

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción

"Diseño de un Banco de Pruebas para la Determinación del Coeficiente de Transferencia de Calor Por Convección Forzada, en Chorros de Agua que Impactan sobre una Superficie Metálica Calentada"

TESIS DE GRADO

Previa a la obtención de Título de:

INGENIERO MECANICO

Presentada por:

José Alberto Macías Zambrano

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2013

AGRADECIMIENTO

A Dios, a mis padres, a mis hijos, a mi esposa, a mis hermanos, a mi familia, a mis mentores y en especial al Ph.D. Guillermo Soriano por su apoyo e invaluable ayuda.

DEDICATORIA

A JESUCRISTO DIOS.

A MI FAMILIA

A MIS MAESTROS

TRIBUNAL DE GRADUACION

Dr. Kleber Barcia V.
DECANO DE LA FIMCP
PRESIDENTE

Dr. Guillermo Soriano I.
DIRECTOR DE TESIS

Ing. Jorge Duque R.
VOCAL PRINCIPAL

DECLARACION EXPRESA

"La responsabilidad del contenido de esta Tesis de Grado, me corresponde exclusivamente; y el patrimonio intelectual de la misma a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL"

(Reglamento de graduación de la ESPOL).

José Alberto Macías Zambrano

RESUMEN

El avance acelerado de la tecnología, especialmente en los campos de la manufactura y la electrónica requiere cada vez mejores técnicas para controlar temperaturas de operación, tasas de disipación de calor y ambientes controlados, ya sea para la manufactura de algún producto o su operación. El enfriamiento por chorros de impacto es una de las técnicas utilizadas para cumplir el objetivo, su aplicación es uno de los campos más prometedores cuando se requieren altas tasas de disipación de calor.

Este proyecto persigue diseñar un banco de pruebas experimental para medir el coeficiente de transferencia de calor de un chorro líquido que golpea una superficie calentada perpendicularmente, posteriormente se busca efectuar su construcción y puesta en funcionamiento dentro de los laboratorios de la facultad.

Como parte del trabajo se ha realizado una revisión exhaustiva de la literatura relacionada con el proyecto, tecnologías similares para el problema de las altas tasas de flujo de calor requeridas, diferentes métodos de medición para la toma de datos, tales como temperaturas y diferentes sistemas para estimar el flujo de calor.

El proyecto concluye usar la ley de Newton de conducción de calor unidireccional en estado estacionario, para la estimación del flujo de calor hacia la superficie enfriada por el chorro líquido.

El diseño final del banco de pruebas está constituido por una mesa de pruebas de estructura metálica con medidas estándar, una altura no mayor a 1.00 metro y dimensiones generales menores a 1.50 metros. Cuatro bombas de tipo diafragma para asegurar flujo volumétrico constante, un tanque reservorio de 200 litros, boquillas de diferentes diámetros, un posicionador vertical de tipo piñón cremallera para variar la distancia entre el chorro y la superficie caliente, un bloque conductor de aleación de aluminio, tres calentadores eléctricos de tipo cartucho, aislamiento para el bloque conductor, termocuplas y un sistema de adquisición de datos.

El diseño fue concebido priorizando economía en los equipos, simplicidad en forma y modelo matemático, dimensiones reducidas, control de parámetros y precisión.

El presente trabajo también propone una guía de ensayo experimental, con su respectivo análisis de error. Se estima un error aproximado al 3% para el diseño propuesto, utilizando resultados obtenidos mediante una simulación en ANSYS.

Finalmente se estimo un presupuesto por adquisición de los equipos, se adjuntan hojas de especificaciones técnicas de los elementos más importantes, planos generales, modelado y programa en matlab utilizado para estimar la distribución de temperaturas por medio del método de diferencias finitas.

INDICE GENERAL

RESUMEN.....	II
INDICE GENERAL.....	V
ABREVIATURAS.....	IX
SIMBOLOS.....	XV
INDICE DE FIGURAS.....	XVII
INDICE DE TABLAS.....	XIX
INDICE DE PLANOS.....	XXI
INTRODUCCION.....	1
1 FUNDAMENTOS TEÓRICOS.....	4
1.1. Transferencia de calor por convección forzada.....	4
1.2. Enfriamiento por impacto de un fluido.....	7
1.2.1 Descripción de enfriamiento por chorros libres en una y dos fases.	12

1.2.2	Correlaciones, cálculo de calor y coeficiente de transferencia de calor.	23
1.2.3	Aplicaciones y descripción de otras nuevas tecnologías.....	38
1.3	Método empírico de obtención del coeficiente de transferencia de Calor.	45
1.3.1	Método de estado estable	47
1.3.2	Método de estado transitorio.....	51
1.3.3	Métodos de medición de temperatura, flujo volumétrico y flujo de calor.	54
2	SELECCIÓN DE METODOLOGÍA EXPERIMENTAL, DISEÑO DE FORMA Y DESCRIPCIÓN DE PARTES Y ELEMENTOS.....	80
2.1	Selección de Metodología.....	80
2.2	Requerimientos del Diseño.....	85
2.3	Diseño de forma.....	87
2.4	Descripción de partes y elementos.....	89
3	DISEÑO Y SELECCIÓN DE PARTES	93
3.1	Diseño de Estructura y partes móviles.....	93

3.1.1	Chasis móvil.	93
3.1.2	Mesa de Pruebas.	94
3.1.3	Diseño de elementos móviles.....	95
3.1.4	Diseño de arreglos de toberas.	96
3.2	Sistema de provisión de Agua de enfriamiento.	98
3.2.1	Tanque de provisión.....	98
3.2.2	Tubería.	101
3.2.3	Selección de válvulas de control.	101
3.2.4	Selección de bomba.....	102
3.2.5	Acoples y manguera flexible.....	105
3.3	Elementos de medición.	106
3.3.1	Flujómetro.	106
3.3.2	Termopares y juntas.....	107
3.4	Diseño de probeta de pruebas.	112
3.5	Selección de calentadores eléctricos.	116
3.6	Aislamiento térmico.	118

4	DESCRIPCION DEL FUNCIONAMIENTO, CALIBRACIÓN, PROPUESTA DE GUIA DE ENSAYO, SEGURIDAD, VARIACION DE PARAMETROS A CONTROLAR Y ANALISIS DE ERROR.....	120
4.1	Funcionamiento general.....	120
4.2	Calibración.....	125
4.3	Análisis de error e incertidumbre.....	125
4.4	Propuesta de guía para el ensayo experimental.....	128
4.5	Aspectos de Seguridad.....	136
5	PRESUPUESTO Y ANALISIS DE COSTOS.....	137
5.1	Análisis de Costos.....	137
5.2	Elaboración de presupuesto.....	138
6	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	140
6.1	Conclusiones.....	140
6.2	Recomendaciones.....	142
	APENDICES.....	144
	BIBLIOGRAFÍA.....	153

ABREVIATURAS

A	Área
Bi	Número adimensional de Biot (hL_c/k)
c_p	Calor específico ($W/kg\ ^\circ K$)
D	Diámetro de Superficie enfriada
d	Diámetro de chorro a la salida de la boquilla
d_z	Diámetro de chorro a una distancia z medida desde la salida del chorro en la boquilla
E_{in}	Energía que ingresa al sistema
E_{out}	Energía que egresa del sistema
F_d	Número adimensional de Froessling
Fr_{z_0}	Número adimensional de Froude ($v_j/\sqrt{gz_0}$)
G	Gradiente adimensional de velocidad radial

g	Constante de gravitación universal (9.8 m/s^2)
h	Coeficiente de transferencia de calor por convección ($W/m^2 \text{ } ^\circ K$), espesor de película líquida
\bar{h}	Coeficiente promedio de transferencia de calor por convección ($W/m^2 \text{ } ^\circ K$)
I	Intensidad de corriente eléctrica
k	Conductividad térmica ($W/m \text{ } ^\circ K$)
L_c	Longitud característica (Volumen/Área de superficie)
m	Masa
Nu_d	Número adimensional de Nusselt local (hd/k)
\overline{Nu}_d	Número adimensional de Nusselt promedio (hd/k)
$Nu_{d,0}$	Número adimensional de Nusselt en la zona de estacamiento (h_0d/k)
P	Presión estática local

P_j	Presión de chorro
Pr	Número adimensional de Prandtl ($\mu c_p/k$)
q_{max}	Flujo de calor máximo obtenido (W/m^2)
q''	Flujo de calor por unidad de área (W/m^2)
q''_{gen}	Flujo de calor generado por unidad de área (W/m^2)
q''_{per}	Flujo de calor perdido por unidad de área (W/m^2)
Q_p	Potencia de bombeo con eficiencia de 1, (W)
Q_t	Calor disipado (W)
r	Coordenada radial
r_c	Coordenada radial crítica donde comienza la zona de turbulencia
r_t	Coordenada radial donde la capa límite térmica alcanza la región de superficie libre

r_v	Coordenada radial donde la capa límite hidrodinámica alcanza la región de superficie libre
r^*	Coordenada radial adimensional $\left(\frac{r}{d}/Re_d^{1/3}\right)$
R	Resistencia eléctrica
R_{hs}	Resistencia térmica del dissipador de calor (K/W)
Re	Número adimensional de Reynolds (vr/ν)
Re_d	Número de Reynolds del chorro ($v_j r/\nu$)
\bar{St}	Número adimensional de Staton
T_{aw}	Temperatura adiabática de pared ($^{\circ}C$)
T_f	Temperatura final ($^{\circ}C$)
T_i	Temperatura inicial ($^{\circ}C$)
T_{in}	Temperatura de entrada ($^{\circ}C$)
T_s	Temperatura de superficie ($^{\circ}C$)

T_w	Temperatura de pared ($^{\circ}C$)
T_{∞}	Temperatura promedio del fluido de enfriamiento ($^{\circ}C$)
U	Velocidad de corriente libre para flujo no viscoso
U_0	Velocidad de superficie libre para la zona de estancamiento
V	Flujo volumétrico
v_j	Velocidad promedio del chorro
We_d	Número de Weber ($\rho v_j^2 d / \sigma$)
x	Coordenada longitudinal
y	Coordenada normal a la superficie calentada.
z	Coordenada normal a la superficie, medida desde la salida del chorro
z_0	Distancia entre el chorro y la superficie
u, v	Componentes radial y axial de la velocidad promedio.

Subíndices:

aw Condición adiabática de pared

c Condición crítica

d Condición con respecto al diámetro de boquilla

f Condición final

gen Condición de generación

i Condición inicial

in Condición de entrada

j Condición propia del chorro

max Condición máxima

out Condición de salida

per Condición de pérdida

t	Condición de temperatura
v	Condición hidrodinámica
w, s	Condición de pared o superficie
z	Condición con respecto a una distancia z perpendicular desde el punto de estancamiento.
0	Condición con respecto al punto de estancamiento.
∞	Condición promedio o de sumidero

SIMBOLOS

Letras griegas:

δ	Espesor de capa límite hidrodinámica
δ_t	Espesor de capa límite térmica
ε	Emisividad de la superficie
μ	Coeficiente de viscosidad dinámica del fluido

μ_{aw} Coeficiente de viscosidad dinámica del fluido, evaluado a temperatura adiabática de pared.

μ_w Coeficiente de viscosidad dinámica del fluido, evaluado a temperatura de pared

ν Coeficiente de viscosidad cinemática del fluido.

ρ Densidad del fluido

σ Coeficiente de tensión superficial, constante de Stefan-Boltzmann
($\sigma = 5.67 * 10^{-8} \text{W/m}^2 \text{K}^4$)

Δp Diferencial de presión (Pa)

ΔL Diferencial de longitud (m)

Simbolos:

* Propiedad adimensional

— Condición promedio

INDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Ejemplos comunes de mecanismos de convección, adaptado de (Incropera & DeWitt, 1999).	5
Figura 1.2 Diferentes configuraciones de impacto de chorros, adaptado de (Meng, 2002), (a) chorro de impacto sobre superficie libre en una fase, (b) chorro de impacto sobre superficie libre en dos fases, (c) Chorros de impacto sumergidos, (d) chorros de impacto confinados.	9
Figura 1.3 Ilustración de un dispositivo de microcanales paralelos utilizados para altas tasas de disipación de calor en componentes electrónicos. (Colgan, et al., 2004).	39
Figura 1.4 Medios porosos utilizados para altas densidades de enfriamiento, (Boomsma, Poulidakos, & Zwick, 2003).....	43
Figura 1.5 Chorro libre impactando sobre una superficie en una fase.....	13
Figura 1.6 zonas diferenciadas en chorros libres en una fase, adaptado de (Meng, 2002).....	16
Figura 1.7 Descripción de los perfiles de las componentes radial y vertical del gradiente de velocidad para el caso de tensión superficial despreciable, $We_d \rightarrow \infty$, (Liu, Gabour, & Lienhard, 1993).	19

Figura 1.8 Descripción de la variación del gradiente de velocidad no viscoso según el número de Weber. (Liu, Gabour, & Lienhard, 1993).	19
Figura 1.9 Gráfica de rangos de temperatura recomendados para el uso de los diferentes tipos de termocuplas. tomada de (Creus Solé, 1997).....	58
Figura 1.10 Descripción de la superficie de control en el enfriamiento por chorros de impacto.	49
Figura 2.1 Esquema preliminar de la solución propuesta.	88
Figura 2.2 Esquemas generales de las opciones propuestas para el diseño.	89
Figura 3.1 Elemento de posicionado lineal de una dirección, tipo piñón – cremallera, (www.edmundoptics.com).	95
Figura 3.2 Tanque de 200 litros, hecho de plástico reciclado.	100
Figura 3.3 Disco de precisión estándar (www.nationalaperture.com).	97
Figura 3.4 Diseño de forma del cuerpo de la tobera de inyección.	97
Figura 3.5 Esquema del diseño de forma del bloque conductor.	114
Figura 3.6 Curvas de temperaturas esperadas del bloque conductor.....	116
Figura 3.7 Calentadores Watlow tipo cartucho de inserción.	117

Figura 4.1 Esquema del problema propuesto para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección.	121
--	-----

INDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 Valores típicos de coeficientes de transferencia de calor para mecanismos de convección libre y forzada, adaptada de (Incropera & DeWitt, 1999).	7
Tabla 1.2 Trabajos de investigación experimental referentes a la transferencia de calor en chorros líquidos de superficie libre axisimétricos, adaptado de (Webb, 1995).	30
Tabla 1.3 Coeficientes a y b para el cálculo del número de Nusselt local con la ecuación 28, obtenida del trabajo de Stevens y Webb (1991a).	35
Tabla 1.4 Estudios con respecto al enfriamiento de microcanales a una fase, de (Agostini, Fabbri, Park, Wojtan, & Thome, 2007). (* En qmax; NA.- No disponible.).....	40
Tabla 1.3 Trabajos relacionados a la disipación de calor mediante un fluido a través de un medio poroso, adaptado de (Agostini, Fabbri, Park, Wojtan, & Thome, 2007).....	44

Tabla 1.6 Descripción de los diferentes tipos de termocuplas existentes.	57
Tabla 2.1 Matriz de selección de método de medición de flujo de calor	84
Tabla 3.1 Especificaciones técnicas de tanque reservorio.	100
Tabla 3.2 Resumen comparativo de las bombas de desplazamiento positivo encontradas.	103
Tabla 3.3 Resumen de bombas de tipo peristálticas (www.omega.com).....	105
Tabla 3.4 Descripción comparativa de los diferentes medidores de flujo consultados para el diseño.	107
Tabla 3.5 Descripción comparativa de las características de los diferentes tipos de termocuplas.....	109
Tabla 3.6 Resumen especificaciones técnicas de los equipos preseleccionados, obtenido de su catálogo NI, adjunto en el anexo A.	111
Tabla 3.7 Características térmicas y físicas de los materiales preseleccionados para diseño del bloque conductor.	113
Tabla 3.8 Resumen de las propiedades de los materiales de aislamiento preseleccionados.	119
Tabla 4.1 Valores de la conductividad térmica con respecto a la temperatura del aluminio 2024.....	122

Tabla 4.2 Datos experimentales que son constantes o se fijan antes del procedimiento.	133
Tabla 4.3 Toma de datos, resultados y sus promedios.....	134
Tabla 5.1 Resumen presupuesto del proyecto.....	139

INDICE DE PLANOS

Lámina 1/5 Presentación final del proyecto.....	166
Lámina 2/5 Descripción de equipos y partes del Diseño.....	167
Lámina 3/5 Medidas generales de la Mesa de Pruebas.....	168
Lámina 4/5 Medidas de Bloque conductor.....	169
Lámina 5/5 Medidas generales de Tobera.....	170

INTRODUCCION

Los procesos de transferencia de calor son de gran importancia en un sin número de aplicaciones ingenieriles, el presente trabajo estará enfocado particularmente en los procesos de enfriamiento por impacto normal de un chorro sobre una superficie horizontal caliente.

En la actualidad, una cantidad considerable de aplicaciones hacen uso del enfriamiento mediante impacto de chorros de superficies. Entre las diferentes aplicaciones están el templado de metales y vidrio, enfriamiento y secado de papel, nuevas tecnologías en el enfriamiento de chips de computadoras, enfriamiento de trenes de laminación, enfriamiento de álabes de turbinas, escaldado de frutas y vegetales, entre otros. En particular, el enfriamiento de componentes electrónicos que demandan la remoción de cada vez mayores densidades de flujo de calor (alrededor de 100 a 300 W/cm²) se ha convertido en todo un desafío tecnológico. Cabe agregar que la estrategia usada para aumentar la capacidad y velocidad de componentes electrónicos ha sido empaquetar mas circuitos electrónicos en un espacio reducido lo que genera mayores exigencias para disipar el calor generado, esperando llegar a remover hasta 1000 W/cm². El enfriamiento por impacto de chorros, gotas y similares están entre las tecnologías que se están aplicando como solución a este tipo de necesidades.

El estudio de la naturaleza y comportamiento de este tipo de fenómenos térmicos se ha venido realizando por la comunidad académica en el campo de la transferencia de calor desde hace unas décadas atrás. Sin embargo, el conocimiento adquirido es aún muy limitado, ya que sólo se cuenta con estudios bajo condiciones muy particulares para las diferentes aplicaciones mencionadas. El enfriamiento por impacto de chorros puede darse por chorro único o por arreglos de chorros, enfriamiento en una fase (líquido o gas) o en dos fases (líquido y gas). El presente diseño por sencillez será limitado al enfriamiento por chorro libre único en una fase (líquido). El fluido de enfriamiento será agua a temperatura ambiente.

El objetivo del presente trabajo es diseñar un banco de pruebas constituido por un chorro único que impacta sobre una superficie calentada, donde el fluido de enfriamiento será agua a temperatura ambiente, el banco de pruebas debe quedar diseñado de tal forma que esté listo para su construcción y así permita a futuros estudiantes, prácticas de laboratorio de cursos tales como transferencia de calor II, sistemas térmicos y afines, que permitan un mejor entendimiento y comprensión de la clase teórica.

Para una mejor comprensión del fenómeno, el banco de pruebas propuesto tiene la versatilidad suficiente, de tal forma que permite variar parámetros y condiciones de operación tales como diámetro de chorro, distancia boquilla-placa.

El diseño del banco de pruebas propuesto busca minimizar características tales como volumen, peso y costos, manteniendo otras características apropiadas tales como seguridad, versatilidad, y manejo del equipo.

El banco de pruebas permitirá el estudio del enfriamiento por impacto de chorros mediante la estimación del coeficiente de transferencia de calor local de forma empírica, para luego comparar con los resultados dados por las correlaciones encontradas correspondientes a los parámetros de ensayo.

1 FUNDAMENTOS TEÓRICOS.

1.1. Transferencia de calor por convección forzada.

De la referencia (Incropera & DeWitt, 1999) "*Transferencia de calor es la energía en tránsito debido a una diferencia de temperaturas*", es decir el calor es la energía en transición que se manifiesta debido a una diferencia de temperaturas entre dos puntos a una distancia determinada.

En el estudio de transferencia de calor a nivel macroscópico se han identificado tres mecanismos diferentes, estos son: conducción, convección y radiación. El presente trabajo se enfocará en los procesos por convección.

La convección es el mecanismo de transferencia de calor que se debe tanto al transporte de energía como al transporte de masas, lo que lo hace posible sólo para los fluidos. La transferencia de calor por convección se debe a una diferencia de temperaturas entre una superficie (sólida o líquida) y un fluido en movimiento (líquido o gas), esta diferencia de temperaturas genera un transporte de energía térmica a través del movimiento molecular aleatorio (difusión) y a través del movimiento macroscópico del fluido, la suma del efecto de

ambos medios se denomina convección, mientras que el transporte de energía térmica que se debe sólo al movimiento macroscópico del fluido se denomina Advección. Ejemplos de aplicaciones del mecanismo de convección son el aire acondicionado que nos da confort en un día caluroso, cuando soplamos para enfriar una taza de café caliente o cuando simplemente dejamos enfriar algo al ambiente. La figura 1.1 de (Incropera & DeWitt, 1999) ilustra algunos ejemplos.

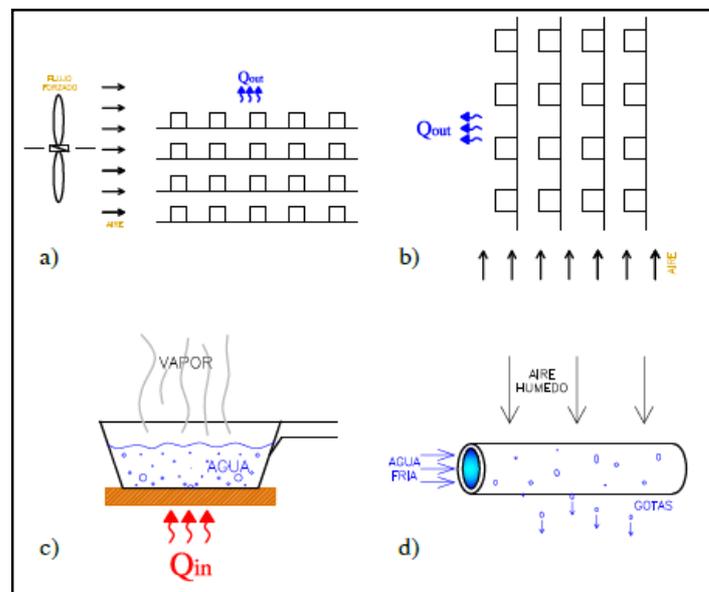


Figura 1.1 Ejemplos comunes de mecanismos de convección, adaptado de (Incropera & DeWitt, 1999).

El flujo de calor por convección se representa de la forma:

Ecuación 1:
$$q'' = h(T_s - T_\infty)$$

Donde q'' es el flujo de calor por unidad de área (W/m^2), T_s y T_∞ son las temperaturas de la superficie y del fluido respectivamente en (K), finalmente h es el coeficiente de transferencia de calor por convección. Esta expresión matemática ha sido desarrollada a lo largo de los años netamente por observación experimental; es decir, que no es derivada de principios básicos y se conoce como Ley de enfriamiento de Newton.

Existen dos subtipos de transferencia de calor por convección estos son: convección forzada y convección libre. La transferencia de calor por convección libre o natural es aquella que se da entre una superficie y un fluido el cual únicamente tiene un movimiento inducido por las fuerzas de empuje que surgen a partir de las diferencias de densidades debido al gradiente de temperaturas en el fluido, por ejemplo cuando dejamos enfriar al ambiente un equipo sobrecalentado. La convección forzada es aquella en la cual con la ayuda de una fuerza externa como la de un ventilador o bomba se fuerza al fluido a tener un movimiento macroscópico que le permite ganar velocidad y así incrementar su capacidad de transferir calor, un ejemplo claro es el radiador de un automóvil donde se aprovecha la velocidad del mismo para forzar aire a pasar a través de un banco de tubos y así enfriar el refrigerante del motor. Es importante mencionar

que la ecuación 1 es válida para ambos casos convección libre y forzada. A continuación se ilustra en la tabla 1.1 valores típicos de coeficientes para convección libre y forzada.

Proceso	h (W/m ² *K)
Convección libre	
Gases	2 – 25
Líquidos	50 - 1,000
Convección forzada	
Gases	25 - 250
Líquidos	50 - 20,000
Convección con cambio de fase	
Ebullición o condensación	2,500 – 100,000

Tabla 1.1 Valores típicos de coeficientes de transferencia de calor para mecanismos de convección libre y forzada, adaptada de (Incropera & DeWitt, 1999).

El presente trabajo tiene como objetivo el estudio del enfriamiento de una superficie por impacto de un chorro de agua, motivo por el cual a partir de este momento sólo se hará referencia a los fenómenos de transferencia de calor por convección forzada.

1.2. Enfriamiento por impacto de un fluido.

En la presente sección se realizará una descripción detallada de diversos métodos de enfriamiento por impacto de un fluido sobre una

superficie caliente, específicamente se referirá el enfriamiento por impacto normal de chorros líquidos sobre una superficie.

El proceso de enfriamiento por chorros consiste en hacer chocar un fluido líquido o gas, sobre una superficie para lograr coeficientes aumentados de calentamiento, enfriamiento o secado por convección. Los chorros de impacto presentan diferentes tipos de configuraciones que mejoran las tasas de transferencia de calor, entre las variantes tenemos:

- Chorros de impacto sobre superficie libre en una fase
- Chorros de impacto sobre superficie libre en dos fases
- Chorros de impacto sumergidos
- Chorros de impacto confinados
- Arreglos de chorros de impacto.

La figura 1.2 ilustra las configuraciones de chorros de impacto mencionadas. En esta sección se describirán los fundamentos teóricos que rigen el mecanismo de un chorro de impacto sobre una superficie libre, su hidrodinámica, consideraciones térmicas, correlaciones experimentales y teóricas encontradas en los diferentes trabajos de la bibliografía.

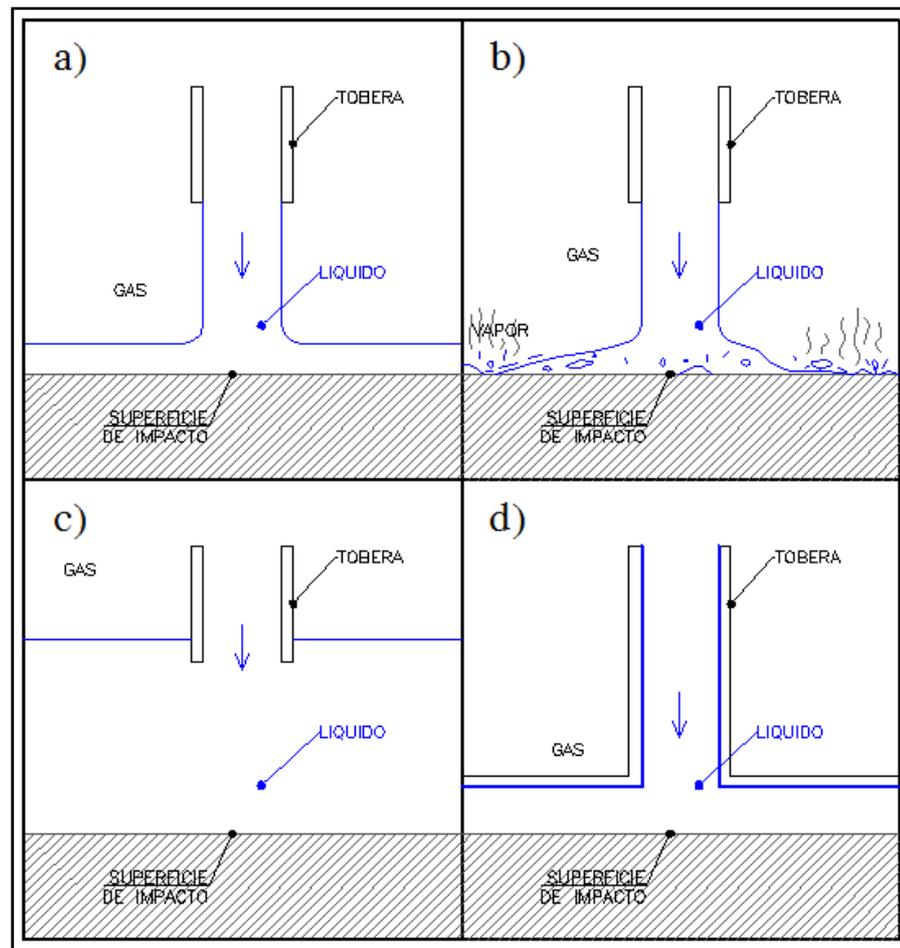


Figura 1.2 Diferentes configuraciones de impacto de chorros, adaptado de (Meng, 2002), (a) chorro de impacto sobre superficie libre en una fase, (b) chorro de impacto sobre superficie libre en dos fases, (c) Chorros de impacto sumergidos, (d) chorros de impacto confinados.

La transferencia de calor por chorros de impacto en dos fases es de alta complejidad debido a la presencia de varios mecanismos

simultáneos de remoción de calor como convección forzada en una fase, convección por nucleación y ebullición, convección con película de vapor, convección libre y radiación. Esta forma de impacto de chorro logra las mejores tasas de transferencia de calor actualmente, sin embargo es la menor comprendida debido a su alto grado de dificultad de estudio. Una aplicación muy conocida de este proceso es el enfriamiento de trenes de laminación donde chorros de agua impactan sobre el acero laminado a 900°C aproximadamente, para así mejorar las propiedades mecánicas del producto. En (Leocadio & Passos, 2009), (Meng, 2002), (Zhengdong, 2001) (Zumbrunnen, Incropera, & Viskanta, 1990) y (Bar-Cohen & Arik, 2006), se explica con mayor detalle este tipo de mecanismos y concluyen que el enfriamiento por chorros de impacto en dos fases tiene mayor capacidad de transferir calor que los de una sola fase.

Los chorros de impacto sumergidos son aquellos donde el fluido de impacto se encuentra rodeado por el mismo fluido, es decir que el chorro es generado dentro del mismo ambiente líquido o gaseoso, es el típico caso del secado por chorros de impacto de aire sobre una superficie, como lo muestra la figura 1.2 (c). Una descripción más detallada de trabajos e investigaciones pertinentes los documenta Webb (1995). Por otra parte Womac (1993) realiza un estudio comparativo entre chorros de impacto sumergidos y de superficie libre,

bajo condiciones similares, y concluye que los chorros de impacto sumergidos obtienen mayores coeficientes de transferencia de calor debido a la turbulencia generada en la región de capa límite.

El mecanismo por chorros de impacto confinados el chorro de impacto se encuentra limitado tanto en su zona de pre impacto como en la zona de flujo radial por una pared sólida como se observa en la Figura 1.2 (d).

Narumanchi (Narumanchi & Hassani, 2005) hace un análisis comparativo de las diferentes correlaciones experimentales encontradas para las configuraciones de chorros de impacto sobre superficie libre, sumergidos y confinados, determinadas por (Womac, 1993, 1994), (Martin, 1977) y (Garimella & Rice, 1995) respectivamente, donde se concluye que para condiciones similares los chorros de impacto sumergidos obtienen las mejores densidades de transferencia de calor, seguido por los chorros de impacto confinados y finalmente los chorros de impacto sobre superficie libre.

Los arreglos de chorros de impacto buscan aprovechar las altas densidades de transferencia de calor que se generan en los puntos de estancamiento de los chorros. Los arreglos de chorros también pueden ser sumergidos, (Webb, 1995) brinda una descripción más

detallada de los trabajos e investigaciones que se han realizado, correlaciones y teoría hidrodinámica en relación a los arreglos de chorros de impacto.

1.2.1 Descripción de enfriamiento por chorros libres en una y dos fases.

A partir de los años 60 se han explorado y encontrado representativas ventajas en el uso de refrigerantes líquidos sobretodo en el control térmico de componentes electrónicos, tales como transistores de poder, tubos klystron, fuentes de poder, chips de procesamiento y de memoria en computadoras, entre otros. El enfriamiento por contacto directo de un líquido se ha convertido en los últimos años en una de las tecnologías más desarrolladas e investigadas principalmente para el enfriamiento de componentes electrónicos.

El enfriamiento por chorros de impacto ha demostrado la capacidad de desarrollar grandes tasas de transferencia de calor y masa en diferentes aplicaciones tales como el enfriamiento de componentes electrónicos, enfriamiento en trenes de laminación, enfriamiento de álabes de turbinas, templado de metales y vidrio, secado de textiles y papel, entre otros. Chorros de impacto

circulares y planares han sido estudiados para estos propósitos. El enfriamiento por chorros libres se ilustra en la figura 1.3, a continuación se describirá el impacto por chorro libre en una fase.

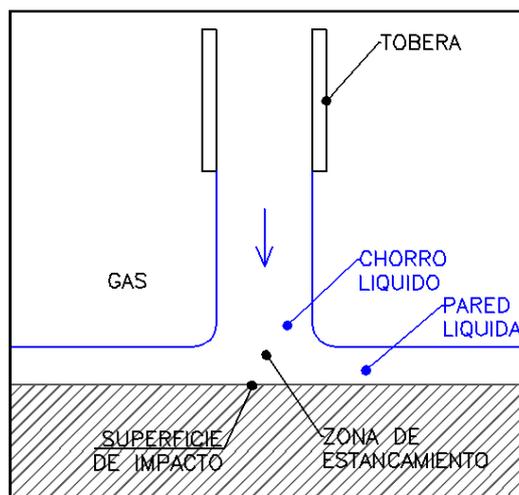


Figura 1.3 Chorro libre impactando sobre una superficie en una fase.

El problema de chorros libres en una fase se resume a un chorro líquido en un ambiente gaseoso (comúnmente aire) que impacta sobre una superficie sin cambio de fase es decir sin ebullición, existen otras variantes del problema donde si existe ebullición denominados chorros libres en dos fases, además de configuraciones de arreglos de chorros, chorros sumergidos, chorros confinados entre otros, los mismos que serán brevemente descritos más adelante en el presente trabajo.

El presente trabajo se limitará a partir de este punto al detalle del enfriamiento por chorros libres en una fase, debido a que el estudio de chorros de impacto en dos fases se estima aún de mayor extensión y fuera del alcance del proyecto propuesto.

Cuando el líquido impacta sobre la superficie se forma directamente en el punto de impacto una delgada capa límite hidrodinámica y térmica debido a la interacción entre el fluido y la superficie propia de los mecanismos de convección forzada, al cual a partir de este momento será identificado como punto o zona de estancamiento donde ocurre una desaceleración del líquido incidente junto con un aumento de la presión, luego del punto de estancamiento el flujo es obligado a acelerarse en la dirección paralela a la superficie formándose una película líquida denominada la zona de flujo paralelo o radial. Consecuentemente se obtienen altas tasas de enfriamiento principalmente en el punto de estancamiento.

El punto de estancamiento o punto de impacto del chorro es el punto donde se concentra la mayor tasa de transferencia de calor debido a que el fluido llega con la mayor velocidad posible, luego en la zona donde el flujo cambia su velocidad a radial la tasa de transferencia de calor disminuye rápidamente conforme se aleja

del punto de estancamiento. Este inconveniente se resuelve con el uso de arreglos de chorros, así se aprovecha la mejor tasa de transferencia de calor en los puntos de impacto. Este método además tiene la ventaja particular de la eliminación de la resistencia térmica de interfase en el área de contacto. El uso de aire en esta tecnología es muy útil cuando existen restricciones de espacio sin embargo la capacidad de disipar calor del aire es mucho menor que las obtenidas con líquidos.

En la figura 1.4 se pueden diferenciar claramente zonas bien definidas de la hidrodinámica de los chorros libres en una fase.

Los chorros libres en una fase son gobernados principalmente por las fuerzas gravitatorias, de tensión superficial y de presión, la velocidad del chorro, tamaño y su orientación son factores que afectan estas fuerzas. Las distribuciones de velocidad y temperaturas son conocidas en la sección transversal aguas arriba del punto de estancamiento, a partir de este se formará una capa límite laminar que crecerá en la a través de la región de flujo radial para finalmente alcanzar la superficie libre, fuera de esta capa límite hidrodinámica los efectos viscosos son despreciables. Además refiriéndonos a las características de las capas límites tanto hidrodinámica como térmica es poco probable que tenga el

mismo espesor, por lo tanto abarcarán totalmente la capa líquida para las diferentes localizaciones en la región de flujo radial. Consecuentemente la capa límite experimentara una transición a flujo turbulento.

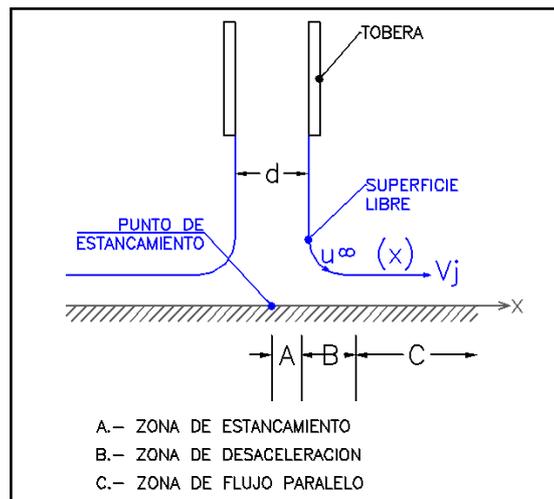


Figura 1.4 zonas diferenciadas en chorros libres en una fase, adaptado de (Meng, 2002).

Chorros axisimétricos en régimen laminar.

Zona punto de estancamiento:

Como ya se mencionó el punto de estancamiento es la zona donde se concentra la mayor tasa de transferencia de calor, su análisis es un subconjunto del clásico problema de flujo

estacionario donde la solución en la capa límite viscosa coincide con el flujo no viscoso fuera de la capa límite. (Webb, 1995) analiza trabajos realizados anteriores (Homann, 1936), (Schach, Umlenkung eines freien Flüssigkeitsstrahles an einer ebenen Platte, 1934), (Sibulkin, 1952), (Strand, 1964), (Yonehara & Ito, 1982), (Zhao & Ma, Analytical study of heat transfer with single circular free jets under arbitrary heat flux conditions., 1989), (Wang, Dagan, & Jiji, 1989), (Liu, Lienhard, & Lombara, 1991), (Liu, Gabour, & Lienhard, 1993), (Nakoryakov, Pokusaev, & Troyan, 1978) y concluye que los mismos coinciden en considerar una condición de velocidad uniforme a la entrada en la zona de pre impacto del chorro. De particular importancia en la solución para la zona no viscosa es la magnitud del gradiente de adimensional de velocidad radial, definido por la ecuación 2 para chorros libres axisimétricos.

Ecuación 2:
$$G \equiv \left. \frac{d(U/v_j)}{d(r/d)} \right|_{r/d=0}$$

Donde U es la velocidad del flujo en la zona de chorro libre no viscoso, v_j es la velocidad promedio del chorro, r es la coordenada radial y d es el diámetro del chorro. El gradiente de velocidad es generalmente determinado experimentalmente de las mediciones

de la presión estática bajo el chorro líquido a partir de la relación de Bernoulli, como lo describe la ecuación 3.

Ecuación 3:
$$P(r) = P_j + \frac{\rho}{2}[v_j^2 - U^2(r)]$$

Donde $P(r)$ es medido y $U(r)$ es determinado, ρ es la densidad del fluido y P_j es la presión del chorro en la coordenada r .

Otro análisis de la zona no viscosa se describe en (Webb, 1995), donde la velocidad potencial fue expandida en una serie polinomial de Legendre, incluyendo la influencia de la tensión superficial. Las predicciones de las variaciones del gradiente de velocidad radial y el componente axial de velocidad son mostradas en la figura 1.5 para el caso de tensión superficial despreciable, es decir $We_d \rightarrow \infty$. El gradiente de velocidad radial en la corriente libre es máximo en la superficie y desaparece cuando $y/d \rightarrow 0.5$. Al contrario el componente de la velocidad axial es máximo (v_j) cuando $y/d = 0.5$ y decae hasta cero en el punto de estancamiento. La descripción de la variación del gradiente de velocidad de corriente libre se muestra en la figura 1.6 en función del número de Weber (We).

