

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción**

“Diseño de Banco de Prueba de Tubo Vortex
para Laboratorio de la ESPOL”

TESIS DE GRADO

Previo a la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentada por:

Robert Patricio Medina Sarmiento

GUAYAQUIL – ECUADOR

Año: 2004

AGRADECIMIENTO

A mis Profesores de la FIMCP.

A mi Director de Tesis.

A mis compañeros de clase.

DEDICATORIA

A mis padres y hermanos.

A mi tío Francisco.

A mi hermano John.

A Vanessa.

TRIBUNAL DE GRADUACIÓN

Ing. Eduardo Rivadeneira P.
DECANO DE LA FIMCP
PRESIDENTE

Ing. Ángel Vargas Z.
DIRECTOR DE TESIS

Ing. Marco Pazmiño B.
VOCAL

Ing. Alfredo Barriga R.
VOCAL

DECLARACION EXPRESA

“La responsabilidad del contenido de esta Tesis de Grado, me corresponden exclusivamente y el patrimonio intelectual de la misma a la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”

(Reglamento de Graduación de la ESPOL).

Robert P. Medina S.

RESUMEN

Uno de los aspectos de mayor interés y demanda a nivel industrial y comercial son los procesos de refrigeración y aplicaciones. Pero uno de ellos, diferente al conocido por vaporización de un fluido refrigerante, es obtenida por la expansión de aire comprimido en forma de torbellino por un tubo de forma específica; aplicado con éxito ya en otras partes y presentando una solución conveniente a problemas específicos, aún sin ser conocido detalladamente por nuestro medio académico y profesional.

Este trabajo expone los criterios y características del mencionado proceso, conocido como efecto Ranque-Hilsch, y del dispositivo que lo produce, llamado tubo vortex o de Ranque-Hilsch, como base para el diseño de un banco de pruebas experimental. Partiendo desde los orígenes y diversos estudios sobre la naturaleza y comportamiento del tubo vortex, se proyectan los pasos necesarios para determinar el equipo necesario que componen el banco.

Se realiza una breve introducción y explicación de este proceso de enfriamiento, sus características y principios básicos, además de sus variantes existentes para un mejoramiento del mismo.

Seguido, se entregan condiciones y consideraciones para el diseño específico del tubo. Se incluyen las demandas, tanto de presión como de caudal de aire, para luego calcular las partes del equipo, que comprende: medio de suministro de aire comprimido, tubo de expansión y dimensiones, conexiones de entrada y salida, así como los instrumentos de operación y control.

Posteriormente, se realizara el diseño del tubo vortex y la selección de los componentes del equipo, además de una breve explicación sobre su operación e instalación dentro del laboratorio.

Se expondrán los tipos de pruebas que pueden realizarse y los resultados que dichas pruebas deben aportar. Finalmente se entrega un análisis económico sobre el costo de realización que presentaría este banco de pruebas.

INDICE GENERAL

	Pág.
RESUMEN	II
INDICE GENERAL	IV
ABREVIATURAS	VII
SIMBOLOGÍA	VIII
INDICE DE FIGURAS	IX
INDICE DE TABLAS	XI
INTRODUCCION	1
CAPITULO 1	
1. FACTIBILIDAD DE REALIZACIÓN DEL DISEÑO	2
1.1 Objetivo General y Particulares	2
1.2 Usos del Equipo Experimental en los Laboratorios de la FIMCP	3
CAPITULO 2	
2. TEORIA DE REFRIGERACIÓN POR TUBO VORTEX Y EFECTO RANQUE-HILSCH	5
2.1 Orígenes del Efecto Ranque-Hilsch	

y Características del Tubo Vortex	5
2.2 Usos y Aplicaciones del Tubo Vortex en Refrigeración	21
CAPITULO 3	
3. CALCULO DEL EQUIPO	31
3.1 Tubo de Expansión	31
3.2 Requerimientos Frigoríficos	42
3.3 Calor Disipado por el Flujo	46
CAPITULO 4	
4. SELECCIÓN DEL EQUIPO DE AIRE COMPRIMIDO	50
4.1 Cálculo de Requerimientos	50
4.1.1 Consumo Probable y Total	51
4.1.2 Selección y Características	
Generales del Compresor	53
CAPITULO 5	
5. DISEÑO DEL BANCO EXPERIMENTAL	55
5.1 Descripción del Tubo Vortex	55
5.2 Equipo Básico Complementario	57

CAPITULO 6

6. DESCRIPCIÓN GENERAL DE INSTALACIÓN Y FUNCIONAMIENTO	77
6.1 Distribución de Operaciones	77
6.2 Ubicación del Equipo	79
6.3 Descripción de la Estructura de Anclaje	80
6.4 Condiciones de Instalación y Funcionamiento	82
6.4.1 Operación y Control	83
6.4.2 Pruebas de Presión y Temperaturas	84
6.5 Recomendaciones Generales de Instalación	85

CAPITULO 7

7. TIPO DE PRUEBAS Y RESULTADOS FINALES A OBTENER	89
7.1 Variaciones de Temperatura y Caudal	90
7.2 Comparación de Potencia Frigorífica	98

CAPITULO 8

8. ANALISIS ECONOMICO DEL EQUIPO	101
--	-----

CAPITULO 9

9. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	111
---	-----

APÉNDICES

BIBLIOGRAFÍA

ABREVIATURAS

N8, N11	Acabado Superficial Grado 8 y 11, respectivamente
Ar	Argón
bar	Bares de Presión
HP	Caballos de Potencia
X	Caída de Presión Normalizada en le Plano de Entrada
c_p	Calor Específico a Presión Constante
ΔT_c	Diferencia de Temperatura Fría
ΔT_h	Diferencia de Temperatura Caliente
CO ₂	Dióxido de Carbono
USD	Dólares Americanos
Q _c	Energía Calorífica obtenida en el Extremo Frío
μ	Fracción Fría del Flujo
frig./día	Frigorías por Día
H ₂	Hidrógeno
kg/cm ²	Kilogramos por Centímetro Cuadrado
psi	Libras por Pulgada Cuadrada
CH ₄	Metano
m ³	Metros Cúbicos
mm	Milímetros
mm ²	Milímetros Cuadrados
min	Minutos
Pr	Número de Prandtl
p _{atm}	Presión Atmosférica
p ₀	Presión de Entrada
P_{hcono}	Presión del Extremo Caliente en punta del Cono Estrangulador
CFM	Pies Cúbicos por Minuto
p^*/p_0	Relación Crítica de Presiones de Entrada al Tubo
p_i/p_0	Relación de Presiones de Entrada y Salida de la Boquilla
γ	Relación de Calores Específicos c_p/c_v
d _i /D	Relación Diámetro del Inyector respecto al Diámetro Nominal
d _c /D	Relación Diámetro de Pantalla respecto al Diámetro Nominal
D/L	Relación entre Diámetro Nominal y Longitud del Tubo
SAE	Society of Automotive Engineers

SIMBOLOGIA

r, θ, z	Coordenada Cilíndrica Radial, Axial y Longitudinal, respectivamente
d_i	Diámetro de Inyector o Boquilla
d_c	Diámetro de Salida Fría
D	Diámetro Nominal del Tubo
η	Eficiencia
\dot{m}_0	Flujo Másico de Entrada
\dot{m}_c, \dot{m}_h	Flujo Másico en la Salida Fría y Caliente, respectivamente
$^{\circ}\text{C}$	Grados Centígrados o Celsius
$^{\circ}$	Grados Sexagesimal
i	Inyector o Boquilla
L	Longitud del Tubo
μm	Micrómetro
$\%$	Por Ciento
p_0	Presión de Entrada
p_i	Presión de Salida de la Boquilla
p^*	Presión Crítica de Entrada al Tubo
p_c	Presión de la Salida Fría
"	Pulgadas
S	Punto de Estancamiento del Fluido dentro del Tubo
R	Rosca Withworth tipo Gas para conductos; Radio Adimensional
0	Subíndice del Aire de Entrada
h	Subíndice del Aire Caliente
c	Subíndice del Aire Frío
T_0	Temperatura de Entrada
$T_{\text{adiab.}}$	Temperatura de Proceso Adiabático
T_c, T_h	Temperatura de Salida Fría y Caliente, respectivamente
u_0	Velocidad del Aire de Entrada
u_c, u_h	Velocidad en Salida Fría y Caliente, respectivamente

INDICE DE FIGURAS

		Pág.
Figura 2.1	Dibujo esquemático de un tubo vortex y sus partes principales	8
Figura 2.2	Esquematación idealizada de vórtices libre y forzado formados dentro del tubo vortex a partir de la expansión de aire comprimido	8
Figura 2.3	Tubo vortex modelo 'de contra flujo'	10
Figura 2.4	Tubo vortex modelo 'de un solo flujo'	10
Figura 2.5	Tubo vortex tipo cónico	17
Figura 2.6	Boquilla de Laval	17
Figura 2.7	Separación y distribución del flujo dentro del tubo y transferencia de energía capa a capa, según Schultz-Grunow	19
Figura 2.8	Modelo de Fulton, empleado por Stephan, de la separación y distribución del flujo, punto de estancamiento, S, y dirección radial de la transferencia de energía	19
Figura 2.9	Robot soldador de carrocerías utilizando un chorro de aire frío directamente en el punto de contacto	24
Figura 2.10	Línea de sellado de tubos plásticos con un tubo vortex acoplado en las mordazas selladoras	24
Figura 2.11	Esquema de un tubo vortex adaptado al traje de un trabajador de una fundición	26
Figura 2.12	Fotografía del cinturón personal enfriado por un tubo vortex	26
Figura 2.13	Enfriado de zonas críticas en conformado de partes plásticas	28
Figura 2.14	Conformado de tanques de combustible por soplado de aire comprimido enfriado por tubos vortex	29
Figura 3.1	Sección de las boquillas de entrada del tubo utilizado por Lin	37
Figura 3.2	Diversas formas de inyector de aire	39
Figura 5.1	Circuito de refrigeración convencional	56

INDICE DE FIGURAS

	Pág.
Figura 5.2	Esquema del modelo propuesto para el banco de pruebas de un sistema de refrigeración por tubo vortex 58
Figura 5.3	Circuito del banco de pruebas por tubo vortex 59
Figura 5.4	Circuito básico de operación de un tubo vortex 60
Figura 5.5	Partes de la operación en el circuito del tubo vortex 61
Figura 6.1	Ubicación de estribos para rotámetros 81
Figura 7.1	Coordenadas cilíndricas en el plano de entrada 94
Figura 7.2	División del gas dentro del tubo vortex 94

INDICE DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1	Condiciones óptimas de la relación longitud/diámetro del tubo 34
Tabla 2	Valores de diámetros nominales de tubos vortex Experimentales 35
Tabla 3	Condiciones óptimas de la relación diámetro de inyector/diámetro nominal 37
Tabla 4	Condiciones óptimas de la relación diámetro de pantalla/diámetro nominal 40
Tabla 5	Costos unitarios y monto parcial del 1er Grupo 104
Tabla 6	Cantidad de material empleado en el tubo vortex y costos 105
Tabla 7	Tiempos y valores de mecanizado de piezas del tubo vortex 107
Tabla 8	Valores de tratamiento térmico y protección superficial del acero 108
Tabla 9	Valores individuales y parcial del 2do Grupo 108
Tabla 10	Valores individuales y parcial del 3er Grupo 109
Tabla 11	Porcentajes de valores y monto total del equipo 110

INTRODUCCIÓN

No es desconocido el papel desempeñado a diario de algún artefacto o equipo de refrigeración, pues desde los hogares hasta complejos procesos industriales, la importancia de los ciclos refrigeración es fundamental. Futuras investigaciones y aplicaciones de nuevos procesos de refrigeración permiten ampliar la gama de elección de estos artefactos.

Hipótesis y teorías, pruebas y análisis, resultados y modelos acerca del fenómeno Ranque-Hilsch a lo largo del siglo pasado nos permiten los medios suficientes para poder discernir acerca del tubo vortex. Estos presentan criterios sobre del comportamiento del fluido dentro del tubo y características sobre su construcción.

Este diseño va desde las opiniones de trabajos anteriores tomadas como guías hasta los componentes básicos necesarios de un banco de pruebas con un prototipo de tubo vortex. Las relaciones de presiones de operación, temperaturas obtenidas, geometría y configuración, así como la naturaleza del fluido de trabajo se reflejan en el resultado final del diseño propuesto.

CAPITULO 1

1. FACTIBILIDAD DE REALIZACION DEL DISEÑO

La realización de prototipos, partiendo desde su diseño hasta concluir en su construcción e instalación, son en gran parte la clave de una correcta reestructuración de laboratorios y talleres dentro de nuestra institución educativa.

Este trabajo trata justamente ésta primera fase, presentando en forma de diseño un banco experimental acerca de nuevo proceso para obtener un medio frío.

1.1 Objetivo General y Particulares

La presente tesis pretende dar a conocer los fundamentos básicos del desarrollo del proceso Ranque-Hilsch en refrigeración de fluidos y su aplicación en el diseño de un equipo experimental de tubo vortex de laboratorio destinado a difundir su conocimiento, analizar sus

propiedades y estudiar su utilidad práctica como un proceso de refrigeración no convencional.

En forma más explícita, éste desarrollo implica:

- Calcular los parámetros geométricos de las partes constitutivas del tubo vortex tipo contra flujo.
- Diseñar y seleccionar los componentes integrantes de un prototipo de un banco de pruebas de tubo vortex.
- Analizar las características termodinámicas y de fluidos para la futura ejecución de las pruebas en el banco.

La importancia de éste objetivo y finalidad, es que inicia un camino para profundizar aun más la investigación del fenómeno señalado y su futura construcción.

1.2 Usos del Equipo Experimental en los Laboratorios de la FIMCP

La principal utilización del equipo es en aplicaciones pedagógicas dentro del Laboratorio de Fluidos de la FIMCP. Este banco ayudara en el estudio teórico y práctico del principio de funcionamiento del tubo vortex y su efecto Ranque-Hilsch

Un estudio cualitativo acerca de este tema, comprendería una:

- Diferencia de temperatura caliente (ΔT_h) y fría (ΔT_c) con respecto a una razón del fluido de entrada, conocida como fracción fría del chorro de fluido (μ)
- Relación de la temperatura de acuerdo a la presión, $\Delta T = f(p)$, del caudal de aire frío y caliente, con la fracción fría $\mu \square$ constante

Además, el uso del tubo vortex como un dispositivo refrigerador implica la determinación de potencias y coeficiente de eficiencia. También podría realizarse un balance entálpico del sistema térmico, desde el suministro de aire comprimido hasta la evacuación de los distintos chorros con diferencia de temperatura.

CAPITULO 2

2. TEORIA DE REFRIGERACION POR TUBO VORTEX Y EFECTO RANQUE-HILSCH

2.1 Orígenes del Efecto Ranque-Hilsch y Características

del Tubo Vortex

A pesar de la información publicada hasta el momento sobre el fenómeno Ranque-Hilsch y el tubo vortex, éstos no son muy conocidos en forma general como un medio de transformación de energía en un medio fluido, expresado en la diferencia de temperatura obtenida por una caída de presión de un flujo comprimido. Esto es en parte a que hasta hoy no se ha podido definir a ciencia cierta y con exactitud el por qué de este fenómeno y su comportamiento, aunque esto no quiera decir que se tenga ciertas ideas y preceptos acerca del mecanismo detrás de esta forma de separación de energía.

Inicios y Operación

Este artefacto fue descubierto primero por Georges Ranque¹ en 1928, solicitando su patente en 1931 y publicado por primera vez en 1933. Anuncia su investigación acerca de un flujo de aire comprimido entrando tangencialmente dentro de un tubo y encontró que éste lo desaloja con una temperatura más alta cerca de la pared en un extremo, mientras que por el otro sale a menor temperatura cerca del eje longitudinal. En 1943 presenta dos diseños básicos del tubo: uno denominado 'de contra flujo' y otro 'de un solo flujo' (1).

En 1943, Rudolf Hilsch² descubrió e investigo el mismo fenómeno. Fue el primero en llevar un trabajo sistemático, estudiando parámetros, como la presión de entrada y geometría del tubo, y su influencia en la operación para llegar a proporciones optimas. Publicó sus resultados en 1945, describiendo su comportamiento térmico junto con algunos detalles básicos acerca de su construcción.

¹Desconocemos como Ranque, metalurgista francés, descubrió el fenómeno. Parece que datos de similitud en la expansión de aire comprimido en separadores ciclón, usados para separar partículas de carbón del aire, le dieron sus primeras ideas.

²Aunque no descubrió el fenómeno, Hilsch, científico alemán, realizo su trabajo solo e ignorando lo realizado por Ranque, tomando así su patente. Luego esto fue rectificado y se denomina tanto efecto y tubo Ranque-Hilsch por la aportación de ambos a su desarrollo.

Pero ¿qué es un tubo vortex? Es un dispositivo mecánico simple, que separa un flujo en dos flujos simultáneos con características diferentes: uno caliente, en un extremo y otro frío, en el otro. Pero la particularidad más notable es la ausencia de partes móviles en la ejecución de dicha separación. La operación es sencilla, limpia y sin grandes recursos físicos. Las diferencias de temperaturas, tanto fría como caliente, con respecto a la temperatura de entrada, puede ser sustancial; al igual que las presiones, pues las de salidas son siempre mucho más bajas que la de inyección.

La configuración geométrica, figura 2.1, es sencilla. Tiene una o más boquillas de entrada para inyectar o soplar tangencialmente un flujo comprimido al interior. Estas se ubican cerca de un extremo, siendo esta ubicación fundamental para la operación. Los extremos abiertos son las salidas de los chorros frío, más cercano a la entrada, y caliente, más alejado. En el extremo caliente se encuentra una válvula que sirve para regular el flujo de salida, pero a su vez, esta misma válvula tiene repercusión en el otro extremo, pues con su ajuste se consigue variar la cantidad y calidad del aire frío.

Los fluidos generalmente son gases, en especial aire. No se sabe con certeza que ocurre con el flujo una vez dentro del tubo, pero se

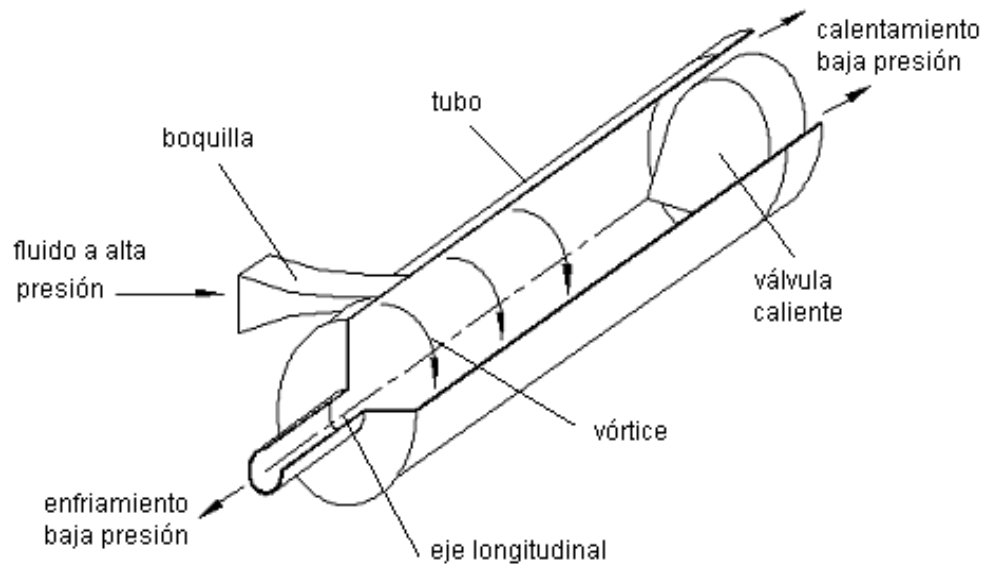


Figura 2.1: Dibujo esquemático de un tubo vortex y sus partes principales.

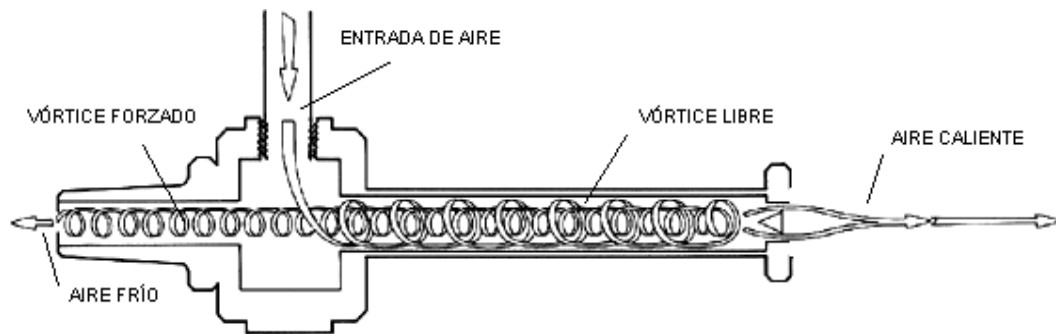


Figura 2.2: Esquematización idealizada de vórtices libre y forzado formados dentro del tubo vortex a partir de la expansión de aire comprimido.

entiende que éste se expande y forma, idealizando, un vórtice libre pegado a la pared interna en el mismo plano transversal de entrada. Este vórtice libre se expande hacia la salida caliente y al llegar allí, se produce otro vórtice, forzado e interno en sentido contrario al anterior. Por los resultados obtenidos, se cree que estos vórtices produce el chorro frío que sale en el centro del tubo a gran velocidad, figura 2.2, mientras el otro sale en la parte periférica, a menor velocidad.

Esto parece cumplirse en los dos modelos planteados por Ranque: el de contra flujo, figura 2.3, que es lo explicado anteriormente, y el de un solo flujo, figura 2.4, que presenta un extremo sellado, el más cercano a la entrada, saliendo ambos flujos por otro el extremo. De todos los trabajos realizados sobre éste dispositivo, el de tipo contra flujo es el que presenta mayores ventajas, pues en el otro es difícil distinguir y aprovechar los chorros de aire por separado.

Hipótesis y Teorías acerca del Tubo Vortex

Trabajos posteriores, a fin de mejorar su rendimiento, han intentado desarrollar una teoría que trate de justificar mejor las características del mecanismo básico y el comportamiento del tubo vortex.

