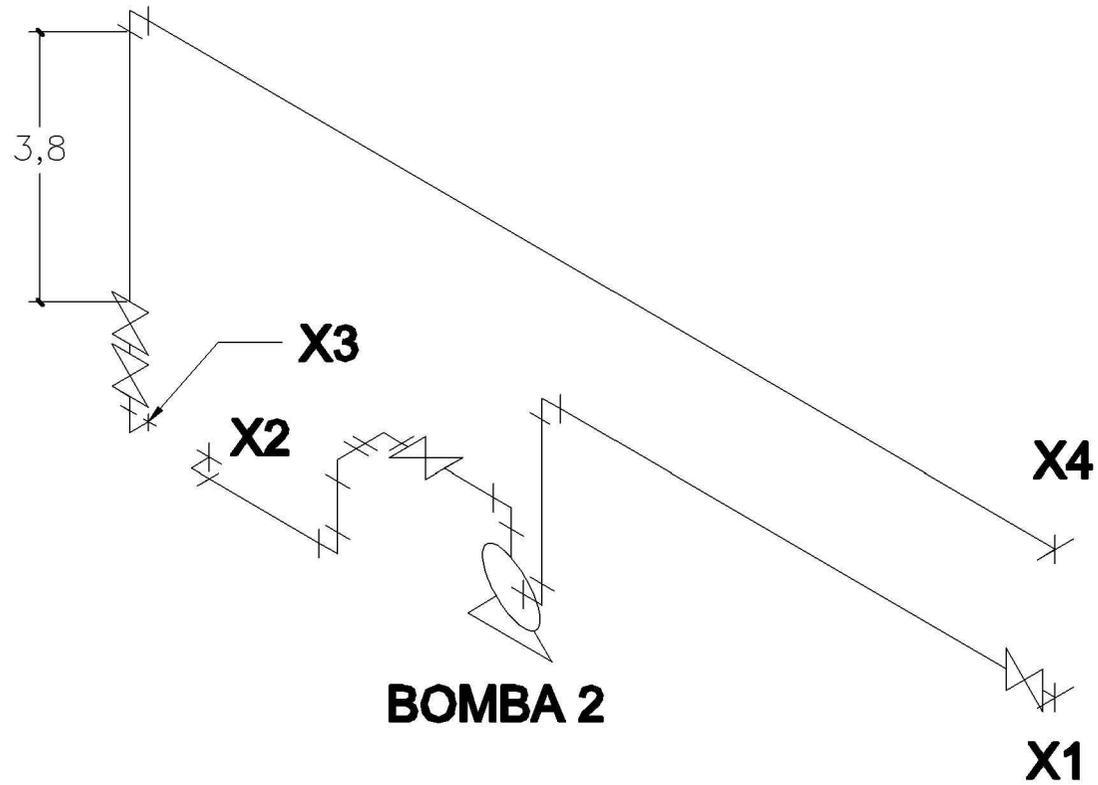
CONDICIONES COMERCIALES

- Los precios se entienden en: Bolivares a razón de 4,30 Bs.F. / U.S \$. Cualquier variación fijada por el Banco Central se indexará a los precios al momento de la cobranza.
- Condiciones de pago son: DE CONTADO CON SU O/C.
- Tiempo de entrega: 02 SEMANAS.
(El tiempo de entrega es el suministrado por el FABRICANTE por cuanto Venebombas, C.A no se ha hecho responsable por el eventual incumplimiento no imputable a nuestra Empresa).
Por favor confirme precio y disponibilidad al momento de emitir su orden de compra.