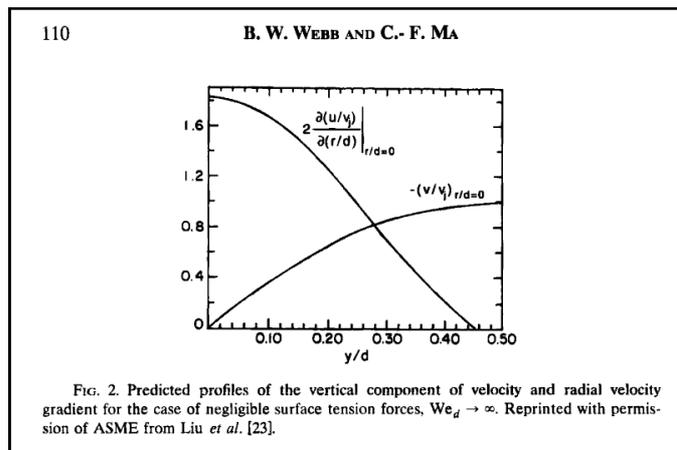


Figura 1.5 Descripción de los perfiles de las componentes radial y vertical del gradiente de velocidad para el caso de tensión superficial despreciable, $We_d \rightarrow \infty$, (Liu, Gabour, & Lienhard, 1993).

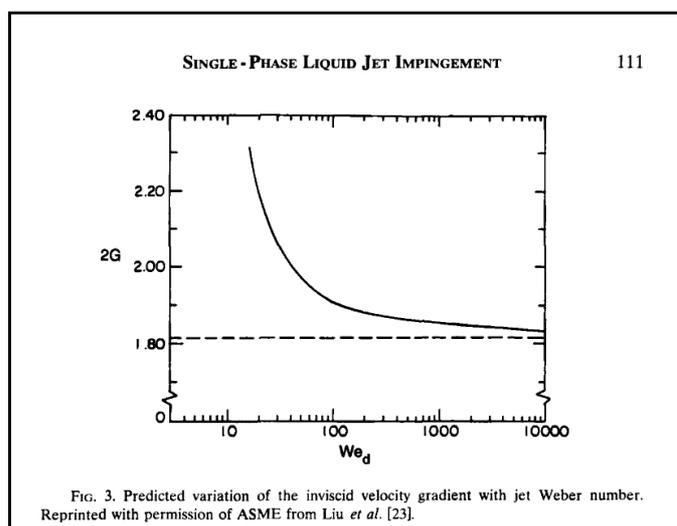


Figura 1.6 Descripción de la variación del gradiente de velocidad no viscoso según el número de Weber. (Liu, Gabour, & Lienhard, 1993).

Como se puede apreciar en la figura 1.6 para tensión superficial despreciable $We_d \rightarrow \infty$ el valor de $G=0.916$. La distribución de velocidades fuera de la zona de flujo no viscoso es necesaria para el emparejamiento de las condiciones de velocidad en el borde de la capa límite viscosa. Otra buena aproximación de la distribución de velocidades es una distribución lineal para la región no viscosa, como lo indica la ecuación 4, la misma que fue descrita para efectos de contracción despreciables en el chorro.

Ecuación 4:
$$\frac{U}{v_j} = \frac{Gr}{d}$$

El valor de v_j debe ser corregido por la ecuación de Bernoulli.

Para un perfil de velocidad parabólico en la zona anterior a la descarga de la boquilla el gradiente de velocidad radial de flujo no viscoso es de $G = 4.644$; este tipo de perfil es característico para chorros formados en boquillas largas Reynolds de régimen laminar en la boquilla $Re_d < 2500$. Este valor de G es sensible a rangos de distancias placa-boquilla $0.05 < z_0/d < 0.5$.

Por otro lado en (Webb, 1995) también se describen soluciones experimentales para el problema de la hidrodinámica de los chorros libres, para su mejor interpretación se han dividido en tres

regiones como lo indica la figura 1.4, zona de pre impacto, zona de estancamiento y zona de flujo radial.

Para chorros axisimétricos de bajas velocidades en la zona de pre impacto la aceleración de la gravedad produce una contracción sobre el diámetro del chorro, ignorando los efectos de la tensión superficial se puede calcular el diámetro del chorro en función de su distancia medida desde la salida de la boquilla en dirección normal a la superficie (z), con una exactitud razonable por medio de la siguiente ecuación.

Ecuación 5:
$$\frac{d_z}{d} = \left[1 + \frac{2(z/z_0)}{Fr_{z_0}^2} \right]^{-1/4}$$

Donde d_z es el diámetro a una distancia z medida desde la salida del chorro en la boquilla y Fr_{z_0} es el número de Froude basado en la distancia perpendicular boquilla – superficie z_0 . El número de Froude se puede calcular mediante la ecuación 6.

Ecuación 6:
$$Fr_{z_0} = \frac{v_j}{\sqrt{gz_0}}$$

Para la zona de estancamiento del estudio experimental de Stevens y Webb (1993) para una configuración de tobera tipo tubo,

se concluye que el gradiente promedio de velocidad radial es insensible al diámetro del chorro y a la distancia boquilla – superficie, para rangos de: $2.1 \leq d \leq 23.0 \text{ mm}$ $8000 \leq Re_d \leq 62000$ y $z_0/d \leq 4$. La velocidad radial promedio para la zona de estancamiento ($0 \leq r/d \leq 0.5$ y $0 \leq y/d \leq 0.5$) de acuerdo al estudio ya mencionado se puede representar con la figura 1.5, y su gradiente adimensional con la ecuación 8.

Ecuación 7:
$$\frac{u}{v_j} = \left[1.83 - 3.66 \left(\frac{y}{d} \right) \right] \left(\frac{r}{d} \right)$$

Ecuación 8:
$$\frac{d(u/v_j)}{d(r/d)} = \left[1.83 - 3.66 \left(\frac{y}{d} \right) \right]$$

En la zona de flujo radial estudios experimentales dan como resultado la ecuación 9 para la velocidad normalizada de superficie libre, para rangos de $17000 < Re_d < 47000$ y $2.1 < d < 9.3 \text{ mm}$. La ecuación 10 determina el espesor de la capa líquida para la región de flujo radial.

Ecuación 9:

$$\frac{u_0}{v_j} = \begin{cases} -0.125(r/d)^2 + 0.625(r/d) + 0.303 & 0.5 \leq r/d \leq 2.86 \\ -0.0936(r/d) + 1.33 & 2.86 \leq r/d \leq 14 \end{cases}$$

Ecuación 10:
$$\frac{h}{d} = \left(\frac{1}{8C}\right) \left(\frac{1}{r/d}\right) \left(\frac{1}{U_0/v_j}\right)$$

Donde el valor de constante de C depende del perfil de velocidad asumido a través del espesor de la capa líquida, bajo la asunción de un perfil de velocidad cuadrático $C = 0.667$.

1.2.2 Correlaciones, cálculo de calor y coeficiente de transferencia de calor.

Una vez descrita la región de flujo no viscoso, podemos volver el enfoque hacia la capa límite en la zona de estancamiento. El flujo y la transferencia de calor en esta región están gobernados por las ecuaciones de continuidad, momentum, y energía, como se describen en las ecuaciones presentadas a continuación.

Ecuación 11:
$$\frac{1}{r} \frac{\partial(ru)}{\partial r} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0$$

Ecuación 12:
$$u \frac{\partial u}{\partial r} + v \frac{\partial u}{\partial y} = U \frac{dU}{dr} + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}$$

Ecuación 13:
$$u \frac{\partial T}{\partial r} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial y^2}$$

Para resolver las ecuaciones 11, 12 y 13 se utiliza un caso particular de la solución de Falkner-Skan junto con la

transformación de Mangler la cual se describirá con mayor detalle en el Apéndice A (Falkner & Skan, 1931).

Para el presente trabajo se utilizará una solución simplificada propuesta en (Webb, 1995). Para la zona de estancamiento el número de Nusselt depende aproximadamente del $[Pr^n]$, donde el valor de n varía desde 1/2 para números de Prandtl pequeños y 1/3 para números de Prandtl grandes.

De los resultados de la solución del método de Falkner Skan se concluye que el Nusselt tiene una fuerte dependencia con el número de Reynolds y el gradiente de velocidad de corriente libre, ambos efectos son dependientes, es decir que el gradiente de velocidad puede ser alterado por el número de Reynolds y viceversa. Basado en una solución clásica para flujo estacionario, (Liu, Lienhard, & Lombara, 1991) describe el número de Nusselt en la zona de estancamiento, mediante la ecuación 14, donde se ha considerado un perfil de velocidad de chorro libre uniforme.

Ecuación 14:

$$Nu_{d,0} = \begin{cases} 0.715 Re^{1/2} Pr^{0.4} & 0.15 < Pr < 3 \\ 0.797 Re^{1/2} Pr^{1/3} & Pr > 3 \end{cases}$$

Para $r/d < 0.787$

Región de flujo radial, régimen laminar.

La región de flujo radial depende de la distribución de la velocidad en la zona de chorro libre, el método integral de Kármán-Polhausen es generalmente usada para determinar la transferencia de calor o de masas en esta región para chorros axisimétricos. Esta región Webb para su mejor estudio la ha subdividido a su vez en cuatro zonas de flujo laminar donde se incluye el punto de estancamiento, para $Pr > 1$.

Región I ($r < 0.4 a 0.8d$) zona de estancamiento, el espesor de la capa límite térmica e hidrodinámica es independiente de la posición radial. La ecuación 14 describe el gradiente adimensional de temperatura en la superficie para esta región.

Región II ($0.4 - 0.8d < r < r_v$) en esta región ni la capa límite hidrodinámica ni la capa límite térmica han alcanzado la región de corriente libre. La ecuación 15 describe el flujo de calor local desarrollada por Liu (1991) para $0.787 < r/d < r_v/d$.

Ecuación 15:
$$Nu_d = 0.632 Re_d^{1/2} Pr^{1/3} (r/d)^{-1/2}$$

Donde:
$$r_v/d = 0.1773 Re_d^{1/3}$$

Región III ($r_v < r < r_t$) la capa límite hidrodinámica ha alcanzado la región de superficie libre, pero la capa límite térmica aún no. Liu (1991) describe el flujo de calor local mediante la ecuación 16 para esta región.

Ecuación 16:

$$Nu_d = \frac{0.407 Re_d^{1/3} Pr^{1/3} (r/d)^{-2/3}}{\left[\frac{0.1713}{(r/d)^2} + \frac{5.147}{Re_d} (r/d) \right]^{2/3} \left[\frac{(r/d)^2}{2} + C \right]^{1/3}}$$

Donde:

$$r_v/d < r/d < r_t/d$$

$$C = \frac{0.267 Re_d^{-1/2} (r_v/d)^{-1/2} - (r_v/d)^2}{\left[\frac{0.1713}{(r_v/d)^2} + \frac{5.147}{Re_d} (r_v/d) \right]^2 - \frac{(r_v/d)^2}{2}}$$

$$r_t/d = \left\{ -\frac{s}{2} + \left[\left(\frac{s}{2} \right)^2 + \left(\frac{p}{3} \right)^3 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} + \left\{ -\frac{s}{2} + \left[\left(\frac{s}{2} \right)^2 - \left(\frac{p}{3} \right)^3 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$p = \frac{-2C}{0.2058 Pr - 1}$$

$$s = \frac{0.00686 Re_d Pr}{0.2058 Pr - 1}$$

Región IV ($r > r_t$) tanto la capa límite hidrodinámica como la térmica han crecido lo suficiente para ocupar toda la región líquida.

Liu (1991) describe el flujo de calor local mediante la ecuación 17 para esta región.

$$\text{Ecuación 17: } Nu_d = \frac{0.25}{\frac{1}{Re_d Pr} [1 - (r/r_t)^{-2}] (r/d)^2 + 0.13(h/d) + 0.0371(h_t/d)}$$

$$\text{Donde: } h_t = h \text{ en } r = r_t \quad h/d = \frac{0.1713}{(r/d)} + \frac{5.147}{Re_d} (r/d)^2$$

Las ecuaciones ecuaciones 15, 16 y 17 son soluciones para el cálculo del número de Nusselt locales por cada región para chorros líquidos axisimétricos laminares con números de Prandtl mayores a uno. Para asunciones de temperatura de superficie uniforme y números de Prandtl mayores de uno, Yonehara e Ito (1982) presentan las ecuaciones 18, 19 y 20 que permiten un cálculo de menor dificultad.

Para la región I o zona de estancamiento donde $r/d < 1$:

$$\text{Ecuación 18: } Nu_d = 0.878 Re_d^{1/2} Pr^{1/3}$$

Para la región II donde $\delta < h$:

$$\text{Ecuación 19: } Nu_d = 0.619 Re_d^{1/3} Pr^{1/3} (r^*)^{-1/2} r_v/d = 0.141 Re_d^{1/3}$$

Para la región III donde $\partial = h$ y $\partial_t < h$:

Ecuación 20:

Nu_d

$$= 2Re_d^{1/3} Pr^{1/3} (6.41r^{*2} + 0.161/r^*)^{-1} \times [6.55 \ln(35.9r^{*3} + 0.899) + 0.881]^{-1/3}$$

Donde ∂ y ∂_t son los espesores de capa límite laminar hidrodinámica y térmica para las zonas de flujo radial, h es la altura de la capa líquida en la zona de flujo radial, finalmente r^* es la coordenada radial adimensional definida por la ecuación 21 como sigue:

Ecuación 21:
$$r^* = \frac{r/d}{Re_d^{1/3}}$$

La región IV no se ha considerado en este caso debido a que el crecimiento de la capa límite térmica es muy lento. Los valores de Prandtl para estimados para el presente trabajo se encuentran dentro del rango $Pr > 1$.

Estudios experimentales transferencia de calor para impacto de chorros axisimétricos:

Estudios experimentales sobre la transferencia de calor para chorros líquidos de superficie libre axisimétricos tomados de (Webb, 1995) se presentan en la tabla 1.2, los mismos incluyen una variedad de técnicas de medición y de configuración de boquillas.

Autor	Fluido	Tipo de tobera	Re_d	Z_0/d	Tipo de medición
(Barsanti, Faggiani, & Grassi, 1989)	Agua	Tipo tubo (10 - 20 mm)	52,000 – 210,000	2.5 – 10	Transferencia de calor local y promedio, condición de flujo de calor constante en superficie.
(Bensmaili & Coeuret, 1990)	Electrolítico (Sc = 1070)	Tipo tubo (3 - 15 mm)	2,000 – 30,000	1 – 4	Transferencia de calor local y promedio, condición de isoconcentración en superficie.
(Di Marco, Grassi, & Magrini, 1994)	Agua	Tipo tubo (10 - 17 mm)	12,000 – 47,000	6 – 20	Transferencia de calor en zona de estancamientos, condición de flujo de calor constante en superficie.
(Elison & Webb, 1994)	Agua	Tipo tubo (0.25 – 0.58 mm)	300 – 7,000	0.1 – 40	Transferencia de calor local, condición de flujo de calor constante en superficie.
(Faggiani & Grassi, 1990)	Agua	Tipo tubo (17 mm)	20,000 – 150,000	0.5 – 5	Transferencia de calor local, condición de flujo de calor constante en superficie.
(Grassi & Magrini, 1991)	Agua	Tipo tubo (10 - 17 mm)	16,000 – 110,000	5 – 35	Transferencia de calor en zona de estancamiento, condición de flujo de calor constante en superficie.

(Lienhard, Liu, & Gabour, 1992)	Agua	Tipo tubo (3.2 – 9.5 mm)	17,000 – 62,000	1.2 – 29	Transferencia de calor local, condición de flujo de calor constante en superficie, efectos de salpicadura de chorro.
(Liu & Lienhard, 1993)	Agua	Tipo orificio (1.9 mm)	-	~50	Transferencia de calor en zona de estancamiento, flujo de calor ultra elevado
(Ma & Bergles, 1988)	R-113	Tipo tubo (1.1 mm)	2,500-29,000	1.5 - 21	Transferencia de calor local, condición de flujo de calor constante en superficie.
(Zhao & Ma, 1989)	R-113 ($Pr \approx 8$) Kerosene ($Pr \approx 20$) Aceite ($Pr \approx 260$)	Tipo tubo (1.0 mm)	50-23,000	2 - 20	Transferencia de calor local, condición de flujo de calor constante en superficie.
(Metzger, Cummings, & Ruby, 1974)	Agua, Aceite ($Pr = 85-151$)	Tipo tubo (3.8, 82 mm)	Aceite 2,200-12,000 Agua 6,400-140,000	3 – 24	Transferencia de calor promedio, condición de superficie isotérmica, $D/d = 1.7 -25.1$.
(Stevens & Webb, 1991a)	Agua	Tipo tubo (2.2 – 8.8 mm)	4,000 – 50,000	0.6 – 18.5	Transferencia de calor local y promedio, condición de flujo de calor constante en superficie.
(Stevens & Webb, 1991b)	Agua	Tipo tubo (4.6 – 9.3 mm)	6,600 – 52,000	1.6 – 4.6	Transferencia de calor local, condición de flujo de calor constante en superficie, chorro de impacto normal y oblicuo.

Tabla 1.2 Trabajos de investigación experimental referentes a la transferencia de calor en chorros líquidos de superficie libre axisimétricos, adaptado de (Webb, 1995).

Los estudios experimentales en la zona de estancamiento han demostrado una fuerte dependencia de la transferencia de calor con respecto a la velocidad del chorro, Para chorros a bajas velocidades los efectos de la gravedad y de la tensión superficial

son importantes, por otro lado para altas velocidades de chorro la turbulencia de corriente libre es igualmente de importante. La transferencia de calor en la zona de estancamiento se podría separar en rangos de Reynolds bajo, moderado y alto. El coeficiente de transferencia de calor es uniforme para un perfil de velocidad de chorro uniforme.

Para régimen de Reynolds laminar el estudio de Di Marco (1994), desarrolló una relación adimensional simplificada basada en el número de Froude (Fr_{z_0}) descrita por la ecuación 22.

Ecuación 22:
$$F_d \equiv \frac{Nu_{d,0}}{Re_d^{1/2} Pr^n}$$

Donde $n = 0.4$, debido a que el fluido es agua, y el número de Froessling (F_d) está dado por la ecuación 23 dependiente del número de Froude definido anteriormente en la ecuación 6.

Ecuación 23:
$$F_d = a \left(1 + \frac{2}{Fr_{z_0}^2} \right)^{0.375}$$

Donde $a = 0.8$ para la mayor parte de las condiciones experimentales.

Para rangos de Reynolds intermedios la naturaleza del chorro puede ser laminar o turbulento dependiendo de la configuración de la boquilla. La generación de chorros laminares requiere un especial cuidado en el diseño y fabricación de la boquilla aguas arriba, La expresión obtenida de (Webb, 1995) derivada de consideraciones teóricas y verificada experimentalmente por Liu (1991) representa de forma adecuada la transferencia de calor en la zona de estancamiento, para perfiles de velocidad de chorro uniforme y $Pr > 3$.

Ecuación 24:
$$Nu_{d,0} = 0.797Re_d^{1/2}Pr^{1/3}$$

En la mayor parte de las aplicaciones ingenieriles la configuración de la boquilla produce turbulencia en la corriente libre, lo que mejora la transferencia de calor y de masas en la zona de estancamiento, la mayor parte de los estudios descritos por la tabla 1.2 han sido ejecutados bajo condiciones de flujo turbulento. Como consideraciones estándar para asegurar un perfil turbulento a la salida de la boquilla se usaron toberas tipo tubo ($l/d > 10$ a 20) y $Re > 5,000$ a $7,000$. La ecuación 25 es la recomendada por la (Webb, 1995) para el cálculo de la transferencia de calor en la zona de estancamiento para rangos de $15,000 < Re_d < 48,000$;

y $z_0/d < 4$; y la configuración de boquilla antes mencionada, además es independiente del diámetro de boquilla d .

Ecuación 25:
$$Nu_{d,0} = 0.93 Re_d^{1/2} Pr^{0.4}$$

Para la zona de flujo radial bajo chorros dentro del régimen laminar las ecuaciones 15, 16, 17, 18, 19 y 20 que describen las correlaciones pertinentes según sea el caso y la región pueden ser utilizadas para el cálculo local de transferencia de calor. Estas correlaciones han sido verificadas experimentalmente como lo indica (Webb, 1995).

Liu (1991), experimentalmente mediante observaciones visuales pudo determinar la localización de la zona de transición a flujo turbulento mediante la ecuación 26, esta transición fue observada para Reynolds tan bajos como $Re \approx 13,000$.

Ecuación 26:
$$r_c/d = 1200 Re_d^{-0.422}$$

La relación anterior fue encontrada para chorros líquidos laminares de superficie libre, según las condiciones experimentales en el trabajo de Liu (1991).

Para chorros turbulentos completamente desarrollados las correlaciones empíricas normalizadas desarrolladas por Stevens y Webb (1991a) para flujo de calor en la zona de flujo radial, pueden ser usadas para estimar la variación local del número de Nusselt, en un rango bastante amplio de condiciones experimentales y para condición de flujo de calor constante en la superficie y régimen turbulento en las toberas tipo tubo. Las ecuaciones 27 y 28:

$$\text{Ecuación 27:} \quad \frac{Nu_d}{Nu_{d,0}} = [1 + f^{-P}(r/d)]^{-1/P}$$

Donde $f(r/d)$ es la función asintótica que describe el Nusselt normalizado $\left(\frac{Nu_d}{Nu_{d,0}}\right)$ para la coordenada normalizada r/d ,

La relación $\frac{Nu_d}{Nu_{d,0}}$ representa el número de Nusselt local normalizado en la zona de flujo radial para régimen turbulento, en relación al número de Nusselt en el punto de estancamiento el cual puede ser evaluado con cualquiera de las correlaciones descritas, de acuerdo a las condiciones experimentales.

$$\text{Ecuación 28:} \quad f(r/d) = a \exp[b(r/d)]$$

Los parámetros a y b se seleccionan de acuerdo a la tabla 1.3 debido a su dependencia con respecto al diámetro de boquilla. El valor $P = 9$, fue el más conveniente para la mayor parte de las condiciones experimentales.

d (mm)	2.2	4.1	5.8	8.9
A	1.15	1.34	1.48	1.57
b	-0.23	-0.41	-0.56	-0.70

Tabla 1.3 Coeficientes a y b para el cálculo del número de Nusselt local con la ecuación 28, obtenida del trabajo de Stevens y Webb (1991a).

Cálculo de transferencia de calor promedio:

El coeficiente de transferencia de calor promedio puede ser determinado mediante la integración de los coeficientes de transferencia de calor locales obtenidos mediante las ecuaciones mencionadas anteriormente.

Ecuación 29:

$$\bar{h} = \frac{\int_A h(T_w - T_j)dA}{\int_A (T_w - T_j)dA}$$

La desarrollada por Metzger (1974) presenta una relación que toma la forma del número de Stanton para representar una tasa de transferencia de calor promedio, para un buen rango de números de Prandtl y diámetro de superficie calentada.

Ecuación 30:

$$\bar{St} = \frac{\overline{Nu}_d}{Re_d Pr} = 2.74 Re_d^{-0.652} Pr^{-0.513} \left(\frac{D}{d}\right)^{-0.774} \left(\frac{\mu_w}{\mu_{aw}}\right)^{-0.37}$$

Donde μ_w y μ_{aw} son las viscosidades dinámicas del fluido evaluadas a la temperatura de pared (T_w) y temperatura adiabática de pared (T_{aw}) respectivamente. La temperatura adiabática de pared se encuentra definida por la ecuación 31.

Ecuación 31:

$$T_{aw} = T_\infty + R \frac{v_j^2}{2c_p}$$

Donde R es el factor de recuperación que depende del número de Prandtl y del diámetro adimensional de superficie calentada, Como primera aproximación se puede utilizar $R = Pr^{0.6}$, según Metzger.

Stevens y Webb (1991a) desarrollaron una expresión para el cálculo del número de Nusselt local promedio similar a la ecuación 27:, para una coordenada r/d dada.

$$\text{Ecuación 32:} \quad \frac{\overline{Nu}_d}{Nu_0} = \left[1 + g^{-P'} \left(\frac{r}{d} \right) \right]^{-1/P'}$$

$$\text{Ecuación 33:} \quad g \left(\frac{r}{d} \right) = \frac{2}{(r/d)^2} \left[\frac{f(r/d)}{b} \left(\frac{r}{d} - \frac{1}{b} \right) + \frac{a}{b^2} \right]$$

Donde g es una función asintótica de la misma naturaleza de la función f dada por la ecuación 28, los coeficientes a y b se determinan de igual manera en base a la tabla 1.3 y $P' = 7$.

En resumen, después de haber descrito ampliamente diferentes correlaciones y relaciones que definen ampliamente el problema del enfriamiento de una superficie por impacto de un chorro en una fase, se puede concluir que la correlación más importante a comparar con los resultados experimentales será la definida por la ecuación 30, que determina el valor de la tasa promedio de transferencia de calor definida anteriormente en la presente sección.

Ecuación 30:

$$\bar{St} = \frac{\overline{Nu}_d}{Re_d Pr} = 2.74 Re_d^{-0.652} Pr^{-0.513} \left(\frac{D}{d}\right)^{-0.774} \left(\frac{\mu_w}{\mu_{aw}}\right)^{-0.37}$$

1.2.3 Aplicaciones y descripción de otras nuevas tecnologías.

En la actualidad existen un gran número de aplicaciones industriales donde el enfriamiento acelerado y controlado es importante para la obtención final de un producto determinado.

Este es uno de los campos de investigación más activos actualmente en los procesos de Transferencia de Calor. Un ejemplo particular es que siguen apareciendo soluciones innovadores continuamente para solucionar las altas tasas de enfriamiento exigidas por las nuevas generaciones de componentes electrónicos y procesadores. Una parte de estas soluciones están involucradas con el enfriamiento mediante impacto de un chorro sobre una superficie generadora de calor, el mismo ya fue descrito con detalle en la sección anterior. En esta sección otras alternativas de similares características serán resumidas de (Agostini, Fabbri, Park, Wojtan, & Thome, 2007) y (Kandlikar, 2007).

Fluido en una fase que pasa a través de Microcanales en contacto con una superficie.

La disipación de altos flujos de calor usando líquidos en una fase fluyendo a través de Microcanales es una de las nuevas tecnologías que se está aplicando particularmente para el enfriamiento de chips electrónicos. Este método consiste en hacer pasar un líquido a través de un conjunto de Microcanales paralelos a la superficie calentada, como lo muestra la figura 1.7 hechos de un material de alta conductividad cuyos diámetros hidráulicos se encuentran dentro del rango de 50 – 1000 micrómetros. Este conjunto de Microcanales se encuentra adherido a la superficie a enfriar por medio de un material de interface térmico.

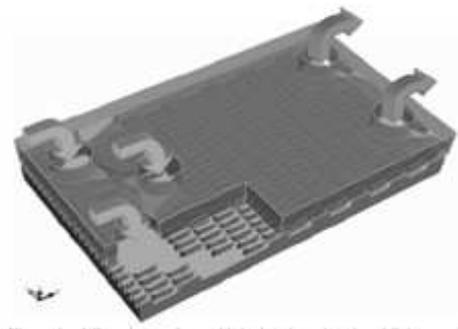


Figura 1.7 Ilustración de un dispositivo de microcanales paralelos utilizados para altas tasas de disipación de calor en componentes electrónicos. (Colgan, et al., 2004).

Diferentes estudios han sido desarrollados usando este método, a continuación se detallan algunos de ellos en la tabla 1.4 adaptada de (Agostini, Fabbri, Park, Wojtan, & Thome, 2007).

Autor	Geometría / Num. de canales	Material	Ancho x alto/largo (mm)	V (l/min)	Fluido	R_{hs} (Kcm ² /W)*	q_a $T_j=85^\circ\text{C}$ (W/cm ²)	$\Delta p/\Delta L$ (Mpa/m)	T_{in} (°C)	Q_p/Q_t ($\times 10^3$)	q_{max} (W/cm ²)	Método de calentamiento / Tamaño del calentador
(Tuckerman & Pease, 1981)	Rectangular / 100	Silicón	0.056 x 0.320/10 0.055 x 0.287/10 0.050 x 0.302/10	0.282 0.380 0.516	Agua	0.110 0.113 0.090	373.1 366.7 421.4	11 12 22	23.0 23.0 23.0	2.63 2.62 2.28	181 277	Resistencia de película fina 1 μm WSi ₂ / 1x1 cm
(Lee & Ho, 2002)	Rectangular / 64	Silicón	0.053 x 0.215/10	0.04-0.050	Agua	0.340-0.100	395.8	5.7-106	19.3	77.5	108.6	Tira depositada / 1x1 cm
(Colgan, et al., 2004)	Rectangular / 1600	Silicón	0.065 x 0.18/20 0.075 x 0.18/20	NA	Agua	0.105	384.1	1.8	NA	NA	300	Película fina de cobre 0.5-1.5 μm / 2x2 cm
(Prasher, et al., 2005)	Rectangular / 25/66/100	Silicón	0.300 x 0.180/13 0.065 x 0.295/15 0.061 x 0.272/15	0.159 0.110 0.098	Agua	0.492 0.265 0.265	116.9 197.4 197.4	4.4 3.8 3	20.1 29.1 29.0	2.5 1.7 1.2	58.33 1250 Pto. caliente	Calentador / 1.2x1 cm con punto caliente / 0.4x0.4 mm
(Xie, Yu, & Zhao, 2005)	Rectangular / 19	Cobre	0.300 x 2700/55	0.253 0.267	Agua/etanol FC-72	0.47 1.05	121.7 58.3	NA	20	NA	86 38	8 calentadores de cartuchos sumergidos 5.5 cm x 1.07 cm
(Zhang, Pinjala, Wong, & Joshi, 2005)	Rectangular / 21	Aluminio	0.210 x 2.00/12	1.002	Agua	$R_{ij} = 0.46$	141	0.9	20.0	1.2	141	Arreglo de empaquetadura / 1.2x1.2 cm

Tabla 1.4 Estudios con respecto al enfriamiento de microcanales a una fase, de (Agostini, Fabbri, Park, Wojtan, & Thome, 2007). (* En q_{max} ; NA.- No disponible.)

Fluido en dos fases que pasa a través de Microcanales en contacto con una superficie.

El enfriamiento por medio de un fluido en ebullición que pasa a través de Microcanales se ha convertido en uno de los tópicos más investigados de los últimos años, debido a su poco conocimiento y a su gran potencial de disipar calor, es uno de los métodos con resultados más prometedores que se han encontrado. Las tasas de flujos que se podrían alcanzar fácilmente bordean los 3 MW/m^2 .

Otras aplicaciones convencionales del enfriamiento por flujo en dos fases a través de microcanales, están relacionadas a sistemas de aire acondicionado domésticos y de autos, los mismos que usan superficies intercambiadoras de calor de multi-microcanales hechas de aluminio extruido. El enfriamiento de diodos laser es otra aplicación en desarrollo.

Esta nueva técnica aún se encuentra en una etapa inicial, por este motivo la mayor parte de las publicaciones se enfocan en entender de los mecanismos de la transferencia de calor más que alcanzar el mayor flujo de calor. Según Agostini (2007), concluye que este

es el campo con menor potencia de bombeo requerido, el de mayor eficiencia y el de mayores tasas de disipación de calor, sin embargo su estudio aún no se encuentra bien desarrollado.

Fluido a través de un medio poroso en contacto con una superficie.

Otra tecnología relacionada con las demandas de altas tasas de disipación de calor consiste en hacer pasar a través de un medio poroso un fluido, ya sea en una o en dos fases, la ilustra la forma de los medios utilizados. El incremento de los coeficientes de transferencia de calor puede ser atribuido a algunos factores, tales como la superficie extendida que es humedecida por el fluido, además la transferencia de calor intersticial se incrementa debido a las corrientes de flujo turbulento que se forma en el medio poroso. Otra característica de un disipador de este tipo es que puede tener una conductividad térmica altamente efectiva. Una de sus ventajas es su facilidad de manufactura. Según (Agostini, Fabbri, Park, Wojtan, & Thome, 2007) comparando los disipadores de medio poroso con respecto a los de microcanales, los primeros presentan la ventaja de menor resistencia térmica, aunque esta viene acompañada de una mayor potencia de bombeo requerida.

La tabla 1.5 da un resumen de los trabajos relacionados a esta técnica de enfriamiento.

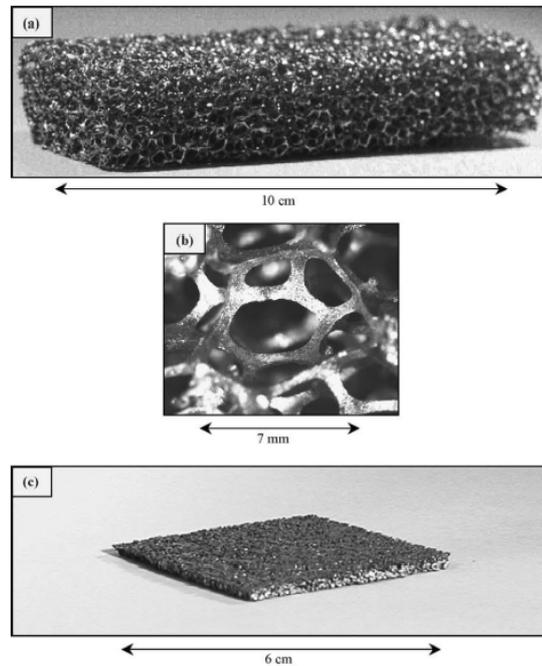


Figura 1.8 Medios porosos utilizados para altas densidades de enfriamiento, (Boomsma, Poulidakos, & Zwick, 2003).

Enfriamiento por medio de aerosol sobre una superficie.

Otro mecanismo mediante el cual se han obtenido altas densidades de transferencia de calor es el enfriamiento de superficies por medio de inyección de líquido de enfriamiento en aerosol sobre una superficie libre.

Autor	Tipo de medio poroso / porosidad o geometría de micro canal / número de canales	Material a sumergir en calor	Ancho x alto/ L (mm)	Fluido	R_{hs} (K cm ² /W)	$\Delta p/ \Delta L$ (Mpa/m)	$T_w - T_{in}$ (o sat) (°C)	Q_{max} (W/cm ²)	Area calentada (mm) / tipo de calentador
(Jiang, Fan, Si, & Ren, 2001)	Partículas sinterizadas / 47% rectangular / 1140	Cu	21x0.6/15 0.2x0.6/15	Agua	0.166 0.752	32	NA	NA	Agua caliente
(Jiang, Li, Lu, Yu, & Ren, 2004)	Partículas sinterizadas / 46.3%	Bronze	120x10.22/210	Agua	0.667	0.74	$T_{in} = 16$	NA	Tira serpentín aleación de Ni-Cr
(Hetsroni, Gurevich, & Rozenblit, 2006)	Partículas sinterizadas / 32%	SS	5x1/2	Agua	0.092	232	55	600	Calentadores tipo bloque 5x2/2
(Boomsma, Poulidakos, & Zwick, 2003)	Espuma comprimida / 66.9%	Aleación de aluminio	40x2/40	Agua	0.463	7.2	54	68.8	Calentadores de cartucho 40x44/5
Chen (Chen, Cheng, & and Zhao, 2000)	Sinterizado Bi-dispersado (80 μ m y 200 μ m) / 52%	Cu	30x10/50	Agua	0.25	2.2	20	80	Calentador tipo película
(Ammerman & You, 2001)	Recubierto 100 μ m / 41% rectangular / 1	Silicón con recubrimiento de diamante	2x2/80	FC-87	0.525 0.658	0.11 0.17	32 48	61.0 72.9	2x80 /Calentador tipo película

*TP = dos fases, SP = una fase, M = microcanales, P = poroso, C = recubrimiento poroso.

Tabla 1.5 Trabajos relacionados a la disipación de calor mediante un fluido a través de un medio poroso, adaptado de (Agostini, Fabbri, Park, Wojtan, & Thome, 2007).

El enfriamiento por aerosol puede alcanzar mayores tasas de transferencia de calor en relación a los arreglos de chorros, sin embargo este método requiere mayor potencia de bombeo, por este motivo el uso de arreglos de chorros es más práctico en aplicaciones industriales. En (Bar-Cohen & Arik, 2006) y (Kandlikar, 2007) se describe con mayor detalle este mecanismo, comparándolo con otros de similares capacidades de disipación.

1.3 Método empírico de obtención del coeficiente de transferencia de Calor.

El estudio experimental de los problemas ingenieriles es una base importante para hallar solución a un conjunto de problemas mediante su réplica, equiparando condiciones de trabajo y controlando los parámetros que se estimen serían influyentes. El enfriamiento por chorros de impacto es uno de esos problemas donde su solución analítica basada en los fundamentos matemáticos y leyes universales es aún de extrema complejidad, por ese motivo encontrar soluciones de tipo experimental es la forma más razonable para establecer un modelo matemático al problema.

Para la obtención experimental del coeficiente global de transferencia de calor en los problemas de transferencia de calor por convección

forzada partimos del modelo matemático conocido como Ley de enfriamiento de Newton expresado por la ecuación 1.

Ecuación 1:
$$q'' = h(T_s - T_\infty)$$

Así despejando el valor del coeficiente global de transferencia de calor h , obtenemos:

Ecuación 34:
$$h = \frac{q''}{(T_s - T_\infty)}$$

donde q'' representa el flujo de calor neto que fluye desde la superficie hacia el fluido o viceversa, es decir la diferencia entre el calor generado q''_{gen} y el calor perdido q''_{per} .

$$q'' = q''_{gen} - q''_{per}$$

El flujo de calor perdido se debe a cualquier mecanismo de transferencia de calor ajeno al problema en estudio, es decir en el caso específico del enfriamiento por chorros de impacto, las pérdidas se deberán a la transferencia de calor por radiación y conducción lateral a través del aislamiento en dirección paralela a la superficie enfriada. El flujo de calor generado q''_{gen} será el entregado por la potencia de las resistencias eléctricas seleccionadas para el

calentamiento de la superficie de estudio. T_s y T_∞ ya fueron definidos en la sección 1.1. Finalmente obtendremos la ecuación final para la obtención del coeficiente global de transferencia de calor.

Ecuación 35:
$$h = \frac{q''_{gen} - q''_{per}}{(T_s - T_\infty)}$$

Donde T_s y T_∞ deben ser medidos, el calor generado q''_{gen} y el calor perdido q''_{per} deben ser determinados, para la finalmente obtener un valor de h . En las siguientes secciones se describirán varios métodos y alternativas para estimar y determinar las variables independientes de la ecuación 35.

Para la determinación del coeficiente de transferencia de calor el experimento puede ser ejecutado bajo dos condiciones diferentes que son el método de estado estable y el método de estado transitorio.

1.3.1 Método de estado estable

Se dice que un proceso de transferencia de calor se encuentra en estado estable cuando sus propiedades o características no cambian en el tiempo, existe un gran número de aplicaciones ingenieriles que se pueden resolver como un problema de condiciones de estado estable, (Han, Zhang, & Lee, 1991),

(Metzger, Berry, & Bronson, 1981) y (Wang & Peng, 1994) utilizaron el método de estado estable en sus respectivos estudios. Para nuestro caso en particular el estado estable o estacionario se alcanzará cuando las temperaturas T_s y T_∞ sean constantes en relación al tiempo, es decir cuando sus valores se mantengan dentro de una variación máxima de $\pm 0.1^\circ C$, cabe anotar que esta variación máxima depende de la sensibilidad e incertidumbre del sensor.