Algunas de ésta teorías establecidas:

- involucran solamente análisis teóricos;

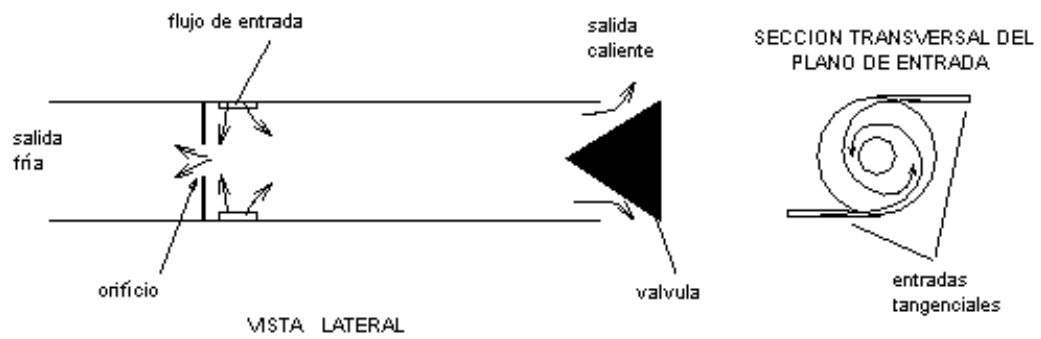


Figura 2.3: Tubo vortex modelo 'de contra flujo'.

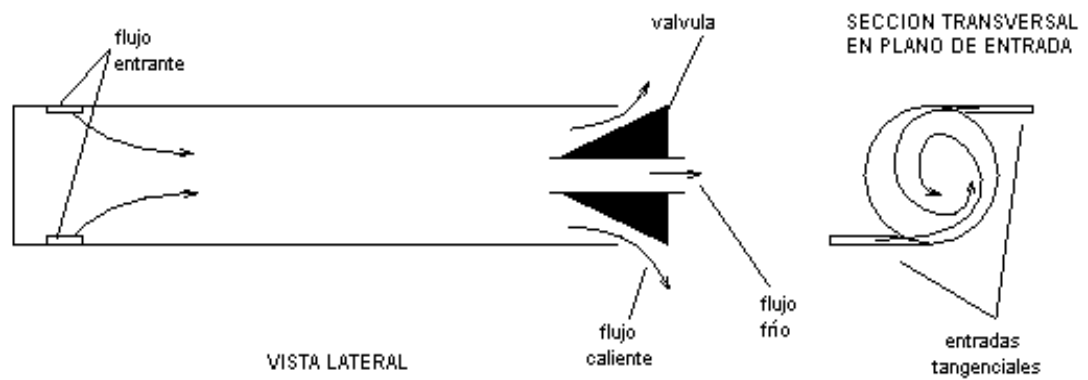


Figura 2.4: Tubo vortex modelo 'de un solo flujo'.

- **son basadas en trabajos experimentales;**
- **han verificado experimentalmente sus enunciados teóricos;**
- **presentan un modelo físico del fenómeno; y,**
- **otras, solamente, modelos matemáticos (1).**

Fulton asumió el efecto como resultado del intercambio de energía entre el aire cerca del eje (2), con una velocidad más alta, y el aire de la periferia, de velocidad más baja: el aire cerca del eje intenta acelerar al periférico y éste último cede energía a cambio. Además dio una forma para el modelo de flujo dentro del tubo con componentes axiales y radiales, aparte de una formulación matemática del problema.

Una teoría diferente fue desarrollada por Schultz-Grunow (2). Explico que la separación de energía es principalmente por traslado de calor turbulento en un flujo estratificado. Deissler y Perlmutter hicieron un análisis de velocidad, temperatura y distribución de presión en un vórtice turbulento con flujo radial y axial (2). En el modelo matemático, dividieron el vórtice en un centro y en una región anular, concluyendo que el fluido en el centro “trasquila” trabajo en el flujo de la región externa, con una energía resultante total de separación. Intentaron dar una solución analítica unidimensional del campo de flujo, en tubos de un solo flujo.

Martynovskii y Alekseev hicieron investigaciones experimentales sobre la influencia de la geometría del tubo en la máxima diferencia posible de temperatura entre las salidas fría y caliente (2). Usaron varias boquillas de entrada del aire para esta optimización geométrica del tubo. Además dieron referencias del tipo de trabajo, realizando experimentos con amoníaco, metano y dióxido de carbono. Concluyeron de su consideración teórica que para un número de Prandtl mayor que 0.5 ($Pr < 0.5$), debe ocurrir un efecto inverso: un arroyo de capas de gas frío saliendo por la periferia en un extremo del tubo y un chorro de gas caliente evacuando cerca del eje longitudinal, en el otro extremo.

Hartnett y Eckert midieron perfiles de presión y temperatura en diferentes posiciones del tubo (2), encontrando que éstos varían significativamente a lo largo del eje. Esto los llevo a la conclusión de que la longitud del tubo tiene una influencia importante en el mecanismo de separación de energía. En oposición a lo planteado por Hilsch, Hartnett & Eckert, una teoría diferente es postulada por Erdélyi, quien señala que la diferencia de temperatura solo depende del tipo de gas utilizado y las proporciones de presiones de entrada y salidas del tubo (2).

Takahama obtuvo, en un estudio experimental, datos para el diseño de un tubo vortex con una alta eficiencia de separación de energía (2). También formulo los perfiles de velocidad y temperatura del aire que fluyen a través del tubo. En otro estudio, Bobrovnikov informó sobre la influencia de la humedad del aire en la disminución del efecto de separación de energía, experimentando con diferentes tubos (2).

Por su parte, Linderstron-Lang estudió en detalle la aplicación del tubo vortex en la separación de gases (2), utilizando diferentes tipos de configuraciones geométricas y gases. De sus observaciones indicó que el efecto de separación de energía depende principalmente de las proporciones de masa de gas frío y caliente conseguidas. Algo muy parecido también fue desarrollado por Marshall (2), destacando que para el máximo efecto de separación de energía existe una entrada crítica del número de Reynolds del fluido.

Otras Importantes Aportaciones

Como ya se mencionó brevemente, ninguna de estas teorías ha podido explicar en forma completa el fenómeno Ranque-Hilsch, ni tampoco determinar las proporciones óptimas de varios componentes del tubo sobre una base teórica. Pero a pesar de que existe cierta

controversia entre algunos investigadores, hay ciertos puntos de concordancia respecto de las opiniones producidas.

Trabajos recientes, tratan de estandarizar el comportamiento del tubo en base a modelos teóricos establecidos y corroborar con prototipos experimentales. En un estudio ampliamente desarrollado y analizado (2), Stephan estima la diferencia de temperatura de la salida fría, ΔT_c , como función de la proporción de flujo de masa fría, μ , presentando sus resultados, apéndice A, con la presión de entrada, p_0 , como parámetro. De esto dedujo una relación de similitud que predice la separación de energía en tubos geoméricamente similares (3), la cual es independiente de las condiciones de operación y sustancias de trabajo. Además, señala que para valores de flujo de masa fría cercanos a la unidad, la temperatura de la salida caliente decae bruscamente, en oposición a lo planteado por Hilsch. Su estudio también hace referencia respecto a la naturaleza y ubicación del punto de separación o estancamiento del fluido y entrega un rango de flujo de masa fría en el cual se encuentran los valores óptimos de enfriamiento.

Lin (5) replantea lo postulado por Stephan, pues resalta la dificultad de explicar físicamente la separación de energía. En su lugar, plantea

una relación entre la diferencia de temperatura ΔT_c y la proporción de presión p_i/p_0 , apéndice B, a través de la boquilla de entrada, enfocándose más por la configuración geométrica del tubo vortex. Propone que ésta relación es una función lineal inversa por sobre un valor crítico, $p^*/p_0 \approx 0.5283$, cerca del cual se halla el máximo valor de ΔT_c . Además, determinó que tanto la presión como la temperatura decaen a lo largo del tubo respecto a la entrada, siendo el principal proceso de separación de energía en el primer tercio del tubo.

Un informe sumario presentado por Sibbertesen (4), hace un análisis recopilatorio sobre el tubo vortex, específicamente de su forma y función en base al efecto Ranque, influencia del gas y la geometría en la separación de energía y las definiciones de la eficiencia lograda. Elser y Hoch investigaron la operación del tubo con aire, CO_2 , CH_4 , Ar y H_2 , demostrando que al menos en estos gases el efecto se presenta en el mismo sentido (4). Pero quizá su información más valiosa es que la separación de energía no proviene del efecto Joule-Thomson, como se creía en un inicio, pues las pruebas con H_2 causan un efecto contrario en la separación de temperaturas. Además determinaron la influencia de la temperatura, apéndice C, y presión de entrada, apéndice D, en la diferencia de temperaturas de los flujos. Con

respecto a esto, Burkhard informo que a una presión de $p_0 \approx 10$ bar (4), la diferencia de temperatura alcanza un valor de repulsión.

Takamara y Kawamura utilizaron vapor de agua sobrecalentado (4), obteniendo resultados similares a los conseguidos con aire, con una leve disminución en la separación de energía por la condensación del vapor. Esto ayudo a comprender mejor el efecto de separación de temperaturas desde el extremo caliente al frío, obteniendo como resultado una caída en este último. Takamaha y Yokosawa determinaron un tubo cónico, figura 2.5, con un ángulo de abertura óptimo de 5.15° , con mejores efectos que uno cilíndrico de igual longitud (4).

Una objeción muy importante es referente a las boquillas de entrada. Vierling y Hofmann opinan que distribuciones uniformes logran un flujo “limpio” en el tubo, mientras Soni y Thomson utilizan en sus pruebas un tubo con dos inyectores (4). Una variación muy peculiar son los inyectores de Laval, figura 2.6, de los cuales, Erdélyi analiza y reporta que aumenta la velocidad de entrada hasta niveles sónicos (4).

Sobre la influencia de un aislamiento o enfriamiento externo del tubo, existen trabajos contradictorios. Birr y Cube opinan que dando un

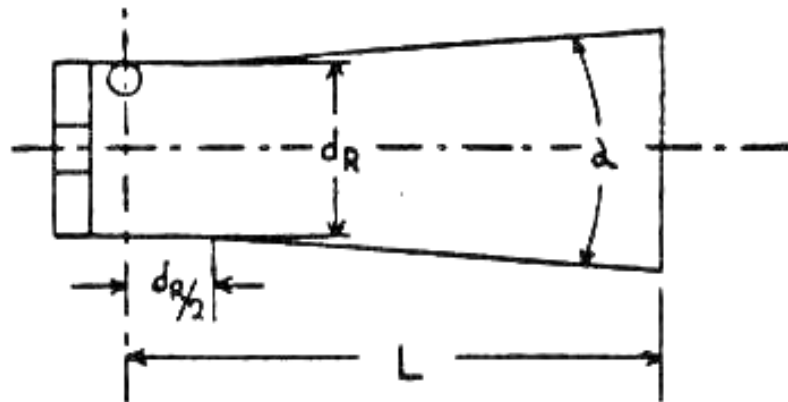


Figura 2.5: Tubo vortex tipo cónico. (Tomado de referencia [4])

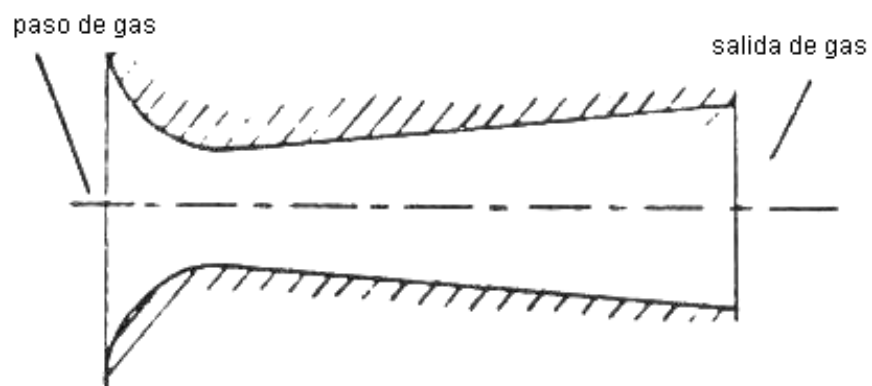


Figura 2.6: Boquilla de Laval. (Tomado de referencia [4])

enfriamiento se consiguen temperaturas más bajas en el extremo frío, por consiguiente, mejores eficiencias (4). En contraste con esto, Stephan presenta resultados, apéndice E, de un tubo con aislamiento y con ventilación, con mejores resultados para el primer caso (1).

Ahlborn da otra teoría del funcionamiento del tubo vortex (5). Si bien acepta lo anterior, él concluye que el efecto de separación de energía se debe a una transformación de energía cinética en calorífica y viceversa y que ambos procesos, calentamiento y enfriamiento, se relacionan a través del campo de presión por medio de la conducción térmica y la viscosidad del fluido. Introduce una caída de presión normalizada $X = (p_0 - p_c)/p_0$, en el plano de entrada, como el causante de esta energía cinética.

De ensayos realizados con este criterio, derivó un límite cuantitativo, apéndice F, de $X = 0.7$ para el enfriamiento y calentamiento, combinando diversas presiones de entrada y salida en tubos geoméricamente similares. Puesto que la caída de presión normalizada no es función de la presión absoluta, si no de la diferencia de presiones relativas, determino que es posible operar tubos vortex en un amplio rango de presiones, incluso por debajo de la atmosférica, obteniendo el mismo efecto.

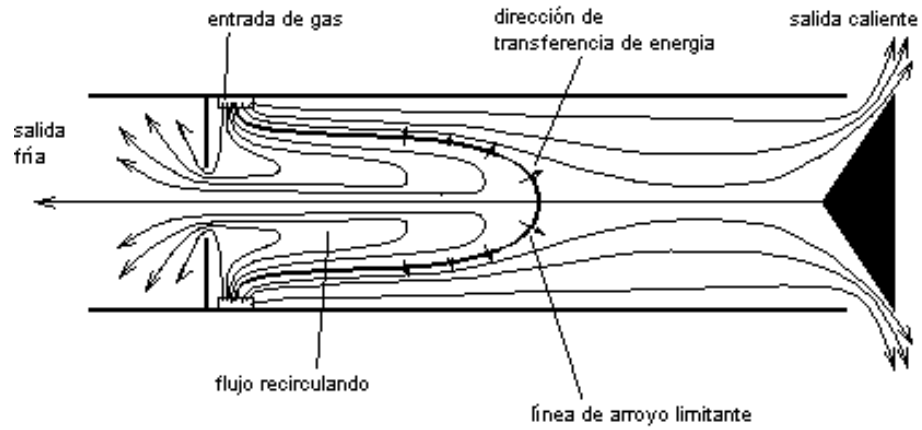


Figura 2.7: Separación y distribución del flujo dentro del tubo y transferencia de energía capa a capa, según Schultz-Grunow

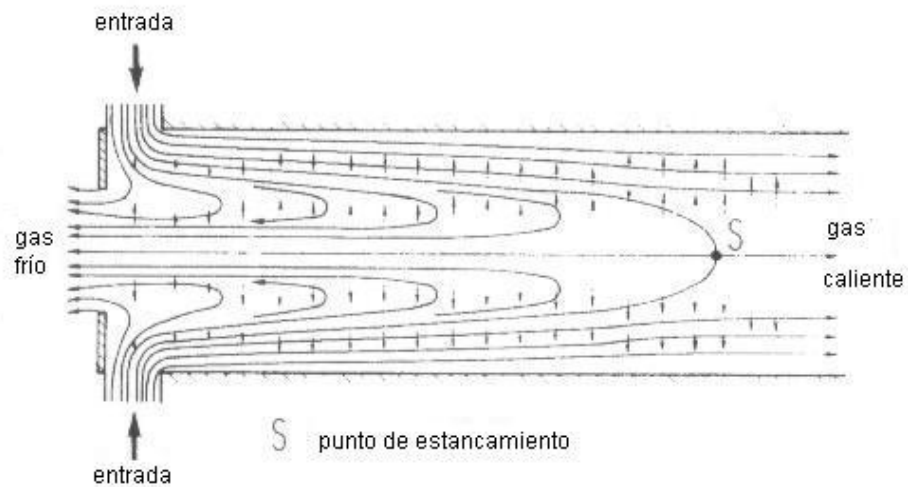


Figura 2.8: Modelo de Fulton, empleado por Stephan, de la separación y distribución del flujo, punto de estancamiento, S, y dirección radial de la transferencia de energía. (Tomado de referencia [2])

Otra característica importante es la transferencia de energía y como ésta se realiza. Como Schultz-Grunow planteó un traslado de calor turbulento en un flujo estratificado, explicó que éste se daba capa a capa, figura 2.7, del fluido arremolinado. Algo similar pensó Stephan; él explicó que ésta transferencia total se daba en forma radial, figura 2.8, como lo planteó Fulton. Además, planteó la existencia de un punto de estancamiento o neutro, S, ubicado donde el eje atraviesa la capa límite, en el cual se dividen los futuros flujos fríos y calientes, pasando por allí pasa el plano de mayor temperatura y que su ubicación depende de la magnitud de la fracción fría μ .

El reflejo más fiel de todas estas consideraciones se da en el rendimiento del tubo, puesto también en discusión, pues **“el término eficiencia aún no se define uniformemente”**(4). Primero se debe aclarar la perspectiva con que se ve al tubo vortex, ya sea exclusivamente como refrigerador o como una “máquina simultánea de frío y calor”, como asegura Erdélyi.

En el primer caso, se define la eficiencia como la relación de la cantidad de frío obtenido del trabajo adiabático gastado por la compresión del gas.

$$\eta_1 = \frac{c_p (T_0 - T_c)}{c_p T_0 \left[\left(\frac{p_0}{p_e} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]}$$

En el segundo caso, la eficiencia resulta de las energías de los gases calientes y fríos en relación a la energía del gas provisto.

$$\eta_2 = \frac{c_p \mu (T_0 - T_c) + c_p (1 - \mu) (T_h - T_0)}{c_p T_0 \left[\left(\frac{p_0}{p_e} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]}$$

En adición, Soni y Thomson definen la eficiencia como la relación de la máxima cantidad de frío obtenido en el tubo, por la expansión adiabática de la presión de entrada en la presión ambiente bajo la cual realiza el trabajo de expansión para logra la cantidad de frío (4).

$$\eta_3 = \frac{\Delta T_c \mu (c_p)}{T_{adiab.} (c_p)}$$

2.2 Usos y Aplicaciones del Tubo Vortex en Refrigeración

Esta por demás hablar de la importancia de medios fríos aplicados, ya sean de mayor o menor capacidad frigorífica. Éstos se consiguen siempre con maquinas refrigerantes, generalmente por compresión de un gas refrigerante, el cual absorbe el calor de un ambiente y lo arroja en otro, comúnmente la atmósfera.

Hay pocas alternativas para obtener frío, sobre todo si se trata de aprovechar directamente el fluido a baja temperatura. Aunque no se trate de despreciar el calor conseguido, tomaremos importancia solamente al efecto refrigerante obtenido por el tubo vortex.

Comparándolos con otras máquinas refrigerantes, el tubo vortex presenta menores rendimientos³ que éstas, pero en cambio posee ventajas incomparables que permiten pensar su gran utilidad: ligero de peso, compacto, sin mantenimiento complicado, costos bajos, controlable a ajustes, limpio, sin piezas móviles ni desgastes y sobre todo entrega en forma instantánea el fluido frío. Con todo esto es fácil darnos cuenta de su amplia gama de utilidad, especialmente industrial.

Fue Ranque el primero en pensar aprovechar el tubo como un refrigerador, aunque no logró concretarlo. Hilsch, sabiendo de su bajo rendimiento, lo creyó útil en la licuefacción de gases. En la actualidad se construyen accesorios y equipos basándose exclusivamente en el efecto Ranque-Hilsch, llegando incluso a formar complejos estructurales que ocupan extensas áreas⁴.

³La mayoría de autores ubican un rendimiento normal alrededor del 20%, pudiendo llegar a un 25% con diseños avanzados y mejorados (7).

Soldadura

Una de las principales aplicaciones es suministrar un chorro de aire frío en sitios puntuales de alta temperatura, como es el caso de la soldadura de contacto.

Ejemplos de éste caso es la soldadura de carrocerías de automóviles, figura 2.9, pues éstas son construidas con materiales cada vez más delgados y resistentes. Un chorro de aire frío dirigido directamente al punto de unión en forma consecutiva a la soldadura, permite mejores superficies terminadas, sin dar lugar a distorsiones o granulaciones posteriores.

Pero también pueden ser materiales distintos al acero. Un caso particular es el sellado de los tubos plásticos de pastas dentales; pues debido al calor, el plástico sellado queda pegado a las mordazas, requiriendo otra operación para despegarlos, retardando los tiempos de producción. Esto se soluciona en forma práctica con un chorro de aire frío, figura 2.10, inyectado directamente a las mordazas sucesivamente al sellado térmico.

⁴Aldo Cresta reporto a finales de los 60, del siglo pasado, una utilización de la caída de presión del complejo urbano del gasoducto de Buenos Aires para llegar a producir hasta 120 000 000 frig./día (9).

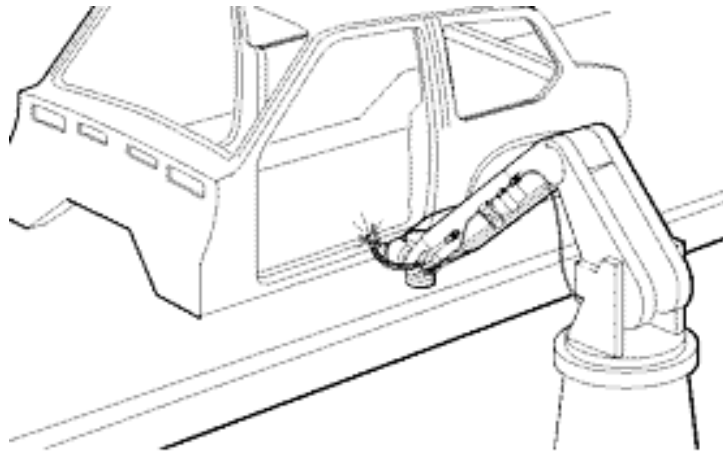


Figura 2.9: Robot soldador de carrocerías utilizando un chorro de aire frío directamente en el punto de contacto.

