

# UNIVERSIDAD DON BOSCO



## DISEÑO DE UN TÚNEL DE VIENTO SUBSÓNICO PARA EL LABORATORIO DE MECÁNICA DE FLUIDOS DE LA UNIVERSIDAD DON BOSCO

TRABAJO DE GRADUACIÓN PREPARADO PARA  
LA FACULTAD DE INGENIERÍA

PARA OPTAR AL GRADO DE:

**INGENIERO MECÁNICO**

POR

SANDRA LIZBETH ALDANA CHÁVEZ  
CÉSAR AUGUSTO ROMERO CRUZ

FEBRERO DE 1998

SOYAPANGO,

EL SALVADOR

CENTROAMERICA



**UNIVERSIDAD DON BOSCO**

RECTOR

**ING. FEDERICO MIGUEL HUGUET RIVERA**

SECRETARIO GENERAL Y DIRECTOR DEL CITT

**PBRO. PEDRO GARCÍA**

DIRECTOR GENERAL DE LA CIUDADELA DON BOSCO

**PRBO. Y LIC. SALVADOR CAFARELLI**

DECANO DE LA FACULTAD DE INGENIERÍA

**ING. CARLOS ALBERTO GUTIÉRREZ PEÑA**

ASESOR DE TRABAJO DE GRADUACIÓN

**ING. ROBERTO ARMANDO CRUZ MARTÍNEZ**

JURADO EXAMINADOR

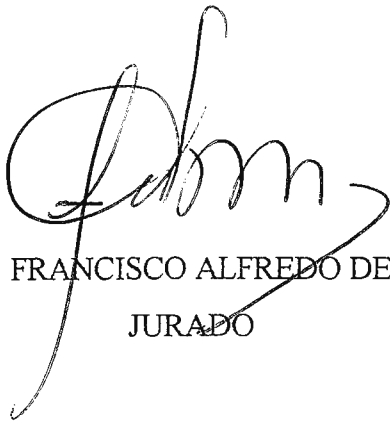
**ING. FRANCISCO ALFREDO DELEÓN TORRES**

**ING. ÁLVARO ANTONIO AGUILAR ORANTES**

UNIVERSIDAD DON BOSCO  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

JURADO EVALUADOR DEL TRABAJO DE GRADUACIÓN

**“DISEÑO DE UN TÚNEL DE VIENTO SUBSÓNICO PARA EL  
LABORATORIO DE MECÁNICA DE FLUIDOS DE LA UNIVERSIDAD  
DON BOSCO”**



ING. FRANCISCO ALFREDO DELEÓN

JURADO



ING. ALVARO ANTONIO AGUILAR

JURADO



ING. ROBERTO ARMANDO CRUZ

ASESOR

Dedico este trabajo a:

Dios, porque Él siempre estuvo conmigo como poderoso gigante, y me proveyó de todo lo necesario;

mi madre, por su apoyo incondicional y confianza en mí;

mis abuelos, por su ayuda desinteresada;

mi demás familia, por su interés en mi desenvolvimiento académico;

mis amigos, por sus estímulos para seguir adelante.

Sandra

Agradezco y dedico este trabajo a:

el Creador, que me permitió vivir hasta ver coronada mi carrera;

mis padres, que desde mi infancia me apoyaron y me dieron con amor la formación y educación de la que ahora disfruto;

todos aquellos profesionales que desinteresadamente contribuyeron con sus conocimientos a la conclusión de este trabajo;

todos aquéllos que creen en mí.

César

# ÍNDICE

INTRODUCCIÓN.....	XI
-------------------	----

## PRIMERA PARTE

### GENERALIDADES DE LOS MÉTODOS EXPERIMENTALES UTILIZADOS EN AERODINÁMICA. TÚNELES DE VIENTO.

#### **I. CLASIFICACIÓN DE MÉTODOS EXPERIMENTALES UTILIZADOS**

##### **EN LA INVESTIGACIÓN AERODINÁMICA..... 2**

1.1 INTRODUCCIÓN.....	2
-----------------------	---

1.2 CLASIFICACIÓN DE LOS MÉTODOS .....	3
--	---

1.3 MÉTODOS EN LOS CUALES EL OBJETO ESTÁ EN REPOSO Y EL FLUIDO EN MOVIMIENTO.....	4
--	---

1.3.1 Métodos que utilizan el movimiento natural del aire.....	4
--	---

1.3.2 Métodos que utilizan corrientes de aire artificiales .....	5
--	---

#### **II. CLASIFICACIÓN Y TIPOS DE TÚNELES DE VIENTO ..... 6**

2.1 INTRODUCCIÓN.....	6
-----------------------	---

2.2 CRITERIOS DE CLASIFICACIÓN .....	6
--------------------------------------	---

2.2.1 Según el modo de acción del fluido.....	7
---	---

2.2.2 Según las condiciones de la corriente en el punto de observación.....	7
---	---

2.2.3 Según la influencia de las leyes de la similitud dinámica .....	10
---	----

2.2.4 Según el régimen de velocidad del flujo.....	10
--	----

2.2.5 Según la forma de la sección transversal de la cámara de pruebas .....	11
--	----

2.3 TIPOS DE TÚNELES.....	11
---------------------------	----

2.3.1 Túnel presurizado de retorno simple .....	11
---	----

2.3.2 Túnel de humo .....	12
---------------------------	----

2.3.3 Túnel de densidad variable .....	13
2.3.4 Túnel de vuelo libre .....	13
2.3.5 Túnel bidimensional .....	13
<b>III. TÚNELES DE CIRCUITO ABIERTO .....</b>	<b>15</b>
3.1 INTRODUCCIÓN.....	15
3.2 PARTES DEL TÚNEL DE CIRCUITO ABIERTO. CRITERIOS DE DISEÑO.....	18
3.2.1 Colector.....	21
3.2.2 Sección de pruebas.....	22
3.2.3 Difusor divergente.....	25
3.2.4 Motor.....	26
3.2.5 Estructuras de panel y pantallas estabilizadoras de flujo.....	27
3.3 EFICIENCIA DEL TÚNEL O COEFICIENTE DE UTILIZACIÓN.....	27
3.4 EVALUACIÓN DE LAS PÉRDIDAS .....	30
3.5 GRADO DE TURBULENCIA.....	37

## **SEGUNDA PARTE**

### **DISEÑO MECÁNICO MAYOR DEL TÚNEL DE VIENTO : CONDUCTOS, TRANSMISIÓN DE POTENCIA Y ESTRUCTURAS DE SOPORTE**

<b>IV. SECCIÓN DE PRUEBAS .....</b>	<b>43</b>
4.1 CARACTERÍSTICAS FÍSICAS DE LA CÁMARA DE PRUEBAS .....	43
4.2 CARACTERÍSTICAS DEL FLUJO .....	44
<b>V. COLECTOR CONVERGENTE.....</b>	<b>46</b>
<b>VI. DIFUSOR DIVERGENTE.....</b>	<b>47</b>
<b>VII. CONJUNTO MOTOR-VENTILADOR .....</b>	<b>49</b>

7.1 CÁLCULO DE LA POTENCIA DEL CONJUNTO.....	49
7.2 CÁLCULO DE LA TRANSMISIÓN.....	50
7.3 CÁLCULO DEL EJE DEL VENTILADOR.....	60
7.4 CÁLCULO DE LA CUÑA.....	69
7.5 AJUSTES SELECCIONADOS.....	71

<b>VIII. ESTRUCTURAS DE SOPORTE.....</b>	<b>73</b>
--	-----------

**TERCERA PARTE**

**SELECCIÓN DEL EQUIPO Y ACCESORIOS DE MEDICIÓN DE FUERZAS AERODINÁMICAS.**

**DISEÑO DE LAS GUÍAS DE LABORATORIO Y EXPOSICIÓN DE LOS CONCEPTOS TEÓRICOS RELACIONADOS CON CADA UNA.**

**RECOMENDACIONES SOBRE EL CUARTO DE EXPERIMENTACIÓN.**

<b>IX. SELECCIÓN DEL EQUIPO Y ACCESORIOS DE MEDICIÓN DE FUERZAS AERODINÁMICAS.....</b>	<b>76</b>
--	-----------

<b>X. CONCEPTOS TEÓRICOS RELACIONADOS CON LA GUÍA DE TRABAJO #1 .....</b>	<b>77</b>
---	-----------

10.1 ECUACIÓN DE CONTINUIDAD .....	77
------------------------------------	----

10.2 ECUACIÓN DE EULER .....	80
------------------------------	----

10.3 ECUACIÓN DE BERNOULLI.....	82
---------------------------------	----

10.4 APLICACIONES DE LA ECUACIÓN DE BERNOULLI: MEDICIONES DE CAUDAL, DE PRESIÓN Y DE VELOCIDAD.....	84
---	----

**XI. GUÍA DE TRABAJO #1 - CONOCIMIENTOS GENERALES DEL EQUIPO.**

<b>MEDICIONES DE PRESIÓN Y DE VELOCIDAD .....</b>	<b>91</b>
---	-----------

<b>XII. CONCEPTOS TEÓRICOS RELACIONADOS CON LA GUÍA DE TRABAJO #2 .....</b>	<b>94</b>
---	-----------



12.1 RESISTENCIA DE CUERPOS SUMERGIDOS .....	95
12.2 COEFICIENTE DE RESISTENCIA.....	99
12.3 ARRASTRE DEBIDO A LA FRICCIÓN.....	101
12.4 ARRASTRE DEBIDO A LA PRESIÓN.....	103
12.5 ARRASTRE DEBIDO A LA FRICCIÓN Y A LA PRESIÓN: FLUJO ALREDEDOR DE UNA ESFERA Y DE UN CILINDRO.....	105

<b>XIII. GUÍA DE TRABAJO #2 - MEDICIÓN DE RESISTENCIA AL FLUJO EN VARIOS CUERPOS .....</b>	<b>112</b>
--	------------

<b>XIV. CONCEPTOS TEÓRICOS RELACIONADOS CON LA GUÍA DE TRABAJO #3.....</b>	<b>115</b>
14.1 SUSTENTACIÓN EN UN CILINDRO Y UNA ESFERA GIRATORIOS .....	115
14.2 SUSTENTACIÓN EN UN PERFIL AERODINÁMICO.....	119
14.3 GRÁFICAS CARACTERÍSTICAS DE LOS PERFILES AERODINÁMICOS.....	123
14.4 EFECTOS DE LA LONGITUD FINITA SOBRE LA SUSTENTACIÓN Y LA RESISTENCIA .....	128

<b>XV. GUÍA DE TRABAJO #3 - MEDICIÓN DE RESISTENCIA AL FLUJO Y DE SUSTENTACIÓN DE UN PERFIL AERODINÁMICO .....</b>	<b>133</b>
--	------------

<b>XVI. TÓPICO SUPLEMENTARIO: TEORÍA DE MODELOS Y LEYES DE SEMEJANZA .....</b>	<b>136</b>
--	------------

16.1 SEMEJANZA.....	136
16.2 SEMEJANZA GEOMÉTRICA.....	137
16.3 SEMEJANZA CINEMÁTICA.....	139
16.4 SEMEJANZA DINÁMICA .....	140

<b>XVII. CONDICIONES DEL CUARTO DE EXPERIMENTACIÓN .....</b>	<b>145</b>
17.1 ESPACIO FÍSICO.....	145
17.2 GRADO DE LIMPIEZA .....	145

17.3 ILUMINACIÓN .....	146
17.4 TEMPERATURA Y HUMEDAD .....	146
17.5 MANTENIMIENTO DEL EQUIPO .....	147
<b>CONCLUSIONES</b> .....	<b>148</b>
<b>RECOMENDACIONES</b> .....	<b>150</b>
<b>REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b> .....	<b>151</b>

## **ANEXOS**

A-1 TABLA DE SELECCIÓN DE MOTORES DE CA SIEMENS	
A-2 DIMENSIONES DE MOTORES DE CA SIEMENS	
A-3 CATÁLOGO DE VARIADORES DE FRECUENCIA SIEMENS MIDI-MASTER	
A-4 TABLA DE SELECCIÓN DE POLEAS FRAVEN	
A-5 TABLA DE PROPIEDADES DE ACEROS AL CARBONO Y CON ALEACIONES	
A-6 TABLA DE PROPIEDADES DEL ALUMINIO	
A-7 TABLA DE SELECCIÓN DE CHUMACERAS DE BANCO FYH	
A-8 TABLA DE VISCOSIDAD Y DE DENSIDAD DEL AIRE	
A-9 TABLAS DE AJUSTES Y TOLERANCIAS	
A-10 PLANOS CONSTRUCTIVOS	
A-11 CATÁLOGOS DE EQUIPO DE LABORATORIO LEYBOLD Y PHYWE	

## INTRODUCCIÓN

De todos los interesados es sabido que las universidades que ofrecen carreras de ingeniería deben estar respaldadas por laboratorios completos, según las ramas de la ingeniería que se imparta, con suficiente capacidad para el alumnado de la universidad, y cuyo equipo sea correspondiente a los temas teóricos que los estudiantes ven en sus clases. En ese sentido, la Universidad Don Bosco es reconocida como una de las instituciones que poseen los mejores laboratorios en el área técnica y de ingeniería, a tal grado de brindar servicio de prácticas de laboratorio a otras universidades. Las autoridades de la Universidad hacen esfuerzos por mejorar cada vez más los laboratorios, entre otros aspectos, y los resultados son notables. Como es de esperarse, no todo puede ser cubierto a la vez, y las prioridades deben ser establecidas.

Como contribución a la Universidad, los estudiantes que presentan este Trabajo de Graduación hicieron un diseño de un equipo cuyo destino es el aún inexistente Laboratorio de Mecánica de Fluidos; el equipo en cuestión es un túnel aerodinámico o túnel de viento. Sus utilidades principales serán de carácter didáctico, y llegará a llenar el vacío que existe en la experimentación en la materia de Mecánica de Fluidos, principalmente en el área de la Aerodinámica.

El trabajo se divide en tres partes. En la primera se ha tratado de incluir lo necesario para un conocimiento inicial del tema de los túneles de viento, pero sin profundizar ni hacer pausas innecesarias. Se considera que los capítulos son pocos pero los necesarios, cortos pero concisos. Se ha tratado de manejar el tema desde lo más general, haciendo mención en el capítulo I de los varios métodos de investigación utilizados en la aerodinámica, uno de los cuales es la experimentación con túneles de viento. El capítulo II abre la visión ante los diversos tipos de túneles de viento que hay, ayudándose de los varios (no los únicos) criterios según los cuales se clasifican. Finalmente en capítulo III se estudia con detenimiento el túnel de viento de circuito abierto, ya que de este tipo será el túnel cuyo diseño se presenta. Se examina parte por parte, dando los criterios de diseño en general que, según los autores de los libros especializados consultados, se utilizan en cualquier

proyecto de un nuevo túnel, sea éste pequeño o del tamaño de un edificio de varios pisos. También se hace un análisis de las pérdidas que sufre el flujo al pasar a lo largo del túnel y la utilización de éstas para determinar el coeficiente de utilización del túnel.

En la segunda parte se presenta el diseño mayor del túnel, consistente en: diseño del conducto a través del cual fluirá el aire, es decir, el conjunto colector - sección de pruebas - difusor; selección del ventilador apropiado para las condiciones de funcionamiento determinadas, y diseño de la estructura que dará soporte al túnel y al conjunto motor - ventilador. Para el diseño del ducto se utilizan los criterios explicados en la primera parte, y para la transmisión de potencia los métodos expuestos en textos de diseño de elementos de máquinas; en general, y en todo el documento y en los planos constructivos, el Sistema Internacional de Unidades es el que impera, pero en esta parte se ha usado el Sistema Inglés, específicamente en el diseño de los elementos de la transmisión, por estar así en los textos consultados. Los resultados de los cálculos han sido traducidos al S.I. En los anexos se incluyen las especificaciones del equipo seleccionado, tablas de selección de elementos (poleas, chumaceras) y otras tablas con datos utilizados en los cálculos.

Para este proyecto, se ha pensado adaptar los sistemas de mediciones de fuerzas aerodinámicas (dos componentes: arrastre y sustentación) y los accesorios que forman parte de equipos didácticos pequeños fabricados por las firmas alemanas Leybold y Phywe, ya que el diseño y la construcción de un sistema así con más complicados que el diseño que se hizo ahora, y bien podrían ser un trabajo de graduación por sí solos. La tercera parte comienza con la selección de partes prefabricadas (varillas, poleas, soportes etc.) de ambos catálogos, cuyas copias se incluyen en los anexos. El punto principal de esta tercera parte son las guías de laboratorio que se sugieren para realizar las prácticas básicas de aerodinámica. Lo que se ha tratado de hacer es elaborar y explicar la forma de cómo realizar los experimentos básicos: manejo del equipo, generando flujos de aire de distintas velocidades; medición de presiones y de velocidades; medición de fuerzas de arrastre en cuerpos tridimensionales de formas diversas, y medición de fuerzas de arrastre y sustentación en un perfil aerodinámico. Además del manejo de los datos obtenidos. Sin embargo, lo presentado no puede funcionar aún como guías de trabajo, ya que *no se puede dar indicaciones precisas de cómo manejar y hacer ajustes en un equipo que aún no está fabricado*. La experiencia dicta que la

mayoría de las veces, un proyecto que se ejecuta no sigue fielmente el diseño plasmado en los planos; siempre surgen modificaciones en el camino. Y este proyecto no será la excepción, teniendo en cuenta la adaptación que habrá que hacer del sistema de medición.

Así, se han concebido estas guías de trabajo como *guías para elaborar las guías de laboratorio*, una vez que el equipo esté construido, el equipo de medición montado y todo en funcionamiento. Se ha tratado de ser lo más detallado y explícito posible, tratando de explicar qué hacer paso a paso en cada caso, siguiendo el patrón de una verdadera guía de laboratorio. Con esto se consigue que en el momento de elaborar los protocolos finales, ya se tenga un patrón y una secuencia, y que sólo haga falta rellenar con más detalles, si es que no se decide cambiar su estructura. La elaboración final podrá quedar en manos -en el mejor de los casos- de otro grupo de estudiantes, ya sea quienes lo construyan, u otros, dándole seguimiento al proyecto. También podrías ser obra y responsabilidad de instructores y catedráticos de la Universidad.

Los conceptos teóricos relacionados con cada guía son síntesis de los temas acerca de los cuales se experimentará. Se ha resumido lo necesario para conocer el tema, pero se hace énfasis en que no debe el estudiante quedarse con esos conocimientos y darlos por suficientes, sino investigar más en varios textos de la materia; la síntesis le servirá como guía. Si bien no se incluye ningún experimento que utilice modelos a escala para predecir algún comportamiento real, se agrega a los resúmenes mencionados una síntesis de la teoría de modelos, de tal forma que el estudiante conozca el tipo de experimento, con mayor aplicación que podría realizar en este equipo. Se concluye con una revisión de los aspectos que debe tenerse en cuenta con respecto a la habitación que contendrá el equipo, así como una pequeña guía de mantenimiento de éste. Los planos constructivos se muestran reducidos a hojas tamaño carta, para tener una idea del contenido de éstos; se incluye un disco de computadora (3 ½") con los archivos en formato de AutoCAD 13 (\*.dwg) de todos los planos.

En todo el documento, cuando se utilizan afirmaciones, definiciones o métodos de análisis ajenos, se menciona el autor del libro fuente y/o se escribe entre corchetes el número de la referencia de dicho libro; al final del documento se detallan los libros consultados con su correspondiente número de referencia.

**PRIMERA PARTE**

**GENERALIDADES DE LOS**

**MÉTODOS EXPERIMENTALES**

**UTILIZADOS EN AERODINÁMICA.**

**TÚNELES DE VIENTO.**

# I. CLASIFICACIÓN DE MÉTODOS EXPERIMENTALES UTILIZADOS EN LA INVESTIGACIÓN EN AERODINÁMICA

## 1.1 INTRODUCCIÓN.

Desde tiempos muy remotos el ser humano ha admirado con sorpresa e interrogantes el vuelo de las aves. No fue sino hasta los siglos XVI y XVII que Leonardo Da Vinci por medio de la observación del vuelo de las aves que diseñó y bosquejó máquinas voladoras, adelantándose por mucho a su tiempo. Con los avances de las matemáticas y el estudio teórico del comportamiento de los fluidos se desarrolló ampliamente, desde el siglo XVIII con Bernoulli, Euler y otros, la ciencia de la hidrodinámica, basada totalmente en teorías y procesos matemáticos. Tiempo después, en el siglo XIX, comenzaron algunos hombres de ciencia, como Osborne Reynolds, a investigar por medio de experimentos el comportamiento real de los fluidos; de esa forma se descubrieron ciertas contradicciones entre la teoría y la realidad que motivaron a científicos como von Kármán y Prandtl a investigar más a fondo. A finales del siglo pasado las investigaciones experimentales sobre el movimiento de los fluidos, particularmente el aire, avanzó notablemente, y se vio premiada en cierta forma con el histórico vuelo del avión de los hermanos Wright en 1903. Desde entonces el desarrollo de máquinas voladoras más pesadas que el aire ha sido vertiginoso, considerando el relativamente poco tiempo desde esa importante fecha, y ayudado enorme y desgraciadamente por la Primera y la Segunda Guerras Mundiales.

Es necesario como punto de partida de este Trabajo conocer algunos de los métodos de investigación en aerodinámica que contribuyeron a este avance; algunos de ellos han caído ya en desuso, y otros, principalmente el túnel de viento, ha sido ampliamente desarrollado. En este capítulo se conocerá una clasificación (no la única) de estos métodos para lograr un panorama general del tema. No es oportuno profundizar en este punto y por ende se hará solamente una revisión superficial.

## 1.2 CLASIFICACIÓN DE LOS MÉTODOS

La clasificación más común y más utilizada de los métodos de investigación aerodinámica está basada en la naturaleza del movimiento que se imprime, ya sea al cuerpo bajo investigación o al fluido involucrado. Se distinguen así dos categorías principales :

- (1) Métodos en los cuales el objeto está en reposo y el fluido en movimiento.
- (2) Métodos en los cuales el objeto se mueve con respecto a un fluido estacionario.

La categoría (1) se compone a su vez en dos divisiones :

- (a) Métodos que utilizan el movimiento natural del aire en problemas de aerodinámica o el flujo de una corriente natural en la investigación hidrodinámica.
- (b) Métodos que utilizan una corriente artificial de aire producida por algún tipo de ventilador. Este tipo de instalaciones se conocen como **túneles de viento** o **túneles aerodinámicos**.

La segunda categoría principal consta de tres divisiones :

- (a) Métodos que involucran un movimiento rectilíneo de un cuerpo: la caída o el ascenso de un cuerpo en un medio resistente, desplazamiento de un cuerpo tirado por cable o sobre líneas férreas, métodos empleados en canales hidráulicos.
- (b) Métodos que involucran el movimiento circular de un cuerpo, o movimiento periódico (como un péndulo), en investigaciones tanto con agua como con aire.
- (c) Métodos que involucran cualquier movimiento del cuerpo, tales como en los que se utiliza un aeroplano u otra nave en vuelo como laboratorio volante, o también instrumentos especiales a bordo para la medición de parámetros relacionados con el movimiento relativo del cuerpo al aire (por ejemplo, esfuerzos a los que se ven sometidas varias partes debido a las presiones del fluido).

En lo concerniente a este Trabajo solamente son de importancia los experimentos contenidos en el tipo 1) (b). Como introducción a la investigación en aerodinámica se verá muy brevemente generalidades de los métodos contenidos en la clasificación 1) (a).



## 1.3 MÉTODOS EN LOS CUALES EL OBJETO ESTÁ EN REPOSO Y EL FLUIDO EN MOVIMIENTO.

### 1.3.1 Métodos que utilizan el movimiento natural del aire.

Estos métodos ya no son de uso frecuente en la actualidad, ya que las irregularidades del viento originan dificultades en las mediciones de la velocidad del viento, tanto en magnitud como en dirección, en un anemómetro ordinario, por ejemplo. Tal aparato no responde con suficiente rapidez a los cambios repentinos de dirección del viento. Un anemómetro de alambre caliente respondería mejor.

Pero a pesar de las dificultades que pudiera ocasionar el uso de éstos y de otros aparatos para la investigación con el movimiento natural del viento, éstos pueden contribuir mucho, particularmente en el estudio del vuelo ascendente de las aves. En este sentido, otros experimentos pueden ser realizados con la ayuda de balanzas aerodinámicas diseñadas con superficies elevables, expuestas a vientos naturales, en regiones donde las condiciones ambientales favorecen el vuelo ascendente de las aves. El propósito de estos experimentos es determinar el efecto total del viento irregular sobre un ala y no medir sus características aerodinámicas. La acción de vientos ascendentes o aun oscilantes sobre un ala fija puede resultar en sustentación sin arrastre, o aun arrastre negativo [14].

Existieron varios investigadores que experimentaron con movimientos naturales del viento (Lilienthal, Stanton, Idrac, Wellner, Pannell), mas no es de importancia en este Trabajo su descripción. Ésta puede se encontrada en la ref. 14. A manera de ejemplo se menciona el experimento de Lilienthal (1889) para la medición de las propiedades aerodinámicas de cuerpos sustentadores (alas) de varias formas, usando vientos naturales. Para ello utilizó una balanza controlada por la acción de un resorte. En el arreglo *a* de la figura 1.1 se ve la disposición necesaria para medir la componente horizontal de la fuerza del viento, y en el arreglo *b*, para medir la componente vertical. En el arreglo *c*, la superficie toma una posición de equilibrio tal que el momento debido a las fuerzas del viento con respecto al punto de apoyo es igual al momento debido a la fuerza de la gravedad con respecto al mismo punto. La medición servía entonces para

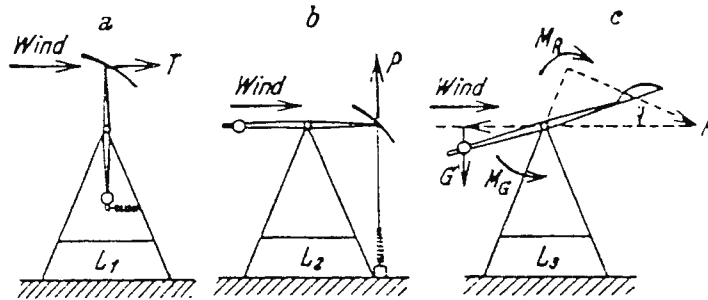


Fig. 1.1 Esquema de los experimentos de Lilienthal para la medición de propiedades aerodinámicas. Tomada de la ref. 14.

determinar el centro de presión de la superficie. Los experimentos de Lilienthal servían para indicar las propiedades especiales de superficies curvas.

### 1.3.2 Métodos que utilizan corrientes de aire artificiales.

El equipo experimental empleado en estos métodos de investigación se conoce con el nombre de **túnel de viento** o **túnel aerodinámico**. Existen en los laboratorios de aerodinámica túneles de formas y tamaños muy variados.

Puede decirse que este tipo de instalaciones han reemplazado casi totalmente a todos los demás métodos experimentales. La mayoría del gran número de coeficientes aerodinámicos relacionados con la acción del aire en movimiento sobre cuerpos han sido determinados en este tipo de laboratorios. Lamentablemente, en El Salvador no existe ninguno de estos equipos que apoye la investigación ni la formación académica superior.

Teniendo una idea general del tema, se pasará ahora a conocer la variedad (al menos parte de ella) de túneles de viento por medio de su clasificación.

## **II. CLASIFICACIÓN Y TIPOS DE TÚNELES DE VIENTO.**

### **2.1 INTRODUCCIÓN**

Luego de conocer los túneles de viento como parte de los métodos de investigación en aerodinámica, empieza a cerrarse ahora el panorama centrándose en una visión general de los tipos de túneles de viento que hay, por medio de una clasificación general, se presume completa. Estos criterios de clasificación pueden servir para identificar un túnel; no todos son necesarios para ello, pero ninguno por sí solo es suficiente para describirlo lo necesario.

Además, este capítulo incluye una breve descripción de algunos tipos de túneles. Todos los que serán mencionados encuentran su aplicación en las pruebas de modelos de aviones completos y de partes de éstos. Si bien no revisten mayor importancia en este Proyecto, se piensa que es necesario su conocimiento.

### **2.2 CRITERIOS DE CLASIFICACIÓN**

Existen varias formas de clasificar los túneles de viento. En este Trabajo no se adoptará ninguna en particular, sino que se hará una sola, fusionando las divisiones que hacen Toussaint [14] y Pope [10]. Los túneles de viento pueden clasificarse según los criterios que a continuación se detallan.

### 2.2.1 Según el modo de acción del fluido:

1. Túneles de circuito abierto, llamados **Eiffel** o **NPL**<sup>\*</sup>, en los cuales el aire no tiene retorno guiado (Fig. 2.1).

Éstos se subdividen en:

- i) Túneles con el punto de observación corriente abajo del ventilador.
  - ii) Túneles con el punto de observación corriente arriba del ventilador (aspiración).
2. Túneles de circuito cerrado, llamados también "**Prandtl**", "**Göttingen**" o de flujo de retorno. En éstos el aire circula continuamente, siendo acelerado y desacelerado según convenga. En la fig. 2.2 se ve el esquema de un túnel de circuito cerrado con sus partes nombradas; los valores de velocidad se incluyen solamente para dar una idea de los cambios a lo largo del circuito.

Éstos túneles pueden ser:

- i) de retorno sencillo (Fig. 2.2)
- ii) de retorno doble (Fig. 2.3)
- iii) de retorno anular (Fig. 2.4)

De éstos solamente el primero tiene aceptación general; en los otros dos la corriente tiende a ser demasiado turbulenta y la interpretación de los datos se vuelve difícil.

### 2.2.2 Según las condiciones de la corriente en el punto de observación:

1. Túneles con el flujo confinado por paredes sólidas.
2. Túneles con el flujo libre, es decir, limitado solamente por el aire en reposo que rodea la corriente.

Cada uno de los tipos de túneles mencionados en la clasificación 2.2.1 pueden tener sección de pruebas abierta o cerrada. En ambos casos los límites afectan el flujo alrededor del modelo, y los datos de las pruebas deben ser corregidos.

---

\* Estrictamente, el túnel tipo Eiffel tiene sección de pruebas abierta, y el tipo NPL sección de pruebas cerrada, como se verá después.

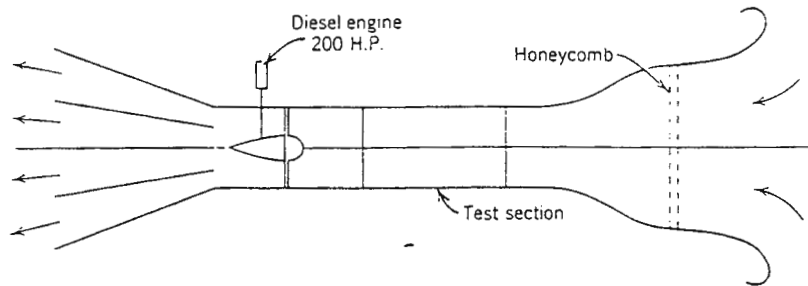


Fig. 2.1 Esquema del túnel de circuito abierto tipo V/STOL de la British Aircraft Corporation. Tomada de la ref. 10.

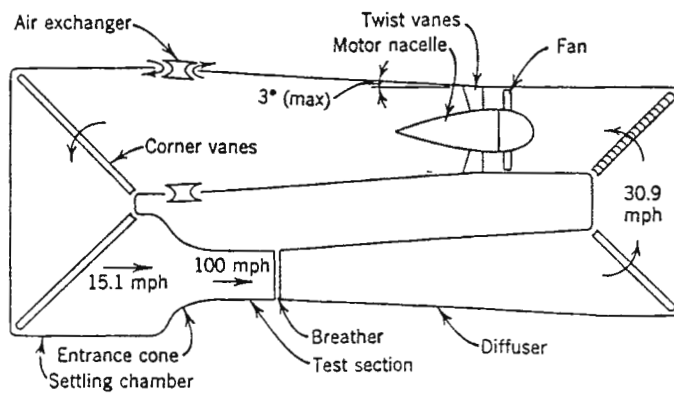


Fig. 2.2 Esquema de un túnel de retorno simple convencional. Tomada de la ref. 10.

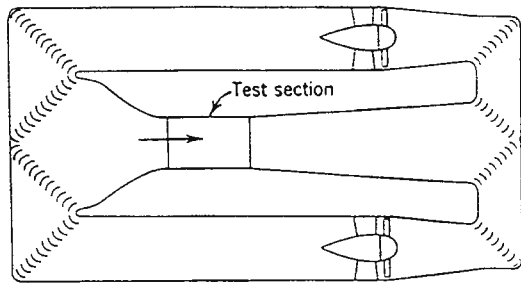


Fig. 2.3 Esquema de un túnel de doble retorno.  
Tomada de la ref. 10.

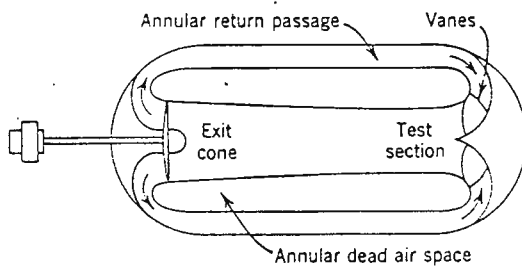


Fig. 2.4 Esquema de un túnel de retorno anular.  
Tomada de la ref. 10.

### 2.2.3 Según la influencia de las leyes de la similitud dinámica:

1. Túneles de viento capaces de operar a regímenes de flujo con números de Reynolds muy altos, para investigaciones relacionadas con el efecto de similitud debido, principalmente, a la influencia de la viscosidad del aire. (Parámetro preponderante: número de Reynolds.)
2. Túneles de viento capaces de operar a velocidades muy altas, para investigaciones relacionadas con el efecto de similitud debido, principalmente, a la influencia de la compresibilidad del aire. (Parámetro preponderante: número de Mach.)

### 2.2.4 Según el régimen de velocidad del flujo:

1. Túneles de viento de baja velocidad.  
Pope [10] fija como límite la velocidad aproximada de 300 mph (483 km/h, 134 m/s), o “mientras la compresibilidad del aire sea despreciable”. El mismo autor menciona un valor de  $M = 0.4$  (número de Mach) bajo el cual la compresibilidad “raramente produce efectos importantes”.
2. Túneles de viento que operan a velocidades cercanas a las del sonido.  
Los tipos 1. y 2. pueden ser llamados **subsónicos**; para el segundo existe la expresión en inglés “nearsonic” (próximo a la velocidad del sonido).
3. Túneles de viento que operan a velocidades que incluyen la del sonido. Son llamados **transónicos**.
4. Túneles de viento que operan a velocidades mayores que la del sonido. Son llamados **supersónicos**.
5. Túneles de viento que operan a velocidades mucho mayores que la del sonido ( $M \approx 4$  ó  $5$ ). Son llamados **hipersónicos**.

### **2.2.5 Según la forma de la sección transversal de la cámara de pruebas:**

1. Cuadrada
2. Rectangular
3. Rectangular con esquinas redondeadas
4. Circular
5. Elíptica
6. Octogonal
7. Otras - variaciones de las anteriores (por ejemplo, elíptica con base plana).

## **2.3 TIPOS DE TÚNELES**

Existen muchos tipos de túneles de viento cuyos diseños dependen de las necesidades en la investigación, sobre todo en las grandes empresas fabricantes de aeronaves o institutos de investigación capaces de destinar enormes presupuestos a la investigación. El estudio de estos túneles escapa de los objetivos de este Trabajo, pero la mención breve de algunos de ellos ampliará la visión general que de estos equipos se tiene hasta ahora. El túnel de circuito abierto visto en detalle se dejará para el siguiente capítulo.

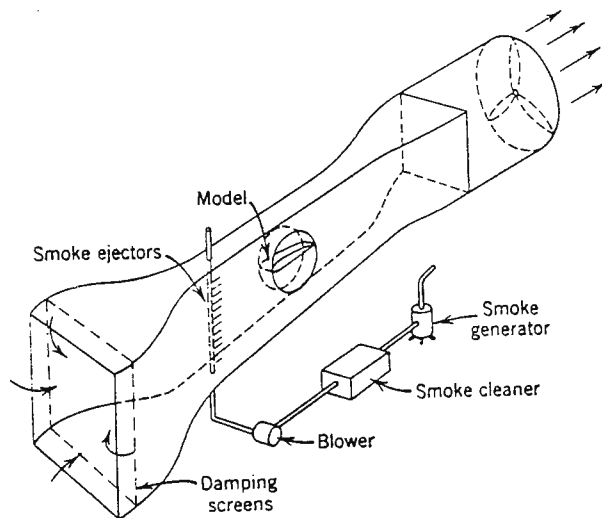
### **2.3.1 Túnel presurizado de retorno simple.**

Pope [10] menciona como ejemplo de este tipo de túnel el túnel de viento Wright Brothers, en el Instituto de Tecnología de Massachusetts, E.U. Utilizando 2000 HP de potencia, este túnel fue diseñado para una velocidad de 250 mph a presión atmosférica en la sección de pruebas (de sección elíptica), de 396 mph a 0.25 atm, y 145 mph a 3.5 atm. La baja presión permite un mayor número de Mach, mientras que la alta presión un mayor número de Reynolds.



### 2.3.2 Túnel de humo.

Este tipo de túnel es de mucha ayuda en el estudio de patrones de flujo. Unas boquillas que expulsan humo en forma de hilos se colocan al inicio de la sección de pruebas, y ello hace que el patrón de flujo sea visible. Los túneles de humo son usualmente túneles de baja velocidad - alrededor de 40 mph - con sección de pruebas bidimensional [10] (ver fig. 2.5). El flujo que entre en la sección debe ser laminar; de otra forma el humo se dispersará.



*Fig. 2.5 Túnel de humo con sus partes principales indicadas.*

*Tomada de la ref. 10.*

### **2.3.3 Túnel de densidad variable.**

Un ejemplo de este tipo de túnel es el VDT (Variable-Density Tunnel) de la NASA, capaz de alcanzar 20 atm. La ventaja de la alta presión consiste en la posibilidad de alcanzar números de Reynolds altos, sin la necesidad de modelos muy grandes o de velocidades muy altas. Por ejemplo, el número de Reynolds de un aeroplano real cuya velocidad es de 200 mph requeriría en un modelo de un cuarto de su tamaño una velocidad de 800 mph bajo condiciones normales de presión. A una presión de 8 atm, el mismo número de Reynolds se alcanza con 100 mph.

El VDT ya no se usa más para experimentación debido a la extremadamente alta turbulencia; se ocupa como recipiente a presión para varios túneles pequeños de alta velocidad.

### **2.3.4 Túnel de vuelo libre.**

En este tipo de túnel no se necesita balanza ni soportes. Los modelos, dinámica y geoméricamente similares al objeto real, se sostienen debido a la influencia de las fuerzas gravitacionales, aerodinámicas y de inercia, mientras se filma el comportamiento del modelo. Éste se mantiene en reposo en un planeo, balanceado por la fuerza gravitacional y una corriente de aire ligeramente inclinada. Se requieren dos controles: uno para el modelo y otro para el túnel (variando la velocidad del aire y la inclinación del túnel). El túnel de vuelo libre proporciona información sobre estabilidad y control.

### **2.3.5 Túnel bidimensional.**

Es diseñado especialmente para pruebas de perfiles aerodinámicos. La sección de pruebas es rectangular (base plana) y el modelo abarca desde una pared a la otra. Es de conveniencia que un túnel tenga capacidad para varias secciones de pruebas, incluyendo una bidimensional. El túnel de humo mostrado en la figura 2.5 es de este tipo.

A estas clases de túneles de viento pueden agregarse: el túnel de baja turbulencia, el túnel de estabilidad, el túnel de giro, el túnel de hielo, el túnel de escala natural, el túnel para experimentos V/STOL (“Vertical / Short Take-Off and Landing”) y el túnel para prueba de vehículos; sus usos pueden encontrarse con la referencia citada.

Ya que el túnel cuyo diseño contendrá este Trabajo será del tipo de circuito abierto, a partir de este punto se tratará únicamente esta clase, y si se menciona otro será exclusivamente información comparativa o complementaria.

### III. TÚNELES DE CIRCUITO ABIERTO

#### 3.1 INTRODUCCIÓN

Los túneles de viento de circuito abierto fueron el primer tipo de túnel construido; el primero fue contruido en 1871 en Gran Bretaña por Francis H. Wenham. Se componen esencialmente de las siguientes partes: un colector de aire convergente, una sección de pruebas, un difusor divergente, un conjunto motor-ventilador y pantallas estabilizadoras de flujo ubicadas convenientemente; el conjunto motor-ventilador puede estar ubicado antes o después de la sección de pruebas, lo cual constituye un criterio de clasificación, como se vio anteriormente. Si la sección de pruebas es abierta (sin límites rígidos) el túnel se conoce como **tipo Eiffel** (por Gustav Eiffel, constructor de la torre que lleva su nombre, quien en un tiempo fue un activo investigador en aerodinámica). Por no tener límites rígidos, el túnel debe tener una protección alrededor de la sección, ya que de no ser así el aire penetraría por ésta y no por el colector, si el ventilador trabaja por aspiración (corriente abajo de la sección de pruebas). Si la sección de pruebas es cerrada, entonces el túnel se llama **tipo NPL** (por el National Physical Laboratory en Inglaterra, pionero en este tipo de túnel).