El método básicamente en consiste en definir una superficie de control, en este caso será la superficie sobre la cual impacta el chorro, se suministra calor por un lado, puede ser a través de una resistencia eléctrica mientras por el otro costado se retirará por medio del fluido de enfriamiento, además se medirá las temperaturas en la superficie constantemente, como lo indica la figura 1.9, luego dejar fluir el calor de ingreso y el fluido de enfriamiento hasta que el proceso alcance condiciones de estado estacionario, es decir, hasta que las propiedades se mantengan constantes en el tiempo. Este procedimiento puede llegar a tomar varias horas hasta que se establezca el estado estacionario completamente.

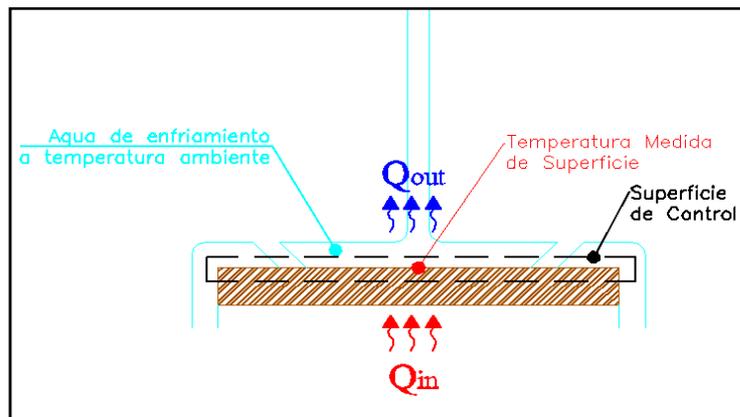


Figura 1.9 Descripción de la superficie de control en el enfriamiento por chorros de impacto.

La condición de estado estable permite una variedad de métodos para medir el flujo de calor entre los cuales se enumeran a continuación los más importantes:

- I. Métodos de capacidad calorífica global.
- II. Métodos de conducción unidimensional y bidimensional, Ley de Fourier.
- III. Métodos por balance de energía.
- IV. Métodos por suministro y remoción de energía.

Estos métodos serán descritos con mayor detalle en la sección 1.3.3. Las principales ventajas del análisis de un proceso en condiciones de estado estable son:

- I. Se usan modelos matemáticos más simples.
- II. No se necesita instrumentación muy sofisticada.
- III. Menores costos de construcción y diseño.
- IV. Se pueden estimar tantos coeficientes de transferencia de calor locales como globales, depende del diseño y método utilizado.
- V. No es necesario el uso de un sistema de adquisición de datos (D.A.Q. por su siglas en inglés)
- VI. Para un buen diseño la incertidumbre típica es de 5% a 10%.

Por otro lado la principal desventaja de los métodos de estado estable es el tiempo de duración del experimento que puede tomar horas de espera hasta que el sistema alcance las condiciones de estado estacionario. En (Harris, 1972) se muestra

un experimento típico para condiciones de estado estacionario, donde se calcula el valor de la conductividad térmica unidimensional de un material.

1.3.2 Método de estado transitorio.

Al contrario de un proceso en estado estacionario, uno en estado transitorio no mantiene sus propiedades ni características constantes en el tiempo, es decir tanto las temperaturas como el flujo de calor no son constantes en el tiempo. La mayor parte de los procesos industriales y aplicaciones ingenieriles son de este tipo, y en realidad todo proceso de estado estable es primero de naturaleza transitorio siempre.

Para condiciones de estado transitorio el principal problema es que debido a las variaciones de las propiedades en el tiempo los procedimientos experimentales se hacen más complejos y de mayor costo. Las variaciones de las temperaturas deben ser registradas y sus valores iniciales y finales son tomados como condiciones de frontera, motivo por el cual la recolección de datos por medio de un sistema de adquisición de datos se vuelve importante para los problemas de estado no estable. Los experimentos llevados bajo condiciones de estado transitorio deben ser calibrados previamente para establecer correctamente

las condiciones iniciales de flujo y de temperaturas. Se deben tomar en cuenta las aceleraciones y los cambios bruscos que se generan al comienzo del experimento, se debe monitorear todos los parámetros a medir incluso un tiempo antes de comenzar el experimento. No hace falta esperar hasta que el experimento alcance condiciones estables, el experimento como se dijo anteriormente debe ser correctamente monitoreado mientras dure todo el experimento. Los procedimientos de tipo transitorio son de corta duración, en el orden de los minutos.

Para esta condición también existen varios métodos experimentales que nos permiten obtener valores instantáneos y curvas de comportamiento de las diferentes variables a calcular.

- I. Métodos de capacidad calorífica global.
- II. Métodos de conducción unidimensional y bidimensional, Ley de Fourier.
- III. Métodos por suministro y remoción de energía.
- IV. Métodos por analogía de transferencia de masas.
- V. Métodos de conducción inversa.

Las principales ventajas que tiene la experimentación en condiciones de estado transitorio son:

- I. Menor tiempo de duración del experimento, en el orden de los minutos.
- II. Permite la obtención de resultados mediante curvas.
- III. Es mejor para la obtención de coeficientes locales debido a la instrumentación requerida.
- IV. Errores menores al 8% para experimentos bien diseñados.
- V. Asimilan mejor las condiciones reales de trabajo en los procesos industriales.

Por otro lado sus desventajas también son significativas, las cuales se detallan a continuación:

- I. Mayor complejidad en los modelos matemáticos.
- II. Mayor complejidad en los equipos e instrumentación requerida.

- III. Mayor costo de fabricación y diseño.
- IV. Es indispensable el uso de un sistema de adquisición de datos (D.A.Q.) lo que genera un alto costo inicial.
- V. Se requieren mediciones precisas de los intervalos de tiempo y condiciones de frontera.
- VI. Debe existir compatibilidad entre la duración del experimento y la respuesta dinámica del sistema de medición de temperatura.
- VII. Las condiciones de flujo deseadas deben ser alcanzadas rápidamente con respecto al tiempo de duración del experimento.

En (Leocadio & Passos, 2009), (4), (Zumbrunnen, Incropera, & Viskanta, 1990) y (Womac, Ramadhyani, & Incropera, 1993) sus autores han utilizado métodos de estado transitorio para el estudio del enfriamiento por impacto de chorros.

1.3.3 Métodos de medición de temperatura, flujo volumétrico y flujo de calor.

Como ya se mencionó en la sección anterior, se seleccionó el método de estado estable para el diseño del banco de pruebas, en esta sección se describirán los métodos y la instrumentación relevante que se podría utilizar para las mediciones de los parámetros de interés en el problema, es decir temperatura, flujo de calor y caudal.

Medición de temperatura.

La instrumentación comúnmente utilizada para medir temperatura en el enfriamiento por impacto de chorros se puede resumir como sigue:

- i. Termocuplas.
- ii. Termografía Infrarroja
- iii. Pintura sensitiva a la temperatura.
- iv. Termografía por medio de cristales líquidos.

Termocuplas.

Las termocuplas son los elementos para medir temperatura más utilizados en la industria y procesos experimentales, esencialmente consiste en un efecto producido cuando dos

alambres conductores hechos de diferente metal y unidos en un extremo entran en contacto con un elemento a una temperatura diferente, es decir cuando existe un diferencial de temperaturas entre la junta y los extremos de los alambres conductores. Estos cambios de temperatura en la junta inducen una fuerza electromotriz f.e.m. hacia los otros extremos, con el incremento de la temperatura se incrementa la f.e.m. generada, aunque su proporción no es completamente lineal. Este efecto antes descrito se debe a una combinación de efectos conocidos como Seebeck, Peltier y Thompson.

Este tipo de sensores son de contacto directo sobre el punto de medida, y dan como resultado la medición de la temperatura en un punto específico.

Existe una gran variedad de termocuplas clasificadas de acuerdo a sus diferentes capacidades, rangos de temperatura, condiciones idóneas de trabajo, la tabla 1.6 describe las combinaciones de material y diferentes aplicaciones de cada tipo.

Las termocuplas se seleccionan de acuerdo a las condiciones trabajo requerido, tales como resistencia a la corrosión, reducción y oxidación, estabilidad, costo y baja resistencia eléctrica. Las

termocuplas tipo K son las de mayor uso en la industria debido a su amplio rango de temperaturas de trabajo y su resistencia en ambientes oxidantes. Las termocuplas tipo S y E son usadas para ambientes oxidantes y temperaturas de trabajo hasta 1500°C. La figura 1.10 describe los rangos de temperatura recomendados para cada tipo de termocuplas.

Tipo	Combinación de metales		Aplicaciones
	Positivo	Negativo	
E	Cromel (+)	Constatan (-)	Alta sensibilidad (<1000°C)
J	Hierro (+)	Constatan (-)	Ambiente no oxidante (<760°C)
K	Cromel (+)	Alumel (-)	Altas temperaturas (<1372°C)
S	Platino / 10% Rodio	Platino (-)	Estabilidad térmica en alta temperatura (<1768°C)
T	Cobre (+)	Constatan (-)	Ambientes reductores o en vacío (<400°C)

Tabla 1.6 Descripción de los diferentes tipos de termocuplas existentes.

Con la finalidad de proteger las termocuplas de los ambientes más agresivos el uso de tubos protectores es común, y existe una variedad bien nutrida que le da versatilidad al uso de este tipo de sensores. También el uso de conductores es común para el alcance de largas distancias.

Ventajas

- i. Cubren amplios rangos de temperaturas desde -270°C a 2300°C .
- ii. Bajo costo.
- iii. Fácil construcción.
- iv. Alta versatilidad.

Desventajas

- i. Tienen interferencia sobre el medio a medir.
- ii. Su precisión es moderada en comparación a otro tipo de sensores (RTD).

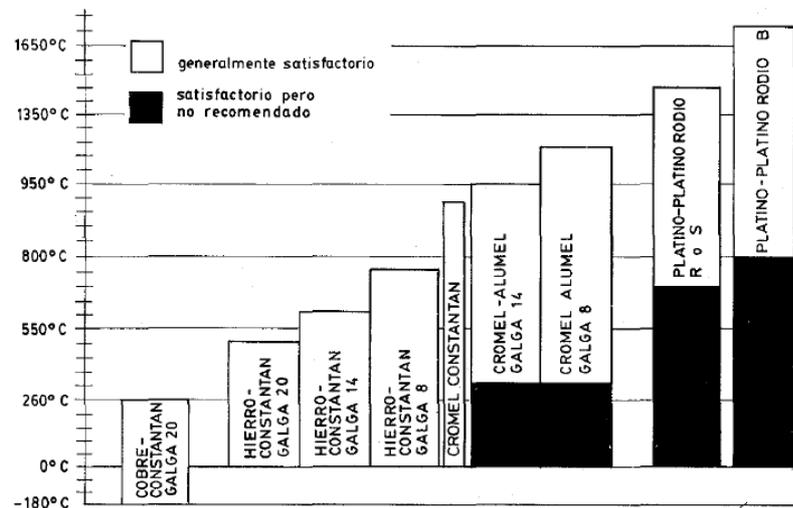


Figura 1.10 Gráfica de rangos de temperatura recomendados para el uso de los diferentes tipos de termocuplas. tomada de (Creus Solé, 1997).

Sensores de termografía Infrarroja.

Este tipo de sensores no necesitan estar en contacto directo con la superficie para obtener su temperatura. Infieren la temperatura de una superficie midiendo la radiación térmica emitida por una superficie, por este motivo es necesario conocer a priori el valor de la emisividad ε de la superficie se vuelve crítico, Para $\varepsilon \leq 0.2$ este tipo de sensores no son apropiados debido al alto grado de error, la condición recomendable es lograr una $\varepsilon \geq 0.95$, que puede ser forzada con recubrimientos de pintura de alta emisividad o cinta adhesiva eléctrica. Este tipo de sensores permiten obtener temperaturas localizadas es decir de acuerdo a la posición o mapeo de temperaturas. El campo visual del sensor debe ocuparse 100% por la superficie a medir.

Ventajas

- I. No hay inferencia geométrica en la superficie.
- II. Sensores apropiados para altas temperaturas hasta 3000°C.

- III. Brindan una alta resolución espacial, mapeo de temperaturas.

Desventajas

- I. Ineficientes para emisividad menor al 20%.
- II. Costo de adquisición elevado.

Pinturas sensitivas a la temperatura.

Las TSP por sus siglas en inglés son sensores térmicos de contacto directo y están basados en el temple de moléculas luminiscentes que son sensibles a los cambios de temperatura y presión locales. Como lo explica (Innovative Scientific Solutions) las moléculas luminiscentes son colocadas dentro de una capa de polímero adhesiva a base de oxígeno, esta capa es impermeable, formando así este tipo especial de pinturas. La molécula luminiscente es llevada a un estado de excitación por absorción de un fotón, luego el incremento de la temperatura de la molécula luminiscente incrementa la probabilidad de que la molécula regrese a su estado fundamental sin radiación, este fenómeno es conocido como templado térmico.

Como resultado las TSP dan un mapeo de temperaturas en una superficie generalmente de difícil acceso. Este método es muy utilizado para el diseño en aplicaciones aero-espacial, enfriamiento por chorros de impacto usando fluidos compresibles.

Ventajas

- I. Reacción rápida
- II. Apropiado para condiciones de superficies hostiles, de difícil acceso o remotas, ejemplo el fuselaje de una aeronave.
- III. Claro contraste.
- IV. Resistente al agua, aceite y vapor.
- V. Temperatura de reacción programable.
- VI. Alta resolución
- VII. Método no intrusivo.

Desventajas

- I. No son reversibles.
- II. No son reutilizables.
- III. Es necesario el uso de cámaras.
- IV. Alto costo

Termografía por medio de Cristales líquidos.

Este tipo de sensores son un método de medición directa de zonas de temperaturas en una superficie, se ha vuelto popular durante las últimas décadas, especialmente en los procesos de enfriamiento de componentes electrónicos, turbinas de gas y aplicaciones médicas. Los cristales líquidos están formados por compuestos orgánicos llamados esteres de estructuras moleculares quirales (asimétricos con respecto a un plano) que son sensibles a los cambios de temperatura debido a que cambian parcialmente de fase, cambiando así su capacidad para refractar las diferentes longitudes de onda de la luz blanca, consecuentemente se vuelven ópticamente activos. Los cristales son encapsulados mediante un recubrimiento de alcohol polivinilo

y deben ser colocados sobre un sustrato ennegrecido para poder observar los resultados.

Los cristales líquidos usan todos los colores del espectro visible lo que le brinda una gran resolución a los resultados y amplios rangos de temperatura de trabajo. Cuando se encuentran en una sola fase líquida o sólida 100% son transparentes y refractan la luz de acuerdo a su porcentaje de fase líquido-sólido. Además estos sensores requieren el uso de una fuente de luz 'fría' o luz blanca, y cámara de alta resolución (CCD Charge-coupled Device). El uso de la cámara puede ser remplazada aplicando la técnica de mapeo de isoterms en color amarillo.

Ventajas

- I. Proceso 100% reversible, consecuentemente es repetible.
- II. Amplio rango de temperaturas de trabajo desde 0 a miles de grados centígrados.
- III. Alta precisión.
- IV. Alta resolución

- V. Disponible en láminas o aerosol. El aerosol es utilizado en superficies irregulares y no es reutilizable.

Desventajas

- I. Alto costo de adquisición y equipos.
- II. Se debe usar cámara (CCD) de alta resolución.
- III. Se debe usar fuente de luz blanca uniforme.
- IV. Se necesita el sustrato ennegrecido no reflectante bajo la capa de cristales líquidos.
- V. Calibración es muy importante.
- VI. No se debe permitir la intromisión de luz infrarroja o ultravioleta. Se deben usar filtros.

En la sección 3.3.2 se realizará la selección específica de los elementos de medición de temperaturas, considerando los criterios de diseño que se establecerán más adelante.

Medición del flujo de calor.

Como ya se describió en la primera parte de esta sección, los principales métodos para el cálculo de flujo de calor son:

- I. Métodos de capacidad calorífica global.
- II. Métodos de conducción unidimensional, Ley de Fourier.
- III. Métodos por balance de energía.
- IV. Métodos por suministro y remoción de energía.

Método de capacidad calorífica global.

Los métodos de capacidad calorífica pueden ser utilizados en ambos casos estado estable y transitorio.

Está basado en la propiedad conocida como capacidad calorífica de los materiales, la misma que permite estimar el flujo de calor neto añadido o retirado mediante la ecuación 36, que representa el incremento o decremento de la energía interna expresada en forma de calor en el bloque de pruebas, construido de un material

de propiedades conocidas, masa m , capacidad calorífica c_p , temperatura inicial y final T_i y T_f .

Ecuación 36:
$$q = mc_p\Delta T = mc_p(T_i - T_f)$$

Además el método permite estimar la temperatura superficial de un cuerpo, siendo asumiendo temperatura uniforme en todo el cuerpo. Esta asunción es válida siempre y cuando el cociente entre la resistencia del flujo interno de calor por conducción dentro de un cuerpo y la resistencia al flujo externo de calor por convección superficial sea lo suficientemente pequeño, este cociente es conocido como el número de Biot (Bi) representado por la ecuación 37, la condición es que $Bi < 0.1$.

Ecuación 37:
$$Bi = \frac{hL_c}{k}$$

Donde L_c es la razón entre el volumen del cuerpo y el área de superficie en contacto con el fluido y k es la constante de conductividad térmica característico de cada material.

Método de flujo de calor por conducción.

Este método está basado en el modelo conocido como Ley de Fourier expresado mediante la ecuación 38 para el cálculo de flujo de calor mediante el mecanismo de la conducción a través de un medio. Este método puede ser utilizado para ambos casos estado estable y transitorio, para consideraciones de flujo de calor en una o en varias direcciones.

Para el presente trabajo sólo se considerará una condición de conducción unidireccional ya que presenta un modelo matemático más simple y de fácil solución. En (Leocadio & Passos, 2009), (Zhengdong, 2001), (Womac, Ramadhyani, & Incropera, 1993) y (Tilton, 1989) se ha trabajado con este modelo considerando flujo de calor en una y dos direcciones.

Ecuación 38:
$$q_x \int_{x_0}^x \frac{dx}{A(x)} = \int_{T_0}^T k(T) dT$$

Donde la conductividad térmica (k) en función de la temperatura.

Método de balance de energía.

Este método es especialmente usado en el diseño de intercambiadores de calor, o en caracterización de flujos internos (donde no hay pérdida de masa) y también puede ser utilizado para condiciones estables o transitorios, se basa en la Primera Ley de la Termodinámica descrita por la ecuación 39 que nos indica que el cambio neto de la energía ΔE en un volumen de control definido es equivalente a la diferencia entre la energía que ingresa E_{in} y la energía que sale E_{out} al ya mencionado.

Ecuación 39:
$$\Delta E = E_{in} - E_{out}$$

En este caso el procedimiento consiste en medir las propiedades del volumen de control para las condiciones iniciales y finales, consecuentemente calcular la energía ganada o cedida en forma de calor en el volumen de control. Éste método en particular no es aplicable al enfriamiento por impacto de chorros debido a la dificultad e inexactitud para medir las propiedades en las condiciones de salida del fluido. Utilizando este modelo se basan dispositivos para la medición de calor tales como el calorímetro tipo bloque y de piel fina.

Métodos por suministro y remoción de energía.

En este tipo de métodos un balance entre el calor perdido y el calor añadido es logrado a partir de un calentamiento y enfriamiento constante en el volumen de control. El calor ingresado generalmente proviene de una resistencia eléctrica o por disipación de un pulso de radiación proveniente de una fuente laser. Por otro lado el calor removido generalmente proviene de enfriamiento por convección. Finalmente las pérdidas de calor se deben generalmente por radiación y conducción a través del aislamiento. Sin embargo las pérdidas de calor por radiación sólo llegan a ser considerables cuando las temperaturas en la superficie son muy altas, en el presente trabajo las pérdidas por radiación se estiman serán despreciables en comparación al calor retirado por convección. Para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor el modelo matemático esta descrito por la ecuación 40 como sigue.

$$q''_{gen} = \frac{I^2 R}{A}$$

$$q''_{per} = \varepsilon \sigma (T_s^4 - T_\infty^4)$$

Ecuación 40:

$$h = \frac{q''_{gen} - q''_{per}}{T_s - T_\infty} = \frac{(I^2 R/A) - \varepsilon \sigma (T_s^4 - T_\infty^4)}{T_\infty - T_s}$$

Donde I es la intensidad de la corriente que pasa por una resistencia R para la generación de calor debido a un dispositivo tipo eléctrico, generalmente calentadores tipo tira o de cartucho, entre otros. A Es el área a través de la cual el calor fluye desde la resistencia eléctrica. ε es el valor de la emisividad total de la superficie debido a sus características, σ es el valor de la constante de Stefan-Boltzmann ($\sigma = 5.67 * 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$), finalmente T_s y T_∞ son las temperaturas de la superficie y de corriente libre respectivamente.

Este método también puede usarse para condiciones de estado no estacionario aplicando una cantidad de calor conocida y conociendo la respuesta térmica del sistema. No es recomendable para flujos de calor muy altos o temperaturas de trabajo muy elevadas.

En conclusión se seleccionará el método de conducción unidireccional para medir el flujo de calor en la superficie debido a

su sencillez en el modelo matemático, aplicación e instrumentación.

Medición de flujo volumétrico.

Para este tipo de experimentos de forma general los métodos más utilizados son:

- I. Rotámetro
- II. Placa orificio
- III. Medidores de turbina
- IV. Medición directa

Para el presente trabajo será importante monitorear el caudal del chorro de impacto que cae sobre la superficie calentada. Por ese motivo es sustancial detallar la forma en que será medido el caudal de agua de enfriamiento.

Entre los principales tipos de medidores que se utilizan en la industria están los medidores de presión diferencial, medidores de desplazamiento positivo, los medidores de tipo electromagnético y

los medidores tipo ultrasónico. En trabajos similares se han utilizado medidores de caudal de tipo placa orificio (Meng, 2002), tipo rotámetros (Estes & Mudawar, 1995), y de tipo turbina (Zumbrunnen, Incropera, & Viskanta, 1990).

Los medidores de caudal volumétrico pueden determinar el caudal de volumen de fluido de dos formas:

- Directamente, mediante dispositivos de desplazamiento positivo, o
- Indirectamente, mediante dispositivos de presión diferencial, de área variable, de velocidad, de fuerza entre otros.

A continuación se describirán los medidores de caudal mencionados en el párrafo anterior.

Rotámetro.

Son dispositivos más utilizados cuando se trata de medidores de caudal de área variable. Los medidores de área variable funcionan sobre la base de mantener una presión diferencial

constante, permitiendo aumentar el área eficaz de flujo con el caudal.

Los rotámetros están formados por un tubo cónico de eje vertical y un flotador. El fluido circula en sentido ascendente por el tubo desplazando al flotador que, habitualmente, lleva unas ranuras que dan lugar a que el flotador gire, proporcionándole la estabilidad y efecto de centrado necesario.

Cuando no hay flujo el flotador descansa en la parte baja del tubo, pero al pasar el fluido hace ascender el flotador de su posición de reposo, a fin de mantener la caída de presión constante a través del flotador en equilibrio con los efectos de empuje hidrostático y gravitatorio que actúan sobre el mismo. Puesto que el peso del flotador sumergido es una constante para un fluido dado, la caída de presión también tiene que permanecer constante. Por consiguiente, cuando el caudal aumenta el flotador ascenderá en el tubo con el fin de proporcionar una sección anular de paso mayor, para que el fluido pueda pasar a través de ella.

La altura que alcanza el flotador es así una indicación del caudal que está pasando y, en el caso de tratarse de un tubo transparente, puede graduarse directamente sobre el tubo en

unidades de caudal. Cuando las condiciones de trabajo son más severas, el tubo se fabrica de metal.

La precisión que puede conseguirse con los medidores de área variable no suele ser mejor que el $\pm 2\%$ de desviación a plena escala, por lo que no son aconsejables cuando se requiere una elevada precisión.

Ventajas:

- I. Son económicos para bajos caudales y tuberías de diámetro menor a 2 pulgadas.
- II. Amplio rango de caudales.
- III. Aplicable para líquidos y gases.
- IV. Provee información visual directa.
- V. La caída de presión es baja.
- VI. Instalación y mantenimiento simple.

Desventajas:

- I. Son de baja precisión relativa.
- II. No es práctico ni económico obtener señal eléctrica.
- III. Se incrementa mucho su costo, para tuberías de gran diámetro.
- IV. Difícil de conseguir para tuberías de gran diámetro.
- V. Deben ser instalados verticalmente, de forma que el fluido vaya en sentido ascendente.

Placa Orificio.

Son los instrumentos de medición de caudal más utilizados en la industria actualmente, están constituidos por una placa perforada que se instala en la tubería obstruyendo el paso del fluido, generando así una reducción de la sección de paso del fluido, dando lugar a que el fluido aumente su velocidad, consecuentemente aumenta su energía cinética y su presión tiende a disminuir en una proporción equivalente, de acuerdo con el principio de conservación de energía, creando así una diferencia de presión estática entre las secciones aguas arriba y aguas abajo del medidor.

Para obtener una medición de caudal es necesario captar el diferencial de presión que genera la placa orificio, es necesario conectar dos tomas, una en la parte anterior y otra en la parte posterior de la placa. Existen varias configuraciones de disposición de tomas de presión, diferentes configuraciones de orificio y de perfil de orificio.

Las principales ventajas de los medidores de placa orificio son:

- I. Son de construcción sencilla, no tienen partes móviles.
- II. No son costosos.
- III. Variedad de aplicaciones según el fluido.
- IV. Existe abundante información sobre su construcción y uso.

Desventajas.

- I. Su amplitud de campos de medida es menor que para la mayoría de los otros tipos de medidores.
- II. Se generan pérdidas de carga significativas.

- III. La señal de salida no es lineal con respecto al caudal.
- IV. Debe respetarse tramos rectos de tuberías aguas arriba y aguas abajo del medidor.
- V. Se producen efectos de envejecimiento, por acumulación de depósitos o erosión.
- VI. Menor precisión que otros instrumentos más modernos, especialmente si la placa orificio es entregada sin calibrar.

Medidores de turbina.

Los medidores de turbina constan de una porción de tubería en el centro de la cual se ubica un rotor de paletas múltiple, montado sobre cojinetes, para que pueda girar con facilidad, y soportado aguas arriba y aguas abajo por un dispositivo de centrado tipo cruceta que, habitualmente, incorpora un enderezador de vena fluida. La energía cinética del fluido circulando hace girar el rotor con una velocidad angular que, en el margen lineal del medidor, es proporcional a la velocidad media axial del fluido y, por tanto, al caudal volumétrico.

Una salida mediante impulsos eléctricos se produce cuando se detecta el paso de cada paleta alrededor de uno o más sensores situados en el campo del medidor. El punto más débil en un medidor de turbina para líquidos son los cojinetes, ya que tienen que soportar el peso del rotor.

Ventajas:

- I. De los medidores de caudal es el de mayor precisión.
- II. Mantiene linealidad para un amplio rango de caudales.
- III. Rápida respuesta y excelente repetitividad.
- IV. Amplios rangos de temperaturas y presiones de trabajo
- V. Fácil interface a sistemas de computación.

Desventajas:

- I. Presenta problemas de desgaste en partes móviles.
- II. Instrumento de manejo delicado.

- III. Alto costo y aumenta desmedidamente con el tamaño de tubería.
- IV. Sólo para líquidos limpios y con propiedades lubricantes.
- V. Alto costo de mantenimiento.
- VI. No apto para fluidos de alta viscosidad.

Método de medición directa.

Este consiste en llenar un recipiente de volumen conocido o correctamente señalado que permita tomar una medida del mismo, luego tomar el tiempo necesario para llenar el recipiente en cuestión, este procedimiento nos da un valor de caudal volumétrico promedio, este proceso debe ser repetido para restarle incertidumbre.

Este método es popular en los procedimientos experimentales, tiene la principal ventaja de ser muy económico y sencillo, por otro lado su principal desventaja es la incertidumbre que se genera debido a los errores de tipo instrumental que se presentan.

2 SELECCIÓN DE METODOLOGÍA EXPERIMENTAL, DISEÑO DE FORMA Y DESCRIPCIÓN DE PARTES Y ELEMENTOS.

Los objetivos para el presente capítulo son describir el método experimental a utilizar para la estimación del flujo de calor y detallar de manera preliminar los equipos y el diseño propuesto.

2.1 Selección de Metodología.

A continuación en esta sección se construirá una matriz de decisión que nos permitirá definir cuál es el procedimiento experimental más conveniente, experimental o transitorio.

Tomando en cuenta las ventajas y desventajas expuestas anteriormente para ambos métodos, además considerando el objetivo principal del presente trabajo y factores de importancia para el diseño. En primer lugar se establecerán los factores más relevantes para el diseño y sus respectivos pesos de acuerdo a su importancia.

Los pesos serán escalonados con un valor máximo de 10 para el o los factores más importantes, mientras el valor de 1 será la calificación del factor de menor importancia.

Los siguientes son:

- i. Costo
- ii. Modelo Matemático
- iii. Tiempo de ensayo
- iv. Instrumentación

Costo.- Se refiere principalmente al costo de los equipos, su factor de importancia será de 10 debido a que es el criterio más determinante para el diseño del presente.

Modelo Matemático.- Está definido por la ecuación o conjunto de ecuaciones que nos ayudarán a determinar experimentalmente el coeficiente de transferencia de calor, su peso relativo será de 9 para el presente trabajo, debido a que uno de los principales criterios es la simpleza de implementación y aplicación.

Tiempo.- Específicamente será el tiempo de ensayo o práctica, es decir el tiempo necesario para ejecutar un ensayo y la toma de datos. Su factor de importancia será de 7 debido a que se considera de menor relevancia para el diseño.

Instrumentación.- Se refiere directamente a los equipos utilizados y accesorios, deberán ser los de mejor resolución posible al menor costo, influyen directamente en los resultados, su peso relativo será de 8. Mejores equipos brindarán mejores resultados.

Luego en el proceso de selección se deben establecer las opciones disponibles, que son:

- i. Método de estado estable.
- ii. Método de estado transitorio.

Los métodos serán calificados de manera comparativa entre sí del 0 al 3, siendo el 0 la calificación más baja y 3 la más alta, acorde a sus respectivas ventajas y desventajas. Finalmente cada calificación se multiplicará por el peso respectivo de cada factor y se hará la sumatoria total para determinar el método de mayor conveniencia.

Los costos por equipos para el método de estado estable se estiman serán sensiblemente menores, en el orden de los \$1,500.00 a \$2,000.00; debido por ejemplo a equipos tales como el sistema de adquisición de datos podrían ser de menor resolución para la obtención final de datos. El costo estimado para un diseño en base al método de estado transitorio podría implicar costos por equipos

alrededor de los \$4,000.00 a \$5,000.00, debido a la necesidad de sincronizar datos de temperatura versus tiempo será necesario implementar elementos de adquisición de datos de mayor resolución. En conclusión bajo esta condición favorable para el método de estado estable se lo califica con el valor más alto de 3, por el otro lado para el método de estado transitorio se califica con un valor de 1 razonando que sus costos por equipos serán representativamente mayores.

El modelo matemático por otro lado se estima será considerablemente más sencillo para el método de estado estable debido a que para el diseño a proponer se piensa implementar la ley de Newton de la ecuación 38, para flujo de calor por conducción unidireccional.

Mientras tanto para estado transitorio los modelos matemáticos deberán estar basados en métodos numéricos más complejos. Por estos motivos se califica con un valor máximo de 3 para el método de estado estable y un valor de 1 para el método de estado transitorio.

Los tiempos de inversión para la realización de los ensayos serán totalmente opuestos, el procedimiento en estado estable se estima al menos tomará entre 2 horas a 3 horas para que el sistema alcance su condición de estabilidad y así poder proceder con la toma de datos.

Mientras que los procesos en estado transitorio permiten obtener resultados en el orden de los 2 a 5 minutos, por este motivo se califica con la menor puntuación de 0 a los procesos de estado estable, mientras que es estado transitorio tendrá calificación máxima de 3.

La instrumentación requerida para los procesos en estado transitorio deberá ser más sofisticada, de mayor precisión y de tiempos de respuesta cortos, por lo tanto serán mejores equipos, por lo tanto se lo calificará con 3. Por otra parte para el método de estado estable no necesariamente se debe usar equipos de menor calidad, los equipos estarán limitados a sus costos. Por este motivo el método de estado estable será calificado con 2, ya que la calidad de los equipos también depende de la disponibilidad de los recursos de la institución.

A continuación se detalla la matriz de decisión resultante de acuerdo a los criterios expuestos.

FACTORES \ METODOS	Costo		Modelo Matemático		Tiempo		Instrumentación		TOTAL
	3	10	1	9	3	21	2	24	
ESTADO ESTABLE	3	30	3	27	0	0	2	16	73
EST. TRANSITORIO	1	10	1	9	3	21	3	24	64

Tabla 2.1 Matriz de selección de método de medición de flujo de calor

Luego de observar la matriz de decisión generada de acuerdo a los factores y sus pesos relativos se concluye que la mejor opción será diseñar el banco de pruebas para condiciones de estado estacionario.

2.2 Requerimientos del Diseño.

Partiendo del análisis de los diferentes trabajos de investigación referenciados en el presente proyecto y tomando en cuenta el nivel y alcance del mismo, a continuación se detalla los principales requerimientos de diseño acordados:

- I. Sencillez en el diseño y construcción.
- II. Costo Moderado.
- III. Precisión.
- IV. Fiabilidad.
- V. Repetitividad.
- VI. Control de parámetros.
- VII. Tamaño adecuado.

VIII. Seguridad.

IX. Movilidad.

Como objetivo principal se busca formar un proyecto viable para construcción e implementación a corto plazo, por lo tanto un buen diseño debe tener siempre la sencillez como requerimiento primordial.

Partiendo del mismo objetivo principal la importancia de manejar costos de construcción equipos y mantenimiento moderados acordes a un proyecto de grado es incuestionable.

Otros aspectos de vital importancia son la precisión, fiabilidad y repetitividad de los resultados en los experimentos, por este motivo la selección de equipos y dispositivos de medición será crítico en el presente trabajo.

La capacidad de cambiar parámetros que nos permita el estudio de diferentes condiciones de trabajo también tienen una importancia considerable dentro del proyecto, el diseño buscará tener control de parámetros de experimentación tales como caudal, diámetro de chorro, distancia boquilla-superficie y flujo de calor suministrado.

Una consideración adicional a tener en cuenta al momento del diseño es la seguridad en el manejo, ya que el dispositivo deberá poder ser operado por estudiantes sin atentar contra su integridad física.

El tamaño adecuado y movilidad son otras características que deben permitir su correcta operación y ubicación dentro del laboratorio de termofluidos de la facultad.

2.3 Diseño de forma.

El diseño de forma siempre será parte fundamental dentro del proceso del diseño, nos permite formar una idea más clara de la solución propuesta e ir dimensionando el proyecto de forma preliminar. A continuación en la figura 2.1 se muestra un esquema del diseño propuesto y en la figura 2.2 se presentan dos opciones preliminares para el diseño.

Ambas opciones contienen elementos y partes similares, una placa calentada sobre la que se deja caer un chorro de líquido de enfriamiento, un sistema de provisión de líquido de enfriamiento, un calentador para proveer calor a la placa, un sistema de adquisición de datos y elementos de medición.

La principal diferencia entre ambas opciones es el sistema de provisión de líquido de enfriamiento, ya que en la opción 1 el líquido de enfriamiento es provisto por un tanque elevado, que permite obtener una columna de agua constante a diferentes alturas, mientras que la opción dos plantea el uso de un arreglo de bombas en paralelo que brindarán varios caudales de líquido de enfriamiento.

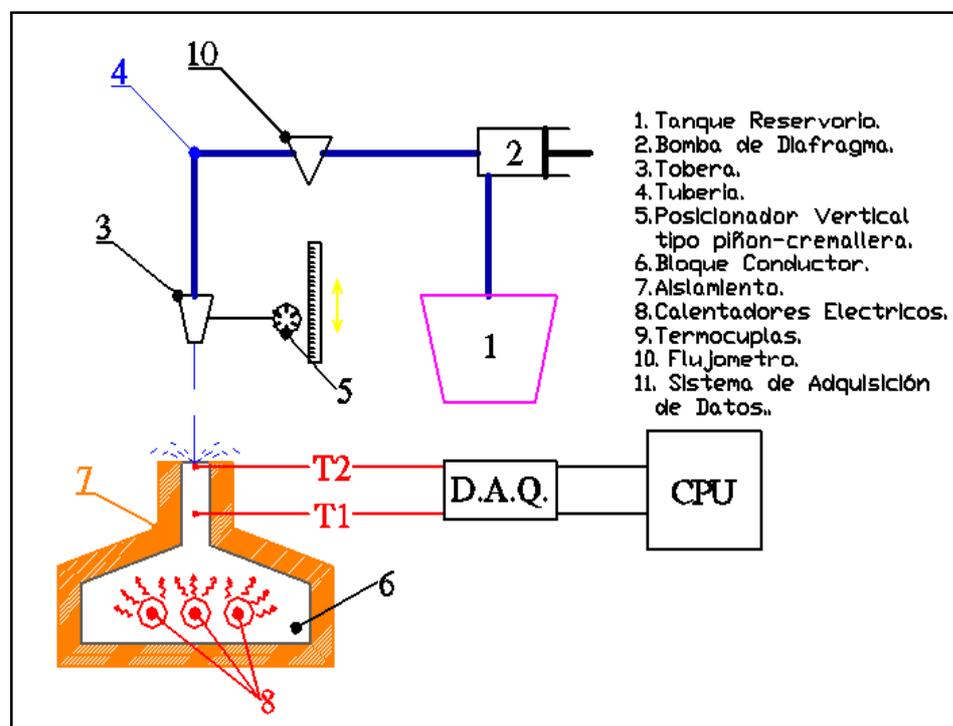


Figura 2.1 Esquema preliminar de la solución propuesta.

La opción seleccionada es la número 2, debido principalmente a que será menos robusta.

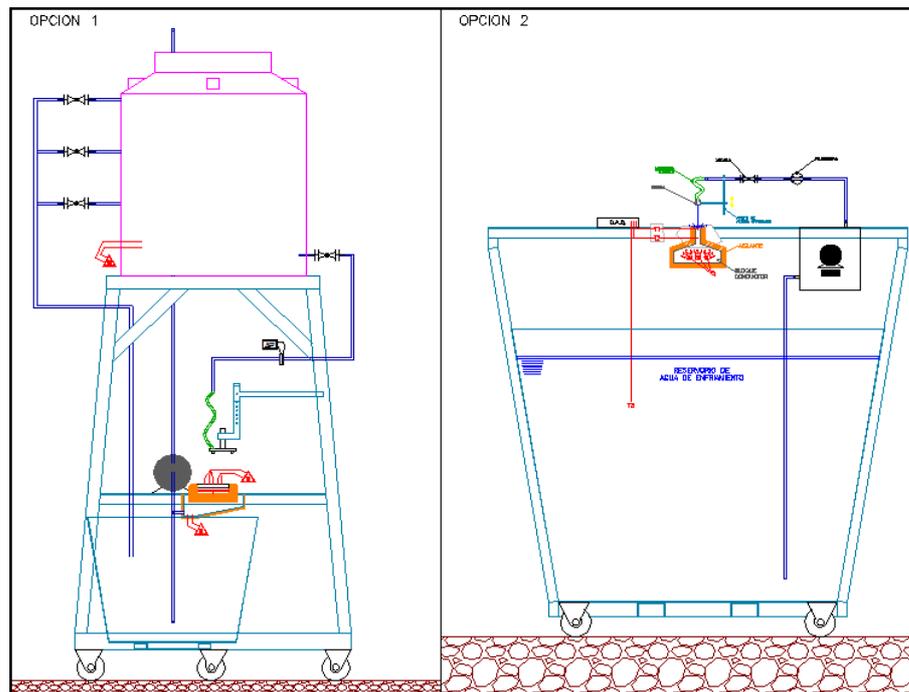


Figura 2.2 Esquemas generales de las opciones propuestas para el diseño.