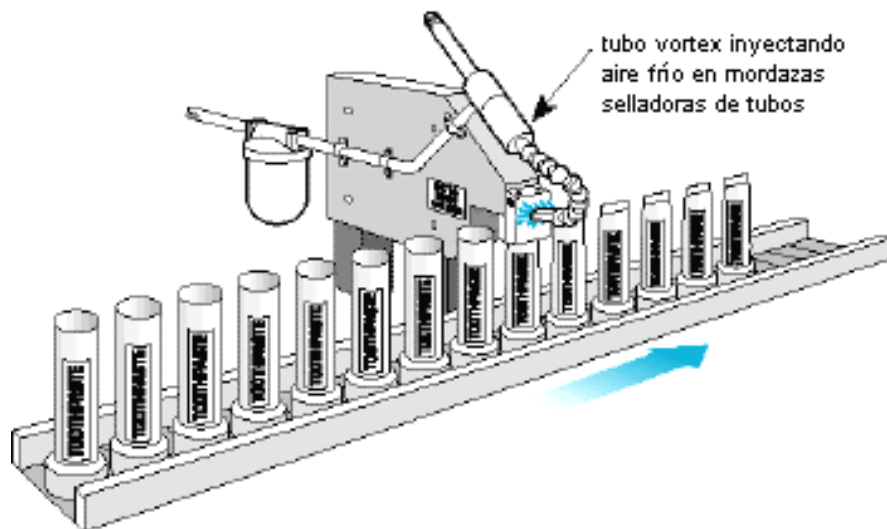


Figura 2.10: Línea de sellado de tubos plásticos con un tubo vortex acoplado en las mordazas selladoras.

Fundiciones

Quizá sea aquí donde más se acople la utilidad del tubo vortex, pues son en éstos medios donde es más apremiante la necesidad de un ambiente fresco para el confort de los trabajadores expuestos a altas temperaturas y sitios confinados, con vestimenta de protección pesada y cerrada, haciendo el entorno más que sofocante. Una de las formas más prácticas sería instalar conducir aire frío al interior del traje de un trabajador, figura 2.11, desde un tubo vortex, aunque también se puede adecuar uno al traje, capaz que sea ajustable sin necesidad de remover los guantes.

Aunque no necesariamente se deba entregar ventilación a todo el traje, pues solo con acondicionar la parte superior de la persona bastará, como por ejemplo un chaleco. En este sentido, Singh y Narayankhedkar adecuaron un tubo vortex pequeño a un cinturón personal, figura 2.12, con bastante éxito (8). Si bien es cierto que ellos lo idearon destinándolo a chóferes, suministrando aire comprimido desde los frenos, los resultados fueron tan satisfactorios que también fueron destinados a fundidores por ser compactos, livianos y requerir una pequeña proporción de flujo de aire. Otra variante de éste caso también se daría en minas.

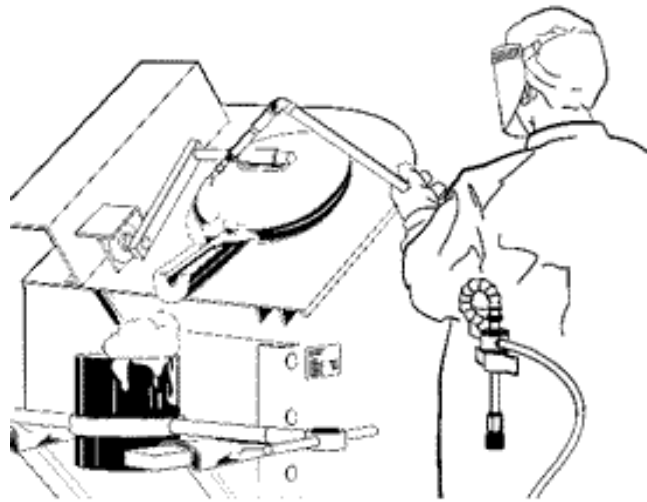


Figura 2.11: Esquema de un tubo vortex adaptado al traje de un trabajador de una fundición.

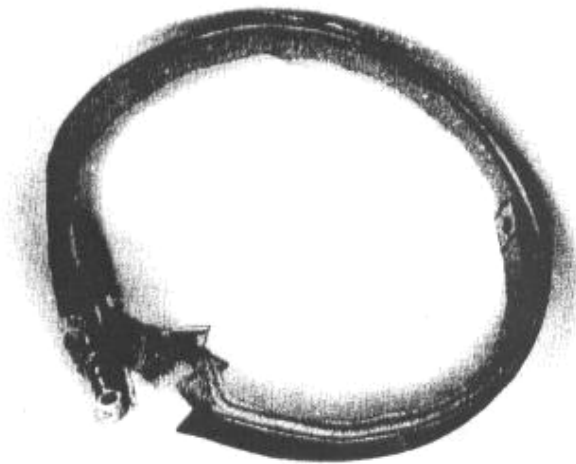


Figura 2.12: Fotografía del cinturón personal enfriado por un tubo vortex. (Tomado de referencia [8])

Metalurgia

En esta área, el uso de tubos vortex es muy amplio que sería inadecuado destinarlo exclusivamente a unos cuantos procesos. Solo para dar un ejemplo, la necesidad de un fluido frío para refrigerar operaciones de metalmeccánica es un caso práctico para su utilización.

El empleo de un chorro frío de aire a 0°C en el taladrado de metales, es ideal para refrigerar y limpiar, sobre todo en aleaciones especiales por su tendencia a engomar o pegar a la broca.

El roscado es otro caso, en especial si se trata de un filete tenaz y rugoso o de roscados en un solo punto. La aplicación de un chorro frío, bajo cero, de aire alarga la vida de la herramienta y produce un hilo limpio y seco, sin asperezas, permitiendo aumentar la velocidad de trabajo.

Conformado de partes

Un ejemplo es la fabricación de mascarillas internas de refrigeradoras. La complejidad y profundidad de la geometría de las formas, especialmente en las esquinas, producen rasgaduras o protuberancias al momento de colocar el aislamiento interior. Refrescando esas zonas críticas con un chorro de aire durante el moldeado, fig. 2.13, produce

un estirado menos agresivo, produciendo mayores espesores en las esquinas. Este caso es muy simbólico, pues este mismo proceso se puede dar con diferentes materiales y elementos conformados, donde aparte de lo costoso de los materiales, este tipo de complicaciones aumentan los tiempos de producción. Las temperaturas pueden ser variables, yendo desde los cercanos a 0°C para metales, hasta menores para plásticos.

Otra variante en este mismo caso, es el moldeo de tanques, figura 2.14, de combustible para automóviles por soplado de aire frío. Estos tanques son sujetos a un accesorio para prevenir distorsiones

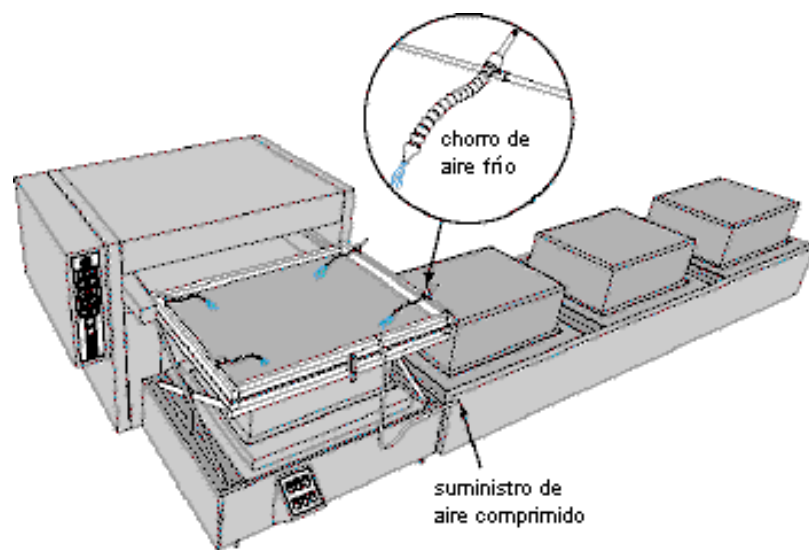


Figura 2.13: Enfriado de zonas críticas en conformado de partes plásticas

durante el enfriamiento, el cual, si sobrepasa el tiempo mínimo requerido, alrededor de 3 minutos, crea un cuello de botella en la zona central, en la parte media del tanque. Introduciendo aire frío desde tubos vortex a la línea principal de aire comprimido, se reducen los tiempos de enfriamiento de los tanques, mejorando la productividad hasta en un 30%.

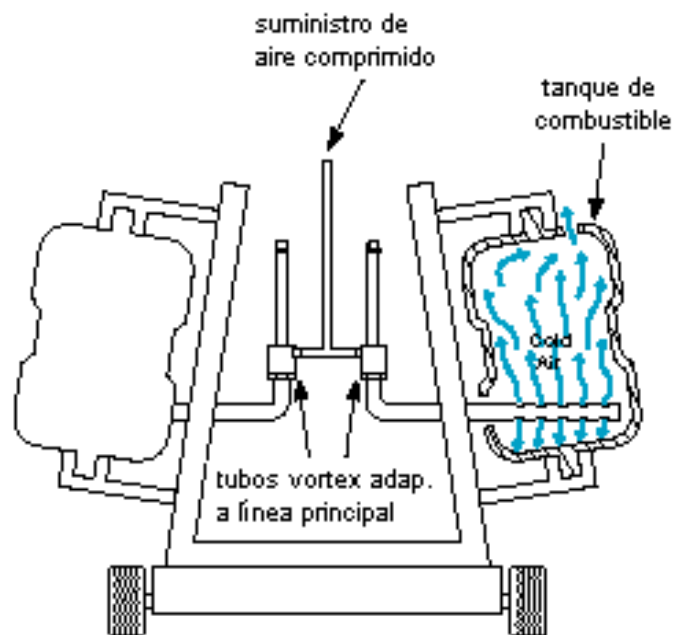


Figura 2.14: Conformado de tanques de combustible por soplado de aire comprimido enfriado por tubos vortex.

Control de temperatura

Otra gran utilidad es en ambientes con temperatura controlada y que presente condiciones especiales en procesos. Es el caso de equipos, controles e instrumentos electrónicos, los cuales generalmente se sitúan dentro de un gabinete de protección y que solo un fluido seco y fresco puede acceder. Esta aplicación puede ser exclusiva del tubo vortex, en reemplazo de los ventiladores y extractores rotatorios, o en combinación de estos. Cabe aquí remarcar la ventaja de utilizar un fluido refrigerante seco, pues niveles elevados de humedad pueden afectar los componentes y funcionamiento de los equipos.

Casos similares se presentan en cámaras ambientales, que son utilizadas desde laboratorios hasta frigoríficos, en donde aparte de la temperatura, se necesita un nivel controlado de humedad. Una variante diferente sería el acondicionamiento del aire en aviones supersónicos.

Otras posibles utilidades que se pueden enumerar son la producción de aire frío en anestesia dental local, separación parcial de mezclas de gases, en la regulación del rendimiento de generadores de vapor en centrales eléctricas, o en la calefacción y condensación del evaporador que se enfría con la destilación.

CAPITULO 3

3. CALCULO DEL EQUIPO

Revisado los aportes principales con respecto al desarrollo del tubo vortex, podemos reforzarnos en ellos y poder delinear las características de un tubo para fines demostrativos. Para ello, debemos dejar bien en claro las consideraciones tomadas para su desarrollo.

El cálculo es destinado principalmente al tubo, tanto en su configuración geométrica como en su diseño, de acuerdo a los criterios considerados en la anterior parte; mientras que para el resto del banco, lo indicado es una correcta selección técnica, tal como se explicará más adelante.

3.1 Tubo de Expansión

Casi todos los análisis revisados aportan instrucciones de configuraciones físicas del tubo vortex, determinados en muchos casos a experimentar y probar el comportamiento del mismo bajo

ciertas consideraciones, ya sean de operación, medio de trabajo y variaciones o interacciones de éstas.

Condición y Medio de Trabajo del Tubo Vortex

Partamos de algo concreto y sencillo. El tubo que trataremos diseñar será tomado en cuenta sólo como un dispositivo refrigerante, de tipo contra flujo. Esto nos separa, al menos en forma práctica, de otras condiciones para obtener un flujo caliente como principal objetivo. Y hablando de flujo⁵, tomaremos al aire como el medio de trabajo a ejecutar.

Partes Constitutiva del Tubo Vortex

Aunque ya se tenga razón de esto, se va a considerar un tubo con una longitud y diámetro nominal establecido, con una configuración y distribución de inyectores de aire, una pantalla o salida fría del tubo y la válvula reguladora del flujo.

⁵No existe una preferencia por los medios gaseosos, pero los líquidos, al presentar un estado casi incompresible, presentan un mayor trabajo al comprimirlos y confinarlos, además presentan desgaste del material por rozamiento. Se han realizado algunos trabajos con ellos, obteniendo similitud con los resultados obtenidos por gases en la separación de energía.

Longitud y Diámetro Nominal del Tubo Vortex

De las primeras características fundamentales del tubo en sí, tenemos dos: el diámetro nominal, D ; y, la longitud, L . Y precisamente algo que se debe apuntar en éste momento es la noción que se tiene al momento de definir la longitud y el diámetro.

Puesto que los inyectores de aire no se encuentran exactamente en un extremo del tubo, hay que aclarar las proporciones de longitud en cada lado, así como su razón. Por las pruebas efectuadas hasta el momento, ésta claro que la longitud del extremo frío es insignificante para la función del tubo vortex, puesto que el efecto real de separación ocurre en la porción caliente, figuras 2.7 y 2.8. Por tanto, las longitudes indicadas se refieren casi en su totalidad al lado caliente del tubo, exactamente la distancia entre la pantalla y la válvula reguladora.

El diámetro nominal es el diámetro interno, independientemente del espesor de las paredes. Cabe notar que para una buena operación es necesaria una óptima conducción del flujo de entrada al inicio. Esto se logra por una pared interna lisa, calibrada en el mejor de los casos, para minimizar la fricción. También por pruebas se sabe que al aumentar el diámetro del tubo, crece el efecto Ranque, aumentando notablemente a su vez la eficiencia del procesamiento del gas.

La relación óptima L/D difiere mucho entre los autores, pues ésta a menudo no clarifica totalmente si efectúa la más alta separación de temperatura o si se refieren a mayores capacidades de enfriamiento. Ranque experimentó con tubos de una longitud entre 25 a 50 veces su diámetro, pero también se obtuvieron buenos resultados con valores tan bajos como el tubo experimental de Parulekar, cuya longitud es 3 veces el diámetro. Diversos resultados indican una preferencia por valores altos, como se especifica en la tabla 1.

Tabla 1: Condiciones óptimas de la relación longitud/diámetro del tubo. (Tomado de referencia [4])

Autor	L/D
Hilsch	25
Planck	50
Vierling y Hofmann	≥ 25
Birr	50
Young y McCutcheon	≥ 20
Soni y Thomson	> 45
Takamara y Yokosawa	≥ 114
VDI-Z 104	3

Los trabajos anteriores no dan un indicio claro de la influencia del diámetro en sí, pero de igual forma, éste difiere de un autor a otro. La tabla 2 muestra algunos valores de diámetros nominales de tubos utilizados por diferentes autores en sus experimentos.

Tabla 2: Valores de diámetros nominales de tubos vortex experimentales.

Autor	D (mm)
Ranque	12
Singh/Narayankhedkar	9
Stephan	17.6
Lin	20
Ahlborn	18

Tomando como una guía estos resultados, tomemos como relación, un valor pequeño y sencillo para ésta condición, que a su vez, asegure su estabilidad. Este puede ser de 20, que vendría a representar a un tubo de dimensiones medianas; con un valor de diámetro nominal de 20 mm ($\frac{3}{4}$ "').

Configuración y Distribución de Inyectores de Aire

Estos presentan una consideración detallada. Primero, por numerosas construcciones de tubos vortex, se conoce que se ubican directamente junto a la pantalla o salida fría y que una distancia de separación de algunos milímetros entre ellos no influye en la separación de energía, como se mencionó anteriormente. Hay algo más que tomar en cuenta y esto es que:

Tubos con inyectores de diámetros pequeños influyen desfavorablemente al efecto Ranque, pues la eficiencia en el desarrollo del torbellino de gas se degrada bastante rápidamente. Inyectores grandes proveen una eficiencia más grande para el tubo, pues se eleva fuertemente la presión interna, p_i , del tubo (4).

En éste último aspecto hay que resaltar el trabajo realizado por Lin. Debido a la alta presión interna, la relación de presiones a través de la boquilla de entrada, p_i/p_0 , se degrada de tal manera que el efecto de separación de temperatura se vuelve más pequeño, esto debido principalmente a los diámetros de las boquillas de entrada. La tabla 3 muestra algunas condiciones óptimas determinadas por varios autores del diámetro del inyector respecto al diámetro del tubo. Sin embargo, se han logrado excelentes resultados con diámetros inyectores tan bajos como 2 y 2.5 mm, conseguidos por Singh y Narayankhedkar en la construcción de un tubo vortex pequeño. Lin establece inyectores con una reducción de su diámetro a lo largo de su recorrido, es decir

Tabla 3: Condiciones óptimas de la relación diámetro de inyector/diámetro nominal. (Tomado de referencia [4])

Autor	d/D
Hilsch	0.239
Birr, con referencia a Martynowskij	0.238
Young/McCutcheon	0.25

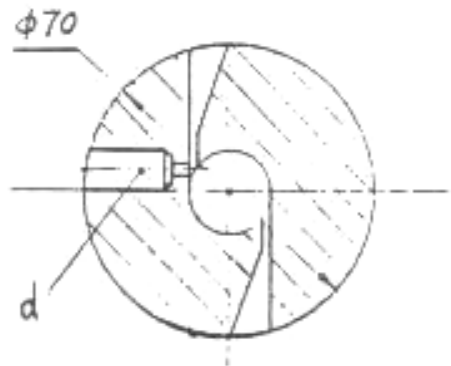


Figura 3.1: Sección de las boquillas de entrada del tubo utilizado por Lin. *El agujero perpendicular (d) es para introducir un sensor de presión a la salida del aire dentro del tubo.* (Tomado de referencia [5])

desde el suministro de aire hasta la entrada del mismo al tubo, figura 3.1, como el medio de control de la relación de presiones de entrada.

Sobre el número de inyectores, hay tendencia a un arreglo uniforme y mayor que uno. Pero también la forma de las boquillas es importante. Se conocen básicamente tres formas, siendo éstas las más utilizadas por los diversos investigadores. Ya desde un inicio, Ranque estableció la entrada tangencial del aire a partir de la boquilla, como lo muestra la forma A, de la figura 3.2. Hilsch, entre otros más, utiliza una variante tangencial de inyector, forma B, pero luego Birr declara que ésta forma no ofrece ventajas medibles respecto a la primera forma, algo no compartido por todos. Cube entrega una forma, C, cuidadosamente mejorada, aumentando la eficiencia del tubo por una circulación espiral del aire. Estas formas no se diseñan como los inyectores de Laval, figura 2.5; teniendo una ligera desventaja en la velocidad de entrada, lo cual se explicó anteriormente.

Estos inyectores serán de la primera forma de la figura 3.2, es decir tangenciales sencillos. La relación d_i/D considerada será de 0.25 en todos los casos; y a su vez, la relación del diámetro de salida del inyector respecto al de entrada, requerida para variar la relación de presiones de entrada, será de tres rangos: 1, 0.7 y 0.4.

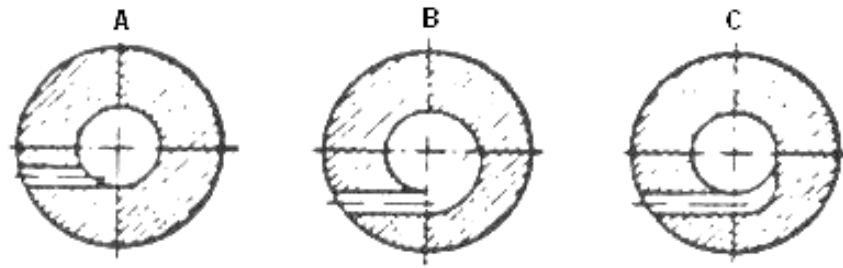


Figura 3.2: Diversas formas de inyectores de aire. *Tangencial, (A); variante de tangencial, (B); y espiral, (C)*. (Tomado de referencia [4])

Para el diseño de nuestro tubo, establezcamos un arreglo de boquillas de entrada con tres diferentes números de inyectores: 1, 2 y 4; todos ellos distribuidos uniformemente, excepto el de un inyector.

Pantalla o Salida Fría

Aunque el papel fundamental de éste elemento es el de proporcionar un medio limitante para la formación y salida del chorro de aire frío, es necesario determinar sus características básicas. La relación óptima del diámetro de la pantalla, d_c , respecto al diámetro nominal, D , fue analizada detalladamente en numerosos trabajos. Estos resultados se enlistan en la tabla 4.

En los análisis finales, los investigadores estiman que el diámetro del agujero de la pantalla influye significativamente en la separación de

energía dentro del tubo vortex, aunque no existe un común acuerdo entre ellos para definir la naturaleza de esta influencia; pues mientras algunos le asignan una eficiencia máxima del tubo, otros la señalan como el punto máximo de enfriamiento.

Tabla 4: Condiciones óptimas de la relación diámetro de pantalla/diámetro nominal. (Tomado de referencia [4])

Autor	d_c/D	Comentario
Hilsch	0.37 hasta 0.48	0.48 (D = 4.6 mm) 0.44 (D = 9.6 mm) 0.37 (D = 17.6 mm)
Young/McCutcheon	0.5	“óptimo”
Birr, con referencia a Martynowskij	0.47	“óptimo”
Birr, con referencia a Merkulow	0.55 0.4	Máxima cantidad de frío Enfriamiento máximo
Soni/Thomson	0.38 0.28	Eficiencia máxima Enfriamiento máximo

Existe una tendencia hacia 0.5 en todos estos valores, pudiendo ser tomado éste como una referencia para el diseño propuesto.

Válvula Reguladora del Flujo

Casi todos los documentos técnicos sobre el tubo vortex hacen referencia a ella como una válvula de forma cónica, figura 2.1, situada en el extremo caliente del tubo (1, 2, 4, 5, 6), con la cual se regula el paso del flujo caliente de aire, teniendo repercusiones a su vez en la calidad de aire frío obtenido en el otro extremo. Parece ser que precisamente esta forma cónica facilita la expansión final del torbellino interno y su salida al exterior.

La operación es trivial. Con la válvula cerrada, toda la cantidad de aire inyectado sale por el extremo frío; en esta expansión se produce una reducción politrópica de temperatura. Aquí se observa un efecto especial en la separación de temperatura. Aumentando la apertura de la válvula⁶, se eleva la presión en el extremo caliente, hasta que una parte del aire fluye por la pantalla saliendo como una ventilación fresca en ese extremo. Con la válvula totalmente abierta, se produce una

⁶Antes de abrir la válvula, ya hay un flujo de aire que sale por la pantalla, no precisamente frío, pero con una temperatura ligeramente menor a la inicial. Al aumentar esta apertura, el aire frío alcanza un máximo y luego decae.

presión negativa en el tubo, aspirando aire atmosférico por la apertura de la pantalla, igual que una bomba de vacío, y abandonando por el extremo caliente la masa de aire inyectado. Así uno tiene la posibilidad de regular la porción fría del aire.