Al comparar túneles de circuito abierto y de circuito cerrado, Pope [10] destaca que en un túnel de este último tipo la energía transportada por el retorno (es decir, el ahorro de energía) representa poco porcentaje del total de energía utilizada. El propósito del retorno es proveer aire en condiciones favorables (limpio, uniforme, a temperatura controlada) y reducir ruido, NO ahorrar energía. El incremento de costo en la construcción es de 60 a 100% del costo de un túnel de circuito abierto igualmente eficiente. En cambio, el incremento en potencia en éste último, debido a un mayor número de pantallas estabilizadoras de flujo, con respecto a un túnel de circuito cerrado es de 10 a 15%. Pero, según el autor, el amplio porcentaje de túneles cerrados que han sido y están siendo construidos es prueba de que los diseñadores prefieren este tipo, y de que el mayor costo se justifica, salvo aplicaciones que exijan el tipo abierto.

Pope menciona varias desventajas del túnel de circuito abierto. Valga mencionar en este momento que se está tratando el tema desde un punto de vista más general, válido aun para grandes instalaciones. En estas situaciones entran en juego factores que, si bien en el diseño de un túnel pequeño con fines didácticos no pesan tanto, por la magnitud de algunos proyectos a gran escala se vuelven de primerísima importancia. Por ejemplo: quizá sea posible, con una inversión un tanto mayor, construir para la Universidad Don Bosco un pequeño túnel de circuito cerrado, si se dispusiera de espacio apropiado y si el tipo de investigación a realizar así lo requiriera. Pero no es comparable cuando aquel 60 a 100% representa unos ¢10,000 con cuando representa \$300,000. No obstante, es mejor tener una visión completa y amplia del tema que se está tratando, y luego evaluar si los criterios estudiados merecen ser tomados en cuenta o pueden ser descartados.

Las desventajas son las siguientes.

- *Los túneles de circuito abierto están expuestos a corrientes de aire no deseadas.* Éstas pueden causar variaciones y lecturas falsas de la presión dinámica y de su distribución en la sección de pruebas. Cuando estas corrientes no son muy fuertes, las mallas de estabilización de flujo ayudan.
- *Los túneles de circuito abierto son ruidosos.*
- *Están a expensas del clima - lluvia, temperatura y, según la ubicación, nieve.* El problema no es significativo si el clima local es tibio y con corrientes de aire tenues (como en El Salvador). Pope asevera que los problemas causados por la nieve y la humedad relativa se reducen si el túnel trabaja con el ventilador corriente arriba de la sección de pruebas (soplando).
- *La sección experimental se encuentra a una presión menor que la atmosférica.* Esto se vuelve problema si la sección es abierta. Soluciones pueden ser construir una pequeña cámara sellada alrededor de la sección, o que el ventilador esté ubicado corriente arriba de ésta, teniendo en cuenta el uso adecuado de pantallas estabilizadoras para reducir al mínimo la turbulencia típica de esta disposición.
- *Es posible que suciedad, insectos o aves entren en el túnel.* Por supuesto es muy difícil que aves penetren en un túnel pequeño, incluso en la habitación donde se encuentra el túnel, pero en el caso de uno grande sí es posible. De todas formas, los insectos y las aves pueden no ser problema debido a las mallas o pantallas estabilizadoras, pero el polvo aún puede entorpecer las

mediciones. No obstante, esto no es tan serio en el caso de túneles de baja velocidad como en los de alta velocidad. Se recomienda que la primera pantalla tenga el extremo superior un tanto salido, de tal forma que forme un pequeño ángulo con la vertical para que hojas y otros objetos caigan. También es recomendable que el flujo del túnel sea reversible para posibilitar retrolimpiezas de las pantallas.

- *Los ventiladores son muy vulnerables a fallas de los modelos.* La práctica usual en el diseño de túneles de circuito cerrado es instalar el ventilador después del segundo grupo de álabes fijos (“corner vanes”) (ver fig. 2.2); de esta forma el ventilador está protegido por ambos grupos de álabes y está situado en una región de velocidad moderadamente alta, lo cual es conveniente desde el punto de vista de su eficiencia. En cambio en el túnel de circuito abierto existen muchas más probabilidades de daño del ventilador en caso de que el modelo falle. Pero como se está hablando de túneles de baja velocidad, lo más probable es que el modelo caiga en el piso del túnel; además, la malla de protección del ventilador no representa una pérdida tan grande como si el flujo tuviera una mayor velocidad.

Según lo anterior, son muchas las desventajas de los túneles de viento de circuito abierto en comparación con las ventajas, entre otras, de menor costo y de ausencia de la necesidad de sistemas de enfriamiento.

Concentrándose ahora en el caso del diseño de un túnel para Universidad Don Bosco, el avance de la investigación en aerodinámica en dicho centro de estudios y en todo el país sólo puede ser descrito por una palabra (o por sus sinónimos): POBRE. Partiendo de este hecho es razonable pensar que un pequeño túnel de circuito abierto será más que suficiente para las prácticas básicas de aerodinámica que -se pretende- harán los estudiantes de Mecánica de Fluidos en un futuro.

### 3.2 PARTES DEL TÚNEL DE CIRCUITO ABIERTO. CRITERIOS DE DISEÑO.

Antes de centrarse en el estudio del tipo de túnel semejante al que se diseñará para la Universidad Don Bosco, conviene primero estudiar brevemente los diseños anteriores de túneles de circuito abierto, utilizados a principios del presente siglo.

En la figura 3.1 se ve un túnel con el ventilador corriente arriba de la sección de pruebas. Sus partes esenciales son un motor A impulsando un ventilador B, el cual sopla aire a través del pasaje CDEF de tal forma que en F, la sección experimental, se tenga la velocidad de prueba  $V_0$  distribuida uniformemente en magnitud y dirección. Para ello el aire primero se expande en la cámara C. En ella se encuentran instalados dispositivos reguladores de flujo, tales como rejillas o pantallas perforadas G, o estructuras de panel  $H_1$ . Estos reguladores tienen como fin controlar o suprimir movimientos de rotación que el aire lleva al dejar el ventilador y redistribuir la velocidad a través de la sección transversal. Luego, el aire pasa a un pasaje convergente E, el cual acelera el flujo y contribuye a la distribución uniforme de velocidad. Una segunda estructura de panel  $H_2$  ayuda a lograr lo anterior. El aire pasa a la sección de pruebas F; el modelo M puede estar en sección cerrada o abierta.

Según el análisis que hace Toussaint [14], un túnel de esta forma tiene un alto grado de turbulencia y su estructura actúa como retardador del flujo impulsado por el ventilador. Por ello este arreglo es relativamente ineficiente y caro, y no puede ser considerado para grandes dimensiones o altas velocidades. Túneles de este tipo fueron utilizados en 1899 por H. Maxim y por Col. Renard, y en 1909 por Rateau.

En la figura 3.2 se ve una forma “primitiva” de túnel de viento con el ventilador corriente abajo de la sección de pruebas. El motor A impulsa el ventilador B, el cual mueve una corriente de aire a lo largo de un tubo T. La admisión del aire es controlada por algún tipo de estructura C y la sección experimental está antecedida y seguida por estructuras de panel H. Al igual que el anterior, este diseño no puede ser considerado para altas velocidades o gran tamaño. El primero túnel del laboratorio de aerodinámica de Koutchino (Moscú, 1910) fue de este tipo.

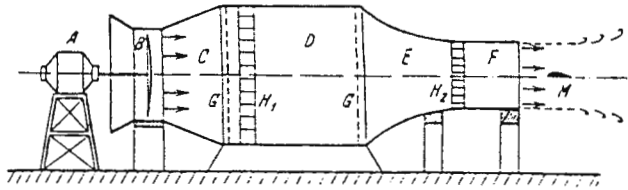


Fig. 3.1 Ejemplo de los primeros túneles de viento construidos, utilizado a principios del siglo XX. Tomado de la ref. 3.

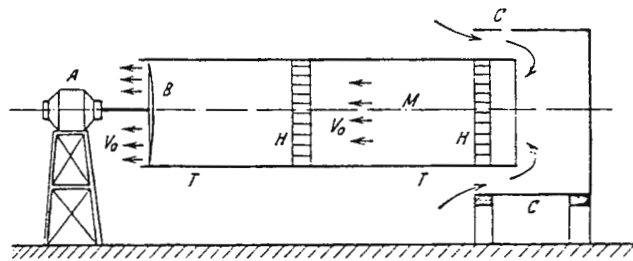


Fig. 3.2 Otro ejemplo de túnel antiguo. Tomado de la ref. 3.

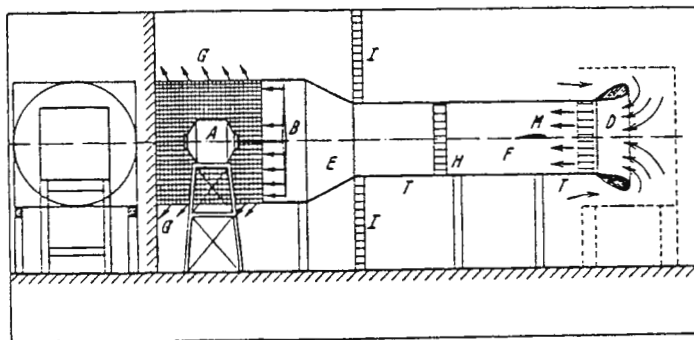


Fig. 3.3 Diseño mejorado de túnel de circuito abierto. Tomado de la ref. 3.



En la figura 3.3 se ve un túnel con algunas modificaciones en su diseño, que contribuyen a mejorar su operación y su eficiencia. La entrada del tubo T tiene formas redondeadas D para asegurar que el aire entre suave y progresivamente sin formar vórtices parásitos al rodear una arista. Más allá de la sección de pruebas F el tubo T es reemplazado por una sección cónica divergente E, de tal forma que el ventilador opera en una sección mucho mayor que la del tubo T; esto contribuye a una mayor eficiencia del túnel. Más allá del ventilador el conducto puede estar prolongado por una estructura de rejilla o de persiana, permitiendo una difusión perimetral del aire que deja el ventilador. Puede contribuirse con esta difusión permitiendo que el aire en su retorno a la entrada del túnel pase a través de una pantalla perforada I que ocupe el espacio entre el túnel y el cuarto que lo contiene. Según Toussaint, estas pantallas, llamadas generalmente distribuidores, tienen usualmente un espesor igual a la raíz cuadrada del área de una perforación, y la superficie total de las perforaciones debe ser alrededor de un tercio de la superficie total de la pantalla. Es necesario que el difusor E tenga proporciones tales que las pérdidas por separación de capa límite no exceda límites apropiados.

Un modelo bastante mejorado aparece en la figura 3.4. Este modelo es el que se tomará como base para las explicaciones siguientes y como ejemplo para el diseño del túnel para la Universidad Don Bosco. Con él se explicará parte por parte las características y los criterios de diseño usuales.

Las partes principales de un túnel como el de la figura son las siguientes:

- 1) Un colector convergente C.
- 2) Una sección de pruebas D de sección transversal constante  $D_0$  y longitud  $L_0$ .
- 3) Un difusor divergente E de ángulo de conicidad limitado  $\alpha$ .
- 4) Un ventilador B, situado corriente abajo de la sección de pruebas, impulsado por un motor A.

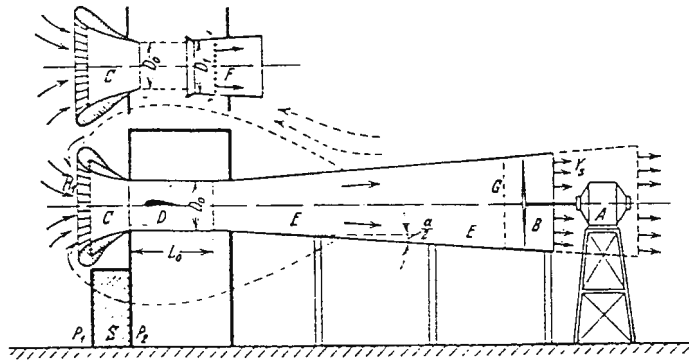


Fig. 3.4 Modelo de túnel de circuito abierto que se tomará como ejemplo para el túnel de la Universidad Don Bosco. Tomada de la ref. 3.

### 3.2.1 Colector

La entrada del colector convergente C idealmente debería estar formada por superficies con generatrices semejando líneas de corriente, a manera de dar una entrada suave y redondeada. El aire en el exterior, con velocidad inicial despreciable, es gradual y uniformemente acelerado como resultado de la depresión en la entrada causada por la acción del ventilador, y entra rodeando los bordes del colector sin causar vórtices parásitos como sucedería si el aire bordeara aristas agudas. La propiedad esencial del flujo en un colector de este tipo es una distribución uniforme de velocidad en secciones más allá del colector. En la práctica, una generatriz curva, suave y continua cuya prolongación forme un cono de ángulo de  $60^\circ$  en el vértice da excelentes resultados [14].

La uniformidad del flujo de aire a través de la sección de pruebas, en velocidad y dirección, se logra solamente con la ayuda de una estructura de panal  $H_1$  en la entrada del colector. El citado autor menciona que en instalaciones recientes se han presentado ciertas irregularidades como vórtices, rotación, distribución irregular de velocidades y otras, a pesar de estar la entrada al colector geoméricamente centrada con respecto a las paredes del cuarto que contenía al túnel. Por ende, estos fenómenos parecen prácticamente imposibles de eliminar completamente, pero sí pueden ser reducidos al mínimo. La turbulencia debida al panal ubicado a la entrada del colector es

mucho menor que la que habría si éste estuviera justo en la entrada de la sección de pruebas; además, esta turbulencia se reduce mientras el flujo se acelera en su paso por el colector. Un panel ubicado en una sección de baja velocidad ofrecerá además mucho menos resistencia.

De cualquier forma, la turbulencia inicial debido a la entrada del aire al colector es pequeña o despreciable, ya que la velocidad de retorno del aire es muy pequeña debido al gran tamaño (relativo) del conducto de retorno (habitación).

### **3.2.2 Sección de pruebas**

En la mayoría de los casos es el punto de partida para el diseño de un túnel. Se supone que se diseña un túnel de viento partiendo de una necesidad de hacer ciertas pruebas con ciertos modelos; con esto se determina la forma y el tamaño de la sección de pruebas y la velocidad de prueba deseada. Lo anterior puede resumirse en un criterio: número de Reynolds deseado. Hay que buscar un balance apropiado entre las variables involucradas en el número de Reynolds (para el caso, tamaño del modelo y velocidad de prueba); en teoría [3], si se prueba en un túnel más grande un modelo más grande puede utilizarse una velocidad más baja, pero a pesar de que el mismo número de Reynolds puede obtenerse en un túnel dos veces más grande utilizando la mitad de la potencia, el costo de este túnel más grande puede ser el cuádruple del costo del más pequeño.

*Forma de la sección transversal.* Se vio anteriormente que la sección transversal de la sección experimental puede ser de diversas formas geométricas; la forma apropiada para un diseño está determinada más que todo por el tipo de experimentos a realizar, y no por razones de pérdidas. La consideración fundamental es el área de la sección transversal, ya que ésta determina los requerimientos de potencia; la diferencia en la fricción que ocasionan las diversas formas es despreciable [2]. Por lo anterior, si un experimento requiere un soporte para un modelo tal que esté apoyado sobre el piso, el túnel apropiado debe tener piso plano. Para probar modelos de aviones resulta entonces muy conveniente una sección rectangular, más ancha que alta por la envergadura del modelo. Pope señala como límite una relación altura-ancho de 7 por 10, bajo la cual los efectos

de pared no afectan mucho. Por lo antes señalado, en general las secciones circulares y elípticas ya no son tomadas en cuenta en nuevos diseños.

*Fronteras de la sección de pruebas.* Como ya fue estudiado, la corriente de aire en la sección experimental puede ser libre o confinada. En cualquier caso es recomendable construir un espacio o cámara cerrada alrededor de la sección; bajo estas condiciones el aire de la cámara estará en equilibrio de presiones con el aire fluyendo por la sección. Tomando como punto de partida que el ventilador trabaja por aspiración (ubicado corriente abajo de la sección de pruebas), se consideran ambos casos por separado.

#### *1. La sección de pruebas es cerrada.*

Ya que el ventilador trabaja por aspiración, la presión en la sección de pruebas es menor que la presión atmosférica. Por ello es recomendable que exista alrededor de la sección la cámara de observación que se mencionó antes. (Ésta se verá con más detalle en el segundo caso.) Además, es necesario evitar cualquier admisión de aire no deseada, por ejemplo a través de los agujeros por los cuales pasan los cables que conectan al modelo con el sistema de medición de fuerzas; estos agujeros deben ser sin fricción y suficientemente pequeños como para evitar la entrada de aire.

La sección de pruebas debe ser de vidrio, tener paredes de vidrio o tener suficientes ventanas para una completa visualización del modelo. En caso de que se proyecte utilizar modelos motorizados, se recomienda el uso de vidrio blindado. Debe haber suficiente iluminación.

#### *2. La sección de pruebas es abierta.*

En este caso la cámara sellada de observación se vuelve indispensable. Ésta debe ser confortable, con aire tibio, bien iluminada, y sus dimensiones deben ser tales que permitan libertad de instalación de equipos de medición y observación proyectados alrededor de la sección. Las formas externas de esta cámara deben ser continuas, unidas al colector y al difusor, de tal forma que contribuyan al flujo suave del aire de retorno, especialmente si la habitación que contiene al túnel es pequeña.

Entre las desventajas que pueden mencionarse acerca de las secciones de pruebas abiertas están:

- Usualmente el sistema de balanzas y soportes ocupa tanto espacio que simula un límite sólido; esto complica las correcciones por límites necesarias.
- La potencia requerida por un túnel de sección abierta puede ser tres veces mayor que la potencia requerida por el mismo túnel a la misma velocidad operando con sección cerrada.
- El difusor debe ser más largo que en el mismo túnel operando con sección cerrada.

No obstante, para las pruebas de hélices y rotores las secciones abiertas son más apropiadas. Sería muy conveniente que en túneles modernos pudiera ser la sección de pruebas desmontable; de esta forma podrían compararse resultados entre experimentos a similares condiciones pero en sección de pruebas diferentes. Es obvio que sería indispensable la cámara sellada.

*Longitud.* La longitud de la sección experimental debe determinarse tomando en cuenta la longitud de los modelos a probar. Toussaint [14] afirma que para los experimentos usuales en aplicaciones aerodinámicas la longitud oscila entre 1 y 1.5  $D_0$ , siendo  $D_0$  el diámetro de la sección (ver figura 3.4). Para secciones abiertas, el autor recomienda una longitud igual a  $D_0$  para reducir pérdidas, mientras que para secciones cerradas una longitud igual a 1.5  $D_0$ . Por su parte, Pope [10] asegura que en la práctica común la longitud de la sección varía de una a dos veces la mayor dimensión de su sección transversal.

A medida que el aire fluye dentro de la sección, la capa límite en sus paredes crece en espesor. Esto reduce el área efectiva de la sección, ocasionando incremento en la velocidad y caída de presión estática (fenómeno conocido como “horizontal buoyancy”). Si se incrementa la sección transversal lo suficiente como para permitir que la capa límite se engruese, la presión estática mantendrá un valor constante a lo largo de toda la sección de pruebas. Pope afirma que a pesar de que no existe un método de diseño que asegure un valor constante de presión estática, como primera aproximación se toma una pequeña divergencia de  $0.5^\circ$ . Algunos túneles están contruidos de tal forma que sus paredes pueden ser ajustadas hasta poder alcanzar con mediciones una presión estática constante.

### 3.2.3 Difusor divergente

La función del difusor es reducir gradualmente la velocidad de la corriente de aire y a la vez aumentar su presión. No obstante, esta transformación de energía cinética a energía de presión no puede obedecer exactamente la Ley de Bernoulli, por lo que el flujo experimentará pérdidas debido a la fricción y a la expansión. Estas pérdidas serán evaluadas (para el caso general) posteriormente.

En el caso de un túnel con sección de pruebas cerrada el diámetro menor del difusor (corriente arriba) es igual al diámetro de aquélla. Si la sección de pruebas es abierta, la entrada del difusor debe ser un poco mayor debido básicamente a dos razones: (1) la corriente de aire sufre una ligera dispersión al pasar por la sección experimental (es decir, por la cámara de pruebas), y (2) de esa forma se evita la formación de corrientes parásitas al hacer impacto la corriente con los bordes del difusor. Se recomienda una abertura de  $1.05D_0$  a  $1.10D_0$ . Además se recomienda practicar las perforaciones F que se ven en la figura 3.4 para reducir las pulsaciones que ocurren con cierta frecuencia en este tipo de túneles [14]. Las fugas de aire cuando la caída de presión es baja no afectan significativamente el coeficiente del túnel. Este parámetro se estudiará posteriormente.

La generatriz del difusor debe ser preferentemente rectilínea; con ésta se obtiene un coeficiente mayor que con una parabólica y su construcción es más sencilla. Un factor que influye notablemente en el coeficiente del túnel es el ángulo de divergencia; las pérdidas aumentan proporcionalmente con éste, pero si se escoge un valor de ángulo muy bajo el difusor resulta muy largo y el costo de construcción aumenta. Pope [10] afirma que para coeficiente de fricción superficial razonables la divergencia más eficiente es aproximadamente  $5^\circ$ ; sin embargo en la práctica se utiliza comúnmente el valor de  $7^\circ$ . Para una relación entre las secciones de entrada y de descarga deseada ( $n = S_d/S_e$ ) la longitud del difusor está dada, según Toussaint [14], por la ecuación

$$\frac{L}{D_e} = \frac{\sqrt{n} - 1}{2 \tan 3^\circ 30'} \cong 8.2(\sqrt{n} - 1) \quad (3.1)$$

donde  $D_e$  es el diámetro de la sección de entrada si es circular. Más allá del plano del ventilador el difusor puede ser prolongado una distancia moderada.

Para reducir el costo inicial es posible aumentar el ángulo de divergencia, pero esto ocasionaría pérdidas adicionales por separación de la capa límite. Para evitar esto se recomienda practicar ranuras longitudinales en el interior del difusor, o bien una depresión perimetral, para provocar la aspiración de la capa límite.

### 3.2.4 Motor

Pope [10] destaca varias alternativas de motores para impulsar el ventilador; aunque no todas son aplicables en el caso de un túnel pequeño, se revisarán brevemente algunas de ellas.

1. *Generador y motor CD.* Un generador de corriente directa impulsado por un motor sincrónico y acoplado a un motor de corriente directa es un sistema satisfactorio para potencias menores que 200 HP. Ofrece un excelente control de velocidad.
2. *Sistema tandem.* La combinación de un motor CD para potencias bajas y un motor de inducción de una sola velocidad para potencias altas es un sistema satisfactorio para el rango de 300 a 20,000 HP. Además, el motor CD se usa para llevar al motor de inducción hasta la velocidad de operación.
3. *Acople magnético.* En este sistema se utiliza un motor sincrónico para impulsar el ventilador por medio de un acople magnético de velocidad variable. Permite un excelente control de velocidad desde cero hasta la máxima velocidad. Raramente es usado para potencias arriba de 500 HP.
4. *Motor de combustión interna.* En general este tipo de motor es indeseable en instalaciones de túneles de viento por su alto costo de operación y por su confiabilidad en cuanto a una larga vida útil.

Otros tipos de motores y arreglos pueden encontrarse en la referencia mencionada.

### 3.2.5 Estructuras de panal y pantallas

Como ya se mencionó anteriormente, son utilizadas para estabilizar el flujo y suprimir movimientos de rotación en él. Las estructuras de panal están formadas por celdas octogonales, usualmente de longitud de 5 a 10 veces su ancho. También pueden tener sección circular o cuadrada, aunque éstas implican una pérdida mayor que las octogonales. Según Pope [10], estos panales deben obtenerse comercialmente, ya que el esfuerzo para construir uno es enorme; esto es aplicable más que todo en túneles grandes.

Las pantallas son tamices de celdas rectangulares, cuyo tamaño puede variar. Como ya se mencionó, la primera pantalla a la entrada del colector puede ser basta, y las siguientes con celdas más pequeñas para lograr una estabilización gradual del flujo; debe tomarse en cuenta que mientras mayor sea la velocidad del flujo que las atraviese, mayor pérdida ocasionará. Por ello no es conveniente ubicarlas en secciones de diámetros pequeños (como el de la sección de pruebas).

### 3.3 EFICIENCIA DEL TÚNEL Y COEFICIENTE DE UTILIZACIÓN

Al igual que muchos equipos y máquinas, un túnel de viento es caracterizado por cierto parámetro para medir o expresar su eficiencia, es decir, el uso apropiado o aprovechamiento que se le dé a la energía provista, en términos de la energía utilizada para el propósito para el que fue diseñado.

Según el análisis de Toussaint [14], el aire que circula en un túnel de viento sufre un ciclo irreversible caracterizado por:

- a) Transformaciones de energía cinética en energía potencial y viceversa, teóricamente sin pérdidas.
- b) Pérdidas de energía del aire, en diferentes partes del circuito.
- c) Ganancia de energía al pasar el aire a través del ventilador.



La energía transmitida por el ventilador al fluido es igual, en condiciones de flujo permanente, a la suma de las pérdidas del flujo. Sea  $\eta_v$  la eficiencia del ventilador y  $P_m$  la potencia que éste recibe del motor; entonces

$$\eta_v P_m = \text{pérdidas} \quad (3.2)$$

El **coeficiente de utilización del túnel**, o **coeficiente del túnel**, es la relación entre la energía cinética del fluido en la sección de pruebas y la energía que recibe éste del ventilador.

Sea  $V_0$  la velocidad del aire, asumida constante, en la sección experimental,  $A_0$  el área de la sección transversal y  $\rho_0$  la densidad del aire, asumida constante para velocidades bajas, para las cuales los efectos de la compresibilidad son despreciables. Como el flujo de masa  $\dot{m}_0$  es igual a  $\rho_0 A_0 V_0$ , entonces la energía cinética en la sección de pruebas es

$$P_0 = \frac{1}{2} \dot{m} V_0^2 \quad (3.3)$$

y, según la definición anterior, el coeficiente de utilización es

$$C_t = \frac{P_0}{\eta_v P_m} = \frac{P_0}{\sum \text{perdidas}} \quad (3.4)$$

Pope [10] llama a este cociente **relación de energía ER<sub>t</sub>**.

El coeficiente total del conjunto túnel-ventilador es

$$C_m = \frac{P_0}{P_m} = \eta_v C_t \quad (3.5)$$

Las eficiencias correspondientes serán

$$\eta_{total} = \frac{P_0 - \sum \text{perdidas}}{P_0} = 1 - \frac{1}{C_t} \quad (3.6)$$

$$\eta_{conjunto} = \frac{P_0 - P_m}{P_0} = 1 - \frac{1}{C_m} \quad (3.7)$$

La diferencia  $P_0 - \Sigma$  (*pérdidas*) representa la energía aparentemente disponible en el fluido. El carácter aparente resulta del hecho de que esta energía no es realmente recuperable, por ejemplo por un motor de aire, por las pérdidas que ocasionaría un aparato similar. La diferencia  $P_0 - P_m$  representa la energía aparentemente disponible en el fluido, tomando en cuenta las pérdidas en el ventilador. Como puede percatarse, los coeficientes dependen de las pérdidas sufridas por el aire en su recorrido. Estas pérdidas se deben en su mayoría y en caso general a las razones siguientes:

- a) Fricción superficial entre el aire y las paredes del túnel.
- b) Variaciones de sección transversal, abruptas o graduales.
- c) Cambios de dirección del flujo, guiados o no guiados.

Es evidente que la tercera razón no es aplicable en túneles de circuito abierto (al menos no es admisible), y por ende la evaluación de las pérdidas en este caso es más sencilla. Ahora que el origen de las pérdidas es conocido, se verá la forma de evaluarlas y así obtener la pérdida total.

### 3.4 EVALUACIÓN DE LAS PÉRDIDAS

La evaluación de las pérdidas es un paso muy importante en el diseño de un túnel, por cuanto determina la potencia del motor impulsor del ventilador. En este Trabajo se verán dos diferentes métodos de evaluación propuestos por dos autores. Utilizando ambos en el diseño del túnel se estará en la posibilidad de comparar ambos resultados.

En su libro, Pope [10] explica el método de Wattendorf\* para la evaluación de pérdidas en túneles de circuito cerrado, que puede ser visto como un caso general. El proceso consiste en dividir el túnel en (1) secciones cilíndricas, (2) esquinas, (3) secciones de expansión y (4) secciones de contracción; luego se calcula la pérdida para cada una y se suman para obtener la pérdida total. Con este dato puede calcularse el coeficiente del túnel o relación de energía.

En cada sección ocurre una pérdida de energía, usualmente expresada como caída de presión  $\Delta p$ , o como un coeficiente de pérdida  $K = \Delta p/q$ , donde  $q$  es la presión dinámica local. Las pérdidas locales pueden ser expresadas en términos de la presión dinámica en la sección de pruebas, y así se define el coeficiente de pérdidas local como

$$K_0 = \frac{\Delta p}{q} \cdot \frac{q}{q_0} = K \frac{q}{q_0} \quad (3.8)$$

La pérdida local de energía puede ser expresada por

$$\Delta E = K \frac{1}{2} \rho A V^3 \quad (3.9)$$

y referida a la energía de la sección de pruebas se expresa

---

\* F.L. WATTENDORF, "Factors Influencing the Energy Ratio of Return Flow Wind Tunnels" 5<sup>th</sup> International Congress for Applied Mechanics, Cambridge, 1938. Citado por el autor mencionado.

$$\Delta E = K \frac{1}{2} \rho A V^3 \cdot \frac{A_0 V_0 \cdot V_0^2}{A_0 V_0 \cdot V_0^2}$$

$$\Delta E = K \frac{1}{2} \rho A_0 V_0^3 \cdot \frac{A V^3}{A_0 V_0^3}$$

$$\Delta E = K \frac{1}{2} \rho A_0 V_0^3 \frac{q}{q_0}$$

pero como  $\frac{q}{q_0} = \frac{D_0^4}{D^4}$ , entonces

$$\Delta E = K \frac{1}{2} \rho A_0 V_0^3 \cdot \frac{D_0^4}{D^4}$$

y, según la ecuación (3.8),

$$\Delta E = K_0 \frac{1}{2} \rho A_0 V_0^3 \quad (3.10)$$

Según la definición de relación de energía, ecuación (3.4),

$$C_i = ER_i = \frac{\frac{1}{2} \rho A_0 V_0^3}{\sum (K_0 \frac{1}{2} \rho A_0 V_0^3)} = \frac{1}{\sum K_0} \quad (3.11)$$

Esta ecuación excluye las eficiencias del motor y del ventilador; para tomarlas en cuenta se usa la ecuación (3.5).

Según este método de evaluación de pérdidas, la pérdida local de cada sección se expresa con un  $K_0$  particular, que depende del **coeficiente de fricción superficial**  $\lambda$  para flujo turbulento, asumiendo paredes lisas. Ya que en los túneles de viento el flujo alcanza generalmente números de Reynolds muy altos (mucho mayores que el límite de flujo laminar,  $Re \approx 2000$ ), es necesario determinar el valor de  $\lambda$  por medio de una relación empírica para flujo turbulento. Kaufmann [6] da

varias de estas relaciones con sus correspondientes rangos de números de Reynolds en los que son aplicables:

$$\text{Jakob y Erk} \quad \lambda = 0.00714 + 0.6104 \text{Re}^{-0.35} \quad , \quad \text{Re} \leq 400000 \quad (3.12)$$

$$\text{Schiller} \quad \lambda = 0.0054 + 0.396 \text{Re}^{-0.3} \quad , \quad 2 \times 10^4 \leq \text{Re} \leq 2 \times 10^6 \quad (3.13)$$

$$\text{Nikuradse} \quad \lambda = 0.0032 + 0.221 \text{Re}^{-0.237} \quad , \quad 10^5 \leq \text{Re} \leq 10^8 \quad (3.14)$$

Además, se tiene la ley universal para el factor de fricción de Von Kármán-Prandtl:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \log(\text{Re} \sqrt{\lambda}) - 0.8 \quad (3.15)$$

válida para todo número Reynolds en flujo turbulento, en tuberías hidráulicamente lisas (es decir, cuando la capa límite laminar cubre completamente las protuberancias de las paredes, de tal forma que éstas no ejercen influencia sobre las características de flujo turbulento [6]). Para llegar a un valor más preciso de  $\lambda$ , puede trabajarse iterativamente con las ecuaciones (3.14) y (3.15), por ejemplo, dependiendo del valor aproximado de número de Reynolds que se tenga proyectado para el túnel. También puede obtenerse este valor de un diagrama como el de la figura 3.5. Existen otras ecuaciones para el caso de que se considere la rugosidad de las paredes, pero es más práctico utilizar el llamado Diagrama de Moody, conociendo de antemano, naturalmente, el material que se va a utilizar. No obstante, Toussaint [14] recomienda considerar la rugosidad en las paredes por medio de un factor de 1.50 ó 2.00.

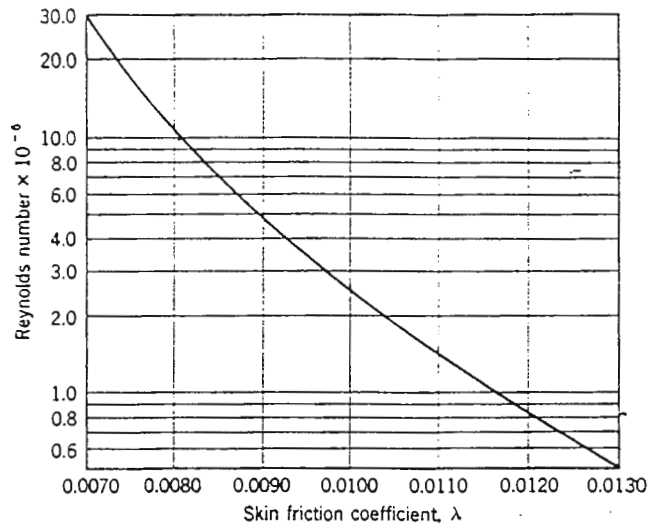


Fig. 3.5 Gráfica  $\lambda$  - Re correspondiente a la ecuación (3.15).  
Tomada de la ref. 10.

Regresando a los coeficientes de pérdida  $K_0$  particulares de cada sección del túnel, Pope [10] los define según sigue:

a) Secciones cilíndricas:

$$K_0 = \lambda \left( \frac{L}{D} \right) \left( \frac{D_0^4}{D^4} \right) \quad (3.16)$$

donde  $\lambda$  : coeficiente de fricción

L : longitud de la sección

D : diámetro de la sección

$D_0$ : diámetro de la sección de pruebas

b) **Secciones divergentes:**

El coeficiente que incluye las pérdidas tanto por fricción como por expansión es

$$K_0 = \left( \frac{\lambda}{8 \tan(\alpha/2)} + 0.6 \tan(\alpha/2) \right) \left( 1 - \frac{D_1^2}{D_2^2} \right) \cdot \frac{D_0^4}{D_1^4} \quad (3.17)$$

donde  $\alpha/2$  : ángulo de divergencia (no mayor de  $7^\circ$ )

$D_1$  : diámetro menor del difusor

$D_2$  : diámetro mayor del difusor

Según Pope, las pérdidas en una sección divergente son de dos a tres veces mayores que las correspondientes en una sección cilíndrica, aunque parecería que éstas tendrían un valor mayor que las pérdidas de una sección cilíndrica de diámetro igual al diámetro menor del difusor, y menor que una similar de diámetro igual al diámetro mayor. Esto se da porque además de la fricción superficial se opone al flujo un gradiente adverso de presión (el mismo responsable del fenómeno de la separación). El mismo autor afirma que el ángulo de divergencia es un parámetro muy poco conveniente para caracterizar un difusor; lo es mejor la razón de aumento de presión.

c) **Secciones convergentes:**

$$K_0 = 0.32 \lambda \frac{L_c}{D_0} \quad (3.18)$$

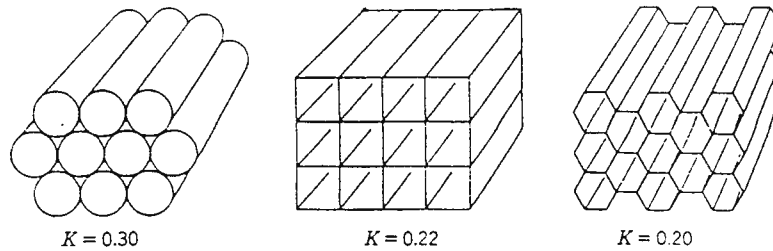
Es de observar que no parece influir el ángulo de convergencia.

d) Las pérdidas por **esquinas** no son de importancia en esta evaluación y por ende no se detallarán.

e) **Estructura de panel:**

Para concluir este primer método de evaluación de pérdidas, se incluyen factores K para diferentes tipos de estructuras de panel, basados en una relación longitud-diámetro igual a 6.0.

Éstos se muestran en la figura 3.6.



*Fig. 3.6 Algunos tipos de estructura de panal y sus factores de pérdida K. Basados en una relación longitud-diámetro de 6.0. Tomada de la ref. 10.*

El método descrito por Toussaint [14] se debe a Margoulis\* y se aplica especialmente en túneles de circuito abierto con el ventilador corriente abajo de la sección de pruebas. Esta evaluación de pérdidas se divide así:

- a) En el colector convergente, pérdidas por fricción en las paredes y en la superficie de las celdas del panal.
- b) En la sección de pruebas, pérdidas por fricción en las paredes (asumiendo ausencia de panales), y si es libre, pérdidas por la supresión de las paredes.
- c) En el difusor divergente, pérdidas por fricción en las paredes y pérdidas por expansión (efecto Fliegner). En el extremo de descarga del difusor, pérdidas correspondientes a la energía cinética de la corriente alejándose del ventilador.

La velocidad de retorno del aire se supone despreciable por las relativamente grandes dimensiones del conducto de retorno (el cuarto), y por ende las pérdidas son también despreciables. Las expresiones matemáticas para las pérdidas en cada sección son:

---

\* MARGOULIS, M., "Résumé des principaux travaux exécutés pendant la guerre au Laboratoire aérodynamique Eiffel", Souffleries Aérodynamiques. s.f. Según cita del autor.



a) Para el **colector convergente**:

$$\Delta E_c = \frac{\lambda}{2 \sin(\frac{\alpha}{2})} \left( \frac{\rho}{2} \right) V_0^2 \cdot \frac{n^2 - 1}{n^2} \quad (3.19)$$

donde  $\lambda$  : coeficiente de fricción

$V_0$  : velocidad en la sección de pruebas

$n = S_d/S_e$  : relación entre la sección de descarga y la sección de entrada (sección mayor entre sección menor)

Se ve que las pérdidas disminuyen si el ángulo  $\alpha$  aumenta, pero generalmente estas pérdidas son muy pequeñas y por ende la forma del colector no tiene influencia notable en el coeficiente del túnel.

(El autor no especifica expresión alguna para las pérdidas en los panales.)

b) Para la **sección de pruebas** (sección cilíndrica):

$$\Delta E_0 = 4\lambda \left( \frac{\rho}{2} \right) V_0^2 \cdot \frac{L_0}{D_0} \quad (3.20)$$

donde  $L_0$  : longitud de la sección de pruebas

$D_0$  : diámetro de la sección de pruebas

Las pérdidas en la sección de pruebas son proporcionales a la relación  $L_0/D_0$ , por lo cual es conveniente que esta relación sea lo más bajo posible, considerando los requisitos de los experimentos.

c) Para las pérdidas por fricción en el **difusor** es válida la ecuación (3.19), ya que la ecuación de la cual se deriva vale para formas cónicas:

$$\Delta E_{d,f} = \frac{\lambda}{2 \sin(\alpha_2)} \left( \frac{\rho}{2} \right) V_0^2 \cdot \frac{n^2 - 1}{n^2} \quad (3.21)$$

Las pérdidas por expansión están expresadas por la fórmula de Fliegner:

$$\Delta E_{d,e} = \left( \frac{\rho}{2} \right) V_0^2 \left( \frac{n-1}{n} \right)^2 \sin \alpha \quad (3.22)$$

y la energía cinética en la descarga es

$$\Delta E_k = \frac{\rho}{2} V_0^2 \cdot \frac{1}{n^2} \quad (3.23)$$

Entonces las pérdidas totales en el difusor serán

$$\Delta E_d = \frac{\rho}{2} V_0^2 \left[ \frac{\lambda}{2 \sin(\alpha/2)} \cdot \frac{n^2 - 1}{n^2} + \left( \frac{n-1}{n} \right)^2 \sin \alpha + \frac{1}{n^2} \right] \quad (3.24)$$

### 3.5 GRADO DE TURBULENCIA

En todos los túneles de viento se alcanzan números de Reynolds mucho mayores que el límite de flujo laminar,  $Re \approx 2000$ ; es de esperarse por eso que haya en alguna medida turbulencia en el flujo. Es debido a esta turbulencia que los experimentos realizados en diferentes túneles de viento (y en vuelos reales) a un mismo número de Reynolds arrojan resultados que no concuerdan, como deberían hacerlo. Se vuelve entonces necesario darle a esta turbulencia un valor cuantitativo, propio de cada túnel, el cual es un parámetro que lo caracteriza.