2.4 Descripción de partes y elementos.

El Banco de pruebas estará dividido en varios sistemas que comprenden el total de los elementos y partes del diseño final, que se describen a continuación y serán detallados en el capítulo 3.

Estructura y elementos móviles.

Comprende la mesa de pruebas, estructura de soporte, partes móviles y el diseño de las toberas. Los elementos utilizados en esta sección serán básicamente de composición metálica o plástica, se buscará

utilizar partes y materiales de fácil adquisición, de preferencia en el mercado nacional y de ser necesario en el mercado internacional.

Sistema de provisión de fluido de enfriamiento.

El sistema de provisión del fluido de enfriamiento es parte fundamental del diseño y estará constituido por un tanque reservorio, tuberías, válvulas de control, bomba, acoples y mangueras flexibles.

Elementos de Medición y Sistema de adquisición de datos.

Este es sin duda el conjunto de elementos de mayor importancia dentro del diseño. En el capítulo 3 se realizará la selección de los elementos de medición de temperatura adecuados, acorde a los requerimientos del diseño de la sección 2.2.

La implementación de un sistema de adquisición de datos adecuado será de igual importancia para el proyecto.

Bloque metálico conductor, Calentadores eléctricos y aislamiento.

Finalmente como se puede apreciar en el esquema de la figura 2.2 otros elementos necesarios en el diseño son el bloque conductor, los

calentadores de tipo eléctricos y el aislamiento. En el capítulo 3 se describirá detalladamente el proceso de selección y diseño de las partes en cuestión.

En el presente trabajo se anexarán planos complementarios que serán útiles al momento de la construcción. En la siguiente sección se describirán brevemente las partes del diseño.

Características técnicas del diseño general.

Partiendo de un análisis previo del diseño del banco experimental será necesario proponer las características técnicas aproximadas que se buscarán en el proyecto.

- i. Potencia suministrada 1 a 5 kW.
- ii. Caudal de fluido 0.5 a 5 L/min.
- iii. Temperatura de operación, máximo 200°C en la superficie.
- iv. Caída máxima de presión en tuberías 20 m
- v. Medidas máximas, largo 1.20 m, ancho 1.20 m, altura 1.20 m.
- vi. Diámetros de boquilla entre 1 a 9 mm.
- vii. Distancia boquilla, superficie entre 50 a 200 mm.
- viii. Capacidad de reservorio de agua, mínimo 200 L.

Estas características técnicas propuestas partiendo de un análisis previo de lo que será el equipo, son las que se perseguirán a lo largo del proceso del diseño, sin embargo las características finales estarán limitadas a los equipos seleccionados de los disponibles en el mercado.

3 DISEÑO Y SELECCIÓN DE PARTES

En la presente sección se detallará el proceso de diseño y selección de los materiales, equipos e instrumentación utilizados.

3.1 Diseño de Estructura y partes móviles.

Al referirse al diseño de la estructura específicamente se dirige a la mesa de pruebas, la misma será fundamentada en el diseño de forma, y acorde a los requerimientos de la sección 2.2.

La estructura estará diseñada en base a materiales de preferencia disponibles en el mercado nacional, con propiedades mecánicas adecuadas para su uso.

Las piezas y materiales serán seleccionadas de los catálogos disponibles en el mercado, los mismos se incluyen en el Apéndice A.

3.1.1 Chasis móvil.

El Chasis móvil se refiere a la estructura que soportará los elementos y equipos para el banco de pruebas, uno de los requerimientos del diseño es su movilidad, motivo por el cual el mismo deberá contar con ruedas que permitan el movimiento del

equipo completo. Para cumplir con los criterios propuestos se propone el uso de tubería cuadrada y planchas de acero estructural para la construcción de la mesa de pruebas, con medidas estándar que permitan un fácil manejo de los elementos y equipos.

3.1.2 Mesa de Pruebas.

Un diseño preliminar de la mesa de pruebas se muestra en la figura 2.2, los criterios de diseño para esta parte son sencillez, costo, disponibilidad de materiales, movilidad y resistencia.

Se establecen como criterios para el diseño de la mesa de pruebas sus medidas generales, las medidas máximas para la mesa de trabajo deberán ser:

- ✓ Altura máxima de la superficie calentada (punto de impacto del chorro) 1.20 m.
- ✓ Altura máxima de la mesa 1.50 m.
- ✓ Largo y ancho máximos 1.50 m.

En el presente trabajo se detallan los planos correspondientes para la construcción de la mesa de pruebas, se recomienda el uso de materiales de acero estructural para su construcción.

3.1.3 Diseño de elementos móviles.

Las partes móviles del presente trabajo se constituyen principalmente por un sistema de posicionado, el mismo que nos permitirá variar la distancia de impacto entre la boquilla del chorro y la superficie enfriada.

Se propone implementar un dispositivo de control de posición de una dirección de tipo piñón - cremallera, o similar, este elemento está hecho de aluminio extruido y con varias opciones de longitud de recorrido La figura 3.1 describe el elemento propuesto.



Figura 3.1 Elemento de posicionado lineal de una dirección, tipo piñón – cremallera, (www.edmundoptics.com).

Para el diseño propuesto se selecciona el producto con 250 mm de recorrido lineal, su costo es moderado y su hoja de especificaciones técnicas se adjunta en el Apéndice A.

3.1.4 Diseño de arreglos de toberas.

Las toberas son los elementos por donde sale el líquido de enfriamiento antes de entrar en contacto con la atmósfera, para posteriormente chocar con la superficie a enfriar.

Su diseño al igual que la mayor parte de los elementos de este trabajo estará basado en los requerimientos generales del proyecto: sencillez, bajo costo, precisión, disponibilidad.

Para obtener toberas con un diámetro definido y con la precisión requerida se han consultado los siguientes productos National Apertures Inc.

Disco de precisión estándar de 1000, 2000 y 3000 micras de diámetro de apertura, en la figura 3.2 se puede apreciar la forma de los elementos seleccionados. En el anexo A se puede observar su ficha técnica. Los discos de precisión deben incluir un soporte adicional que facilite su montaje en el proyecto, debido a que son muy finas (espesor de 12.7 micras).

Los anillos estándar son acero inoxidable no magnético, su diámetro exterior es de 3/8 de pulgada y su accesorio de montaje se encuentra hecho de aluminio ennegrecido, las medidas

disponibles para el accesorio pueden ser de $D = 25 \text{ mm}$, $T = 2.54 \text{ mm}$; $D = 18 \text{ mm}$, $T=2.54 \text{ mm}$, ó $D=12.7 \text{ mm}$, $T=1.27 \text{ mm}$.

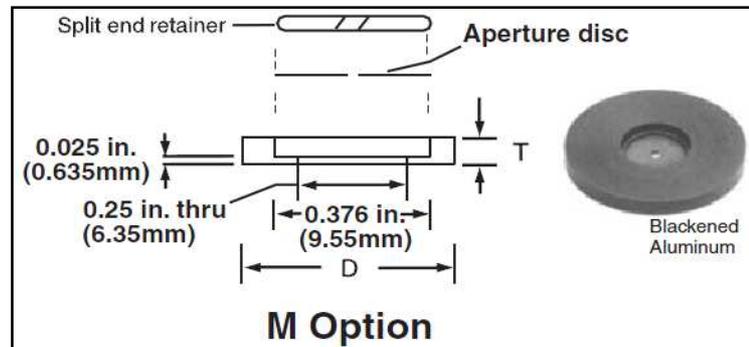


Figura 3.2 Disco de precisión estándar (www.nationalaperture.com).

Para el proyecto se usarán accesorios de montaje de aluminio ennegrecido de $D = 18 \text{ mm}$ y $T = 2.54 \text{ mm}$.

El resto del cuerpo de la tobera será de aluminio que puede ser construido por fundición simple y posteriormente ser maquinado para obtener el diseño final propuesto en la sección de planos incluidos.

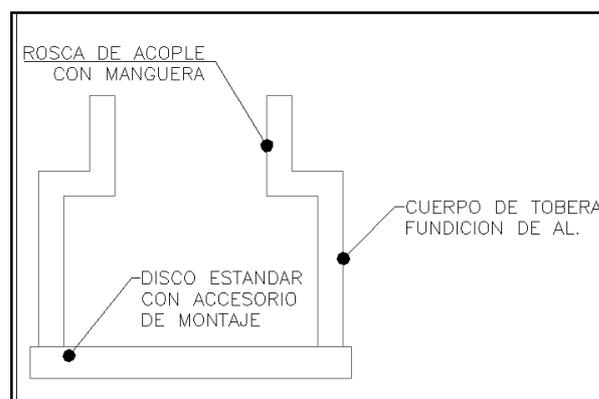


Figura 3.3 Diseño de forma del cuerpo de la tobera de inyección.

3.2 Sistema de provisión de Agua de enfriamiento.

Como ya se mencionó en la sección 2.4 el sistema de provisión de líquido de enfriamiento es fundamental para el diseño del banco de pruebas, su principal objetivo es proveer al sistema un caudal uniforme de líquido de enfriamiento a una temperatura constante, por este motivo deberá implementarse una bomba de tipo de desplazamiento positivo y así asegurar un caudal uniforme.

El líquido de enfriamiento establecido para el presente diseño será agua a temperatura ambiente, debido a sus propiedades bien conocidas y su fácil adquisición.

El tanque reservorio deberá tener la capacidad necesaria para suministrar agua durante un tiempo prolongado, debido a que el experimento está diseñado para condiciones de estado estable.

3.2.1 Tanque de provisión.

El tanque reservorio que proveerá al sistema del líquido de enfriamiento, deberá mantener los criterios generales de diseño del conjunto en general, que son sencillez, costo, peso y tamaño adecuado.

Para el presente trabajo por facilidad y costos existen dos opciones evidentes que son:

- i. Adquirir un tanque de capacidad, costo y forma seleccionable.
- ii. Construir un tanque.

La idea de construir un tanque a base de material estructural, se debe principalmente a que tiene la ventaja de tomar la forma deseada que se adapte mejor al diseño final. Un tanque construido en base a acero estructural debido a sus excelentes propiedades mecánicas y la disponibilidad de materiales para su construcción es una opción viable que podría ser considerada al momento de la construcción, sin embargo sus costos y esencialmente la capacidad del tanque podrían restar condiciones desfavorables al diseño final.

Para este diseño se propone implementar un tanque de plástico reciclado con capacidad de 200 litros (www.tanks-direct.co.uk). Las razones principales para su selección son bajo costo, bajo peso, fácil montaje y capacidad óptima. Por otra lado su principal desventaja que sólo se puede adquirir en tamaños y formas predefinidas que podrían restar versatilidad al diseño final.

A continuación se describe en la figura 3.4 la forma del tanque reservorio propuesto, seguido de la tabla 3.1 donde se detallan sus principales características técnicas y en el anexo A se adjunta su hoja de datos.



Figura 3.4 Tanque de 200 litros, hecho de plástico reciclado.

Capacidad	200 litros
Ancho (B)	380 mm
Largo (L)	900 mm
Altura (H)	650 mm
Diámetro de tapa (A)	190 mm
Material	Plástico Reciclado

Tabla 3.1 Especificaciones técnicas de tanque reservorio.

En el Apéndice B del presente trabajo se hace un alcance de la comprobación de que el volumen de agua en el reservorio es suficiente para ser considerado como sumidero.

3.2.2 Tubería.

La tubería por donde se conducirá el fluido de enfriamiento será de preferencia de materiales similares al PVC, con diámetros interiores de 1/4 a 1/8 de pulgada.

En el anexo A se adjuntan algunos catálogos de productos Cole-Parmer y Omega. Además en el apéndice B, se encuentra una tabla comparativa de los mismos donde se sugiere finalmente utilizar tubería de polipropileno TYPP de Omega y la tubería de PVC Cole-Parmer, debido a sus propiedades mecánicas peso y costos (www.coleparmer.com).

3.2.3 Selección de válvulas de control.

Para el sistema de provisión de fluido se recomienda el uso de válvulas de tipo Check, que permiten el flujo de líquido de enfriamiento en una sola dirección. A continuación en la tabla 3.2 se presentan las especificaciones técnicas de las válvulas para el

proyecto. En el Anexo A se encuentra el detalle de los productos Cole-Parmer.

Tipo de Producto	Válvula Check
Diámetro interno	1/8"
Cv	0.11
Material	polipropileno
Temperatura Max (° F)	200
Temperatura Max. (° C)	93
Presión Max. (psi)	50
Working pressure (psi)	3 a 5
Marca	Viton

Tabla 3.2 Especificaciones técnicas de Válvula Check, propuesta para el diseño.

3.2.4 Selección de bomba.

Para el proceso de selección de la bomba que proveerá al sistema del fluido de enfriamiento se deberán tomar en cuenta los siguientes criterios de diseño.

- i. Caudal apropiado y lo más uniforme posible.
- ii. Costo.
- iii. Tipo desplazamiento positivo.
- iv. Fluido es agua a temperatura ambiente.

v. Condiciones de trabajo normal.

vi. Caudal regulable.

El caudal estará definido por el diseñador. Su costo tiene que ser el menor posible. La bomba debe ser del tipo de desplazamiento positivo, con el fin de obtener un caudal lo más uniforme posible. La bomba en el presente diseño trabajará con agua a temperatura ambiente. Las condiciones de trabajo se estiman serán normales.

A mayor caudal la tasa de transferencia de calor se incrementa, sin embargo considerando las limitaciones físicas de los demás componentes y demás requerimientos expuestos en el párrafo anterior se consultaron las siguientes alternativas:

Modelo	Capex L1	RD1	LD2	LP050.35-12V
Caudal Max.	1.2 L/min	0.85 L/min	1.60 L/min	0.85 L/min
Cabezal Max.	8.50 m	2.00 m	20.00 m	18 psi
Succión Max.	0.75 m	7.00 m	5.0 m	16 Hg
Costo			\$ 414.24	\$100.00
Proveedor	Charles Austen	Charles Austen	Charles Austen	Don Wolf & Associates Inc.

Tabla 3.3 Resumen comparativo de las bombas de desplazamiento positivo encontradas.

Comparando los equipos de la tabla 3.3 se puede concluir que la bomba LP050.35 – 12V de Don Wolf & Associates Inc. es la solución más económica, sin embargo el caudal de máximo de alimentación podría ser muy bajo.

Uno de los propósitos del diseño es que el operador pueda controlar el caudal suministrado para los diferentes ensayos, por este motivo se estudió implementar un dispositivo adicional tal como un variador de frecuencias, pero debido a su alto costo y dificultad de adquisición en el presente trabajo se propone el uso de 4 bombas del tipo LP050.35 – 12V en paralelo como solución al problema del control del caudal (www.donwolf.com).

Otra opción que se deja a consideración para el problema del control de flujo es implementar bombas de tipo peristáltico con motor y control de velocidad que permite tener caudales deseados.

Las bombas peristálticas consultadas se resumen en la tabla 3.4 a continuación. Analizando la mejor opción es la bomba FPU500 con motor FPU5-MT110, siempre que el presupuesto del proyecto lo permita.

Modelo	RZ – 77913 -20	RZ – 77910 -20	FPU500 / FPU5-MT 110
Caudal Max.	17 a 1700 mL/min	56 a 1700 mL/min	1 a 2280 mL/min
Volt / Amp / Frec	115V / 1.5A /60 Hz	115V / 1.5A /60 Hz	130 Vac / 1.5A
Control de velocidad	Análogo	Análogo	Digital
Costo	\$1,320.00	\$1,160.00	\$1,000.00
Proveedor	Cole – Parmer	Cole - Parmer	Omega

Tabla 3.4 Resumen de bombas de tipo peristálticas (www.omega.com).

Las bombas de tipo peristáltico dan la ventaja de la precisión en el control del caudal suministrado, mientras que las bombas de diafragma LP050.35 – 12V colocadas en paralelo son mucho más económicas.

3.2.5 Acoples y manguera flexible.

Para el uso de los acoples y accesorios tales como reductores, codos, se recomienda sugerirse de acuerdo a los proveedores seleccionados anteriormente en la sección 3.2.2. En el anexo A se detallan algunas especificaciones técnicas de accesorios de los productos Cole-Palmer y Omega.

3.3 Elementos de medición.

Esta sección será de vital importancia en el diseño debido a que de los equipos y partes seleccionadas dependerán los resultados y datos medidos durante el uso del equipo. A continuación se detallan los elementos a seleccionar.

3.3.1 Flujómetro.

El medidor de caudal deberá estar seleccionado acorde a los caudales esperados de acuerdo a la capacidad de la bomba seleccionada y la tubería. Dentro de los rangos establecidos los equipos consultados se resumen en la siguiente tabla con sus respectivas características.

Analizando la tabla resumen de los diferentes elementos se concluye que los modelos FTB-300, FLR-1000 (www.omega.com) y el rotámetro (www.mcmaster.com) son los que se ajustan mejor a lo que se busca en el presente trabajo debido a sus características. Finalmente se propone usar el modelo por infrarrojo FTB-300 debido a su costo moderado, señal de salida eléctrica, precisión y variedad de conexiones para tuberías de diferentes medidas. Se deja a consideración de un futuro tesista constructor su adquisición.

Modelo	FTB-300	FLR-1000	FTB-600B	FPR-300	Rotámetro
Tipo	Infrarrojo	Turbina	Infrarrojo	Impulso por impeler	Área variable
Tubería	1/8; 1/4; 3/8.	1/4 ó 3/8	1/4; 1/2	3/8	3/8
Rango de medida	30-7000 ml/min	20-5000 ml/min	0.1-120 LPM	0.28-20 LPM	0.4-4 LPM
Señal de salida	0-5 Vdc	0-5 Vdc	Pulso de onda cuadrada	6-24 Vdc	Visual
Display	Adicional	Adicional	No disponible	Adicional	No
Temperatura de trabajo	54 °C	0 a 50 °C	-40 a 185 °C	70 °C	100 °C
Precisión	±6 %	±1 %	±1 %	±1 %	±5 %
Costo	\$191.00 sin Display	\$255.00 (1/4); \$305.00 (1/8)	\$560.00	\$285.00	\$98.19
Proveedor	Omega	Omega	Omega	Omega	McMaster

Tabla 3.5 Descripción comparativa de los diferentes medidores de flujo consultados para el diseño.

3.3.2 Termopares y juntas.

Como ya se anticipó en el primer capítulo, sección 1.3.3 del presente trabajo existe una gran variedad de métodos para medir temperaturas. Una vez descrito los diferentes tipos de sensores de temperaturas disponibles: termocuplas, termografía infrarroja,

cristales líquidos y pinturas termo-sensibles, sus principios, ventajas y desventajas, se propone el uso de termocuplas debido principalmente a sus costos accesibles, disponibilidad en el mercado local, amplios rangos de temperaturas de trabajo, costos moderados en equipos adicionales (Sistemas de adquisición de datos), facilidad de manejo, sensibilidad precisión y velocidad de respuesta. Se deja a consideración de un futuro constructor el análisis de recursos existentes en el laboratorio de termofluidos de la facultad.

Las termocuplas más usadas para trabajos de investigación similares son las tipo K y tipo J, a continuación se detallan en la tabla 3.6 comparativa sus principales características. En el Anexo A se adjuntan hojas de especificaciones técnicas y precios consultados de los instrumentos en cuestión.

Los termopares tipo J se usan principalmente en la industria del plástico y goma (extrusión e inyección) y fundición de metales a bajas temperaturas (Zamac, Aluminio).

Las termocuplas tipo K se usan típicamente en fundición y hornos a temperaturas menores de 1300°C, por ejemplo fundición de cobre y hornos de tratamientos térmicos.

Tipo	Denominación	Composición y símbolo	Rango de temperaturas en °F (°C)	GAGE	Precisión
B	Platino-rodio 30% vs. Platino-rodio 6%	PtRh 30% -PtRh 6%	0...1500 (1800)	24 - 30	
R	Platino-rodio 13% vs. platino	RtRh 13% - Pt	0...1400 (1700)	24 - 30	1.5 °C
S	Platino-rodio 10% vs. Platino	PtRh 10% - Pt	0...1300 (1600)	24 - 30	1.5 °C
J	Hierro vs. constatan	Fe -CuNi	-200 ... 700 (900)	8-18	2.2 °C
K	Niquel – cromo vs. Niquel (Chromel NiCr – Ni vs. Alumel)	NiCr - Ni	0...1000 (1300)	8-12	2.2 °C
T	Cobre vs constatán	Cu - CuNi	-200...700 (900)	24	1.0 °C
E	Niquel-cromo vs. Constatán (Chromel vs constatán)	NiCr - CuNi	-200...600 (800)	8-9	1.7 °C

Tabla 3.6 Descripción comparativa de las características de los diferentes tipos de termocuplas.

Selección de Sistema de adquisición de datos.

Transmitir los datos medidos durante los experimentos a un ordenador será importante para estudios futuros que se puedan realizar partiendo del presente proyecto, por este motivo será necesario incluir en el diseño un sistema de adquisición de datos.

Los equipos consultados fueron principalmente de la marca National Instruments (www.ni.com), bien conocidos en el mercado local e internacional, su variedad de aplicaciones, variedad de precios, modelos y su confiabilidad. Además otra ventaja importante es que en las instalaciones de la facultad ya se cuenta con el software compatible para esta marca de equipos.

Como requerimientos de la selección del sistema tenemos, costos, resolución, tipos y cantidad de entradas analógicas, formato físico de preferencia USB, velocidad de muestreo y voltaje máximo de entrada analógica de preferencia compatible con las termocuplas. Siendo el costo, tipo de entradas y resolución los criterios de mayor importancia.

Se estudiaron una variedad de dispositivos que podían aplicarse al diseño, tomando en cuenta los principales requerimientos expuestos en el párrafo anterior, entre los equipos preseleccionados se resumen en la siguiente tabla.

Producto	NI 9211	NI 9213	NI 9217
Formato físico	Ethernet, USB, Inalambrico, CompaqDAQ.	Ethernet, USB, Inalambrico, CompaqDAQ.	Ethernet, USB, Inalambrico, CompaqDAQ.
Tipos de medidas	Temperatura, Termopares, Voltaje	Temperatura, Termopares	Temperatura, RTD
Acondicionamiento de señales	Compensación de unión fría	Termopares abiertos, Compensación de unión fría	Excitación de corriente
Número de canales	4	16	4
Resolución	24 bits	24 bits	24 bits
Velocidad de muestreo	14 S/s	1200 S/s	400 S/s
Rango de Voltaje de entrada analógica	± 80 mV	± 78.125 mV	
Salida Analógica	No	No	No
Precio	\$ 670.00	\$ 1,415.00	\$ 825.00

Tabla 3.7 Resumen especificaciones técnicas de los equipos preseleccionados, obtenido de su catálogo NI, adjunto en el anexo A.

Una vez analizada la propuesta de la Tabla 3.7, se concluye que el sistema de Medidas NI 9211. Este sistema mide 4 canales de termopar (± 80 mV) a 14 S/s con resolución de 24 bits, enviando datos a una PC por medio de bus USB, Ethernet o 802.11 Wi-Fi.

Su costo es aceptable considerando las dimensiones y demás equipos propuestos en el presente diseño.

Como elemento de medición auxiliar deberá ser utilizado un multímetro, el mismo que será indispensable para la calibración de las termocuplas y podrá ser utilizado para realizar las lecturas de caudal de ser necesario.

3.4 Diseño de probeta de pruebas.

En el esquema de la figura 2.2 se puede observar que el método que se utilizará para estimar el flujo de calor que pasa a través de la superficie bajo el chorro de impacto será de un bloque conductor.

Para este propósito será necesario buscar el material adecuado del bloque conductor, es decir el material debe cumplir principalmente con dos características principales tales como alto coeficiente conductivo y además debe ser fácilmente maquinable. Los materiales comúnmente utilizados para propósitos similares son el cobre y el aluminio.

En el anexo A se detallan las aleaciones preseleccionadas de aluminio y cobre (www.mcmaster.com), formas y costos disponibles para el diseño. A continuación se describe una tabla de propiedades que nos permite comparar las propiedades físicas y mecánicas de los

materiales que nos permitirá seleccionar el más idóneo para el proyecto.

Para el diseño se partirá de un bloque estándar de 100 mm de diámetro y 75 mm de alto que se encuentra disponible en ambos materiales.

	ALUMINIO (2024)	COBRE (110)	UNIDAD
Densidad	2770	8933	Kg/m ³
Conductividad	120	413 @ 200 K 366 @ 800 K	W/m*K
Cp	875	385	J/kg*K
Límite Elástico	240 - 35000	274 - 40000	MPa - Psi
Dureza	120 Brinell	F65 Rockwell	
Coefficiente de Expansión Térmica	$2.4 \cdot 10^{-5}$	$1.7 \cdot 10^{-5}$	°C ⁻¹
Costo	60.69	234.40	USD
Dimensiones	D = 100 L = 75	D = 100 L = 100	mm
Maquinabilidad	Buena	No Especifica	

Tabla 3.8 Características térmicas y físicas de los materiales preseleccionados para diseño del bloque conductor.

Tomando en cuenta todas las características de los materiales preseleccionados, se concluye que la aleación de Aluminio 2024 es la más idónea para el objetivo final del proyecto. A continuación se ilustra en la figura 3.5 el bloque conductor y su forma final propuesta para el diseño, mayor detalle se encontrará en los planos adjuntos en la sección de planos.

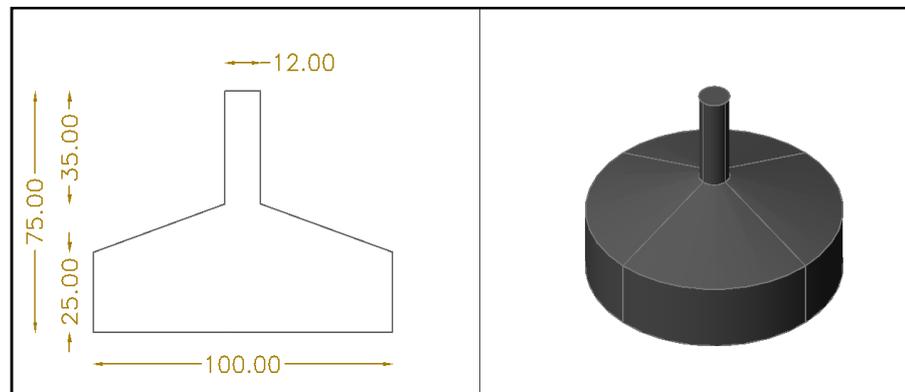


Figura 3.5 Esquema del diseño de forma del bloque conductor.

El material seleccionado en esta sección, aluminio puede ser obtenido directamente de las instalaciones de la facultad por medio de una fundición, sin embargo su manufactura podría generar imperfecciones que podrían restar garantías a la investigación final.

El diseño del bloque conductor ha sido concebido con el propósito de asegurar un flujo de calor unidireccional en las cercanías de la superficie expuesta al chorro líquido. Para salvaguardar el propósito

se ha realizado una simulación en el software de ingeniería ANSYS.

Las condiciones simuladas en el software son las siguientes:

- i. Condición de estado estacionario
- ii. Material del bloque conductor AL 2024
- iii. Condición de frontera adiabática en sus paredes laterales.
- iv. Flujo de calor constante en la superficie inferior igual a 100 W.
- v. $h = 15,000$ en la superficie superior en contacto con el chorro líquido.

Como resultado se obtuvo la figura 3.6 donde se observan las curvas de temperaturas horizontales en las cercanías de la superficie enfriada por el chorro. Demostrando así que el flujo de calor esperado tendrá naturaleza unidireccional.

En el anexo B se adjunta un programa elaborado en matlab, basado en el método de diferencias finitas, el mismo fue utilizado para determinar la distribución de temperaturas en la sección de flujo de calor unidireccional medido experimentalmente. Por lo tanto permite estimar también el valor de la temperatura de la superficie. En el programa se debe ingresar las temperaturas medidas T_1 y T_2 , en los puntos X_1 y X_2 , así como la distancia respectiva entre los mismos. La variable de discretización Δx también debe ser definida, a menor Δx

mejor resolución para la distribución de temperaturas, pero mayor será el número de resultados y tiempo de cálculo del software, se recomienda usar un valor de 0.5 mm para Δx .

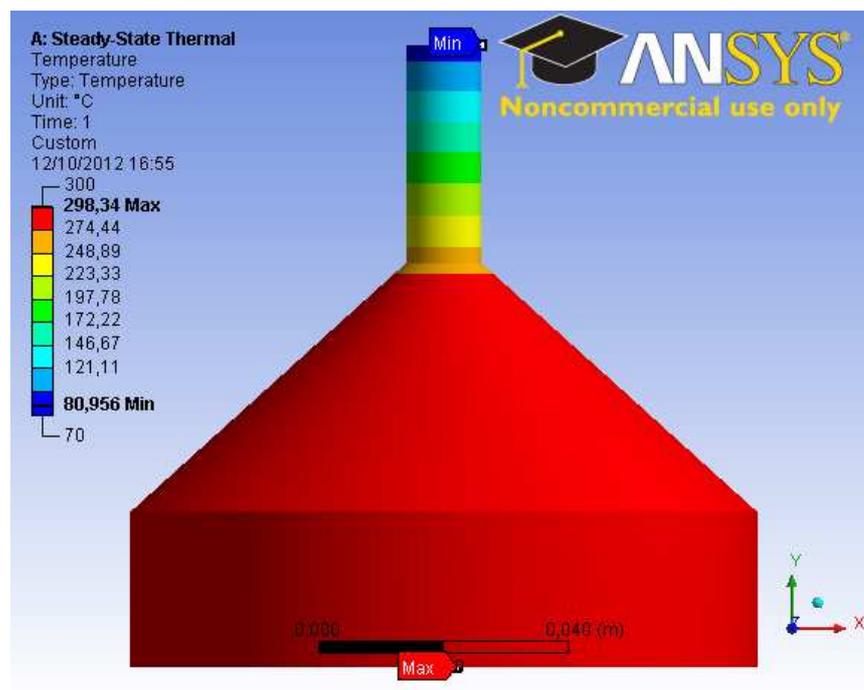


Figura 3.6 Curvas de temperaturas esperadas del bloque conductor.

3.5 Selección de calentadores eléctricos.

Para el estudio propuesto de los coeficientes de transferencia de calor será necesario suministrar al bloque conductor de calor, para este propósito se han preseleccionado calentadores tipo eléctricos debido a su capacidad de proveer calor, precios moderados y además su facilidad para incluirse en el diseño de forma.

Los elementos calentadores fueron seleccionados del catálogo de productos Watlow Electric Manufacturing Company (www.watlow.com). El resultado obtenido después del análisis de los productos es el siguiente:

- ✓ Calentadores eléctricos de inserción
- ✓ Diámetro nominal de ½ pulgada
- ✓ 100 watts de potencia
- ✓ Densidad 5 W/cm²
- ✓ Código de parte J2J67

Los criterios de selección fueron principalmente las limitaciones físicas y su mayor potencia disponible. El catálogo de los elementos seleccionados, accesorios y sus respectivas especificaciones técnicas se adjuntan en el anexo A.

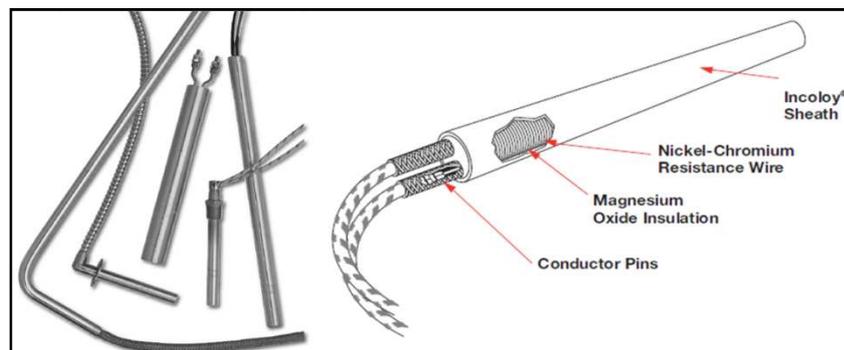


Figura 3.7 Calentadores Watlow tipo cartucho de inserción.

3.6 Aislamiento térmico.

Para esta sección los criterios de diseño que se buscan principalmente son bajo coeficiente de conducción, resistencia al contacto con el agua y maquinabilidad, motivo por el cual los aislamientos de tipo cerámico son los más idóneos. Será indispensable que el material en este caso sea completamente maquinable para obtener las geometrías acordes al bloque de pruebas. En el mercado nacional no se encuentran con facilidad estos materiales, los que mejor ajustaron a las características deseadas se encuentran resumidos en la tabla 3.8 a continuación. En el anexo A se adjuntan las fichas técnicas de los materiales consultados.

En este punto los costos serán el criterio dominante para la selección del material idóneo, ya que los coeficientes de conducción son similares. Como se puede observar en la tabla de los materiales consultados, debido a su relación de tamaño y costo se concluye que el material más conveniente será el Glass – Ceramic 502 - 400.

	Corning Macor Glass Ceramic	914 – 15A Machinable Glass Ceramics	Glass Ceramic 502- 400	UNIDAD
Color	Blanco			
Densidad	2520	2600	3000	Kg/m ³
Coefficiente de Conducción	1.46	0.40	0.87	W/m*K
Resistencia al agua	Si	Si	Si	
Medidas	150 * 150 * 12	225 * 300 * 12	350 * 500 * 12	mm
Costo	\$ 387.32	\$216.00	\$485.00	USD
Proveedor	Professional Plastics	Cotronics Corp.	Aremco	

Tabla 3.9 Resumen de las propiedades de los materiales de aislamiento preseleccionados.

4 DESCRIPCIÓN DEL FUNCIONAMIENTO, CALIBRACIÓN, PROPUESTA DE GUIA DE ENSAYO, SEGURIDAD, VARIACION DE PARAMETROS A CONTROLAR Y ANALISIS DE ERROR.

4.1 Funcionamiento general.

Partiendo del objetivo principal del proyecto, la meta es medir experimentalmente el coeficiente de transferencia de calor por convección h descrito de la ecuación 1. Para la consecución de nuestro objetivo se ha propuesto medir el flujo de calor por conducción unidireccional en la zona más próxima a la superficie en contacto con el chorro, como lo ilustra la figura 4.1. El flujo de calor por conducción se describe mediante la ecuación 38, y a continuación se detalla la solución.

Primero establecemos las siguientes asunciones:

- i. Condición de frontera adiabática en las paredes del cilindro.
- ii. Condición de estado estable.

- iii. Flujo de calor por conducción es unidireccional dentro del cilindro conductor.
- iv. El flujo de calor por conducción es equivalente al calor retirado por convección en la superficie.

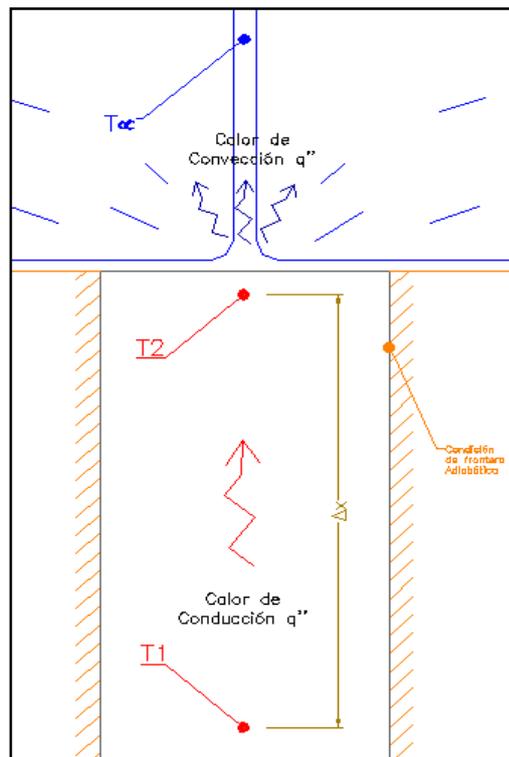


Figura 4.1 Esquema del problema propuesto para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección.

Luego tomando las ecuaciones 1 y 38, considerando las asunciones propuestas obtenemos:

Ecuación 1:
$$q'' = h(T_s - T_{\infty})$$

Ecuación 38:
$$q_x \int_{x_0}^x \frac{dx}{A(x)} = \int_{T_0}^T k(T) dT$$

Donde $A(x)$ es constante, entonces $q'' = \frac{q_x}{A}$ y $k(T)$ es la conductividad térmica del material en función de la temperatura. Ésta será aproximada a una función polinómica utilizando el polinomio de interpolación de LaGrange (Ojeda, 2011). Para cumplir el objetivo primero se debe encontrar los datos disponibles que relacione la conductividad térmica del aluminio 2024 con respecto a la temperatura, tabla 4.1.

Conductividad Térmica W m ⁻¹ C ⁻¹	Temperatura C
114	-100
144	0
165	100
175	200

Tabla 4.1 Valores de la conductividad térmica con respecto a la temperatura del aluminio 2024.

Ahora utilizando el polinomio de interpolación de LaGrange (anexo B), la conductividad térmica en función de la temperatura queda:

Ecuación 41:
$$k(T) = -\frac{T^3}{3 \cdot 10^6} - \frac{T^2}{2 \cdot 10^4} + \frac{31T}{120} + 144$$

Así nos queda para la obtención experimental del coeficiente de transferencia de calor h la ecuación 42:

$$\text{Ecuación 42: } h = \frac{1}{(T_s - T_\infty)} * \frac{1}{(x_2 - x_1)} \left[\int_{T_2}^{T_1} \left(-\frac{T^3}{3 \cdot 10^6} - \frac{T^2}{2 \cdot 10^4} + \frac{31T}{120} + 144 \right) dT \right]$$

Donde T_1, T_2 son las temperaturas medidas en los puntos X_1 y X_2 respectivamente. T_∞ es la temperatura medida del agua del chorro de enfriamiento y el valor de T_s deberá ser interpolada por medio del método de diferencias finitas descrito más adelante en el anexo B. Luego Δ_x es la distancia entre las tomas de las temperaturas T_1 y T_2 ; es decir $\Delta_x = (x_2 - x_1)$. Finalmente q'' puede representar el flujo de calor promedio para condiciones de estado estable, por lo tanto la ecuación 42 representa el coeficiente promedio de transferencia de calor por convección \bar{h} .

Finalmente una vez obtenidos los resultados deberán ser comparados con la correlación teórica calculada mediante la ecuación 30 detallada en el capítulo 1,

Ecuación 30:

$$\bar{St} = \frac{\bar{Nu}_d}{Re_d Pr} = 2.74 Re_d^{-0.652} Pr^{-0.513} \left(\frac{D}{d} \right)^{-0.774} \left(\frac{\mu_w}{\mu_{aw}} \right)^{-0.37}$$

Donde \overline{Nu}_d es la correlación adimensional de Nusselt promedio para un diámetro de chorro d , $\overline{Nu}_d = \bar{h}d/k$.

Como ya se ha descrito en las secciones anteriores el presente diseño tiene la capacidad de ajustar variables tales como caudal del chorro, altura de impacto y diámetro de chorro con la finalidad de estudiar sus efectos y obtener un mayor rango de resultados.

La capacidad de variar la potencia de calor suministrado ha sido excluida del alcance del presente trabajo, sin embargo se aconseja que debido a que se han seleccionado tres calentadores independientes de tipo cartucho con una capacidad de 100 Watts cada uno, desconectar uno o dos de ellos para diferentes experimentos y así obtener diferentes tasas de calor suministrado. Otra alternativa es implementar el uso de un control de resistencia variable de potencia eléctrica.

El experimento y las ecuaciones han sido diseñadas para condiciones de estado estable por lo tanto es importante que el experimento se lo realice para las condiciones propuestas.