Aunque en primera idea se tenga este tipo de geometría para la válvula reguladora, no hay ninguna objeción para pensar en otro tipo de válvula, tal vez más sencilla de aplicar así como práctica de maniobrar, como una válvula de globo o compuerta. Esta decisión podrá esclarecerse mejor al momento de materializar este diseño.

3.2 Requerimientos Frigoríficos

Establecidas las condiciones para la configuración física del tubo vortex, veamos ahora las condiciones bajo las cuales éste va a trabajar y los requerimientos que necesita para desarrollar la separación de energía.

Quedó claro que el tubo será considerado solamente como una máquina refrigerante, de tipo contra flujo y aire como medio de trabajo. Pero con esto ¿cómo operará el tubo? Hay que establecer un patrón de funcionamiento y parámetros que influyan sustancialmente en la temperatura del aire frío y caliente, así como la cantidad y calidad y

cantidad de enfriamiento, como son la presión y temperatura de entrada, condiciones del gas de inyectado, presión externa del tubo y su tratamiento o aislamiento térmico.

Presión y Temperatura de Entrada

Aquí no se puede definir exactamente un valor fijo, pues estos campos presentan una amplia gama de opciones como uno se puede imaginar. Recordemos que al igual que existen una variedad de tipos y tamaños de dispositivos basados en el tubo vortex, de similar manera los campos de presión y temperatura inicial son varios para cada tipo de operación y utilidad. Pero casi todos los análisis y pruebas realizadas por los autores son conducidos con fines demostrativos, marcando un rumbo para nuestro propósito, pues este diseño es destinado a un fin didáctico del fenómeno Ranque-Hilsch.

En sus pruebas, Ranque ya utilizó aire comprimido a una presión inicial de 7 bar, luego Hilsch realizó más pruebas con diferentes valores, aunque no muy apartadas del valor utilizado por Ranque. Esto ya marcó una guía para posteriores trabajos.

Stephan, tomando como referencia a lo realizado por Hilsch, realizó sus pruebas con diferentes presiones de entrada, que van desde 1.5 a

5 bar, apéndice A, llegando en algunos casos a experimentar tubos con 10 bar de presión⁷, pero en éste último valor se obtienen resultados alejados de un comportamiento común logrado con todos los anteriores; lo que ya fue estipulado por Burkhard. Algo similar fue desarrollado por Lin, apéndice B, dándole mayor interés debido a la relación de presiones de entrada encontrada por él.

Pero quizá Elser y Hoch son quienes más investigaron este tema, pues fueron los primeros que analizaron la influencia de la presión de entrada y su temperatura en el comportamiento del tubo vortex⁸. Sus resultados, apéndices C y D, muestran las diferencias de temperatura en las salidas fría y caliente variando estos parámetros; los cuales indican que una elevación de la temperatura de entrada se traduce en un aumento de la caída de temperatura fría, en forma asimilar a lo acontecido con la presión.

⁷En el reporte de Aldo Cresta se mencionan presiones de hasta 65 kg/cm², aproximadamente 64 bar, como convenientes para el transporte del gas por las tuberías.

⁸Independientemente del medio externo, la temperatura inicial es aquella con la cual entra desde el compresor, que generalmente es más baja que la atmosférica; pero esto no es una norma establecida, pues por variaciones se puede llegar incluso hasta los 90 °C, como lo consiguió Elser y Hoch.

Una pregunta valdría hacerla en este momento: ¿en qué condiciones entra el aire comprimido al tubo? No cabe duda que lo primero que nos vendría a la mente es la humedad que arrastraría el chorro del gas al interior y su densidad⁹.

No cabe duda que en esta condición, el aire arrastra humedad debido a la condensación del vapor de agua por la compresión. Hay algunas sugerencias personales de colocar un dispositivo secador a la entrada y eliminar esta humedad, pues existen opiniones de que algún rastro de agua afectaría el rendimiento del tubo y la calidad de los chorros de aire obtenidos. Esto se daría con más razón en tubos con aplicaciones sumamente delicadas y controladas como los utilizados para refrescar el interior de gabinetes eléctricos o para controlar el ambiente de cámaras de cultivo de laboratorios.

Pese a lo anterior, ésta puede ser controlada con un drenador sencillo. Esto no significa que minimicemos la interferencia de la humedad, pero en este caso de diseño, no tiene un peso considerable, resolviéndolo con una adecuada purga del compresor y drenador.

⁹También se tienen otros factores como la viscosidad y tipo de gas, pero como ya se estableció un tubo operado con aire, no se considera preponderante su viscosidad, asumiendo el aire como un gas ideal.

Tomemos un rango de presiones de entrada, que serán consideradas como estándar para su operación. Los valores de 3, 4, 5, 6 y 7 bar (44, 60, 73, 87 y 100 psi, aproximadamente) son presentados por los autores como una referencia aceptable de presiones iniciales, además se pueden alcanzar fácilmente con un equipo comercial de aire comprimido.

Referente a la temperatura inicial, establecida por el aire comprimido, debe ser tomada in situ por un termómetro instalado a la entrada. Estos valores no pueden ser declarados con antelación, pues corresponden a los valores reales al momento de operar el tubo.

3.3 Calor Disipado por el Flujo

A pesar de no tener el efecto calorífico como objetivo principal de éste trabajo, no debemos dejar pasar por alto su presencia, pues también es parte de la operación del tubo vortex y merece la pena revisarlo en forma breve.

Al igual que el efecto refrigerante, el fenómeno Ranque-Hilsch produce en forma simultánea e instantánea un chorro de aire caliente de similares características termodinámicas que el primero, pues éste también está sujeto a las mismas condiciones y variaciones de

construcción y operación, es decir: tipo y forma del tubo, longitud y diámetro, tamaño y ubicación de la pantalla; tamaño, número y forma de inyectores de flujo, temperatura y presión de entrada, condición del gas inyectado, presión externa y aislamiento térmico. Estas ya se establecieron en base a trabajos realizados anteriormente por diferentes investigadores.

Una característica particular del chorro que sale por el lado caliente es que las diferencias de temperatura conseguidas son mayores que las del lado frío. Esto se explica perfectamente con el análisis de la Primera y Segunda Ley de la Termodinámica, ya que al tratar el tuvo vortex como una máquina refrigerante, el trabajo requerido para reducir la temperatura de un medio se refleja en el aumento de la entropía de otro medio adjunto al primero, y con esto el aumento de su temperatura.

Esto se ve claramente en resultados experimentales. Stephan y Lin encuentran valores de temperatura del gas caliente por encima del 200% de diferencia del gas frío, para la misma presión de operación. Estos pueden ir desde un valor similar a la temperatura ambiental hasta valores cercanos a los 100 °C. Al igual que el flujo de entrada, no se puede inferir a primera instancia la temperatura en la salida

caliente, si no es con datos reales tomados de pruebas. Aquí, algo que puede ayudarnos a predecir ésta temperatura es utilizando una expresión para modelar un comportamiento en comparación con otros resultados, como la relación de similitud de separación de energía dada por Stephan, pero de igual manera, necesita al menos datos de algunos ensayos de naturaleza común para lograrlo.

Otra forma más explícita de ver, es analizando el efecto frigorífico logrado en el extremo frío y su contraparte, es decir, el efecto conseguido en el extremo caliente. En forma sencilla, la cantidad de enfriamiento producida por el tubo se da por

$$Q_c = \dot{m}_c c_p (T_0 - T_c), \quad 3.1$$

$$Q_c = \dot{m}_0 \mu c_p (T_0 - T_c) \quad 3.2$$

donde:

Q_c : energía (calorífica) obtenida en el extremo frío;

\dot{m}_0, \dot{m}_c : flujo másico de entrada y frío, respectivamente;

c_p : calor específico a presión constante;

T_0, T_c : temperatura de entrada y fría, respectivamente; y,

μ : fracción fría.

La fracción fría la relación entre el flujo másico del gas frío y el flujo másico de entrada.

$$\mu = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_0} \quad 3.4$$

En forma análoga, la variante para el extremo caliente es $1-\mu$ en lugar de μ , con lo que se tiene un gran incremento de temperatura en el lado caliente. Es por esto que, del apéndice A, ésta temperatura alcanza valores máximos con valores de μ cercanos a la unidad, contradiciendo substancialmente a la reducción más grande de temperatura, que se efectúa a bajos valores de μ .

Este planteamiento sirve para encontrar, si así se lo requiere, el calor disipado en el extremo caliente, además de dar una base al planteamiento del análisis cualitativo del extremo frío.

CAPITULO 4

4. SELECCION DEL EQUIPO DE AIRE COMPRIMIDO

Con las características y condiciones del tubo y ejecución establecidas, se requiere seleccionar el equipo de aire comprimido que suministre el caudal y presión de aire para nuestro tubo.

Es conveniente también determinar los accesorios del equipo, tanto para su operación como para su regulación y control. Recordemos que de esto depende tanto la presión y temperatura de entrada; y en forma paralela, el control de la humedad del aire comprimido.

4.1 Cálculo de Requerimientos

Aquí lo principal es proporcionar un flujo continuo de aire comprimido al tubo a presión constante durante el tiempo que dura la operación. Con los valores de entrada establecidos, el compresor, en forma más

concreta, debe entregar un rango de presiones capaz de cubrir estas demandas.

La consideración de la presión de entrada, constituye el primer paso de este requerimiento. Recordemos que el máximo valor de ésta es de 100 psi, y la tomaremos como referente para la selección del equipo.

4.1.1 Consumo Probable y Total

Se puede dar cuenta desde el inicio, que la presión tiene gran preponderancia a la entrada del aire; con su regulación se modifica el desarrollo de los vórtices del torbellino dentro del tubo. Esto es planteado por todos los investigadores y con ello se deja, de primer plano, otro tipo de parámetro.

En cuanto al caudal, puede ser determinado, no habiendo para ello una restricción al momento del análisis, pues se da más importancia al caudal de los flujos de salida. Esto reduce la determinación del consumo a una apreciación más simple.

Comercialmente, los tubos vortex existentes tienen un caudal aproximado de 8 a 10 CFM, cantidad similar a la empleada en la industria para accionar equipos medianos, desde sopletes de

gran producción para pintura hasta martillos y taladros percutores de mediana potencia¹⁰.

Teniendo en mente la finalidad del presente trabajo, la operación de un tubo de esta clase sería de un corto tiempo; el necesario para alcanzar su total desarrollo y poder tomar las respectivas lecturas con los instrumentos. Por ensayos realizados en otros tipos de bancos de pruebas, de naturaleza no muy apartada a éste, se estima un tiempo de 1.5 min por cada ensayo.

Tomando como referente al menor de los caudales, 8 CFM, tendríamos 90 galones de aire en cada descarga, con una presión de 100 psi como parámetro limitante del consumo nominal. Un compresor con tanque de almacenamiento, los de mayor empleo industrial, trabajando a esa presión, entregan fácilmente el caudal requerido.

¹⁰Casi todos los tubos elaborados por los fabricantes son de tamaño medio, ya sean sencillos o de alto rendimiento, de acuerdo a la exigencia que se tenga. No por esto se puede dar el caso se tubos vortex con un consumo inicial de aire mucho mayor, como en el caso del gasoducto nombrado anteriormente, con un consumo de 8 000 000 m³.

Por el carácter experimental de las pruebas a realizarse con el equipo, resulta inadecuado establecer con exactitud un consumo total de aire, pues éste es regido por el número de pruebas realizadas, la presión de salida del aire del compresor al tubo y variaciones del tiempo de prueba.

Esto aclara que el anterior consumo estimado, corresponde al límite superior de presión considerado, lo que cubriría los demás rangos menores. Recordemos que el efecto Ranque-Hilsch incrementa al aumentar la presión inicial; por lo que al disminuir ésta, además de reducir los valores de temperaturas por el efecto de la separación de energía, también se ve disminuido el caudal, y consecuentemente el consumo del aire de entrada.

4.1.2 Selección y Características Generales del Compresor

La elección más adecuada a que nos orienta estos resultados es un compresor de pistones con tanque de almacenamiento. Por la capacidad necesitada, 90 galones aire comprimido, el tanque es aproximadamente de 14" x 36", que trabajando a una presión de 100 psi, almacena hasta 130 galones. Un compresor de 3 HP, de serie T30 (INGERSOLL-RAND) se ajusta a este detalle. Junto a éste se tienen los accesorios que acompañen su funcionamiento.

Válvula Reguladora

La válvula elegida que más se ajusta a los requerimientos es la de modelo GD-30 (ARMSTRONG) para aire comprimido, con rango de 15 - 250 psi para la entrada y 50 - 140 psi para la salida

Drenador de Líquidos

Generalmente se trata de agua condensada. El modelo escogido es el 1-LDC See-Thru (ARMSTRONG), con presión de operación máxima de 121 psi y una evacuación de $\frac{1}{8}$ "

Manómetros y Termómetros

Por la operación y control del tubo, se encuentran tanto a la entrada del aire como a la descarga de los chorros frío y caliente, con excepción del primero, que se halla solo a la entrada en forma indispensable. El manómetro elegido es el de modelo E215 (WINTERS), escala de 2 $\frac{1}{2}$ " de lectura directa en el dial, rango de 0 - 160 psi y una precisión del 2%.

Para los termómetros, decidimos elegir de tipo bimetálico por su facilidad de montaje y lectura. De modelo T30060-B5(WINTERS), el de entrada tiene un rango -5 – 50 °C, con dial de 3" de escala.

Para las salidas, se elige el T30060-B6, con rango -20 – 90 °C.

CAPITULO 5

5. DISEÑO DEL BANCO EXPERIMENTAL

Con las condiciones y consideraciones sobre su integración y funcionamiento establecidas de antemano, además de definir el equipo de aire comprimido, daremos forma al sistema de refrigeración basado en el efecto Ranque-Hilsch.

Pero ¿cuál es el proceso de estos sistemas? Es importante dar un vistazo al funcionamiento de un sistema de refrigeración normal, pues, se trata al fin del mismo objetivo: reducir la temperatura de un medio.

5.1 Descripción del Tubo Vortex

Primero veamos como es un sistema convencional de refrigeración y su función. La mayoría de máquinas frigoríficas, como también se conoce a este tipo de sistemas, se fundamenta en la evaporización de un refrigerante, y extrae calor de un sitio para reducir su temperatura.

Este circula por tuberías desde el compresor en estado líquido a determinada presión y temperatura, pasa a un condensador y de allí, a un evaporador a través de una válvula de expansión en forma de gas, reduciendo su presión y temperatura; vuelve de nuevo al compresor y repite el ciclo otra vez. Este cambio de estado es justamente el medio por el cual modifica la energía calorífica del entorno por donde recorre.

En forma esquemática, figura 5.1, se tiene un circuito con cuatro componentes básicos: el compresor, que vuelve a estado líquido el gas refrigerante; el condensador, en donde rechaza el calor extraído; la válvula de expansión, que lo gasifica y el evaporador, en donde el vapor absorbe calor.

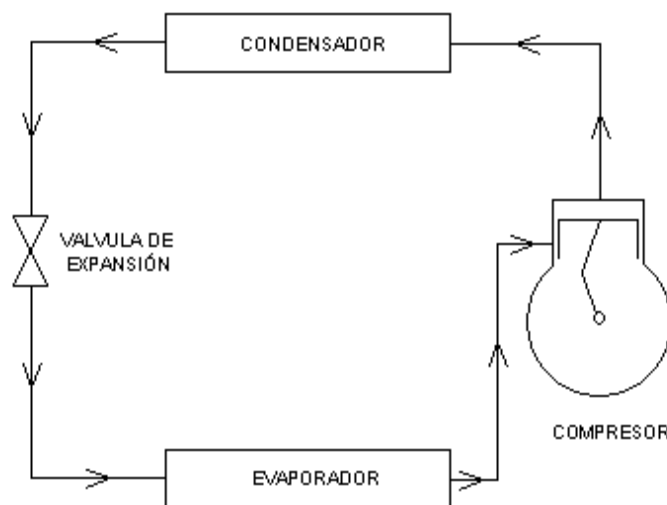


Figura 5.1: Circuito de refrigeración convencional.

5.2 Equipo Básico Complementario

Emulando al anterior sistema, partamos de las partes y componentes que conforman el banco de pruebas propuesto. Cabe indicar que una parte ya fue nombrada y descrita en el capítulo anterior, referente a la selección del equipo de aire comprimido.

Partes integrantes del banco de pruebas.

Consideremos al banco como un solo artefacto, con características tanto térmicas como neumáticas, que separa un chorro de aire comprimido, a una temperatura inicial, en dos chorros diferentes con temperaturas distintas a la inicial.

Los modelos de prueba empleados por los diferentes autores, nos dan una idea de la forma que tendrá éste. Por el objetivo didáctico que tiene el banco, planteamos un modelo como el esquematizado en la figura 5.2, con el cual se consigue el funcionamiento de un tubo vortex y el monitoreo de los flujos de aire que salen de él por medio de diferentes instrumentos de control. Estos incluyen manómetros, válvulas, termómetros y medidores de caudal.

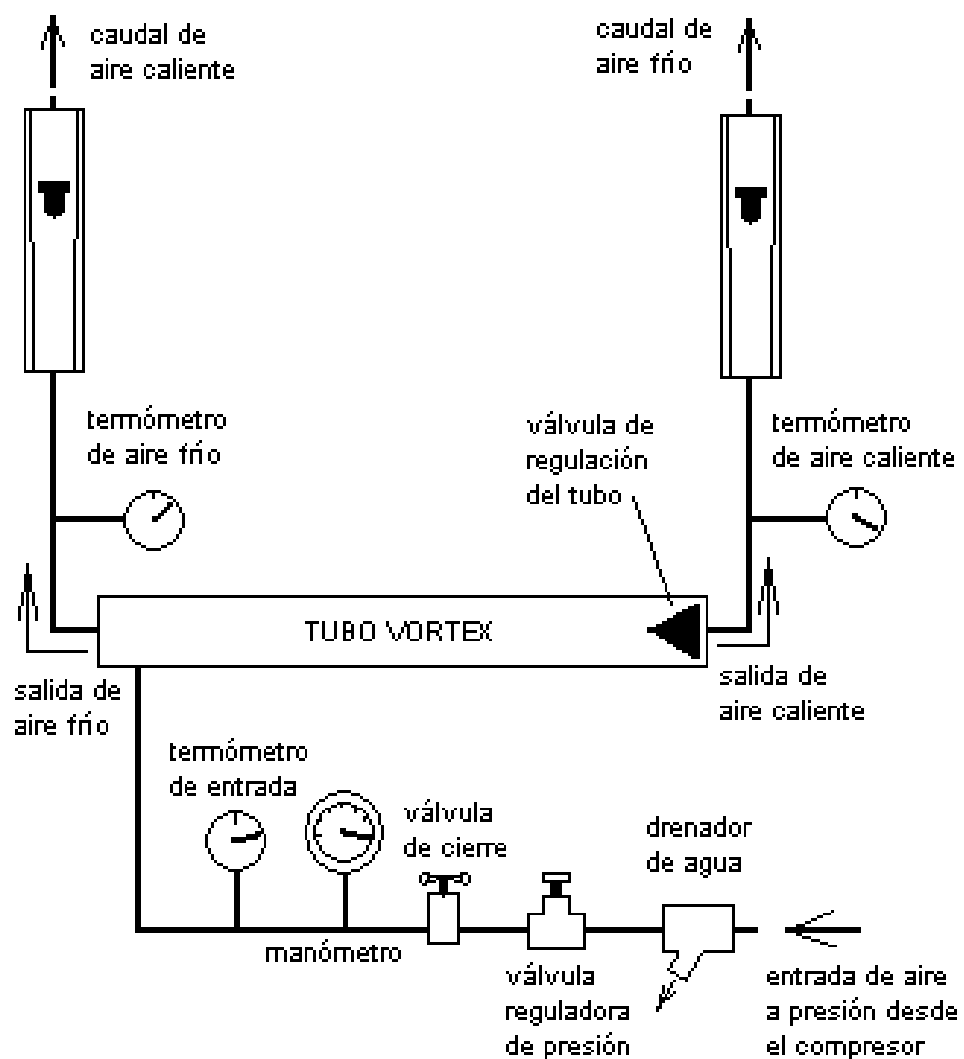


Figura 5.2: Esquema del modelo propuesto para el banco de pruebas de un sistema de refrigeración por tubo vortex

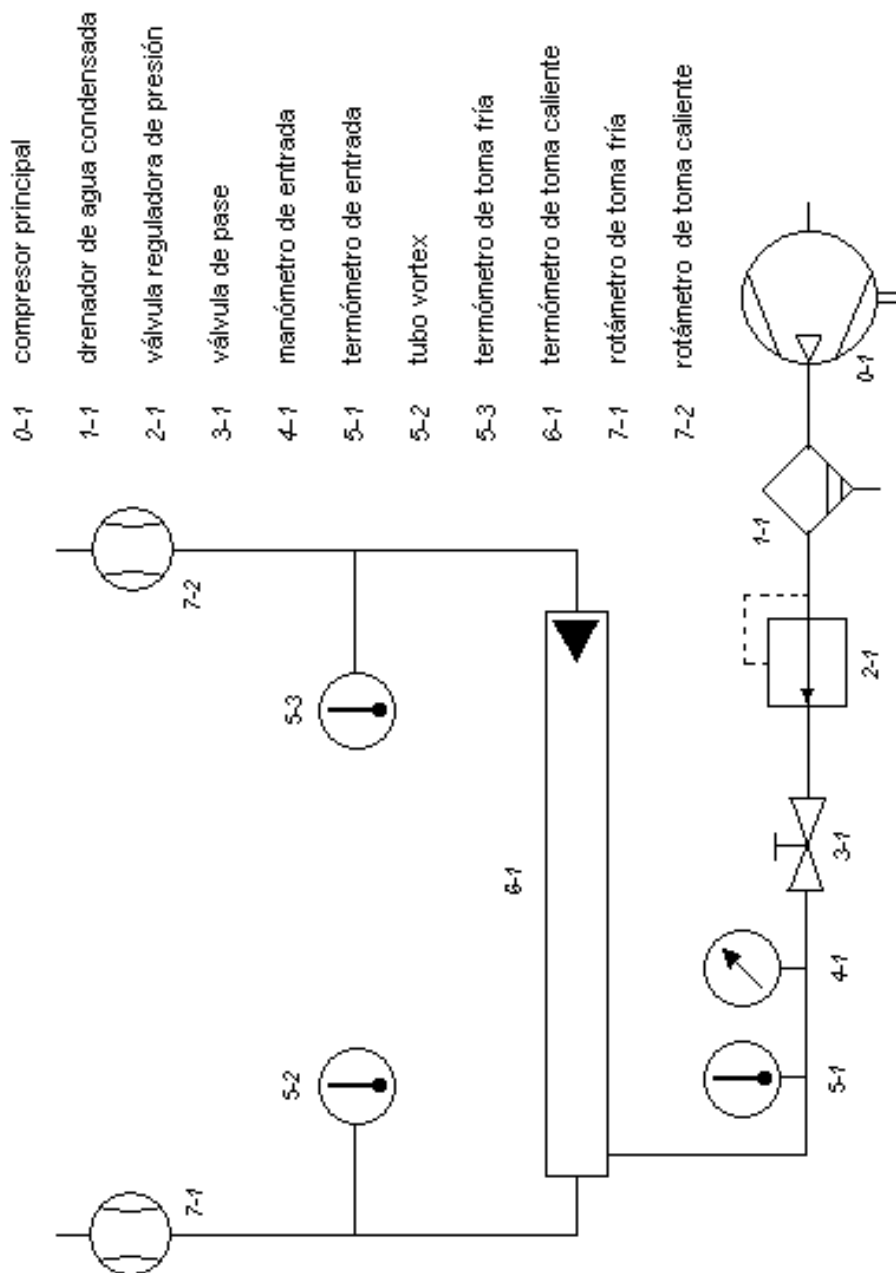


Figura 5.3: Circuito del banco de pruebas por tubo vortex

El esquema y circuito neumático presentados del banco propuesto, figura 5.3, muestran las partes que conformaría a éste. Si hiciéramos una comparación con el sistema anterior, resalta a la vista su gran diferencia, tanto en los componentes como en el proceso. Tratando de dar mayor claridad a esta apreciación, hagamos una comparación, pero más orientada a las funciones que realizan determinadas partes y su respectiva analogía con las del otro sistema. Revisando de nuevo el circuito por tubo vortex, extraigamos una simplificación de éste; parecido al presentado en el gráfico 5.1 para el sistema convencional, que de forma sencilla se parecería al mostrado en el gráfico 5.4.