Toussaint [14] expone la definición cuantitativa de la turbulencia propuesta por Dryden y Kuethe\* : “La turbulencia en un punto dado es la relación entre la raíz cuadrada de la media del cuadrado de las desviaciones de la velocidad del valor medio y el valor medio”. Esta definición concuerda con la que expresan Schlichting y Truckenbrodt [13] por medio de la fórmula

$$Tu = \frac{\sqrt{u'^2}}{U_\infty} \quad (3.25)$$

donde  $u'$  : componente de desviación de la velocidad de su valor medio

$U_\infty$  : velocidad de corriente libre

Pope [10] lo expone de una forma más comprensible, explicando que de las investigaciones se descubrió un patrón en las discordancias entre experimentos mencionadas anteriormente: la turbulencia causaba que el patrón del flujo en el túnel fuera similar al patrón de flujo en vuelo libre a un número de Reynolds más alto. Por ende pudo determinarse que al número de Reynolds de prueba en el túnel le correspondía un “número de Reynolds efectivo” mayor. El factor de incremento es el llamado **factor de turbulencia**, definido por la expresión

$$Re_e = FT \times Re \quad (3.26)$$

Existen dos métodos para encontrar la turbulencia.

1. Es un hecho que el coeficiente de arrastre de una esfera depende grandemente de la velocidad de flujo. Éste cae abruptamente al alcanzar el flujo cierto valor de número de Reynolds, llamado **número de Reynolds crítico**. Cuando esto sucede se da la transición de capa límite laminar a capa límite turbulenta y el punto de separación del flujo en el hemisferio de la esfera corriente arriba se desplaza; el flujo permanece adherido más tiempo. Esto es lo que causa que el coeficiente de arrastre disminuya. El valor de  $Re$  crítico disminuye en la medida en que aumenta

---

\* DRYDEN, H.L., KUETHE, A.M., Effect of Turbulence in Wind Tunnel Measurements, U.S. N.A.C.A. Technical Report No. 342, 1930. Cita del autor mencionado.

la turbulencia, y por ende el coeficiente de arrastre de la esfera puede ser utilizado para medir la turbulencia. El proceso consiste en medir el arrastre  $D$  de una esfera de 5 ó 6 pulgadas de diámetro, a varias velocidades de flujo; luego se calcula el coeficiente de arrastre  $C_D$  según la ecuación

$$C_D = \frac{D}{\left(\frac{\rho}{2}\right)\pi\left(\frac{d^2}{4}\right)V^2} \quad (3.27)$$

donde  $d$  : diámetro de la esfera.

Los valores de  $C_D$  se grafican contra el número de Reynolds calculado, como en la figura 3.7. El valor de  $Re$  para el cual  $C_D$  es igual a 0.3 se denomina **número de Reynolds crítico  $Re_c$**  ( $Re_c = 336,000$  en la figura). El valor de  $Re$  en aire libre para el cual  $C_D = 0.3$  es igual a 385,000; entonces el factor de turbulencia viene dado por

$$FT = \frac{385,000}{Re_c} \quad (3.28)$$

El número de Reynolds efectivo  $Re_e$  puede ser encontrado ahora con la ecuación (3.26).

- En el segundo método se hace uso de la llamada **esfera de turbulencia o esfera de presión**. Ésta, mostrada en la figura 3.8, tiene un orificio en el punto de estancamiento frontal y cuatro más igualmente espaciados a  $22.5^\circ$  del punto de estancamiento posterior teórico. El orificio frontal está conectado a un extremo de un manómetro, mientras el otro extremo a los otros cuatro orificios. La diferencia de presión resultante  $\Delta p$  para cada número de Reynolds se divide entre la presión dinámica correspondiente al mismo, y el cociente se grafica contra  $Re$  (ver figura 3.9). Pope afirma que se ha encontrado que el cociente  $\Delta p/q = 1.22$  cuando  $C_D = 0.3$ , y por ende este valor de  $\Delta p/q$  determina el número de Reynolds crítico. Finalmente se determina el factor de turbulencia como en el primer método.

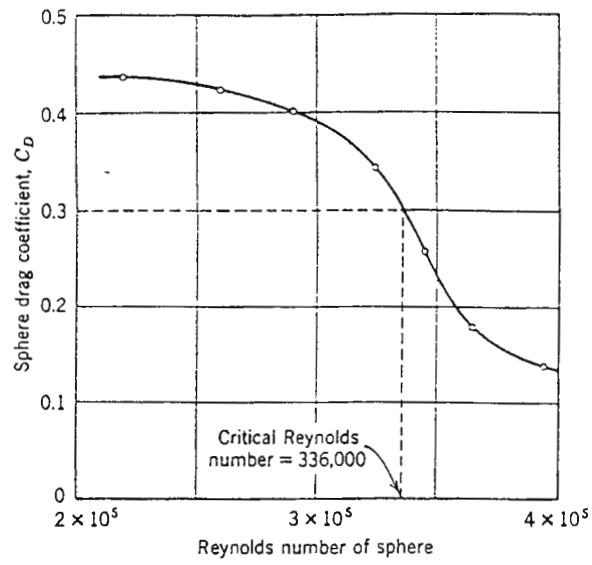


Fig. 3.7 Gráfica  $C_D$  -  $Re$  de una esfera. Indicado el número de Reynolds crítico. Tomada de la ref. 10.

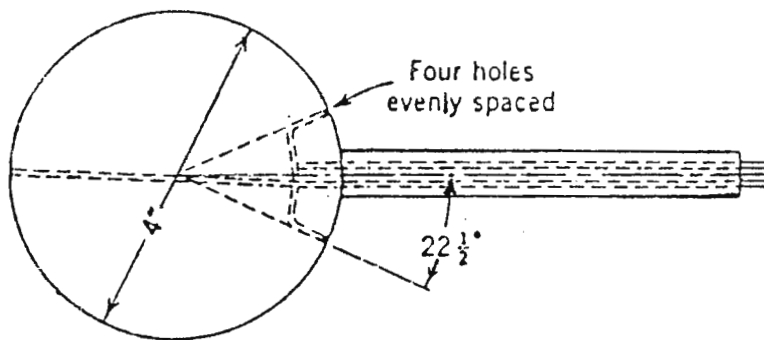


Fig. 3.8 Esfera de presión o de turbulencia, utilizada para obtener el factor de turbulencia. Tomada de la ref. 10.

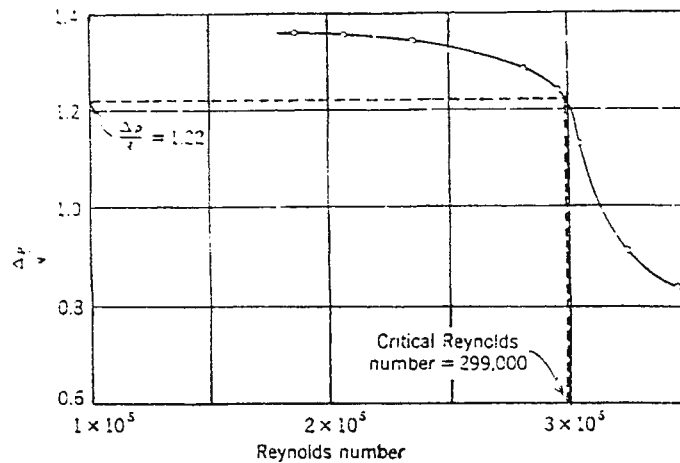


Fig. 3.9 Gráfica  $\Delta p/q - Re$  correspondiente a las mediciones con la esfera de turbulencia. Indicado el número de Reynolds crítico.  
Tomada de la ref. 10.

Es obvio que estas esferas utilizadas en ambos métodos deben tener una superficie totalmente lisa para que los resultados sean válidos. Además, es necesario tomar en cuenta los efectos propios del flujo en el túnel y hacer las correcciones necesarias; tal efecto proviene del gradiente longitudinal de presión estática que se da en la sección de pruebas debido al engrosamiento de la capa límite. El efecto de este gradiente es un incremento de la fuerza que se ejerce sobre el cuerpo, al tender éste a ser llevado a una zona de menor presión. El gradiente de presión puede medirse con un tubo de Pitot, colocándolo en varios puntos desde la entrada hasta la salida de la sección de pruebas a lo largo del eje del túnel. La fuerza adicional (“horizontal buoyancy”) puede ser calculada por medio de una expresión matemática. No es oportuno en este momento ver en detalle estas correcciones, pero sí es necesario saber aplicarlas en la operación del túnel y en la interpretación y análisis de los datos cuando es debido.

Pope asegura que en túneles con factores de turbulencia menores que 1.05 y números de Mach mayores que 0.35 la esfera de turbulencia ya no es suficientemente precisa para las mediciones. En esos casos se utilizan aparatos más sofisticados como el anemómetro de alambre caliente.

Un valor satisfactorio de factor de turbulencia para túneles pequeños para estudiantes es 1.7 [10]. Ésa será una importante referencia a la hora de hacer las primeras pruebas en el túnel de la Universidad Don Bosco.

**SEGUNDA PARTE**

**DISEÑO MECÁNICO MAYOR**

**DEL TÚNEL DE VIENTO :**

**CONDUCTOS , TRANSMISIÓN DE POTENCIA**

**Y ESTRUCTURAS DE SOPORTE**

## IV. SECCIÓN DE PRUEBAS

Como punto de partida en el diseño del túnel se tomará la sección de pruebas. Para el diseño de ésta se considera el tipo de experimentos que se harán con el túnel: éste deberá permitir albergar cuerpos de diferente forma geométrica, cuya longitud perpendicular a la corriente de aire no exceda **0.8 veces el diámetro de la cámara**; deberá poder medirse las fuerzas de arrastre y de sustentación (si hubiere éstas últimas), y deberá poderse visualizar el objeto en prueba.

Para poder ver los objetos en prueba se ha elegido como material el **plexiglass**, por ser transparente, más resistente, más fácil de trabajar y más barato que el vidrio. Se tomará una medida apropiada del diámetro de la cámara de pruebas de tal forma que el túnel no resulte muy grande, que pueda utilizarse cuerpos de experimento de tamaño regular y que no resulte difícil trabajar el plexiglass.

### 4.1 Características físicas de la cámara de pruebas

Ver planos 1/9 y 5/9.

Diámetro interno :  $D_0 = 0.30 \text{ m}$

Longitud :  $L_0 = 1.5 D_0 = 0.45 \text{ m}$

Material : plexiglass de espesor 2 mm

Acoples :

- a) estará acoplada al difusor por medio de una brida del mismo material y un empaque de hule de 1/8" (3.18 mm) de espesor;
- b) estará acoplada al colector por medio de una brida de acoplamiento rápido para fácil desmontaje, ya que para cambiar el modelo será necesario separar el colector. Al igual que en la junta en a) llevará un empaque de hule de 1/8" (3.18 mm) de espesor.



## 4.2 Características del flujo

En el túnel deberá poderse evaluar la resistencia que ofrecen cuerpos de diferente forma a una corriente de aire. Algunos cuerpos como discos circulares, anillos, placas planas (perpendiculares a la corriente), conos, medias esferas y otros, presentan una resistencia constante, independiente del número de Reynolds. Otros cuerpos como las esferas, las elipses, los cilindros circulares y los cuerpos fusiformes presentan en cambio una resistencia que varía con el número de Reynolds. La resistencia de total está formada por la resistencia de forma y por la resistencia de superficie, la primera causada por un gradiente de presiones adverso que se origina al desprenderse la capa límite, y la segunda por los esfuerzos cortantes en la capa límite. En los primeros cuerpos mencionados el punto de desprendimiento de la capa límite es siempre el mismo, mientras que en los otros dependerá del régimen laminar o turbulento de la capa límite; es de esperarse en éstos una variación de resistencia al darse la transición. La información detallada se da en el capítulo XI.

Para observar el fenómeno de la caída abrupta del coeficiente de resistencia de algunos cuerpos como la esfera será necesario alcanzar por lo menos el número de Reynolds crítico, el cual marca la transición del régimen de la capa límite. Se diseñará entonces para un número de Reynolds tal que permita (en teoría) lo anterior y que no implique una velocidad del flujo demasiado alta.

**Número de Reynolds de diseño :  $Re = 2.5 \times 10^5$**

Para obtener la velocidad máxima que deberá tenerse se evalúa en la expresión de Re el valor anterior y una dimensión característica de un cuerpo, en el caso extremo, con un cuerpo pequeño y un Re máximo. Suponiendo una esfera de 8 cm de diámetro se tiene:

$$Re = \frac{v_{max} D_{min}}{\nu} \Rightarrow v_{max} = Re \frac{\nu}{D_{min}} \quad (4.1)$$

$$Re = 2.5 \times 10^5$$

$\nu = 15.64 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ , viscosidad cinemática del aire a  $27^\circ \text{ C}$ , según interpolación en la tabla en apéndice A-8.

$$D_{\min} = 0.08 \text{ m}$$

$$v_{\max} = 2.5 \times 10^5 \times \frac{15.64 \times 10^{-6}}{0.08}$$

$$v_{\max} = 48.88 + 10\%$$

(10% = factor de margen de cálculo)

$$v_{\max} = 53.77 \text{ m/s} \cong 54 \text{ m/s}$$

Caudal de aire :

$$Q_{\max} = Av_{\max} = \frac{\pi}{4} D_0^2 \cdot v_{\max} \quad (4.2)$$

$$Q_{\max} = 3.82 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_{\max} = 8081.6 \text{ cfm}$$

Con diámetros menores que 0.08 m la velocidad se vuelve muy alta y se hace más difícil conseguir el ventilador apropiado. En teoría, podría conseguirse Re mayores utilizando la misma velocidad y cuerpos de mayores dimensiones.

## V. COLECTOR CONVERGENTE

La longitud está dada por la expresión  $L_c = 1.5 D_0$ , resultando en una longitud igual a la de la sección de pruebas. Se manejará un ángulo de conicidad de  $50^\circ$  y no  $60^\circ$  para evitar un diámetro de entrada demasiado grande. La generatriz del colector será rectilínea, pero lo ideal es procurar darle en su fabricación un cambio gradual hasta alcanzar el diámetro de 0.30 m. Éste se mantendrá constante unos 2 cm para dar lugar a la brida de acople rápido. En la entrada llevará tres pantallas de estabilización, fabricadas con mallas metálicas y marcos de aluminio; las pantallas serán desmontables. El juego completo consistirá en nueve pantallas, utilizando tres diferentes tipos de malla disponibles en el mercado: 6 x 6, 8 x 8 y 10 x 10. Para mejores resultados puede utilizarse pantallas difusoras de luz para lámparas fluorescentes, las cuales ya traen la forma de celdas rectangulares con cierta profundidad.

Características físicas (ver plano 4/9):

Dimensiones :

longitud $L_c = 1.5 D_0$	$\Rightarrow$	<b><math>L_c = 0.45 \text{ m}</math></b>
diámetro interno de salida (igual a $D_0$ )	$\Rightarrow$	<b><math>D_2 = 0.30 \text{ m}</math></b>
diámetro interno de entrada	$\Rightarrow$	<b><math>D_1 = 0.72 \text{ m}</math></b>
ángulo de conicidad	$\Rightarrow$	<b><math>\alpha = 50^\circ</math></b>

Material : lámina de hierro de 3/32" (2.38 mm) de espesor.

Acople : brida de acople rápido de lámina de hierro de 3/32" (2.38 mm) con la sección de pruebas (ver plano 4/9).

## VI. DIFUSOR DIVERGENTE

La generatriz del cono de salida será rectilínea y el ángulo de conicidad será de  $7^\circ$ . El diámetro interno de entrada será el mismo que el de la sección de pruebas, y el de salida estará determinado por las dimensiones del ventilador. La longitud del difusor  $L_d$  se obtiene del siguiente cálculo:

$$\frac{L_d}{D_e} = 8.2(\sqrt{n} - 1) \quad (6.1)$$

$D_e$  = diámetro interno de entrada al difusor (igual a  $D_0$ )

$n = S_s/S_e$  relación entre las secciones de salida y de entrada; se tomará el diámetro de salida de 26" (0.66 m) ya que el ventilador será de 24" (0.61 m)

$$n = \frac{S_s}{S_e} = \frac{D_s^2}{D_e^2} = \frac{(0.66)^2}{(0.30)^2} = 4.84$$

$$L_D = 8.2(\sqrt{4.84} - 1)(0.30)$$

$$\mathbf{L_D = 2.95 \text{ m}}$$

Características físicas (ver plano 6/9):

Dimensiones :

longitud	$\Rightarrow$	$\mathbf{L_D = 2.95 \text{ m}}$
diámetro interno de entrada (igual a $D_0$ )	$\Rightarrow$	$\mathbf{D_e = 0.30 \text{ m}}$
diámetro interno de salida	$\Rightarrow$	$\mathbf{D_s = 0.66 \text{ m}}$
ángulo de conicidad	$\Rightarrow$	$\mathbf{\alpha = 7^\circ}$

Material : lámina de hierro de 3/32" (2.38 mm) de espesor.

Acople : brida fija de lámina de hierro de 3/32" (2.38 mm) en unión con la sección de pruebas.

## VII. CONJUNTO MOTOR - VENTILADOR

Éste es el cálculo más laborioso de esta parte. Incluye el diseño de la transmisión y la selección de todos sus elementos.

### 7.1 Cálculo de la potencia del conjunto

El ventilador debe ser capaz de mover un caudal alto y lograr por succión una relativamente alta velocidad del flujo; por las funciones que cumplirá, un ventilador como los que se encuentran en el mercado nacional, utilizados para la ventilación y extracción en galeras y otros edificios, no es apropiado. Se necesita uno tipo hélice, fabricado bajo pedido.

Como primer paso y para determinar la potencia del motor, es necesario hacer una evaluación de las pérdidas que se dan en el flujo a través del túnel, según las fórmulas expuestas en la primera parte del documento del proyecto. Se escoge el método de Margoulis (ver ref. 14), ya que es específico para túneles de circuito abierto. En las tablas 7.1 y 7.2 y en las operaciones adjuntas se ve el resumen del cálculo. Con los datos obtenidos y las características del ventilador proporcionadas por el fabricante, se dan a continuación las siguientes especificaciones.

#### VENTILADOR

Axial, tipo hélice.

Diámetro : 24 pulgadas (0.61 m)

Número de aspas : 4

Diámetro del eje : según los cálculos del mismo (ver sección 7.3)

Material : aluminio fundido

Velocidad nominal de giro : 3430 rpm

## MOTOR

Eléctrico, corriente alterna,  $3\phi$ , tipo jaula de ardilla, 4 polos, totalmente cerrado, 5.0 HP (3.73 KW), 1715 rpm, 220 V, 13.6 A, 60 Hz. Ver especificaciones de motores Siemens en los apéndices A-1 y A-2. Para el control de la velocidad del motor se especifica un variador de frecuencia marca Siemens modelo Midi Master MD 550/2, 230 V, con potencia nominal de 5.5 KW, frecuencia de entrada 60 Hz, frecuencia de salida 0-650 Hz; ver especificaciones en el apéndice A-3.

## 7.2 Cálculo de la transmisión

La transmisión de potencia del eje del motor al del ventilador será por banda trapecial o en V; así se tendrá adicionalmente aislamiento de vibraciones producidas por el motor. Para el cálculo de la transmisión se usarán los métodos expuestos en las referencias [9] y [12].

**Tabla 7.1**

**Número de Reynolds en flujo libre**

Velocidad del flujo $v$ (m/s)	Diámetro de la sección de pruebas $D$ (m)	Viscosidad del aire $\nu$ ( $m^2/s$ ) a 27°C	Densidad del aire $\rho$ ( $kg/m^3$ ) a 27°C	Número de Reynolds
54.00	0.30	1.564E-05	1.179	1.036E+06

El valor de la densidad se obtiene interpolando en la tabla A-8 de los anexos.

**Cálculo del coeficiente de fricción superficial  $\lambda$**

$$\lambda = 0.0054 + 0.396 \text{ Re}^{-0.3}$$

$$\lambda = 0.01161029$$

**Cálculo del coeficiente de utilización**

(con dato obtenido en Tabla 2)

$$C_t = P_0 / \Sigma \text{pérdidas} = 1/2 \rho_0 A_0 V_0^3 / \Delta E_T$$

$$C_t = 2.840$$



**Tabla 7.2**

**Cálculo de las pérdidas de energía.**

Magnitudes constantes:

Velocidad en la sección de pruebas $V_0$ (m/s)	54.00	
Longitud de la sección de pruebas $L_0$ (m)	0.45	
Diámetro de la sección de pruebas $D_0$ (m)	0.30	
Coefficiente de fricción $\lambda$	0.0116	
Densidad del aire $\rho$ (kg/m <sup>3</sup> ) a 27°C	1.179	(interpolando en tabla A-8 del anexo)
Caudal $Q$ (m <sup>3</sup> /s)	3.82	
Eficiencia del ventilador $\eta_f$	0.75	

Sección del túnel	Diámetro de entrada (m)	Diámetro de salida (m)	Relación entre las secciones mayor y menor $n$	Ángulo de divergencia $\alpha$ (grados)	Fórmula a utilizar	Pérdida de presión (Pa)	Pérdida de energía $\Delta P \times Q$ (W)
Sección de pruebas	0.30	0.30	1.00	0	$\Delta P_0 = 4\lambda (\rho/2)V_0^2 (L_0/D_0)$	119.75	457.08
Sección convergente	0.72	0.30	5.76	50	$\Delta P_C = \lambda / (2 \sin \alpha/2) (\rho/2) V_0^2 (n^2-1)/n^2$	22.90	87.41
Sección divergente	0.30	0.66	4.84	7	$\Delta P_D = V_0^2 \rho/2 [ \lambda/(2\sin\alpha/2) (n^2-1/n^2) + (n-1/n)^2 \sin\alpha + 1/n^2 ]$	361.73	1380.73

**Total      504.38      1925.22**

**Pérdida de energía  $\Delta E_T$  (incl. 10%  
factor de seguridad y 10% de caída en  
las mallas) (W) =      2310.27**

**Potencia necesaria del motor  
 $P_m = \Delta E_T/\eta_f$  (HP) =      4.13**

De la tabla 7.3 se escoge el factor de servicio de 1.0 correspondiente a la aplicación en ventiladores y una utilización de menos de seis horas al día. Así, la potencia de diseño permanece invariada en 5.0 HP.

1. En la tabla 7.4 se ve que según la potencia a transmitir, la banda debe ser tipo A.
2. Como se contará con un variador de velocidad, el ventilador podrá obtener una velocidad desde cero hasta la máxima programada en el variador. No sería necesario entonces que hubiera un aumento o reducción de velocidad utilizando relación de transmisión; sin embargo, se tendrá una relación de transmisión de 2:1, de tal forma que el ventilador gire a 3430 rpm cuando el motor gire a su velocidad nominal de 1715 rpm a 60 Hz, y así evitar en lo posible proporcionar al motor frecuencias mayores que la nominal para que el par transmitido no caiga demasiado. Desde luego puede haber ocasiones en que según los experimentos la frecuencia de salida sea mayor que 60 Hz.
3. Tomando el dato inicial de 4000 pies/min (20.30 m/s) para la velocidad de la banda, se calcula el diámetro de la polea impulsora:

$$v_b = \frac{\pi D n}{12} \quad (7.1)$$

$v_b$  : velocidad de la banda, pies/min.

$n$  : velocidad de giro, rpm

$D$  : diámetro de paso de la polea impulsora, plg.

$$D = \frac{12v_b}{\pi n} = \frac{12(4000)}{\pi(1715)}$$

$$D = 8.91'' (226.3 \text{ mm})$$

Si se escoge una polea de 8'' (203.2 mm) la velocidad de la banda es 3592 pies/min (18.22 mm), un valor razonable. Entonces, para facilidad de construcción se especifica una polea impulsora de 8'' (203.2 mm); no se utiliza unidades métricas (mm) como valor nominal para ello ya que en el mercado nacional las poleas de este tipo son vendidas con medidas en pulgadas. Entonces,

Tipo de máquina que es impulsada	Tipo de impulsor					
	Motores de CA: torque normal <sup>a</sup> Motores de CD: bobinado en derivación Motores: de cilindro múltiple			Motores de CA: torque alto <sup>a</sup> Motores de CD: bobinado en serie, bobinado compuesto Motores: de 4 o menos cilindros		
	<6 h por día	6-15 h por día	>15 h por día	<6 h por día	6-15 h por día	>15 h por día
Agitadores, ventiladores, ventiladores con tolva, bombas centrífugas, transportadores, ligeras	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Generadores, herramientas para máquinas, mezcladores, transportadores, grava	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Elevadores de baldes o recipientes, máquinas textiles, molinos de martillo, transportadores, pesadas	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Trituradoras, molinos de bola, malacates, extruidoras de hule	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8
Cualquier máquina que pueda ahogarse	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0

<sup>a</sup>Sincrónicos, de fase dividida, de tres fases con torque (par) de arranque o torque (par) al paro menor que 250% del torque con carga total.

<sup>b</sup>De fase única, trifásico con torque (par) de arranque o torque (par) al paro mayor que 250% del torque con carga total.

Tabla 7.3 - Factores de servicio para bandas en V. Tomada de la ref. 9.

SECCIÓN	ANCHO $a$ , in	ESPESOR $b$ , in	MINIMO DIÁMETRO DE POLEA, in	POTENCIAS PARA UNA O MÁS BANDAS, hp
A	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{16}$	3.0	1-10
B	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{8}$	5.4	1-25
C	1	$\frac{1}{4}$	9.0	15-100
D	1 $\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	13.0	50-250
E	2	1	21.6	100 o mayor

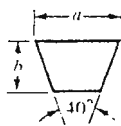


Tabla 7.4 - Secciones de bandas trapeziales (o en V) estándares. Tomada de la ref. 12.

$$D = 8'' \equiv 203.2 \text{ mm}$$

Y el diámetro de la polea impulsada es

$$d = 4'' \equiv 101.6 \text{ mm}$$

En la tabla A-4 del apéndice se escogen poleas de diámetros primitivos 193 y 103 mm, si se fuera a especificar poleas en medidas métricas. Sin embargo, se especificará las poleas en pulgadas.

5. Con el diámetro de paso (normalizado) de la polea impulsora y la velocidad de la banda se entra a la tabla 7.5 para determinar la potencia nominal por banda. Interpolando se obtiene **2.84 HP (2.12 KW)**
6. La longitud de paso o efectiva se calcula con la ecuación

$$L_p = 2C + 1.57(D + d) + \frac{(D - d)^2}{4C} \quad (7.2)$$

C : distancia entre centros, plg (  $D < C < 3(D+d)$  )

D : diámetro de la polea impulsora, plg

d : diámetro de la polea impulsada, plg

Se tomará como dato inicial  $C = 25''$  (0.635 m) :

$$L_p = 2(25) + 1.57(8.00 + 4.00) + \frac{(8 - 4)^2}{4(25)}$$

$$L_p = 69'' (1.753 \text{ m})$$

En la tabla 7.6 se lee que la longitud (interior) normalizada de la banda más próxima es 68. Ahora, en la tabla 7.7 se escoge la conversión de longitud de banda para tipo A; así, la longitud de paso será  $L_p = 69.3''$  (1.76 m). Regresando al cálculo se determina la distancia real entre centros:

SECCION DE BANDA	DIÁMETRO DE PASO DE POLEA, in	VELOCIDAD DE LA BANDA, ft·min				
		1000	2000	3000	4000	5000
A	2.6	0.47	0.62	0.53	0.15	
	3.0	0.66	1.01	1.12	0.93	0.38
	3.4	0.81	1.31	1.57	1.53	1.12
	3.8	0.93	1.55	1.92	2.00	1.71
	4.2	1.03	1.74	2.20	2.38	2.19
	4.6	1.11	1.89	2.44	2.69	2.58
	5.0 o más	1.17	2.03	2.64	2.96	2.89
B	4.2	1.07	1.58	1.68	1.26	0.22
	4.6	1.27	1.99	2.29	2.08	1.24
	5.0	1.44	2.33	2.80	2.76	2.10
	5.4	1.59	2.62	3.24	3.34	2.82
	5.8	1.72	2.87	3.61	3.85	3.45
	6.2	1.82	3.09	3.94	4.28	4.00
	6.6	1.92	3.29	4.23	4.67	4.48
7.0 o más	2.01	3.46	4.49	5.01	4.90	
C	6.0	1.84	2.66	2.72	1.87	
	7.0	2.48	3.94	4.64	4.44	3.12
	8.0	2.96	4.90	6.09	6.36	5.52
	9.0	3.34	5.65	7.21	7.86	7.39
	10.0	3.64	6.25	8.11	9.06	8.89
	11.0	3.88	6.74	8.84	10.0	10.1
	12.0 o más	4.09	7.15	9.46	10.9	11.1
D	10.0	4.14	6.13	6.55	5.09	1.35
	11.0	5.00	7.83	9.11	8.50	5.62
	12.0	5.71	9.26	11.2	11.4	9.18
	13.0	6.31	10.5	13.0	13.8	12.2
	14.0	6.82	11.5	14.6	15.8	14.8
	15.0	7.27	12.4	15.9	17.6	17.0
	16.0	7.66	13.2	17.1	19.2	19.0
17.0 o más	8.01	13.9	18.1	20.6	20.7	
E	16.0	8.68	14.0	17.5	18.1	15.3
	18.0	9.92	16.7	21.2	23.0	21.5
	20.0	10.9	18.7	24.2	26.9	26.4
	22.0	11.7	20.3	26.6	30.2	30.5
	24.0	12.4	21.6	28.6	32.9	33.8
	26.0	13.0	22.8	30.3	35.1	36.7
	28.0 o más	13.4	23.7	31.8	37.1	39.1

Tabla 7.5 - Potencias nominales en HP de bandas trapeciales estándares. Tomada de la ref. 12.

SECCIÓN	CIRCUNFERENCIA, in
A	26, 31, 33, 35, 38, 42, 46, 48, 51, 53, 55, 57, 60, 62, 64, 66, 68, 71, 75, 78, 80, 85, 90, 96, 105, 112, 120, 128
B	35, 38, 42, 46, 48, 51, 53, 55, 57, 60, 62, 64, 65, 66, 68, 71, 75, 78, 79, 81, 83, 85, 90, 93, 97, 100, 103, 105, 112, 120, 128, 131, 136, 144, 158, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300
C	51, 60, 68, 75, 81, 85, 90, 96, 105, 112, 120, 128, 136, 144, 158, 162, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420
D	120, 128, 144, 158, 162, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420, 480, 540, 600, 660
E	180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420, 480, 540, 600, 660

Tabla 7.6 - Circunferencias internas de bandas en V estándares. Tomada de la ref. 12.

Sección de banda	A	B	C	D	E
Cantidad a sumar	1.3	1.8	2.9	3.3	4.5

Tabla 7.7 - Conversiones de longitudes de banda. (Súmese la cantidad enlistada a la circunferencia interior para obtener la longitud de paso en pulgadas.) Tomada de la ref. 12.

FACTOR DE LONGITUD	LONGITUD DE BANDA NOMINAL, in				
	BANDAS A	BANDAS B	BANDAS C	BANDAS D	BANDAS E
0.85	Hasta 35	Hasta 46	Hasta 75	Hasta 128	
0.90	38-46	48-60	81-96	144-162	Hasta 195
0.95	48-55	62-75	105-120	173-210	210-240
1.00	60-75	78-97	128-158	240	270-300
1.05	78-90	105-120	162-195	270-330	330-390
1.10	96-112	128-144	210-240	360-420	420-480
1.15	120 o más	158-180	270-300	480	540-600
1.20		195 o más	330 o más	540 o más	660

\*Multiplique por este factor el valor de potencia nominal en hp por banda para obtener la potencia corregida.

Tabla 7.8 - Factor de corrección de longitud de banda. Tomada de la ref. 12.

$$C = \frac{B + \sqrt{B^2 - 32(D - d)}}{16} \quad (7.3)$$

$$B = 4L - 6.28(D + d) \quad (7.4)$$

$$B = 4(69.3) - 6.28(8.00 + 4.00) = 201.84''$$

$$C = \frac{201.84 + \sqrt{201.84^2 - 32(8 - 4)}}{16}$$

$$C = 25.21''$$

La banda a especificar será entonces A71 con una distancia entre centros de 25.21'' (0.640m).

7. El ángulo de contacto o de envolvente de la banda (en la polea menor) puede calcularse con la ecuación

$$\theta = 180^\circ - 2 \sin^{-1} \left[ \frac{D - d}{2C} \right] \quad (7.5)$$

$$\theta = 180^\circ - 2 \sin^{-1} \left[ \frac{8 - 4}{2(25.21)} \right] \quad (8)$$

$$\theta = 170.9^\circ$$

8. En la tabla 7.8 se lee el factor de corrección de longitud para bandas tipo A, y en la figura 7.1 el factor de corrección del ángulo de la envolvente. Se ve que el primero es 1.00 y que el segundo es 0.98.

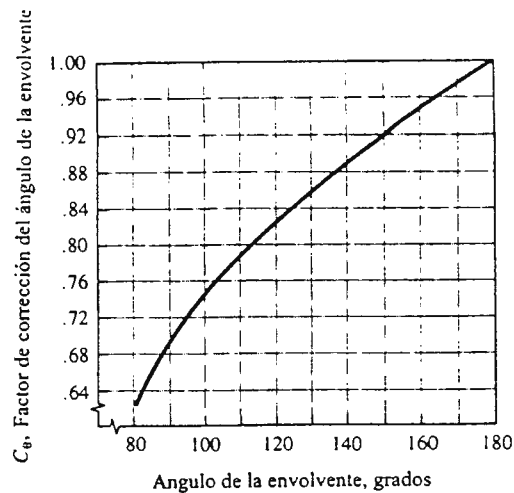


Figura 7.1 - Factor de corrección del ángulo de la envolvente. Tomada de la ref. 9.

9. La potencia por banda es entonces la misma :  $P = 2.84 \times 1.00 \times 0.98 = 2.78 \text{ HP (2.07 KW)}$

El número de bandas es entonces

$$N = \frac{4.0}{2.78} = 1.44$$

10. Resumiendo :

- Entrada : motor eléctrico 5.0 HP a 1715 rpm
- Factor de servicio : 1.00
- Potencia de diseño : 5.0 HP (3.73 KW)
- Banda : dos bandas A71
- Poleas acanaladas : polea impulsora  $\phi 8''$ , 2 canales; polea impulsada  $\phi 4''$ , 2 canales, ambas de aluminio. Para ver dimensiones de cubo ver tabla A-4 en el apéndice, poleas de diámetros totales 200 y 100 mm.
- Velocidad de salida : 3430 rpm
- Distancia entre centros : 25.21'' (640 mm)



### 7.3 Cálculo del eje del ventilador

Para este cálculo se utilizará el proceso explicado por Mott [3] y el diagrama de la figura 7.2.

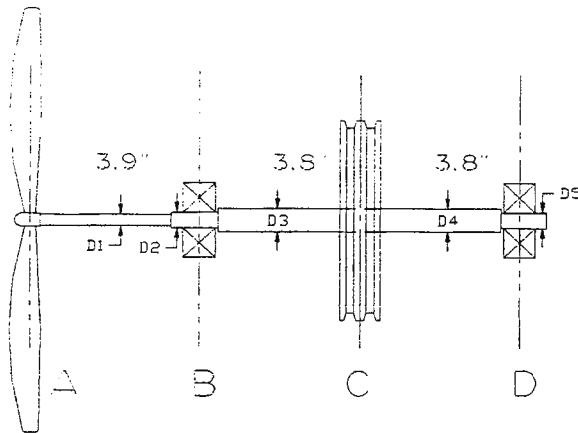


Figura 7.2  
Esquema del eje a diseñar y sus elementos.

La ecuación básica para el cálculo del diámetro de ejes sometidos solamente a flexión y torsión es

$$D = \left[ \frac{32N}{\pi} \sqrt{\left[ \frac{K_t M}{S'_n} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[ \frac{T}{S_y} \right]^2} \right]^{1/3} \quad (7.6)$$

M: momento flector originado por las fuerzas transversales en los elementos (en este caso la polea), en lb-pulg.

T: momento torsor o torque originado por la potencia transmitida, en lb-pulg.

$K_t$ : factor de concentración de esfuerzos debido a cambios de sección en el eje, ranuras y cuñeros.

N: factor de diseño

$S'_n$ : resistencia por durabilidad real, en psi.

$S_y$ : resistencia de cedencia o fluencia, en psi.

1. Inicialmente, para la utilización de tablas, se asume que el eje será de acero AISI 1040 extruido en frío. De la tabla A-5 del apéndice se obtiene

$$S_y = 71\ 000\ \text{psi} \quad \text{punto de fluencia}$$

$$S_u = 80\ 000\ \text{psi} \quad \text{resistencia a la tracción}$$

2. En la figura 7.3 se lee la resistencia por durabilidad,  $S_n = 30\ 000\ \text{psi}$ . De la tabla 7.9 se escoge un factor de confiabilidad  $C_R$  de 0.81, y del gráfico 4 un factor de tamaño  $C_s$  de 0.95, ya que se prevé que el eje será pequeño. Con los datos anteriores se calcula la resistencia real por durabilidad :

$$S'_n = S_n \times C_s \times C_R = (30\ 000)(0.95)(0.81)$$

$$S'_n = 23\ 085\ \text{psi}$$

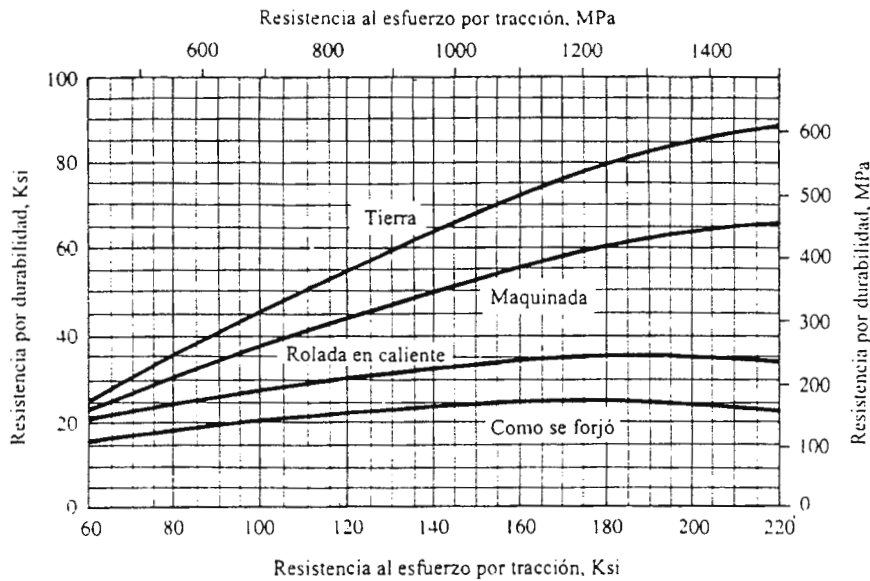


Figura 7.3 - Tensión por durabilidad contra resistencia al esfuerzo por tracción para acero forjado para varias condiciones superficiales. Tomada de la ref. 9.

Confiabilidad que se desea	Factor de confiabilidad, $C_R$
0.50	1.00
0.90	0.90
0.99	0.81
0.999	0.75

Tabla 7.9 - Factor de confiabilidad según la confiabilidad deseada. Tomada de la ref. 9.

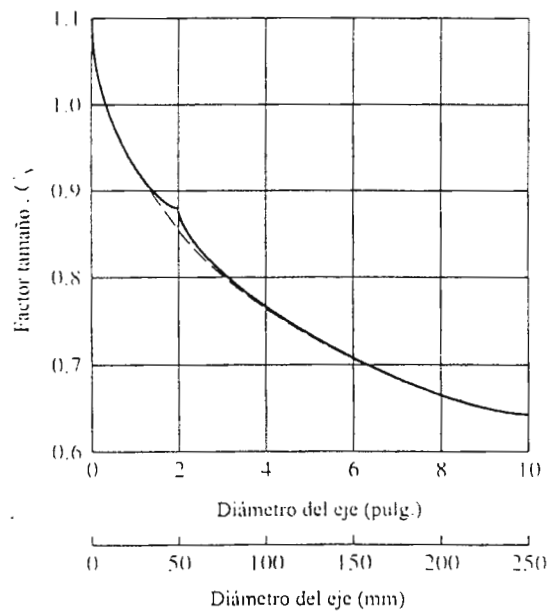


Figura 7.4 - Factor de tamaño para diseño de ejes. Tomada de la ref. 9.

3. Se necesitará un factor de diseño N para el cálculo; para condiciones industriales típicas (incluyendo un sistema de ventilación que no presenta choques anormales) Mott [9] recomienda **N = 3**.