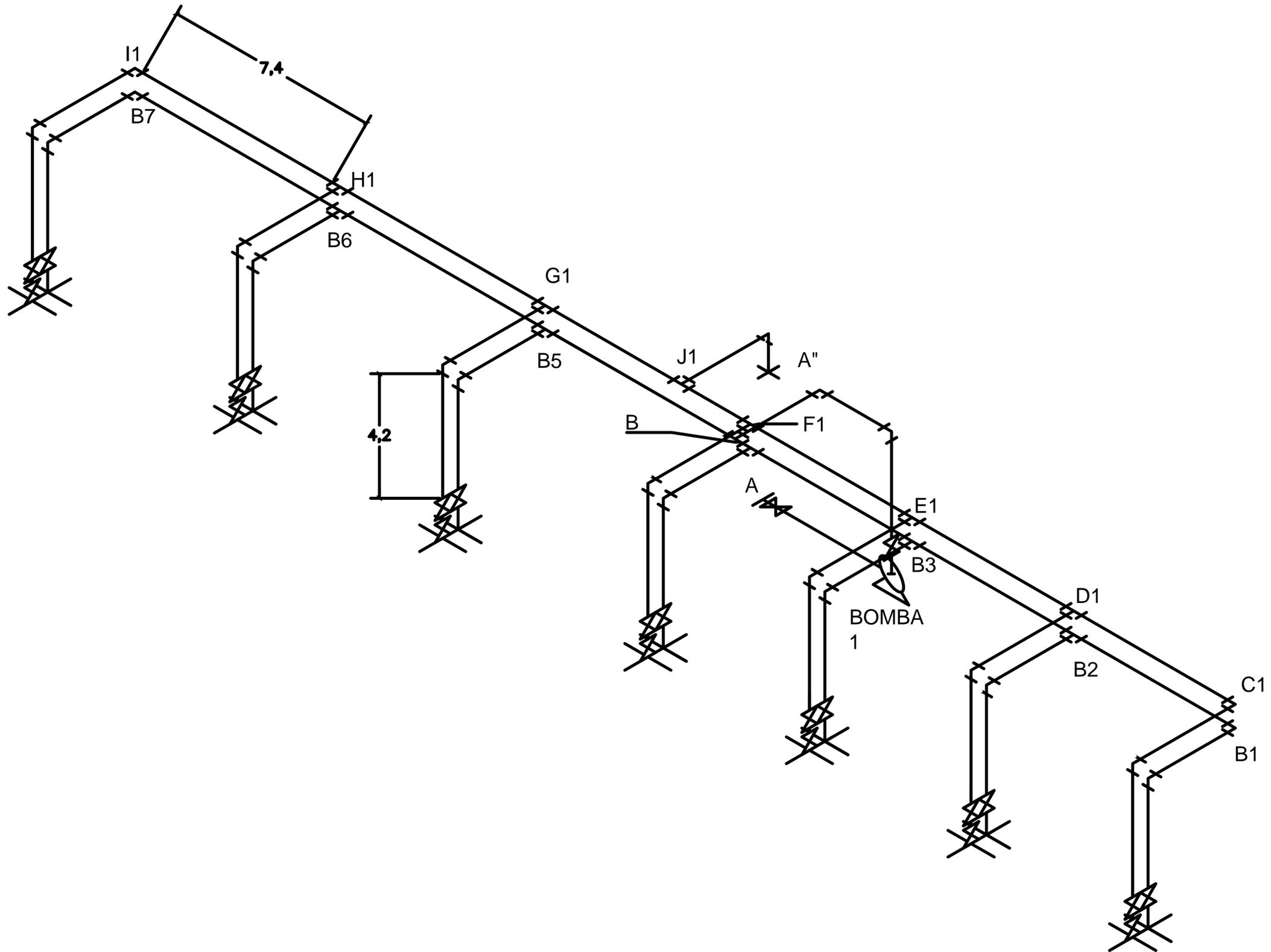
Anexo K2. Presupuesto equipos de bombeo, suministrado por la compañía Venebombas.



Universidad de Carabobo Escuela de Ingeniería Mecánica			
	Dibuja	Luis F Blanco	
	Pag.	145	
Sist. de enfriamiento de los intercambiadores de las máquinas inyectoras	Trabajo especial de grado		
	Figura A12.1		



Universidad de Carabobo Escuela de Ingeniería Mecánica	Dibuja	Luis F Blanco	
	Pag.	143	
Sist. de enfriamiento de los moldes de las máquinas inyectoras	Trabajo especial de grado		
	Figura A11.1		



Universidad de Carabobo Escuela de Ingeniería Mecánica	Dibuja	Luis F Blanco	
	Pag.	141	
Sist. de enfriamiento de los moldes de las máquinas inyectoras	Trabajo especial de grado		
	Figura A10.1		