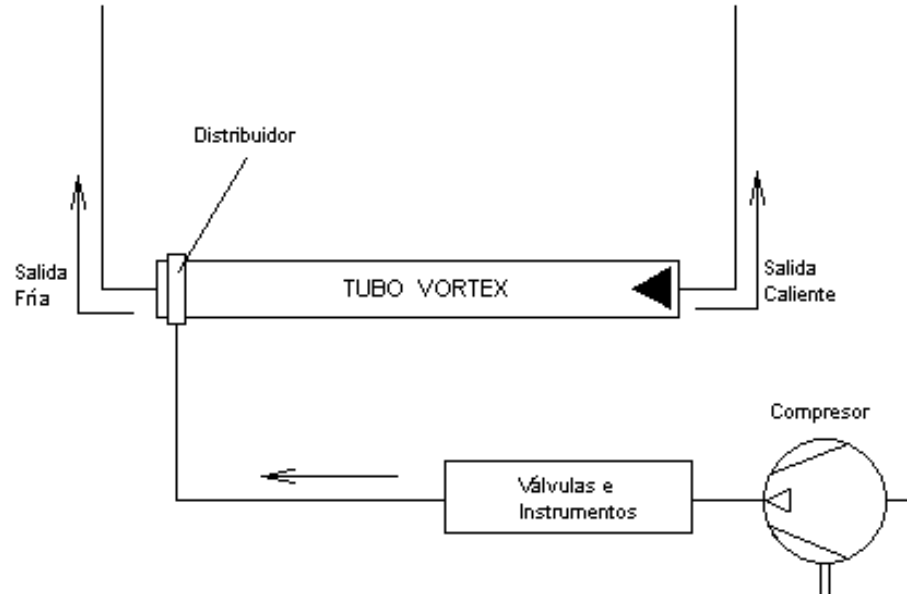


Figura 5.4: Circuito básico de operación de un tubo vortex.

En este circuito, el todo el proceso de refrigeración, de este caso, se realiza en varias partes que conforma el sistema, independiente de los elementos que haya en cada uno de ellos. A diferencia de una máquina frigorífica convencional, éstas partes no son bien definidas, pero por la función que realiza el compresor, el conjunto de válvulas e instrumentos, el colector de admisión y distribución o distribuidor de boquillas, el tubo vortex y sus salidas, se las puede representar con una mejor idea, como lo indican las zonas de la figura 5.5; donde pueden remitirse a una sola pieza, artefacto, ubicación, o a una región de partes vinculadas entre sí.

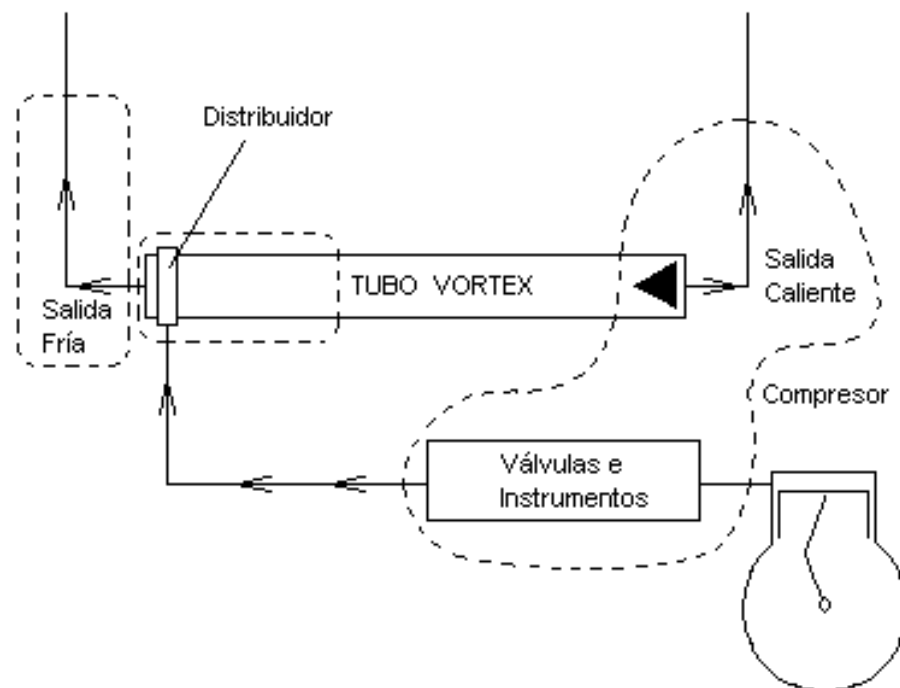


Figura 5.5: Partes de la operación en el circuito del tubo vortex

Esto muestra mejor la diferencia de ambos sistemas. Establezcamos, de una u otra forma, una relación de sus partes. Comenzando por el compresor, el más sencillo a simple vista; que si bien se trata del mismo tipo de artefacto, en el primero sirve para licuar el gas refrigerante mientras que en el otro es la fuente que suministra el aire comprimido.

Con el resto no es tan sencillo. La unión del conjunto de válvulas con la salida caliente y la válvula de regulación, vendrían a realizar la misma función que representa el condensador y el control automático, pues en ella se desaloja el calor producido durante el proceso de separación de energía y es regulable por válvulas que controlan la presión y el caudal.

Quizá la parte que tenga mejor relación es el distribuidor; aquí se inicia la expansión del aire, dando lugar a la separación de energía desde las boquillas hasta la capa límite, donde se dividen los futuros flujos. Esta función es la misma que realiza la válvula de expansión del primer sistema, pero en diferentes condiciones. La salida de aire frío y su posterior conducción es la función aproximada que realizaría el evaporador

Esta comparación será tomada más adelante. Por ahora nos limitamos a discernir el diseño propuesto para el banco de pruebas por tubo vortex.

De acuerdo al modelo, conviene separarlo en diferentes partes para su descripción y análisis, permitiendo acoplarse y complementarse en el equipo final. Por rasgos propios del diseño, estas son:

- a. Equipo de Aire Comprimido
- b. Tubo Vortex
- c. Conexiones y Accesorios de Control
- d. Instrumentos de Medición
- e. Soporte y Apoyo

Estas deben ser compatibles con un mismo medio de trabajo como es el aire, aunque no vale descartar que en un futuro exista la posibilidad de probar con otros tipos de gases, fluidos para los cuales está proyectado este banco.

a. Equipo de Aire Comprimido.

El equipo lo compone básicamente un compresor que suministra aire comprimido con la presión necesaria de acuerdo al requerimiento para las pruebas a efectuarse.

Este es de tipo alternativo y tiene como datos técnicos una potencia de 3 HP, con capacidad de almacenamiento de 90 galones y, a una presión suministrada de 125 psi, un caudal de 30 CFM. Puesto que estos valores son superiores a los estimados para el diseño¹¹, se necesita de un dispositivo para controlar el flujo, papel a cumplir por la válvula reguladora de presión.

Ésta bien podría figurar dentro del grupo de las conexiones, pues interactúa con los instrumentos. Pero es justamente el medio que permite modificar y controlar el flujo de aire que va a trabajar dentro del tubo; razón por la que se detalla junto al compresor; además, ambos forman un solo conjunto, algo que se tiene como norma común dentro de las aplicaciones de aire comprimido. Por los requerimientos exigidos en la elección del equipo, una válvula reguladora con rango de 15 – 250 psi de entrada y 50 – 140 psi de salida, es elegida como correcta para control del aire desde el compresor al tubo.

¹¹Se apuntan los datos comerciales suministrados por la casa fabricantes, los cuales corresponden generalmente a los datos de funcionamiento para un rendimiento del 85% al 90%, tomados de las condiciones nominales de operación para los equipos industriales.

b. Tubo Vortex

Esta es la parte más importante del presente trabajo, pues la idea de la operación del banco se basa en el funcionamiento de éste.

En los primeros capítulos se presentó una revisión general sobre su origen y características de una serie de trabajos realizados por varios autores, sobre los cuales sustentamos el nuestro. De referencias y resultados hallados, tomamos nuestras consideraciones acerca de su diseño, como son relaciones y parámetros sobre la configuración geométrica, además de aspectos de componentes y funcionamiento; todo esto explicado y detallado en el desarrollo del capítulo tres.

Se eligió el modelo de contra flujo, que en forma básica, está integrado por un tubo con longitud y diámetro nominal, una configuración y distribución de inyectores, una pantalla o salida fría y una válvula reguladora del flujo.

Tubo Principal

Concerniente a la longitud y diámetro, tomamos una relación específica de $L/D = 20$, con un diámetro nominal de 20 mm ($3/4''$), que da una longitud total de funcionamiento de 400 mm. Por su estabilidad y funcionalidad, este valor nos permite un inicio para las siguientes

consideraciones referentes al tubo, como son los inyectores y la pantalla de salida. Del primero, al igual que el caso anterior¹², los datos recomendados indican un valor para la relación d_i/D de 0.25.

Se selecciona un segmento de tubo corriente de $\frac{3}{4}$ " , que corresponde al diámetro nominal; en el cual van adaptados los demás elementos. Como la longitud de 400 mm es la comprendida entre la pantalla y el extremo caliente¹³, la del tubo debe ser menor. Con una penetración estimada de 30 mm para la unión con el distribuidor, tendríamos una longitud neta de 370 mm para el tubo principal. Este tubo debe ser procesado y mecanizado para la adaptación con el distribuidor y la válvula reguladora de flujo, además de su funcionamiento propio; lo que significa rectificar su interior para el correcto desarrollo del torbellino del aire, tomando como adecuado un acabado superficial de grado N8 ($3.2 \mu\text{m}$). Para la unión con el distribuidor, una rosca R $\frac{3}{4}$ " , tipo gas, es la indicada, como se indica el plano 1, apéndice H.

¹²Tanto L/D como d_i/D no especifican claramente si realizan la mayor separación de temperatura o el mayor enfriamiento, pero independiente de aquello, damos valores respectivos para cada relación, como se detalla en el capítulo 3.

¹³Se denomina a esta distancia como longitud nominal, ya que en ella se desarrolla completamente el torbellino de aire, independiente de la ubicación de las boquillas, que como dijimos, se sitúan cerca de un extremo.

Boquillas de Entrada

Deben ser uniformes, tanto en tamaño y geometría; prefiriéndose configuraciones con un número de 1, 2 y 4 boquillas. Para esto se diseñó un distribuidor, donde se hallan alojadas. Por facilidad, deben estar orientadas tomando como referencia los ejes simétricos del distribuidor, pero con su forma y dimensión respectiva. La elección de la unión roscada con el tubo principal, es por la comodidad que ésta brinda al momento de ensamblarse.

Sobre la realización misma de las boquillas, se tomo el valor de 0.25 para la relación d_i/D . Junto a esto, y tratando la relación de presiones de entra y salida de las boquillas, p_i/p_0 , se toma una reducción del diámetro de éstas en la parte final de su recorrido, es decir, a la entrada del flujo al interior del tubo. La idea de esto es modificar la relación de presiones p_i/p_0 , detallada en el capítulo 3, eligiéndose valores de 1, 0.7 y 0.4 para ésta reducción; además de una forma tangencial sencilla para la entrada del fluido, indicada en la figura 3.2. Todo lo anterior nos da como resultado tres juegos de distribuidores con tres diferentes formas de boquillas, como se indica en los planos 2A, 2B, 2C y 2D; apéndices I, J, K y L, respectivamente.

A continuación, seleccionamos el acero SAE 1018, apéndice G, como el más adecuado para los distribuidores, especialmente por su tenacidad en el mecanizado. Aquí, las perforaciones de boquillas se realizarán con las formas y tamaños anteriormente vistas en los planos, incluyendo el fresado de las superficies planas y moleteadas. Se tienen proyectadas estas superficies posteriormente como una ayuda al momento de ajustar el distribuidor al tubo, manualmente o con ayuda de una llave. Similar al tubo, el distribuidor tiene una pequeña parte interior, plano 2, que debe ser rectificada al mismo grado, pues representa su continuación.

Cabe indicar, que es justamente en este distribuidor donde debe ir conectado el compresor. Por conveniencia, se prefiere una adaptación fácil y práctica, como la que brinda un juego de acople rápido para líneas de aire, de tipo comercial, asignando el macho de éste acople al lado del distribuidor para su mejor manejo. Un acople de $\frac{1}{4}$ " es seleccionado como el más adecuado, pues sus dimensiones se ajustan perfectamente al tamaño del distribuidor. Teniendo que hacer la respectiva entrada del macho, que tienen una unión roscada de $\frac{1}{2}$ ", al cuerpo del distribuidor, este detalle también es señalado en el plano 2, indicando que por cada boquilla realizada en el distribuidor, se emplea un juego entero de acople rápido.

Pantalla Fría

Este es el elemento que permite la salida del aire frío del tubo. Como ocurrió con los anteriores, presenta como particularidad la relación del diámetro del orificio de salida respecto al diámetro nominal del tubo, d_o/D ; el que tomamos igual a 0.5 como el valor considerado.

El material base es el acero SAE 1018. Su superficie externa tiene un moleteado. El agujero interno atraviesa longitudinalmente toda la pantalla, conectado directamente con el interior del tubo principal, facilitando la evacuación y expansión del aire al exterior. Por esto, su mecanizado debe incluir un pulido de esta perforación, además de la cara lateral de contacto interno, del mismo grado anteriormente señalado, como se aprecia en el plano 3, apéndice M.

En la parte integral, la pantalla va incrustada en el distribuidor, al lado opuesto del tubo principal, prefiriéndose una unión con rosca para su colocación. Esta debe ser de $1\frac{1}{8}$ " de diámetro y su profundidad de penetración en el distribuidor de 15 mm. Aquí también va colocado un acople rápido, de dimensiones semejantes al del distribuidor, para conectar la manguera que conduzca el aire frío al rotámetro, tal como lo indica el plano.

Válvula Reguladora de Flujo

Este es un componente vital en la formación del tubo vortex, pues permite el desarrollo y control de los vórtices internos del remolino, consiguiendo así calibrar el funcionamiento del dispositivo y manejar la cantidad y calidad del chorro frío de aire.

Su detalle en el capítulo 3, dejó entrever la opción de ajustarse al modelo estándar, un cuerpo de forma cónica, o emplear una válvula de paso normal para que reemplace su función de permitir la salida del aire y la regulación del caudal. La última no tiene inconvenientes de integrarse al conjunto, ya que también cumple con la misma finalidad de la válvula original, pues el borde del vástago de cierre cumple lo mismo que la arista del cono estrangulador de la primera.

Ya que se trata de un circuito, donde el flujo circula por varias partes del banco, lo más idóneo es la elección de una válvula de paso de $\frac{3}{4}$ ", preferiblemente de compuerta, para el extremo caliente. Como lo ocurrido en la pantalla, aquí también es necesaria la adaptación de un acople rápido, para la conexión de la manguera que conduzca el aire al otro rotámetro, para lo cual se requiere una reducción macho-hembra de $\frac{3}{4}$ " a $\frac{1}{2}$ ".

Considerando el objetivo didáctico del presente trabajo, es meritorio diseñar la válvula original del tubo vortex; con más importancia para fines explicativos y demostrativos que de aplicación. Por facilidad, decidimos dividirla en tres partes: manguito adaptador del tubo principal, capuchón deslizante y cono estrangulador; que unidas puedan funcionar con precisión. Por los gráficos vistos en el capítulo 2, ésta se encuentra en el extremo caliente, con el cono dirigido hacia el centro, orientado al eje longitudinal, y su movimiento de cierre o apertura hace el papel de estrangulador del fluido.

La cara interna del manguito acoge la cara externa de la punta del tubo, teniendo un tope que limita la entrada, plano 4, apéndice N; ésta unión puede ser por presión o por soldadura. En el filo libre hay un bisel interno, que sirve de asiento para el contacto con el cono. La cara exterior presenta toda su superficie roscada, por la cual avanza el capuchón.

La forma del capuchón es semejante a un dedal. Es por demás indicar un buen mecanizado del filete, similar al del manguito, permitiendo un buen ajuste. También presenta la particularidad de tener dos tipos de perforaciones: la primera, hecha en su parte periférica, son un número de agujeros, 6 en total con diámetro de 6 mm, por los cuales sale el

chorro de aire evacuado por esa punta del tubo; y la otra, un agujero en el centro, de 8 mm de diámetro, por donde se sujeta internamente al cono por medio de un perno. Igual que el distribuidor y la pantalla fría, también se realiza un moleteado en su superficie externa para mejor manipulación, como lo indica el plano 5, apéndice O.

El cono estrangulador es de geometría sencilla, como indica el plano 6, apéndice P. Su base tiene un agujero roscado de $\frac{5}{16}$ " y 12 mm de profundidad, por donde se sujeta al capuchón con un perno de $\frac{5}{16}$ " x $\frac{1}{2}$ ". Su conicidad es la misma que del asiento en la punta del manguito, 70°. Estas dos partes en contacto, asiento y cono, tendrán un buen acabado superficial para evitar imperfectos al momento de sellar la válvula; es conveniente dar el mismo acabado aplicado anteriormente, es decir de grado N8.

Todos estos elementos son integrados para formar el cuerpo de la válvula reguladora de flujo, como lo muestra el plano 7, apéndice Q, que bien puede armarse en forma separada o simultáneamente con el resto del tubo. Al igual que los anteriores componentes del tubo vortex, se selecciono el acero SAE 1018 para toda la válvula.

Con todas las partes del tubo constituidas, el ensamble es posible, tomando en cuenta su ubicación y ajuste necesario, como se ve en el conjunto general del tubo vortex, en el plano 8, apéndice R.

Por las condiciones que presentan cada una de estas partes en su diseño particular, el armado del tubo presenta la característica de un fácil montaje y desmontaje, especialmente para el intercambio de los distribuidores, dependiendo del tipo de prueba que se desee realizar. Algo muy importante a notar, es realizar un proceso de protección a todas las piezas, siendo el cromado duro el más opcional, con lo que se consigue protegerlo contra ataques corrosivos¹⁴; excepto las partes rectificadas, donde se prefiere cementado, dándole mayor resistencia al desgaste abrasivo del aire. Esto mejora su estética, conjuntamente con un pulido de hasta grado N11 en todas las partes, excepto aquellas indicadas con mayor pulido respectivamente.

Esta es, en forma sencilla, la estructura del componente principal del banco de pruebas propuesto para este diseño.

¹⁴Recordemos que las pruebas que se realizan con el tubo vortex, abarca, a más del aire, una variedad de sustancias, principalmente gases, los cuales, si se encuentran estimulados por bajas temperaturas que se puedan conseguir del funcionamiento del tubo, pueden licuarse en algún porcentaje, filtrarse, expandirse por la presión e iniciar puntos de corrosión en cualquier parte.

c. Conexiones y Accesorios de Control

Con las primeras partes del banco ya resueltas, es necesario proveer un medio de enlace entre ellas. Este no sólo sirve para conectar el compresor al tubo, sino para alojar en su recorrido los diferentes instrumentos de manejo y control del proceso vortex.

Como primera opción se tiene conexiones con tuberías metálicas como lo ideal para enlazar el circuito. Esto no es errado y presenta lo correcto en este tipo de aplicaciones, pues a más de ser duraderas, presentan la rigidez necesaria para dar la forma requerida durante su recorrido y la instalación de los instrumentos. Las desventajas que presenta, es su mala manipulación y, por el hecho de presentarse descubierta, cierta transferencia de calor, especialmente para el recorrido de los chorros separados hasta llegar a los termómetros.

Otra opción es realizar las conexiones con manguera de alta presión, con buena aceptación industrial; presentando razones para su uso. Son flexibles, de mayor manejo y fácil instalación. Además, se pensó en ésta cuando se indicó un acople rápido para conectar el aire a los inyectores. Esta es pues, nuestra elección tomada: mangueras para aire de alta presión de $\frac{3}{8}$ " , para juegos de acople rápido de $\frac{1}{4}$ " , que pueden soportar presiones de hasta 300 psi.

d. Instrumentos de Medición

A parte de los elementos nombrados con anterioridad, como son termómetros, manómetro y drenador de líquidos, además de una válvula de paso, hay que sumar medidores de caudal para los flujos que salgan del tubo. Existe un sinnúmero de instrumentos de diferente tipo, pero hemos decidido el empleo de rotámetros, pues presentan las condiciones adecuadas al caso. Se trata de instrumentos de lectura directa, ideales para todo tipo de fluidos, resistentes a medios agresivos y pueden manejar altas presiones de fluidos.