4. El torque transmitido en lb-plg se calcula con la ecuación

$$T = 63000 \frac{P}{n} \quad (7.7)$$

P : potencia en HP

n : velocidad de giro en rpm

$$T = 63000 \frac{5}{3430}$$

$$T = 91.8 \text{ lb-plg (16 077.28 Nm)}$$

5. Es necesario calcular las fuerzas que se ejercen sobre el eje para poder trazar los gráficos de carga, fuerza cortante y momento flector. La fuerza neta de impulso  $F_N$  que ejerce la banda es

$$F_N = F_1 - F_2 \quad (7.8)$$

$F_1$  : fuerza en el lado tenso de la banda, lb

$F_2$  : fuerza en el lado flojo de la banda, lb ( $F_1 > F_2$ )

La fuerza neta de impulso y el torque se relacionan así

$$F_N = T \frac{D}{2} \quad (7.9)$$

D : diámetro de paso de la polea, plg.

Pero la fuerza de flexión que se ejerce sobre el eje  $F_B$  depende de la suma  $F_1 + F_2$ . La relación que existe entre ambas fuerzas es, según Mott, considerada regularmente

$$\frac{F_1}{F_2} = 5$$

Asimismo existe una relación entre  $F_N$  y  $F_B$ ,  $F_B = C F_N$ . Luego de algunas operaciones resulta que  $C = 1.5$ . Entonces la fuerza de flexión ejercida sobre el eje por la polea es

$$F_B = 1.5 F_N = 1.5 \cdot T \frac{D}{2}$$

$$F_B = 1.5(91.8) \frac{4.0}{2}$$

$$F_B = 275.5 \text{ lb (1125.53 N)}$$

Considerando que el peso del ventilador es 20 lb (89 N), los diagramas del eje son los que se ven en la figura 7.5 en la siguiente página.

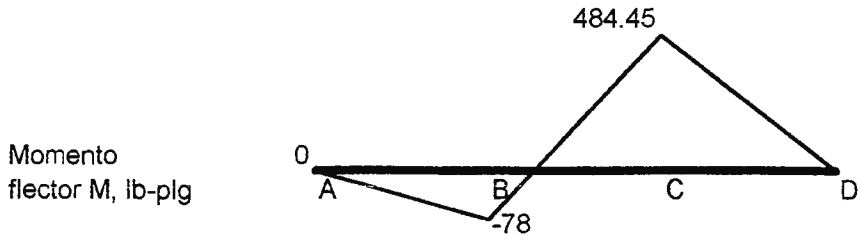
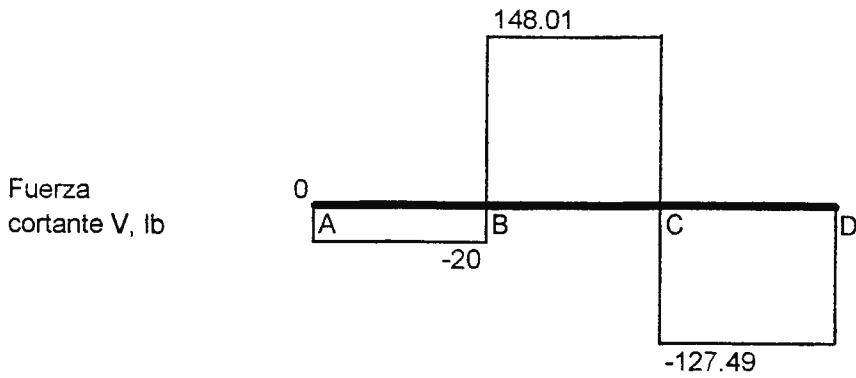
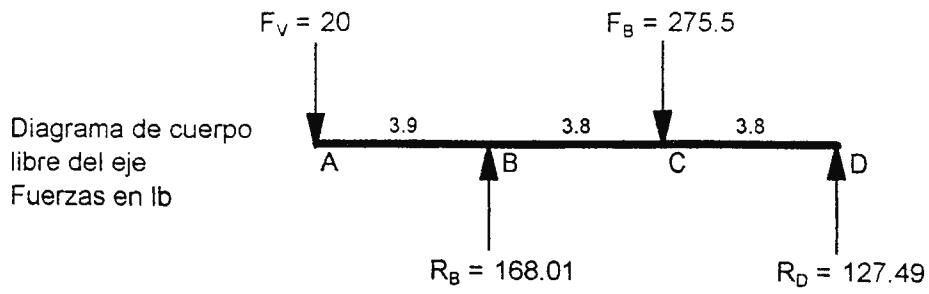


Figura 7.5 - Diagramas de cuerpo libre, fuerza cortante y momento flector del eje a diseñar.

Como no existen fuerzas en otro plano que no sea el plano x-y, solamente es necesario dibujar un grupo de diagramas de reacciones. Los puntos A, B y C se analizarán según la ecuación (7.6), utilizando el torque transmitido  $T = 91.8 \text{ lb-plg}$  y los valores de momento flector que dicta el gráfico.  $K_t$  dependerá de si existe cuñero y hombros redondeados o cortantes, o bien ranuras para anillos de retención, según como sigue:

Cuñero de perfil :	$K_t = 2.0$	Chafilán con bordes cortantes :	$K_t = 2.5$
Chafilán con bordes redondeados:	$K_t = 1.5$	Anillos de retención :	$K_t = 3.0$

Según Mott, el valor de 3.0 para los anillos de retención se utiliza cuando existe flexión, pero cuando se presenta flexión junto con torsión, debe aumentarse el diámetro en 6% para considerar la disminución de diámetro en la ranura.

El punto D será analizado de una forma más sencilla, ya que el cojinete sólo soporta la fuerza de reacción radial, que actúa como una fuerza vertical de corte sobre el eje. No se presenta torque no momento de flexión alguno. Se utilizarán las fórmulas

$$\tau_d = 0.577 \frac{S_y}{N} \quad (7.10)$$

$$\tau_d = \frac{4 V}{3 A} \quad (7.11)$$

$\tau_d$  : esfuerzo de diseño por esfuerzo de corte, psi

$S_y$  : punto de cedencia, psi

$N$  : factor de diseño

$V$  : fuerza cortante, lb

$A$  : área transversal del eje,  $\text{plg}^2$

Calculando el área con la ecuación (7.11) se obtiene el diámetro del eje.

En la tabla 7.10 pueden verse los datos usados y los resultados de los cálculos.

## Tabla 7.10

### Cálculo del diámetro del eje.

Para los puntos A, B y C se utilizará la fórmula para ejes sometidos solamente a flexión y torsión, ecuación 7.6.  
Para el punto D se utilizará la fórmula para ejes sometidos a fuerza cortante, ecuaciones 7.10 y 7.11.

Material : acero AISI 1045 extruido en frío.

Esfuerzo de fluencia  $S_y$  (psi) : 71000

Resistencia real por durabilidad  $S'_n$  (psi) : 23085

Factor de diseño N : 3

	Factor de concentr. de esfuerzo $K_t$	Momento de flexión M (lb-plg)	Momento de torsión T (lb-plg)	Fuerza cortante V (lb)	Diámetro del eje D (plg)
Punto A	1.00	0.00	91.80	20.00	0.325
A la izquierda del punto B	1.50	78.00	91.80	20.00	0.541
Punto B	2.50	78.00	91.80	148.01	0.639
Punto C	3.00	484.45	91.80	148.01	1.318
Punto D	2.50*	0.00	0.00	127.49	0.126

\* En este caso el factor de concentración de esfuerzos es indiferente en el cálculo.

En el caso del punto C se agrega un 6% al valor calculado del diámetro para considerar la disminución de diámetro en la ranura.



PUNTO A ( $D_1$ ):

$$T = 91.8 \text{ lb-plg}, M = 0, K_t = 1.00$$

El ventilador se ajusta a presión al eje, con la ayuda de prisioneros; no se utiliza cuña ni anillo de retención.

$$D_1 = 0.325 \text{ plg (8.26 mm)}$$

A LA IZQUIERDA DEL PUNTO B ( $D_1$ ):

Éste será el “diámetro de alivio” del asiento del cojinete. Este cálculo dará un valor alternativo al diámetro que transmite el torque hasta el ventilador. Se escogerá entonces el mayor para  $D_1$ . La unión entre  $D_1$  y  $D_2$  llevará un chaflán bien redondeado.

$$T = 91.8 \text{ lb-plg}, M = 78 \text{ lb-plg}, K_t = 1.50$$

$$D_1 = 0.541 \text{ plg (13.74 mm)}$$

PUNTO B ( $D_2$ ):

Es el asiento del cojinete con un chaflán de hombro a la derecha, lo cual requiere un chaflán cortante.

$$T = 91.8 \text{ lb-plg}, M = 78 \text{ lb-plg}, K_t = 2.5$$

$$D_2 = 0.639 \text{ plg (16.23 mm)}$$

PUNTO C ( $D_3$ ):

Éste es el punto en el que se da el mayor momento flector. Se usará para la polea una cuña cuyo factor de concentración de esfuerzos se asume en 2.00 correspondiente a un cuñero de perfil, pero para el cálculo se usará un factor de 3.0, correspondiente un eje sometido a flexión con anillos de retención, y se aumentará en 6% el diámetro calculado. Éste se mantendrá de C a B hasta el hombro.

$$T = 91.8 \text{ lb-plg}, M = 484.45 \text{ lb-plg}, K_t = 3.00$$

$$D_3 = 1.318 \text{ plg (33.48 mm)}$$

#### PUNTO D ( $D_5$ ):

El cojinete del lado derecho que se monta en el punto D sólo soporta la fuerza de reacción radial que actúa sobre el eje como una fuerza de corte vertical. No se presenta torque ni momento flector.

$$V = 127.49 \text{ lb} , S_y = 71\ 000 \text{ psi}$$

$$D_5 = 0.126 \text{ plg (3.20 mm)}$$

De C a D no se transmite potencia; por ello podría mantenerse el mismo valor de  $D_3$  ( $D_3 = D_4$ ); sin embargo, debe disminuirse el diámetro para facilitar el montaje de la polea.

$$D_4 = 1.3 \text{ plg (33 mm)}$$

En el plano 8/9 se muestra el eje con sus medidas definitivas, y las especificaciones de los cojinetes según la tabla A-7 en el apéndice.

#### **7.4 Cálculo de la cuña**

Este cálculo es válido para la cuña de la polea conducida y el eje acoplado al ventilador; la polea conductora se maquina según las dimensiones detalladas en las especificaciones del motor en el apéndice A-2. Ver plano 9/9.

1. Según la tabla de cálculos de diámetros del eje, el diámetro en la ubicación de la polea es 1.318" (aprox. 33.5 mm).
2. En la tabla 7.11 se escoge, según la medida del eje, el tamaño de la cuña; se recomienda una cuña cuadrada  $W = H = 5/16"$ .
3. Según la generalidad [9], se escoge acero AISI 1020 extruido en frío como material de la cuña.  $S_y = 51\ 000$  psi según la tabla del anexo A-5.
4. Se comparan las resistencias de fluencia de los tres elementos involucrados:

$$\text{Eje : AISI 1040 extruido en frío } S_y = 71\ 000 \text{ psi}$$

$$\text{Cuña : AISI 1020 extruido en frío } S_y = 51\ 000 \text{ psi}$$

$$\text{Polea : Aluminio } S_y = 4\ 000 \text{ psi}$$

No se sabe con certeza la especificación del aluminio, así que se toma de la tabla A-6 del apéndice el valor más bajo para aluminio 1060-O.

Diámetro nominal de la flecha		Tamaño nominal de la cuña		
Más de	Hasta (incluso)	Espesor, $W$	Altura, $H$	
			Cuadrada	Rectangular
$\frac{3}{16}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{32}$	
$\frac{7}{16}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8}$	
$\frac{9}{16}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{16}$	
$\frac{7}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	
$1\frac{1}{4}$	$1\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{16}$	
$1\frac{3}{8}$	$1\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{8}$	
$1\frac{3}{4}$	$2\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	
$2\frac{1}{4}$	$2\frac{3}{4}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{8}$	
$2\frac{3}{4}$	$3\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{4}$	
$3\frac{1}{4}$	$3\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{7}{8}$	
$3\frac{3}{4}$	$4\frac{1}{2}$	1	1	
$4\frac{1}{2}$	$5\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{4}$	
$5\frac{1}{2}$	$6\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{2}$	
$6\frac{1}{2}$	$7\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$		
$7\frac{1}{2}$	9	2		$1\frac{1}{2}$
9	11	$2\frac{1}{2}$		$1\frac{3}{4}$
11	13	3		2
13	15	$3\frac{1}{2}$		$2\frac{1}{2}$
15	18	4		3
18	22	5		$3\frac{1}{2}$
22	26	6		4
26	30	7		5

Nota: Se recomiendan los valores que no aparecen en las áreas sombreadas. Las dimensiones están en pulgadas.  
Fuente: ANSI Standard B17.1-1967, *Keys and Keyseats* (American Society of Mechanical Engineers, Nueva York)

Tabla 7.11 - Tamaño de cuña contra tamaño de flecha. Tomada de la ref. 9.

Como la resistencia más baja es la de la polea, tendrá que calcularse la longitud de la cuña en base tanto al esfuerzo de corte como al esfuerzo de apoyo (de compresión). Para ello se utilizará el valor de  $\sigma = S_y/N$ . De ambos valores de longitud el mayor será usado.

En base al esfuerzo de corte

$$L = \frac{4TN}{DWS_y}$$

T : torque, lb-plg

N : factor de diseño

D : diámetro del eje, plg

W : ancho de la cuña, plg

En base al esfuerzo de apoyo

$$L = \frac{4T}{\sigma DH}$$

H : altura de la cuña, plg (= W)

$S_y$  : esfuerzo de fluencia del material de la cuña, psi

$\sigma = S_y/N$ ,  $S_y$  : esfuerzo de fluencia del material de la polea, psi

$$L = \frac{4(91.8)3}{(1.318)^{5/16}(51000)}$$

$$L = 0.052''$$

$$L = \frac{4(91.8)3}{(1.318)^{5/16}(4000)}$$

$$L = 0.6686''$$

Se toma entonces el valor de  $L = 0.6686''$  (16.98 mm) como longitud mínima de la cuña. Se verifica en la tabla A-4 en el apéndice de medidas de poleas acanaladas, el largo del cubo de la polea escogida; éste es 60 mm y por ende no existe dificultad alguna con el cálculo.

## 7.5 Ajustes seleccionados

Los ajustes que fueron seleccionados para los ensamblajes de las piezas son los siguientes:

En el eje de transmisión:

Para las chumaceras	H7/n6	Ajuste de localización de transición	Ref. Hoja 8/9
Para el ventilador	H7/p6	Ajuste de localización de interferencia	Ref. Hoja 8/9
Para la polea impulsada	H7/h6	Ajuste de claro de localización	Ref. Hoja 9/9

En la polea impulsora H7/j6

Ajuste de transición

Ref. Hoja 9/9

Las dimensiones correspondientes a estos ajustes pueden ser encontradas en las tablas del apéndice A-9.

## VIII. ESTRUCTURAS DE SOPORTE

Con un sencillo cálculo puede obtenerse el peso del túnel, conociendo el área de cada parte construida de lámina de hierro y el peso específico del hierro. Con estos datos se ha calculado que el colector convergente pesará aproximadamente **28 kg** y el difusor divergente **79 kg**. Esto hace un peso total de **99 kg**, depreciando el peso de la cámara de pruebas por el material tan liviano que se usará (plexiglass). No se ha tomado en cuenta el peso de los accesorios de medición que estarán alrededor de la cámara, pero en comparación con el valor de casi 100 kg es despreciable. Además, hay que tomar en cuenta la fuerza que se ejercerá por la acción de la transmisión de potencia del motor al eje, calculada en 240.97 lb (aprox. **110 kg**) en la sección 7.3.

En los anexos A-1 y A-3 puede conocerse el peso del motor y del variador de frecuencia, respectivamente; el primero es **35 kg** y el segundo **20.5 kg**. Se ha seleccionado para la estructura que dará soporte al túnel (y al motor en la misma) el **caño negro de 1" y de ¾"** de diámetro por las siguientes razones:

1. Es razonablemente resistente para dar soporte al equipo en cuestión.
2. Es fácilmente trabajable con una dobladora de tubos apropiada, y fácilmente soldable con soldadura de arco; esto hace que en un taller bien provisto pueda construirse la estructura sin dificultades.
3. Una estructura construida con tubo circular doblado evita que existan demasiadas soldaduras, sólo las necesarias, dándole así mayor resistencia.
4. Es visualmente más atractiva que una estructura construida con ángulo de hierro o con tubo recto solamente, aparte de tener un precio muy conveniente y de ser muy accesible en el mercado nacional.

El variador de frecuencia para controlar el motor tendrá su estructura de soporte aparte, ya que su tamaño (275 mm de ancho, 450 de alto y 200 de profundidad) y su peso son relativamente grandes como para tener su soporte integrado a la estructura del túnel; además, se necesita que esté al

alcance inmediato del operario, justo al lado de la cámara de pruebas. Es por esto que se ha pensado en una estructura de caño negro de ¾" construida de tal forma que el experimentador pueda controlar el motor cómodamente sin separarse del lugar de observación; la estructura estará provista de ruedas para poder desplazarla, y de dos superficies para colocar objetos útiles para los experimentos y tenerlos a la mano.

En el diseño de ambas estructuras se ha previsto la acción de cargas que es muy poco probable que sucedan en condiciones de funcionamiento normales, y por ello se han agregado elementos de refuerzo en puntos convenientes.

Ambas estructuras se muestran detalladamente en el plano 2/9.

## **TERCERA PARTE**

**SELECCIÓN DEL EQUIPO Y ACCESORIOS DE MEDICIÓN DE FUERZAS AERODINÁMICAS.**

**DISEÑO DE LAS GUÍAS DE LABORATORIO Y EXPOSICIÓN DE LOS CONCEPTOS TEÓRICOS RELACIONADOS CON CADA UNA.**

**RECOMENDACIONES SOBRE EL CUARTO DE EXPERIMENTACIÓN.**



## IX. SELECCIÓN DE EQUIPO Y ACCESORIOS DE MEDICIÓN DE FUERZAS AERODINÁMICAS

Como se mencionó anteriormente, lo más conveniente y rentable para este proyecto es adaptar partes de sistemas ya existentes para formar el sistema de medición de fuerzas aerodinámicas. El diseño y la construcción de un sistema así es complicado, y sería un interesante trabajo de graduación de ingeniería, pero por eso mismo se recurre aquí a una solución más realista y práctica.

De los catálogos de equipo alemán para laboratorio Leybold y Phywe, se escogen los siguientes accesorios (ver copias en Anexos).

### Catálogo Leybold

<i>Código</i>	<i>Accesorio</i>
373 14	Dinamómetro de sector
373 071	Accesorios aerodinámicos 1
373 08	Accesorios aerodinámicos 2
373 075	Carro para mediciones en el túnel de viento
373 13	Tubo de Prandtl
373 10	Manómetro de precisión

### Catálogo Phywe

<i>Código</i>	<i>Accesorio</i>
02705.00	Sonda tubular
02780.00	Soporte biaxial
03060.01	Dinamómetro 1 N
03060.02	Dinamómetro 2.5 N
03060.03	Dinamómetro 10 N
03061.01	Dinamómetro 0.1 N
03065.01	Din. Transparente 0.2 N
03065.02	Din. Transparente 1 N
03065.03	Din. Transparente 2 N

Como se menciona en el plano constructivo 5/9, no se harán modificaciones en la cámara de pruebas o en otras partes del túnel, tales como perforaciones o añadiduras de material, hasta tener todo el equipo de medición.

## X. CONCEPTOS TEÓRICOS RELACIONADOS CON LA GUÍA DE TRABAJO # 1

Los conceptos expuestos en esta parte servirán de guía para que el catedrático de Mecánica de Fluidos imparta en su clase los temas necesarios para que el estudiante llegue a sus prácticas con los conocimientos suficientes para poder realizarlas. No obstante, no es necesario que este desarrollo esté incluido en cada guía de trabajo.

El principio de funcionamiento de un túnel de viento se basa en las leyes de la dinámica de fluidos, de las cuales las fundamentales son la ecuación de continuidad (expresión del principio de conservación de la masa), la ecuación de la cantidad de movimiento y la ecuación de Euler, de la cual puede derivarse la de Bernoulli. Sin embargo, no todas ellas son indispensables para comprender su funcionamiento. En los siguientes apartados se hace un repaso de las ecuaciones de continuidad y de Euler, derivando de ésta la de Bernoulli. El estudio de estas ecuaciones están incluidas en el programa normal de Mecánica de Fluidos; sin embargo, si se tendrá una materia aparte para cubrir estas prácticas, se recomienda un repaso de estos temas.

### 10.1 ECUACIÓN DE CONTINUIDAD

La ecuación de continuidad expresa el principio de la conservación de la masa para un fluido. Sea el tubo de corriente que se muestra en la figura 10.1. La velocidad  $v$  se supone constante a través de la sección transversal  $F$ . Entonces  $Fv$  es el volumen por unidad de tiempo que fluye a través de la sección, y  $\rho Fv$  es la masa por unidad de tiempo que fluye. Ya que nada fluye hacia afuera ni hacia adentro del tubo, la masa de fluido debe permanecer constante. Entonces, la *ecuación de continuidad* en movimiento unidimensional de un medio compresible es

$$\rho F v = \text{constante} \quad (10.1)$$

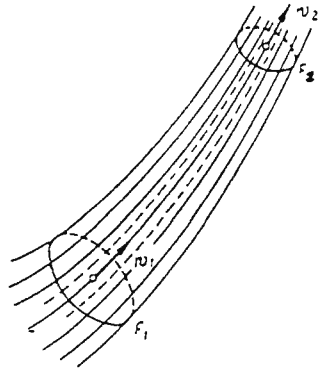


Figura 10.1 - Diagrama para la derivación de la ecuación de continuidad unidimensional. Tomada de la ref. 13.

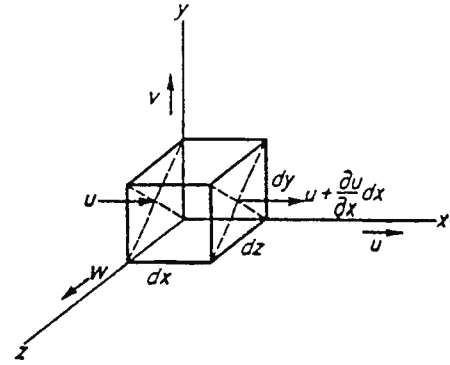


Figura 10.2 - Elemento de volumen para la derivación de la ecuación de continuidad Tomada de la ref. 1.

y para un fluido incompresible, en el cual  $\rho$  es constante,

$$F v = \text{constante} \quad (10.2)$$

Tómese en cuenta que el aire a bajas velocidades (menores que  $M = 0.3$ , número de Mach), como las que se tendrán en el túnel, puede considerarse como incompresible.

Tomando la figura 10.1,

$$F_1 v_1 = F_2 v_2 \quad (10.3)$$

Para obtener la ecuación de continuidad válida para un flujo tridimensional, se parte del hecho de que para un elemento diferencial de volumen se cumple el principio de conservación de la masa. Considérese el elemento de volumen  $dx dy dz$  de la figura 10.2. Para el caso más general del flujo compresible, es válido que el cambio de masa por unidad de tiempo (flujo de masa) ocasionado por un cambio de densidad es igual a la suma de los flujos de masa por unidad de tiempo que entran y que salen del elemento. De la figura se obtiene que el volumen que entra a la cara  $yz$  del elemento es  $u dy dz$ , y que el volumen que sale por el otro lado es  $[u + (\partial u / \partial x) dx] dy dz$ . Tomando en cuenta la densidad  $\rho$  (no está involucrada en la figura), se tiene lo siguiente:

entrando a la cara yz :	$(\rho u) dy dz$	saliendo de la cara yz :	$\left[ \rho u + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} dx \right] dy dz$
entrando a la cara zx :	$(\rho v) dz dx$	saliendo de la cara zx :	$\left[ \rho v + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} dy \right] dz dx$
entrando a la cara xy :	$(\rho w) dx dy$	saliendo de la cara xy :	$\left[ \rho w + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} dz \right] dx dy$

donde  $u, v, w$  son los componentes rectangulares del vector velocidad.

El cambio de masa ocasionado por el cambio de densidad es  $(\partial\rho/\partial t) dx dy dz$ . Como puede verse, es un flujo másico. Los flujos netos en las direcciones  $x, y, z$  son:

$$\begin{aligned} \text{dirección } x : & \left[ \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} \right] dx dy dz \\ \text{dirección } y : & \left[ \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} \right] dx dy dz \\ \text{dirección } z : & \left[ \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \right] dx dy dz \end{aligned}$$

Adoptando estrictamente una convención de signos (flujo que entra positivo, flujo que sale negativo), los anteriores términos tendrían signo negativo. Sumando éstos e igualando al cambio de masa ocasionado por el cambio de densidad, dividiendo entre el volumen ( $dx dy dz$ ) y agrupando, se llega a

$$\frac{\partial\rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (10.4)$$

Ésta es la *ecuación de continuidad para un flujo tridimensional compresible y no estacionario*. Si el flujo es estacionario, la ecuación se reduce a

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (10.5)$$

que en notación vectorial es

$$\text{div}(\rho \mathbf{v}) = 0 \quad (10.6)$$

Por último, para el caso de un flujo incompresible ( $\rho = \text{constante}$ ),

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (10.7)$$

o en notación vectorial,

$$\text{div} \mathbf{v} = 0 \quad (10.8)$$

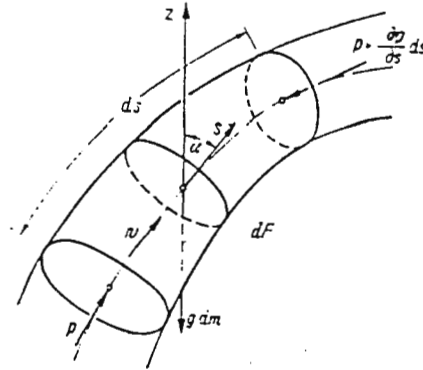
Estas ecuaciones denotan la ausencia de *fuentes* o de *sumideros* en el campo de velocidad, es decir, puntos en los cuales surge o desaparece fluido, respectivamente.

## 10.2 ECUACIÓN DE EULER

Para obtener la ecuación de Euler, es necesario aplicar la Segunda Ley de Newton (la suma de las fuerzas actuantes es igual a la masa multiplicada por la aceleración) a un elemento de fluido. En la figura 10.3 se muestra un elemento de volumen de longitud  $ds$  y de área transversal  $dF$  dentro de un tubo de corriente. Las fuerzas que actúan sobre el elemento de volumen son la fuerza debida a la gravedad y la fuerza debida a la presión; se asume que no hay fricción, por tanto no hay esfuerzos cortantes. El volumen del elemento es  $dV = dF ds$  y la masa  $dm = \rho dF ds$ . La fuerza debida a la presión en la cara inferior del cilindro es  $p dF$  y en la cara superior es  $-[p + (\partial p / \partial s) ds] dF$ . Así, la

fuerza resultante debida a la presión es  $-(\partial p / \partial s) ds dF$ . La fuerza debida a la gravedad es  $g dm$  y su componente en la dirección del eje del tubo de corriente es  $-g dm \cos \alpha$ , donde  $\alpha$  es el ángulo entre

Figura 10.3 - Equilibrio de fuerzas en el elemento de volumen a lo largo de su eje  
Tomada de la ref. 13.



la vertical y el eje del tubo de corriente. La velocidad es  $v(s, t)$  y la aceleración total es  $dv/dt$ . Al aplicar la Segunda Ley de Newton se obtiene:

$$dm \left( \frac{dv}{dt} \right) = - \frac{\partial p}{\partial s} ds dF - g dm \cos \alpha \quad (10.9)$$

dividiendo entre  $dm = \rho dF ds$ ,

$$\frac{dv}{dt} = - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial s} - g \cos \alpha \quad (10.10)$$

Utilizando la expresión de la aceleración total para flujo unidimensional (en dirección  $s$ , a lo largo de una línea de corriente), según Schlichting [13],

$$\frac{dv}{dt} = v \cdot \left( \frac{\partial v}{\partial s} \right) + \frac{\partial v}{\partial t} \quad (10.11)$$

y la relación  $\cos \alpha = \partial z / \partial s$ , siendo  $z(s)$  la función que define la ubicación del tubo de corriente en el espacio, y sustituyendo en la ecuación (10.10),

$$v \cdot \left( \frac{\partial v}{\partial s} \right) + \frac{\partial v}{\partial t} + \frac{1}{\rho} \left( \frac{\partial p}{\partial s} \right) + g \left( \frac{\partial z}{\partial s} \right) = 0 \quad (10.12)$$

La ecuación anterior se conoce como *ecuación de Euler unidimensional para flujo no permanente*, y es válida tanto para flujo compresible como para incompresible. Si el flujo es permanente (o estacionario), la aceleración local, o sea la derivada del vector velocidad (o de sus componentes rectangulares, en el caso tridimensional) con respecto al tiempo en un punto específico de la línea de corriente (o del campo de flujo) se vuelve cero; como los términos dependen ahora solamente de  $s$ , pueden tomarse diferenciales totales y la ecuación se simplifica a

$$v \cdot \left( \frac{dv}{ds} \right) + \frac{1}{\rho} \left( \frac{dp}{ds} \right) + g \left( \frac{dz}{ds} \right) = 0 \quad (10.13)$$

Esta ecuación es llamada *ecuación de Euler del movimiento unidimensional*. También puede ser encontrada en la siguiente forma:

$$\frac{1}{2} \left( \frac{d(v^2)}{ds} \right) + \frac{1}{\rho} \left( \frac{dp}{ds} \right) + g \left( \frac{dz}{ds} \right) = 0 \quad (10.14)$$

### 10.3 ECUACIÓN DE BERNOULLI

La ecuación de Euler del movimiento unidimensional y permanente, ecuación (10.14), puede integrarse fácilmente a lo largo del tubo de corriente (ya que todos los miembros son diferenciales de  $s$ ), asumiendo incompresibilidad ( $\rho = \text{constante}$ ). El resultado es

$$\frac{v^2}{2} + \frac{p}{\rho} + gz = \text{const.} \quad (10.15)$$

Esta es la ecuación fundamental del movimiento de un fluido no viscoso (sin fricción) e incompresible, y muestra la relación que existe entre la velocidad, la presión y la posición de un tubo de corriente. Fue establecida por Daniel Bernoulli en su obra "Hydrodynamica", en 1738 [6],

antes de que Leonhard Euler desarrollara su teoría del flujo no viscoso incompresible, y es considerada la ecuación fundamental de la Hidrodinámica. Dividiendo la ecuación (10.15) entre  $g$  y teniendo en cuenta de que  $\rho g = \gamma$ , puede escribirse

$$\frac{v^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} + z = \text{const.} \quad (10.16)$$

Esta ecuación se conoce como ecuación de Bernoulli en forma de *alturas*; los tres miembros en el lado izquierdo de la ecuación tienen unidades de longitud. El primer miembro  $v^2/2g$  es la altura de velocidad, que es la altura que alcanzaría en el vacío una partícula si fuese lanzada hacia arriba con velocidad inicial  $v$ . El segundo miembro  $p/\gamma$  es la altura de presión relacionada con la presión  $p$  del líquido en reposo, es decir, la altura que alcanzaría el fluido en un tubo piezométrico. El último miembro es la altura geométrica sobre cualquier plano horizontal de referencia preestablecido. La ecuación de Bernoulli en forma de alturas expresa que en una línea de corriente de un flujo permanente, no viscoso e incompresible, la suma de las alturas de velocidad, de presión y geométrica es constante.

Si se multiplica la ecuación (10.15) por la densidad  $\rho$ , se obtiene

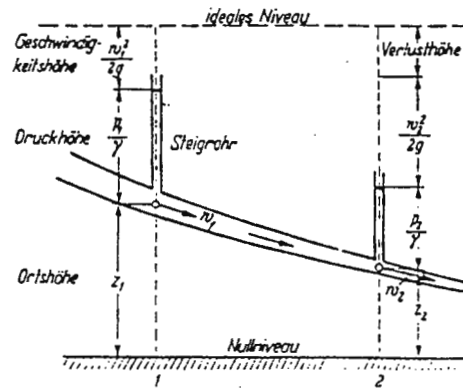
$$\frac{\rho}{2}v^2 + p + \gamma z = \text{const.} \quad (10.17)$$

Esta es la ecuación de Bernoulli en forma de *energías*. Las dimensiones de los tres miembros de la izquierda son energía por unidad de volumen. El primer miembro representa la energía cinética, el segundo la energía de presión y el tercero la energía potencial por unidad de volumen. Entonces, la ecuación (10.17) expresa que en una línea de corriente la suma de estas tres energías tiene un valor invariable; esta suma se llama *energía mecánica* o *energía de corriente*. La ecuación de Bernoulli puede ser vista como la ley de la conservación de la energía para una línea de corriente, en el sentido de que la energía mecánica a lo largo de una línea de corriente es constante. Esta constancia es típica consideración de un flujo sin fricción, o también llamado “sin pérdidas”; pero en la



realidad, es decir, en el flujo con fricción, si existen pérdidas debidas a cierta cantidad de energía que se transforma en calor por efecto de la fricción. La representación gráfica de la ecuación de Bernoulli con pérdidas se muestra en la figura 10.4. En ella puede verse un “nivel ideal” o nivel de energía que es alcanzado idealmente por la suma de las tres alturas involucradas en la ecuación, pero en realidad existe también la altura de pérdidas. El estudio detallado de las pérdidas que puedan existir en procesos en los cuales sea aplicable la ecuación de Bernoulli escapa a los alcances de esta síntesis.

Figura 10.4 - Representación esquemática de la forma de alturas de la ecuación de Bernoulli. Tomada de la ref. 13.



#### 10.4 APLICACIONES DE LA ECUACIÓN DE BERNOULLI : MEDICIONES DE CAUDAL, DE PRESIÓN Y DE VELOCIDAD.

El campo de aplicaciones de la ecuación de Bernoulli es muy amplio, y prueba de ello es el número de problemas prácticos que pueden ser resueltos con ella. Mataix [8] cita unos ejemplos:

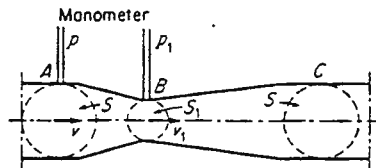
- Con ella se determina la altura de suspensión a que debe instalarse una bomba.
- Ella es necesaria para el cálculo de la altura efectiva o altura útil que se necesita en una bomba.
- Con ella se estudia el problema de la cavitación.
- Con ella se estudia el tubo de aspiración de una turbina (principio de las bombas tipo turbina, jet pumps).
- Ella interviene en el cálculo de las tuberías de agua, oleoductos, tuberías de refrigeración y aire acondicionado, tuberías forzadas en centrales hidroeléctricas, etc.

Asímismo, existen muchos ejemplos de aplicación de interés práctico que ilustran el uso y la utilidad de la ecuación de Bernoulli; entre ellos están: deducción del teorema de Torricelli de la velocidad de salida de un fluido por un orificio, estudio del sifón, estudio del eyector (o inyector, según el caso), estudio del **tubo de Venturi** para mediciones de caudales, estudio del **tubo de Pitot** para mediciones de presiones y estudio del **tubo de Prandtl** para mediciones de velocidad. En este caso interesa solamente los últimos tres ejemplos. En esta sección se estudiará la teoría de los tubos de Venturi, Pitot y Prandtl para mediciones de interés en flujos.

**a) El tubo de Venturi.**

Figura 10.5 - Tubo de venturi.

Tomada de la ref. 6.



El tubo de Venturi consta de tres partes: una convergente (de área transversal  $S$  en la figura 10.5), otra de sección mínima o garganta ( $S_1$ ) y otra divergente con área transversal igual a la primera ( $S$ ). La función del tubo de Venturi es provocar una diferencia de presiones entre la sección convergente y la garganta, la cual es medida utilizando un manómetro diferencial o dos manómetros simples. Siendo el caudal  $Q$  que atraviesa el tubo una función de esta diferencia, midiendo ésta puede calcularse el valor de  $Q$ . En la figura se ve que el manómetro diferencial (o los manómetros simples) mide las presiones  $p$  y  $p_1$  en las secciones  $S$  y  $S_1$ . Aplicando la ecuación de Bernoulli entre ambos puntos  $AB$  (a la misma altura) se obtiene:

$$\frac{v^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} = \frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} \quad (10.18)$$

Además, de la ecuación de continuidad para flujo unidimensional (10.3), tomando para la superficie el símbolo  $S$ , se obtiene:

$$v_1 = v \left( \frac{S}{S_1} \right) \quad (10.19)$$

Sustituyendo (10.19) en (10.18) se obtiene:

$$\frac{p - p_1}{\gamma} = \frac{v^2}{2g} \left[ \left( \frac{S}{S_1} \right)^2 - 1 \right] \quad (10.20)$$

y despejando la velocidad se obtiene

$$v^2 = 2g \left[ \frac{p - p_1}{\gamma \left[ \left( \frac{S}{S_1} \right)^2 - 1 \right]} \right] \quad (10.21)$$

Entonces el caudal  $Q$  es

$$Q = S \cdot v = S \sqrt{2g \left[ \frac{p - p_1}{\gamma \left[ \left( \frac{S}{S_1} \right)^2 - 1 \right]} \right]} \quad (10.22)$$

La diferencia  $p - p_1$  puede leerse directamente en el manómetro diferencial. Kaufmann [6] asevera que las pérdidas son mucho menores en la parte convergente que en la divergente, y que por ello se toman las medidas en el tramo  $AB$ , y no en el tramo  $BC$  (ver figura).

**b) Mediciones de velocidad y de presión. Presión de estancamiento.**

La comprensión de la teoría que a continuación se presenta es de muchísima importancia en la experimentación en un túnel aerodinámico, y de ninguna manera esta teoría puede ser obviada en este Trabajo.

Considérese un cuerpo u obstáculo sumergido en un flujo plano paralelo uniforme con velocidad  $v_0$  y con presión  $p_0$ , como se muestra en la figura 10.6. Existe una línea de corriente que conduce al objeto en el punto A, formándose dos ramas de flujo alrededor de éste. En el punto A el flujo alcanza el reposo, es decir, la velocidad se hace cero; este punto se llama *punto de estancamiento*. Ahora, al aplicar la ecuación de Bernoulli entre un punto suficientemente alejado del cuerpo (idealmente en el infinito) y el punto A, se obtiene:

$$\left(\frac{\rho}{2}\right)v_0^2 + p_0 = p_A \tag{10.23}$$

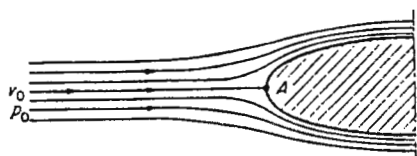


Figura 10.6 - Ilustración del punto de estancamiento.  
Tomada de la ref. 6.

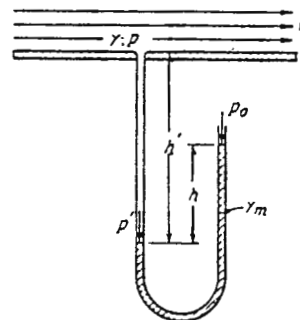


Figura 10.7 - Medición de la presión  
estática. Tomada de la ref. 6.

Se deduce que la presión en el punto A es mayor que la presión en la corriente libre en una cantidad  $(\rho/2) v_0^2$ , o sea, la energía cinética por unidad de volumen de flujo imperturbado. Este aumento de presión se llama *presión de estancamiento* o *presión dinámica*, mientras que  $p_0$  se llama *presión estática*. La suma de éstas dos, es decir  $p_A$ , se conoce como *presión total*.

Éste es el momento de remarcar una diferencia conceptual entre autores. Kaufmann [6] y Schlichting y Truckenbrodt [13], autores alemanes, sostienen este concepto de presión de estancamiento y presión total; para ellos *la presión de estancamiento es la presión dinámica*. En

cambio, otros autores como Mataix [8] y Vennard y Street [15] definen la *presión de estancamiento* como la *presión total*, es decir, la suma entre la presión estática y la presión dinámica. Independientemente del criterio que se tome, lo importante es conocer a fondo el concepto y entender el fenómeno; en ambos, en el punto A de la figura se forma un punto de estancamiento.

En la ecuación (10.23) se ve que si son medidas de alguna forma la presión total  $p_A$  y la presión estática  $p_0$  y si se conoce la densidad  $\rho$  del fluido, puede conocerse la velocidad del flujo. La presión estática puede ser medida con un tubo piezométrico, o bien con un manómetro en U, como el que se muestra en la figura 10.7. Empleando las ecuaciones de la hidrostática, se llega a

$$p - p_0 = \gamma_m h - \gamma h' \quad (10.24)$$

donde, según la figura,  $p$  es la presión del flujo en la pared,  $p_0$  es la presión atmosférica,  $\gamma_m$  es el peso específico del líquido manométrico y  $\gamma$  el peso específico del fluido cuya presión se mide. Si el flujo medido es aire, se usa generalmente agua o alcohol como líquido manométrico [6], y si  $h'$  no es muy grande,  $\gamma h'$  puede ser despreciado, ya que  $\gamma \ll \gamma_m$ . Este método puede resultar algo impreciso en las mediciones deseadas, ya que la presión que se está midiendo es la presión en la pared, y no en la corriente libre. Un aparato más eficiente es la sonda de presión, mostrada en la figura 10.8. Consiste en un tubo delgado cerrado en la punta y con ranuras en el contorno. El otro extremo del tubo se conecta a un manómetro. Con este tubo se simula el efecto de tener paredes en la corriente libre.