Del conjunto total de los equipos seleccionados en el presente trabajo, los elementos que requieren una calibración antes de su uso serán las

termocuplas y el medidor de flujo, para el caso de las termocuplas su calibración es un método normalmente conocido para los experimentadores, y la información al respecto se encuentra fácilmente. Mientras que el medidor de caudal debe ser calibrado experimentalmente mediante el uso de un multímetro en el caso de que se haya adquirido un elemento medidor sin elemento mostrador.

4.2 Calibración.

El procedimiento de calibración de los equipos deberá ser realizado antes de la puesta en marcha del banco de pruebas y de cada prueba, los equipos de medición a ser calibrados principalmente serán las termocuplas, medidor de flujo y el sistema de posicionado vertical tipo piñón-cremallera. Para calibrar los equipos se recomienda el uso de los métodos de calibración tradicionales utilizados en el laboratorio.

4.3 Análisis de error e incertidumbre.

Para el análisis y cálculo de incertidumbre en nuestro proyecto se ha seleccionado el método de Kline – McClintock (1953), que es un método que permite estimar la incertidumbre de experimentos simples, basado en las mediciones experimentales o tolerancias en la fabricación o construcción.

Para el uso del método Kline – McClintock primero se establece la función que define la variable final a calcular que en este caso será el coeficiente promedio de transferencia de calor por convección \bar{h} , por medio de la ecuación 42, luego se definen las variables a medir que en este caso serán T_1, T_2, T_∞ y Δx .

$$\text{Ecuación 42: } h = \frac{1}{(T_s - T_\infty)}$$

Así una vez definida la función que rige nuestro resultado final y sus variables, de manera general según el método de Kline – McClintock para una función F con n variables y con una incertidumbre ε_n para cada variable x_n , el valor de la incertidumbre ε_F para la función F está dado por la siguiente ecuación.

Ecuación 43:

$$\pm \varepsilon F = \left[\left(\frac{dF}{dx_1} \right)^2 (\varepsilon_1)^2 + \left(\frac{dF}{dx_2} \right)^2 (\varepsilon_2)^2 + \dots + \left(\frac{dF}{dx_n} \right)^2 (\varepsilon_n)^2 \right]^{1/2}$$

Por lo tanto homologando la ecuación 43, con la función de \bar{h} descrita por la ecuación 42, obtendremos la función de incertidumbre. Primero calculando las derivadas parciales de cada variable:

$$\frac{dF}{dx_1} = \frac{d\bar{h}}{dT_1} = \left[\frac{T_1^3}{3 \cdot 10^6} + \frac{9T_1^2}{2 \cdot 10^4} - \frac{31T_1}{120} - 144 \right] * \frac{1}{\Delta x (T_s - T_\infty)}$$

$$\frac{dF}{dx_2} = \frac{d\bar{h}}{dT_2} = \left[\frac{T_2^3}{3 \cdot 10^6} + \frac{9T_2^2}{2 \cdot 10^4} - \frac{31T_2}{120} - 144 \right] * \frac{1}{\Delta x(T_s - T_\infty)}$$

$$\frac{dF}{dx_3} = \frac{d\bar{h}}{dT_\infty} = \left[-\frac{T^4}{1.2 \cdot 10^7} - \frac{3T^3}{2 \cdot 10^4} + \frac{31T^2}{240} + 144T \right]_{T_1}^{T_2} * \left[\frac{1}{\Delta x^2(T_s - T_\infty)^2} \right]$$

$$\frac{dF}{dx_4} = \frac{d\bar{h}}{d\Delta x} = \left[-\frac{T^4}{1.2 \cdot 10^7} - \frac{3T^3}{2 \cdot 10^4} + \frac{31T^2}{240} + 144T \right]_{T_1}^{T_2} * \left[\frac{-1}{\Delta x^2(T_s - T_\infty)} \right]$$

En el anexo B se detalla la aproximación polinómica de la función de conductividad. Finalmente obtenemos la función de incertidumbre:

$$\text{Ecuación 44: } \pm \varepsilon \bar{h} = \left[\left(\frac{d\bar{h}}{dT_1} \right)^2 (\varepsilon T_1)^2 + \left(\frac{d\bar{h}}{dT_2} \right)^2 (\varepsilon T_2)^2 + \left(\frac{d\bar{h}}{dT_\infty} \right)^2 (\varepsilon T_\infty)^2 + \left(\frac{d\bar{h}}{d\Delta x} \right)^2 (\varepsilon \Delta x)^2 \right]^{1/2}$$

Para calcular el porcentaje de error tenemos:

$$\text{Ecuación 45: } \% \varepsilon \bar{h} = \frac{\pm \varepsilon \bar{h}}{\bar{h}}$$

Donde $\pm \varepsilon \bar{h}$ y \bar{h} son los valores tomados de las ecuaciones 41 y 43 de acuerdo a los datos experimentales obtenidos. Para el cálculo de del Coeficiente de transferencia de calor teórico promedio utilizaremos la ecuación 30 de la sección 1.2.2.

$$\bar{St} = \frac{\overline{Nu}_d}{Re_d Pr} = 2.74 Re_d^{-0.652} Pr^{-0.513} \left(\frac{D}{d}\right)^{-0.774} \left(\frac{\mu_w}{\mu_{aw}}\right)^{-0.37}$$

A continuación se detallan los cálculos realizados para estimar el porcentaje de error generado a partir de los resultados obtenidos mediante la simulación en el software ANSYS.

A partir de la ecuación 38 se pudo hallar el flujo de calor $q_x = 112.0978 \text{ Watt}$, luego usando la ecuación 42 se halló el valor promedio para el coeficiente de transferencia de calor de $\bar{h} = 16256 \text{ (W/m}^2\text{°C)}$, después con la ecuación 44 se estima la incertidumbre $\pm \varepsilon \bar{h} = 488.41 \text{ (W/m}^2\text{°C)}$. Finalmente se calculó el porcentaje de error con la ecuación 45, $\% \varepsilon \bar{h} = 3.004\%$. Este es un valor aceptable para el diseño propuesto.

4.4 Propuesta de guía para el ensayo experimental.

La guía del ensayo experimental deberá contar con los elementos comunes generalmente utilizados en todo reporte experimental, las partes del reporte propuestas serán las siguientes:

- i. Título
- ii. Objetivos
- iii. Marco Teórico

- iv. Descripción de los equipos y materiales
- v. Procedimiento
- vi. Tablas de datos, cálculo de resultados y gráficas obtenidas.
- vii. Cálculo de incertidumbres.
- viii. Análisis de resultados y Conclusiones
- ix. Bibliografía

Título.

Se propone el siguiente encabezado para el ensayo: “Obtención experimental del coeficiente promedio de transferencia de calor por convección forzada en chorros de impacto líquido sobre una superficie calentada”.

Objetivos.

A continuación se enumeran los objetivos principales que deben ser considerados durante las prácticas.

Obtener experimentalmente el coeficiente promedio de transferencia de calor por convección en un chorro líquido que impacta sobre una superficie calentada.

Comparar los resultados obtenidos experimentalmente versus las correlaciones teóricas encontradas en la bibliografía.

Almacenar y comparar resultados de experimentos similares, propios y ajenos, donde se pueda analizar los diferentes efectos debido al control de los parámetros tales como caudal, diámetro y altura de chorro, potencia de calor suministrada, entre otros.

Comprender de forma práctica los conocimientos adquiridos previamente en la clase teórica.

Marco Teórico.

Para este punto se recomienda hacer un resumen de la teoría presentada en el capítulo 1, además se sugiere hacer una revisión rápida de las referencias bibliográficas, especialmente (Incropera & DeWitt, 1999) y (Webb, 1995). En el marco teórico se debe incluir temas generales tales como aplicaciones, investigaciones similares, correlaciones generales y modelos matemáticos fundamentales utilizados en el experimento.

Descripción de los equipos.

En el capítulo 3 se hace una descripción detallada de los elementos propuestos y se facilita información general en los planos y anexos A, toda esta información será de utilidad al momento de resumir los equipos que finalmente se utilicen en la construcción del banco de pruebas.

A continuación se presenta una lista resumen de los elementos que se estiman se deben describir de manera general en reporte:

- ✓ Tanque reservorio
- ✓ Bomba
- ✓ Medidor de caudal
- ✓ Tobera
- ✓ Bloque conductor
- ✓ Calentadores
- ✓ Termocuplas
- ✓ Sistema de adquisición de datos
- ✓ Posicionador lineal

✓ Procedimiento.

A continuación se propone un conjunto de pasos a seguir para el correcto uso del equipo.

Los elementos de medición tales como termocuplas y medidor de caudal deberán ser correctamente calibrados.

La mesa de pruebas debe ser trasladada a la ubicación predestinada para el ensayo, donde se encuentren los recursos necesarios para su funcionamiento, fuente eléctrica.

La posición altura del chorro con respecto a la superficie y el diámetro de tobera a usar en el experimento deben ser establecidos.

El caudal de líquido de enfriamiento debe ser calibrado al caudal deseado antes del inicio del experimento.

Los calentadores y la potencia suministrada a ellos debe ser definida antes de encenderlos.

Todos los equipos deben ser encendidos, sistema de adquisición de datos, medidor de caudal, calentadores y finalmente la bomba.

Esperar hasta que el sistema se encuentre en estado estable.

Tomar datos, calcular los resultados.

Finalmente realizar el reporte y el análisis de los resultados.

Tablas de datos y resultados

A continuación en las tablas tabla 4.2 y tabla 4.3 se presenta una propuesta para la toma de datos y el cálculo de los resultados.

Datos	Valor	Unidades
Δx		mm
D		mm
d		mm
Caudal		ml/min
v_j		m/s
Z_0		mm

Tabla 4.2 Datos experimentales que son constantes o se fijan antes del procedimiento.

Unidad	°C	°C	°C	W/mK	W/m ² K	Kg/m ³	N-s/m ² *10 ⁻⁶	P.A.	J/kg*K	P.A.	°C	N-s/m ² *10 ⁻⁶	N-s/m ² *10 ⁻⁶	P.A.	P.A.	W/m ² K
	T ₁	T ₂	T _∞	K(T)	\bar{h}_{exp} (Ec.41)	$\rho@T_{\infty}$	$\mu@T_{\infty}$	$Re_d = \frac{\rho v_j d}{\mu}$	$C_p@T_{\infty}$	$Pr = \frac{\mu c_p}{k}$	$T_{aw} = T_{\infty} + Pr^{0.6} \frac{v_j^2}{2c_p}$	$\mu_w@T_w$	$\mu_{aw}@T_{aw}$	\overline{St} (Ec.30)	$\overline{Nu}_d = \overline{St} Re_d Pr$	$\frac{\bar{h}_{teo}}{d} = \frac{\overline{Nu}_d k}{d}$
1																
2																
3																
9																
10																
Media																

Tabla 4.3 Toma de datos, resultados y sus promedios.

Análisis de incertidumbre.

En la sección anterior de este capítulo se presentaron las ecuaciones ecuación 44 y ecuación 45 que nos ayudarán a determinar la incertidumbre experimental de los resultados.

Análisis de resultados y conclusiones.

Finalmente se deberá concluir el reporte con el análisis de los resultados, haciendo comparaciones con resultados de investigaciones similares, con las correlaciones teóricas encontradas y con resultados anteriores obtenidos.

Por otro lado las conclusiones basadas en los objetivos propuestos deberán describir los resultados cualitativos de la experimentación.

Bibliografía.

Las referencias bibliográficas deberán ser incluidas al final del reporte, se sugiere tomar a manera de introducción la bibliografía del presente trabajo.

4.5 Aspectos de Seguridad.

Con respecto a la seguridad durante el uso del banco de pruebas experimental, se recomienda considerar las normas estándar para el manejo de equipos industriales y de laboratorio y, tales como el uso de vestimenta protectora, mantener el área de trabajo limpia y ordenada, tener al alcance elementos emergentes como extintores y demás.

5 PRESUPUESTO Y ANALISIS DE COSTOS.

5.1 Análisis de Costos

Para el diseño actual los costos más representativos del proyecto serán los correspondientes al equipo de adquisición de datos, material de aislamiento térmico, juego de bombas y la estructura de la mesa de trabajo, los mismos en conjunto representan algo más del 60% del presupuesto.

Si se desea obtener mayor precisión en el control de caudal de líquido de enfriamiento, en la sección 3.2.2 se planteó la implementación de una bomba de tipo peristáltica, la misma que podría incrementar el valor del presupuesto desde \$600.00 a \$1000.00, que representa una inversión del 19% al 32% adicional para el total actual.

Por otro lado si la idea es utilizar el banco de pruebas para experimentos en estado transitorio, el equipo a reemplazar sería el sistema de adquisición de datos, por uno de mayor velocidad, de mejor resolución y con más canales de señal analógica. Su costo podría incrementar el presupuesto actual desde \$800.00 a \$1500.00 al menos, lo que representa un agregado del 25% al 47% al valor actual.

Es importante mencionar que se pueden encontrar equipos similares a los propuestos en el diseño en los laboratorios de termofluidos de la facultad, los mismos que podrán ser utilizados previa autorización para reducir los costos, por ejemplo las termocuplas, mecanizado, entre otros.

5.2 Elaboración de presupuesto.

La presente sección tiene como objetivo detallar el costo individual y final del proyecto por adquisición de equipos y materiales para su construcción. El ensamble final debe contar con todos los equipos detallados en el capítulo 3 o similares. No se calculará costos del proyecto por utilidad, dirección técnica, impuestos ni envíos, debido a que su implementación tiene estrictamente objetivos académicos.

Es importante tener en cuenta que los costos son valores consultados a la fecha mayo de 2013, y son representativos, los costos reales pueden diferir al momento de su construcción debido a las variaciones del mercado o el rediseño del equipo. El resumen del presupuesto se detalla en la tabla 5.1, los costos están en dólares de los Estados Unidos.

Finalmente el costo total estimado por equipos y materiales será de USD 3,465.00. Los costos pueden ser reducidos mediante el uso de equipos disponibles dentro de los laboratorios de la facultad.

Equipo/Material	Costo	Porcentaje
Mesa de trabajo	350.00	11.06 %
Bombas	400.00	12.64 %
D.A.Q.	670.00	21.17 %
Calentadores	135.00	4.27 %
Bloque conductor	215.00	6.79 %
Flujómetro	195.00	6.16 %
Termocuplas	55.00	1.74 %
Tanque reservorio	135.00	4.27 %
Posicionador	140.00	4.42 %
Aislamiento	785.00	15.32 %
Toberas	315.00	9.95 %
Tubería	70.00	2.21 %
TOTAL	3 465,00	100 %

Tabla 5.1 Resumen presupuesto del proyecto.

6 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1 Conclusiones

El presente trabajo propone el diseño de un banco de pruebas para el cálculo experimental del coeficiente promedio de transferencia de calor por convección en chorros líquidos que impactan sobre una superficie calentada.

El proyecto presenta una extensa revisión bibliográfica acerca de tecnologías de remoción de calor similares, investigaciones, correlaciones desarrolladas y diferentes métodos para obtener el flujo de calor.

Para el diseño se consideraron varios métodos de obtención del flujo de calor, finalmente con ayuda de una matriz de decisión se seleccionó el método de conducción unidireccional en estado estable, debido principalmente a su sencillez de modelo matemático y menor costo de inversión por equipos e instrumentación.

Con la finalidad de obtener un modelo matemático que permita obtener el flujo de calor por conducción unidireccional, definir la geometría del bloque conductor en forma de botella fue un factor crítico en el diseño, ya que se buscó que las líneas de temperaturas

constantes sean lo más horizontales posible en la zona próxima a la superficie expuesta al chorro de impacto. Además se asumió condiciones de frontera adiabática en las paredes laterales del bloque conductor.

Se halló que el valor de conductividad térmica del AL 2024 utilizado para la construcción del bloque conductor no puede ser asumido constante, debido a que los rangos de temperaturas dentro del bloque conductor son extensos. Se utilizó una aproximación del polinomio de LaGrange para obtener el valor de conductividad K en función de la temperatura.

Como parte del diseño fueron simuladas las condiciones del experimento en el software de ingeniería ANSYS, se obtuvieron resultados que se estiman serían aproximados. Otra herramienta implementada fue la programación en Matlab, en el anexo B se adjunta un algoritmo (método de diferencias finitas) que asistirá al practicante para encontrar la distribución de temperaturas interna del bloque conductor. El diseño además fue asistido por los diferentes catálogos y especificaciones técnicas disponibles de los equipos y materiales seleccionados.

Para el cálculo de incertidumbre del equipo se empleó el método de Kline - McClintock (1953), con los datos simulados mediante el Software ANSYS se obtuvo un error estimado del 3%.

El banco de pruebas finalmente tendrá la capacidad de regular parámetros tales como caudal, diámetro de chorro de impacto, distancia boquilla-superficie, y también se podrá suministrar tres diferentes tasas de flujo de calor.

El diseño se encuentra listo para su construcción, habiendo sido detallados los equipos sugeridos, hojas de especificaciones técnicas, planos y costos.

6.2 Recomendaciones

Se recomienda construir el banco con la robustez necesaria que permita realizar mejoras futuras, las mismas que permitirán aplicar métodos de estado transitorio o diferentes tecnologías para medir temperaturas.

El ensamble permitirá estudiar la transferencia de calor en procesos de impacto de chorros líquidos, considerar el uso de líquidos de enfriamiento diferentes al agua.

Se recomienda considerar técnicas alternativas de medición de temperaturas, tales como la implementación de cristales líquidos para mejor resolución espacial y temporal de las mediciones.

El equipo podrá ser adaptado para el estudio de métodos de enfriamiento similares tales como impacto de arreglos de chorros, impacto de aerosol, impacto de gotas, entre otros.

APENDICES

APENDICE A

Solución de Falkner-Skan

La región de estancamiento para chorros axisimétricos es un caso especial del flujo de Falkner-Skan, después de haber aplicado la transformación de Mangler. La solución se desarrolla a partir de la función de corriente ψ la coordenada de semejanza η .

Ecuación 46:
$$\psi = \frac{r}{\sqrt{2}}(vrU)^{1/2}F(\eta)$$

y

Ecuación 47:
$$\eta = y\sqrt{2\frac{U}{vr}}$$

donde $F(\eta)$ es la solución de la transformada de la ecuación de momento,

Ecuación 12,

Ecuación 48:
$$F''' + FF'' = \beta(F'^2 - 1)$$

para el caso especial de $\beta = 1/2$. La ecuación de la energía muestra semejanzas para ambos casos, condición de flujo de calor constante y de frontera isotérmica, en este caso la distribución de temperaturas se expresa como sigue:

Ecuación 49:
$$(T_w - T) = (T_w - T_j)\theta(\eta)$$

Sustituyendo la Ecuación 49 en la Ecuación 13, la ecuación diferencial ordinaria queda

Ecuación 50:
$$\theta'' + PrF\theta' - \gamma Pr(2 - \beta)F'\theta = 0,$$

donde el parámetro γ describe la variación de la temperatura en la pared, $(T_w - T_j) = Kr^\gamma$. Para distribución de temperatura uniforme en la pared, la solución a la Ecuación 50 es

Ecuación 51:
$$\theta(\eta) = \frac{\int_0^\eta \exp\left[-\int_0^\eta PrF(\eta)d\eta\right]}{\int_0^\infty \exp\left[-\int_0^\eta PrF(\eta)d\eta\right]}$$

El coeficiente de transferencia de calor adimensional o número de Nusselt se determina directamente de la Ecuación 51 basado en la ley de Fourier:

Ecuación 52:
$$Nu_r = \frac{hr}{k} = \sqrt{2}[\theta'(0)|_{\beta=1/2}]Re_r^{1/2}$$

aquí el número de Reynolds local está definido como $Re_r = Ur/\nu$.

Combinando las ecuaciones Ecuación 4 y Ecuación 52 se descubre que el número de Nusselt es aproximadamente independiente de la variable r en la zona de estancamiento, es decir que la capa límite térmica tiene espesor uniforme en esta zona. Los resultados obtenidos para la zona de estancamiento se mantendrán para ambas condiciones de frontera, temperatura de pared uniforme y flujo de calor uniforme. El número de Nusselt local en la zona de estancamiento no presenta dependencia de r , de esta manera puede quedar expresado como sigue:

$$\text{Ecuación 53:} \quad Nu_{d,0} = Nu_{d,r/d \rightarrow 0} = \frac{h_0 d}{k} = [\theta'(0)|_{\beta=1/2}] Re_r^{1/2} \sqrt{2G}$$

La dependencia de Nusselt con respecto al número de Prandtl se encuentra en el término $\theta'(0)|_{\beta=1/2}$, el cual puede ser integrado con buena exactitud. Sin embargo para la mayoría de las aplicaciones ingenieriles se usan expresiones simplificadas de la dependencia de $Nu_{d,0}$ sobre Pr , para rangos suficientemente restringidos.

La Ecuación 53 indica una fuerte dependencia del Nusselt con respecto al Reynolds del chorro y al gradiente de velocidad de corriente libre.

APENDICE B

Cálculo de Capacidad de tanque reservorio.

Para poder considerar el volumen del tanque reservorio como un sumidero, la masa total de agua debe ser lo suficientemente extensa para que la inclusión de la nueva masa con un nivel más alto de energía térmica, proveniente del impacto del chorro con la superficie caliente, no cambie las propiedades termo físicas del líquido de enfriamiento.

Para comprobar que el tanque de 200 litros tiene el volumen suficientemente grande se analiza la cantidad de energía necesaria para que esta aumente su temperatura en un grado centígrado, con ayuda de la Ecuación 36.

Ecuación 36:
$$q = mc_p\Delta T = mc_p(T_i - T_f)$$

Datos:

- i. Líquido de enfriamiento es agua, $\rho = 998.2 \text{ (kg/m}^3\text{)}$, $C_p = 4.179 \text{ (kJ/kg }^\circ\text{C)}$, @ 20°C .
- ii. El volumen del recipiente es $V = 200 \text{ litros (0.2 m}^3\text{)}$.
- iii. $\Delta T = 1^\circ\text{C}$.
- iv. $m = \rho V$; $m = 0.2 * 998.2 = 199.64 \text{ kg}$

Por lo tanto la cantidad de energía necesaria para que la masa de agua del tanque aumente su temperatura en un grado centígrado es:

$$q = mc_p\Delta T = 199.64 * 4.179 * 1 = 834.29 \text{ kJ}$$

Por otro lado ahora analizando la cantidad de energía suministrada desde los calentadores hasta que se transfiere a la masa de agua que impacta sobre la superficie, se propone asumir una eficiencia entre el 20 y 50 por ciento del total de la potencia del calentador y tiempos estimados de ensayo entre 2 y 4 horas.

$$\text{energía} = \eta * Pot * t$$

Datos:

- i. La potencia seleccionada en el diseño para los calentadores es de 100 Watts.
- ii. La potencia estimada que se transfiere al líquido de enfriamiento es del 20 al 50% de la potencia de diseño. ($\eta = 0.2, \eta = 0.5$)
- iii. El tiempo estimado de prueba es de 2 a 4 horas. ($t = 2, t = 4$)

tiempo (horas)	η *Pot (Watts)	Energía (kJ)
2	20	144
2	50	360
3	20	216
3	50	540
4	20	288
4	50	720

Tabla A1 Energía estimada transferida al líquido de enfriamiento.

Como se puede observar mediante la tabla de resultados, las diferencias con respecto a la cantidad de energía necesaria para lograr un diferencial de temperatura de 1°C, en la masa de agua reservorio, son lo suficientemente grandes. Con esto concluimos que la masa de agua total en el reservorio es adecuadamente grande.

Cálculo de caída de presión en tuberías.

Como parte del diseño será importante estimar la caída de presión por fricción en las tuberías y accesorios.

Datos

- i. Fluido es Agua, $\nu = 1.003 \times 10^{-6} (m^2/s)$, $\mu = 1.102 \times 10^{-3} (N \cdot s/m^2)$
 $\rho = 998.2 (kg/m^3)$, @ 20° C.
- ii. Tubería de PVC, $e = 0.0015 \text{ mm}$, $\phi_{int} = 6.35 \text{ mm}$.

- iii. Caudal, $\forall_{max} = 3.4 \text{ l/min}$, $\forall_{min} = 0.85 \text{ l/min}$
- iv. Diámetro de salida de tobera, $\phi_j = 2.00 \text{ mm}$, $\phi_j = 3.00 \text{ mm}$.
- v. Longitud equivalente incluye accesorios $L_{eq} = 10.00 \text{ m}$.

Primero se calculan las velocidades del flujo de acuerdo al caudal y sus números de Reynolds.

$$V = \frac{4\forall}{\pi\phi^2}; \quad Re = \frac{V\phi_{int}}{\nu}$$

$$\forall_{min} = 0.85 \text{ l/min} = 1.45 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s} \rightarrow V = 0.458 \text{ m/s} \rightarrow Re = 2898.7$$

$$\forall_{max} = 3.4 \text{ l/min} = 5.67 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s} \rightarrow V = 1.79 \text{ m/s} \rightarrow Re = 11\,369$$

Ahora se realiza el cálculo de pérdida de altura en las tuberías:

$$H_{lV} = f \frac{L_{eq}}{\phi_{int}} \frac{V^2}{2g} \text{ para } Re > 2300$$

$$f = \frac{0.3164}{Re^{1/4}}$$

$$H_{lVmin} = f \frac{L_{eq}}{\phi_{int}} \frac{V^2}{2g} = 0.043 \frac{10}{0.00635} \frac{(0.458)^2}{2(9.8)} = 0.725 \text{ m} = 7.25 \text{ kPa} = 1.05 \text{ psi}$$

$$H_{lVmax} = f \frac{L_{eq}}{\phi_{int}} \frac{V^2}{2g} = 0.0306 \frac{10}{0.00635} \frac{(1.79)^2}{2(9.8)} = 7.88 \text{ m} = 78.78 \text{ kPa} = 11.43 \text{ psi}$$

Aún falta el cálculo de la caída de presión en las toberas.

Para el cálculo de caída de presión en toberas se tiene:

$$H_l = K \frac{V^2}{2g}$$

$$K = \frac{0.5[1-(\phi_j/\phi_{int})^2] \sqrt{\frac{\theta}{2}}}{(\phi_j/\phi_{int})^4} \text{ donde } \theta = 180^\circ.$$

Para $\phi_j = 2.00 \text{ mm}$, $V_{max} = 3.4 \text{ l/min}$, esta será la mayor caída de presión esperada.

$$K = \frac{0.5[1-(2/6.35)^2]}{(2/6.35)^4} = 45.77$$

$$H_l = 45.77 \frac{1.79^2}{2*9.8} = 7.48 \text{ m} = 74.80 \text{ kPa} = 10.85 \text{ psi}$$

Para $\phi_j = 3.00 \text{ mm}$, $V_{max} = 3.4 \text{ l/min}$

$$K = \frac{0.5[1-(3/6.35)^2]}{(3/6.35)^4} = 7.80$$

$$H_l = 7.80 \frac{1.79^2}{2*9.8} = 1.27 \text{ m} = 12.70 \text{ kPa} = 1.85 \text{ psi}$$

Como se puede apreciar en los cálculos precedentes las caídas de presión esperadas son menores al cabezal máximo de presión (18 psi) de la bomba seleccionada (LP050.35 – 12V).

BIBLIOGRAFÍA

1. Agostini, B., Fabbri, M., Park, J., Wojtan, L., & Thome, J. a. (2007). State of the Art of High Heat Flux Cooling Technologies. *Heat Transfer Engineering* , 28 (4), 258-281.
2. Ammerman, C. N., & You, C. M. (2001). Enhancing Small-Channel Convective Boiling Performance Using a Microporous Surface Coating. *Journal of Heat Transfer*, vol. 123, no. 5 , 976-983.
3. Bar-Cohen, A., & Arik, M. a. (2006). Direct Liquid Cooling of High Flux Micro and Nano Electronic Components. *Proceedings of the IEEE* , 94 (8).
4. Barsanti, G., Faggiani, S., & Grassi, W. (1989). Single-phase forced convection cooling of heating surfaces by liquid jet impingement. *Inf. J. Hear Technol.* 7 , 1-11.
5. Bensmaili, A., & Coeuret, F. (1990). Transfert de matiire global et local entre un jet liquide et des disques circulaires. *Int. J. Hear Mass Transfer* 33 , 2743-2747.
6. Boomsma, K., Poulikakos, D., & Zwick, F. (2003). Metal Foams as High Performance Heat Exchangers. *Mechanics of Materials*, vol. 35, no. 12 , 1161-1176.

7. Chen, Z. Q., Cheng, P., & Zhao, T. S. (2000). An Experimental Study of Two Phase Flow and Boiling Heat Transfer in Bi-Dispersed Porous Channels. *International Communications in Heat Mass Transfer*, vol. 27, no. 3, 293-302.
8. Colgan, E., Furman, B., Gaynes, M., Graham, W., LaBianca, N., Magarlein, J., y otros. (2004). A Practical Implementation of Silicon Microchannel Coolers for High Power Chips. *21st IEEE SEMI-THERM Symposium*, 1-7.
9. Creus Solé, A. (1997). *Instrumentacion Industrial* (Sexta edición ed.). Barcelona, España: AlfaOmega.
10. Di Marco, P., Grassi, W., & Magrini, A. (1994). Unsubmerged jet impingement heat transfer at low liquid speed. *Proc. Int. Heat Transfer Conf., ZOth, Vol. 3*, 59-64.
11. Elison, B., & Webb, B. W. (1994). Local heat transfer to impinging liquid jets in the initially laminar, transitional, and turbulent regimes. *Int. J. Heat Mass Transfer* 37, 1207-1216.
12. Estes, K., & Mudawar, I. (1995). Comparison of two-Phase electronic cooling using free jets and spray. *117* (4).

13. Faggiani, S., & Grassi, W. (1990). Round liquid jet impingement heat transfer: Local Nusselt numbers in the region with non-zero pressure gradient. *Proc. Int. Heat Transfer Conf, 9th, Vol. 4* , 197-202.
14. Falkner, V. M., & Skan, S. W. (1931). Some approximate solutions of the boundary layer equations. *Phil. Mag.* 12 , 865-896.
15. Garimella, S., & Rice, R. (1995). Confined and submerged liquid jet impingement heat transfer. *ASME Journal of Heat Transfer*, 117 , 871-877.
16. Grassi, W., & Magrini, A. (1991). Effect of the free jet fluid dynamics on liquid jet impingement heat transfer. *Proc. Natl. Heat Transfer Conf., Italy, 9th* , 410-433.
17. Han, J., Zhang, Y., & Lee, C. (1991). Augmented Heat Transfer in Square Channels with Parallel, Crossed, and V-Shaped Angled Ribs. *ASME Transactions Journal of Heat Transfer*, 113 , 590-596.
18. Harris, C. N. (1972). *Experiments in applied physics* (Segunda Edición ed.).

19. Hetsroni, G., Gurevich, M., & Rozenblit, R. (2006). Sintered Porous Medium Heat Sink for Cooling of High-Power Mini-Devices. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 27 , 259-266.
20. Homann, F. (1936). Der Einfluss grosser Zahigkeit bei der Strommung um den Zylinder und um die Kugel. *Z. Angew. Math. Mech.* 16 , 153-164.
21. Incropera, F., & DeWitt, D. (1999). *Fundamentos de Transferencia de Calor*. México: Prentice Hall.
22. Innovative Scientific Solutions, I. (s.f.). Pressure and temperature sensitive paint.
23. Jiang, P., Fan, M.-H., Si, G.-S., & Ren, Z.-P. (2001). Thermal-Hydraulic Performance of Small Scale Micro-Channel and Porous-Media Heat-Exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 44 , 1039-1051.
24. Jiang, P., Li, M., Lu, T.-J., Yu, L., & Ren, Z.-P. (2004). Experimental Research on Convection Heat Transfer in Sintered Porous Plate Channels. *International Journal of Heat and Mass Transfe*, vol. 47 , 2085-2096.

25. Kandlikar, S. G. (2007). Evaluation of jet Impingement, Spray and Microchannel Chip Cooling Options for High Heat Flux Removal. 28 (11), 911-923.
26. Kline, S. J., & McClintock, F. A. (1953). Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments. *Mechanical Engineering, Jan* , 3-12.
27. Lee, P., & Ho, J. (2002). Experimental Study of Laminar Heat Transfer in Microchannel Heat Sink. *Proc. Inter Society Conference on Thermal Phenomena* , 379-386.
28. Leocadio, H., & Passos, J. C. (2009). Heat Transfer Behavior of a High Temperature Steel Plate Cooled by a Subcooled Impinging Circular Water Jet. *7th ECI International Conference on Boiling Heat Transfer*. Florianópolis.
29. Lienhard, J. H., Liu, X., & Gabour, L. A. (1992). Splattering and heat transfer during impingement of a turbulent liquid jet. *J. Heat Transfer* 114 , 362-372.
30. Liu, X., & Lienhard, J. H. (1993). Extremely high heat fluxes beneath impinging liquid jets. *J. Heat Transfer* 115 , 472-476.

31. Liu, X., Gabour, L. A., & Lienhard, J. H. (1993). Stagnation-point heat transfer during impingement of laminar liquid jets: Analysis including surface tension. *J. Heat Transfer* 115 , 99-105.
32. Liu, X., Lienhard, J. H., & Lombara, I. S. (1991). Convective heat transfer by impingement of circular liquid jets. *J. Heat Transfer* 113 , 571-582.
33. Ma, C.-F., & Bergles, A. E. (1988). Convective heat transfer on a small vertical heated surface in an impinging circular liquid jet. *In Heat Transfer Science and Technology* , 193-200.
34. Martin, H. (1977). Heat and mass transfer between impinging gas jets and solids surfaces. *Advances in Heat Transfer*, 13 , 1-60.
35. Meng, Q. (2002). Experimental Study of Transient Cooling of a Hot Steel Plate by an Impinging Circular Jet. 1-42. Vancouver, Canada.
36. Metzger, D. E., Cummings, K. N., & Ruby, W. A. (1974). Effects of Prandtl number on heat transfer characteristics of impinging liquid jets. *Heat Transfer. Proc. Int. Heat Transfer Conf. 5th, vol. 2* , 20-24.
37. Metzger, D., Berry, R., & Bronson, J. (1981). Developing Heat Transfer in Rectangular Ducts with Arrays of Short Pin Fins. *American Society of Mechanical Engineers* 1 .

38. Nakoryakov, V. E., Pokusaev, B. G., & Troyan, E. N. (1978). Impingement of an axisymmetric liquid jet on a barrier. *Int. J. Heat Mass Transfer* 21 , 1175-1184.
39. Narumanchi, S., & Hassani, V. a. (2005). *Modeling Single-Phase and Boiling Liquid Jet Impingement Cooling in Power Electronics*. Technical Report, National Renewable Energy Laboratory, Golden.
40. Ojeda, L. R. (2011). Analisis Numérico Básico, Un enfoque algorítmico con el soporte de Matlab. Guayaquil.
41. Prasher, R., Chang, J.-Y., Sauciuc, I. N., Chrysler, G., Myers, A., Prstic, S., y otros. (2005). Nano and Micro Technology-Based Next-Generation Package-Level Cooling Solutions. *Intel Technology Journal, Electronic Package Technology Development*, vol. 9, no. 4 , 285-296.
42. Schach, W. (1934). Umlenkung eines freien Flüssigkeitsstrahles an einer ebenen Platte. *Ing.-Arch.* 5 , 245-265.
43. Schach, W. (1935). Umlenkung eines kreisförmigen Flüssigkeitsstrahles an einer ebenen Platte senkrecht zur Stromungsrichtung. *Ing.-Arch.* 6 , 51-59.
44. Sibulkin, M. (1952). Heat transfer near the forward stagnation point of a body of revolution. *J. Aeronaut. Sci.* 19 , 570-571.

45. Stevens, J., & Webb, B. W. (1991a). Local heat transfer coefficients under an axisym-metric, single-phase liquid jet. *J. Heat Transfer* 113 , 71-78.
46. Stevens, J., & Webb, B. W. (1993). Measurements of flow structure in the stagnation zone of impinging free-surface liquid jets. *Int. J. Heat Mass Transfer* 36 , 4283-4286.
47. Stevens, J., & Webb, B. W. (1991b). The effect of inclination on local heat transfer under an axisymmetric, free liquid jet. *Int. J. Hear Mass Transfer* 34 , 1227-1236.
48. Strand, T. (1964). On the theory of normal ground impingement of axisymmetric jets in inviscid incompressible flow. *AIAA Pap. 64-424* .
49. Tilton, D. E. (1989). *Spray Cooling. 1989* . Kentucky.
50. Tuckerman, D., & Pease, R. (1981). High-Performance Heat Sink for VLSI. *IEEE Electron Device Letters*, vol. 2 , 126-129.
51. Wang, B. X., & Peng, X. F. (1994). Experimental Investigation on Liquid Forced-Convection Heat Transfer through Microchannels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 37, Supplement 1 , 73-82.