Se eligió uno para cada salida. Aquí hay que tomar muy en cuenta las condiciones de cada uno, pues se trata de instrumentos sensibles a cambios del estado del fluido. Con datos referentes a la marca ESKO, elegimos el modelo LH-4KV-H para la salida fría, de cuerpo acrílico, rango de flujo de hasta 2 SCFH (120 SCFM) y una escala para aire de 14.7 psi a 70°C. Para la salida caliente, el elegido es el modelo LR-4KV-H, cuerpo de Trogamid-T e iguales características que el anterior.

La diferencia está en su condición de trabajo, dando más importancia al del lado caliente; su temperatura máxima de trabajo es de 80°C a 290 psi, a la cual se da una variación sustancial en la densidad del

aire. En el del lado frío no hay problema, su temperatura se mantiene dentro del rango operacional del instrumento.

Todos estos se unen directamente a las conexiones, presentando un inconveniente de estabilidad por la flexibilidad de las mangueras. Aquí se recurre a la ayuda de una estructura de soporte, tanto para la instalación y estabilidad de todo el equipo.

e. Soporte y Apoyo.

Hasta ahora se ha entregado el diseño simple del tubo, sin medios de sujeción al instante de operar. Para esto se ideó un apoyo del cuerpo principal, similar a abrazaderas, como indica en el plano 9, apéndice S. Su manufactura es en acero estructural A-36, con 3/16" (5 mm) de espesor. No requiere de tope en el tubo o soporte para estabilizarlo; de acuerdo al diseño, un simple ajuste fuerte con pernos es suficiente.

Este apoyo es catalogado como una parte directa del diseño del tubo, pues facilita el anclaje a una estructura mayor que sirve de soporte general a todo el equipo; esta estructura será retomada en el siguiente capítulo, que corresponde a su desarrollo. Por ahora, la vista del tubo vortex, incluido su apoyo, sería como lo indica el plano 10, apéndice T, con la respectiva ubicación de éste último.

CAPITULO 6

6. DESCRIPCIÓN GENERAL DE INSTALACION Y FUNCIONAMIENTO

Una vez realizado el diseño, lo siguiente por concretar es la forma de su instalación y su posterior funcionamiento. Esto indica determinar el trabajo del equipo y sus partes, dando criterios para su estructuración.

6.1 Distribución de Operaciones

Estas operaciones pueden ser independientes o complementarse una parte con otra. La división de estas partes, dada en el capítulo anterior, nos sirve de guía para esta revisión.

La función específica del equipo de aire comprimido es suministrar aire al sistema de acuerdo a las condiciones en que vaya a trabajar este último. Pero su operación es independiente del resto de componentes, por lo que significa ubicarlo por separado de los demás.

El tubo vortex es el componente principal del banco. Su función es la de separar el chorro de aire proveniente del compresor en dos flujos con características diferentes. De él salen y se dirigen las conexiones principales, lo que sugiere una posición estática en el conjunto, aunque éste tenga cierta movilidad para ajuste y regulación,

Las conexiones comunican los flujos a todos los demás componentes. Aunque su función sea solo la de transportar, los accesorios que se encuentran en su recorrido sirven para modificar y controlar el aire. Por simplicidad, los instrumentos de medida podrían ser tomados en cuenta junto con éstas, pero su función es justamente la de medir el comportamiento que tenga el aire durante la operación del banco, lo que las cataloga en forma separada, a pesar de tener dispositivos que se consideren sencillos.

Con todo el equipo desarrollado, es necesario otorgarle un medio de sustentación para su instalación. Partiendo del tubo hasta llegar a los instrumentos y conexiones, este medio, o estructura, debe ser además en el que opere, dándole estabilidad necesaria para el funcionamiento de cada parte.

6.2 Ubicación del Equipo

En este momento es conveniente separar al conjunto general en dos partes bien definidas, el compresor y el banco propiamente dicho.

El primero, como equipo de aire comprimido, necesariamente debe ir separado del segundo durante su operación, para evitar que interfiera de alguna manera con la operación del resto del equipo, como puede ser en forma de vibración o desequilibrio del banco. Esto no quiere decir su desvinculación total, si no una mejor adecuación de ellos.

Para el banco en cambio, se debe elegir un sitio en que no intervenga otro tipo de equipo o agentes, en especial polvos o sustancial volátiles; por tratarse de aire comprimido, la presión provocaría contaminación del mismo al introducirlo en el tubo, malogrando la operación. No se puede especificar un lugar determinado, pero si debe reunir las mínimas condiciones de trabajo, como es baja presencia de humedad y ventilación para las salidas de los chorros producidos en el proceso.

Sobre éste debe ir todo el resto del equipo, por lo que de ahora en adelante nos ocuparemos de su forma, tamaño y la distribución de los componentes y su integración.

6.3 Descripción de la Estructura de Anclaje

Por las dimensiones del tubo vortex propuesto, incluyendo su apoyo del cuerpo principal, indicadas en los planos, se considera como área de trabajo a una superficie neta de 450 x 1000 mm², teniendo ésta dos niveles: la una a 900 mm de altura, llamada mesa principal; y la otra, a especie de altillo de la primera a 950 mm de altura, con una área particular de 300 x 150 mm², como lo indica el plano 11, apéndice U.

Este altillo es donde se ancla el apoyo del tubo, utilizando pernos de ¼” en las patas. Esto deja libre el distribuidor y la válvula reguladora de flujo para su maniobra. Como se indicó antes, la sujeción del apoyo al tubo también es con pernos, de igual medida. El banco también va anclado al piso, por unas placas en las patas. En todas estas uniones y anclajes se debe usar arandelas de presión para asegurar su ajuste.

La estructura es simple; realizada en perfil estructural, L 50x5 para las patas y marco superior, y L 40x4 para los travesaños y estabilizadores inferiores, como lo indica el plano 12, apéndice V. Tiene 12 mm menos de altura, pues arriba va empernada una plancha laminada de madera contrachapada, de la dimensión y forma señalada, como superficie de la mesa. De manera similar, el espesor de la tapa del altillo es 9 mm, de igual material que la anterior.

La superficie inferior sirve de mesa para las válvulas, drenador e instrumentos; pero los rotámetros deben ir verticalmente, cerca de las salidas del tubo, por lo que se debe colocar estribos para su ubicación. Son dos, uno para cada rotámetro, de tubo cuadrado de 1" x 1/16". Su longitud es de 700 mm y van sobre la mesa inferior, aumentando la altura de la estructura a 1600 mm, a la distancia que indica la figura 6.1. En su parte superior, van acoplados los rotámetros, directamente o con ayuda de placas, pero dejando libertad para sus conexiones.

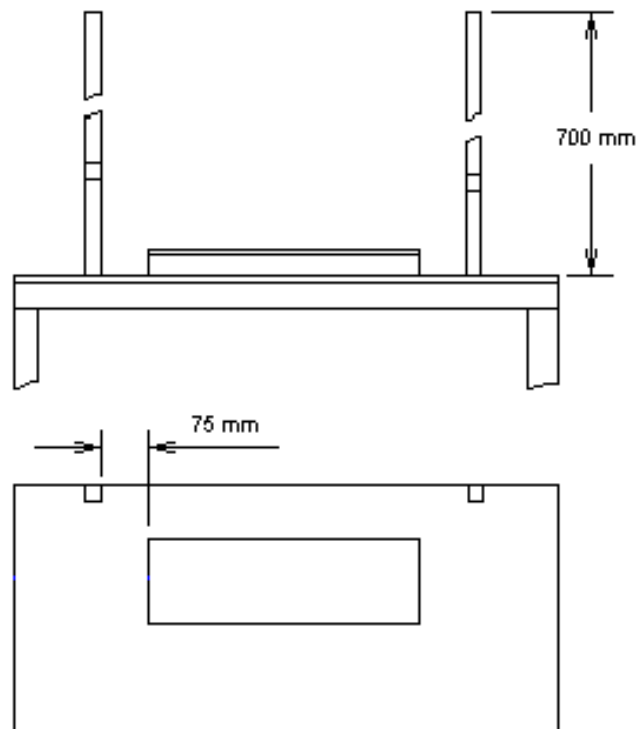


Figura 6.1: Ubicación de estribos para rotámetros

6.4 Condiciones de Instalación y Funcionamiento

Al inicio del capítulo 3, se especifico que el tubo operaria con aire como medio de trabajo y se decidió por un dispositivo tipo contra flujo. Esto, además del detalle presentado durante su desarrollo en el capítulo 4 y 5, fue estableciendo las condiciones en las cuales en las cuales operaría el banco.

El armado del banco y ensamblado del tubo deben ser integras parte por parte, dando como resultado final, tres grupos bien definidos: equipo de aire comprimido, tubo vortex e instrumentos, todos ellos conectados por medio de las mangueras de alta presión.

Es conveniente calibrar de antemano cada grupo por separado. La presión de entrada debe ser la adecuada, ajustando para esto la válvula reguladora de presión y verificando con el manómetro. Es recomendable también limpiar y drenar de antemano el tanque del compresor, para eliminar el agua acumulada y demás residuos que pueden obstruir las mangueras y averiar los instrumentos.

Ensamblado y montado el tubo en su posición, la válvula reguladora de flujo debe estar suave para su manejo, recomendando lubricar el vástago para eliminar la fricción. Aunque no se tiene presente la

posibilidad de fugas, el empleo de sustancias selladoras, como silicón o teflón, en roscas queda a criterio propio al momento del ensamble, dependiendo las holguras presentes.

No conviene realizar lo anterior en el distribuidor, pues éste debe ser intercambiado con frecuencia. En su lugar, se recomienda un suave ajuste de la rosca para un fácil montaje o desmontaje, pudiendo dar una leve lubricación para el efecto.

En los rotámetros, se puede emplear un chorro directo del compresor para comprobar su funcionalidad, pero controlando de antemano la presión de salida para evitar futuros inconvenientes. Los termómetros no requieren pruebas preliminares, con un encerado previo basta.

Con la ubicación de los grupos anteriores establecida, la longitud de las mangueras debe ser la correcta, ni larga ni corta, dando posibilidad para conexión y desconexión. Todos los acoples rápidos deben estar bien instalados tanto en las mangueras como en las tomas y entradas donde estén presentes. De estos depende una conexión eficiente.

6.4.1 Operación y Control

Una vez instalado todo el equipo, se procede a introducir el aire al tubo para su operación. Para se debe ayudar solo del manejo de la válvula de paso a la entrada, abriéndola poco a poco para dar tiempo al desarrollo del torbellino en el tubo.

La válvula reguladora de flujo debe estar en un inicio totalmente abierta a la entrada del aire al tubo. Alcanzada la estabilidad de la expansión del aire, se procede a cerrar lentamente el vástago, iniciando la formación del vórtice forzado en el torbellino.

Como indican los análisis y resultados logrados por los autores referidos en este trabajo, no se sabe a ciencia cierta lo que pasa dentro del tubo, pero si se puede apreciar sus resultados por medio de los instrumentos de medida. A una temperatura inicial de entrada, los demás termómetros deben indicar la variación de temperaturas en las salidas fría y caliente dependiendo del manejo que se haga en la válvula reguladora de flujo.

6.4.2 Pruebas de Presión y Temperatura

Son repetitivas para cada rango de presión preestablecido, capítulo 3; logrando variaciones de temperatura que se puedan conseguir y trazando diferentes registros en cada salida del tubo.

Una cosa que aquí puede ayudar es establecer una relación de cierre/apertura de la válvula reguladora de flujo. Partiendo de una apertura total de ella, se contabiliza cuantos giros da la manija de la válvula hasta llegar al cierre total; esto se mejora más aún colocando una marca en la manija para saber incluso con una aproximación de ángulos. Esto nos entrega una referencia del porcentaje de paso de flujo por esa salida.

Aquí también toma importancia la función que realizada por los rotámetros, pues en concordancia con los rangos de presión de entrada y el porcentaje de cierre de la válvula reguladora de flujo, se puede saber el caudal de aire que sale por cada extremo del tubo. Esto ayuda a determinar en que niveles de desarrollo del torbellino se consiguen lo mayores registros de temperatura.

Por último, también está en consideración el tipo y la cantidad de entradas que se tenga en el distribuidor, es decir, la influencia de la relación de presiones de entrada y salida de las boquillas, p_i/p_o .

6.5 Recomendaciones Generales de Instalación

Una vez listo el banco, lo siguiente es instalar el equipo en el. Esta instalación depende de la persona que configure físicamente el banco, por lo cual damos algunos criterios para su correcto desarrollo.

Equipo de Aire Comprimido

Ya se mencionó al compresor en una posición alejada del banco. No se requiere gran distancia, solo la prudente para conectar la línea de aire y maniobrar la válvula reguladora de presión, sin descuidar el accionar del equipo restante. Se recomienda instalar tanto el drenador, la válvula reguladora y la de paso con el compresor, formando un solo conjunto listo para unirse al proceso.

Como muestra la figura 5.3, directamente del compresor se encuentra el drenador, reteniendo todo rastro agua condensada; luego de éste va la válvula reguladora y a continuación la de paso. Algo a considerar son las conexiones con los distribuidores de 2 y 4 boquillas. Se recomienda un adaptador de 2 o 4 tomas, según el caso, luego de la válvula de paso, siendo esta última la que controle la apertura y cierre de estas tomas. Las mangueras con acoples rápidos son de gran ayuda en este caso, permitiendo conexiones sencillas y prácticas.

Tacómetro y Termómetros

Se pueden instalar todos ellos en la parte frontal de la mesa principal, a excepción de los termómetros para las salidas del tubo. Pueden ser de forma horizontal o inclinada hacia atrás, para mejorar la visión del operador. Aquí se puede hacer una variación referente a la conexión, prefiriéndose en éste tramo un segmento de tubería de cobre, para dar alineación y rigidez al conjunto de todos ellos.

Tubo Vortex

En el capítulo precedente a éste, ya se indico la forma de ensamblar todo el cuerpo del tubo, incluido el apoyo principal de éste; además, se determino su ubicación sobre el altillo del banco.

Con los extremos libres, es fácil montar y desmontar los distintos tipos de distribuidores, además de maniobrar la válvula reguladora de flujo. Para mayor seguridad, se recomienda sacar el tubo entero del apoyo, pues en los distribuidores se encuentran los machos de los acoples rápidos, que por algún motivo se pueden golpear y romper. Las conexiones de las salidas tampoco presenta problema, pues también se adaptó acoples rápidos tanto en la pantalla fría como en la válvula de compuerta del extremo caliente.

En caso de dar mayor estabilidad al tubo, se recomienda colocar dos pequeños husillos, uno para cada contacto, capaz de que se inserten en una pequeña guía practicada en el interior de los apoyos. Esto permite, al momento de ajustarlos, no deslizarse ni girar cuando se introduzca el aire al interior.

Termómetros de Salida

Tienen una instalación diferente al de entrada, pues se ubican en el trayecto del los chorros a los rotámetros. Como esta conexión también es por mangueras, éstos no tienen la estabilidad necesaria para su lectura. Se recomienda fijarlos en los mismos estribos verticales colocados en el banco, y utilizar una adaptación, ramificación tipo T, de boquilla de tubo de cobre, capaz de que se pueda insertar fácilmente en la manguera.

Rotámetros

Estos van situados en el extremo de los estribos verticales, sujetos fijamente pero dando libertad tanto para desmontarlos como para conectarlos. Puesto que ambos traen entradas roscadas de $\frac{1}{4}$ ", no se presenta dificultad para su conexión con las respectivas mangueras.

CAPITULO 7

7. TIPO DE PRUEBAS Y RESULTADOS FINALES A OBTENER

A partir de ahora, se está en condición de utilizar el banco para el fin que fue creado. Un buen armado y afinación del equipo garantiza un buen funcionamiento, llevando a obtener pruebas y resultados fiables.

En el capítulo 2, los antecedentes sobre el desarrollo del tubo vortex de los diferentes autores describen varias hipótesis y teorías sobre su naturaleza, pero en lo que la mayoría concuerdan, es en los tipos de pruebas realizadas y la clase de resultados que arrojan.

El vínculo que une a todas estas teorías es la energía calorífica obtenida por la expansión de aire comprimido dentro de un tubo, lo que implica dos tipos de variables en el proceso: el caudal y la temperatura del aire, siendo la presión otro parámetro importante.

7.1 Variaciones de Temperatura y Caudal

En los primeros trabajos realizados por Ranque y Hilsch, ya se noto un interés por las variaciones de temperaturas obtenidas en el desarrollo del torbellino dentro del tubo. Las variables que se manejaron para explicar éste fenómeno partían desde el tipo de fluido a la forma del tubo. En estudios posteriores, éstas se fueron depurando hasta tener una variable común en los resultados.

Variables y Relaciones

Puesto que el tubo recibe aire a una presión inicial, las salidas manejan diferentes cantidades, reguladas por una válvula que controle el paso de estos flujos al exterior, obteniendo siempre un caudal de aire con diferente tipo de energía calorífica; siendo entonces el caudal y temperatura del aire las dos variables básicas de la relación que muestran las características del proceso de separación de energía, sin embargo no es necesariamente la única relación para representar las capacidades y eficiencias de sistemas vortex.

Últimos estudios, realizados por Stephan y Lin (2, 3, 4) entregan de manera más clara el comportamiento y desarrollo de un tubo vortex en función de estas dos variables, las cuales sirven como referencia para éste trabajo. Stephan entrega, como resultado principal, valores de

temperatura ΔT_c , en función de la variación de μ , en forma de curvas, con valores de p_0 como parámetro de lectura, apéndices A y E. Además, su estudio trata de estandarizar el comportamiento de varios tubos con diferente medio de trabajo, pero de geometría similar.

Por su parte, Lin vincula, en forma parecida a la anterior, la variación de temperatura con la relación de presiones a través de las boquillas, p_i/p_0 , apéndice B. Considerando el análisis particular que tiene el distribuidor de aire, presenta un resultado más apreciable al observador; aunque un poco más laborioso de conseguir, pues las boquillas presentan una forma de reductor para dar el efecto mencionado en la presión de entrada.

Estos resultados representan, el mismo comportamiento obtenido del funcionamiento del tubo, en idénticas condiciones de operación, y son las formas más sencillas y prácticas de expresar su desarrollo¹⁵. Este diseño presenta la característica de adoptar fácilmente este tipo de pruebas, con resultados de la forma $\Delta T_c - \mu$, de la expresión

¹⁵La mayoría de tubos comerciales traen en sus hojas técnicas este tipo de gráficos para indicar su comportamiento durante el trabajo, como es el caso de la marca HILTON, apéndice W, cuya curva se asemeja a los resultados encontrados por los investigadores, y que bien podría ser un modelo real y práctico para nuestra grafica de resultados a obtener.

$$\Delta T_c|_{p_0} = f(\mu) \quad 7.1$$

o de la forma $\Delta T_c - p_i/p_0$, para la relación

$$\Delta T_c|_{p_0} = f\left(\frac{p_i}{p_0}\right) \quad 7.2$$

Como dijimos, estas curvas, similares a los apéndices indicados, no son dificultosas de obtener, teniendo que realizar un análisis térmico de cuerpo, considerando como tal al estado del gas dentro del tubo. En el caso de la segunda expresión, se representaría mejor con un análisis de fluido dinámico dimensional, considerando forma y tamaño del distribuidor.

En este caso, una gran ayuda¹⁶ es tomar el modelo del análisis hecho por Ahlborn (6), quien comparte el mismo sentido de las ideas de Stephan y Lin, es decir, el intercambio de energía calorífica entre dos regiones del gas dentro del tubo por fricción de un fluido viscoso, que lo mencionó Hilsch; pero además, él lo atribuye a la transición calor-

¹⁶No es que se deje de lado el análisis de los dos anteriores, sino que éstos presentan un análisis dimensional complejo (2, 3, 5) que resulta un poco difícil asimilarlo a primera instancia para pruebas de este tipo, orientándose mejor por un método más práctico y simple para un fluido, como es el dinámico.

movimiento, es decir, calentamiento por conversión de energía cinética en calor y enfriamiento por conversión de energía calorífica en movimiento.

Los modelos analíticos conocidos se basan en una ecuación de balance térmico simple entre dos cuerpos de gas de energía calorífica distinta. Aquí se asume que el calentamiento y enfriamiento son dos procesos intrínsecamente separados, pero conducidos por la misma energía cinética del flujo de entrada.

Debe existir algún enlace de ambos flujos de salida a través de campo de presión, además de la conducción térmica y viscosidad. Esto indica analizar por separado la conservación de energía del medio, sea en forma de calor o de movimiento. En esta última, se debe usar un balance de momentum para relacionar la velocidad del flujo con la dinámica axial y radial, controlando el flujo de masa en las dos salidas por la conservación de masa.

Para iniciar, se asume un modelo de flujo cilíndrico. A partir de la entrada del aire, se produce una expansión radial y axial del campo de presión dentro del tubo, figuras 2.7 y 2.8, pudiendo predecir la formación de capas en forma de arroyo turbulento o remolino,

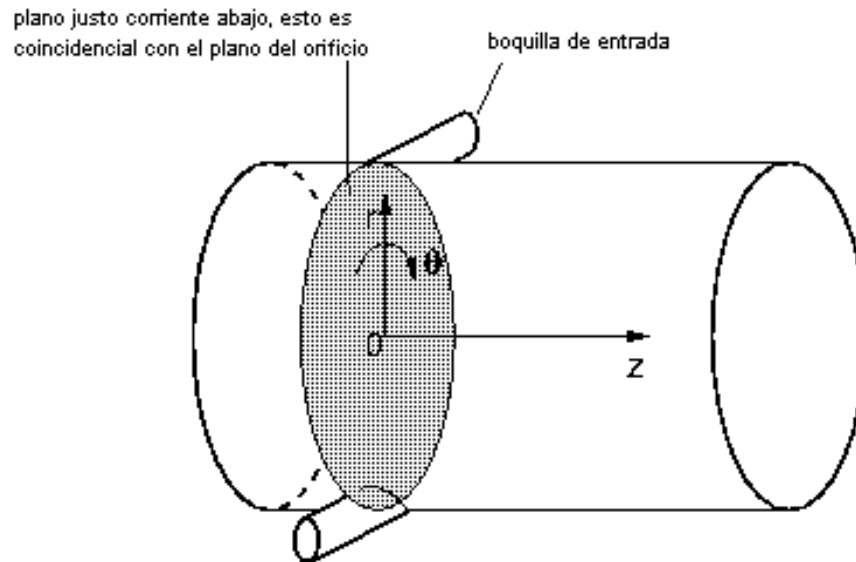


Figura 7.1: Coordenadas cilíndricas en el plano de entrada.