La presión total puede ser medida con el aparato llamado *tubo de Pitot*, que consiste en un tubo delgado doblado en ángulo recto, abierto en ambos extremos, como se ve en la figura 1.9. Un extremo apunta corriente arriba y el otro se conecta a un manómetro en U por medio de una manguera. En la entrada del tubo inmersa en la corriente se forma un punto de estancamiento. Si el flujo a medir es aire y el líquido manométrico es agua o alcohol,  $\gamma \ll \gamma_m$ . En la figura se ve que

$$p_t - p_0 = \gamma_m h \quad (10.25)$$

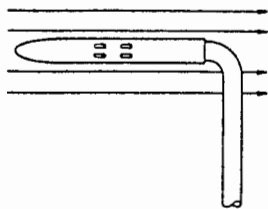


Figura 10.8 - Sonda de presión estática.  
Tomada de la ref. 6.

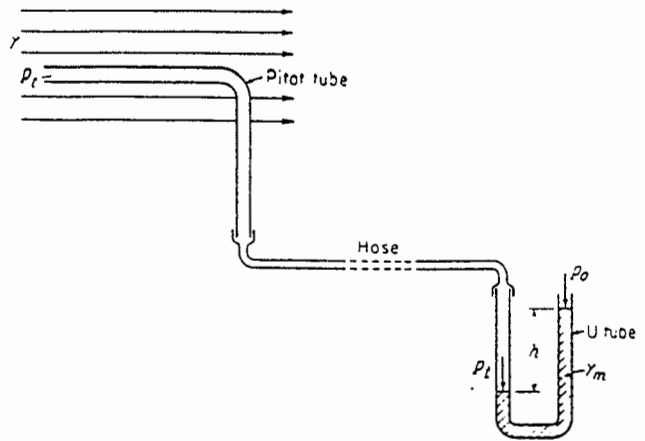
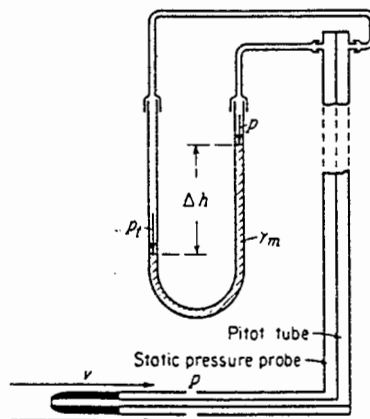


Figura 10.9 - Tubo de Pitot. Tomada de la ref. 6.

Figura 10.10 - Tubo de Prandtl.  
Tomada de la ref. 6.



Si la presión estática se mide con una sonda de presión y la presión total con un tubo de Pitot, entonces la diferencia entre las dos es

$$p_t - p = \rho \cdot \frac{v^2}{2} \quad (10.26)$$

y puede calcularse la velocidad  $v$ . Hay que hacer notar que  $\rho$  es la densidad del fluido que fluye (en el caso que importa ahora es aire), mientras que  $\gamma_m$  es el peso específico del líquido manométrico.

Gracias al ingeniero alemán Ludwig Prandtl no es necesario emplear dos aparatos para las mediciones respectivas a este cálculo, ya que con el aparato que él inventó se mide directamente la diferencia de presiones expresada por la ecuación (10.26). Ese aparato se llama *tubo de Prandtl*, y es mostrado en la figura 10.10. Es una combinación de una sonda de presión estática y de un tubo de Pitot en un solo aparato; si está conectado a un manómetro diferencial, puede leerse directamente diferencia de presiones (o presión dinámica):

$$\Delta h = \frac{P_t - P}{\gamma_m} \quad (10.27)$$

El valor de  $\gamma_m$  puede obtenerse del manual del equipo de medición (deberá especificarlo); la densidad del aire se obtiene midiendo la presión total con el tubo de Pitot (deberá ser transformada a presión absoluta) y la temperatura absoluta, y utilizando ambos valores en la ecuación de estado de los gases ideales,

$$p = \rho \cdot R_{\text{aire}} \cdot T \quad (10.28)$$

donde  $p$  es la presión absoluta en  $kPa$ ,  $\rho$  la densidad del aire en  $kg/m^3$  (que es lo que se busca),  $R_{\text{aire}} = 0.287 \text{ kJ/kg-K}$  es la constante de los gases ideales correspondiente al aire y  $T$  es la temperatura absoluta del aire en  $K$ . Este procedimiento de medición se utilizará en la tercera parte del experimento de la guía #1.

## **XI. GUÍA DE TRABAJO #1 - CONOCIMIENTOS GENERALES DEL EQUIPO. MEDICIONES DE PRESIÓN Y VELOCIDAD.**

Comprende la familiarización del estudiante con el equipo y su manejo y las prácticas básicas. Esta guía está dividida en tres partes, cada una con su objetivo general, según se explican.

### **Materiales y equipo.**

Túnel aerodinámico, tubos de Pitot y de Prandtl, manómetro diferencial.

### **Primera parte : Conocimiento del equipo.**

El objetivo de esta parte es que el estudiante conozca el equipo y se familiarice con él. Esto se logrará incluyendo en la guía un diagrama del túnel con cada una de sus partes principales identificada, además de una explicación del principio de funcionamiento (ver *Conceptos teóricos relacionados la guía de trabajo #1*). Es necesario hacer notar que el equipo tiene componentes delicados y costosos (especialmente el sistema de balanzas y los cuerpos, y el variador de frecuencia), y que por ende ningún otro uso que el adecuado será permitido.

### **Segunda parte : Manejo del equipo de control del motor.**

El variador de frecuencia que se usará para el control de la velocidad del motor es un equipo sofisticado, delicado y costoso. Ello hace que sólo personal calificado tenga acceso a su manejo; para el caso, sólo los instructores y en algún caso el catedrático de la materia Mecánica de Fluidos



(y otras que surgieren a raíz de la instalación y uso del equipo) deberá poder operar el variador de frecuencia para ajustar los parámetros (por ejemplo, la frecuencia de salida). Es necesario entonces que personal técnico de la empresa proveedora adiestre adecuadamente a los instructores que las autoridades universitarias involucradas consideren conveniente.

No obstante, los estudiantes que estén experimentando también deberán operar el equipo. Pero en este caso interesa solamente que sean capaces de poner en marcha y para el motor, de regular su velocidad y de obtener datos de la pantalla. La segunda parte de la guía de trabajo debe entonces explicar a los estudiantes la forma de operar el equipo adecuadamente y para los fines de las prácticas por venir.

Se sugiere la secuencia de práctica siguiente:

- a) Encender el equipo.
- b) Variar la velocidad (rpm) en intervalos de 25% o menores de la velocidad máxima nominal del motor (para ello, el instructor deberá haber ajustado la frecuencia de salida, en el caso del ejemplo, en 60 Hz).
- c) En cada caso, anotar los datos que aparezcan en la pantalla; observar variaciones en función de las rpm. Pueden sacarse conclusiones de ello.

### **Tercera parte : Mediciones de presión y velocidad.**

Sobra decir que para entrar a esta parte debe haberse concluido satisfactoriamente la anterior. El objetivo de ésta es que el estudiante pueda medir las presiones estática, dinámica y total y la velocidad del flujo en la cámara de pruebas, y en otros puntos del túnel que sean accesibles. Es necesario que el estudiante conozca los principios físicos que se aplican en estas mediciones con los tubos de Pitot y de Prandtl (ver *Conceptos teóricos relacionados con la guía #1*); será entonces labor del catedrático impartir en su clase estos fundamentos y otros que fueren necesarios para la realización de las prácticas en el túnel.

La práctica puede seguir esta secuencia:

- a) Colocar el tubo de Pitot en posición adecuada, alineado lo más exactamente posible con el eje central del túnel. Conectarlo al medidor (manómetro que forme parte del equipo) y efectuar los ajustes necesarios.
- b) Arrancar el motor. Variar las rpm a intervalos, como se procedió en el literal b) de la segunda parte. Tomar en cada pausa el dato de la presión total o de estancamiento que muestra el manómetro. Luego de tomar todos los datos, apagar el motor.
- c) Instalar en lugar del tubo de Pitot el tubo de Prandtl y conectarlo adecuadamente.
- d) Proceder como en b), anotando en cada caso la presión dinámica.
- e) Obtener por diferencia entre ambas mediciones el valor de la presión estática. Tomar la lectura  $\Delta h$  del manómetro. Calcular la velocidad del flujo a partir de las ecuaciones (10.26), (10.27) y (10.28) usando las lecturas tomadas en d).
- f) Medir la temperatura del aire en el cuarto y obtener su densidad como se indica en los conceptos relacionados con esta guía.
- g) Resumir los datos de presiones, velocidad del flujo y rpm del motor en forma de tabla. Incluir los valores de frecuencia en el variador. Establecer relaciones y sacar conclusiones.

Otra práctica con estos medidores puede ser examinar las variaciones de presiones y velocidad al desplazar los tubos hacia arriba y hacia abajo y hacia los lados del eje central del túnel. Trazar un diagrama de la sección transversal de la cámara de pruebas en forma de cuadrícula y plotear los datos obtenidos en la posición correspondiente. El objetivo es observar la variación de la velocidad de su valor máximo en el centro y de las presiones con respecto a los de la corriente teóricamente menos imperturbada.

## XII. CONCEPTOS TEÓRICOS RELACIONADOS CON LA GUÍA DE TRABAJO # 2

El tema principal de esta parte son las fuerzas que experimenta un cuerpo sumergido en un fluido. La teoría relacionada con la experimentación de estas fuerzas es muy extensa para concentrarla en esta síntesis, y por ende sólo se verá lo más directamente relacionado. Se recomienda la consulta de los fundamentos de la teoría de la capa límite y del flujo de fluidos ideales; en cualquier texto de Mecánica de Fluidos se encuentran estos temas lo suficientemente desarrollados, pero se recomiendan los textos de Vennard y Street, [15] y de Fox y McDonald [4]. Existen textos que profundizan, utilizando matemáticas avanzadas, en temas tales como hidrodinámica clásica, teoría de perfiles, teoría del flujo viscoso y capa límite y teoría aerodinámica. Sin embargo, no es estrictamente indispensable su consulta para el desarrollo de estos experimentos. Se recomiendan los libros de Durand [3] y de Schlichting y Truckenbrodt [13].

La teoría del flujo no viscoso (compresible e incompresible) ha sido desarrollada hasta niveles altos que permiten el análisis y la predicción de ciertos fenómenos que se asemejan con bastante proximidad a algunos fenómenos reales. Con la introducción de la teoría de la capa límite por Ludwig Prandtl en los inicios de este siglo, se logró describir algunos procesos que no eran previsible o explicables antes; sin embargo, debido al fenómeno de la *separación*, muchos campos de flujo no pueden ser calculados completamente. Se hace necesario entonces obtener datos mediante la experimentación, utilizando túneles de viento como el que se ha diseñado. Una herramienta que no puede dejarse fuera de este resumen es la *teoría de modelos*, o *leyes de semejanza*, lo cual se verá posteriormente (ver *Tópico suplementario*).

## 12.1 RESISTENCIA DE CUERPOS SUMERGIDOS

Cuando un cuerpo de forma arbitraria se sumerge en una corriente fluida, por ejemplo, un avión en vuelo, el fluido ejercerá sobre él fuerzas y momentos, los cuales no existirían si aquél se moviera en el espacio. El origen de estas fuerzas es la viscosidad del medio fluido, aunque también contribuyen en muchos casos las presiones normales que se ejercen sobre la superficie del cuerpo. Por el principio de acción y reacción, el cuerpo ejerce sobre el fluido una fuerza igual y de sentido opuesto a la que el fluido ejerce sobre el sólido. Es decir, el fenómeno de la resistencia que un sólido experimenta al moverse en un fluido es fundamentalmente igual a la de la resistencia que un fluido experimenta al moverse en el interior de un sólido, como en una tubería. Así, algunos fenómenos de la Mecánica de Fluidos que aparentemente no tienen ninguna relación entre sí están sometidos a las mismas leyes: pérdidas de energía en conductos cerrados o tuberías, flujo en conductos abiertos o canales, navegación aérea y navegación submarina. Temas principales de las ingenierías hidráulica los dos primeros, aeronáutica el tercero y naval el último.

Tomando nuevamente el cuerpo de forma arbitraria sumergido, si éste tiene una forma y orientación no simétrica, las fuerzas y momentos que ejerce el fluido sobre él tienen componentes según los tres ejes coordenados, como se muestra en la figura 12.1. Es conveniente elegir un eje paralelo a la corriente no perturbada, positivo aguas abajo. La fuerza sobre el cuerpo paralela a este eje se denomina *resistencia*, y el momento alrededor de él *momento de balanceo*. La resistencia corresponde a una pérdida de cantidad de movimiento y debe vencerse de alguna manera si se quiere que el cuerpo avance aguas arriba en la corriente fluida.

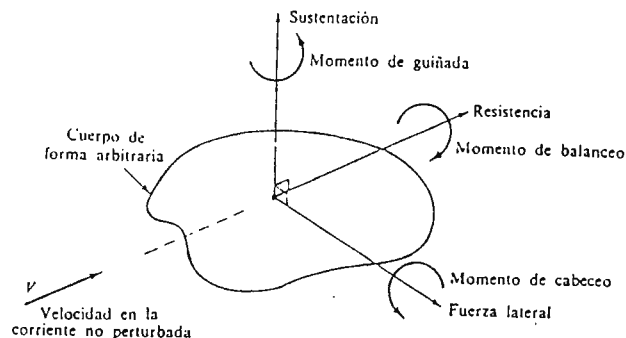


Figura 12.1 - Definición de fuerzas y momentos sobre un cuerpo sumergido en una corriente uniforme.

Tomada de la ref. 16.

Una segunda componente muy importante de la fuerza es la que normalmente equilibra al peso. Se denomina *sustentación* y es perpendicular a la resistencia. El momento alrededor de este eje se denomina *momento de guiñada*. La sustentación se estudiará más adelante.

La tercera componente, que no proporciona ni pérdida ni ganancia, es la *fuerza lateral*, y el momento alrededor de su eje es el *momento de cabeceo*. Las tres fuerzas y los tres momentos son tratados con detalle en textos de aerodinámica y de mecánica de vuelo; existen balanzas para medirlos en túneles de viento, y en la mayoría de los casos, todos son objeto de estudio en las investigaciones. Sin embargo, en este Trabajo solamente interesan la resistencia y la sustentación.

Cuando el cuerpo es simétrico con respecto al plano formado por los ejes de sustentación y resistencia, como es el caso de los aviones, barcos y carros moviéndose en el fluido con calma, la fuerza lateral y los momentos de guiñada y balanceo desaparecen, reduciéndose el problema al caso bidimensional: dos fuerzas, sustentación y resistencia, y un momento, el de cabeceo.

Hay una simplificación adicional cuando el cuerpo tiene dos planos de simetría, como el de la figura 12.2. Una gran variedad de formas satisface esta condición, tales como cilindros, alas y todos los cuerpos de revolución. Si la corriente no perturbada es paralela a la intersección de estos dos planos, denominada *cuerda principal del cuerpo*, hay resistencia, pero no hay sustentación ni fuerza lateral ni momentos.

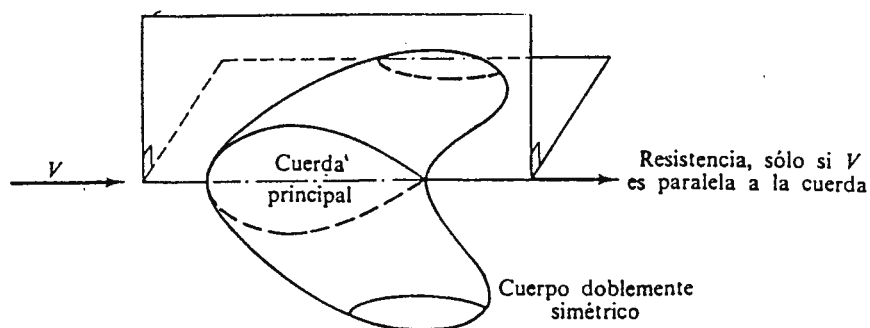
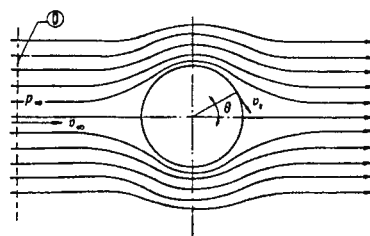


Figura 12.2 - Cuando la corriente incidente es paralela a los dos planos de simetría sólo hay resistencia.

Tomada de la ref. 16.

Para el estudio de la resistencia de los cuerpos y de los fenómenos y conceptos involucrados, el caso del cilindro circular sumergido en una corriente es clásico y fundamental. Considérese un cilindro circular de longitud infinita sumergido en una corriente fluida de velocidad  $v_\infty$ , lo que dinámicamente es equivalente a que el cilindro se mueva con la misma velocidad a través del fluido en reposo, como se ve en la figura 12.3. Se supone que el fluido es ideal (energía constante en todos los puntos de una misma línea de corriente) e irrotacional (energía constante en todos los puntos aunque no estén en la misma línea de corriente). Existen métodos matemáticos para expresar y demostrar la irrotacionalidad de un fluido, pero para este caso no son necesarios. Se recomienda consultar un texto de aerodinámica, como [13], o de dinámica de fluidos, como [6].

*Figura 12.3 - Líneas de corriente en un movimiento uniforme en el infinito de un fluido ideal alrededor de un cilindro circular. La configuración de corriente es simétrica con respecto a los ejes paralelo y perpendicular a la corriente, que pasan por el centro del círculo. Tomada de la ref. 8.*



En estos y otros textos puede verificarse que la velocidad en cada punto de la superficie del cilindro está dada por la ecuación

$$v_s = 2v_\infty \sin\theta \quad (12.1)$$

donde  $v_s$ : velocidad del fluido en un punto de la superficie del cilindro;

$v_\infty$ : velocidad de la corriente imperturbada, o en el infinito;

$\theta$ : ángulo que fija la posición del punto en el cilindro.

Aplicando la ecuación de Bernoulli (10.17) entre un punto en el plano O (corriente imperturbada) y un punto cualquiera S en la superficie del cilindro, se obtiene

$$p_\infty + \frac{\rho v_\infty^2}{2} = p_s + \frac{\rho v_s^2}{2} \quad (12.2)$$

y sustituyendo la ecuación (12.1) en la ecuación (12.2)

$$p_s = p_\infty + \frac{\rho}{2}(v_\infty^2 - v_s^2) = p_\infty + \frac{\rho v_\infty^2}{2}(1 - 4\text{sen}^2\theta) \quad (12.3)$$

Expresada en forma de coeficiente, se tiene

$$\frac{p_s - p_\infty}{\frac{\rho v_\infty^2}{2}} = \frac{\Delta p}{\frac{\rho v_\infty^2}{2}} = 1 - 4\text{sen}^2\theta \quad (12.4)$$

Esa relación se conoce como *coeficiente de presión*, y es la relación entre las presiones estática y dinámica. En la figura 12.4 se ve la variación de este coeficiente con respecto al ángulo medido en el cilindro, y en la figura 12.5 su distribución gráfica. Haciendo un análisis de ambas gráficas puede concluirse los casos extremos. Para ángulos de  $0^\circ$  y  $180^\circ$  se tiene una presión estática máxima y presión dinámica nula, y por ende velocidad cero. A estos puntos situados en los extremos anterior y posterior del cilindro se les llama **puntos de estancamiento**, y al valor de la presión correspondiente **presión de estancamiento**. Para ángulos de  $90^\circ$  y  $270^\circ$  la presión es mínima y la velocidad máxima; esto puede verse también asignando valores al ángulo en la ecuación (12.1).

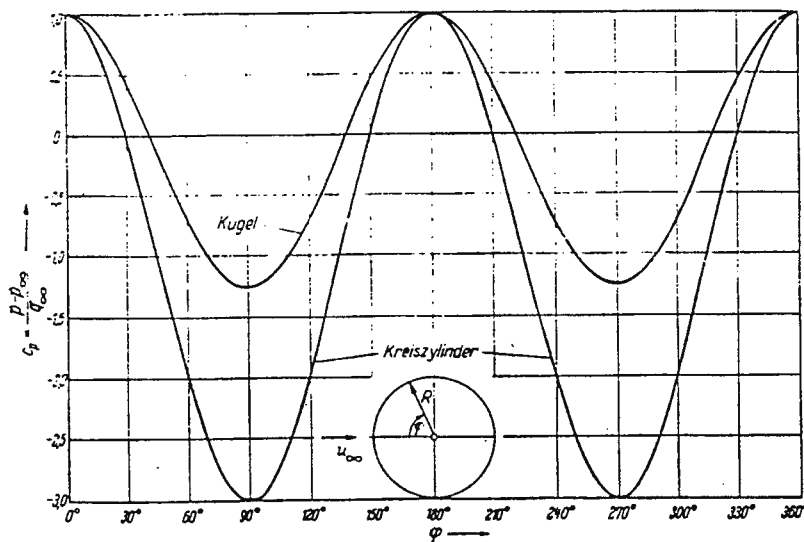
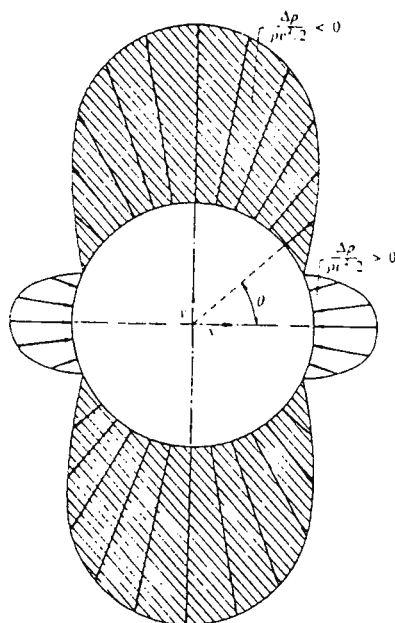


Figura 12.4 - Distribución de presiones en las superficies de un cilindro y de una esfera en flujo incompresible no viscoso. Tomada de la ref. 13.

Figura 12.5 - El diagrama polar de presiones en el movimiento descrito en la fig. 12.3 sirve para visualizar la paradoja de D'Alembert. Por la simetría del dibujo, la resultante de todas las fuerzas debidas a la presión según el eje horizontal (arrastre) es nula. Tomada de la ref. 8.



Se ve que ambas gráficas son simétricas; de ello puede concluirse que la resultante de todas las fuerzas en la dirección del movimiento (resistencia o arrastre) es nula, así como la resultante de las fuerzas en la dirección perpendicular al movimiento (sustentación o empuje ascensional). Dicho en otras palabras, un cilindro se movería en un fluido ideal (viscosidad nula) sin experimentar resistencia alguna. Pero no falta mucho análisis para darse cuenta de que esto no corresponde con la realidad; de hecho, un cilindro experimenta una gran resistencia al desplazarse en el agua y en el aire, los fluidos más importantes técnicamente, que tienen muy baja viscosidad. Este desacuerdo con la realidad se conoce como **paradoja de D'Alembert**. Los casos particulares del cilindro y de la esfera sumergidos en una corriente, muy similares entre sí, y la causa de esta paradoja se verán posteriormente.

## 12.2 COEFICIENTE DE RESISTENCIA

Uno de los objetivos principales de la experimentación básica en túneles de viento es encontrar coeficientes de resistencia de varios cuerpos, y se logra midiendo con un dinamómetro la fuerza a la que éstos se ven sometidos bajo la acción de una corriente de aire. La obtención de la ecuación que define el coeficiente de resistencia puede encontrarse en muchos textos de Mecánica de Fluidos, y por ende se omitirá aquí. Baste decir que la fuerza de arrastre  $F_D$  que experimenta un cuerpo depende de la velocidad  $V$  a la que éste se desplace, de una dimensión característica del



cuerpo (por ejemplo el diámetro  $d$  en una esfera), la densidad  $\rho$  del fluido y su viscosidad dinámica  $\mu$ . Entonces, la fuerza de arrastre se expresa funcionalmente en la forma

$$F_D = f(d, V, \mu, \rho) \quad (12.5)$$

Aplicando la teoría del análisis dimensional (ver [4]), se llega a la relación

$$C_D \equiv \frac{F_D}{\frac{1}{2} \rho V^2 A} \quad (12.6)$$

donde  $A$  representa un área característica del cuerpo, generalmente perpendicular a la corriente. En general, el coeficiente de arrastre depende del número de Reynolds

$$C_D = f(\text{Re}) \quad (12.7)$$

El análisis mencionado fue hecho sin tomar en cuenta los efectos de la compresibilidad y de la existencia de una superficie libre [4]. De tomarlos en cuenta, la expresión anterior se ampliaría a

$$C_D = f(\text{Re}, Fr, M) \quad (12.8)$$

tomando en cuenta los números de Froude y de Mach.

El proceso que se sigue generalmente en las mediciones en túneles de viento, que es el que se usará aquí, es el siguiente:

- Medir la temperatura del aire, y con ella obtener con una tabla (como la tabla 13.1) su densidad y su viscosidad.
- Medir con un tubo de Prandtl (ver *Conceptos teóricos relacionados con la guía de trabajo #1*) la velocidad del flujo en la sección de experimentación.
- Tener el dato de una dimensión característica del cuerpo, la que se utiliza generalmente en él.
- Medir con el dinamómetro del túnel la fuerza que experimenta el cuerpo.

- Con la ecuación (12.6) calcular el coeficiente de arrastre. En algunos cuerpos, éste es constante, en otros varía con el número de Reynolds, como se verá luego.

Como se mencionó al principio, la resistencia de los cuerpos se debe a dos factores: la fricción entre el flujo de aire (o de agua) y la superficie del cuerpo, y las presiones normales a dicha superficie. Según la geometría del cuerpo y su orientación con respecto a la corriente, así será el factor preponderante en la resistencia total.

### 12.3 ARRASTRE DEBIDO A LA FRICCIÓN

Cuando un flujo de aire fluye alrededor de una placa plana paralela a las líneas de corriente, el gradiente de presión a lo largo de la placa es cero (ver [4], cap. 8). No obstante, la placa experimenta resistencia. Aunque el fluido (agua o aire, en este caso aire) tenga una viscosidad muy baja, las partículas adyacentes a la superficie de la placa se adhieren a ésta, y la velocidad del flujo aquí es cero. Ésta aumenta rápidamente hasta que pasada una delgada película de fluido, su valor alcanza el de la corriente libre, y las leyes del flujo no viscoso son válidas. Esta delgada capa es la conocida *capa límite*, cuyo análisis fue introducido por Prandtl y revolucionó la dinámica de fluidos y la aerodinámica.

Un amplio estudio de la capa límite puede encontrarse en un buen texto de Mecánica de Fluidos, y en este caso no es necesario profundizar. Lo que sí es necesario es que el estudiante haya conocido este tema en su clase de Mecánica de Fluidos antes de realizar estos experimentos; se presume entonces el conocimiento de este tema. En este caso basta con saber que en una placa plana paralela al flujo, la resistencia se debe exclusivamente a la fricción, y en general,

$$F_D = \int_S \tau_w dA \quad (12.9)$$

donde  $\tau_w$  es el esfuerzo cortante, que en capa límite laminar obedece a la ley de Newton de la viscosidad,

$$\tau_w = \mu \frac{dv}{dy} \quad (12.10)$$

Puede verse en el análisis de capa límite en el texto mencionado que en el caso de que ésta fuera exclusivamente laminar o exclusivamente turbulenta, podría calcularse ese esfuerzo con las ecuaciones analíticas, pero si hubiera transición de laminar a turbulenta en algún punto de la placa (el caso más general) debe utilizarse expresiones empíricas. En la figura 12.6 se ve una representación de la capa límite desarrollada en una placa plana expuesta a un flujo.

La variación del coeficiente de arrastre respecto al número de Reynolds para un placa plana paralela al flujo se muestra en la figura 12.7; se ve una serie de curvas correspondientes al intervalo de transición. El número de Reynolds para el cual se presenta la transición depende de la combinación de varios factores como la rugosidad de la superficie y la perturbación de la corriente libre.

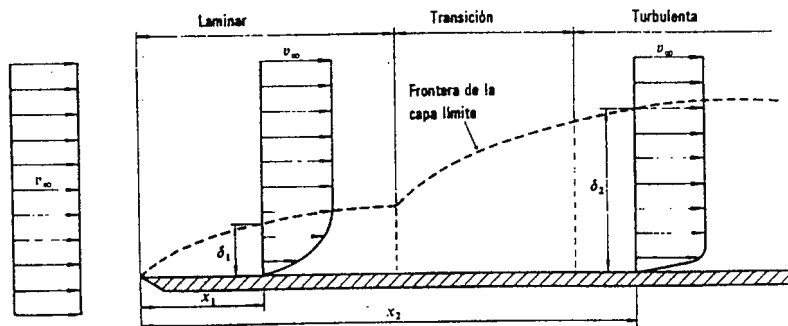


Figura 12.6 - Espesor creciente  $\delta$  de la capa límite alrededor de una placa plana de borde de ataque afilado sumergida en una corriente uniforme en el infinito. A la distancia  $x_1$ , por ejemplo, la corriente es laminar, y a la distancia  $x_2$  es turbulenta. Tomada de la ref. 4.

## 12.4 ARRASTRE DEBIDO A LA PRESIÓN

Se comenzará este análisis con el caso de una placa plana, sólo que esta vez orientada perpendicularmente al flujo, como se ve en la figura 3.8. En este caso, el esfuerzo cortante no contribuye a la fuerza de arrastre, y la por ende ésta está dada por la expresión general

$$F_D = \int_S p dA \quad (12.11)$$

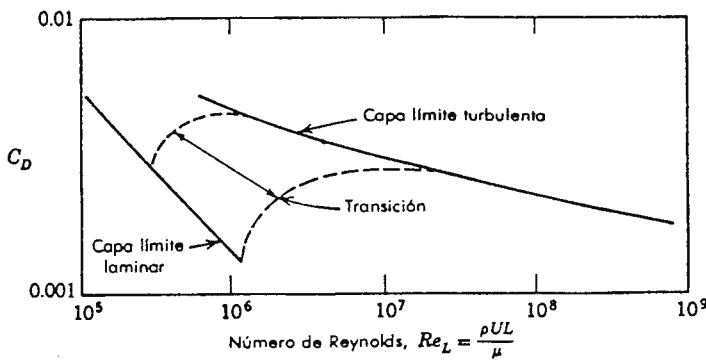


Figura 12.7 - Variación del coeficiente de arrastre con el número de Reynolds para una placa plana lisa paralela al flujo. Tomada de la ref. 4.

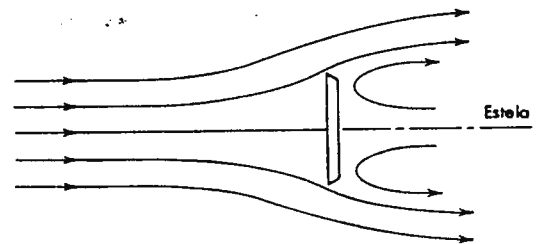


Figura 12.8 - Flujo alrededor de una placa plana perpendicular al flujo. Tomada de la ref. 4.

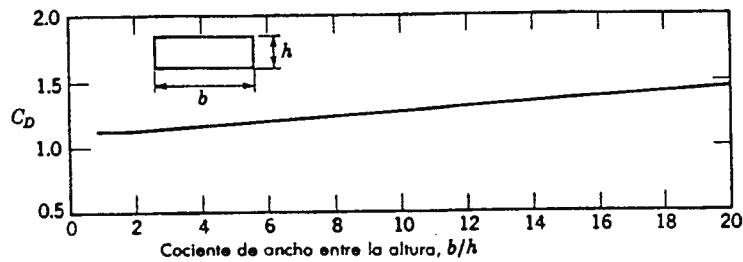


Figura 12.9 - Variación del coeficiente de arrastre con el cociente de ancho entre la altura de una placa plana de altura finita perpendicular al flujo donde  $Re_h > 1000$ . Tomada de la ref. 4.

El flujo para esta geometría se separa a partir de las aristas de la placa; se presenta un flujo inverso en la estela detrás de la placa, con un bajo nivel de energía. Si bien la presión que actúa en la parte posterior de la placa es esencialmente constante, su magnitud no puede establecerse analíticamente [4]. En consecuencia, debe recurrirse a los experimentos para determinar el coeficiente de arrastre.

El coeficiente de arrastre para una placa plana finita perpendicular al flujo depende de la razón del ancho de la placa a su altura y también del número de Reynolds. Para valores de  $Re$  mayores (basados en la altura como longitud característica) mayores que 1000 aproximadamente, el coeficiente de arrastre es esencialmente independiente de  $Re$  [4]. En la figura 12.9 se muestra la variación de  $C_D$  con el cociente formado por el ancho de la placa entre su altura ( $b/h$ ).

El coeficiente de arrastre para todos los objetos con aristas agudas resulta esencialmente independiente del número de Reynolds debido a que los puntos de separación están fijos a la geometría del objeto. En la tabla 12.1 se indican los coeficientes de arrastre para algunos cuerpos. Valga decir que esta tabla no es la única, y que otros textos pueden contener otras con más datos, incluyendo los coeficientes de aquellos cuerpos cuyo arrastre sí depende de  $Re$ . Es recomendable que el estudiante consulte varios libros y busque el mayor número posible de coeficientes de arrastre de muchas formas geométricas y cuerpos tridimensionales, aunque la mayoría tenga las formas más comunes.

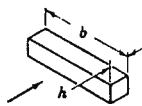






Cuerpo	Diagrama	$C_D (Re \gtrsim 10^3)$
Prisma rectangular		$b/h = \infty$ 2.05
		$b/h = 1$ 1.05
Disco		1.17
Anillo		1.20†
Hemisferio (abierto oponiéndose al flujo)		1.42
Hemisferio (abierto en la dirección del flujo)		0.38
Sección en forma de C (abierta)		2.30
		1.20

Tabla 12.1 - Coeficientes de arrastre para cuerpos seleccionados ( $Re \geq 1000$ ). Tomada de la ref. 4.

## 12.5 ARRASTRE DEBIDO A LA FRICCIÓN Y A LA PRESIÓN: FLUJO ALREDEDOR DE UNA ESFERA Y DE UN CILINDRO

En el inicio de este estudio se vio algo sobre la distribución de presiones en la superficie de un cilindro sumergido en un flujo. Se retomará un poco de lo visto y se estudiarán los casos básicos de resistencia formada por los dos tipos ya vistos.

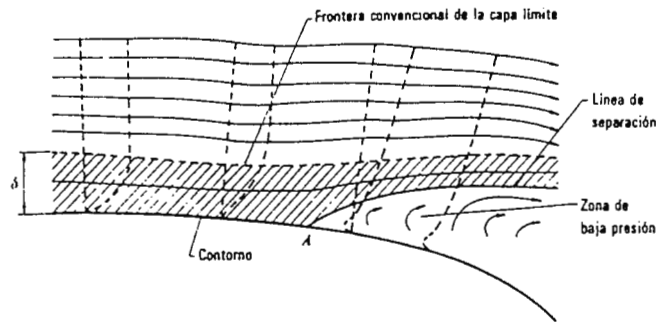


Figura 12.10 - Separación de la capa límite. Tomada de la ref. 8.

La capa límite nuevamente es responsable de la resistencia cuando ésta se debe a la presión, sólo que en este caso el fenómeno merece una explicación más detallada. En la figura 12.10 se ve el detalle de lo que sucede muy cerca del contorno de un cuerpo expuesto a un flujo. Cuando las partículas de fluido se aproximan al punto más “alto” del contorno o punto de mayor espesor, por ejemplo, para un ángulo de  $90^\circ$  en la figura 12.4, la presión local es mínima y la velocidad máxima; el flujo se desplaza de una mayor presión a una menor y la velocidad aumenta. Sin embargo, cuando el flujo pasa de ese punto comienza a desacelerarse, y según la ley de Bernoulli, la presión debe aumentar. Eso puede verse en la figura 12.4. Llega un punto en el que el flujo no puede vencer ese gradiente adverso de presión (flujo de menor a mayor presión), se crea un contraflujo y el flujo se desprende o separa del contorno del cuerpo. A este fenómeno se le llama **desprendimiento** o **separación** de la capa límite. El esfuerzo cortante en la capa límite contribuye a desacelerar el flujo. Aguas abajo de la línea de desprendimiento se crea una zona de baja presión, mientras que aguas arriba de esta línea la presión es más alta. El cuerpo sumergido en el fluido experimentará una fuerza debida a este gradiente de presiones dirigida de izquierda a derecha. En la figura 12.10 el cuerpo está fijo y el fluido se mueve de izquierda a derecha. Si ahora el fluido queda fijo y el cuerpo

se mueve de derecha a izquierda, la fuerza se opondrá al movimiento, será una resistencia, llamada **resistencia de presión** o **resistencia de forma**, por depender de la forma del cuerpo. Como la define Mataix [8], *resistencia de forma es la producida por un gradiente de presiones adverso que se origina al desprenderse al capa límite y que depende en gran manera de la forma del contorno.* Resumiendo, la *resistencia de superficie* o *debida a la fricción* es causada directamente pro la viscosidad; la *resistencia de forma* o *debida a la presión* directamente por el gradiente de presiones; pero indirectamente por la viscosidad, que junto con la forma adversa del contorno producen el desprendimiento de la capa límite.

En el caso de una esfera, tanto la fricción como la presión contribuyen a la resistencia total. El coeficiente de resistencia no es constante, sino que varía en forma decreciente con el número de Reynolds, como lo muestra la figura 12.11. Para números de Reynolds muy bajos,  $Re \leq 1$ , no se presenta la separación del flujo; el arrastre es predominantemente debido a la fricción. Stokes demostró [4] demostró de modo analítico que para números de Reynolds muy bajos, en aquellos flujos donde las fuerzas inerciales pueden despreciarse, la fuerza de arrastre sobre una esfera de diámetro  $d$ , moviéndose con una velocidad  $V$  a través de un fluido con viscosidad  $\mu$  está dada por

$$F_D = 3\pi\mu dV \quad (12.12)$$

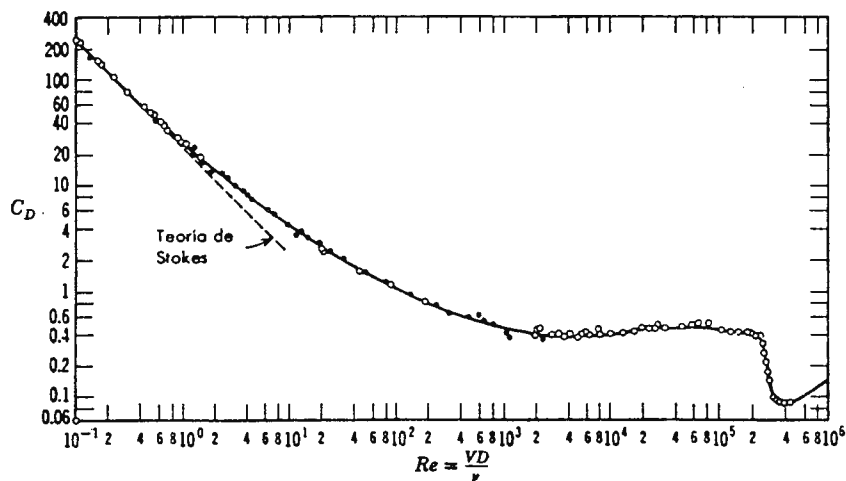


Figura 12.11 - Coeficiente de arrastre para una esfera como una función del número de Reynolds.

Tomada de la ref. 4.

El coeficiente de arrastre  $C_D$ , definido mediante la ecuación (12.6), resulta entonces

$$C_D = \frac{24}{Re} \quad (12.13)$$

Como aparece en la figura 12.11, esta última expresión concuerda con valores experimentales para números de Reynolds bajos, pero comienza a desviarse de manera significativa de los resultados experimentales para  $Re > 1$ .