52. Wang, X. S., Dagan, Z., & Jiji, L. M. (1989). Heat transfer between a circular free impinging jet and a solid surface with non-uniform wall temperature or wall heat flux. Solution for the stagnation region. *Int. J. Heat Mass Transfer* 32 , 1351-1360.
53. Webb, B. a.-F. (1995). Single-phase liquid jet impingement heat transfer. *Advances in Heat Transfer* , 26 , 105-217.
54. Womac, D., Incropera, F., & Ramadhyani, S. (1994). Correlating equations for impingement cooling of small heat sources with multiple circular liquid jets. *ASME Journal of Heat Transfer*, 116 , 482-486.
55. Womac, D., Ramadhyani, S., & Incropera, F. (1993). Correlating Equations for Impingement Cooling of Small Heat Sources with Single Circular Liquid Jets. *ASME Journal of Heat Transfer* , 115, 106-115.
56. *www.coleparmer.com*. (s.f.). Obtenido de http://www.coleparmer.com/Category/PVC_Tubing/46695
57. *www.donwolf.com*. (s.f.). Obtenido de <http://www.donwolf.com/diaphragm-pumps.html>
58. *www.donwolf.com/*. (s.f.). Obtenido de <http://www.donwolf.com/diaphragm-pumps.html>

59. *www.edmundoptics.com*. (s.f.). Recuperado el 2013, de
edmundoptics.com/mechanics/positioning-stages-slides/linear-rack-pinion-
stages: <http://www.edmundoptics.com/>

60. *www.mcmaster.com*. (s.f.). Obtenido de
<http://www.mcmaster.com/#rotameters/=n1ree8>

61. *www.mcmaster.com*. (s.f.). Obtenido de
<http://www.mcmaster.com/#standard-aluminum-rods/=n1rgqk>

62. *www.nationalaperture.com*. (s.f.). Obtenido de
<http://www.nationalaperture.com/pinhole.htm>

63. *www.ni.com*. (s.f.). Obtenido de
<http://sine.ni.com/nips/cds/view/p/lang/es/nid/208787>

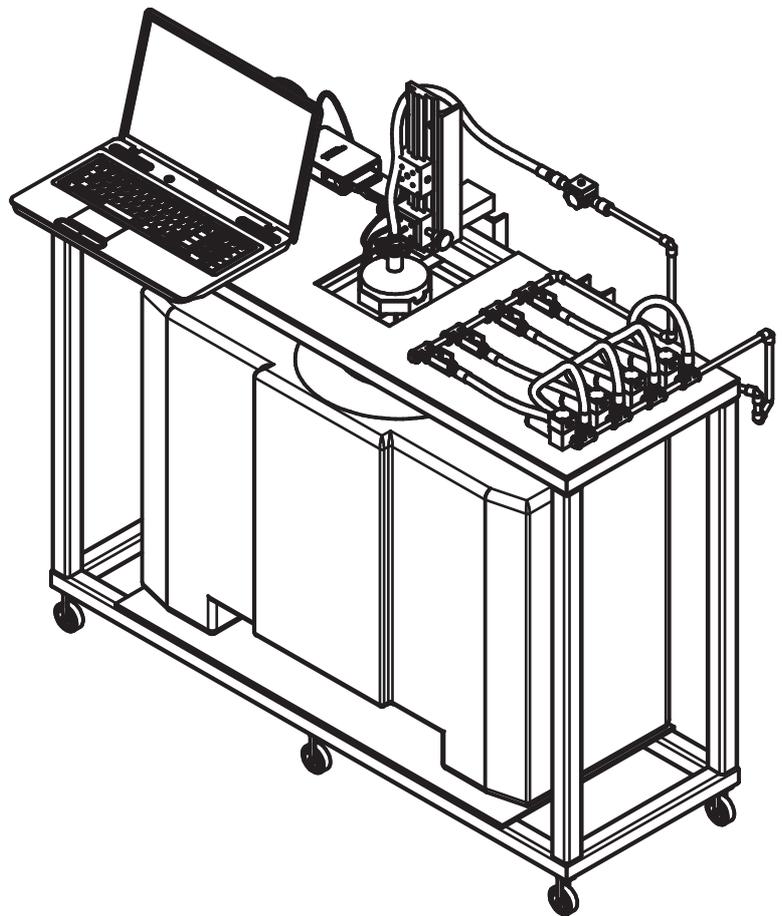
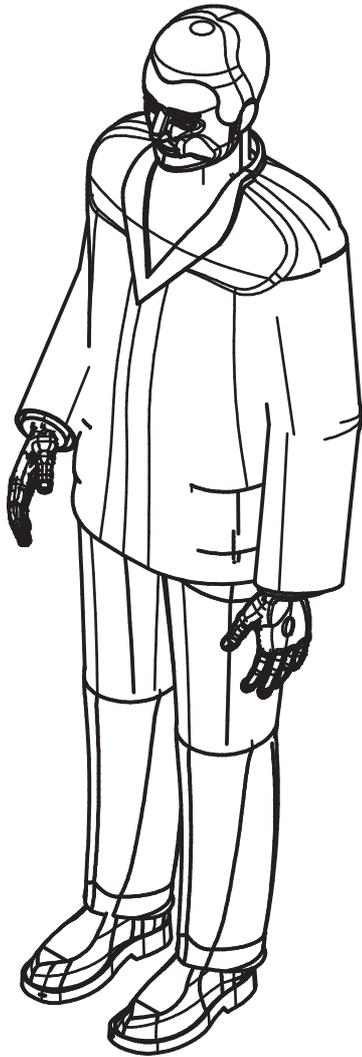
64. *www.omega.com*. (s.f.). Obtenido de
<http://www.omega.com/pptst/FPU500.html>

65. *www.omega.com*. (s.f.). Obtenido de
http://www.omega.com/pptst/FTB300_Series.html

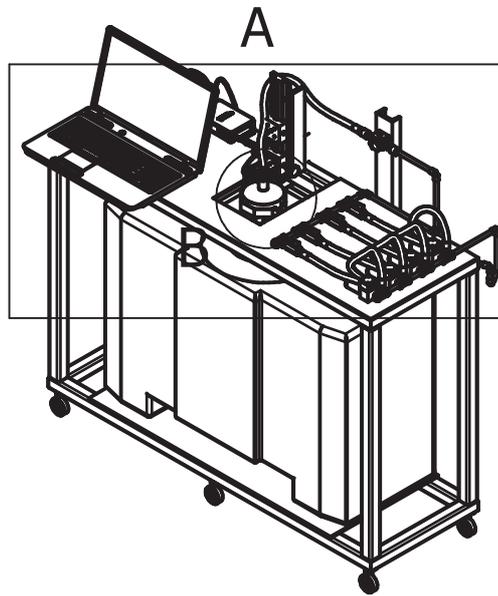
66. *www.tanks-direct.co.uk*. (s.f.). Obtenido de http://www.tanks-direct.co.uk/200_litre_water_tanks: http://www.tanks-direct.co.uk/200_litre_water_tanks
67. *www.watlow.com*. (s.f.). Obtenido de http://www.watlow.com/products/heaters/ht_cart.cfm
68. Xie, Y., Yu, J., & Zhao, Z. (2005). Experimental Investigation of Flow and Heat Transfer for the Ethanol-Water Solution and Fc-72 in Rectangular Microchannels. *Heat and Mass Transfer*, vol. 41 , 695-702.
69. Yonehara, N., & Ito, I. (1982). Cooling characteristics of impinging multiple water jets on a horizontal plane. *Tech. Rep. Kansai Univ.* 24 , 267-281.
70. Zhang, H. Y., Pinjala, D., Wong, Y. N., & Joshi, Y. (2005). Single-Phase Liquid Cooled Microchannel Heat Sink for Electronic Packages. *Applied Thermal Engineering*, vol. 25, no.10 , 1472-1487.
71. Zhao, H. Y., & Ma, C.-F. (1989). Analytical study of heat transfer with single circular free jets under arbitrary heat flux conditions. *J. Beijing Polytechnic University* 15 , 7-13.

72. Zhao, H. Y., & Ma, C.-F. (1989). Analytical study of heat transfer with single circular free jets under arbitrary heat flux conditions. *J. Beijing Polytechnic University* 15 , 7-13.
73. Zhengdong, L. (2001). Experiments and Mathematical Modelling of Controlled Runout Table Cooling in a Hot Rolling Mill. Vancouver, Canada.
74. Zumbrennen, D., Incropera, F., & Viskanta, R. (1990). Method and apparatus for measuring Heat Transfer Distributions on Moving and Stationary Plates Cooled by Planar Liquid Jet. West Lafayette, Indiana.

PLANOS

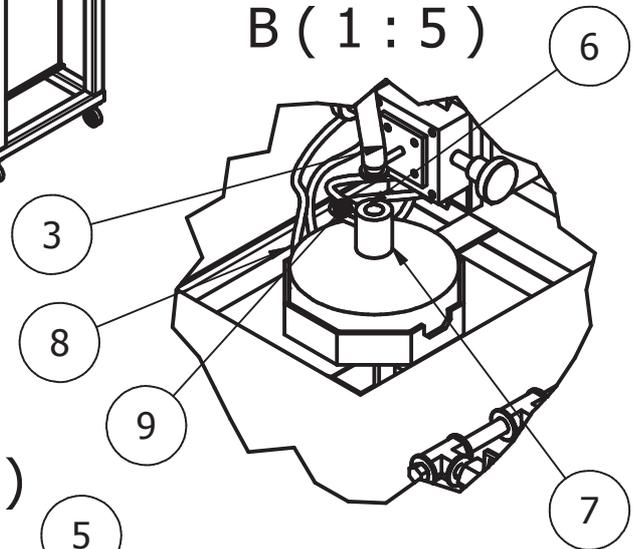


Designed by JOSE MACIAS	Checked by G. SORIANO	Approved by G. SORIANO	Date	Date 5/7/2013	
ESPOL		PRESENTACION			
		ENSAMBLE FINAL TESIS	Edition	Sheet 1 / 5	

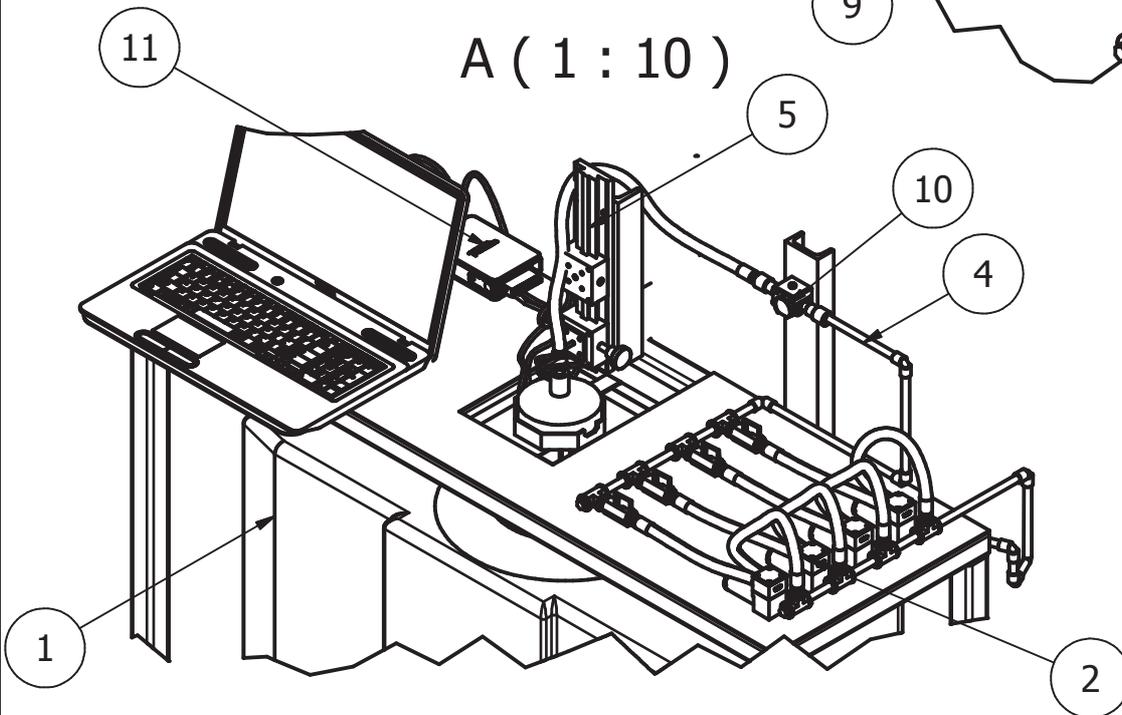


1. TANQUE RESEVORIO
2. JUEGO DE BOMBAS
3. BOQUILLA
4. TUBERIA
5. POSICIONADOR
6. BLOQUE CONDUCTOR
7. AISLAMIENTO
8. CALENTADORES ELECTRICOS
9. TERMOCUPLAS
10. FLUJOMETRO
11. D.A.Q.

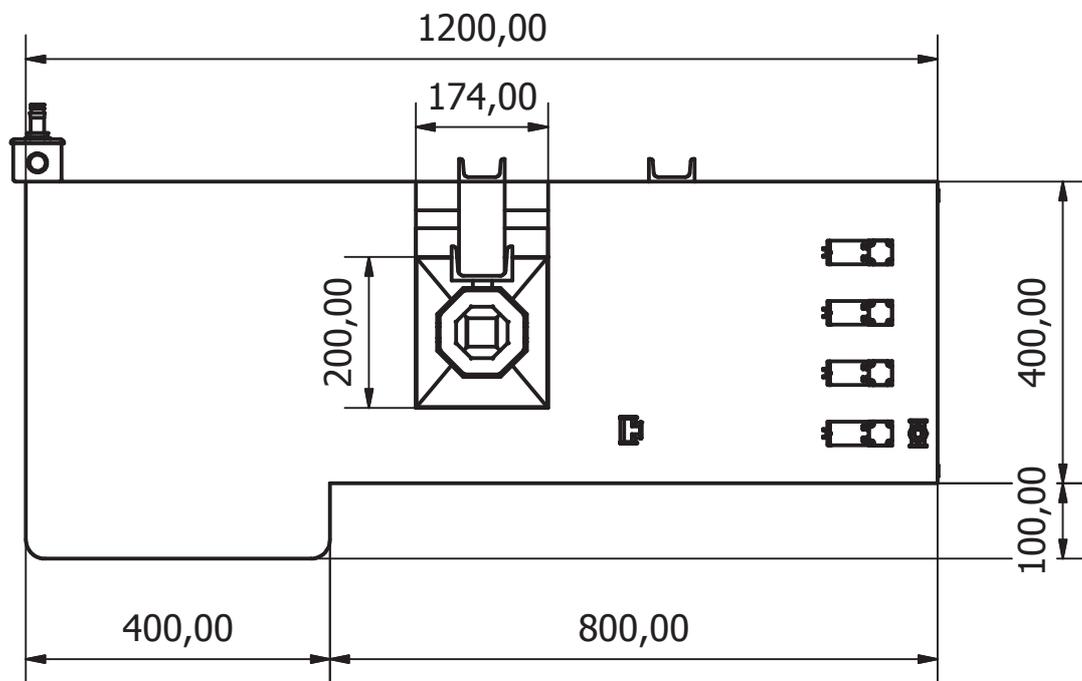
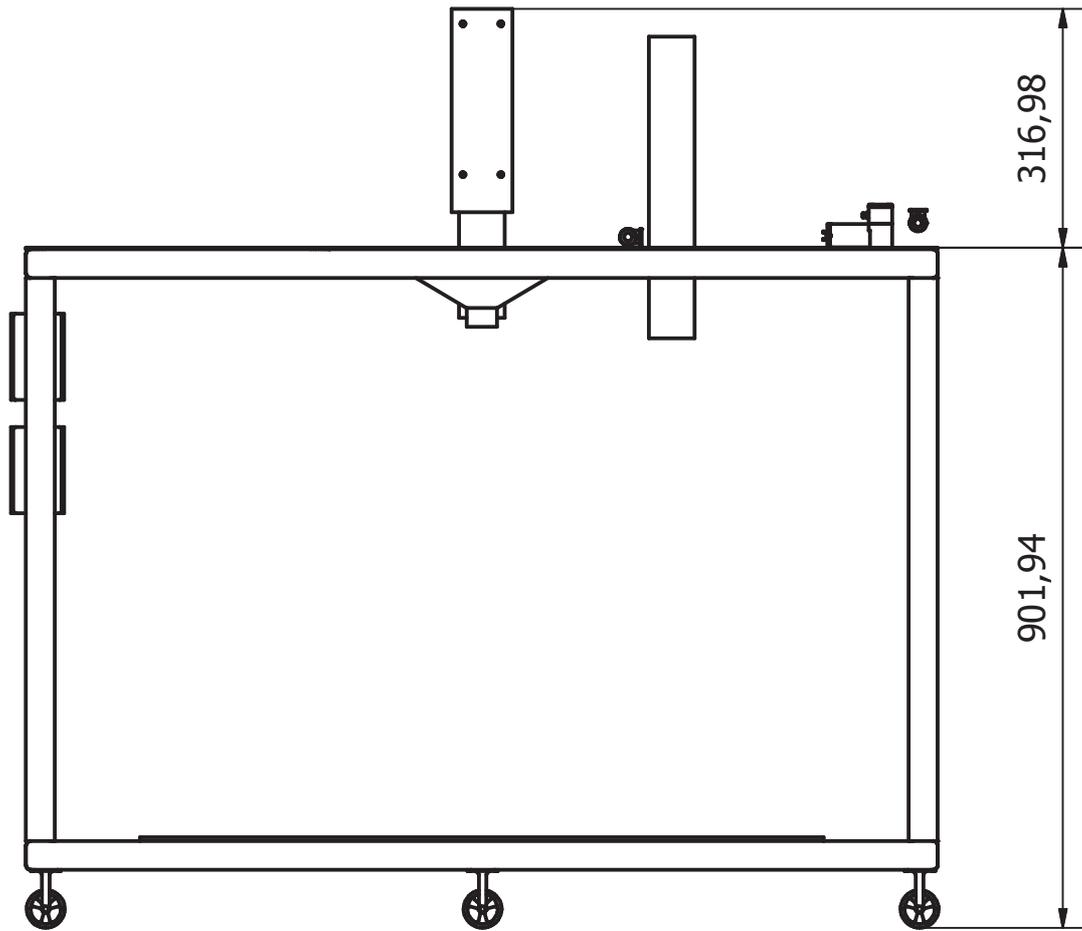
B (1 : 5)



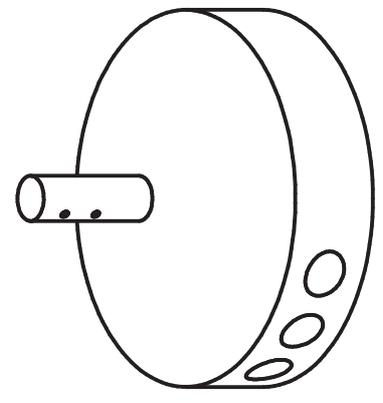
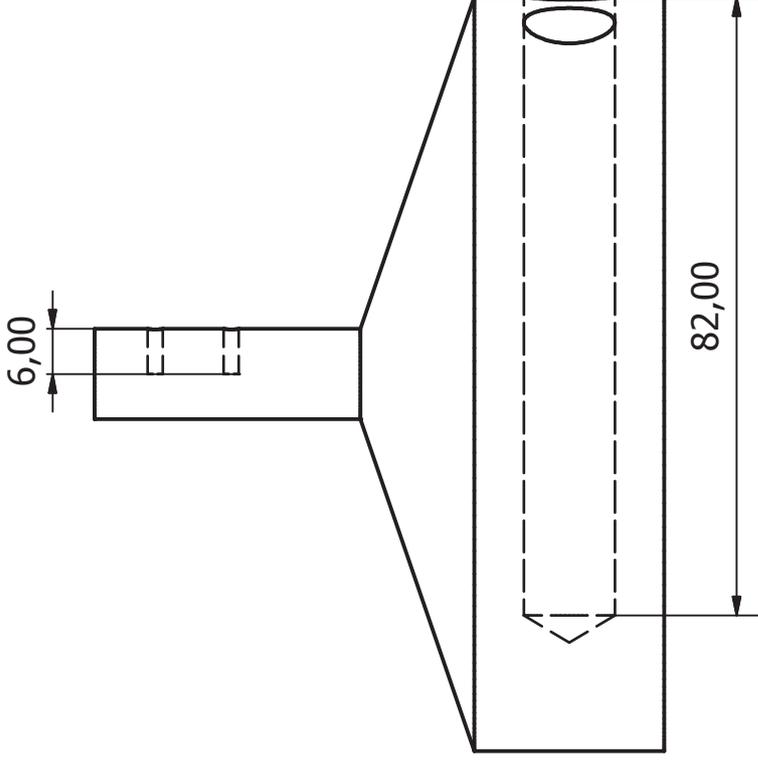
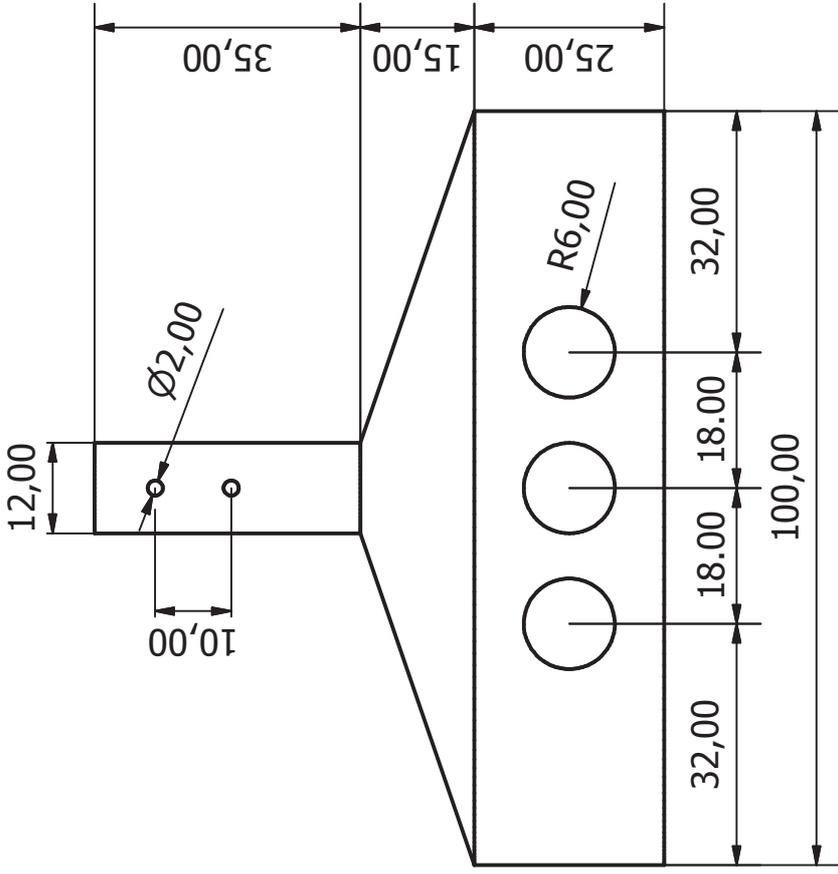
A (1 : 10)



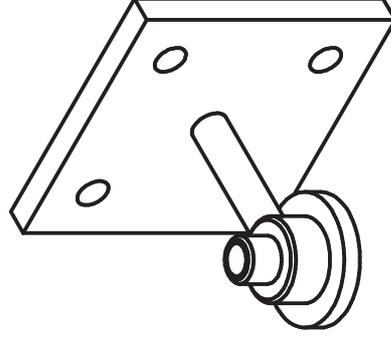
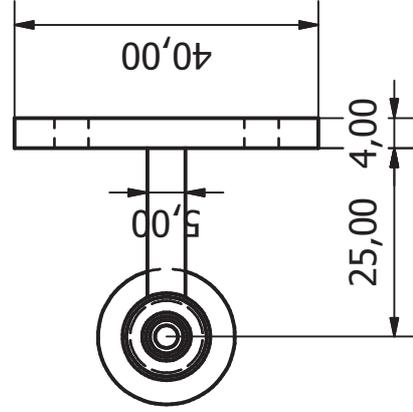
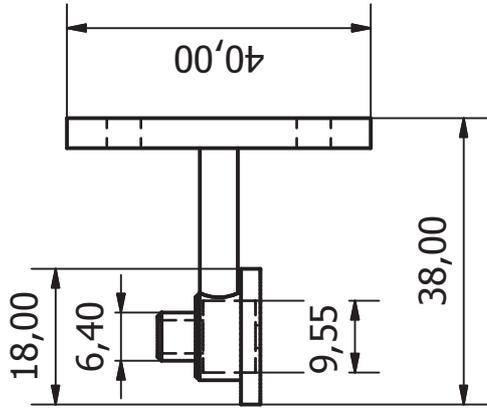
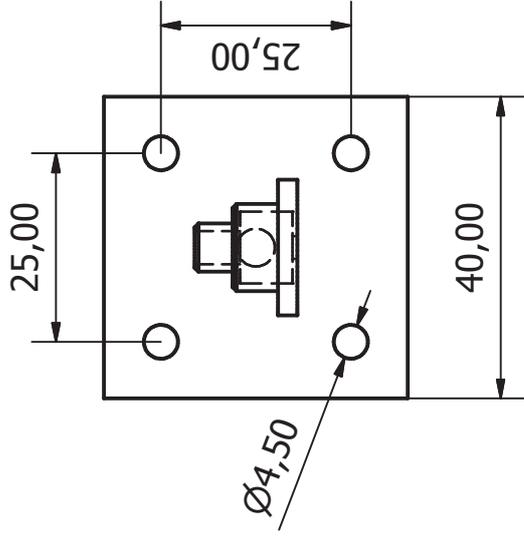
Designed by JOSE MACIAS	Checked by G. SORIANO	Approved by G. SORIANO	Date	Date 5/7/2013	
ESPOL		DETALLE DE PARTES			
ENSAMBLE FINAL TESIS			Edition	Sheet 2 / 5	



Designed by JOSE MACIAS	Checked by G. SORIANO	Approved by G. SORIANO	Date	Date 5/7/2013	
ESPOL		DETALLE DE MESA			
		ENSAMBLE FINAL TESIS	Edition	Sheet 3 / 5	



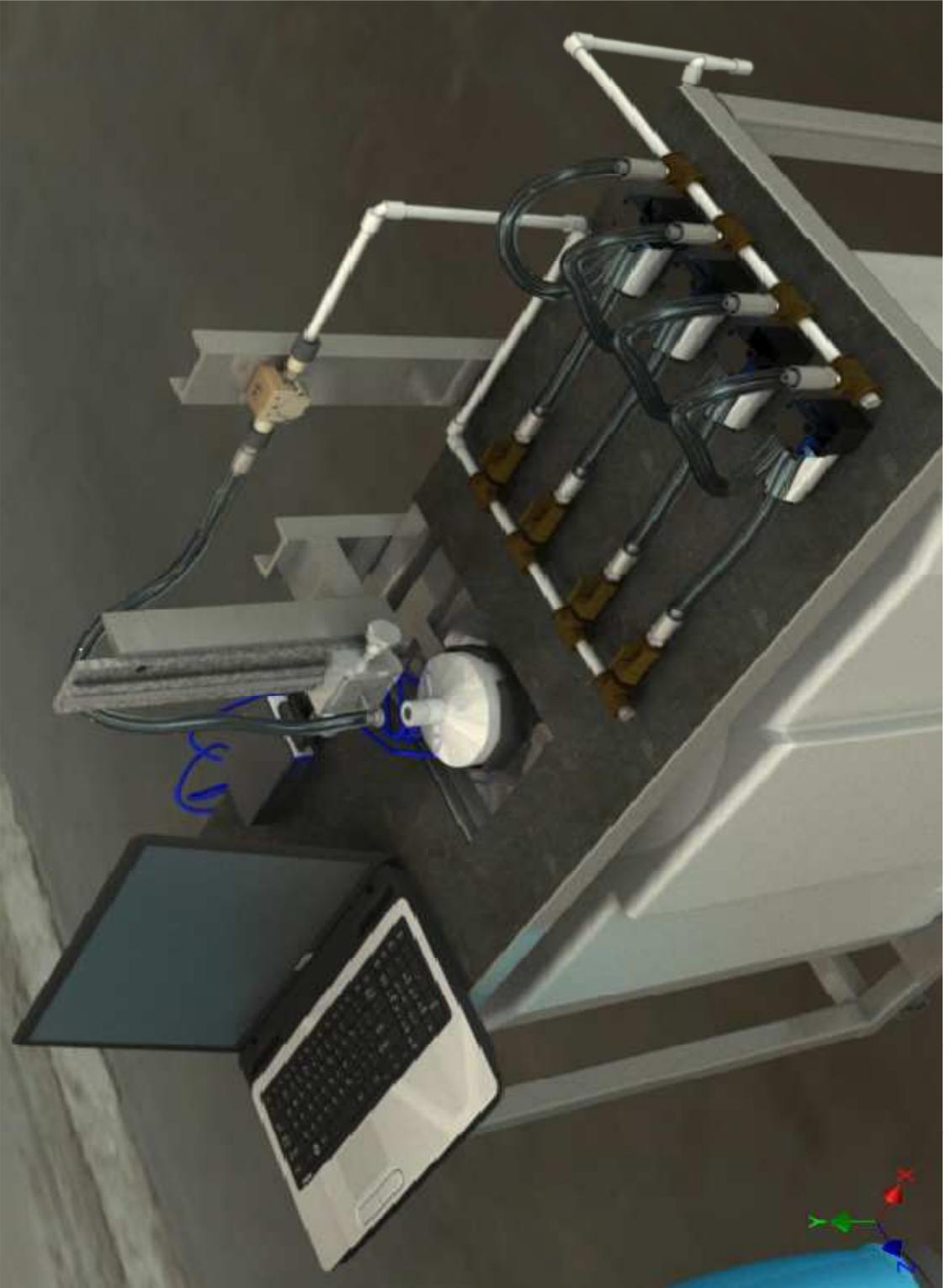
Designed by JOSE MACIAS	Checked by G. SORIANO	Approved by G. SORIANO	Date 5/7/2013
ESPOL		DETALLE DE BLOQUE CONDUCTOR	
		ENSAMBLE FINAL TESIS	
		Edition	Sheet 4 / 5



Designed by JOSE MACIAS	Checked by G. SORIANO	Approved by G. SORIANO	Date 5/7/2013	Date 5/7/2013
ESPOL			DETALLE DE TOBERA	
			ENSAMBLE FINAL TESIS	
			Edition 5 / 5	

ANEXOS





ANEXO A
Catálogos

TECHSPEC® Metric Long Travel Linear Translation Stages and Tracks



- Two Knob Options for Stages
- 3 Travel Options for Tracks: 125mm, 250mm, and 350mm
- Common Stage and Track Combination Pre-Assembled

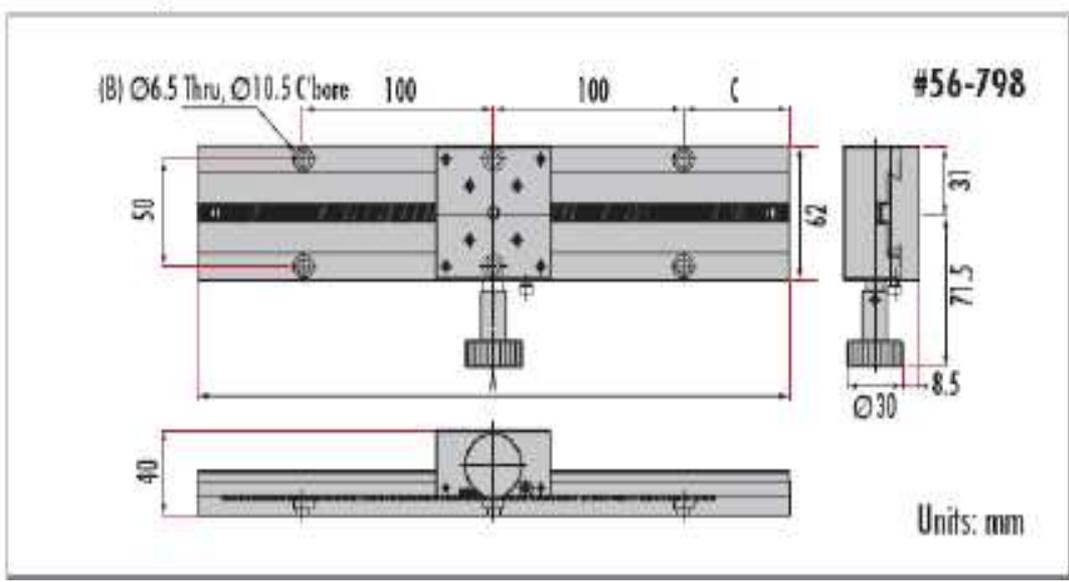
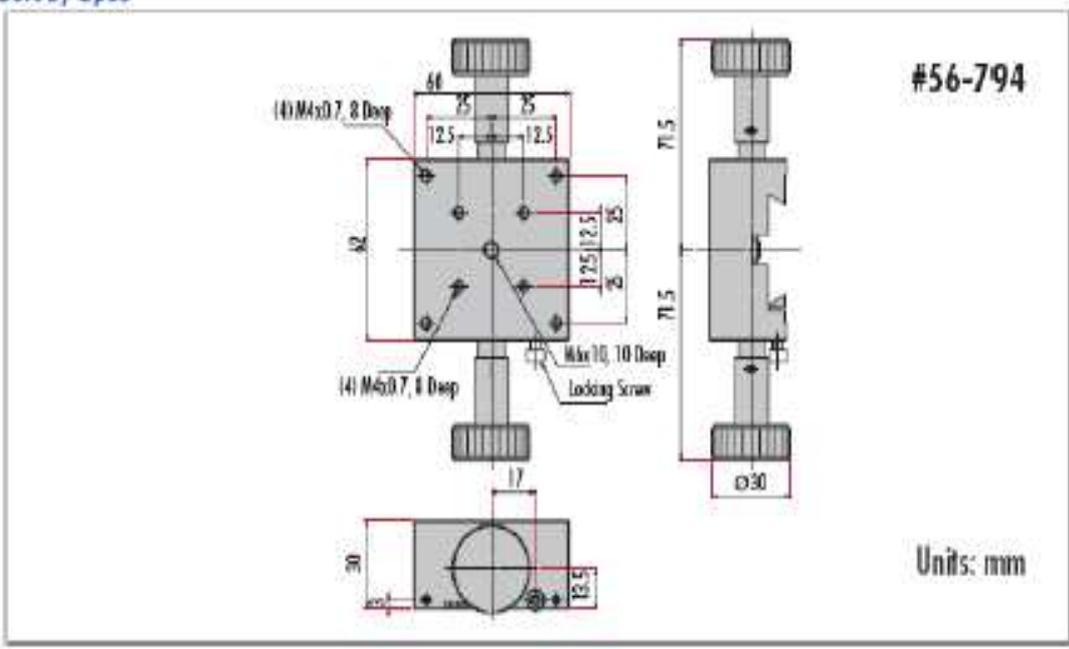
These linear positioners are ideal for long travel breadboard applications. Simply select a stage and then a track with the travel that is right for your application. Track is made from extruded aluminum into a low-profile dovetail design to fit snugly against the mating dovetail of the mounting stage. Helical movement on brass rack allows for precision, smooth travel along the entire length of track. Each track includes a scale that is aligned with the stage vernier. The stage is available in either one knob or two knob (not shown) configurations with a coarse movement that can be aligned within 0.1mm. Combination of stage and track has total height of 40mm; knobs do not exceed stage height. Multiple stages can easily be added onto a track; there are no screws to remove. Tension screws in stage allow for convenient control of fit between stage and track without the difficulty of a loose, separate gbt found on other designs.

Mounting stage features four M4 x 0.7 tapped holes on 50mm square for connecting to the base plate of our metric X, Y, Z and XYZ rack & pinion stages. Stage also has centered M6x1.0 tapped hole to accept our mounting posts with M6 studs; thread-to thread adapters are available for converting to M16 x 1.0 thread for metric post holders. Each stage includes Allen wrench for tension screws as well as Allen wrench for locking screw. Each track includes M6 socket head cap screws for attaching to a metric breadboard, using the 100mm spaced counterbores.

A complete system requires a stage (#56-793 or #56-794) and a track (#56-795, #56-796, or #56-797). Pre-Assembled Stage and Track combination (#56-798) includes a one knob stage (#56-793) and a 250mm travel track (#56-796).

Description	Stock No.	Price	In Stock	Qty
One Knob Stage for Metric Long Travel Rack & Pinion Track	NT56-793	\$90.00	✓	BUY
Two Knob Stage for Metric Long Travel Rack & Pinion Track	NT56-794	\$100.00	✓	BUY
125mm Travel Metric Long Travel Rack & Pinion Track	NT56-795	\$99.00	✓	BUY
250mm Travel Metric Long Travel Rack & Pinion Track	NT56-796	\$135.00	✓	BUY
350mm Travel Metric Long Travel Rack & Pinion Track	NT56-797	\$270.00	✓	BUY
One Knob Stage & 125mm Track Combination	NT59-263	\$169.00	✓	BUY
Two Knob Stage & 250mm Track Combination	NT59-264	\$239.00	✓	BUY
One Knob Stage & 250mm Track Combination	NT56-798	\$219.00	✓	BUY

Sort by Spec



You are here: [Home](#) > [200 Litre Water Tanks](#) > [200 Litre Water Tank - Recycled](#)



200 Litre Water Tank - Recycled

Product Code: TD230TECREC

Height: 650mm

Width: 900mm

Depth: 380mm

Lid: 190mm

Outlets: NONE

Empty Weight: 15kg

Wall Thickness: 6mm

Colour: Black

Quantity:

£81.00 (£97.20 inc Vat)

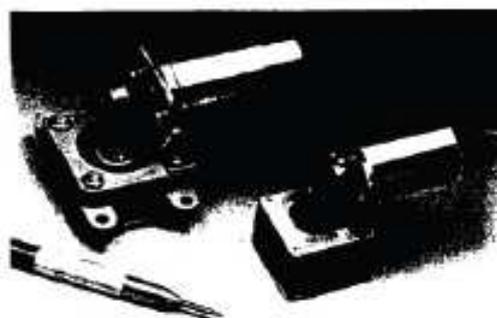
Shipping: **£19.95** (£23.94 inc Vat)

(Certain postcodes in Wales, Scotland, Highlands and Islands may cost more. [CLICK HERE](#) for details)

 **BUY NOW**

Miniature Diaphragm Pumps

Low Noise & Vibration
Custom Pump Designs Available
Variety of Custom Mountings
Made in USA, Fast Delivery
Expert Engineering Assistance
Self-Lubricating, Maintenance Free
Pump Sub Assemblies Available:
 Electrical, Pneumatic, Molded Parts



Pump Matrix

	Max Flow (L/Min)	Max Pressure (PSI)	Max Vacuum (In Hg)	Current at Max Flow (A)	Weight (Grams)	Envelope Dimensions (Inches)
Series 100 Air						
100.70 - 6V	2.8	13.0	17.0	0.56	200	3.65x 2.33x
100.70 - 12V	2.7	12.0	17.0	0.26	200	2.23
Series 50 Air						
050.70 - 6V,12V	2.7	15.0	20.0	0.22	164	3.35x
050.35 - 6V, 12V	1.7	8.5	11.0	0.13	164	1.20x
050.20 - 6V, 12V	0.9	4.5	6.0	0.09	164	2.24
Series 25 Air						
025.55-12V	2.1	17.5	18.0	0.16	56	2.48x
025.45-12V	1.5	13.0	15.0	0.15	56	1.16x
025.20-12V	0.7	4.0	5.0	0.06	56	1.57
Series 201 Air						
201.48-12V	6.0	17	20	0.7	1320	6.00x 4.25x
201.48-19V	9.5	17	20	1.0	1320	2.13
Series 501.P Water						
050.70 - 6V,12V	0.51	8	16	0.36	164	3.35x 1.20x
050.35 - 6V,12V	0.90	18	16	0.25	164	2.24

Don Wolf & Associates, Inc. 21955 Plummer - Chatsworth, CA 91311

Call Toll Free: (800) 266-2046 Phone: (818) 885-5800 Fax: (818) 885-5855

sales@donwolf.com www.donwolf.com

ACI
medical

Pricing

Quantity	Series 100	Series 050	Series 050B*	Series 025
1	\$100.00	\$100.00	\$100.00	\$125.00
2-4	\$80.00	\$80.00	\$85.00	\$100.00
5-99	\$60.00	\$60.00	\$65.00	\$90.00
100-249	\$50.00	\$50.00	\$55.00	\$80.00

* Series 050B pumps have a ball bearing in the connecting rod.

Series: AP201.48

Quantity	Price
1	\$369.00
2-9	\$358.00
10-24	\$351.00
25-49	\$347.00
50 & Up	\$344.00

For other quantities and configurations, please consult the factory. Prices subject to change without notice.

Don Wolf & Associates, Inc. 21955 Plummer - Chatsworth, CA 91311
Call Toll Free: (800) 266-2046 Phone: (818) 895-5800 Fax: (818) 895-5855
sales@donwolf.com www.donwolf.com

ACI
medical

Cole-Parmer Vinyl Tubing



See page
2182.

Applications: General-purpose lab use.

Characteristics: Fair chemical and abrasion resistance, odorless, nontoxic and transparent.

Certifications: Tubing is manufactured according to GMP.

Temperature range: -45 to 180°F (-43 to 82°C)

Sterilize: Ethylene oxide.

Catalog number	Dimensions: in. (mm)			Max psi at 70°F	Price/pk
	ID	OD	Wall		
R-06405-01	1/16 (1.6)	1/8 (3.2)	1/32 (0.8)	40	/50-ft
R-06405-02	1/8 (3.2)	1/4 (6.4)	1/16 (1.6)	59	/50-ft
R-06405-03	3/16 (4.8)	5/16 (8.0)	1/16 (1.6)	51	/50-ft
R-06405-04	3/16 (4.8)	7/16 (11.2)	1/8 (3.2)	46	/100-ft
R-06405-06	1/4 (6.4)	3/8 (9.6)	1/16 (1.6)	51	/50-ft
R-06405-07	1/4 (6.4)	7/16 (11.2)	3/32 (2.4)	55	/100-ft
R-06405-08	1/4 (6.4)	1/2 (12.8)	1/8 (3.2)	64	/50-ft
R-06405-09	5/16 (8.0)	7/16 (11.2)	1/16 (1.6)	46	/50-ft
R-06405-10	5/16 (8.0)	1/2 (12.8)	3/32 (2.4)	55	/100-ft
R-06405-11	5/16 (8.0)	9/16 (14.4)	1/8 (3.2)	64	/100-ft
R-06405-12	3/8 (9.6)	1/2 (12.8)	1/16 (1.6)	41	/50-ft
R-06405-15	3/8 (9.6)	9/16 (14.4)	3/32 (2.4)	46	/100-ft
R-06405-16	3/8 (9.6)	5/8 (16.0)	1/8 (3.2)	55	/100-ft
R-06405-17	7/16 (11.2)	9/16 (14.4)	1/16 (1.6)	36	/100-ft
R-06405-18	1/2 (12.8)	5/8 (16.0)	1/16 (1.6)	28	/50-ft
R-06405-19	1/2 (12.8)	11/16 (17.6)	3/32 (2.4)	36	/100-ft
R-06405-20	1/2 (12.8)	3/4 (19.1)	1/8 (3.2)	41	/50-ft
R-06405-25	5/8 (16.0)	13/16 (20.8)	3/32 (2.4)	32	/100-ft
R-06405-27	5/8 (16.0)	7/8 (22.4)	1/8 (3.2)	36	/50-ft
R-06405-31	3/4 (19.1)	1 (25.4)	1/8 (3.2)	32	/50-ft
R-06405-36	1 (25.4)	1 1/4 (31.8)	1/8 (3.2)	23	/50-ft
R-06405-37	1 (25.4)	1 3/8 (35.0)	3/16 (4.8)	36	/50-ft
R-06405-46	1 1/4 (31.8)	1 3/4 (44.5)	1/4 (6.4)	41	/50-ft



Fittings

Quick-Disconnect, All Plastic

All-Plastic Quick-Disconnect Fittings

100 percent metal-free flow path!