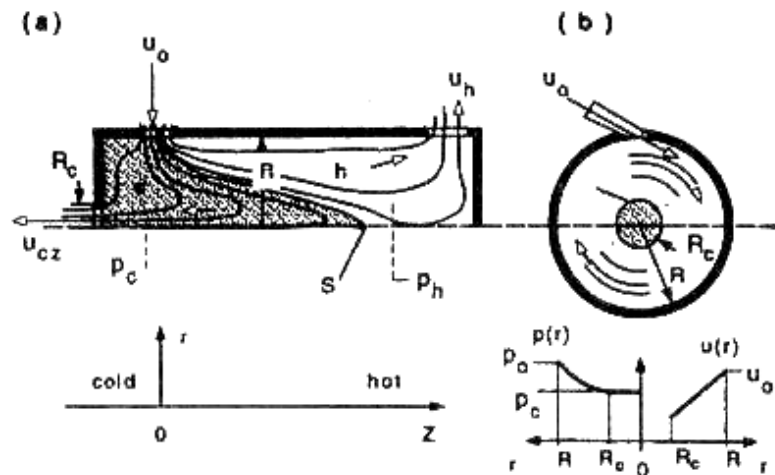


Figura 7.2: División del gas dentro del tubo vortex. *Corte longitudinal (a), y transversal (b) mostrando ejes, capas, salidas, el punto S y la distribución de presiones y velocidades.* (Tomado de referencia [6])

representadas por líneas de flujo. Se toma un sistema de coordenadas cilíndricas (r, θ, z) , figura 7.1, con su origen en el plano de entrada.

Para mejorar la separación de temperaturas¹⁷, la salida fría debe situarse cerca de la entrada. Recordando la definición de fracción fría como

$$\mu = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_0} \quad 3.4$$

se deduce que

$$\dot{m}_c + \dot{m}_h = \dot{m}_0 \quad 7.3$$

y

$$p_0 > p_{hcono} > p_c \quad 7.4$$

por encontrar la expansión del aire un punto muerto de obstrucción en la punta del cono de la válvula reguladora de flujo. Como tratamos por separado los cuerpos de aire, figura 7.2, se explica bien la asunción de la división por medio de la capa límite y el punto S, nombrados anteriormente, indicando los componentes que se hallan dentro de

¹⁷Hay predisposición sobre la ubicación de la entrada respecto a la longitud del tubo. Hilsch proponía ubicarla a $\frac{1}{3}$ desde la salida fría, independiente de la geometría del tubo. Ahlborn propone ubicarlas casi juntas, mientras que la salida caliente un poco más alejada, aproximadamente a $z_h/R > 10$.

ellos, como velocidades, u , presiones, p , y áreas de entrada y salida, A , por medio de los agujeros. Por estudios antecesores, se puede predecir que esta capa se encuentra en dirección de la expansión del flujo, entre el plano de entrada y las cercanías del extremo caliente, comenzando a desarrollarse casi en la salida de las boquillas. Esto indica la posibilidad de que la superficie de separación pueda ser turbulenta a pequeña escala.

Volviendo al modelo planteado, la velocidad del flujo para la entrada y salidas, de acuerdo a las coordenadas establecidas, sería

$$u_0 = u_{0r} + u_{0\theta} + u_{0z} \quad 7.5$$

donde

$$u_{0r}^2 + u_{0\theta}^2 = u_0^2 \quad 7.6a$$

y

$$u_c = u_{cr} + u_{c\theta} + u_{cz}, \quad u_h = u_{hr} + u_{h\theta} + u_{hz} \quad 7.6b$$

Retomando la figura 7.2, la parte (b) muestra la sección del tubo, donde R corresponde al radio del tubo, y también de entrada, mientras que R_c corresponde a la salida fría. Del estudio realizado por Lay (6), se predice que el flujo a $z = 0$ rueda en sus capas externas, $r > R_c$,

parecido más a un cuerpo sólido, teniendo perfiles radiales lisos de presión y velocidad. La presión a $r = R$ se asume igual a p_0 y en el rango $0 < r < R_c$, aproximadamente igual a p_c , por la cercanía de la salida fría. No se puede afirmar que el flujo interno a $r < R_c$ sea totalmente rotatorio, ya que debe haber un movimiento en la dirección z que permita la descarga del aire frío hacia fuera.

Algo concluyente e importante de considerar son las características de los caudales máscicos. A la entrada, el aire entra con una presión p_0 relativamente alta, al igual que su velocidad u_0 . En la salida fría, la presión p_c es considerada menor que p_0 , pero con una alta velocidad u_c . En la salida caliente, ocurriría lo contrario en la boca misma, pasando el vértice del cono. Ya que se trata de una apertura mayor con una descarga masiva, la presión p_h en ése punto es muy baja, considerada igual a p_{atm} ; obteniéndose

$$u_h^2 \ll u_0^2 \quad 7.7$$

con lo que se asumiría el valor de u_h . Con esto ya tendríamos medios para calcular los caudales máscicos, así como los caudales obtenidos, dependiendo de la presión de entrada que se suministre. Este análisis del modelo planteado por Ahlborn, presenta la particularidad de poder

comparar resultados con los datos experimentales tomados del banco, por medio de los instrumentos de medida, tanto de temperatura, presión y caudal del aire en las dos salidas.

7.2 Comparación de Potencia Frigorífica

La cantidad de frío producido por el tubo vortex no es posible de comparar con el producido por una máquina frigorífica, tanto por su naturaleza como por su potencia.

De esta última, en el capítulo 2 se presentó una expresión para su eficiencia, considerando al tubo como un dispositivo para producir frío, la cual se define como la relación de la cantidad de frío obtenido del trabajo adiabático gastado por la compresión del aire, tal como se presenta su formulación.

$$\eta_1 = \frac{c_p (T_0 - T_c)}{c_p T_0 \left[\left(\frac{p_0}{p_e} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]} \quad 7.8$$

Otra manera más práctica de obtener un coeficiente de rendimiento o eficiencia(1), es relacionar directamente la potencia frigorífica del tubo, Q_c , y la potencia absorbida del compresor, $P_{comp.}$, es decir

$$\eta = \frac{Q_c}{P_{comp.}} \quad 7.9$$

que a diferencia de la expresión 7.8, es menos formal y no necesita analizar el ciclo adiabático que realiza el aire dentro del tubo¹⁸.

Esto indica calcular el calor disipado, que es otra forma de representar la capacidad frigorífica, de manera directa a través del flujo de aire frío obtenido, \dot{m}_c , y la diferencia de temperatura ΔT_c producida por el efecto Ranque-Hilsch, a una presión de entrada constante

$$Q_c = \dot{m}_c c_p (T_0 - T_c) \quad 3.1$$

o en función de la fracción fría, μ , con lo que se tendría

$$Q_c = \dot{m}_0 \mu c_p (T_0 - T_c) \quad 3.2$$

Esta cantidad de energía calorífica extraída de una parte del flujo de

¹⁸Recordemos que la relación entre la potencia frigorífica y la mecánica es
1 Ton. Refrig. = 12 000 Btu/hr = 3.5 kW = 4.72 HP

aire para entregar la otra porción a mayor temperatura, es comparable relativamente con la forma de presentar la cantidad de frío extraída por una maquina refrigeradora, más no en su cantidad.

Recordemos que las eficiencias conseguidas por artefactos que utilizan el tubo vortex como medio enfriador, como término más adecuado que el de refrigerador, están en un promedio del 10% al 15%, pudiendo llegar en tubos de gran eficiencia a un valor entre 20% y 25% (7, 9), pero operado a elevadas presiones de entrada y grandes caudales de gas o aire.

CAPITULO 8

8. ANALISIS ECONOMICO DEL EQUIPO

Realizar a cabo este proyecto, demanda una inversión que a la par, debe significar una optimización de recursos y equipos destinados al empleo dentro de los laboratorios. Por ello, el análisis de los montos parciales y totales estimados para el mismo, se presentan en detalle de su descripción, dividiendo al equipo total en conjuntos o grupos.

1^{er} Grupo: Equipo de Aire Comprimido, Instrumentos y Accesorios

Puesto que se trata de elementos seleccionados directamente de una existencia de productos normales en la industria, estos no ofrecen dificultad alguna al momento de asignar su valor comercial; por esto es mejor ubicarlos como un solo conjunto adquisitivo. Los que componen este grupo son:

Compresor

De 3 HP, 90 galones y 30 CFM a 125 psi; características ya detalladas en los capítulos 4 y 5.

Drenador de Líquidos

Para agua condensada, con presión de operación máxima de 121 psi y una evacuación de 1/8", también detallada en los capítulos 4 y 5.

Válvula Reguladora de Presión

Para aire comprimido, de 15 - 250 psi para la entrada y 50 - 140 psi para la salida, descrita igual que los anteriores.

Válvulas de Paso

Dos unidades, tipo compuerta, con medida de 3/8" y 3/4", para paso del aire desde el compresor al tubo y a la salida de éste, respectivamente.

Manómetros y Termómetros

Un manómetro, de 0 – 60 psi, para la entrada, al igual que un termómetro bimetalico, de -5 – 50 °C; más, dos termómetros para las salidas, de -20 – 90 °C cada uno, como se describió en su momento en los capítulos 4 y 5.

Rotámetros

Dos, una para cada salida del tubo; aquí se debe ser muy estricto con sus especificaciones técnicas¹⁹, como son modelo y rangos indicados en el capítulo 5, pues constituyen los instrumentos más sensibles y delicados de todo el banco, por lo que su valor representa también la mayor parte.

Mangueras de Alta Presión y Acoples Rápidos

Por la distribución del equipo, y dimensiones del banco, se estima una cantidad de 12 m de manguera de $\frac{3}{8}$ " , como la utilizada en todo el montaje, con conexiones desde el compresor hasta los rotámetros. En la descripción del diseño, los acoples rápidos se ubican desde la toma del compresor, el circuito de instrumentos del banco, la conexión a los diferentes tipos de distribuidores y número de boquillas, salidas del tubo a los termómetros y la unión a los rotámetros.

Esto lleva a un número aproximado de 20 juegos de acoples rápidos de $\frac{1}{4}$ " para todas las conexiones, pudiendo variar esta cantidad de acuerdo a la utilidad que se den a los machos y hembras de cada uno de ellos.

¹⁹Recordemos que el de la salida caliente tiene una temperatura máxima de trabajo de 80°C a 290 psi y una presión máxima de trabajo de 440 psi a 35°C, mientras que para la fría, por referencia del catálogo, es de 75°C a 290 psi de temperatura y 440 psi a 30°C de presión, respectivamente.

Todos estos elementos se indican en la tabla 5, donde a más de los valores unitarios de ellos, se ubica un monto parcial para este grupo.

Tabla 5: Costos unitarios y monto parcial del 1^{er} Grupo.

Descripción	Cant.	Costo Unit. (USD)	Costo Parcial (USD)
Compresor	1 u	515.2	515.2
Drenador de Líquidos	1 u	211.3	211.3
Válvula Reguladora de Presión	1 u	415.2	415.2
Válvulas de Paso	2 u	4.9	9.8
Manómetros	1 u	8.1	8.1
Termómetros	3 u	42.0	126.0
Rotámetros	2 u	705.6	1411.2
Manguera de Alta Presión	12 m	2.8	33.6
Acoples Rápidos	20 u	4.5	90.0
Sub-Total:			2820.4

2^{do} Grupo: Tubo Vortex

Este rubro comprende enteramente el tubo vortex, desde la adquisición de los materiales hasta los tratamientos térmicos y el soporte para su anclaje al banco.

Materiales

Básicamente, comprenden tres tipos: tubo de $\frac{3}{4}$ ", acero SAE 1018 y acero A 36. El detalle de estas cantidades de material, además de sus costos según las unidades comerciales, se ve en la tabla 6. Hay que indicar que estos corresponden a una estimación bruta, sin considerar los desperdicios, que son las cantidades indicadas en cada plano.

Tabla 6: Cantidad de material empleado en el tubo vortex y costos.

Descripción	Cant. (kg)	Costo U. (USD/kg)	Costo P. (USD)
Tubo $\frac{3}{4}$ "	0.61	0.98	0.60
Acero SAE 1018	52.9	1.49	78.82
Acero A 36	0.63	0.80	0.50
Sub-Total:			79.92

Tubo de Acero

Primer elemento del tubo vortex general; de tubo sencillo y rectificado en su interior, según especificaciones de su diseño. Aunque su pedido es por longitud, se hace una relación con su peso para igualdad de unidades.

Acero SAE 1018

Destinado para las otras partes mecanizadas integrantes del tubo, en barras de 4", 2" y 1½", en segmentos con tamaños que se indican en los planos correspondientes a ellos, en el capítulo 5.

Acero A-36

El más común y conocido nuestro, en plancha de 5 mm para el apoyo principal, según su plano correspondiente; su porcentaje es relativamente pequeño pero indispensable al momento del anclaje del tubo.

Mecanizado de Piezas

Por consejos de fabricantes, se trata de la realización de un equipo, con trabajo de precisión, para lo cual se estima un costo de 30 USD/hr solo de mano de obra, en el trabajo neto de las piezas, que incluye desde el corte y preparación del material hasta el acabado superficial de cada una, de aproximadamente 15 piezas resultantes, incluido el soporte principal; estimando para todas ellas un tiempo y valor neto de mecanizado, como se ve en la tabla 7.

Además, hay que considerar el tratamiento térmico y protección superficial proyectados a todo el tubo, como es el cementado y niquelado

Tabla 7: Tiempos y valores de mano de obra en el mecanizado de piezas del tubo vortex.

Descripción	Tiempo U. (min/u)	Tiempo P. (hr)	Costo P. (USD)
Corte	5	1.25	37.5
Preparación	15	3.75	112.5
Trabajo	100	25	750.0
Sub-Total:			900.0

fuerte, debido a la abrasión a que serán sometidas por parte del aire. Estos procesos son siguiendo este orden, debido a las altas temperaturas, cerca de 800 °C para el uno y 400 °C para el otro, que ellas involucran y así evitar inconvenientes y desperfectos posteriores. No existe incompatibilidad de un proceso al otro, pues el cementado alcanza los sitios que el niquelado no lo consigue,

Para el cromado fuerte, los centros especializados que lo realizan facturan un valor de 0.20 USD/cm², ó 5 USD por cada elemento si este no completa su respectiva área. En cambio, para el cementado se cotiza un

valor de 2.5 USD/kg ó 5 USD si las piezas no llegasen a este peso. Esto nos entrega un marco de valores como el que indica la tabla 8.

Tabla 8: Valores de tratamiento térmico y protección superficial del acero.

Descripción	Cantidad	Costo Unit. (USD)	Costo Parcial (USD)
Cementado	4389.8 cm ²	0.2 c/cm ²	877.96
Cromado Duro	47.05 kg	2.5 c/kg	117.63
Sub-Total:			995.59

Resumiendo todos estos sub-totales, obtenemos el valor total del tubo vortex en el segundo grupo, como una unidad independiente dentro del equipo general, como lo indica la tabla 9.

Tabla 9: Valores individuales y parcial del 2^{do} Grupo.

Descripción	Sub-Totales (USD)
Material	79.92
Mecanización de piezas	900.00
Tratamiento y Protección	995.59
Sub-Total:	1 975.51

3^{er} Grupo: Estructura de Apoyo

Este es independiente de los anteriores y lo compone básicamente el banco. En el capítulo 5, también se dio detalles sobre su realización.

No requiere de mucha laboriosidad, pero si debe prestar la estabilidad adecuada para el anclaje y funcionamiento del equipo. Por esta razón la elección de ángulo perfilado de gran medida, L 50x5 y L40x4, ya que su peso a más del anclaje al piso cumple con este requisito. La tabla 10 desglosa sus componentes, incluidas las cubiertas, como el valor de ellos, además del monto final.

Tabla 10: Valores individuales y parcial del 3^{er} Grupo.

Descripción	Cant. (u)	Costo U. (USD/u)	Costo P. (USD)
Angulo Perfilado, L 50x5 y L 40x4	35.31 kg	1.51	53.32
Cubiertas de Madera	1 u	15.00	15.00
Producción	35.31 kg	0.85	30.01
Sub-Total:			98.33

Establecidos los montos parciales de cada grupo, tenemos el monto final de todo el equipo completo, que se detalla en la tabla 11.

Tabla 11: Porcentajes de valores y monto total del equipo.

Descripción	Porcentaje (%)	Sub-Total (USD)
1 ^{er} Grupo	57.63	2 820.40
2 ^{do} Grupo	40.36	1 975.51
3 ^{er} Grupo	2.01	98.33
TOTAL (USD):		4 894.24

El resultado del monto total es de 4 894.24 USD, del cual, el primer grupo, compresor e instrumentos, es el de mayor porcentaje, aproximadamente 58%. Dentro de éste, los elementos de mayor valor son los rotámetros, con un 50% del sub-total; e aquí la importancia de su selección y cuidado.

Como es de esperarse, el segundo parcial importante corresponde al mismo tubo vortex, con 40% del global, no muy alejado del primero. Aquí, la producción y tratamientos de las piezas ocupan casi la totalidad, 96%; esto debido al carácter de equipo que se le da al dispositivo.

En menor porcentaje, 2%, se encuentra el banco, no por esto el de menor importancia, pues sin ésta estructura, no es posible la conformación y operación de todo el equipo de pruebas.

CAPITULO 9

9. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Terminado el diseño del banco, es posible apreciar su importancia dentro del ámbito académico, pues el mismo permite estudiar en un futuro la naturaleza y efectos del fenómeno Ranque-Hilsch, para lo cual se cuenta con un medio físico donde experimentar y probar las hipótesis planteadas. La recomendación principal es justamente la construcción y realización de este banco, pues pasaría a formar parte de los medios didácticos dentro de los laboratorios de la ESPOL, incrementando los ya existentes.

Justamente éste es el primer beneficio del presente trabajo, pues tiene la ventaja de entregar en forma detallada los componentes del equipo, desde la presentación misma del tubo vortex y sus características, hasta las dimensiones específicas del tubo y estructuración del banco. El diseño entrega pautas para su fabricación, incluyendo aspecto, normas de instalación y funcionamiento, además de tipos de pruebas conseguidas

por medio de la separación de energía en la expansión del aire dentro del tubo.

Tubo Vortex

Precisamente, la primera conclusión que salta a la vista es la simplicidad del dispositivo, pues se trata prácticamente de un tubo anclado fijamente a un banco. Este presenta una forma y diseño particular, aunque no tan complejo en su estructura básica²⁰. Las especificaciones que presenta son basadas en estudios preliminares, con lo cual se consigue un chorro de aire frío, como primer objetivo, de alrededor de -30°C a una presión de operación de 5 bar; éste valor es tomado como una referencia estándar²¹ de un funcionamiento normal del tubo, consiguiéndose valores menores de temperatura reduciendo la presión de entrada.

Cabe indicar que el chorro de aire caliente presenta poco interés aquí, pero no por ello se debe despreciar su presencia, pues con el se obtiene

²⁰Quizá los separadores ciclónicos de involuta sea parecidos en su forma y operación, pero aquellos no consideran el efecto enfriador como objetivo.

²¹Recordemos que para el diseño se tomo como referencia una presión de 7 bar de entrada como máxima, con un caudal de 10 CFM como de operación; con lo cual se obtendría fácilmente una temperatura por debajo los -40°C en la salida fría.

la potencia frigorífica nominal del tubo, señalando que la eficiencia térmica del mismo es aproximadamente del 10% al 15%, en comparación con un refrigerador o equipo de aire acondicionado como artefactos refrigerantes convencionales, los cuales sobrepasan el 50% de eficiencia. Pero en contra parte, presenta otras ventajas, en especial de aplicación, operación y mantenimiento, como se observo en el capítulo 2.

Equipo Experimental y Pruebas

A parte del tubo vortex, como elemento principal, el banco incluye otras partes e instrumentos, con los cuales se completaría el funcionamiento y control del banco.

Desde el compresor, que suministra el flujo de aire comprimido, hasta los termómetros y el manómetro, pasando por las válvulas y el drenador, todas ellos cumplen un papel primordial al momento de la operación del banco. Una observación especial merece el manejo de los rotámetros²², pues con ellos se miden los caudales a las salidas, los cuales consiguen expresar resultados en función de la relación entre las diferencias de

²²En diferentes estudios que utilizaron este tipo de medidores, aconsejan la adaptación de un medio tanto de protección como de rectificación, siendo un intercambiador de calor una solución práctica para el mismo, pero este puede presentar el inconveniente, sino se procede con el cuidado que merece, de influenciar en los caudales de salida como en la potencia y eficiencia del tubo lo cual queda a expensas del planteamiento propuesto, como en éste caso.

temperaturas, ΔT_c y ΔT_h , y la fracción fría del aire, μ , tomando la presión de entrada, p_0 , como el parámetro operacional. Otra forma de resultados presenta la relación entre la proporción de presiones a través de los inyectores, p_i/p_0 , y las temperaturas de salida, que al igual que el caso anterior, indica el comportamiento del tubo, tomando preferencia por una u otra forma de pendiente de la conveniencia y facilidad que ofrezcan.

Referente a la potencia frigorífica, una gran ayuda es el cálculo de la eficiencia del tubo vortex, pues, de acuerdo a la ecuación

$$Q_c = \dot{m}_c c_p (T_0 - T_c) \quad 3.1$$

ó

$$Q_c = \dot{m}_0 \mu c_p (T_0 - T_c) \quad 3.2$$

el calor disipado a la salida del aire frío, Q_c , tiene una expresión en Btu/hr ó kcal/hr, los cuales tienen un equivalente en vatios²³, con lo cual se tienen una unidad equiparable con el consumo eléctrico del compresor, que es el único componente del equipo que tienen un gasto de energía al entregar el flujo de aire comprimido al tubo y permitir su funcionamiento.

²³En equivalencia de unidades, 1kW = 819.18 kcal/hr = 3414.4 Btu/hr

Montos y Costos

El banco integral, con el equipo completo, presenta como en todo caso, un monto inicial de inversión, pues considerando la finalidad con la que se proyecta el diseño, éste representa un bien apreciable para la institución.