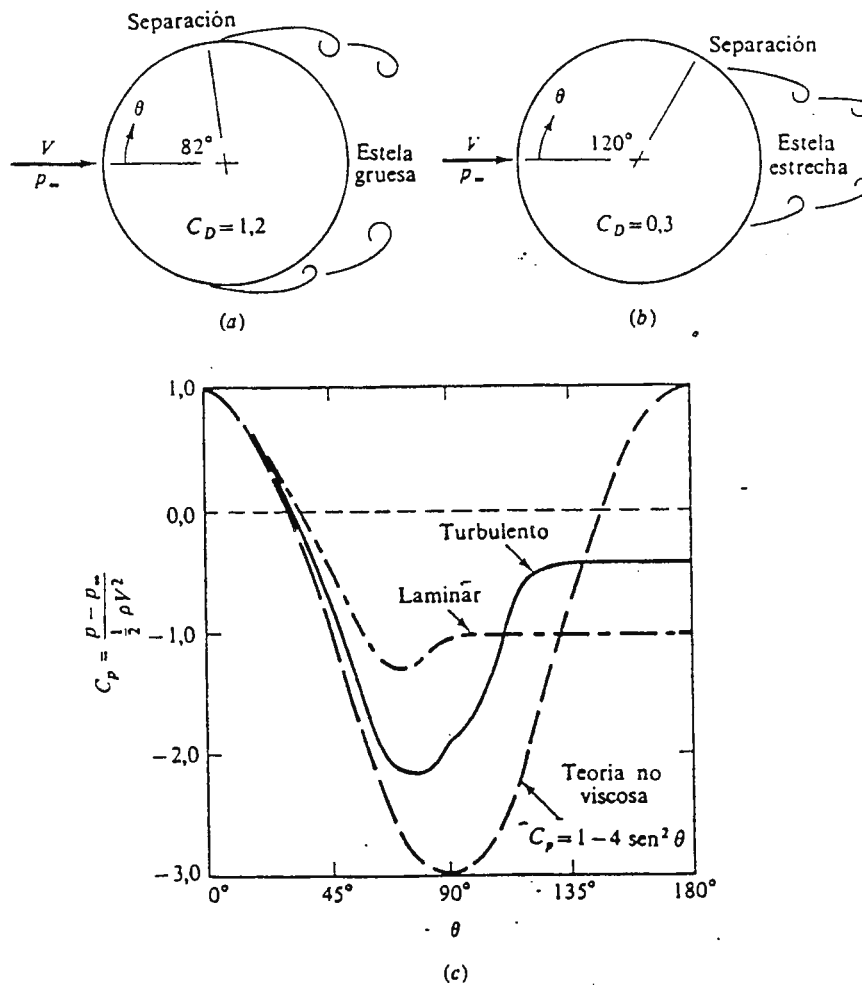


Figura 12.12 - Flujo alrededor de un cilindro circular: (a) separación laminar; (b) separación turbulenta; (c) distribución de presión sobre la superficie, teórica y real. Tomada de la ref. 16.



Conforme  $Re$  se incrementa hasta cerca de 1000, el coeficiente de arrastre decae continuamente. En este intervalo, el arrastre es una combinación de los efectos del rozamiento y de la presión como resultado de la separación del flujo. La contribución relativa del arrastre debido al rozamiento disminuye al incrementarse el número de Reynolds.

En el intervalo  $10^3 < Re < 10^5$ , la curva para el coeficiente de arrastre resulta relativamente plana. Éste experimenta, sin embargo, una caída brusca, en un valor aproximado de  $2 \times 10^5$ . Los resultados experimentales señalan [4] que para  $Re < 2 \times 10^5$  la capa límite que se forma en la parte delantera de la esfera es laminar. La separación de esta capa límite se presenta en un punto apenas situado aguas arriba del plano que corta en dos partes iguales a la esfera; detrás de la esfera se forma una estela turbulenta relativamente amplia. Ver figura 12.12. En la región separada detrás de la esfera la presión es esencialmente constante y menor que la presión que experimenta la parte delantera, como se explicaba antes; ver figura 12.13. Comparar esta figura con la 12.4.

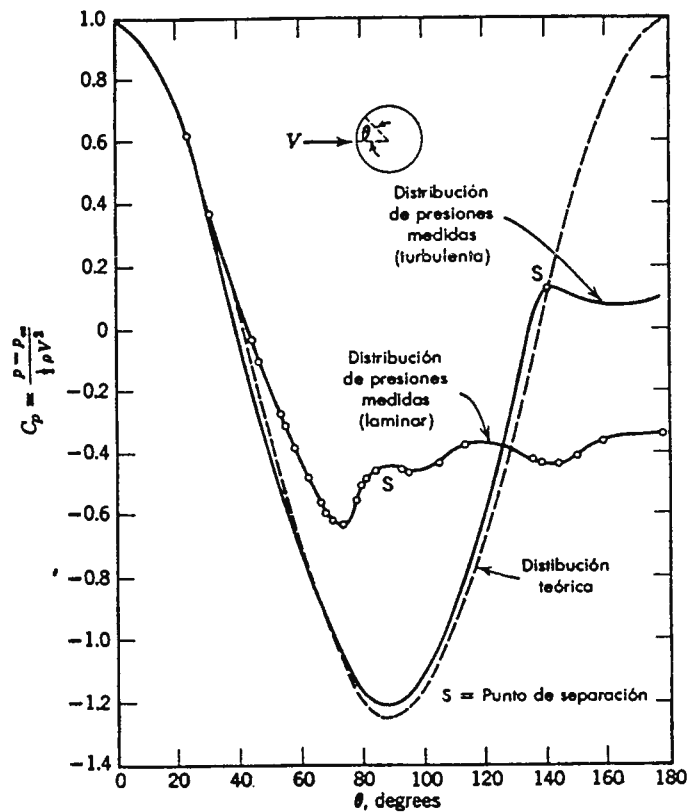


Figura 12.13 - Distribución de presiones alrededor de una esfera con capas laminar y turbulenta, comparada con la distribución para un flujo no viscoso. Tomada de la ref. 4.

Para  $Re > 2 \times 10^5$  aproximadamente, se presenta la transición en la capa límite formada en la parte delantera de la esfera. El punto de separación ahora se localiza aguas abajo del centro de la esfera y el tamaño de la estela disminuye (figura 12.12). La fuerza neta de presión que actúa sobre la esfera se reduce y el coeficiente de arrastre disminuye bruscamente. Puesto que una capa límite turbulenta tiene mayor cantidad de movimiento que una laminar, puede resistir mejor un gradiente de presión adverso. En consecuencia, una capa límite turbulenta resulta más deseable para un cuerpo de forma parecida a la esférica, debido a que se retrasa la separación y se reduce, por lo tanto, el arrastre debido a la presión. La transición en la capa límite depende de la rugosidad de la superficie de la esfera y de la turbulencia de la corriente libre. Por consiguiente, la reducción del arrastre asociado a una capa límite turbulenta no se presenta para un único valor de  $Re$ .

El coeficiente de arrastre con una capa límite turbulenta es alrededor de cinco veces menor que con una capa límite laminar en las cercanías del número de Reynolds crítico. La reducción correspondiente a la fuerza de arrastre puede afectar apreciablemente la capacidad de movimiento de una esfera; tal es el caso de las pelotas de golf. Sus hendiduras o muescas están diseñadas para interferir la capa límite que se forma sobre la esfera y así garantizar un régimen turbulento en ella y la consecuente disminución del arrastre.

El caso del cilindro circular presenta las mismas características que el de la esfera. La variación del coeficiente de arrastre  $C_D$  del cilindro se muestra en la figura 12.14. Obsérvese que esta variación es similar al caso anterior de la esfera, pero los valores de  $C_D$  son aproximadamente el doble en la zona de la caída abrupta.

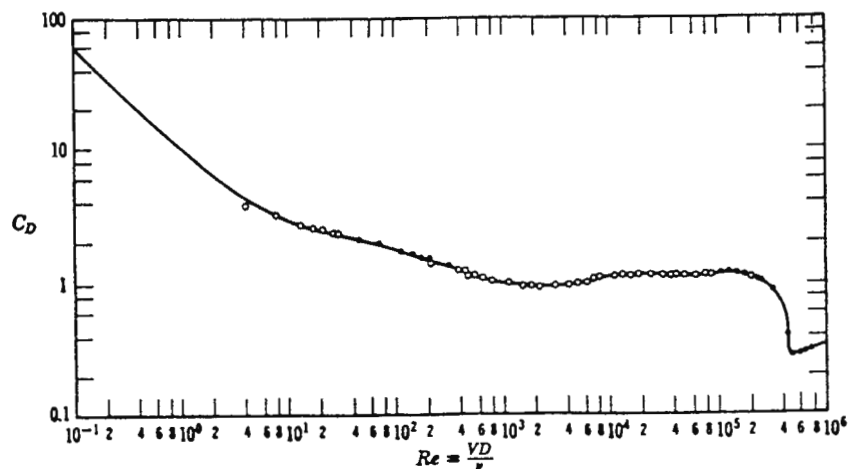







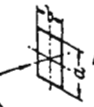
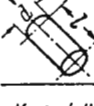
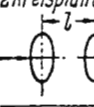
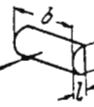




Figura 12.14 - Coeficiente de arrastre para cilindros circulares como una función del número de Reynolds. Tomada de la ref. 4.

Para finalizar, se incluye un resumen de la influencia de los dos tipos de resistencia en los cuerpos más comunes, según la ref. [5], y las tablas 12.2 y 12.3, la tabla de coeficientes de resistencia más completa que se encontró en los textos consultados.

<b>Objeto</b>	<b>Resistencia superficial</b>	<b>Resistencia de forma</b>
Esferas	despreciable	resistencia de forma
Cilindros (eje perpendicular a la veloc.)	despreciable	resistencia de forma
Discos y placas delgadas (perpendicular a la veloc.)	cero	resistencia de forma
Placas delgadas (paralelas a la velocidad)	resistencia superficial	despreciable o nula
Objetos fluidodinámicos	resistencia superficial	pequeña o despreciable

Tabla 12.2 - Coeficientes de resistencia que no dependen del número de Reynolds. Tomada de la ref. 13.

Körperform	C	
Halbkugel 	ohne Boden: 0,34 mit Boden: 0,4	
Halbkugel 	ohne Boden: 1,33 mit Boden: 1,17	
Kreisplatte 	1,11	
 $\alpha = 0^\circ$	$\frac{a}{b} = \frac{1}{5}$ : 1,56	
	$\frac{a}{b} = \frac{1}{8}$ : 2,03	
	$\alpha = 45^\circ$	$\frac{a}{b} = \frac{1}{3}$ : 0,92
		$\frac{a}{b} = \frac{1}{8}$ : 1,54
Prisma $\frac{a}{b} = \frac{1}{25}$ parallel zur Längsachse angeströmt	0,81	
Kreisring $\frac{d}{D} = 0,5$ 	1,22	
Kegel ohne Boden 	0,34	
Kegel ohne Boden 	0,51	
Platte $\frac{a}{b} = \begin{cases} 1 \\ 2 \\ 4 \\ 10 \\ 18 \\ \infty \end{cases}$ 	1,10	
	1,15	
	1,19	
	1,29	
	1,40	
Walze $\frac{L}{d} = \begin{cases} 1 \\ 2 \\ 4 \\ 7 \end{cases}$ 	0,91	
	0,85	
	0,87	
	0,99	
2 Kreisplatten $\frac{L}{d} = \begin{cases} 1 \\ 1,5 \\ 2 \\ 3 \end{cases}$ 	0,93	
	0,78	
	1,04	
	1,52	
 $\frac{L}{h} = \begin{cases} 0,5 \\ 0,7 \\ 2,6 \end{cases}$	1,16	
	0,70	
	0,58	
	2,04	
	0,86	


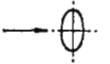
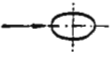
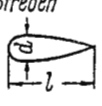
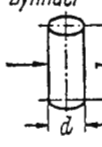
Körperform	Re	C
Kugel 	$> \text{Re } 1,7 \cdot 10^5 - 4,05 \cdot 10^5$	0,09 - 0,18
	$< \text{Re } 1,5 \cdot 10^5 - 4,05 \cdot 10^5$	0,47
	Überschall	0,95
Ellipsoid $1:0,75$ 	$\text{Re} < 5 \cdot 10^5$	0,6
	$\text{Re} > 5 \cdot 10^5$	0,21
Ellipsoid $1:1,80$ 	$\text{Re} > 10^5$ unter $10^5$ stetiger Übergang zu größeren C-Werten	0,09
Streben  $\frac{L}{d} = \begin{cases} 2 \\ 3 \\ 5 \\ 10 \\ 20 \end{cases}$	$\text{Re} > 10^5$	0,2
		0,1
		0,06
		0,083
		0,094
Zylinder  $\frac{L}{d} = \begin{cases} 1 \\ 2 \\ 5 \\ 10 \\ 40 \\ 80 \\ 80 \\ 80 \end{cases}$	unterkritischer Wert etwa $\text{Re} \approx 9 \cdot 10^4$	0,63
		0,68
		0,74
		0,82
		0,98
		1,2
		0,35
		1,65
	$\text{Re} > 9 \cdot 10^4$ Überschall	

Tabla 12.3 - Coeficientes de resistencia que dependen del número de Reynolds. Tomada de la ref. 13.

### **XIII. GUÍA DE TRABAJO #2 - MEDICIÓN DE RESISTENCIA AL FLUJO EN VARIOS CUERPOS**

El objetivo de esta guía es determinar cualitativa y cuantitativamente la resistencia que ofrecen varios cuerpos de diferentes formas a un flujo de aire, y observar su variación con el número de Reynolds. Los conocimientos necesarios son expuestos en *Conceptos teóricos relacionados con la guía de trabajo #2*. El procedimiento exacto del experimento no es posible detallarlo sin antes tener el túnel construido y haber adquirido los cuerpos y el equipo de medición, ya que hasta entonces será posible dar instrucciones de cómo calibrar los medidores, dar recomendaciones y hacer otros ajustes previos a la prueba.

#### **Materiales y equipo.**

Túnel aerodinámico, sistema de medición de fuerzas de arrastre (ver anexo), objetos de geometría roma u obtusa (todos los disponibles a excepción del perfil aerodinámico), tubo de Prandtl, manómetro diferencial.

#### **Procedimiento.**

En general, el procedimiento será el siguiente.

- a) Ajustar el variador de frecuencia de tal forma que el motor gire a las rpm necesarias para obtener a la velocidad de prueba. Para esto se seguirán los siguientes pasos:
  - Fijar un número de Reynolds máximo que se desee obtener en la prueba. Para ello será recomendable que el estudiante investigue sobre el tema en textos de Mecánica o Dinámica de Fluidos o de Aerodinámica. Lo ideal y lo recomendable es seguir el criterio que se usó para el

diseño del túnel, es decir que el número de Reynolds de prueba sea aproximadamente igual al valor del número de Reynolds crítico de una esfera o de un cilindro circular.

- De todos los cuerpos que serán sometidos a prueba, obtener su dimensión característica (por ejemplo, el diámetro de la esfera) y calcular la velocidad necesaria para alcanzar ese número de Reynolds, en cada caso. La velocidad mayor, más un margen de pérdida de 10%, será la de prueba.
  - De la tabla de velocidades de flujo en función de las rpm que se obtuvo en la guía #1, obtener las rpm que serán necesarias y la frecuencia a la que deberá ajustarse el variador.
- b) Echar a andar el túnel para asegurarse de que la velocidad sea la correcta, usando el tubo de Prandtl. Para esto, revisar la guía #1 para su correcto montaje. Hacer los ajustes necesarios. Apagar el túnel.
  - c) Instalar el sistema de medición de fuerzas y el primer cuerpo del experimento. Asegurarse de que esté correctamente balanceado el sistema. Para todo será necesario la asistencia del instructor.
  - d) Instalar la sonda de Prandtl, de tal forma que en todo momento pueda medirse la presión dinámica y calcularse la velocidad del flujo.
  - e) Echar a andar el túnel en la velocidad mínima posible.
  - f) Variar en aumento la velocidad del flujo a intervalos de 10% de la velocidad de prueba. En cada caso leer la fuerza que muestra el dinamómetro y el valor de presión dinámica. Al haber obtenido las lecturas, aumentar al siguiente escalón de velocidad.
  - g) Cuando se llegue a la velocidad de prueba y luego de haber tomado ambos valores, apagar el túnel en la forma adecuada. Desmontar el objeto con cuidado.
  - h) Instalar el siguiente objeto y proceder de la misma forma. Repetir el proceso con todos los objetos disponibles.
  - i) Para mayor exactitud de los datos, efectuar, si es posible, las medidas dos veces con cada objeto.

**Manejo de los datos y síntesis.**

- Calcular el número de Reynolds con la velocidad calculada, la dimensión característica de cada cuerpo y el valor de la viscosidad cinemática obtenida de la tabla 13.1; según la temperatura, puede obtenerse también la densidad.
- Calcular la velocidad del flujo con las ecuaciones (10.26), (10.27) y (10.28).
- Calcular el coeficiente de arrastre con la ecuación (12.6).
- Resumir en forma de tabla los datos de frecuencia de salida, rpm, presión dinámica, fuerza de arrastre medida, velocidad de flujo y número de Reynolds.
- Plotear el coeficiente de arrastre contra el número de Reynolds. Observar si existe variación de éste o si permanece constante. Concluir al respecto.
- Como investigación, buscar tablas de coeficientes de arrastre en textos de Mecánica de Fluidos y comparar los datos obtenidos en los experimentos con los de las tablas.

Tem- pe- ratur <i>t</i>	Wasser					Luft				
	Dichte $\rho$		Zähigkeit $\mu \cdot 10^4$		kine- mat. Zähig- keit $\nu \cdot 10^6$	Dichte $\rho$		Zähigkeit $\mu \cdot 10^4$		kine- mat. Zähig- keit $\nu \cdot 10^6$
	[°C]	[kg/m³]	[kps²/m⁴]	[kg/ms]	[kps/m²]	[m²/s]	[kg/m³]	[kps²/m⁴]	[kg/ms]	[kps/m²]
-20	—	—	—	—	—	1,39	0,142	15,6	1,59	11,3
-10	—	—	—	—	—	1,34	0,137	16,2	1,65	12,1
0	999,3	101,9	1795	183	1,80	1,29	0,132	16,8	1,71	13,0
10	999,3	101,9	1304	133	1,30	1,25	0,127	17,4	1,77	13,9
20	997,3	101,7	1010	103	1,01	1,21	0,123	17,9	1,83	14,9
40	991,5	101,1	655	66,8	0,661	1,12	0,114	19,1	1,95	17,0
60	982,6	100,2	474	48,3	0,482	1,06	0,108	20,3	2,07	19,2
80	971,8	99,1	357	36,4	0,368	0,99	0,101	21,5	2,19	21,7
100	959,1	97,8	283	28,9	0,296	0,94	0,096	22,9	2,33	24,5

Tabla 13.1 - Densidad  $\rho$ , viscosidad dinámica  $\mu$  y viscosidad cinemática  $\nu$  del agua y del aire en función de la temperatura  $t$  a presión constante  $p = 760 \text{ mm Hg}$ . Tomada de la ref. 13.

## XIV. CONCEPTOS TEÓRICOS RELACIONADOS CON LA GUÍA DE TRABAJO # 3

Ya que la guía #3 trata sobre experimentos con un perfil aerodinámico, aquí se desarrollará el tema del flujo alrededor de perfiles y las fuerzas que por éste se originan. Para el estudio de la teoría de perfiles es necesario una preparación en matemáticas y en hidrodinámica, la cual tendría que ser por sí sola una materia, pero esto es necesario solamente para las ingenierías aeronáutica y naval.

Cuando un cuerpo cualquiera se mueve en un fluido real experimenta una resistencia al movimiento, llamada arrastre, como se ve en los *Conceptos teóricos relacionados con la guía de trabajo #2*. Existen otros casos en que, además de la fuerza de arrastre paralela al movimiento y de sentido contrario, adquiere un papel importante otra fuerza perpendicular a la dirección el movimiento que se llama **empuje ascensional** o **sustentación**. Es decir, la resultante de las fuerzas que el fluido ejerce sobre el cuerpo que se mueve en él tiene en general dos componentes: el arrastre y la sustentación. Pueden presentarse otras fuerzas, dependiendo de la geometría del objeto (ver *Conceptos teóricos relacionados con la guía de trabajo #2*). La fuerza del empuje ascensional es esencial en la transmisión de energía de las turbomáquinas (bombas, ventiladores y turbinas) y en un avión es causa de su sustentación, en contra de la fuerza de gravedad.

### 14.1 SUSTENTACIÓN EN UN CILINDRO Y UNA ESFERA GIRATORIOS

Para el estudio de la sustentación se comenzará con el ya conocido cilindro circular (de longitud infinita). Si el cilindro está estático y sumergido en un flujo, como se vio antes, tanto el arrastre como la sustentación son nulas, según la distribución de presiones que se ve en la figura 12.3 en los



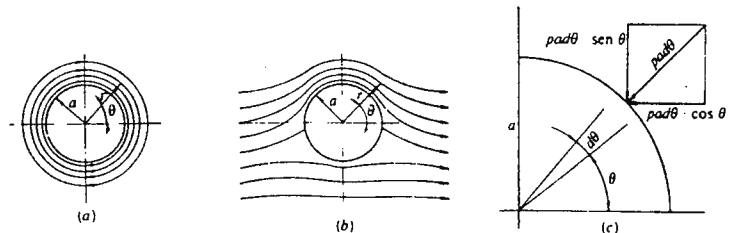
Conceptos teóricos relacionados con la guía #2. (Se estudió ya que la resistencia no es cero, pero que el análisis de fluido ideal así lo dice.)

Supóngase ahora que el cilindro está sometido a dos tipos de corriente: a una corriente uniforme (como en el caso anterior, con líneas de corriente paralelas y equidistantes), y a una *circulación*. Ésta puede generarse haciendo girar al cilindro sobre su propio eje. En esta corriente de circulación, las líneas de corriente son círculos concéntricos con el cilindro, como puede verse en la figura 14.1, en el sentido de las agujas del reloj. Según Mataix [8], y cualquier texto de aerodinámica, la velocidad en cada punto del fluido es inversamente proporcional a su distancia  $r$  al centro del cilindro

$$v = \frac{\Gamma}{2\pi r} \quad (14.1)$$

donde  $\Gamma$  es una constante llamada **circulación**. La ecuación (14.1) despejada para  $\Gamma$  es la ecuación de definición de la circulación para el caso de una circunferencia, ya que en general se define como la integral lineal de la velocidad a lo largo de una curva cerrada fija en el flujo. Consultar un texto de aerodinámica o dinámica de fluidos para mayor explicación.

Figura 14.1 - (a) Cilindro circular en una corriente circular en la cual la velocidad del fluido en un punto es inversamente proporcional a la distancia del punto al centro; (b) en corriente uniforme con circulación; (c) fuerza elemental debida a la presión sobre un elemento infinitesimal de superficie en el cilindro. Tomada de la ref. 8.



La velocidad total en cualquier punto de la superficie del cilindro debida a los dos movimientos está dada por la suma de las ecuaciones (12.1) y (14.1), es decir, al superponer ambos movimientos:

$$v_s = 2v_\infty \text{sen}\theta + \frac{\Gamma}{2\pi a} \quad (14.2)$$

siendo  $a$  el radio del cilindro, según la figura 14.1. De ésta se deduce, por la configuración de las líneas de corriente, que la velocidad en la parte superior del cilindro aumenta (velocidad de la circulación igual sentido que la velocidad del movimiento uniforme) y que en la parte inferior disminuye (velocidad de la circulación sentido contrario a la velocidad del movimiento uniforme). La distribución de presiones es simétrica con respecto al eje  $y$ , y, por tanto, la fuerza de arrastre nuevamente es igual a cero (idealmente); pero no es simétrica con respecto al eje  $x$ , y se concluye que la fuerza de empuje ascensional no es igual a cero. Si la velocidad aumenta en la parte superior del cilindro y disminuye en la inferior, la presión en los mismos puntos disminuye y aumenta, respectivamente, presentándose un empuje hacia arriba. Recuérdese los sentidos de las corrientes: corriente uniforme de izquierda a derecha y circulación en el sentido de las agujas del reloj.

El empuje ascensional puede calcularse usando la ecuación (14.2) y la ecuación de Bernoulli; según la parte  $c$  de la figura 14.1, el empuje es

$$F_L = -b \int_0^{2\pi} p a \cdot \text{sen}\theta d\theta \quad (14.3)$$

donde  $b$  es el ancho del cilindro (normal al plano) y  $p$  es la presión en un punto del cilindro en coordenadas polares.

La ecuación de Bernoulli aplicada entre un punto en el infinito y un punto cualquiera del cilindro, utilizando la ecuación (14.2), será

$$p = p_\infty + \frac{\rho v_\infty^2}{2} - \frac{\rho}{2} \left( 2v_\infty \text{sen}\theta + \frac{\Gamma}{2\pi a} \right)^2 \quad (14.4)$$

Sustituyendo la ecuación (14.4) en la (14.3) e integrando, se obtiene la ecuación del empuje ascensional

$$F_L = b\Gamma\rho v_\infty \quad (14.5)$$

El ejemplo más claro para apreciar el efecto de esta fuerza es la trayectoria que describe una bola de béisbol en un lanzamiento de “curva”. El lanzador suelta la bola imprimiéndole un giro sobre su propio eje, y este giro provoca una fuerza que desvía la bola. La sustentación producida por la rotación de un cuerpo sólido se llama *efecto Magnus*, en honor de un científico alemán del siglo XIX que fue el primero en estudiar este fenómeno.

De forma análoga al coeficiente de resistencia, el coeficiente de sustentación se define

$$C_L = \frac{F_L}{\frac{1}{2} \rho V^2 A} \quad (14.6)$$

Al igual que en caso de la resistencia, el área  $A$  es un área característica del cuerpo, que en el caso del cilindro o la esfera giratorios es la misma que se utiliza en el cálculo de  $C_D$ , es decir, perpendicular al flujo. En perfiles aerodinámicos el área utilizada es diferente, como se verá después.

En la figura 14.2 se muestran los coeficientes de sustentación y de resistencia de un cilindro giratorio con bases planas. El parámetro  $r\omega/V_0$  es la razón entre la velocidad de la superficie del cilindro y la velocidad del fluido sin perturbar,  $r$  es el radio del cilindro y  $\omega$  su velocidad angular en radianes por segundo. En la figura 14.3 se muestran curvas semejantes para una esfera en rotación.

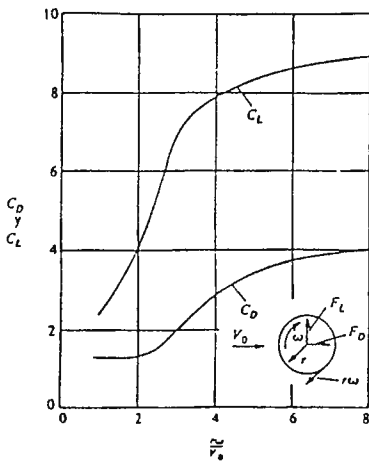


Figura 14.2 - Coeficientes de sustentación y de resistencia al avance en función de  $r\omega/V_0$  en un cilindro giratorio. Tomada de la ref. 11.

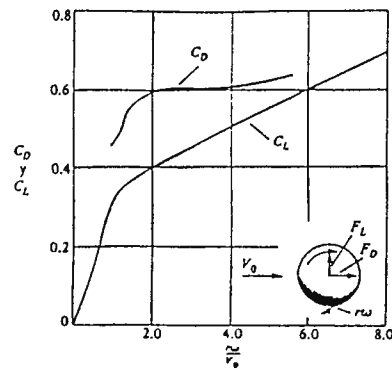


Figura 14.3 - Sustentación y resistencia al avance de una esfera giratoria. Tomada de la ref. 11.

## 14.2 SUSTENTACIÓN EN UN PERFIL AERODINÁMICO

Antes de entrar en tema, se verán unos aspectos generales de las formas aerodinámicas. El tamaño y los efectos de separación del flujo que se forma detrás de numerosos cuerpos sumergidos, como la esfera o el cilindro, se puede reducir si se les da una forma aerodinámica. El objetivo principal es reducir el gradiente de presión adversa que se presenta detrás del punto de máximo espesor del cuerpo. Lo anterior permite retrasar la separación de la capa límite y reducir, por lo tanto, el arrastre debido a la presión. Sin embargo, agregando una porción al cuerpo con objeto de lograr esa forma aerodinámica, se incrementa el área superficial del cuerpo; esto se traduce en un incremento en el arrastre por rozamiento superficial. Se concluye entonces que la forma aerodinámica óptima es aquélla que permite lograr un arrastre total mínimo.

Las teorías más avanzadas sobre el tema no permiten predecir hasta ahora la localización del punto de separación para la mayor parte de los casos [4]. Por lo tanto, no es posible determinar, en general, las formas óptimas a través de métodos puramente analíticos y se debe recurrir a los datos experimentales o a pruebas sobre modelos en túneles de viento.

El gradiente de presión alrededor de una “lágrima” (es decir, un cilindro con forma aerodinámica) es menos pronunciado que alrededor de un cilindro de sección circular. En la figura 14.4 se ve la contribución de los dos tipos de arrastre para una lágrima, en función de su relación espesor/cuerda, para  $Re = 4 \times 10^5$ . Se puede observar que el coeficiente de arrastre mínimo es  $C_D \approx 0.06$ , el cual se presenta cuando  $t/c \approx 0.25$ . Este valor es alrededor del 20% del coeficiente de arrastre mínimo para un cilindro circular con el mismo espesor. En consecuencia, puede utilizarse un cilindro con forma aerodinámica con un espesor aproximadamente cinco veces del correspondiente espesor de un cilindro circular y obtener el mismo arrastre [4].

Luego de esas consideraciones preliminares, se pasa al estudio de la sustentación en un perfil aerodinámico. La nomenclatura utilizada se esquematiza en la figura 14.5. El ángulo de ataque  $\alpha$  es el ángulo formado entre la corriente libre y la cuerda  $c$  del perfil. Las fórmulas para determinar los coeficientes de arrastre y de sustentación en un perfil son las ya vistas anteriormente

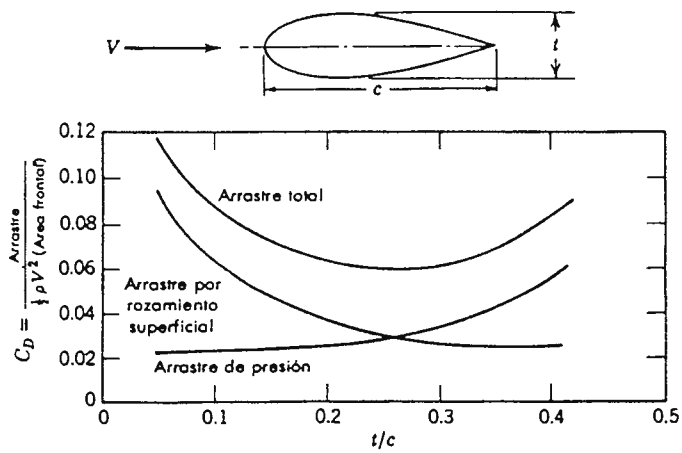


Figura 14.4 - Coeficiente de arrastre para un perfil aerodinámico como función de la razón del espesor, indicando la contribución relativa del arrastre debido al rozamiento superficial y del arrastre debido a la presión. Tomada de la ref. 4.

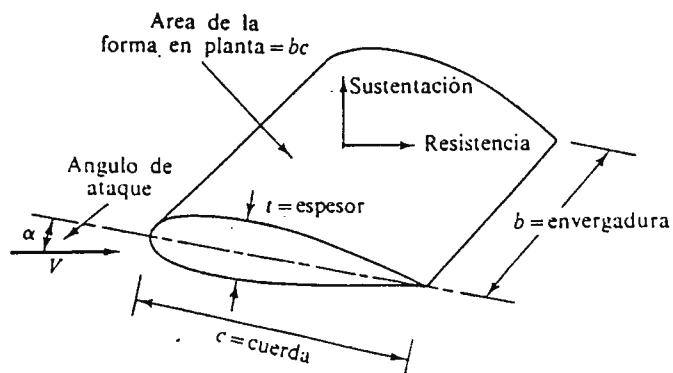


Figura 14.5 - Esquema para definir un perfil sustentador. Tomada de la ref. 16.

$$C_L = \frac{F_L}{\frac{1}{2} \rho V^2 A_p} \quad (14.7)$$

$$C_D = \frac{F_D}{\frac{1}{2} \rho V^2 A_p} \quad (14.8)$$

con la salvedad de que el área  $A_p$  es el área proyectada longitudinalmente, es decir, el producto de la envergadura por la cuerda,  $A_p = bc$ . En este caso, ambos coeficientes son función del número de Reynolds y del ángulo de ataque  $\alpha$ .

El perfil aerodinámico es un cuerpo asimétrico, y por ende, por lo visto anteriormente, experimenta una distribución de presiones asimétrica. En la figura 14.6 se muestra el esquema de un perfil con las presiones y los esfuerzos cortantes que actúan en él. La sobrepresión en la parte inferior, también llamada *intradós*, y la depresión en la parte superior, o *extradós*, dan a entender que el perfil se ve sometido a una fuerza de empuje hacia arriba. Esta diferencia de presiones es causada por la diferente velocidad que llevan las partículas de aire en el intradós y en el extradós; al tener que recorrer éstas una mayor distancia en la parte superior, su velocidad aumenta y su presión disminuye.

En la figura 14.7 se muestran los patrones de flujo ideal y real alrededor de un perfil aerodinámico. En flujo ideal, existe un punto de estancamiento o remanso en el lado inferior próximo al borde de ataque y otro cerca del borde de salida del ala. En fluido real (viscoso), el patrón de flujo en la mitad delantera del ala es semejante al caso anterior, pero el de la mitad posterior, en la región del borde de salida, no puede darse como se muestra en la figura 14.7. La existencia de un punto de estancamiento en el lado superior del ala indica que el fluido debe rodear el lado inferior del ala y después, al pasar al borde de salida, regresar hasta el punto de estancamiento. Esto implica una aceleración infinita de las partículas de fluido en la esquina que forma el borde de salida [11]. Esto es físicamente imposible, por lo que habrá un desprendimiento

en la esquina. Como consecuencia de la separación del fluido, el punto de estancamiento trasero se recorre hacia el borde de salida.

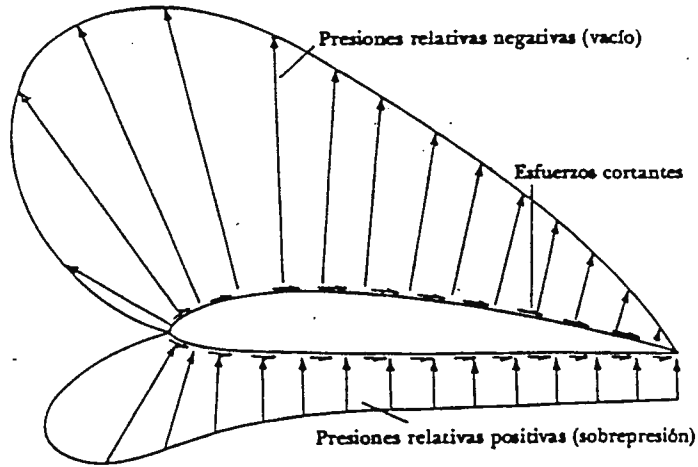


Figura 14.6 - Presiones y esfuerzos de corte que actúan en un ala. Tomada de la ref. 11.

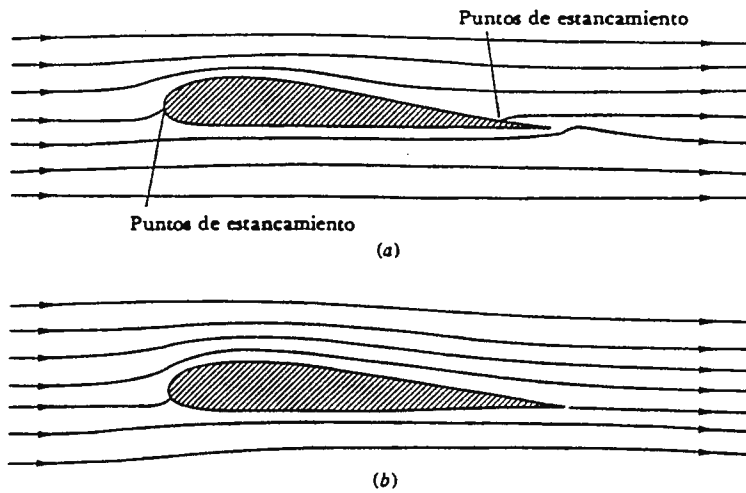


Figura 14.7 - Patrones de flujo alrededor de un perfil de ala. (a) Flujo ideal sin circulación. (b) Flujo real con circulación. Tomada de la ref. 11.

Entonces, los flujos de ambos lados del ala se separan de ella suavemente en el borde de salida y seguirán una trayectoria paralela, en esencia, a sus respectivas superficies.

Para hacer coincidir la teoría con el fenómeno observado físicamente se propuso la hipótesis que supone la existencia de una circulación inducida alrededor del ala, de magnitud suficiente para mover el punto de estancamiento posterior hasta el borde de salida, lo que permitiría que el flujo se desprendiera del ala suavemente en dicho punto. Esto se conoce como *condición de Kutta*, en honor de un pionero de la teoría aerodinámica.

Los perfiles aerodinámicos han sido clasificados en varios países, en Estados Unidos por la NACA (National Advisory Committee for Aeronautics, hoy NASA) y en Alemania por las investigaciones en Göttingen. De ambos son mucho más conocidos los perfiles NACA. Para designarlos, se agrega una serie de cifras luego de las siglas NACA, y pueden ser de cuatro, cinco, seis o siete cifras. Existen muchos perfiles, clasificados por sus características geométricas. Conocer los detalles de esta clasificación escapa de los objetivos de esta síntesis, pero pueden ser encontrados en el libro de Abbott y von Doenhoff [1], un libro especializado en teoría de perfiles y en datos técnicos de éstos.

### 14.3 GRÁFICAS CARACTERÍSTICAS DE LOS PERFILES AERODINÁMICOS.

El comportamiento de los coeficientes de arrastre y sustentación de perfiles se resume en varios tipos de gráficas. Dos de ellas son las **curvas de los coeficientes de arrastre y de sustentación en función del ángulo de ataque**, como las que se ven en la figura 14.8; en ésta se comparan un perfil común y uno para flujo laminar, a un número de Reynolds de  $9 \times 10^6$ , basado éste último en la longitud de la cuerda. Ambos tipos de perfiles están diseñados de tal modo que los coeficientes de sustentación no resultan nulos para un ángulo de ataque cero. Conforme éste se incrementa, los coeficientes crecen monótonamente, hasta alcanzar su valor máximo. Cualquier incremento del ángulo por encima de este valor, correspondiente a la llamada *condición de desplome*, ocasiona un decaimiento brusco de  $C_L$ . Se dice entonces que el perfil aerodinámico



experimenta una pérdida de sustentación, o que entra en pérdida. En la figura 14.9 se ven otras gráficas de  $C_L$  en función de  $\alpha$  para otros perfiles NACA.

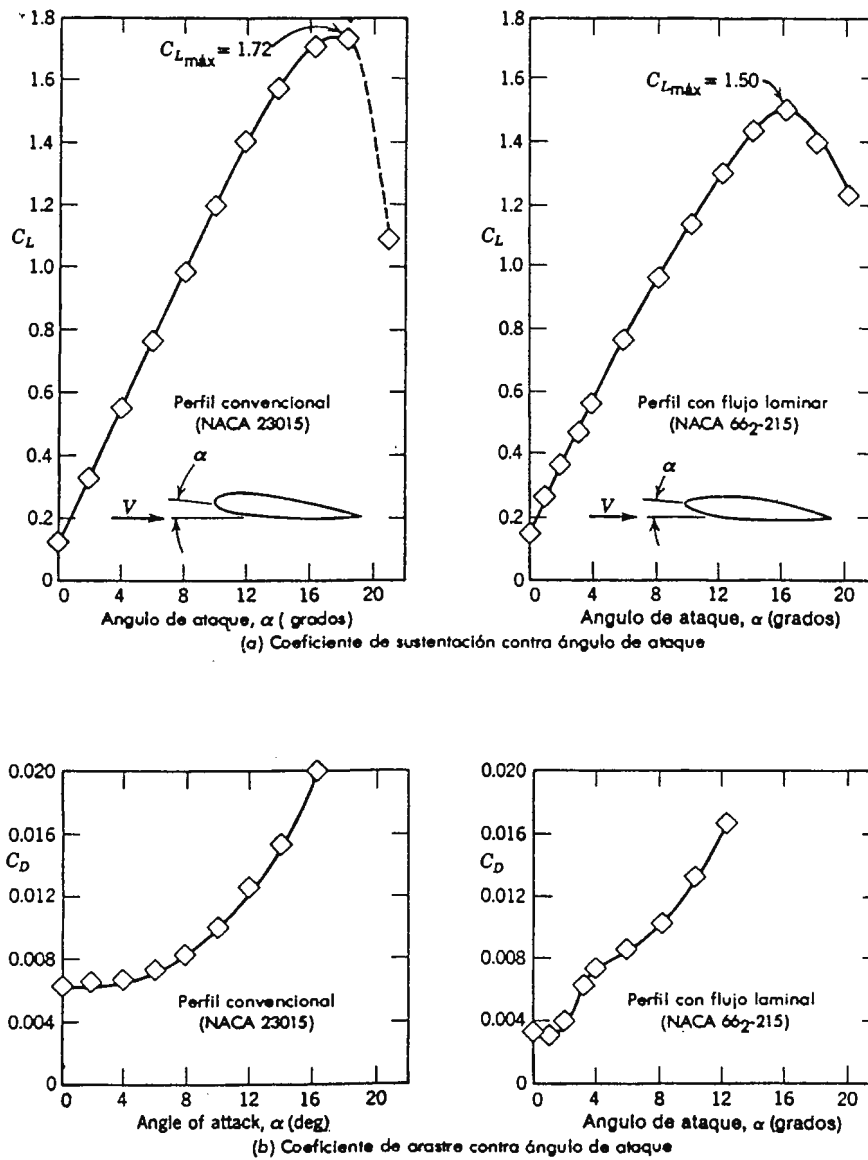


Figura 14.8 - Coeficiente de sustentación y de arrastre contra el ángulo de ataque para dos perfiles aerodinámicos con una razón de espesor del 15%. Tomada de la ref. 4.