- Acetal fittings are ideal for use with corrosive fluids
- Polycarbonate and polysulfone materials meet USP Class VI requirements

Simply press the thumb latch to disconnect coupling halves. Polycarbonate and polysulfone materials meet USP Class VI requirements and pass all physicochemical, cytotoxicity, leachables, and extractables tests. Certificates of Compliance are available for polycarbonate and polysulfone fittings on this page. Order complete couplings or separate bodies and inserts from the tables below.

GO to page(s) 602

FREE certificates of compliance are available for PC and PSF fittings on this page—see page 602 for details.



Specifications

Body material	Acetal	Polycarbonate (PC)	Polysulfone (PSF)
Temperature range	-40 to 180°F (-40 to 67°C)	-40 to 250°F (-40 to 121°C)	-40 to 300°F (-40 to 149°C)
Max pressure	120 psi	120 psi*	120 psi
Max vacuum	29" Hg	29" Hg	29" Hg
Sterilization	Autoclave or ETO	Autoclave, ETO, or gamma irradiation	Autoclave, ETO, or gamma irradiation

*Max pressure for 1/2" polycarbonate fittings is 60 psi.

Complete Couplings

Key	Coupling number	Size	Material	Length	Depth	Pressure
A	R-96360-30	1/4" tubing ID	Acetal	—	10	—
	R-31301-01	1/4" tubing ID	PC	—	10	—
	R-31301-02	1/4" tubing ID	PSF	—	10	—

Bodies and Caps

Key	Coupling number	Size	Material	Length	Depth	Pressure
Barbed bodies						
B	R-96360-26	1/4" tubing ID	Acetal	1.20"	10	—
	R-31301-01	1/4" tubing ID	PC	1.20"	5	—
	R-31301-02	1/4" tubing ID	PSF	1.20"	5	—
	R-96360-28	1/4" tubing ID	Acetal	1.20"	10	—
	R-31301-03	1/4" tubing ID	PC	1.20"	5	—
	R-31301-04	1/4" tubing ID	PSF	1.20"	5	—
C	R-31301-05	1/4" tubing ID	PC	1.96"	5	—
	R-31301-06	1/4" tubing ID	PSF	1.96"	5	—
	R-31301-07	1/4" tubing ID	PC	1.20"	5	—
	R-31301-08	1/4" tubing ID	PSF	1.20"	5	—
Flare barb coupling bodies with lock						
D	R-31301-09	1/4" tubing ID	PC	1.20"	5	—
	R-31301-10	1/4" tubing ID	PSF	1.20"	5	—
	R-31301-11	1/4" tubing ID	PC	1.20"	5	—
	R-31301-12	1/4" tubing ID	PSF	1.20"	5	—
E	R-31301-13	1/4" tubing ID	PC	1.96"	5	—
	R-31301-14	1/4" tubing ID	PSF	1.96"	5	—
BSP straight-through bodies						
F	R-96360-01	1/2" BSP	Acetal	1.20"	10	—
	R-96360-02	3/4" BSP	Acetal	1.20"	10	—
NPT/M bodies						
G	R-96360-03	1/2" BSP	Acetal	1.20"	10	—
	R-96360-04	3/4" BSP	Acetal	1.20"	10	—
Compression coupling bodies						
H	R-96360-05	1/2" BSP	Acetal	1.20"	10	—
	R-96360-06	3/4" BSP	Acetal	1.20"	10	—
Sealing caps						
I	R-31301-04	1/2" BSP	PC	1.20"	5	—
	R-31301-24	1/2" BSP	PSF	1.20"	5	—
Sealing caps with lock						
J	R-31301-07	1/2" BSP	PC	1.20"	5	—
	R-31301-27	1/2" BSP	PSF	1.20"	5	—



Inserts and Plugs

Key	Coupling number	Size	Material	Length	Depth	Pressure
Barbed inserts						
K	R-96360-10	1/4" tubing ID	Acetal	1.20"	10	—
	R-31301-01	1/4" tubing ID	PC	1.20"	5	—
	R-31301-02	1/4" tubing ID	PSF	1.20"	5	—
L	R-96360-11	1/4" tubing ID	Acetal	1.20"	10	—
	R-31301-03	1/4" tubing ID	PC	1.20"	5	—
	R-31301-04	1/4" tubing ID	PSF	1.20"	5	—
M	R-31301-05	1/4" tubing ID	PC	1.96"	5	—
	R-31301-06	1/4" tubing ID	PSF	1.96"	5	—
BSP straight-through bodies						
N	R-96360-01	1/2" BSP	Acetal	1.20"	10	—
	R-96360-02	3/4" BSP	Acetal	1.20"	10	—
NPT/M bodies						
O	R-96360-03	1/2" BSP	Acetal	1.20"	10	—
	R-96360-04	3/4" BSP	Acetal	1.20"	10	—
Compression coupling bodies						
P	R-96360-05	1/2" BSP	Acetal	1.20"	10	—
	R-96360-06	3/4" BSP	Acetal	1.20"	10	—
Sealing caps						
Q	R-96360-01	1/2" BSP	PC	1.20"	5	—
	R-96360-02	3/4" BSP	PSF	1.20"	5	—
Sealing caps with lock						
R	R-31301-04	1/2" BSP	PC	1.20"	5	—
	R-31301-24	1/2" BSP	PSF	1.20"	5	—

Straight Quick-Disconnect Hose Barbs

- Low-density polyethylene



Coupling number	Tube ID	Depth	Pressure
R-96290-01	1/2" to 1/4"	20	—
R-96290-02	3/4" to 1/2"	20	—
R-96290-03	1/2" to 1/4"	20	—
R-96290-04	3/4" to 1/2"	20	—
R-96290-05	1/2" to 1/4"	20	—
R-96290-06	3/4" to 1/2"	20	—

VA Valves Check

Check and Foot Valves with Hose Barb Connections

Ideal for low-pressure applications. Choose from economical LDPE with neoprene disc; autoclavable PP with neoprene disc; or autoclavable PP with Hastelloy C* springs, O-rings made of Viton®, and built-in 149-µm screen—available in check valves or foot valves.



Catalog number	Tubing ID	Breaking pressure	Max pressure	Price
A LDPE valves; -14 to 79°F (-26 to 24°C)				
S-0308-10	1/4" x 1/4"	1 psi	10 psi	/ea*
B PP valves; -14 to 290°F (-26 to 121°C)				
S-0304-10	W to W*	1/2 psi	20 psi	/kg of 6
S-0304-20	W to W*			/kg of 6
S-0304-30	W to W*			/kg of 6
C PP check valves with built-in screen; 32 to 140°F (0 to 60°C)				
S-0791-05	W*	1 psi	50 psi	/ea
S-0791-00	W*			/ea
D PP foot valves with built-in screen; 32 to 140°F (0 to 60°C)				
S-0791-05	W*	1 psi	50 psi	/ea
S-0791-00	W*			/ea

*Discounts: 10% on 72-361 valves, 15% on 360-1439 valves, 20% on 1440 valves.

Miniature Check Valves

Use with liquids and gases for pressure or vacuum applications. Breaking pressure is 0.16 psi, closing pressure is 0.014 psi. Maximum temperature (at maximum psi) is 250°F (121°C) for "A," "C," and "D;" 200°F (93°C) for "B." Install in any position. Note: Valves require 1 psi back pressure for a tight seal.



Catalog number	Tubing ID	C _v	Working pressure	Price
A Nylon body and Hastelloy C* diaphragm				
S-9953-00	W*	0.12	3 to 5 psi	
S-9953-01	1/4"	0.13	3 to 5 psi	
S-9953-02	W*	0.13	3 to 5 psi	
B PP body and Viton* diaphragm				
S-9953-10	W*	0.11	3 to 5 psi	
S-9953-11	1/4"	0.12	3 to 5 psi	
S-9953-12	W*	0.12	3 to 5 psi	
S-9953-13	1/4"	0.13	3 to 5 psi	
C PVDF body and Viton diaphragm				
S-9953-20	W*	0.11	3 to 5 psi	
S-9953-21	1/4"	0.12	3 to 5 psi	
S-9953-22	W*	0.12	3 to 5 psi	
S-9953-31	W*	0.12	3 to 5 psi	
D PVDF body and Kalrez* diaphragm				
S-9953-32	W*	0.12	3 to 5 psi	

Check Valves with Pipe Thread Connections

All valves have diaphragms made of Viton®.



0150-20

Catalog number	Material	C _v	Breaking pressure	Max pressure	Max temperature	Price
W* NPT(F) valves; mount vertically						
S-0350-20	PVC		1/2 psi	140 psi	140°F (60°C)	
S-0350-25	PP	0.5	1/2 psi	125 psi	180°F (82°C)	
S-0350-32	PTFE		1/2 psi	100 psi	300°F (149°C)	
W* NPT(F) valves; mount in any position						
S-0350-24	PVC		1 1/2 psi	150 psi	140°F (60°C)	
S-0350-30	PP	8.0	1 1/2 psi	100 psi	180°F (82°C)	
S-0350-36	PVDF		1 1/2 psi	50 psi	300°F (149°C)	

Acetal Check Valves

Constructed of NSF acetal body, NBR rubber diaphragm, and 303 stainless steel. Maximum temperature is 150°F (66°C). Install in any position.



90675-02

Catalog number	Connections		C _v	Breaking pressure	Max pressure	Price
	Inlet	Outlet				
S-90675-00	W* NPT(F)	W* NPT(F)		1/2 psi	135 psi	
S-90675-01	W* NPT(F)	W* NPT(M)	1.45	1/2 psi	135 psi	
S-90675-02	W* NPT(M)	W* NPT(M)		1/2 psi	135 psi	

Luer Check Valves

- Manufacturing meets USP Class VI and ISO 10993 standards
- All products are suitable for EtO or gamma sterilization
- Operate in any spatial orientation



10505-01

10505-03

Catalog number	Valve type	Termination	Check pressure	Max flow rate	Material	Price
S-30995-01	One way	Female x male luer lock	<0.174 psi	>10 mL/min	SA/NALPE with silicone diaphragm	
S-30995-01					Clean SAN with silicone diaphragm	
S-30995-01	Anti-siphon		1.45 to 4.25 psi	20 mL/min	Clear and blue SAN with silicone diaphragm	
S-30995-01						

Specifications:

Finish: Unblacked (see OPTIONS below)

Material: 300 series stainless steel, non-magnetic (except for HS option)

Diameter: 3/8 inch (0.375 inch max.) 9.53mm

Positional tolerance: ±0.006 inch (0.15mm)

Thickness: 0.0005 inch (12.7µm) on holes 5µm and up

Note: Holes 0.5µm to 3.0µm and possibly up to 10µm include the HS option for supported ultra-thin drill region.

Catalog #	Size	Tolerance	\$ Price Each
1 - 0.5	0.5µm	+0.3µm, -0µm	85.00
1 - 1.0	1.0µm	+5µm, -0µm	65.00
1 - 2.0	2.0µm	± 0.5µm	48.00
1 - 3.0	3.0µm	± 0.5µm	48.00
1 - 5.0	5.0µm	± 1µm	36.00
1 - 10	10µm	± 1µm	36.00
1 - 15	15µm	± 1.5µm	28.00
1 - 20	20µm	± 2µm	26.00
1 - 25	25µm	± 2µm	26.00
1 - 30	30µm	± 2µm	26.00
1 - 35	35µm	± 2µm	26.00
1 - 40	40µm	± 3µm	26.00
1 - 50	50µm	± 3µm	26.00
1 - 75	75µm	± 3µm	26.00
1 - 100	100µm	± 4µm	26.00
1 - 150	150µm	± 6µm	26.00
1 - 200	200µm	± 6µm	26.00
1 - 300	300µm	± 8µm	26.00
1 - 400	400µm	± 10µm	24.00
1 - 500	500µm	± 10µm	24.00
1 - 600	600µm	± 10µm	24.00
1 - 700	700µm	± 10µm	24.00
1 - 800	800µm	± 10µm	24.00
1 - 900	900µm	± 10µm	24.00
1 - 1000	1000µm	± 10µm	24.00
1 - "size"	up to 7000µm		quote

Unlisted hole size for standard materials:

One time setup charge + price of nearest hole size

5µm to 19µm	75.00
20µm to 1000µm	55.00

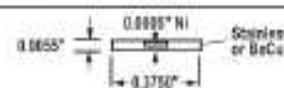
Non-standard substrate or tolerance

Chemical Etching

OPTIONS

OPTION	DESCRIPTION	ADD'L COST
B-1	Poly black, one side, ultra-high (98%) emissivity (on holes 5µm and up only)	15.00
B-2	Oxide, dull black, both sides	15.00
HS	Extra-heavy substrate, 0.005 inch (0.127mm) thick thinned down to required Ni thickness (included with 0.5µm - 3µm apertures).	20.00
	Unlisted Size	40.00

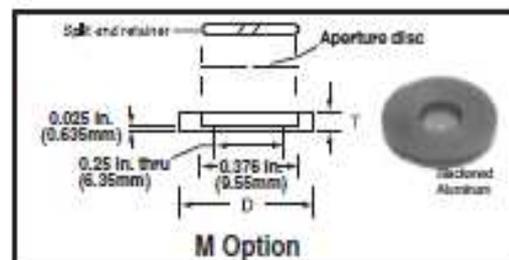
HS option



CT	Closer Tolerance: half of listed tolerance, 5µm to 15µm	45.00
	Unlisted Size	75.00
	20µm and up	25.00
	Unlisted Size	45.00
C	Calibrated; actual size ± 0.5µm or 1%	20.00

MOUNTS

MOUNT	DESCRIPTION	ADD'L COST
M	25mm blackened aluminum mount (24.95mm x 2.54mm thick)	20.00
M-1	1 inch blackened aluminum mount (0.996 inch x 0.100 inch thick)	20.00
M-18	18mm blackened aluminum mount (18mm x 2.54mm thick)	20.00
M-0.5	0.5 inch blackened aluminum mount (0.496 inch x 0.050 inch thick)	20.00



Ordering information Example: 25µm round, black 2 sides, mounted on 25mm disc. Cat no.: **1-25-B-2-M**

MICRO-FLOW METER

FTB300 Series



- ✓ NEMA 4X (IP56) Enclosure
- ✓ 6-Digit LCD
- ✓ Displays both Rate and Total
- ✓ Non-Volatile Programming and Total

The FTB300 Series of digital paddle wheels are an economical choice for low flow rate applications. They use infra-red light beam technology. Available connections include 1/8 FNPT, 1/4 FNPT and 3/8" OD tube fittings. Six available flow ranges as low as 30mL/min to 7000 mL/min. Models without a display have a 5 Vdc current sinking pulse output. Units with displays have a 6-digit LCD, with up to 4 decimal positions that display both flow rate and total. All units include an open collector alarm output.

User selectable scale factors include: flow units (gallons, liters, ounces, and milliliters); time units (minutes, hours, days). Users can also program custom units. Programming values and total are stored in the non-volatile memory. The total reset function can also be disabled. Standard units have a clear PVC viewing lens; a PVDF chemical resistant lens is available as an option. The enclosure is weather resistant Valox PBT and is rated NEMA 4X (IP56).

SPECIFICATIONS

Max Working Pressure:

PVC Lens: 9 bar (130 psig) at 21°C (70°F)
 PVDF Lens ("PVDF" Option):
 150 psig (10 bar) @ 21°C (70°F)

Max Fluid Temperature:

PVC Lens, FNPT Connectors: 54°C (130°F) at 0 psi
 PVDF Lens ("PVDF" Option), Tubing Connectors:
 93°C (200°F) at 0 psi

Accuracy: ±0.6% FS

Power: 9 to 28 Vdc

Sensor Type: Infrared light beam

Alarm Output: Open collector 30 Vdc max

Enclosure: NEMA 4X (IP56)



FTB321D shown smaller than actual size.

Shipping Wt: 0.45 kg (1 lb)

Materials of Construction

Body, Paddle, Axle Material: PVDF

Connector Material

FNPT Connections: PVC

Tubing Connectors: PVDF

Viewing Lens Material Option

Clear See Through: PVC

Opaque Chemical Resistant: PVDF (optional)

O-Ring Seals: FKM (EPDM optional)

Compression Seal to Pump: PVC

Sensor Only

Models: 5 Vdc digital square wave (3-wire)

Output: 3-wire shielded cable, 1.8 m (6')

Accessories

Model No.	Description
PSU-93	24 Vdc power supply
TX4-100	4-conductor hook-up wire, 30 m (100')

To Order Visit omega.com/mftb300 series for Pricing and Details

Indicator Model No. (with display)			Sensor Model No. (no display)			Range	
1/8 FNPT	1/4 FNPT	3/8" OD Tube	1/8 FNPT	1/4 FNPT	3/8" OD Tube	L/min	GPH
FTB311D	FTB321D	FTB331D	FTB311	FTB321	FTB331	0.03 to 0.3	0.48 to 4.7
FTB312D	FTB322D	FTB332D	FTB312	FTB322	FTB332	0.1 to 1	1.6 to 15.8
FTB313D	FTB323D	FTB333D	FTB313	FTB323	FTB333	0.2 to 2	3.2 to 31.7
FTB314D	FTB324D	FTB334D	FTB314	FTB324	FTB334	0.3 to 3	4.8 to 48
FTB315D	FTB325D	FTB335D	FTB315	FTB325	FTB335	0.5 to 5	7.9 to 79
FTB316D	FTB326D	FTB336D	FTB316	FTB326	FTB336	0.7 to 7	11.1 to 111

Comes complete with operator's manual.

To order unit with PVDF lens, add suffix "-PVDF" to model number, no additional charge.

To order unit with EPDM O-rings add suffix "-EPDM" to model number, no additional charge.

Ordering Examples: FTB323D, micro-flow meter with display, 0.2 to 2 L/min range, 1/4 FNPT connections.

FTB331D, micro-flow meter with display, 0.03 to 0.3 L/min range, 3/8" OD tube connections.

ANSI and IEC Color Codes[†] for Thermocouples, Wire and Connectors

All OMEGA[®] Thermocouple Wire, Probes and Connectors are available with either ANSI or IEC Color Codes. In this Handbook, model numbers in the To Order tables reflect the ANSI Color-Coded Product. Please see the next pages for instructions on how to order IEC Color-Coded products.

Connectors				Connectors						
ANSI Code	ANSI MC 96.1 Color Coding		Alloy Combination		Comments Environment Bare Wire	Maximum T/C Grade Temp. Range	EMF (mV) Over Max. Temp. Range	IEC 584-3 Color Coding		IEC Code
	Thermocouple Grade	Extension Grade	+ Lead	- Lead				Thermocouple Grade	Isolated by Safe	
J			IRON Fe (magnetic)	CONSTANTAN COPPER NICKEL Cu-Ni	Reducing, Vacuum, Inert. Limited Use in Oxidizing at High Temperatures. Not Recommended for Low Temperatures.	-210 to 1200°C -348 to 2192°F	-0.065 to 60.563			J
K			CHROMEGA [®] NICKEL- CHROMIUM Ni-Cr	ALOMEGA [®] NICKEL- ALUMINIUM Ni-Al (magnetic)	Oxidizing, Inert. Limited Use in Vacuum or Reducing. Wide Temperature Range. Most Popular Calibration.	0 to 1372°C -454 to 2501°F	-6.458 to 54.886			K
T			COPPER Cu	CONSTANTAN COPPER- NICKEL Cu-Ni	Mid Oxidizing, Reducing, Vacuum or Inert. Good Where Moisture is Present. Low Temperature & Cryogenic Applications.	-270 to 400°C -454 to 752°F	-6.258 to 20.847			T
E			CHROMEGA [®] NICKEL- CHROMIUM Ni-Cr	CONSTANTAN COPPER- NICKEL Cu-Ni	Oxidizing or Inert. Limited Use in Vacuum or Reducing. Highest EMF Change Per Degree.	-270 to 1000°C -454 to 1832°F	-9.925 to 76.373			E
N			OMEGA [®] NICKROSIL Ni-Cr-Si	OMEGA [®] NIGIL Ni-Si-Mg	Alternative to Type K. More Stable at High Temp.	-270 to 1300°C -450 to 2372°F	-4.345 to 4.7513			N
R	NONE ESTABLISHED		PLATINUM- 13% RHODIUM Pt-13% Rh	PLATINUM Pt	Oxidizing or Inert. Limited Use in Moisture. Best Inert in Many Types. Deviates at High Temperature.	-50 to 1760°C -50 to 3214°F	-0.226 to 21.101			R
S	NONE ESTABLISHED		PLATINUM- 10% RHODIUM Pt-10% Rh	PLATINUM Pt	Oxidizing or Inert. Do Not Insert in Moisture. Deviates at High Temperature.	-50 to 1700°C -50 to 3094°F	-0.236 to 10.693			S
U	NONE ESTABLISHED		COPPER Cu	COPPER-LOW NICKEL Cu-Ni	Reference Grade. Corrosion Resistant. Also Known as B & SK Extension Wire.					U
B	NONE ESTABLISHED		PLATINUM- 30% RHODIUM Pt-30% Rh	PLATINUM- 6% RHODIUM Pt-6% Rh	Oxidizing or Inert. Do Not Insert in Moisture. Deviates at High Temp. Common Use in Glass Industry.	0 to 1820°C 3270 to 3308°F	0 to 13.820			B
G[*] (W)	NONE ESTABLISHED		TUNGSTEN W	TUNGSTEN- 26% RHENIUM W-26% Re	Vacuum, Inert, Hydrogen. Deviates at Embrittlement. Not Practical Below 300°C (500°F). Not for Oxidizing Atmosphere.	0 to 2220°C 3270 to 4028°F	0 to 38.564	NO STANDARD USE ANSI COLOR CODE E		G[*] (W)
C[*] (W5)	NONE ESTABLISHED		TUNGSTEN- 5% RHENIUM W-5% Re	TUNGSTEN- 20% RHENIUM W-20% Re	Vacuum, Inert, Hydrogen. Deviates at Embrittlement. Not Practical Below 300°C (500°F). Not for Oxidizing Atmosphere.	0 to 2220°C 3270 to 4028°F	0 to 37.065	NO STANDARD USE ANSI COLOR CODE		C[*] (W5)
D[*] (W3)	NONE ESTABLISHED		TUNGSTEN- 3% RHENIUM W-3% Re	TUNGSTEN- 20% RHENIUM W-20% Re	Vacuum, Inert, Hydrogen. Deviates at Embrittlement. Not Practical Below 300°C (500°F). Not for Oxidizing Atmosphere.	0 to 2220°C 3270 to 4028°F	0 to 39.566	NO STANDARD USE ANSI COLOR CODE		D[*] (W3)

* Not official symbol or standard designation

† IEC color code also available.



Ventas
Ecuador
512-683-0100
orders@ni.com

Sistema de Medidas NI 9211

Entrada de Termopares de 4 Canales para USB, Ethernet o Wi-Fi

- El paquete incluye módulo de medidas y chasis NI CompactDAQ de 1 ranura
- Compatibilidad con USB, Ethernet y 802.11 Wi-Fi
- 4 termopares o entradas analógicas de 480 mV
- Resolución de 24 bits, rechazo de ruido de 50/60 Hz
- Certificados de calibración trazable expedidos por el NIST
- Operación intercambiable en vivo (hot-swappable)



Información General

El Sistema de Medidas NI 9211 mide 4 canales de termopar a 14 S/s con resolución de 24 bits, enviando datos a una PC principal por USB, Ethernet o 802.11 Wi-Fi.

Información General del Paquete de Medidas

El hardware para un solo paquete de medidas NI CompactDAQ consiste en un chasis USB, Ethernet o 802.11 Wi-Fi y uno de los más de 60 módulos de la Serie C específicos de medidas. Estos paquetes pequeños y robustos son ideales para medidas portátiles o distribuidas.

Chasis

El chasis controla la temporización para el módulo y maneja la comunicación con la PC por el bus USB, Ethernet o 802.11 Wi-Fi. Además, todos los chasis NI CompactDAQ incluyen cuatro contadores temporizados a los que puede tener acceso a través de un módulo de E/S como el NI 9401.

Módulo

El módulo de entrada de termopares NI 9211 para usarse con chasis NI CompactDAQ y CompactRIO incluye un convertidor analógico digital delta-sigma de 24 bits, filtros anti-aliasing, detección de termopares abiertos y compensación de unión fría para medidas de termopares de alta precisión. El NI 9211 contiene certificados de calibración trazable expedidos por el NIST y dobla batería de aislamiento de canal a tierra para seguridad, inmunidad a ruido y alto rango de voltaje de modo común.

Especificaciones

Documentos con Especificaciones

- Especificaciones (3)

Resumen de Especificaciones

General

Producto	NI 9211 Measurement Bundle
Familia de Productos	E/S Industrial
Formato Físico	Ethernet , USB , Inalámbrico , CompactDAQ
Número de Parte	000000-00

Sistema Operativo/Objetivo	Real-Time , Windows
Tipos de Medida	Temperature , Termopares , Voltaje
Compatibilidad con RoHS	Si
Acondicionamiento de Señales	Compensación de unión fría
Entrada Analógica	
Canales	4 , 0
Canales de una sola terminal	0
Canales Diferenciales	4
Resolución	24 bits
Velocidad de Muestreo	14 S/s
Máx. Voltaje de Entrada Analógica	80 mV
Rango de Voltaje Máximo	-80 mV , 80 mV
Rango de Voltaje Mínimo	-80 mV , 80 mV
Muestreo Simultáneo	No
Salida Analógica	
Canales	0
E/S Digital	
Canales Bidireccionales	0
Canales de Entrada Únicamente	0
Canales de Salida Únicamente	0
Número de Canales	0
Contadores/Temporizadores	
Número de Contadores/Temporizadores	0
Especificaciones Físicas	
Longitud	9 cm
Ancho	2.3 cm
Conector de E/S	Terminales de tornillo
Temperatura de Operación	-40 °C
Temperatura de Operación	70 °C

Temperatura de Almacenamiento -40 °C

Temperatura de Almacenamiento 85 °C

Temperización/Delapara/Sincronización

Dispara Chasis cDAQ No

Precios



Estos precios no incluyen impuestos y gastos de importación. Para más información contáctenos a info.litem@ni.com

NI 9211

Contenido del Paquete

Días Estimados de Envío: 14 - 19 Precio: \$ 670

✓ Elija un método de comunicación entre su PC y el módulo.

NI cDAQ-9171, Chasis USB de 1 Ranura 781425-01 (Incluido en el precio)

NI cDAQ-9181, Chasis Ethernet de 1 Ranura 781496-01
Add \$ 110

NI cDAQ-9191, Chasis Wi-Fi de 1 Ranura (E.U.) 781497-01
Add \$ 220

NI cDAQ-9191, Chasis Wi-Fi de 1 Ranura (Internacional)
781497-02 Add \$ 220

✓ Módulo de Entrada Analógica

NI 9211 4-Ch. ±80 mV, 14 S/s, 24-Bit TC and DM A1 779001-01
(Incluido en el precio)

✓ Potencia

Power Cord, AC, U.S., 120 VAC, 2.3 metros 769000-01 (Incluido en el precio)

Power Cord, 240V, 10A, North American 769008-01 Add \$ 20

✓ Software

LabVIEW Full Development System, Windows, English, Include 1 Year SSP 776670-35 Add \$ 2,570

LabVIEW Full Development System, Windows, Japanese, Include 1 Year SSP 776670-3512 Add \$ 2,070

LabVIEW Full Development System, Windows, French, Include 1
Year GCP 770070-3514 Add \$ 2,970

LabVIEW Full Development System, Windows, Chinese, Include 1
Year SSP 770070-3515 Add \$ 2,970

Días Estimados de Envío : 14 - 19 Precio : \$ 070

Cant.: 1

Usted ha seleccionado Ecuador como el país donde usará los productos. (cambiar).

* Usted ha seleccionado Ecuador como el país donde usará los productos. Los precios pueden haber cambiado desde la última vez que imprimió este documento en 2/10/2012. Por favor visite ni.com para ver los precios actuales.

Hacer un Pedido u Obtener una Cotización

Ordenar en Línea o por Fax.

1. Vaya a ni.com/products y seleccione "Hacer Pedido por Número de Parte" que se encuentra en la sección "Centro de Negocios".
2. Una vez que ha agregado sus artículos a su carro, vea la sección "Opciones de Su Carro" para hacer su pedido, obtener una cotización o imprimir una forma de fax.

Hacer Pedido por Teléfono

Lláme al 5-12-000-0100 para hacer su pedido u obtener una cotización.

Recursos

Información Adicional de Productos

- Manuales (15)
- Dibujos Dimensionales (4)
- Certificaciones de Productos (4)

Información Relacionada

- Videos: Aprenda Cómo Realizar su Primera Medida con NI CompactDAQ



High-Strength Aluminum (Alloy 2024)

Alloy 2024 is the aluminum of choice when you need the strength of mild steel at one-third the weight. The addition of copper improves strength but decreases corrosion resistance. Use for gears, shafts, bolts, screw machine parts, and wheels. Heat treatable. Nonmagnetic. Temperature range is -320° to +300° F.

Warning! Hardness and yield strength are not guaranteed and are intended only as a basis for comparison.

Short Rods—Unpolished (Mill) Finish



- Hardness: 120 Brinell
- Yield Strength: 45,000 psi
- Temper: T351

Meets ASTM B211. Straightness tolerance is not treated. Length tolerance is +1/16".

		1/2" Long		3/4" Long		1" Long		3" Long		6" Long	
		Each		Each		Each		Each		Each	
3"	±0.006"	9034K11	\$10.86	9034K12	\$13.60	9034K13	\$15.12	9034K51	\$37.79	9034K61	\$62.98
3 1/4"	±0.008"	9034K14	11.82	9034K15	14.79	9034K16	16.44	9034K53	41.10	9034K63	68.50
3 1/2"	±0.012"	9034K17	13.55	9034K18	16.97	9034K19	18.86	9034K55	47.15	9034K65	78.58
4"	±0.012"	9034K21	17.45	9034K22	21.84	9034K23	24.28	9034K57	60.69	9034K67	101.15
5"	±0.012"	9034K24	25.71	9034K25	32.18	9034K26	35.77	9034K59	89.42	9034K69	149.04

Cartridge/Insertion Heaters

FIREROD® Cartridge Heaters

Watlow® FIREROD® cartridge heaters revolutionized the heating element industry in 1954 when it was patented as the first swaged cartridge heater. The mechanical procedure of swaging reduces the diameter of the heater by compacting the unit; this directly improves the heat transfer and efficiency of the heater.

FIREROD cartridge heaters are built using only the finest materials and construction methods and are backed with extensive quality assurance programs. With premium materials and tight manufacturing controls, the FIREROD heater provides superior heat transfer, uniform temperatures, resistance to oxidation and corrosion and a long life even at high temperatures.

FIREROD offers many delivery programs to meet your needs.

Performance Capabilities

- Part temperatures up to 1400°F (760°C) on Incoloy® sheath
- Watt densities up to 400 W/in² (62 W/cm²)
- Maximum voltage up to 480V

Features and Benefits

Nickel-chromium resistance wire

- Assures even and efficient distribution of heat to the sheath

Conductor pins

- Provides a metallurgical bond to the resistance wire
- Ensures a trouble-free electrical connection

Magnesium oxide insulation of specific grain and purity

- Results in high dielectric strength and contributes to faster heat-up

Incoloy® sheath

- Resists oxidation and corrosion from many chemicals, heat and atmospheres

Minimal spacing between the element wire and sheath

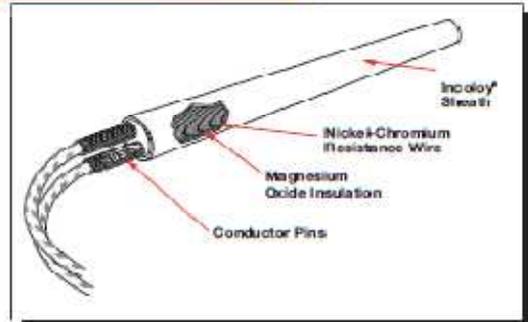
- Results in lower internal temperature
- Accommodates a design with fewer or smaller heaters operating at higher watt densities

UL® and CSA approved flexible stranded wires

- Lead insulation rated to temperatures of 480°F (250°C)

Patented lead adapter (LA) method

- Allows same day shipment on more than 150,000 configurations of stock FIREROD heaters and lead combinations



Typical Applications

- Semiconductor chamber heating
- Semiconductor wafer lead connection
- Semiconductor wire and die bonding
- Freeze protection and deicing of equipment in cold climates or applications
- Humidity control
- Patient comfort heating used in medical devices
- Mold die and platen heating
- Seal bars used in packaging equipment
- Test sample heating in gas chromatography equipment

Cartridge/Insertion Heaters

FIREROD Cartridge Heaters

Applications and Technical Data

Tolerances

Diameter

- 1 in. (25 mm) units: ± 0.003 in. (± 0.08 mm)
- All other units: ± 0.002 in. (± 0.05 mm)

Length

- All units to 4½ in. (114 mm) long: $\pm 7\%$ in. (± 2.4 mm)
- ½ in. diameter units over 4½ in. (114 mm) long: $\pm 3\%$
- All other units over 4½ in. (114 mm) long: $\pm 2\%$

Wattage

- ½ in. units: +10%, -15%
- All other units: +5%, -10%

Resistance

- ½ in. units: +15%, -10%
- All other units: +10%, -5%

Resistance changes with temperature. There are three circumstances under which resistance can be measured:

1. Room temperature (before use): nominal ohms are 90% of ohm's law calculation.
2. Room temperature (after use): nominal ohms are 95% of ohm's law calculation.
3. At temperature (during use): depending on application nominal ohms are approximately 100% of ohm's law.

Note: Resistance and wattage values are approximate depending on application conditions.

Camber

Units to 12 in. (305 mm) long: 0.005 in. (0.1 mm) per 6 in. (152 mm) length. Standard camber tolerance varies as the square of the length, in feet, is multiplied by 0.020 in. (0.5 mm). For example, a 36 in. (914 mm) FIREROD has a camber tolerance of $0.020 \text{ in.} \times (3)^2 = 0.180$ in. Normally, slight camber does not present a problem since the heater will flex enough to fit into a straight, close fit hole.

Component Recognition File Numbers

- UL* component rated to 480VAC
- CSA component rated to 240VAC
- VDE component rated to 480VAC
- CE component rated

Note: Not all options or combination of options are covered. UL*, CSA, VDE and CE marking is available upon request.

Dimensional Data

This table gives minimum/maximum lengths for available FIREROD diameters.

FIREROD Diameter			Length	
Nominal In.	Actual In. (mm)	Min. In. (mm)	Max. In. (mm)	
½	0.122 (3.1)	1½ (32.0)	12 (305)	
¾	0.246 (6.3)	¾ (22.2)	36 (915)	
¾	0.371 (9.4)	¾ (22.2)	48 (1220)	
¾	0.496 (12.6)	¾ (22.2)	60 (1520)	
¾	0.621 (15.8)	1 (25.0)	72 (1830)	
¾	0.746 (18.9)	1 (25.0)	72 (1830)	
1	0.996 (25.3)	1½ (32.0)	72 (1830)	

Indicates recommended maximum length; however longer lengths may be available.

Cartridge/Insertion Heaters

FIREROD Cartridge Heaters

Heater Code Numbers (Continued)

Diameter in.	Sheath Length in. (mm)	Volts	Watts	Watt Density W/in ² (W/cm ²)	Approx. Net WL lbs (kg)	Delivery	Code Number	
1/8	2 1/4 (57.0)	120	75	28 (4)	0.10 (0.045)	Stock	J2E86	
	2 1/4 (57.0)	120	125	46 (7)	0.10 (0.045)	Stock	J2E87	
	2 1/4 (57.0)	120	250	92 (14)	0.10 (0.045)	Stock	J2E88	
	2 1/4 (57.0)	240	250	92 (14)	0.10 (0.045)	Stock	J2E89	
1/4	2 1/4 (57.0)	120	400	147 (22)	0.10 (0.045)	Stock	J2E114	
	2 1/4 (57.0)	240	400	147 (22)	0.10 (0.045)	Stock	J2E115	
	2 1/4 (57.0)	120	500	184 (29)	0.10 (0.045)	Stock	J2E94	
	2 1/4 (57.0)	240	500	184 (29)	0.10 (0.045)	Stock	J2E95	
3/8	2 1/4 (60.3)	120	100	34 (5)	0.10 (0.045)	Stock	J2G35	
	2 1/4 (60.3)	240	100	34 (5)	0.10 (0.045)	Stock	J2G28	
	2 1/4 (60.3)	120	250	85 (13)	0.10 (0.045)	Stock	J2G34	
	2 1/4 (60.3)	240	250	85 (13)	0.10 (0.045)	Stock	J2G37	
	2 1/4 (60.3)	120	500	172 (27)	0.10 (0.045)	Stock	J2G36	
	2 1/4 (60.3)	240	500	172 (27)	0.10 (0.045)	Stock	J2G38	
	1/2	2 1/4 (64.0)	120	100	32 (5)	0.11 (0.050)	Stock	J2J67
		2 1/4 (64.0)	240	100	32 (5)	0.11 (0.050)	Stock	J2J57
2 1/4 (64.0)		120	250	81 (13)	0.11 (0.050)	Stock	J2J68	
2 1/4 (64.0)		240	250	81 (13)	0.11 (0.050)	Stock	J2J69	
2 1/4 (64.0)		120	300	96 (15)	0.11 (0.050)	Stock	J2J108	
2 1/4 (64.0)		240	300	96 (15)	0.11 (0.050)	Stock	J2J110	
5/8	2 1/4 (64.0)	120	400	128 (20)	0.11 (0.050)	Stock	J2J81	
	2 1/4 (64.0)	240	400	128 (20)	0.11 (0.050)	Stock	J2J82	
	2 1/4 (64.0)	120	500	161 (24)	0.11 (0.050)	Stock	J2J66	
	2 1/4 (64.0)	240	500	161 (24)	0.11 (0.050)	Stock	J2J70	
	3/4	2 1/4 (65.1)	120	350	108 (17)	0.11 (0.050)	Stock	J2K6
		2 1/4 (65.1)	240	300	93 (14)	0.11 (0.050)	Stock	J2K3
7/8	2 1/4 (70.0)	240	400	115 (18)	0.11 (0.050)	Stock	J2N43	
	2 1/4 (70.0)	120	400	115 (18)	0.11 (0.050)	Stock	J2N45	
1	3 (76.0)	120	125	32 (5)	0.12 (0.054)	Stock	J3A108	
	3 (76.0)	240	125	32 (5)	0.12 (0.054)	Stock	J3A109	
	3 (76.0)	120	250	64 (10)	0.12 (0.054)	Stock	J3A107	
	3 (76.0)	240	250	64 (10)	0.12 (0.054)	Stock	J3A89	
	3 (76.0)	120	300	78 (12)	0.12 (0.054)	Stock	J3A65	
	3 (76.0)	120	350	89 (14)	0.12 (0.054)	Stock	J3A173	
	3 (76.0)	240	300	78 (12)	0.12 (0.054)	Stock	J3A73	
	3 (76.0)	120	400	104 (16)	0.12 (0.054)	Stock	J3A132	
	3 (76.0)	240	400	104 (16)	0.12 (0.054)	Stock	J3A28	
	3 (76.0)	120	500	129 (20)	0.12 (0.054)	Stock	J3A110	
	3 (76.0)	240	500	129 (20)	0.12 (0.054)	Stock	J3A111	
	3 (76.0)	120	600	154 (24)	0.12 (0.054)	Stock	J3A51	
3 (76.0)	240	600	154 (24)	0.12 (0.054)	Stock	J3A127		
3 (76.0)	120	750	193 (30)	0.12 (0.054)	Stock	J3A137		
3 (76.0)	240	750	193 (30)	0.12 (0.054)	Stock	J3A112		
3 (76.0)	120	1000	254 (39)	0.12 (0.054)	Stock	J3A79		

CONTINUED

12 inch ordered on GGS leads supplied unless otherwise specified.