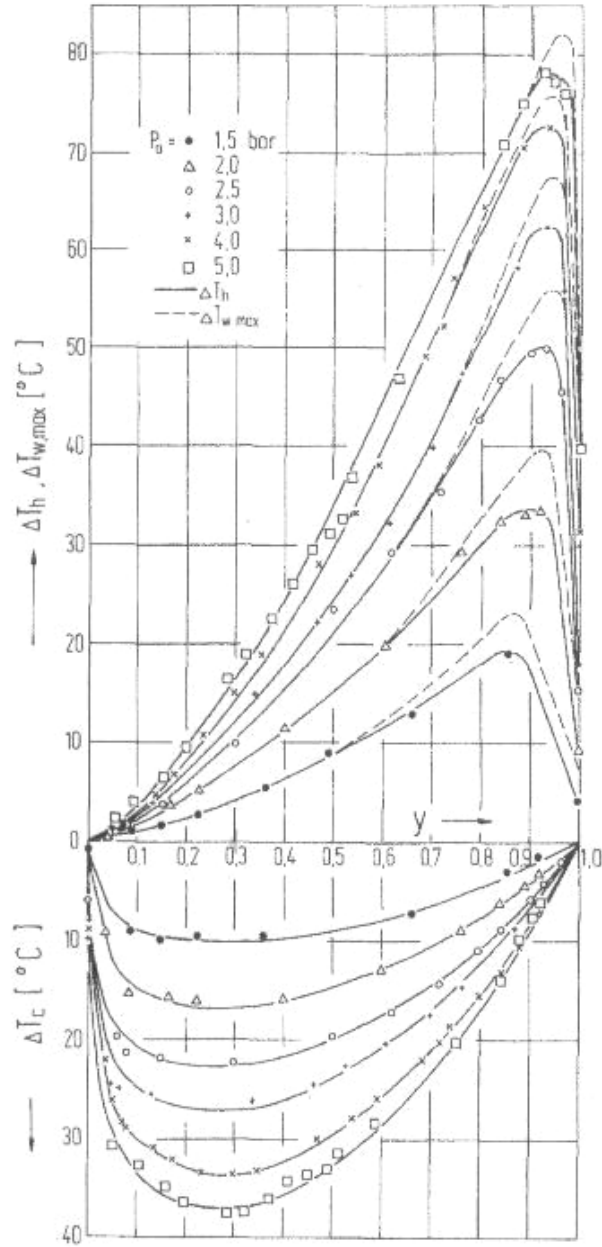
Los costos indicados son correspondientes a todo el conjunto, incluyendo partes y accesorios, además de la realización tanto del tubo, con todas las especificaciones y normas señaladas, como del banco propiamente dicho.

Como se menciono oportunamente²⁴, los mayores valores corresponden a los equipos e instrumentos adicionales del banco, a parte del costo que significa la elaboración completa del tubo vortex, los cuales llegan prácticamente a significar el 98% del monto general establecido para el banco, que es de 4 894.24 USD. Se aconseja incrementar éste último en un 10% como monto adicional para evitar inconvenientes presupuestarios en el financiamiento del banco, lo que arrojaría un valor de 5 383.66 USD como el monto final estimado para todo el banco experimental.

²⁴Similar a los valores del compresor, accesorios e instrumentos entregados por diferentes casas comerciales especializadas, el valor correspondiente al tubo vortex se obtuvo por indicaciones de talleres y centros de tratamientos metálicos, con los cuales se tuvo contacto al momento de su diseño.

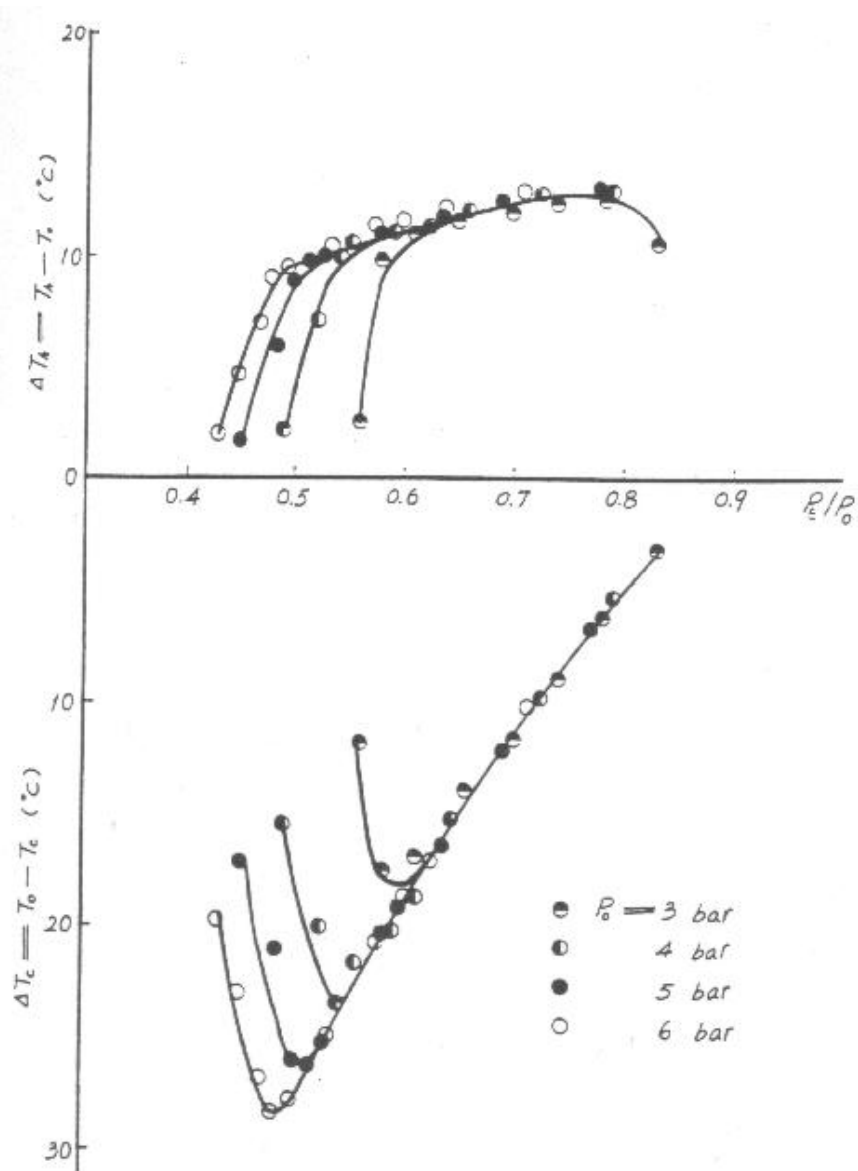
APENDICES

APENDICE A



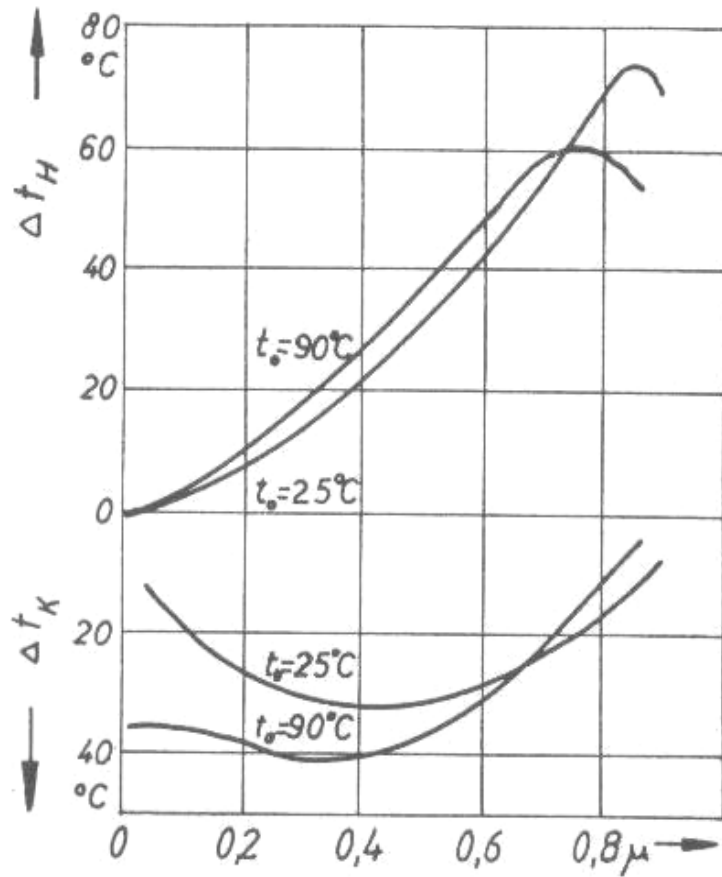
Comportamiento del tubo vortex dado por Stephan que muestra la diferencia de temperatura, ΔT_c , ΔT_h , en función del flujo de masa fría, y ó μ , con la presión de entrada, p_0 , como parámetro. (Tomado de referencia [2])

APENDICE B



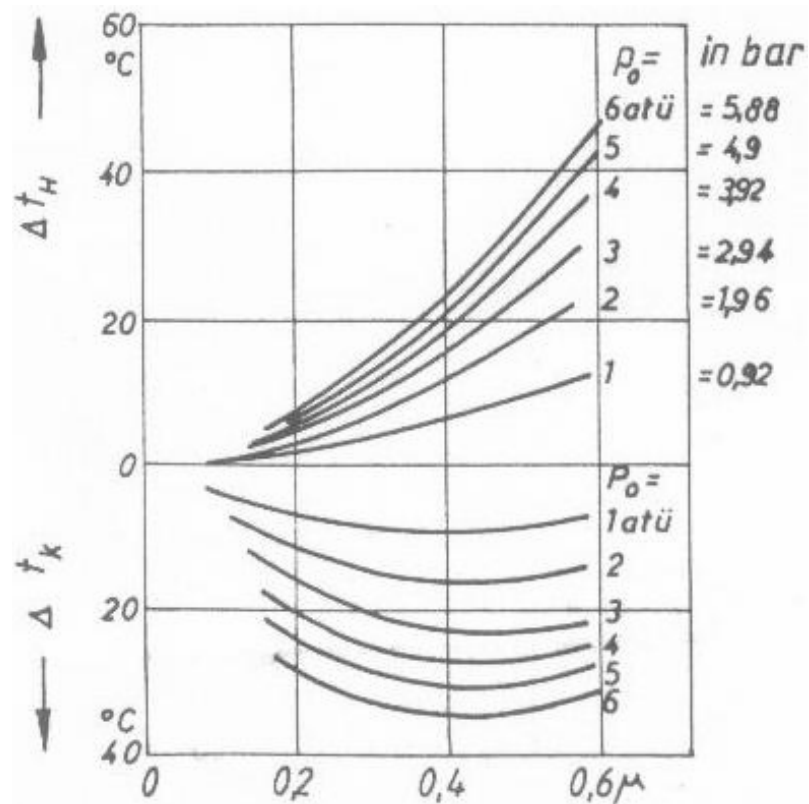
Elevación de temperatura del aire caliente, ΔT_h , y decaimiento de la temperatura del aire frío, ΔT_c , según Lin, como función de la proporción de presión de entrada, p_e/p_0 , y la presión de entrada p_0 como parámetro. (Tomado de referencia [5])

APENDICE C



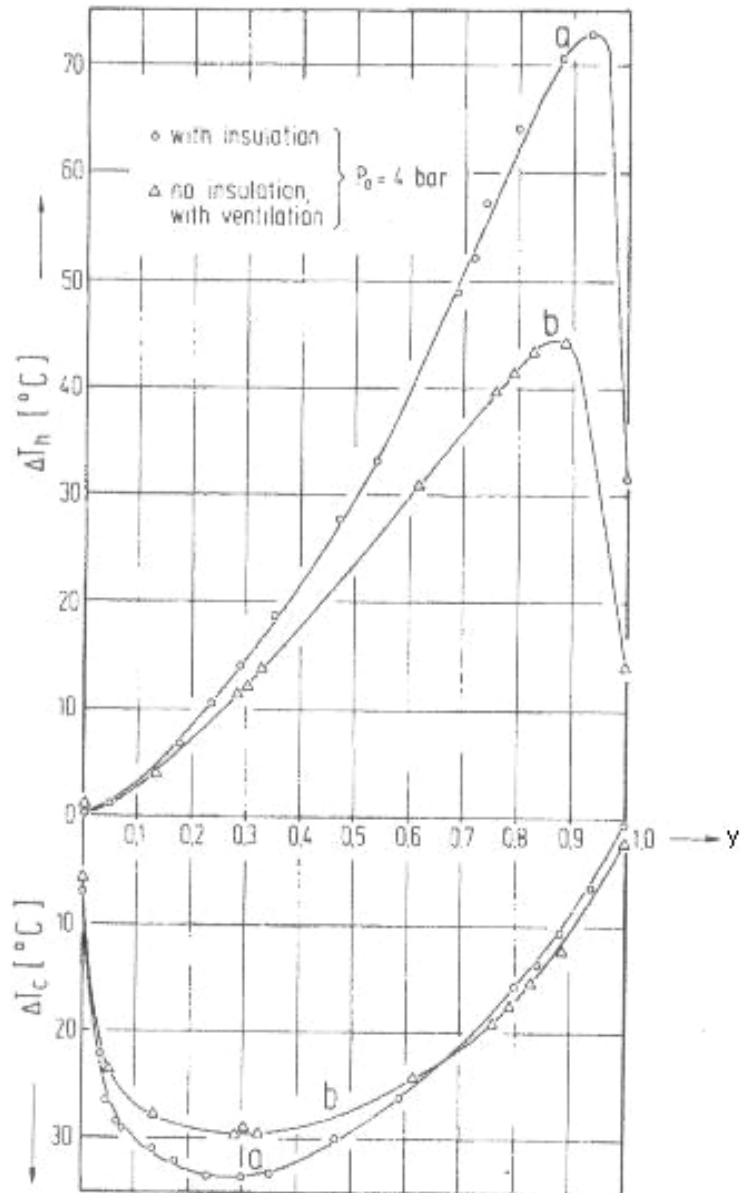
Influencia de la temperatura de entrada, T_0 , en la separación de temperaturas en un tubo vortex operado con aire; estudio desarrollado por Else y Hoch. (Tomado de referencia [4])

APENDICE D



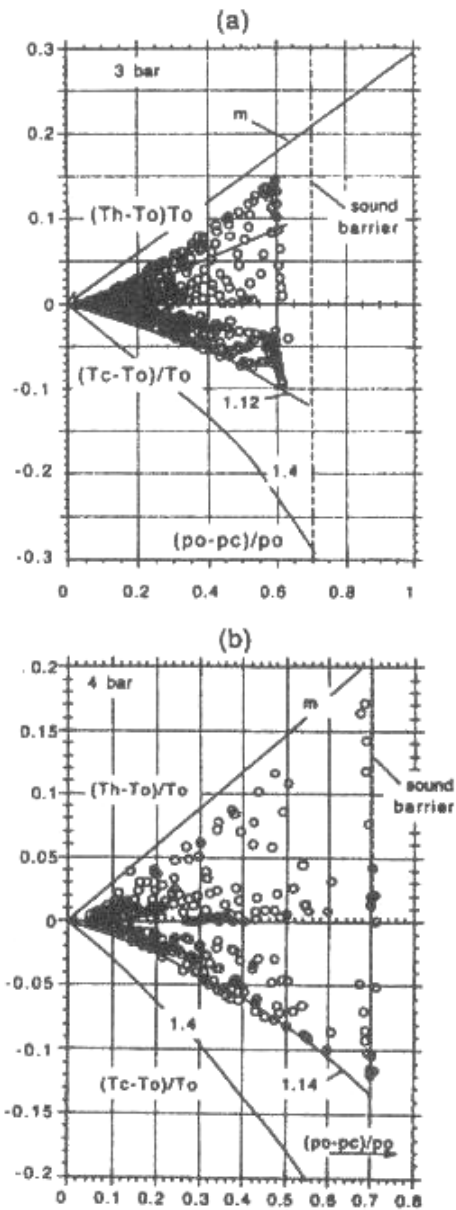
Influencia de la presión de entrada, p_0 , en la separación de temperaturas, en pruebas realizadas con aire a $T_0 = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$; estudio desarrollado por Else y Hoch. (Tomado de referencia [4])

APENDICE E



Comparación realizada por Stephan, de la diferencia de temperatura, ΔT_c , entre un tubo aislado (a) y otro ventilado (b). (Tomado de referencia [2])

APENDICE F



Rango de operación del tubo vortex, determinado por Ahlborn, limitado a la derecha por la “barrera de sonido” a $X = 0.7$, el valor indicado en la línea m, arriba; y, por el valor adiabático 1.4, abajo. Valores tomados a presiones del plano de entrada a (a) 3 bar y (b) 4 bar. (tomado de referencia [6])

APENDICE G

SAE 1018*

Eje de Transmisión

Tolerancia: H9 – H11

GENERALIDADES: Acero de bajo contenido de carbono

ANALISIS TIPICO:

	C	Mn	P	S
SAE 1018	0.15 – 0.20	0.60 – 0.90	≤0.010	≤0.050

PROPIEDADES MECANICAS: Suministrado laminado en frío

Propiedad	
Esfuerzo de cadencia, kg/mm ²	mín. 49
Resistencia a la tensión, kg/mm ²	mín. 57
Elongación, A5	20%
Reducción de área, Z	57%
Dureza	163 HB

APLICACIONES: Donde se requiera aplicaciones con cargas mecánicas no muy severas, pero con ciertos grados de tenacidad importantes como por ej.: pernos y tuercas, piezas de máquinas pequeñas, ejes bujes, pasadores, grapas, etc. Factible de cementación con buena profundidad de penetración debido a su alto contenido de manganeso. Excelente soldabilidad.

MEDIDAS EN STOCK: Redondo

inch	3/8	1/2	5/8	3/4	7/8	1	1 1/8	1 1/4	1 3/8	1 1/2	1 3/4	2
kg/m	0.6	1.0	1.6	2.7	3.0	4.0	5.0	6.2	7.5	8.9	12.2	15.9
	2 1/4	2 1/2	2 3/4	3	3 1/4	3 1/2	3 3/4	4	4 1/2	5	5 1/2	6
	20.1	24.8	30	35.8	42	48.7	55.9	63.6	80.5	99.4	120.2	143.1

* Tomado del MANUAL DE ACEROS AL CARBONO, IVAN BOHMAN C.A., 1999

APENDICE H

APENDICE I

APENDICE J

APENDICE K

APENDICE L

APENDICE M

APENDICE N

APENDICE O

APENDICE P

APENDICE Q

APENDICE R

APENDICE S

APENDICE T

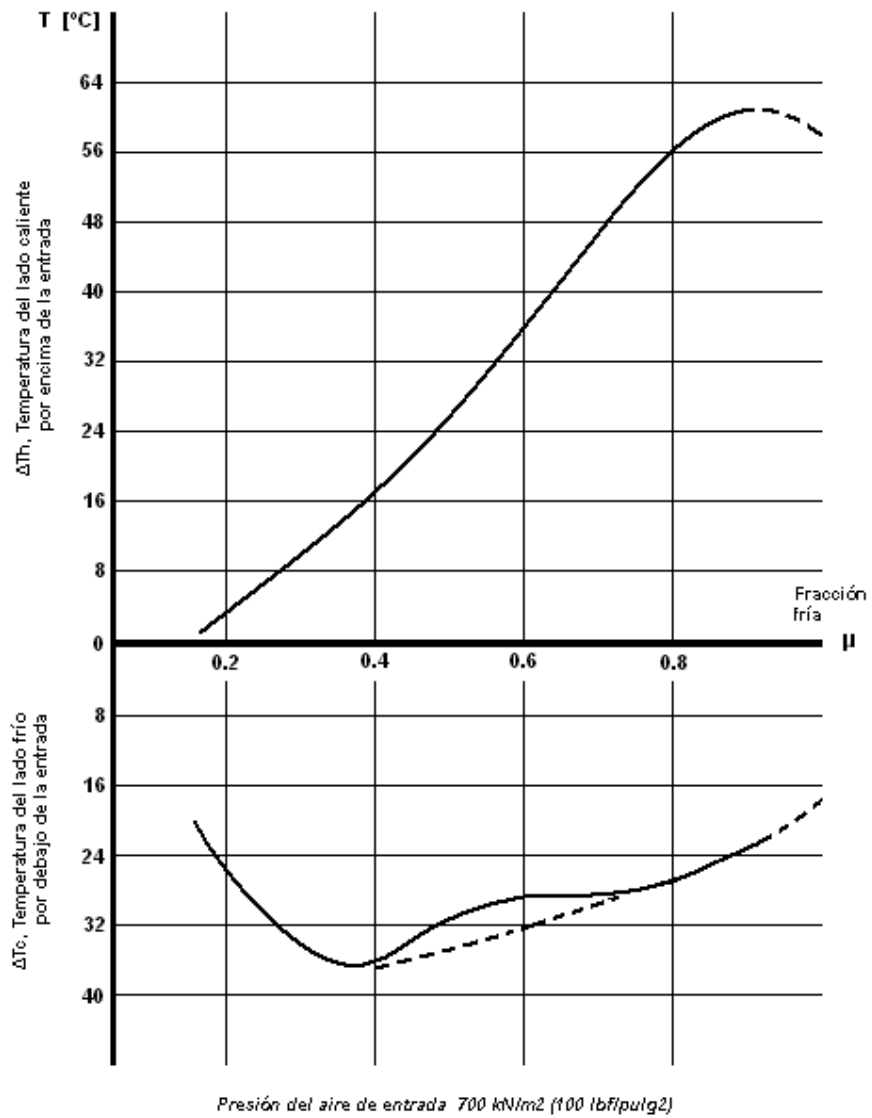
APENDICE U

APENDICE V

APENDICE W

P.A. HILTON LTD.

Prueba Tipo para Tubo de Torbellino



BIBLIOGRAFIA

1. VARGAS ZÚÑIGA. Teoría del tubo vortex y su producción frigorífica, Revista Tecnológica, Vol. 1, N° 4, 1978.
2. K. STEPHAN, S. LIN, M. DURST, F. HUANG, and D. SEHER. An investigation of energy separation in a vortex tube, Documentation IIF, N° 2149, 1983.
3. K. STEPHAN, S. LIN, M. DURST, F. HUANG, and D. SEHER. A similarity relation for energy separation in a vortex tube, Documentation IIF, N° 0573, 1984.
4. W. SIBBERTSEN, S. ORLOWSKI und R. BROERS. Übersichtsdarstellung zum Ranque-Hilsch-Rohr, Documentation IIF, N° 1026, 1985.
5. S. LIN, L. FUN, and X. YU. Effect of pressure ratio across inlet nozzle on energy separation in a vortex tube, Documentation IIF, N° 2223, 1992.

6. AHLBORN, J.U. KELLER, G. TREITZ, and E. REBHAN. Limits of temperature separation in a vortex tube, Documentation IIF, N° 1601, 1995.

7. E.G. ZAULICHNY, A.P. IAKUSHEV. Development of effective vertical gas-energy distributing air tubes (VGEDT) and their application as a generator of cold and heat, Documentation IIF, N° 2230, 1995.

8. M. SINGH, K.G. NARAYANKHEDKAR. Short communications and letters, Documentation IIF, N° 0945, 1983.

9. <http://www.southstreet.freeseve.co.uk/rhvtmatl/index.htm>