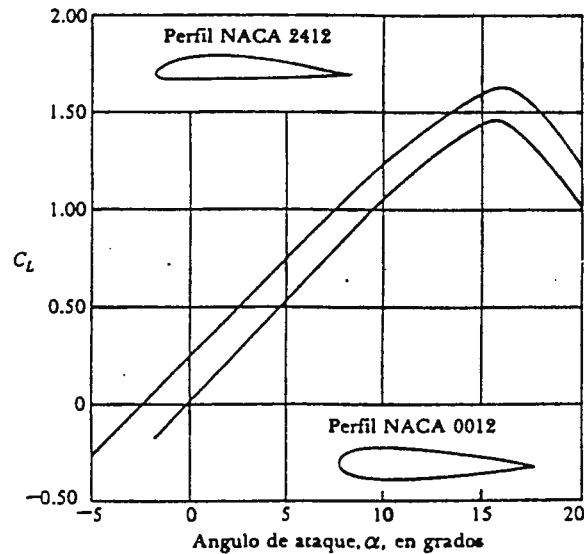


Figura 14.9 - Características de sustentación de dos perfiles NACA. Tomada de la ref. 11.

El fenómeno señalado es el resultado de la separación del flujo en una mayor porción de la superficie superior del perfil. Conforme el ángulo de ataque se incrementa, el punto de estancamiento se mueve en dirección aguas abajo a lo largo de la superficie inferior del perfil (intradós), como se muestra en la figura 14.10. El flujo en la superficie superior debe, entonces, acelerarse bruscamente alrededor de la nariz del perfil. La presión mínima se hace todavía menor, y el punto donde ésta se ejerce se mueve en dirección aguas arriba sobre la superficie superior (extradós). De este modo se forma un gradiente de presión adverso muy fuerte, por detrás del punto de mínima presión; por último, el flujo se separa completamente del extradós: el perfil pierde sustentación. En la figura 14.11 se ve cómo se desprende el flujo del extradós a grandes ángulos de ataque.

El movimiento del punto de mínima presión adverso y el marcado gradiente de presión adverso son los causantes del incremento brusco en el valor de  $C_D$  para un ángulo de ataque de apro-

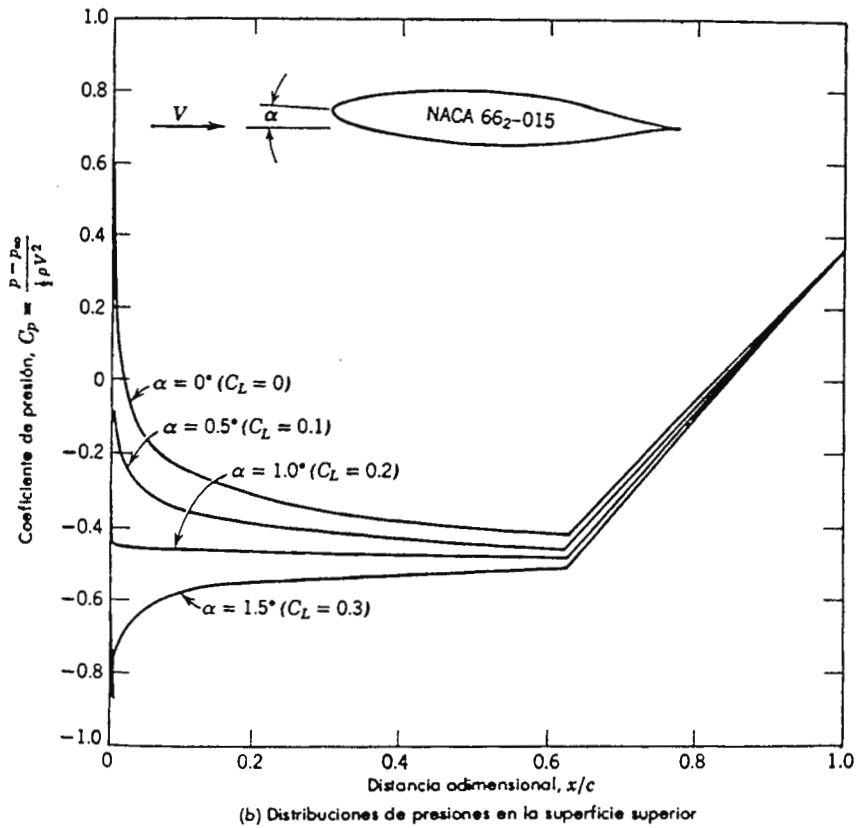
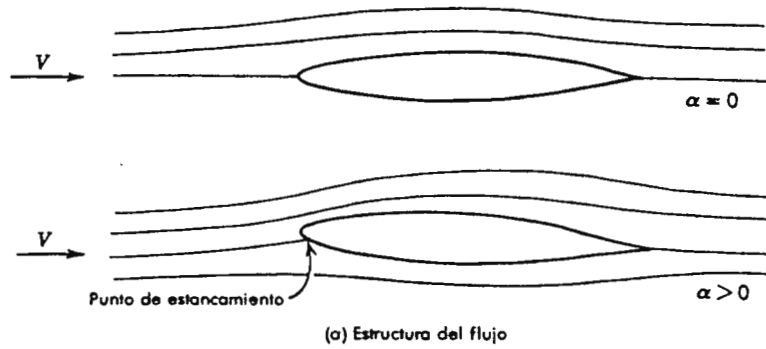


Figura 14.10 - Efecto del ángulo de ataque sobre la distribución de flujo y sobre la distribución teórica de presiones para un perfil aerodinámico con flujo laminar con una razón de espesor de 15%. Tomada de la ref. 4.

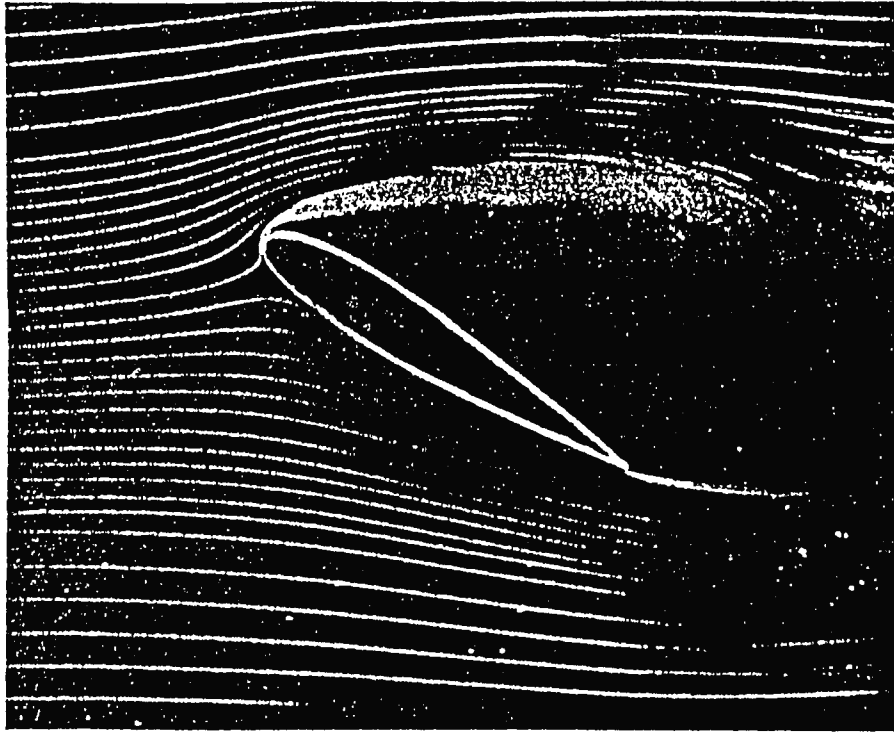


Figura 14.11 - La visualización con humo muestra la corriente desprendida en el extradós de un perfil a grandes ángulos de ataque. Tomada de la ref. 4.

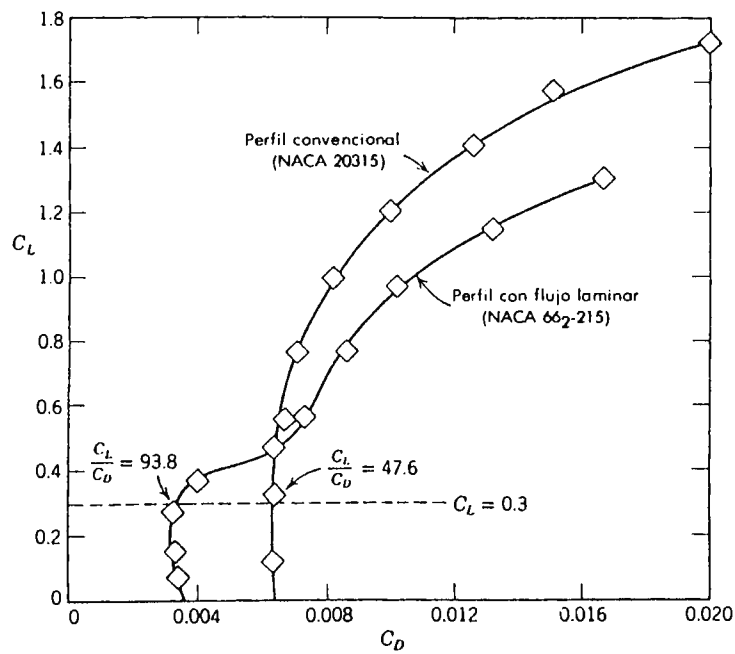


Figura 14.12 - Diagramas polares para la sustentación-arrastre de dos perfiles aerodinámicos con una razón del espesor del 15% y con coeficientes de sustentación de diseño cercanos a 0.3. Tomada de la ref. 4.

ximadamente  $1.5^\circ$  en un perfil con flujo laminar [4], efecto mostrado en la figura 14.8. El incremento brusco de  $C_D$  se debe a una transición temprana del régimen laminar al turbulento en la capa límite que se forma sobre la superficie superior. Las aeronaves con perfiles de flujo laminar se diseñan para realizar sus recorridos en la región de baja resistencia al avance. Debido a que éstos poseen una nariz muy afilada, los efectos descritos anteriormente resultan pronunciados: pierden sustentación para ángulos de ataque menores que los perfiles convencionales, y el coeficiente de sustentación máximo posible,  $C_{Lmáx}$ , resulta también menor, como puede concluirse de la figura 14.8. Uno de los diagramas más importantes para sintetizar el comportamiento de un perfil aerodinámico es el **diagrama polar**, en el que se grafica  $C_L$  contra  $C_D$ . En la figura 14.12 se muestra un diagrama de esta naturaleza para los dos perfiles utilizados anteriormente. El valor de la razón sustentación/arrastre,  $C_L/C_D$ , correspondiente a las condiciones de sustentación de diseño,  $C_L \approx 0.3$ , se muestra en dicha figura para ambos perfiles. La potencia necesaria para que una aeronave de masa conocida mantenga el vuelo a un mismo nivel con una velocidad fija, es inversamente proporcional a la razón sustentación/arrastre [4]. Se puede entonces ver claramente las ventajas que ofrecen los perfiles con flujo laminar.

#### 14.4 EFECTOS DE LA LONGITUD FINITA DE UNA ALA SOBRE LA SUSTENTACIÓN Y LA RESISTENCIA

Es de observar que todos los datos presentados relativos a perfiles aerodinámicos se refieren a secciones bidimensionales, es decir, “cortes” de perfiles con envergadura infinita. Los efectos que se presentan en los extremos de un perfil con envergadura infinita, reducen el coeficiente de sustentación, y el correspondiente arrastre aumenta. De este modo, la razón sustentación/arrastre que puede alcanzarse en la práctica es menor que los que se obtienen en pruebas efectuadas en perfiles bidimensionales.

El parámetro que se utiliza para definir la envergadura efectiva de un perfil se define como

$$ar = \frac{A_p}{c^2} \quad (14.9)$$

A esta relación se le llama *razón de aspecto*;  $A_p$  es el área máxima proyectada y  $c$  la longitud de la cuerda. Así, para un área proyectada rectangular con envergadura  $S$ ,

$$ar = \frac{Sc}{c^2} = \frac{S}{c} \quad (14.10)$$

Robertson y Crowe [11] llaman a esta relación *alargamiento del ala*  $\Lambda$

$$\Lambda = \frac{S^2}{A_p} = \frac{S}{c} \quad (14.11)$$

La resistencia de un ala bidimensional a bajo ángulo de ataque (sin efectos por las puntas) se debe principalmente a la viscosidad; sin embargo, las alas de longitud finita tienen más resistencia y menos sustentación debido a un fenómeno producido por los vórtices (torbellinos) que se generan en las puntas de las alas. La existencia de estos torbellinos se debe a la diferencia de presiones entre la cara superior (extradós) y la inferior (intradós), lo que ocasiona una circulación de la zona de alta presión a la de baja, por el borde del ala, como se ve en las figuras 14.13 y 14.14. Este flujo inducido tiene como efecto crear una componente descendente  $w$  en la velocidad del fluido sin perturbar,  $V_0$ . En consecuencia, el flujo tiene ahora una velocidad “efectiva” que forma un ángulo ( $\phi \approx w/V_0$ ) con la dirección original y la fuerza resultante queda inclinada hacia atrás, como se ve en la figura 14.15. Por tanto, la sustentación real es menor que para un ala de longitud infinita, ya que el ángulo efectivo de incidencia es ahora menor. La fuerza resultante tiene una componente paralela a  $V_0$ , que recibe el nombre de **resistencia al avance inducida** o **arrastre inducido**, y cuya magnitud es  $F_L \phi$ . Robertson [11] afirma que el coeficiente de resistencia inducida  $C_{Di}$  está dada por

$$C_{Di} = \frac{C_L^2}{\pi\Lambda} \quad (14.12)$$

que representa la resistencia inducida mínima que puede tener cualquier perfil de ala. Puede verse que mientras mayor sea el alargamiento o envergadura, menor será el coeficiente de resistencia

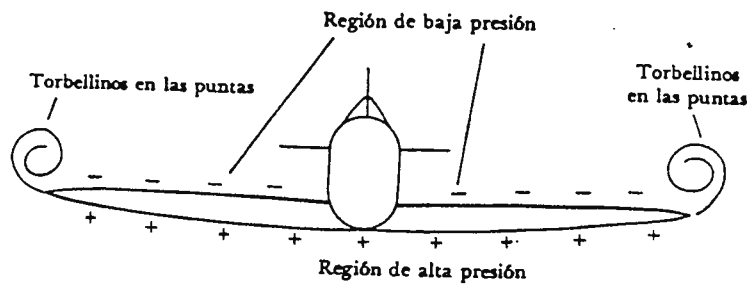


Figura 14.13 - Formación de torbellinos en las puntas de un ala. Tomada de la ref. 11.

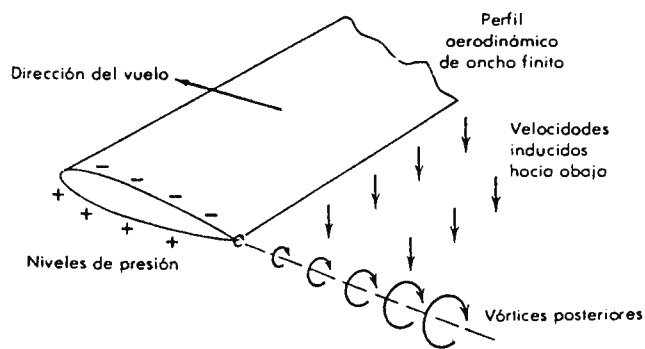


Figura 14.14 - Representación esquemática del sistema de vórtices posteriores en un perfil aerodinámico de ancho finito. Tomada de la ref. 4.

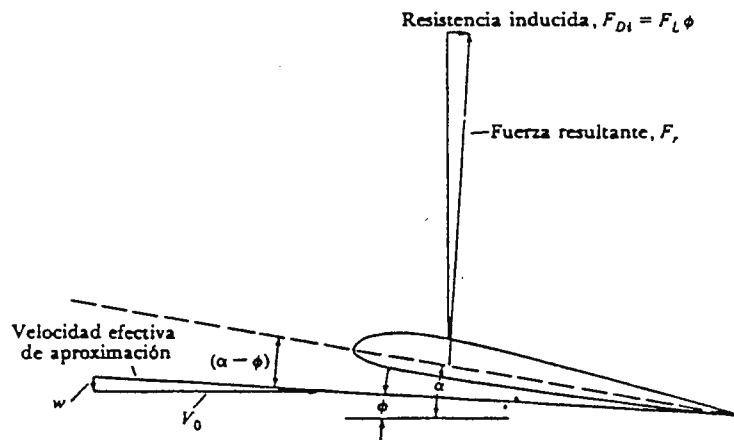


Figura 14.15 - Diseño de la definición para relaciones de la resistencia inducida. Tomada de la ref. 11.

inducida. La resistencia inducida constituye una porción importante de la resistencia total del ala de un avión a bajas velocidades y debe recibir una considerable atención en el proyecto aerodinámico. Los aeroplanos y las aves que permanecen grandes períodos en el aire, consumiendo poca energía, se caracterizan por sus alas largas y esbeltas; tal es el caso de los planeadores y los albatros y gaviotas. Este tipo de alas es más eficiente debido a su pequeña resistencia inducida. El efecto de la envergadura finita se ilustra en la figura 14.16, la cual muestra la variación de  $C_L$  y de  $C_D$  en función de  $\alpha$ , para distintos alargamientos.

Como se ha señalado, las aeronaves pueden disponer de alas que presentan un bajo arrastre y así obtener un funcionamiento óptimo en condiciones de crucero. Sin embargo, puesto que el coeficiente de sustentación máximo es pequeño para perfiles, se deben tener elementos adicionales para lograr velocidades de aterrizaje aceptablemente bajas. En condiciones de vuelo permanente, la sustentación debe resultar igual al peso del avión. De este modo, de la ecuación (14.7)

$$W = F_L = C_L \frac{1}{2} \rho V^2 A \quad (14.13)$$

La velocidad de vuelo mínima se obtiene cuando  $C_L = C_{Lm\acute{a}x}$ . Así,

$$V_{\min} = \sqrt{\frac{2W}{\rho C_{L\max} A}} \quad (14.14)$$

De esto, según la ecuación anterior, la velocidad de aterrizaje mínima se puede reducir incrementando ya sea  $C_{Lm\acute{a}x}$ , o bien, el área del ala. Se dispone de dos técnicas básicas para controlar estas variables: perfiles de alas de geometría variable, o aletas hipersustentadoras, o técnicas de control de capa límite. Las primeras, conocidas también como *flaps*, son porciones móviles de la superficie del ala que se puede extender durante el aterrizaje o en el despegue con objeto de incrementar el área efectiva. El propósito fundamental de las técnicas de control de la capa límite es retrasar la separación o reducir el arrastre, proporcionando cantidad de movimiento a la capa límite a través de un soplado a lo largo de la superficie, o bien, eliminando el fluido de baja cantidad de movimiento en la capa límite mediante la succión en la misma superficie [4].



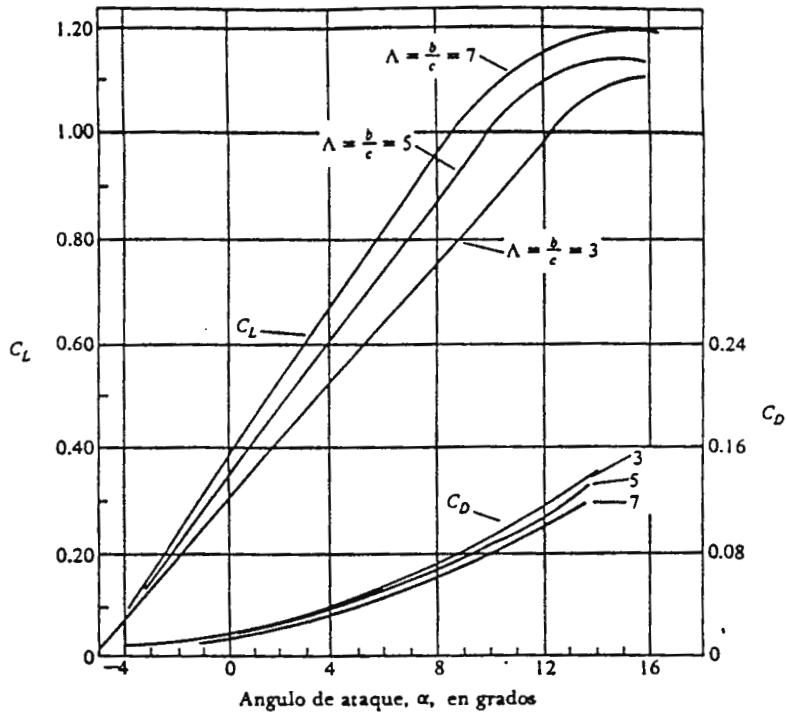


Figura 14.16 - Sustentación y resistencia al avance de tres alas cuyos alargamientos son 3, 5 y 7. Tomada de la ref. 11.

## XV. GUÍA DE TRABAJO #3 - MEDICIÓN DE RESISTENCIA AL FLUJO Y DE SUSTENTACIÓN DE UN PERFIL AERODINÁMICO

Los objetivos de esta guía son:

- Determinar cualitativa y cuantitativamente la resistencia al flujo y la fuerza ascensional que experimentan los cuerpos con forma aerodinámica, más específicamente los perfiles aerodinámicos diseñados precisamente para obtener esa fuerza de sustentación.
- Obtener los coeficientes respectivos ( $C_L$  y  $C_D$ ) que muestran el comportamiento del perfil ante un flujo de aire.
- Evaluar las variaciones de éstos con el ángulo de ataque, y representarlas en forma de gráfico.
- Elaborar el diagrama polar, el gráfico representativo del perfil.

Los conocimientos necesarios son expuestos en *Conceptos teóricos relacionados con la guía de trabajo #3*. El procedimiento exacto del experimento no es posible detallarlo sin antes tener el túnel construido y haber adquirido los cuerpos y el equipo de medición, ya que hasta entonces será posible dar instrucciones de cómo calibrar los medidores, dar recomendaciones y hacer otros ajustes previos a la prueba.

### **Materiales y equipo.**

Túnel aerodinámico, sistema de medición de fuerzas de arrastre y de sustentación (ver anexo), perfil aerodinámico, tubo de Prandtl, manómetro diferencial.

## Procedimiento.

En general, el procedimiento será el siguiente.

- a) Ajustar el variador de frecuencia de tal forma que el motor gire a las rpm necesarias para obtener la velocidad de prueba. Para esto se seguirán los siguientes pasos (ver *Guía de Trabajo #2*):
  - Fijar un número de Reynolds máximo que se desee obtener en la prueba. Para ello, será recomendable que el estudiante consulte un texto de Mecánica de Fluidos, de Dinámica de Fluidos, de Aerodinámica o alguno que trate el tema. Así, tendrá el criterio para decidir a qué número de Reynolds hará su prueba.
  - Obtener la dimensión característica del perfil, es decir, la cuerda, consultando el manual de especificaciones del fabricante del sistema de medición y de los cuerpos, y calcular la velocidad necesaria para alcanzar ese número de Reynolds. El valor obtenido, más un margen de pérdida de 10%, será la velocidad de prueba.
  - De la tabla de velocidades de flujo en función de las rpm que se obtuvo en la Guía #1, obtener las rpm que serán necesarias y la frecuencia a la que deberá ajustarse el variador.
- b) Echar a andar el túnel para asegurarse de que la velocidad sea la correcta, usando el tubo de Prandtl. Para esto, revisar la Guía #1 para su correcto montaje. Hacer los ajustes necesarios. Apagar el túnel.
- c) Instalar el sistema de medición de fuerzas y el perfil aerodinámico. Asegurarse de que esté correctamente balanceado el sistema. Para todo será necesario la asistencia del instructor.
- d) Instalar la sonda de Prandtl, de tal forma que en todo momento pueda medirse la presión dinámica y calcularse la velocidad del flujo.
- e) Ajustar el ángulo de ataque del perfil a  $0^\circ$ .
- f) Echar a andar el túnel en la velocidad mínima posible y llevarlo hasta la velocidad de prueba.
- g) Leer las fuerzas de arrastre y sustentación que muestran los dinamómetros y el valor de presión dinámica. Apagar de forma apropiada el túnel.
- h) Variar el ángulo de ataque dos grados en dirección positiva (en el sentido de las manecillas del reloj) y hacer las mismas mediciones.
- i) Repetir el paso h) aumentando el ángulo de ataque de dos en dos grados, hasta llegar a unos  $25^\circ$ . Luego, variar el ángulo en sentido negativo, hasta unos  $-5^\circ$ , avanzando con los mismos intervalos.

- j) Efectuar mediciones del arrastre y de la sustentación para cada ángulo.
- k) Como prueba adicional, puede procederse de la misma forma con un número de Reynolds menor, para fines comparativos.

### **Manejo de los datos y síntesis.**

- a) Calcular la velocidad del flujo para cada medición con las ecuaciones (10.26), (10.27) y (10.28) y obtener un valor medio.
- b) Calcular el número de Reynolds real de prueba con la velocidad calculada en b), la cuerda del perfil y el valor de la viscosidad cinemática obtenida de la tabla 13.1; según la temperatura, puede obtenerse también la densidad.
- c) Calcular el coeficiente de arrastre con la ecuación (14.8) y el coeficiente de sustentación con la ecuación (14.7), para cada ángulo de ataque.
- d) Resumir en forma de tabla los datos de presión dinámica, fuerzas de arrastre y de sustentación, velocidad de flujo y número de Reynolds.
- e) Plotear el coeficiente de arrastre contra el ángulo de ataque. Según lo expuesto en los conceptos teóricos relacionados con esta guía, concluir al respecto.
- f) Plotear el coeficiente de sustentación contra el ángulo de ataque. Según lo expuesto en los conceptos teóricos relacionados con esta guía, concluir al respecto.
- g) Plotear el coeficiente de sustentación contra el coeficiente de arrastre, para cada ángulo de ataque, es decir, construir el diagrama polar del perfil. Según lo expuesto en los conceptos teóricos relacionados con esta guía, concluir al respecto.
- h) Como investigación, buscar diagramas de perfiles en textos especializados y tratar de identificar el perfil bajo la denominación NACA. Se recomienda el libro de Abbott [1].

## **XVI. TÓPICO SUPLEMENTARIO : TEORÍA DE MODELOS Y LEYES DE SEMEJANZA**

El análisis dimensional es una herramienta muy importante en la Mecánica de Fluidos y no debe faltar en un curso básico. El estudio de este análisis es la base para comprender las leyes de semejanza, fundamentales en la experimentación en muchas ramas de la ingeniería. Aunque hasta la conclusión de este trabajo no se tendrán experimentos que involucren modelos a escala, se dejará un resumen de los conocimientos que es necesario tener y refrescar para la experimentación con modelos, sin entrar de lleno a la teoría del análisis dimensional. No debe tomarse este resumen como una guía completa de este tema, sino como una especie de índice que contiene los temas que deben ser consultados en libros de Mecánica de Fluidos para conocer lo necesario de la teoría de modelos.

### **16.1 SEMEJANZA**

A la hora de diseñar un puente, una central hidroeléctrica, un vehículo de navegación aérea o espacial u otros proyectos de gran magnitud, se encuentra con la dificultad de tener que predecir su comportamiento sin haberlo construido. En las diversas ramas de la ingeniería, los diseñadores deben crear los equipos y las condiciones necesarias para hacer sus pruebas y experimentos, con resultados relativamente certeros y confiables y a un costo sufragable. Es entonces cuando la teoría de modelos resuelve en gran medida esta dificultad. En general, el procedimiento consiste en efectuar pruebas de laboratorio en un *modelo* del objeto real, a escala, con condiciones que simulen las reales, *según ese modelo*. Se dice entonces que tanto el modelo que se use en el experimento, como el objeto del cual se hará la simulación, o *prototipo*, deben ser *semejantes*. Pero alcanzar una semejanza completa entre modelo y prototipo *es imposible*, como puede comprobarse en un texto de Mecánica de Fluidos. Por ello, se distinguen varios tipos de semejanza, y según el caso se le da a

una mayor importancia que a las demás, tomando en cuenta algunas relaciones adimensionales. Las semejanzas más generales son: geométrica, cinemática, dinámica y térmica.

## 16.2 SEMEJANZA GEOMÉTRICA

La semejanza geométrica se refiere a la dimensión longitud (L) y debe asegurarse que se cumple, antes de proceder a los ensayos con cualquier modelo. Es la semejanza básica. Una definición formal es: *un modelo y un prototipo son geoméricamente semejantes si, y sólo si, todas las dimensiones espaciales en las tres coordenadas tienen la misma relación de escala lineal* [4]. En otras palabras, entre el modelo y el prototipo existe semejanza geométrica cuando las relaciones entre todas las dimensiones correspondientes en modelo y prototipo son iguales. Tales relaciones pueden escribirse así:

$$\frac{L_{\text{modelo}}}{L_{\text{prototipo}}} = L_{\text{rel.}} \equiv \frac{L_m}{L_p} = L_r \quad (16.1)$$

$$\frac{A_m}{A_p} = L_r^2 \quad (16.2)$$

Todas las longitudes deben estar referidas a la misma escala. Si el modelo está hecho a un décimo de tamaño del prototipo, su longitud, anchura, altura y cualesquiera de sus dimensiones deben ser diez veces más pequeñas. Técnicamente, se habla de puntos *homólogos*, que son los puntos que tienen la misma posición relativa. La semejanza geométrica requiere que todos los puntos homólogos estén relacionados por la misma relación de escala lineal. Esto se aplica tanto a la geometría del fluido como del modelo. En la semejanza geométrica todos los ángulos se conservan; todas las direcciones del flujo se conservan; la orientación del modelo y del prototipo con respecto a los objetos de los alrededores debe ser idéntica. La figura 16.1 ilustra un prototipo de ala y su modelo a escala un décimo. Las longitudes del modelo son todas un décimo más pequeñas, pero su ángulo de ataque es el mismo,  $10^\circ$  y no  $1^\circ$ . Todos los detalles geométricos del modelo deben

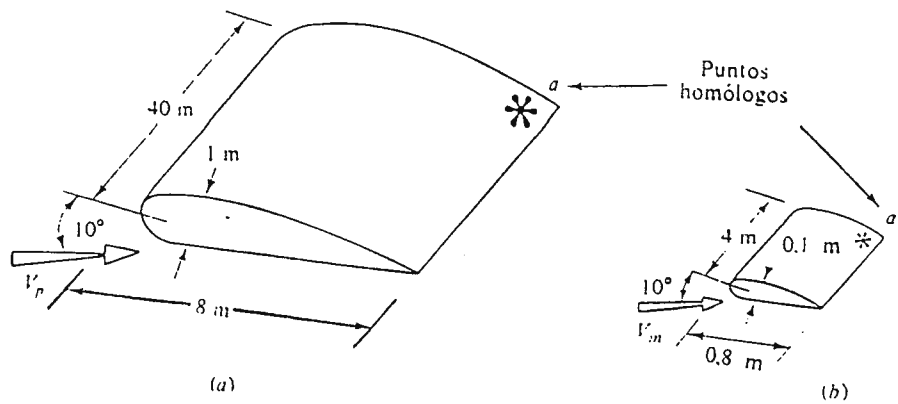


Figura 16.1 - Semejanza geométrica en el ensayo con modelos: (a) prototipo; (b) modelo a escala un décimo. Tomada de la ref. 4.

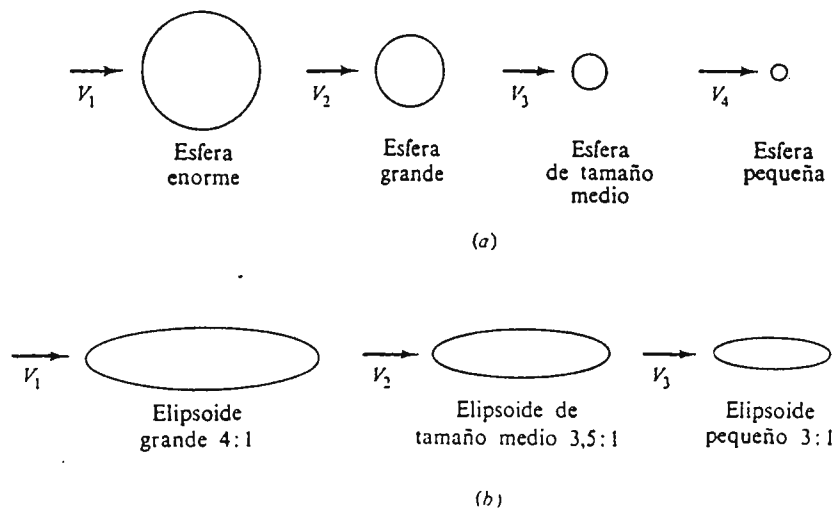


Figura 16.2 - Semejanza y no semejanza geométrica de flujos: (a) semejantes; (b) no semejantes. Tomada de la ref. 4.

estar a escala, y a veces se pasan por alto algunos de ellos por ser muy sutiles [4]:

- El radio de borde de ataque del modelo debe ser un décimo más pequeño.
- La rugosidad de la superficie del modelo debe ser un décimo más pequeña.
- Si el prototipo tiene un alambre perturbador de 5 mm, para inducir la transición de la capa límite a turbulenta, situado a 1.5 m del borde de salida, el modelo debe tener un alambre de 0.5 mm situado a 0.15 m del borde de salida.
- Si el prototipo se construye con remaches que sobresalen, el modelo debe tener los remaches correspondientes de tamaño un décimo menor. Y así sucesivamente.

Habrá violación de la semejanza geométrica cuando el modelo no cumpla todas estas exigencias, si bien sea posible que el comportamiento del prototipo no va a estar afectado por la discrepancia.

El que experimenta con modelos se arriesga cuando utiliza modelos que parecen semejantes en su forma, pero que violan claramente la semejanza geométrica. La figura 7.2 ilustra este punto. Las esferas de la figura 16.2 *a* son todas geoméricamente semejantes y puede esperarse que los ensayos den buenos resultados si las relaciones adimensionales involucradas (número de Reynolds, por ejemplo) son las mismas. Sin embargo, los elipsoides de la figura 16.2 *b* sólo parecen semejantes. En realidad sus dos ejes tienen relaciones de escala lineal diferentes y no pueden compararse de ninguna forma racional, aunque el número de Reynolds u otros sean *idénticos*.

### 16.3 SEMEJANZA CINEMÁTICA

Entre modelo y prototipo existe semejanza cinemática si (1) las trayectorias de las partículas móviles homólogas son geoméricamente semejantes y (2) las relaciones entre las velocidades de las partículas homólogas son iguales. Son necesarias las equivalencias de las escalas de tiempo. Las magnitudes principales son la velocidad, la aceleración y el caudal. En el caso de los experimentos de aerodinámica para los cuales fue diseñado el túnel, esta semejanza no será tomada en cuenta.



## 16.4 SEMEJANZA DINÁMICA

Existe semejanza dinámica cuando modelo y prototipo tienen la misma relación de escala de longitudes, la misma relación de escala de tiempos y la misma relación de escala de fuerzas (o de masa). La semejanza geométrica es el primer requisito; en caso contrario, no se debe proseguir. La semejanza dinámica existe simultáneamente con la semejanza cinemática, si todas las fuerzas en modelo y prototipo guardan la misma proporción. Esto ocurre si:

1. Flujo compresible: los números de Reynolds y Mach y la relación de calores específicos correspondientes son iguales [4].
2. Flujo incompresible: número de Reynolds del modelo y del prototipo son iguales (cuando no hay superficie libre).

Las condiciones requeridas para la semejanza completa se obtienen a partir del segundo principio del movimiento de Newton,  $\Sigma F_x = M a_x$ . Las fuerzas que actúan pueden ser cualquiera de las siguientes, o una combinación de las mismas: fuerzas viscosas, fuerzas debidas a la presión, fuerzas gravitatorias, fuerzas debidas a la tensión superficial y fuerzas elásticas. Entre modelo y prototipo se desarrolla la siguiente relación de fuerzas:

$$\frac{\sum \text{fuerzas}(\text{viscosas} + \text{presion} + \text{gravitatorias} + \text{tens.superf.} + \text{elásticas})_m}{\sum \text{fuerzas}(\text{viscosas} + \text{presion} + \text{gravitatorias} + \text{tens.superf.} + \text{elásticas})_p} = \frac{M_m \cdot a_m}{M_p \cdot a_p}$$

y la relación entre las fuerzas de inercia se desarrolla de la siguiente forma:

$$F_r = \frac{\text{fuerza}_{\text{modelo}}}{\text{fuerza}_{\text{prototipo}}} = \frac{(M \cdot a)_m}{(M \cdot a)_p} = \frac{(\rho \cdot L^3)_m}{(\rho \cdot L^3)_p} \times \frac{L_r}{T_r^2} = \rho_r \cdot L_r^2 \left( \frac{L_r}{T_r} \right)^2$$

$$F_r = \rho_r L_r^2 V_r^2 = \rho_r A_r V_r^2 \quad (16.3)$$

Esta ecuación expresa la ley general de la semejanza dinámica entre modelo y prototipo y se le conoce como la **ecuación newtoniana**.

Cuando son las fuerzas debidas a la presión las predominantes, es el **número de Euler** el parámetro adimensional de semejanza a utilizar. Si el modelo es geoméricamente semejante al prototipo y no interviene más fuerza que la debida al gradiente de presiones, automáticamente el número de Euler en puntos homólogos es igual en el modelo y en el prototipo [8].

$$Eu = \frac{\rho V^2}{\Delta p} \quad (16.4)$$

Siempre que haya una superficie libre, como por ejemplo en el desagüe por orificios, tubos y vertederos, la gravedad juega un papel primordial. En este caso, el **número de Froude** es el parámetro adimensional de semejanza

$$Fr = \frac{V}{\sqrt{Lg}} \quad (16.5)$$

En los problemas con predominio de la tensión superficial, como los que se dan en las industrias relacionadas con la pulverización y atomización, ramas importantes de la ingeniería química, el parámetro adimensional de semejanza es el **número de Weber**

$$We = \frac{V}{\sqrt{\frac{\sigma}{\rho L}}} \quad (16.6)$$

Cuando la fuerza preponderante es la de la elasticidad, el parámetro adimensional de semejanza de mayor importancia es el **número de Mach**

$$Ma = \frac{\rho V^2}{E} \quad (16.7)$$

siendo  $E$  el módulo de elasticidad de volumen del medio. Pero  $\sqrt{E/\rho} = c$  es la velocidad del sonido, o la velocidad de propagación de la onda elástica en el medio de que se trate. Entonces,

$$Ma = \frac{V}{c} \quad (16.8)$$

Cuando se efectúan pruebas en túneles supersónicos se vuelve el número de Mach de importancia. En el túnel que se proyecta ahora, las velocidades serán muy bajas en comparación con la del sonido, así que el número de Mach no será criterio para ensayos.

Finalmente, el parámetro adimensional de semejanza en los problemas con predominio de la viscosidad es el ya bastante conocido **número de Reynolds**

$$Re = \frac{LV}{\nu} \quad (16.9)$$

En los ensayos aerodinámicos en túneles de viento la fuerza predominante, además de la debida al gradiente de presiones, es la fuerza debida a la viscosidad. Cuan mayor es el número de Reynolds menos importancia tiene la fuerza de viscosidad en el fenómeno, y viceversa. Si en el ensayo con el modelo la fuerza de viscosidad ha de tener la misma importancia que tendrá en el prototipo, los números de Reynolds en el modelo y en el prototipo habrán de ser iguales:

$$Re_m = Re_p \quad (16.10)$$

Éste será precisamente el criterio que se usará en los experimentos que se realicen en el túnel de viento que se proyecta ahora, de utilizarse modelos a escala. Las guías de trabajo bosquejadas incluyen prácticas con cuerpos que no son modelos de otros de mayor escala; sólo se experimenta con ellos para conocer su comportamiento frente a flujos de aire.

Para ilustrar el empleo de las leyes de semejanza, se incluye un ejemplo extraído de la ref. 4; asimismo, se recomienda especialmente la consulta del libro de Giles [5], el cual trae numerosos problemas resueltos.

**Problema de ejemplo 7.4 de la ref. 4.**

Se desea predecir el arrastre en un transductor de sonar, basándose en resultados obtenidos en pruebas de túnel de viento. El prototipo, consistente en una esfera de 0.30 m de diámetro, se debe arrastrar con velocidad de 9.26 km/h (2.57 m/s) en agua de mar. El modelo tiene 15.24 cm de diámetro. Determinar la velocidad necesaria para la prueba en aire. Si el arrastre en el modelo en las condiciones de la prueba es 24.82 N, estimar el arrastre que actúa en el prototipo.