• Stock delivery, same day

MACHINABLE & DENSE CERAMICS

Technical Bulletin A1

Aremco offers a broad range of machinable and fully-dense ceramic materials for applications in which high temperature insulation, thermal shock resistance and high dielectric strength are required. Aremcolox™ and Super-Heat ceramics include compositions based on alumina, aluminosilicates, boron nitride, glass-ceramics, magnesium oxide and zirconium phosphate. Production capabilities include isostatic and dry pressing, low pressure injection molding, extrusion, slip-casting, and CNC machining.

TYPICAL APPLICATIONS

Aerospace	<i>Gas nozzles, thermal insulators, space mirrors, and nose cones.</i>
Automotive	<i>Diesel port liners, manifold insulation, catalyst support systems, flow separator housings, regenerator cores, turbine nozzles.</i>
Electrical	<i>Connector housings, heater and resistor supports, stand-offs, instrument and appliance insulators, coil forms and bobbins.</i>
Electronics	<i>Wafer chucks, insulators, vacuum tube structures, microwave housings, arc barriers, x-ray equipment, and PVD applications.</i>
Heat Treating	<i>Brazing/carburizing fixtures, induction heating tubes, furnace and tooling insulation, kiln furniture, welding jigs, hot forming dies.</i>
Metallurgical	<i>Molten metal crucibles, nozzles, troughs, liners, transfer rollers, structural parts, filters, thermocouple sheaths, permanent molds.</i>
Petrochemical	<i>High temperature corrosion and wear resistant components.</i>
Plastics	<i>Hot die parts for thermoplastic forming equipment.</i>

STANDARD FORMS

Ceramic Grades	Rods	Plates	Bars	Crucibles	Fasteners
502-0400 Glass-Ceramic	•	•			
502-0600 Glass-Ceramic	•	•			
502-0676 High Density MgO				•	
502-1100-UF Un-Fired Alumino-Silicate	•	•	•		
502-1100-FF Full-Fired Alumino-Silicate	•	•	•		
502-1400-BF Bisque-Fired Alumina	•	•			
502-1400-FF Full-Fired Alumina				•	•
502-1550-LD Zirconium Phosphate	•	•			
502-1550-MD Zirconium Phosphate	•	•			
502-1600-94 Boron Nitride, 94%	•	•	•		
502-1600-99 Boron Nitride, 99%	•	•	•		
502-1800 Boron Nitride/ Aluminum Nitride Composite	•	•	•		

Aremco can supply all grades of ceramic as finished parts. In addition, Aremco offers parts manufactured in other ceramic materials including cordierite, Macor®, mullite, silicon carbide, silicon nitride, steatite, and zirconia.



High strength alumina bolts, nuts and washers are electrically insulative, non-magnetic, and resistant to chemical corrosion and high temperature oxidation. Will not rust, seize or melt, even in molten steel.

AREMCO PRODUCTS, INC.

P.O. Box 517, 707-B Executive Boulevard, Valley Cottage, NY 10969

(945) 268-0039 • FAX: (945) 268-0041 • E-mail: aremco@aremco.com • Website: www.aremco.com

Rev. 4/12

AREMCOLOX™ 502 SERIES CERAMICS – PRODUCT SPECIFICATIONS

PRODUCT	502-400		502-500		502-676		502-1100		502-1400		502-1500		502-1600		502-1800	
	502-400	502-500	502-500	502-500	502-676	502-676	502-1100	502-1100	502-1400	502-1400	502-1500	502-1500	502-1600	502-1600	502-1800	502-1800
Features	High dielectric and mechanical strength. For high voltage insulation, oil tanks, soldering fixtures, arc burners. Easily machined, no firing required. Phases from 1/8" to 1" thick, rods 1/4" to 1" diameter.	High dielectric and mechanical strength. For high voltage insulation, oil tanks, soldering fixtures, arc burners. Easily machined, no firing required. Phases from 1/8" to 1" thick, rods 1/4" to 1" diameter.	Full fired, fine grain, high purity MgO ceramic. Can be fired to molten temperatures. Broad line of standard crucibles. Custom parts made to print.	Good thermal and dielectric properties. For use as insulators, standoffs, feedthroughs, and brazing fixtures. Fabricate and fire yourself or send prints to Avenco.	Good corrosion, electrical and thermal resistance. Phases from 1/4" to 3/4" thick, rods from 1/4" to 3/4" diameter. Easily machined using conventional tools, no firing required.	Ports fabricated to print. Excellent properties and corrosion resistance. For pump levers, nozzles, guides, and high temp gauges, tooling and structures. Phases from 1/4" to 1" thick. Rods from 1/2" to 2" diameter.	Ultra high thermal shock resistance and low thermal conductivity. For nozzles, optical stands, housings, and alumina and other metals. Phases from 1/4" to 1" thick, rods from 1/4" to 3" diameter. Bars from 1/2" x 1/4" to 2" x 2".	Ultra high thermal shock resistance and low thermal conductivity. For nozzles, optical stands, housings, and alumina and other metals. Phases from 1/4" to 1" thick, rods from 1/4" to 3" diameter. Bars from 1/2" x 1/4" to 2" x 2".	Hot pressed 94% boron nitride, high thermal conductivity. Easily machined. Non-reactive in molten salts, aluminum and other metals. Phases from 1/4" to 1" thick, rods from 1/4" to 3" diameter. Bars from 1/2" x 1/4" to 2" x 2".	Hot pressed 99% boron nitride, high thermal conductivity. Easily machined. Non-reactive in molten salts, aluminum and other metals. Phases from 1/4" to 1" thick, rods from 1/4" to 3" diameter. Bars from 1/2" x 1/4" to 2" x 2".	Hot pressed boron nitride-alumina composite. High thermal conductivity. Easily machined. Non-reactive in molten salts, aluminum and other metals. Phases from 1/4" to 1" thick, rods from 1/4" to 3" diameter. Bars from 1/2" x 1/4" to 2" x 2".	Hot pressed boron nitride-alumina composite. High thermal conductivity. Easily machined. Non-reactive in molten salts, aluminum and other metals. Phases from 1/4" to 1" thick, rods from 1/4" to 3" diameter. Bars from 1/2" x 1/4" to 2" x 2".	Hot pressed boron nitride-alumina composite. High thermal conductivity. Easily machined. Non-reactive in molten salts, aluminum and other metals. Phases from 1/4" to 1" thick, rods from 1/4" to 3" diameter. Bars from 1/2" x 1/4" to 2" x 2".	Hot pressed boron nitride-alumina composite. High thermal conductivity. Easily machined. Non-reactive in molten salts, aluminum and other metals. Phases from 1/4" to 1" thick, rods from 1/4" to 3" diameter. Bars from 1/2" x 1/4" to 2" x 2".	Hot pressed boron nitride-alumina composite. High thermal conductivity. Easily machined. Non-reactive in molten salts, aluminum and other metals. Phases from 1/4" to 1" thick, rods from 1/4" to 3" diameter. Bars from 1/2" x 1/4" to 2" x 2".	Hot pressed boron nitride-alumina composite. High thermal conductivity. Easily machined. Non-reactive in molten salts, aluminum and other metals. Phases from 1/4" to 1" thick, rods from 1/4" to 3" diameter. Bars from 1/2" x 1/4" to 2" x 2".
Composition	Glass Ceramic	Glass Ceramic	Magnesium Oxide	Alumina-Silicate	Alumina	Zirconium Phosphate	Boron Nitride 94%	Boron Nitride 94%	Boron Nitride 94%	Boron Nitride 94%	Boron Nitride 94%	Boron Nitride 94%	Boron Nitride 94%	Boron Nitride 94%	Boron Nitride 94%	BN-AN Composite
Max Operating Temp., °F (°C)	750 (400)	1100 (593)	3220 (1807)	2100 (1157)	2600 (1427)	3000 (1649)	2100 (1150)	2100 (1150)	2100 (1150)	2100 (1150)	2100 (1150)	2100 (1150)	2100 (1150)	2100 (1150)	2100 (1150)	2200 (1200) Vacuum -200 (700 Air)
Hardness, Moh's Scale	5.5	5.0	5.5	6.0	1-2	1-2	6.0	6.0	6.0	6.0	6.0	6.0	6.0	6.0	6.0	—
Density, gm/cc	3.0	2.8	3.45	2.1	2.3	3.1	2.53	2.83	2.83	2.83	2.83	2.83	2.83	2.83	2.83	—
Porosity, %	Nil	Nil	4.5	2.5	2.3	2c	Nil	15-20	110	22.0	110	22.0	110	22.0	110	0.088
Thermal Expansion, in/in/°F x 10⁻⁶ (°C)	6.0 (10.8)	5.2 (9.5)	7.7 (13.9)	2.5 (4.5)	29 (5.2)	3.5 (6.3)	35 (6.3)	0.5 (0.9)	2.2 (4.0)	2.2 (4.0)	2.2 (4.0)	2.2 (4.0)	2.2 (4.0)	2.2 (4.0)	2.2 (4.0)	3.1 (5.6)
Compressive Strength, psi	45,000	32,000	120,000	12,000	25,000	340,000	9,000	340,000	25,000	40,000	10,000	4,800	4,800	4,800	4,800	—
Flexural Strength, psi	13,000	14,000	35,000	4,500	4,000	46,000	5,500	46,000	5,500	5,500	5,500	5,500	5,500	5,500	5,500	18,200
Dielectric Strength, volts/mil	730	380	150	80	100	80	225	80	130	100	130	130	130	130	130	1090
Loss Factor at 1 MHz	.009	0.02	—	.06	.063	.003	.0018	.003	.003	.003	.003	.003	.003	.003	.003	—
Dielectric Constant at 1 MHz	6.7	6.8	9.6	5.3	5.3	5.1	9.3	7.0	7.0	7.0	7.0	7.0	7.0	7.0	7.0	6.1
Thermal Conductivity BTU • in/hr • ft² • °F • in (M/m • °K)	6.02 (.87)	4.08 (.56)	15.0 (2.2)	11.0 (1.59)	30 (4.3)	220 (31.1)	5.3 (.8)	5.3 (.8)	5.3 (.8)	5.3 (.8)	5.3 (.8)	5.3 (.8)	5.3 (.8)	5.3 (.8)	5.3 (.8)	277.6 (40.0)

Reference Notes:
 ① Full fired and medium density ceramics must be machined with diamond tools.
 ② Boron Nitride opaque to a maximum of 850 °C in an oxidizing atmosphere and as high as 3008 °C in a reducing atmosphere. BN 94% contains a calcium borate binder which has a melting point near 1150 °C, the maximum use temperature in a vacuum atmosphere. BN 99% has a melting point near 3000 °C as long as it is in the presence of an inert gas whose vapor pressure exceeds the vapor pressure of BN at that temperature. In the presence of hydrogen, BN 99% is stable in dry hydrogen only.

Vacuum Pressure (MTT)	502-1400	502-1500	502-1600	502-1800
200	3.1 x 10 ⁻⁶			
500	2.1 x 10 ⁻⁶			
800	6.0 x 10 ⁻⁶			
1200	9.9 x 10 ⁻⁶			
1600	8.1 x 10 ⁻⁶			
2000	11.5	11.5	11.5	11.5

502-1400 ALUMINA FASTENERS

Size	Destructive Torque (in-lbs)	Tensile Strength (psi)
4-40	2.4	4,400
6-32	3.3	5,000
8-32	7.4	7,000
10-32	11.7	8,000
1/4-20	14.6	Not Available

The destructive torque is the force at which the bolt head starts to upon tightening.

ALUMINA AND MAGNESIUM OXIDE CRUCIBLES

Aremco™ 502-476 and 502-1400 slip cast crucibles are available in stock shapes up to 6" diameter and 10" length. Wall thickness is 0.2" minimum and is typically specified between 0.09" and 0.15". Tolerances on outside dimensions are ±.02" or ±.05%, whichever is less. Flanged lids are available for all stock shapes.



Send engineering drawings to Avenco for quotation on fabricated parts.

ANEXO B

Asistencia en Matlab

Asistencia en Matlab

Cálculo de la función de conducción con respecto a la temperatura del AL2024, implementando el polinomio de LaGrange en matlab.

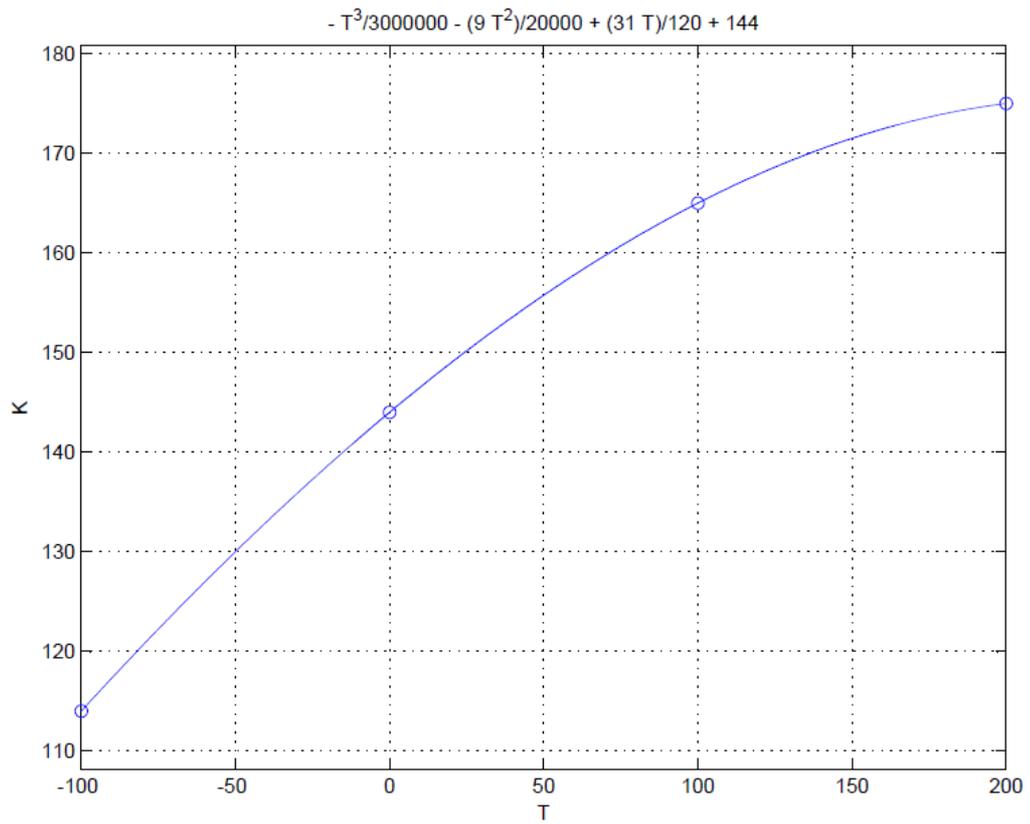
Primero definiendo la función de LaGrange:

```
function p= Lagrange(x,f)
n=length(x);
syms t;
p=0;
for i=1:n
    L=1;
    for j=1:n
        if i~=j
            L=L*(t-x(j))/(x(i)-x(j));
        end
    end
    p=p+L*f(i);
end
```

Segundo aplicando la función de LaGrange a los datos encontrados:

```
function []=polcond() %función polinómica de conductividad
T=[-100 0 100 200]; %defino las temperaturas
K=[114 144 165 175]; %defino Ki para Ti
k=Lagrange (T,K); %formando el polinomio a traves de Lagrange
k=simplify(k); %simplificando el polinomio
k=subs(k,'t','T') %substitución de variable
plot(T,K,'o'),grid on
hold on,ezplot(k,[-100,200])
xlabel('T')
ylabel('K')
```

Finalmente se obtiene la función de conductividad térmica de acuerdo a la temperatura:



Algoritmo para calcular la distribución de temperaturas por el Método de Diferencias Finitas.

```

%Problem 3, finite difference code
%two-D, finite difference

% Data
%W/m-K

x=0.02 %m
delx=0.001; %m
Tol=80.95; %C
To2=197.78; %C
Tm=mean([Tol,To2]);
Area=pi/4*0.012^2;

%subs(al2024K,'t','Tm');
al2024K(Tm)

xi=0
Ti=Tol;
for i=1:19
    xi=xi+0.001;
    T(i)=Ti+(To2-Tol)/x*delx;
    Ti=T(i);
end
Tini=T;
error=1
%while error>0.1

while error>0.00001
    Tprevious=T;
    error=0;
    for i=1:19
        if i==1
            T(i)=(Tol*al2024K(mean([Tol,T(i)]))+T(i+1)*al2024K(mean([T(i),T(i+1)])))/
(al2024K(mean([Tol,T(i)]))+al2024K(mean([T(i),T(i+1)]))));
        elseif i==19
            T(i)=(To2*al2024K(mean([To2,T(i)]))+T(i-1)*al2024K(mean([T(i),T(i-1)])))/
(al2024K(mean([To2,T(i)]))+al2024K(mean([T(i),T(i-1)]))));
        else
            T(i)=(T(i-1)*al2024K(mean([T(i-1),T(i)]))+T(i+1)*al2024K(mean([T(i),T
(i+1)])))/(al2024K(mean([T(i-1),T(i)]))+al2024K(mean([T(i),T(i+1)]))));
        end
        error=error+abs(Tprevious(i)-T(i));
    end
end

qasumido=al2024K(Tm)*Area*(To2-Tol)/x;

for i=2:19
    qreal(i)=al2024K(mean([T(i-1),T(i)]))*Area*(T(i)-T(i-1))/delx;
end
qreal(20)=al2024K(mean([T(19),To2]))*Area*(To2-T(19))/delx;
qreal(1)=al2024K(mean([T(1),Tol]))*Area*(T(1)-Tol)/delx;

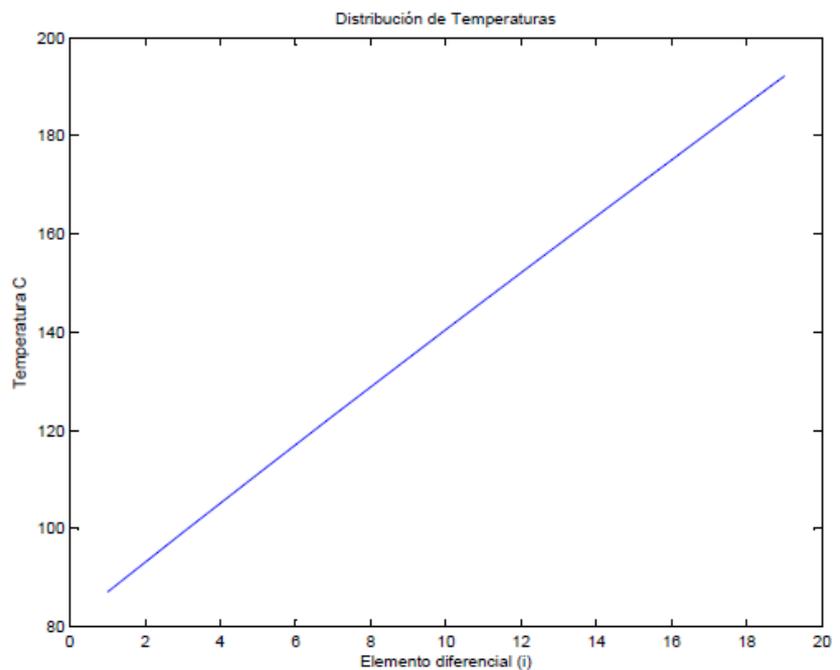
```

Definiendo la función: al2024K (t).

```
function [u]=al2024K(t)
    u = -(t^3/3e6) - (9*t^2/20000) + (31*t/120) + 144
```

Como resultado se obtuvo la siguiente distribución de Temperaturas:

i	T(i) C
0	80.950
1	87.056
2	93.124
3	99.154
4	105.149
5	111.112
6	117.043
7	122.945
8	128.820
9	134.670
10	140.495
11	146.299
12	152.081
13	157.845
14	163.591
15	169.321
16	175.036
17	180.738
18	186.429
19	192.109
20	197.780

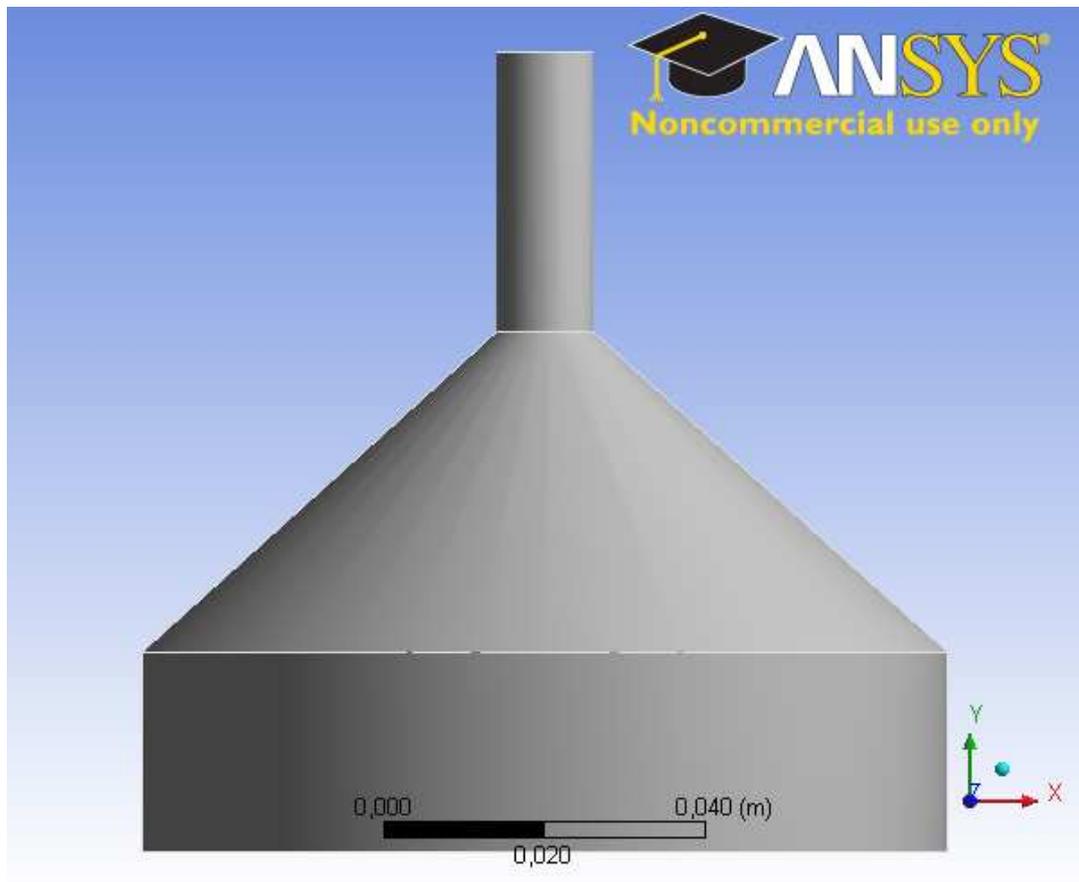


ANEXO C
Simulación Ansys



Project

FirstSaved	Thursday, January 03, 2013
LastSaved	Friday, January 04, 2013
ProductVersion	13.0 Release



Contents

- [Units](#)

- [Model \(A4\)](#)
 - [Geometry](#)
 - [bloque 2](#)
 - [CoordinateSystems](#)
 - [Mesh](#)
 - [MultiZone](#)
 - [Steady-StateThermal \(A5\)](#)
 - [InitialTemperature](#)
 - [AnalysisSettings](#)
 - [Loads](#)
 - [Solution \(A6\)](#)
 - [SolutionInformation](#)
 - [Temperature](#)

- [Material Data](#)
 - [AluminumAlloy](#)

Units

TABLE 1

UnitSystem	Metric (m, kg, N, s, V, A) Degrees rad/s Celsius
Angle	Degrees
RotationalVelocity	rad/s
Temperature	Celsius

Model (A4)

Geometry

TABLE 2
Model (A4) >Geometry

ObjectName	<i>Geometry</i>
State	FullyDefined
Definition	
Source	C:\Users\CitControl\AppData\Local\Temp\SIMULACION ANSYS ENE-2013.tmp\SIMULACION ANSYS ENE-2013_files\dp0\SYSDM\SYS.agdb
Type	DesignModeler
LengthUnit	Millimeters
Element Control	ProgramControlled
Display Style	Part Color

Bounding Box	
Length X	0,1 m
Length Y	0,1 m
Length Z	0,1 m
Properties	
Volume	3,191e-004 m ³
Mass	0,88391 kg
Scale Factor Value	1,
Statistics	
Bodies	1
Active Bodies	1
Nodes	201792
Elements	194705
MeshMetric	None
Preferences	
ParameterProcessing	Yes
Personal Parameter Key	DS
CAD Attribute Transfer	No
NamedSelectionProcessing	No
Material Properties Transfer	No
CAD Associativity	Yes
ImportCoordinateSystems	No
Reader SavePart File	No
ImportUsingInstances	Yes
Do Smart Update	No
Attach File Via Temp File	Yes
TemporaryDirectory	C:\Users\CitControl\AppData\Roaming\Ansys\v130
AnalysisType	3-D
Enclosure and SymmetryProcessing	Yes

TABLE 3
Model (A4) >Geometry>Parts

ObjectName	<i>bloque 2</i>
State	Meshed
GraphicsProperties	
Visible	Yes
Transparency	1
Definition	
Suppressed	No
StiffnessBehavior	Flexible
CoordinateSystem	Default CoordinateSystem
Reference Temperature	ByEnvironment
Material	
Assignment	AluminumAlloy
NonlinearEffects	Yes
ThermalStrainEffects	Yes
Bounding Box	
Length X	0,1 m
Length Y	0,1 m
Length Z	0,1 m
Properties	
Volume	3,191e-004 m ³
Mass	0,88391 kg
Centroid X	-2,691e-012 m
Centroid Y	-3,4142e-002 m
Centroid Z	1,8032e-011 m
Moment of Inertia Ip1	6,6867e-004 kg·m ²
Moment of Inertia Ip2	9,1828e-004 kg·m ²
Moment of Inertia Ip3	6,6867e-004 kg·m ²
Statistics	
Nodes	201792
Elements	194705
MeshMetric	None

CoordinateSystems

TABLE 4
Model (A4) > Coordinate Systems > Coordinate System

ObjectName	<i>Global CoordinateSystem</i>
State	FullyDefined
Definition	
Type	Cartesian
CoordinateSystem ID	0,
Origin	
Origin X	0, m
Origin Y	0, m
Origin Z	0, m
DirectionalVectors	
X Axis Data	[1, 0, 0,]
Y Axis Data	[0, 1, 0,]
Z Axis Data	[0, 0, 1,]

Mesh

TABLE 5
Model (A4) > Mesh

ObjectName	<i>Mesh</i>
State	Solved
Defaults	
PhysicsPreference	Explicit
Relevance	100
Sizing	
Use AdvancedSizeFunction	Off
Relevance Center	Fine
ElementSize	2,e-003 m
InitialSizeSeed	Active Assembly
Smoothing	High
Transition	Slow
SpanAngle Center	Coarse
MinimumEdgeLength	1,885e-002 m
Inflation	
Use AutomaticInflation	ProgramControlled
InflationOption	SmoothTransition
Transition Ratio	0,272
MaximumLayers	5
GrowthRate	1,2
InflationAlgorithm	Pre
View AdvancedOptions	No
Advanced	
ShapeChecking	Explicit
ElementMidsideNodes	Dropped
StraightSidedElements	
Number of Retries	Default (4)
Extra RetriesForAssembly	Yes
RigidBodyBehavior	Full Mesh
MeshMorphing	Disabled
Defeaturing	
PinchTolerance	Please Define
GeneratePinchonRefresh	No
AutomaticMeshBasedDefeaturing	On
DefeaturingTolerance	Default
Statistics	
Nodes	201792
Elements	194705
MeshMetric	None

TABLE 6
Model (A4) > Mesh > Mesh Controls

ObjectName	<i>MultiZone</i>
State	FullyDefined
Scope	
ScopingMethod	GeometrySelection
Geometry	1 Body
Definition	

Suppressed	No
Method	MultiZone
MappedMeshType	Hexa
Free MeshType	NotAllowed
ElementMidsideNodes	Use Global Setting
Src/TrgSelection	Automatic
Source	ProgramControlled
Advanced	
MeshBasedDefeaturing	Off
MinimumEdgeLength	1,885e-002 m
Write ICEM CFD Files	No

Steady-StateThermal (A5)

TABLE 7
Model (A4) > Analysis

ObjectName	<i>Steady-StateThermal (A5)</i>
State	Solved
Definition	
PhysicsType	Thermal
AnalysisType	Steady-State
Solver Target	Mechanical APDL
Options	
Generate Input Only	No

TABLE 8
Model (A4) > Steady-State Thermal (A5) > Initial Condition

ObjectName	<i>InitialTemperature</i>
State	FullyDefined
Definition	
InitialTemperature	UniformTemperature
InitialTemperatureValue	22, °C

TABLE 9
Model (A4) > Steady-State Thermal (A5) > Analysis Settings

ObjectName	<i>AnalysisSettings</i>
State	FullyDefined
StepControls	
Number Of Steps	1,
CurrentStepNumber	1,
StepEnd Time	1, s
Auto Time Stepping	ProgramControlled
SolverControls	
SolverType	ProgramControlled
RadiosityControls	
Flux Convergence	1,e-004
MaximumIteration	1000,
SolverTolerance	0,1
OverRelaxation	0,1
HemicubeResolution	10,
NonlinearControls	
HeatConvergence	ProgramControlled

TemperatureConvergence	ProgramControlled
Line Search	ProgramControlled
Output Controls	
CalculateThermal Flux	Yes
CalculateResults At	All Time Points
Analysis Data Management	
Solver Files Directory	C:\Users\CitControl\AppData\Local\Temp\SIMULACION ANSYS ENE-2013.tmp\SIMULACION ANSYS ENE-2013_files\dp0\SYS\MECH\
FutureAnalysis	None
ScratchSolver Files Directory	
Save MAPDL db	No
DeleteUnneeded Files	Yes
NonlinearSolution	Yes
SolverUnits	Active System
SolverUnitSystem	mks

TABLE 10
Model (A4) > Steady-State Thermal (A5) > Loads

ObjectName	HeatFlow	Convection	HeatFlow 2
State	FullyDefined		
Scope			
ScopingMethod	GeometrySelection		
Geometry	6 Faces	1 Face	
Definition			
Type	PerfectlyInsulated	Convection	HeatFlow
Define As	PerfectInsulation		HeatFlow
Magnitude	0, W		100, W (ramped)
Suppressed	No		
Film Coefficient		15000 W/m ² ·°C (ramped)	
AmbientTemperature		22, °C (ramped)	

TABLE 11
Model (A4) > Steady-State Thermal (A5) > Convection

Steps	Time [s]	Convection Coefficient [W/m ² ·°C]	AmbientTemperature [°C]
1	0,	0,	22,
	1,	15000	

TABLE 12
Model (A4) > Steady-State Thermal (A5) > Solution

ObjectName	Solution (A6)
State	Solved
AdaptiveMeshRefinement	
Max RefinementLoops	1,
RefinementDepth	2,
Information	
Status	Done

FIGURE 1
Model (A4) > Steady-State Thermal (A5) > Convection

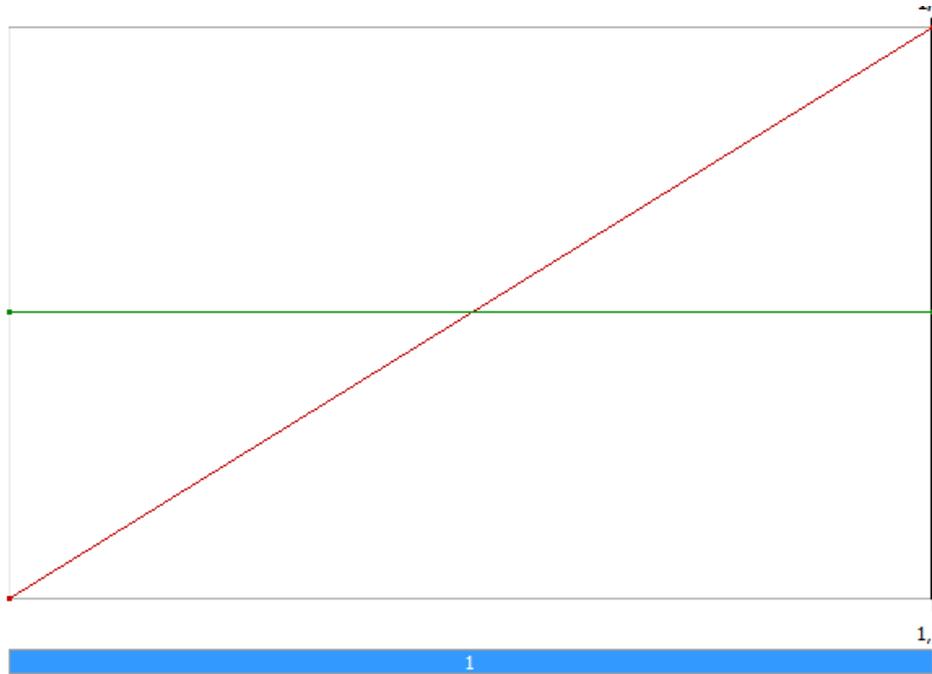
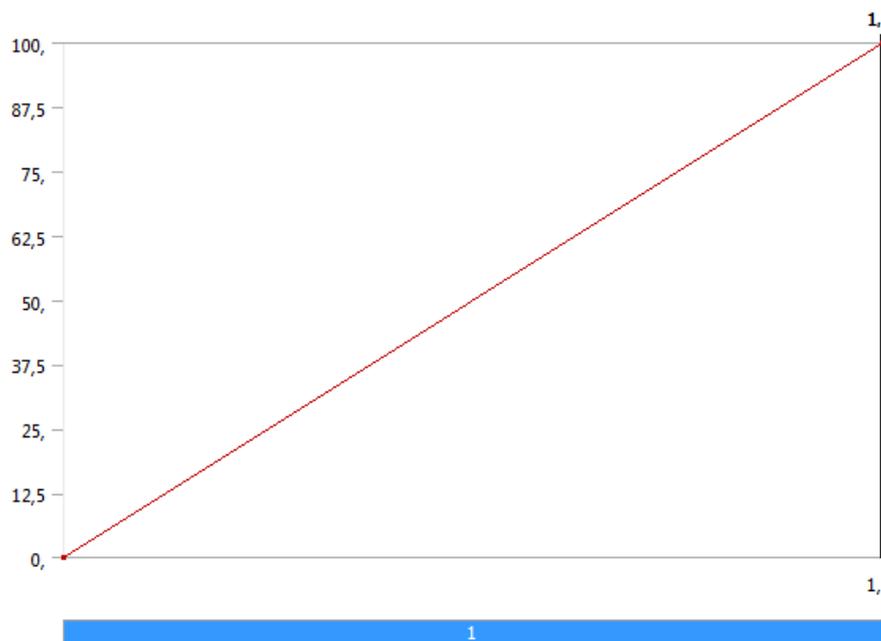


FIGURE 2
Model (A4) > Steady-State Thermal (A5) > Heat Flow 2



Solution (A6)

TABLE 13
Model (A4) > Steady-State Thermal (A5) > Solution (A6) > Solution Information

ObjectName	<i>SolutionInformation</i>
State	Solved
SolutionInformation	
Solution Output	Solver Output
UpdateInterval	10, s
DisplayPoints	All

TABLE 14
Model (A4) > Steady-State Thermal (A5) > Solution (A6) > Results

ObjectName	<i>Temperature</i>
State	Solved
Scope	
ScopingMethod	GeometrySelection
Geometry	1 Body
Definition	
Type	Temperature
By	Result Set
Set Number	1,
Calculate Time History	No
Identifier	
Results	
Minimum	80,956 °C
Maximum	298,34 °C
Information	
Time	1, s
Load Step	1
Substep	1
IterationNumber	3

Material Data

AluminumAlloy

TABLE 15
AluminumAlloy>Constants

Density	2770 kg m ⁻³
Coefficient of ThermalExpansion	2.3e-005 C ⁻¹
SpecificHeat	875 J kg ⁻¹ C ⁻¹

TABLE 16
Aluminum Alloy > Compressive Ultimate Strength

CompressiveUltimateStrengthPa
0

TABLE 17
Aluminum Alloy > Compressive Yield Strength

CompressiveYieldStrengthPa
2.8e+008

TABLE 18
Aluminum Alloy > Tensile Yield Strength

TensileYieldStrengthPa
2.8e+008

TABLE 19
Aluminum Alloy > Tensile Ultimate Strength

TensileUltimateStrengthPa
3.1e+008

TABLE 20
Aluminum Alloy > Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion

Reference Temperature C
22

TABLE 21
Aluminum Alloy > Isotropic Thermal Conductivity

Thermal Conductivity W m ⁻¹ C ⁻¹	Temperature C
114	-100
144	0
165	100
175	200

TABLE 22
Aluminum Alloy > Alternating Stress R-Ratio

Alternating Stress Pa	Cycles	R-Ratio
2.758e+008	1700	-1
2.413e+008	5000	-1
2.068e+008	34000	-1
1.724e+008	1.4e+005	-1
1.379e+008	8.e+005	-1
1.172e+008	2.4e+006	-1
8.963e+007	5.5e+007	-1
8.274e+007	1.e+008	-1
1.706e+008	50000	-0.5
1.396e+008	3.5e+005	-0.5
1.086e+008	3.7e+006	-0.5
8.791e+007	1.4e+007	-0.5
7.757e+007	5.e+007	-0.5
7.239e+007	1.e+008	-0.5
1.448e+008	50000	0
1.207e+008	1.9e+005	0
1.034e+008	1.3e+006	0
9.308e+007	4.4e+006	0
8.618e+007	1.2e+007	0
7.239e+007	1.e+008	0
7.412e+007	3.e+005	0.5
7.067e+007	1.5e+006	0.5
6.636e+007	1.2e+007	0.5
6.205e+007	1.e+008	0.5

TABLE 23
AluminumAlloy>IsotropicResistivity

Resistivity ohm m	Temperature C
2.43e-008	0
2.67e-008	20
3.63e-008	100

TABLE 24
AluminumAlloy>IsotropicElasticity

Temperature C	Young'sModulusPa	Poisson's Ratio	BulkModulusPa	ShearModulusPa
	7.1e+010	0.33	6.9608e+010	2.6692e+010

TABLE 25
Aluminum Alloy > Isotropic Relative Permeability

RelativePermeability
1

Resultados de las curvas de temperaturas obtenidas mediante la simulación.