El problema original está en unidades del sistema inglés, pero ha sido traducido al S.I. Si no existen efectos de cavitación o de compresibilidad en los flujos tanto del prototipo como del modelo, se puede obtener semejanza cinemática con la condición de que la sección transversal del túnel de viento sea suficientemente grande. La prueba debe llevarse a cabo con la similitud dinámica, con predominio de las fuerzas viscosas, es decir,

$$Re_{\text{modelo}} = Re_{\text{prototipo}}$$

Para el agua de mar,  $\rho = 1020 \text{ Kg} \cdot \text{m}^3$  y  $\nu = 1.3 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ . En las condiciones del prototipo,

$$V_p = 2.57 \text{ m/s}$$

$$Re_p = \frac{V_p D_p}{\nu_p} = \frac{(2.57 \text{ m/s})(0.30 \text{ m})}{1.3 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}} = 5.93 \cdot 10^5$$

Las condiciones de prueba en el modelo deben llevarse a cabo con el mismo número de Reynolds. Entonces,

$$Re = \frac{V_m D_m}{\nu_m} = 5.93 \cdot 10^5$$

Para el aire en condiciones standard,  $\rho = 1.185 \text{ Kg/m}^3$  y  $\nu = 1.45 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ . El túnel de viento debe operarse a

$$V_m = Re_m \frac{\nu_m}{D_m} = 5.93 \cdot 10^5 \frac{1.45 \cdot 10^{-4}}{0.1524}$$

$$V_m = 56.39 \text{ pies/s}$$

Este valor es suficientemente bajo para despreciar los efectos de compresibilidad, y por ende, el número de Mach no es importante en este caso.

Bajo estas condiciones, los flujos en el modelo y en el prototipo son dinámicamente semejantes.

Utilizando la ecuación (13.3) y usando  $D$  en lugar de  $L$

$$F_r = \frac{F_p}{F_m} = \rho_r D_r^2 V_r^2 = \frac{(\rho D^2 V^2)_p}{(\rho D^2 V^2)_m}$$

$$F_p = F_m \frac{(\rho V^2 D^2)_p}{(\rho V^2 D^2)_m} = 24.82 N \frac{1020 \times (2.57)^2 \times (0.30)^2}{1.185 \times (56.39)^2 \times (0.1524)^2}$$

$$F_p = 171.96 \text{ N}$$

## **XVII. CONDICIONES DEL CUARTO DE EXPERIMENTACIÓN**

Como se expuso en la primera parte de este Trabajo, la habitación que contenga un túnel de viento de circuito abierto debe cumplir con ciertas condiciones para que éste funcione con la mayor eficiencia posible. Se propone en lo posible cumplir con estas normas.

### **17.1 ESPACIO FÍSICO**

El cuarto que contenga el túnel servirá en realidad como un conducto de retorno de mucho mayor “sección transversal” que el túnel. El aire que sea aspirado será el contenido en el cuarto, y al salir del difusor será devuelto; es necesario por ende que el aire esté lo más imperturbado posible, de tal forma que ingrese al colector uniformemente y sin turbulencias que perjudiquen el flujo para las pruebas. El cuarto no debe tener salientes muy pronunciadas cercanas al túnel que perjudiquen el flujo, tales como vigas o columnas. El túnel debe quedar preferentemente en el centro de la habitación, y las distancias mínimas entre éste y las paredes deberán ser de cuatro metros en todos lados. El techo (losa o cielo falso) deberá estar a una altura de unos tres metros. Si es posible, tomar medidas para aislar acústicamente la habitación, ya que el túnel en funcionamiento será ruidoso y podría molestar otras actividades cercanas.

El cuarto deberá contar con instalación de energía eléctrica trifásica, a 220 voltios. No se necesitará instalaciones de agua, aire comprimido ni drenajes.

### **17.2 GRADO DE LIMPIEZA**

Es uno de los aspectos más importantes que no debe ser descuidado en ningún momento. Como ya se ha explicado, el aire debe contener la mínima cantidad posible de impurezas macroscópicas, es decir, polvo, basura o insectos, que puedan interferir en las mediciones e incluso

dañar equipos. Se cuenta con pantallas estabilizadoras de flujo en la entrada del colector, que a la vez servirán de filtros para partículas grandes, pero aún así debe mantenerse lo más limpio posible. De preferencia, las ventanas y las puertas deben estar siempre cerradas, y no ser abiertas nunca cuando el túnel esté en operación.

### **17.3 ILUMINACIÓN**

Luz natural e iluminación adicional con lámparas fluorescentes será apropiada, ya que se necesita un alto grado de visibilidad para los experimentos, ya sea de día o de noche. La iluminación que se tiene en el interior de los edificios del CITT, especialmente en segundo piso, será suficiente, aunque será necesario cerciorarse de que el cuarto cuente con suficiente iluminación artificial, y que se pueda prescindir de la luz natural.

### **17.4 TEMPERATURA Y HUMEDAD**

No se requiere temperatura o humedad determinadas en el interior de la habitación que requieran un equipo acondicionador de aire, al menos para cumplir estrictamente con normas de experimentación. Pero sí se recomienda tenerlo para conservar constantes la temperatura y la humedad en el interior del cuarto y que esto no influya en los experimentos. Además, será con fines de comodidad para los operadores, ya que hará más agradable el ambiente. Debe recordarse que para evitar la infiltración de polvo y suciedad se mantendrán las ventanas cerradas. Debe evitarse entrada directa de rayos solares, ya que esto incrementará la temperatura de la habitación. Siempre debe tenerse a la mano el valor de la temperatura.

## 17.5 MANTENIMIENTO DEL EQUIPO

El equipo no requerirá mantenimiento especial ni algún control riguroso.

- **Cuerpo del túnel.** Es muy importante que la superficie interior del túnel esté siempre limpia y lisa. Verificar si hay fisuras o salientes a lo largo del túnel que perturben el flujo. Procurar siempre que las pantallas de estabilización en la entrada del colector estén alineadas entre sí. Mantener limpio el exterior de la cámara de pruebas para no perjudicar la visibilidad. Revisar periódicamente los empaques en las uniones entre la cámara de pruebas y el colector y el difusor.
- **Estructura.** Limpieza general periódica. Mantener limpios y engrasados los carriles sobre los cuales deslizará el colector.
- **Ventilador.** Verificar periódicamente el estado de las aspas y si no provoca vibraciones.
- **Equipo de control.** Seguir todas las indicaciones que el fabricante recomiende.
- **Transmisión.** Verificar periódicamente la tensión de las fajas, tensar cuando sea necesario, y sustituir fajas cuando lo ameriten o cuando el fabricante lo recomiende. Engrasar chumaceras si no son selladas.

**Especial recomendación:** proceder siempre de manera apropiada y con precaución dentro del cuarto de experimentación. No debe olvidarse que un ventilador en giro puede ser muy peligroso, y acciones inadecuadas pueden resultar en graves daños personales y/o materiales. No acercarse demasiado a la salida del difusor. Se recomienda restringir el acceso a la parte trasera del túnel.



## CONCLUSIONES

El diseño del túnel de viento que se hizo para la Universidad Don Bosco es para usos exclusivamente didácticos. Según los criterios expuestos en el capítulo III, los túneles de circuito abierto, particularmente de sección circular, están cayendo en desuso debido a que no resultan tan prácticos como otros diseños de flujo de retorno y de secciones poligonales. Esto es válido en la investigación en aerodinámica de alto nivel, pero para los usos mencionados un túnel pequeño subsónico de circuito abierto de sección circular es sumamente adecuado -suficiente para los usos que tendrá- y su diseño será más sencillo.

Inicialmente se había concebido un proyecto que incluía la construcción del túnel, según el diseño que se presentó, pero por razones de falta de fondos oportunos, el diseño por sí solo vale como requisito de graduación. Se considera que el diseño presentado cumple con las expectativas que se han tenido de este Trabajo desde su inicio. Se ha desarrollado con la idea de que en un futuro, se espera cercano, otros grupos de trabajo de graduación (preferentemente) tomen este diseño y le den continuidad al proyecto con la construcción del túnel, la revisión de las guías de trabajo, experimentación y corrección de errores y otras actividades. Es por ello que se ha procurado dejar todo claro, desde los conceptos teóricos hasta las directrices de construcción en los planos, de tal forma que no sea indispensable (aunque sí deseable) la intervención de uno o de ambos integrantes del grupo responsable de este diseño en la consecución del proyecto.

Algo que sí ha quedado muy claro es la dificultad de desarrollar un tema del cual no se tienen las suficientes bases teóricas que se espera obtener durante los años de formación académica en la Universidad. Hubo que abrir camino a través del complejo ambiente de las matemáticas avanzadas y de su aplicación en el campo de los fluidos externos y la aerodinámica, para alcanzar a comprender conceptos que no fueron expuestos directamente en el Trabajo, pero que sí fue necesario conocer. Desarrollar este tema sin esos conocimientos fue como aventurarse en un campo

desconocido, y haber salido de él sin haberlo conocido todo. Se trató de asimilar los conocimientos necesarios para poder explicarlos en un nivel de dificultad menor y para poder usarlos en forma práctica en el diseño, estando conscientes de que no todo era estrictamente necesario para este fin. Así, no fue necesario entrar de lleno a la teoría de perfiles aerodinámicos, que bien podría ser por sí sola una materia universitaria dentro de un programa de estudios superiores de especialización. La falta más sensible fue un estudio más detallado de hidrodinámica, más allá de las ecuaciones fundamentales. Para comprender y estudiar los fenómenos de los flujos externos y experimentar con flujos alrededor de cuerpos, es necesario primero estudiar el comportamiento teórico de los flujos, es decir, asumiendo que el fluido es ideal o no viscoso. Este análisis es posible con herramientas y funciones matemáticas, y ha sido muy desarrollado desde hace mucho tiempo. Así, con superposición de funciones que describen patrones de flujo se puede simular matemáticamente, por ejemplo, una esfera sumergida en una corriente, obtener su distribución de presiones y predecir su comportamiento ideal.

Por todo esto se concluye que sería necesaria una modificación en el programa de Mecánica de Fluidos, o la inclusión de una segunda parte, lo cual sería lo mejor, para estudiar los temas relacionados con los experimentos diseñados en este Trabajo, y además estar en la capacidad de aprovechar el equipo en más aplicaciones. Se espera que se considere crear, con el tiempo, un tipo de especialización técnica dentro de los programas de estudio de la Universidad Don Bosco, para los estudiantes interesados en ésta y en otras áreas.

## RECOMENDACIONES

- La recomendación principal es procurar darle seguimiento al proyecto, llevarlo a la conclusión, aprovechar este esfuerzo y no dejar que sea un proyecto más que quede en papel en la biblioteca. Se solicita a las autoridades universitarias que se ocupen de que otros grupos de estudiantes continúen con el proyecto, a fin de que se cumpla siempre el objetivo de dotar a la Universidad de un equipo de experimentación muy valioso que contribuya a formar estudiantes con un excelente nivel.
- Estudiar la propuesta de modificar el programa de estudios para incluir los temas de Mecánica de Fluidos necesarios para la experimentación en aerodinámica. Esto, partiendo del hecho de que el equipo esté construido o que su construcción sea algo seguro.
- Exhortar a los estudiantes que se involucren en la continuación del proyecto a que busquen otras aplicaciones en las que podría utilizarse el equipo, teniendo en mente que algún día éste pudiera servir para capacitaciones de personal ajeno a la Universidad.

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] ABBOTT, Ira H.; VON DOENHOFF, Albert E., "Theory of Wing Sections", Dover Publications, Inc. New York 1959.
- [2] DUBBEL, "Taschenbuch für den Maschinenbau", Erster Band 13. Auflage Springer-Verlag Berlin/Heidelberg 1970.
- [3] DURAND, William Frederick, "Aerodynamic Theory", Volumes III and IV, Dover Publications, Inc., New York
- [4] FOX, R. W.; McDONALD, A. T., "Introducción a la Mecánica de Fluidos", Segunda Edición, Nueva Editorial Interamericana, S.A. de C.V., México D.F. 1983.
- [5] GILES, Ronald, "Mecánica de Fluidos e Hidráulica", Serie Schaum, Segunda Edición, McGraw-Hill de México, S.A. de C.V., 1970.
- [6] KAUFMANN, Dr. Walther, "Fluid Mechanics", McGraw-Hill Book Company, Inc., New York, 1963.
- [7] LUZZADER, WARREN J., "Fundamentos de Dibujo en Ingeniería", Novena edición, Prentice-Hall Hispanoamericana, S. A. México 1988.
- [8] MATAIX, Claudio, "Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas", Segunda Edición, Harla S.A. de C.V., México D.F. 1982.
- [9] MOTT, ROBERT L., "Diseño de Elementos de Máquinas", Segunda edición, Prentice-Hall Hispanoamericana, S. A., México 1992.

- [10] POPE, Alan - HARPER, John J., "Low-Speed Wind Tunnel Testing", John Wiley & Sons, Inc., New York, 1966.
- [11] ROBERSON, J. A.; CROWE, C. T., "Mecánica de Fluidos", Segunda Edición, Nueva Editorial Interamericana, México D.F., 1985.
- [12] SHIGLEY, J. E.; MISCHKE, C. R., "Diseño en Ingeniería Mecánica" Quinta edición (Cuarta Edición en español), McGraw-Hill Interamericana de México, S. A. de C. V., México 1991.
- [13] SCHLICHTING, H.; TRUCKENBRODT, E., "Aerodynamik des Flugzeuges", Erster Band Springer-Verlag Berlin/Heidelberg 1967.
- [14] TOUSSAINT, A., "Experimental Methods - Wind Tunnels", extracto de DURAND, W. F., "Aerodynamic Theory", Vol. III, Dover Publications, Inc., New York, 1963.
- [15] VENNARD, J. K.; STREET, R. L., "Elementos de Mecánica de Fluidos", Tercera Edición, Compañía Editorial Continental, S.A. de C.V., México D.F. 1989.
- [16] WHITE, J. F., "Mecánica de Fluidos", Segunda Edición, Nueva Editorial Interamericana, México D.F., 1982.

## **OTRAS FUENTES**

Compton's NewMedia, Compton's Interactive Encyclopedia 1996, v. 4.2.

# A-1 TABLA DE SELECCIÓN DE MOTORES DE CA SIEMENS

## Motores trifásicos

### Tabla de selección

Motores trifásicos jaula de ardilla totalmente cerrados: 220/440 V, 60 Hz., ventilación exterior.

Potencia CP	No. polos	n.p.m. en 60Hz.	Amazon (Tipo <sup>1)</sup> )	Forma constructiva		Conex.	Aisl. clase	F.S.	Corriente nominal A		Corriente de arranque (% de corriente nominal)	Par nominal Nm <sup>2)</sup>	Par de arranque en % del par nominal	Par máximo en % del par nominal	Motor estándar Paso aprox. kg	
				Normal cat. No.	Con brida C cat. No.**				220V	440V						
0.5	8	850	143T	1LA3 143-8Y...	315 936	*	YYY	F	1.15	2.1	1.1	370	4.2	200	240	17.0
0.75	4	1120	143T	1LA3 143-4Y...	315 570	316 154	YYY	F	1.15	2.8	1.4	540	3.1	260	290	16.0
	6	1120	143T	1LA3 143-6Y...	315 760	*	YYY	F	1.15	3.2	1.6	410	4.8	220	250	17.5
	8	850	145T	1LA3 145-8Y...	315 948	*	YYY	F	1.15	3.0	1.5	370	6.3	210	290	20.0
1	2	1430	143T	1LA3 143-2Y...	315 392	316 027	YYY	F	1.15	3.2	1.6	530	2.1	300	310	16.0
	4	1720	143T	1LA3 144-4Y...	315 582	316 166	YYY	F	1.15	3.2	1.6	620	4.1	290	310	17.5
	6	1120	145T	1LA3 145-6Y...	315 772	*	YYY	F	1.15	3.6	1.8	480	6.4	250	270	21.0
	8	855	182T	1LA3 182-8Y...	315 950	*	YYY	F	1.15	3.4	1.7	470	8.3	180	280	23.0
	8	855	182T	1LA3 182-8Y...	-	*	YYY	F	1.15	3.4	1.7	470	8.3	180	280	23.0
1.5	12	1440	143T	1LA3 144-2Y...	315 405	316 039	YYY	F	1.15	4.4	2.2	650	3.1	260	290	17.5
	14	1715	145T	1LA3 145-4Y...	315 594	316 178	YYY	F	1.15	5.0	2.5	600	6.2	310	315	18.5
	16	1140	182T	1LA3 182-6Y...	315 784	*	YYY	F	1.15	5.0	2.5	620	9.4	175	275	23.5
	16	1140	182T	1LA3 182-6Y...	-	*	YYY	F	1.15	5.0	2.5	620	9.4	175	275	23.5
	18	855	184T	1LA3 184-8Y...	315 962	*	YYY	F	1.15	5.2	2.6	500	12.5	230	245	30.0
	18	855	184T	1LA3 184-8Y...	-	*	YYY	F	1.15	5.2	2.6	500	12.5	230	245	30.0
2	12	1460	145T	1LA3 145-2Y...	315 417	316 041	YYY	F	1.15	5.6	2.8	710	4.1	310	330	21.0
	14	1715	145T	1LA3 146-4Y...	315 607	316 180	YYY	F	1.15	6.2	3.1	690	8.3	340	360	21.5
	16	1140	184T	1LA3 184-6Y...	315 796	*	YYY	F	1.15	6.2	3.1	650	12.5	190	250	34.0
	16	1140	184T	1LA3 184-6Y...	-	*	YYY	F	1.15	6.2	3.1	650	12.5	190	250	34.0
	18	855	213T	1LA3 213-8Y...	315 974	*	YYY	F	1.15	7.2	3.6	490	16.7	250	350	35.0
3	2	1485	182T	1LA3 182-2Y...	315 429	316 053+	YYY	F	1.15	8.4	4.2	690	6.1	250	320	29.0
	2	1485	182T	1LA3 182-2Y...	-	315 239++	YYY	F	1.15	8.4	4.2	690	6.1	250	320	29.0
	4	1725	182T	1LA3 182-4Y...	315 619	316 192+	YYY	F	1.15	8.4	4.2	680	12.4	230	300	29.5
	4	1725	182T	1LA3 182-4Y...	-	315 342++	YYY	F	1.15	8.4	4.2	680	12.4	230	300	29.5
	6	1160	213T	1LA3 213-6Y...	315 809	*	YYY	F	1.15	9.6	4.8	620	18.4	220	260	42.0
	18	855	215T	1LA3 215-8Y...	315 986	*	YYY	F	1.15	10.4	5.2	580	25.0	260	350	60.0
5	2	1475	184T	1LA3 184-2Y...	315 431	316 065+	YYY	F	1.15	12.6	6.3	700	10.2	220	330	34.0
	2	1475	184T	1LA3 184-2Y...	-	315 291++	YYY	F	1.15	12.6	6.3	700	10.2	220	330	34.0
	4	1715	184T	1LA3 184-4Y...	315 621	316 205+	YYY	F	1.15	13.6	6.8	680	20.8	250	330	35.0
	4	1715	184T	1LA3 184-4Y...	-	315 360++	YYY	F	1.15	13.6	6.8	680	20.8	250	330	35.0
	6	1155	215T	1LA3 215-6Y...	315 811	*	YYY	F	1.15	15.2	7.6	610	30.6	230	275	55.0
	18	855	254T	1LA3 254-8Y...	315 992	*	YYY	F	1.15	15.8	7.9	500	41.2	210	320	86.0
7.5	2	1500	213T	1LA3 213-2Y...	315 443	316 077	YYY	F	1.15	19.8	9.9	665	15.3	240	360	150.0
	4	1735	213T	1LA3 213-4Y...	315 633	316 217	YYY	F	1.15	20.4	10.2	650	30.8	220	300	152.0
	6	1165	254T	1LA3 254-6Y...	315 823	*	YYY	F	1.15	22.8	11.4	580	46.9	185	250	190.0
	18	855	256T	1LA3 256-8Y...	316 003	*	YYY	F	1.15	22.4	11.2	500	62.5	175	290	190.0

SIEMENS

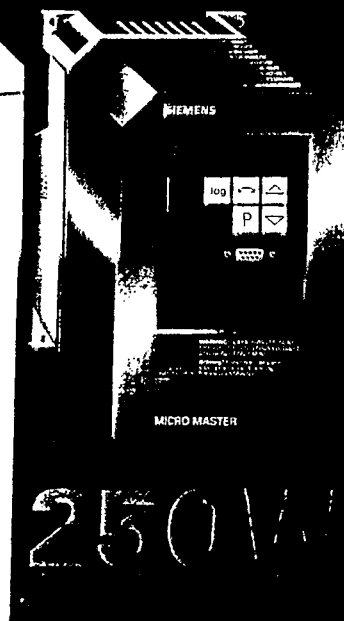
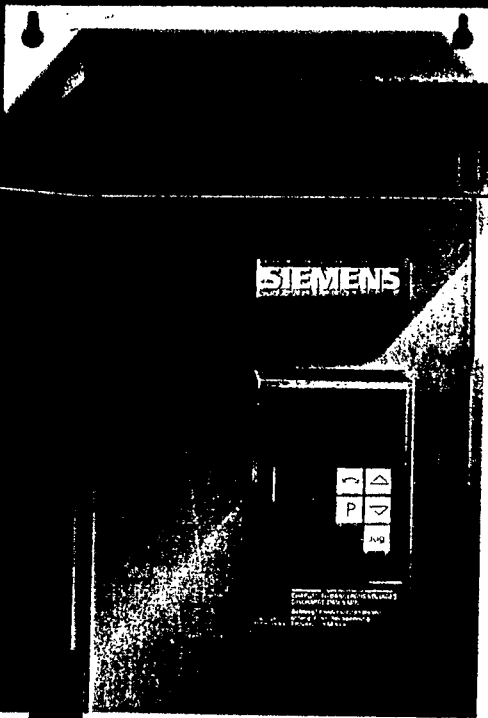
# MICRO MASTER

MIDI MASTER

La nueva familia hasta 37 kW

SIEMENS

# 37 kW



# 250 W

# MICRO MASTER y MIDI MASTER

## Ventajas que le ofrece la nueva familia

▶ Extraordinaria relación precio, prestaciones gracias a mayores funciones contenidas en el convertidor estándar, como p. ej. compensación automática de la carga por FCC (flux current control):

▶ Utilizables en todo el mundo gracias a un margen de tensiones de  
1/3 AC 208-240 V  $\pm$  10%,  
3 AC 380-500 V  $\pm$  10%,  
3 AC 500-575 V  $\pm$  10%.

▶ Mayor ahorro de espacio gracias a:  
- tamaño aún más reducido y filtro antiparasitario integrado en los MICRO MASTER monofásicos;  
- posibilidad de adosar directamente los convertidores, es decir, no es necesario dejar espacio intermedio;

▶ Máxima fiabilidad gracias a:  
- la observación de las normas de calidad internacionales de importancia como p. ej. VDE, DIN o DIN 9001, UL, Canadian UL, certificado CE;

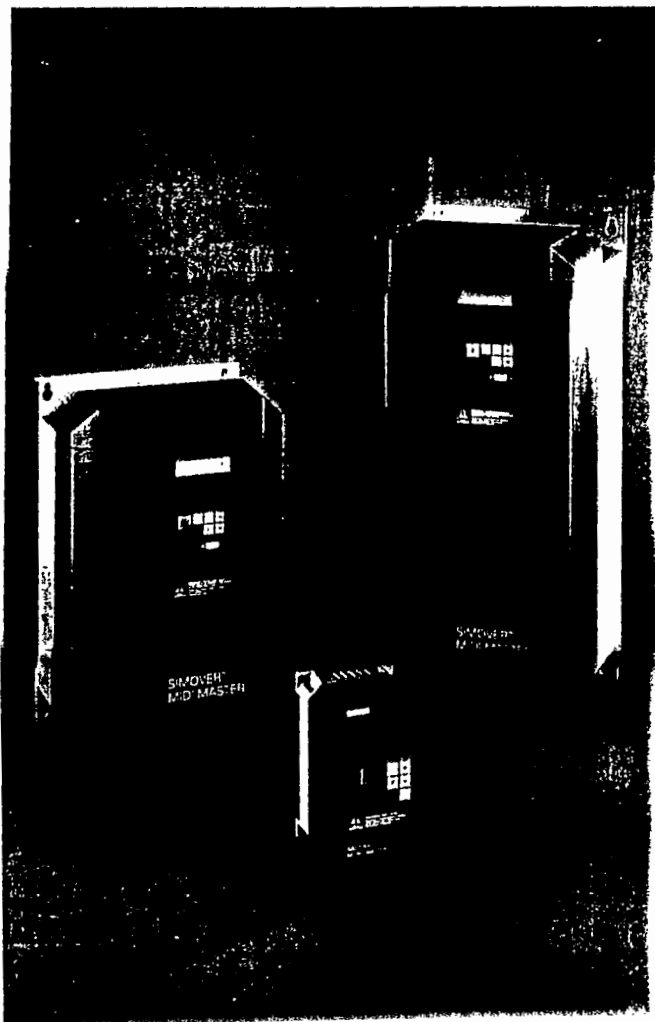
▶ Manejo simple de toda la familia mediante:  
- teclado de membrana con 7 teclas para el mando y ajuste del convertidor;  
- panel de mando con visualizador de mensajes en texto explícito extraíble;

▶ Comunicabilidad gracias a interfase serie RS 485 dispuesto junto al panel; esto permite:  
- interconectar 31 convertidores;  
- fácil conexión a un PLC (p. ej. SIMATIC<sup>®</sup>);  
- posibilidad de conexión PROFIBUS DP usando un módulo PROFIBUS.

▶ Salida analógica

▶ Alta resolución de frecuencia: 0,01 Hz

▶ FCL (Fast current limit) para proteger el accionamiento de cortes por sobrecorriente producido cuando hay fluctuaciones dinámicas en la carga;



### Datos técnicos comunes:

Frecuencia de salida  
0 - 650 Hz

Resolución de frecuencia  
0,01 Hz

Factor de sobrecarga con  
M=const. 1,5 durante 60s  
en base a la intensidad  
nominal

Frecuencia de entrada  
50/60 Hz

Temperatura ambiente  
0°C - 40°C  
(máx. cap. 100% - 10°C)

Grado de protección  
IP20 (IEEE 1)



## MICRO MASTER

Modelo	Tensión de entrada en V	Potencia nominal del motor en kW	Intensidad nom. de salida en A	Intensidad permanente en A	Dimensiones en mm anch x al x prof	Peso en kg	Filtro antiparasitario
MM25	1AC230 V ± 15%	0.25	1.5	1.6	112x182x113	1.9	integrado
MM37		0.37	2	2.3			
MM55		0.55	2.6	2.9			
MM75		0.75	3.4	3.7			
MM110		1.10	4.8	5.2	149x184x152	2.6	
MM150		1.50	6.4	7	185x215x175	5.0	
MM220		2.20	9	10			
MM25/2	1/3AC230 V ± 15%	0.25	1.5	1.6	112x182x113	1.8	opcional
MM37/2		0.37	2	2.3			
MM55/2		0.55	2.6	2.9			
MM75/2		0.75	3.4	3.7			
MM110/2		1.10	4.8	5.2	149x184x142	2.4	
MM150/2		1.50	6.4	7	185x215x162	4.5	
MM220/2		2.20	9	10			
MM300/2	3AC230 V ± 15%	3.00	11.8	12.7			
MM150/3	3AC380-500 V ± 10%	1.50	3.8	4.2	185x215x162	5.0	opcional
MM220/3		2.20	5.5	6.1			
MM300/3		3.00	7.2	7.7			
MM400/3		4.00	9.5	10.2			
MM550/3		5.50	12	13.2			

## MIDI MASTER

Modelo	Tensión de entrada en V	Potencia nominal del motor M = const. en kW	Intensidad de salida en A M = const. (CT)	Potencia nominal del motor M - n <sup>2</sup> (VT) en kW	Intensidad de salida en A M - n <sup>2</sup>	Dimensiones en mm anch x al x prof	Peso en kg	Filtro anti-parasitario
MD 550/2	3AC230 V ± 15%	5.5	22	7.5	28	275x450x200	20.5	opcional
MD 750/2		7.5	28	11.0	42	275x550x202	24.0	
MD 1100/2		11.0	42	15.0	54	275x650x278	25.0	
MD 1500/2		15.0	54	18.5	68		28.0	
MD 1850/2		18.5	68	22.0	80		30.0	
MD 2200/2		22.0	80	26.0	90		32.0	
MD 750/3		3AC380 - 500 V ± 10%	7.5	16.5	11.0	23.5	275x450x200	
MD 1100/3	11.0		23.5	15.0	30	20.5		
MD 1500/3	15.0		30	18.5	37	275x550x202	24.0	
MD 1850/3	18.5		37	22.0	43.5	25.0		
MD 2200/3	22.0		43.5	30.0	58	275x650x278	28.0	
MD 3000/3	30.0		58	37.0	70.5	30.0		
MD 3700/3	37.0		70.5	45.0	84	32.0		
MD 750/4	3AC525 - 575 V ± 15%	7.5	11	11.0	17	275x450x200	19.5	opcional
MD 1100/4		11.0	17	15.0	22	20.5		
MD 1500/4		15.0	22	18.5	27	275x550x205	24.0	
MD 1850/4		18.5	27	22.0	32	25.0		
MD 2200/4		22.0	32	30.0	41	275x650x278	28.0	
MD 3000/4		30.0	41	37.0	52	30.0		
MD 3700/4		37.0	52	45.0	62	32.0		

# MICRO MASTER y MIDI MASTER :

## Siempre la solución de accionamiento ideal

### Campo de aplicación

Visto el éxito de los convertidores MICRO MASTER, Siemens ha ampliado su gama con los convertidores MIDI MASTER que cubren el margen de 0,25 a 37 kW; si se aprovecha la característica de par cuadrático, hasta 45 kW. Por otro lado, la nueva generación de MICRO MASTER cubre la gama inferior de potencias entre 0,25 y 5,5 kW.

### Alta tecnología compacta

- Alto par de arranque.
- Elevada constancia de velocidad gracias a compensación de deslizamiento
- Funcionamiento con bajo nivel de ruido en el motor gracias a un método de modulación especial y frecuencia de pulsación ajustable hasta 16 kHz
- Frecuencias inhibibles para evitar fenómenos de resonancia.
- Freno integrado por inyección de corriente continua ajustable para parada rápida
- Alta fiabilidad gracias a la utilización de componentes seleccionados
- Semiconductores de potencia IGBT de última generación, incluidos en el módulo de potencia integrado, para minimizar la disipación.

### Sistema de regulación

- Compensación automática de la carga gracias a control tipo FCC. Esto permite un rendimiento óptimo del motor, y una alta respuesta dinámica.
- Generador de rampas programable 0,1...650 s con redondeo de rampa ajustable.
- Graduación fina de velocidad gracias a canal de consigna de alta resolución, de 10 bits.

- Canal de señal de consigna 0/2 V...10 V ó 0/4 mA...20 mA
- A elección, aumentar el par de arranque a fin de facilitar el arranque.

### Mando, manejo

- Adaptación óptima a la aplicación gracias a 5 entradas binarias parametrizables (asignables p. ej. a consignas fijas, función de potenciómetro motorizado, marcha a impulsos (jog)...).
- 2 salidas binarias parametrizables para la señalización de estado (p. ej.  $f > f_{min}$  o para el mando de los dispositivos asociados al accionamiento (p. ej. el freno de retención).
- Prescripción de frecuencia vía entrada analógica (señal 0/2...10 V, 0/4...20 mA), consignas fijas o combinación de ambas.
- Salida analógica parametrizable (0/4...20 mA) para indicar p. ej. la frecuencia, la intensidad, etc.
- Simple manejo vía teclado de membrana con 7 teclas (marcha/paro, marcha a impulsos (jog), ajuste de consigna, modificación de parámetros).
- Panel de mando con visualizador para mensajes en texto explícito. Este componente opcional solo es necesario enchufarlo. Facilita la puesta en marcha por menús y la transmisión de parámetros de un convertidor a otro.

A través de un panel de mando de este tipo es posible manejar hasta 31 convertidores MICRO y MIDI MASTER. Además, para aplicaciones estándar no es necesario efectuar ningún ajuste particular (puesta en servicio lo más simple posible).

### Funciones de protección

Los convertidores MICRO MASTER y MIDI MASTER están protegidos contra:

- Sobretensión/tensión insuficiente;
- Derivaciones a tierra;
- Cortocircuitos;
- Sobretemperatura.

MICRO MASTER y MIDI MASTER incluyen las siguientes funciones de protección del motor:

- Supervisión de sobrecorriente en el motor (fast current limit, FCL);
- Protección contra desenganche

Todo ello redunda en una protección completa tanto para el convertidor como para el motor.

### Opciones:

- Filtro antiparasitario
- Resistencia de frenado
- Electrónica y resistencia de frenado para MIDI MASTER
- Resistencia de frenado para MICRO MASTER
- Panel de mando con visualizador
- Programa SIMOVIS para manejo y ajuste via PC
- Filtro senoidal.
- Bobina de salida
- módulo de comunicación PROFIBUS DP

Impreso en  
papel reciclado  
bianqueado,  
sin clor.

Editado por Siemens AG  
División Accionamientos y Productos Estándar  
Subdivisión Accionamientos  
Postfach 3240, D-91050 Erlangen



**Accionamientos  
sistematzados**

# Motores trifásicos

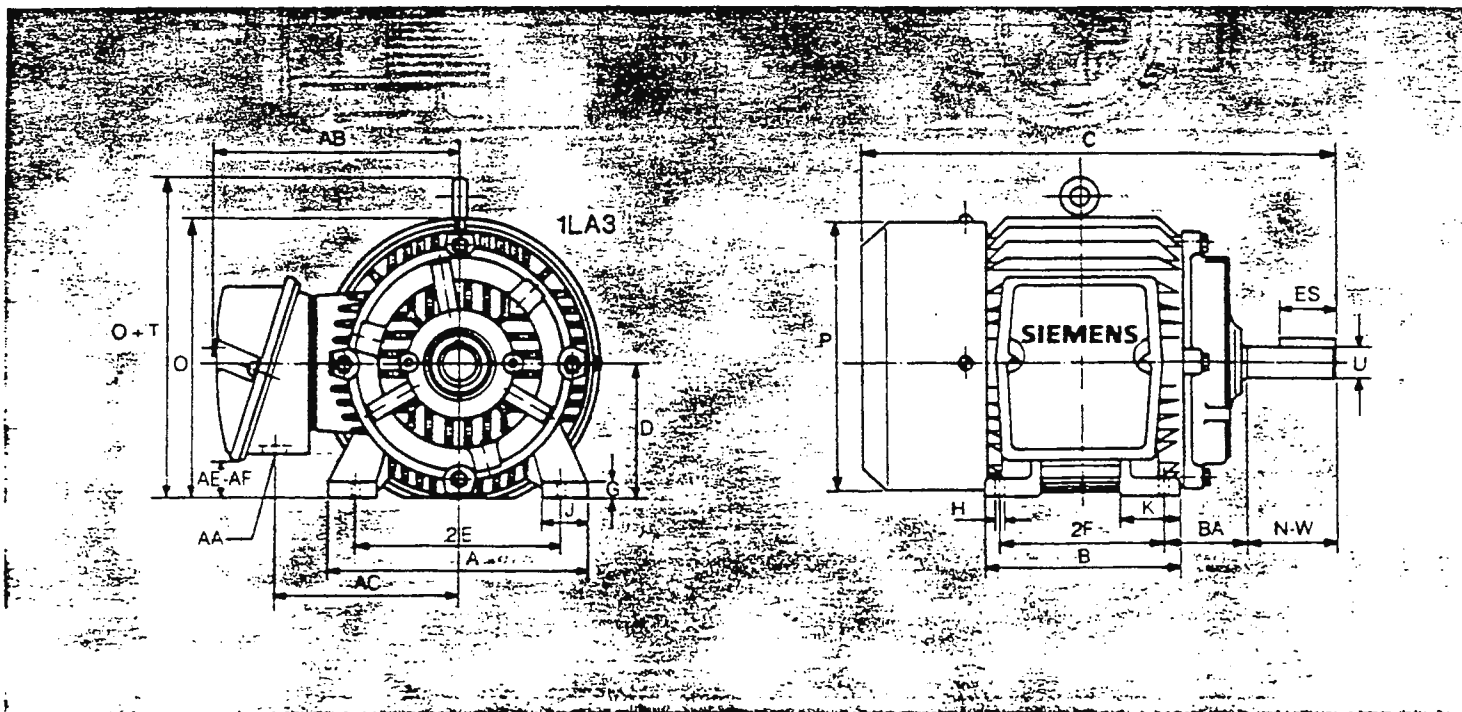
## Dimensiones motores 1LA3 y 1LA4

Dimensiones en milímetros de las armazones 143T... 256T/444TS... 508

Armazón	A	B	C	D	2E	2F	G	H	J	N-W	O
143T	175	131	310	88.90	139.70	101.60	13	8.70	34	57.15	176
145T	175	152	336	88.90	139.70	127.00	13	8.70	34	57.15	176
182T	226	150	360	114.30	190.50	114.30	15	10.40	46	69.85	225
184T	226	176	385	114.30	190.50	139.70	15	10.40	46	69.85	225
213T	254	178	445	133.30	215.90	139.70	17	10.40	50	85.85	265
215T	254	216	483	133.30	215.90	177.80	17	10.40	50	85.85	265
254T	300	254	566	158.70	254.00	209.50	20	13.50	60	101.60	319
256T	300	300	610	158.70	254.00	254.00	20	13.50	60	101.60	319
444TS	557	468	1031	279.40	457.20	368.30	41	20.57	100	120.65	-
444T	557	468	1127	279.40	457.20	368.30	41	20.57	100	215.90	-
445TS	557	520	1031	279.40	457.20	419.10	41	20.57	100	120.65	-
445T	557	520	1127	279.40	457.20	419.10	41	20.57	100	215.90	-
505S	628	577	1121	317.50	508.00	457.20	54	30.16	120	120.65	-
505	628	577	1216	317.50	508.00	457.20	54	30.16	120	215.90	-
508S	635	724	1320	317.50	508.00	635.00	38	31.70	127	146.05	-
508	635	724	1335	317.50	508.00	635.00	38	31.70	127	171.45	-

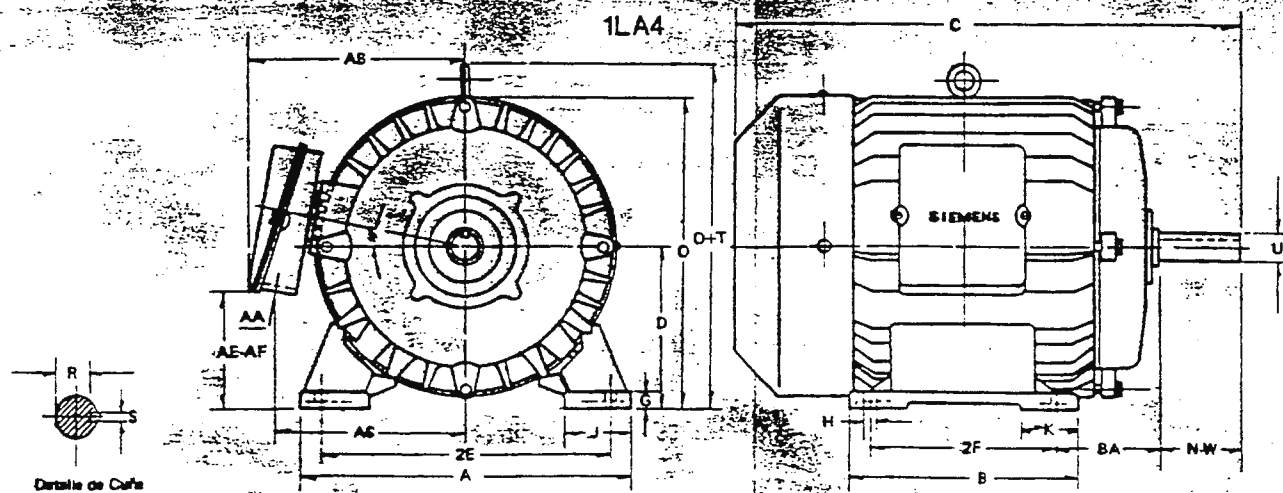
Dimensiones en pulgadas de las armazones 143T... 256T/444TS... 508

Armazón	A	B	C	D	2E	2F	G	H	J	N-W	O
143T	6.88	5.16	12.20	3.50	5.5	4	0.51	0.34	1.34	2.25	7
145T	6.88	6.00	13.22	3.50	5.5	5	0.51	0.34	1.34	2.25	7
182T	8.89	5.90	14.17	4.50	7.5	4.50	0.59	0.41	1.81	2.75	8.86
184T	8.89	6.92	15.15	4.50	7.5	5.50	0.59	0.41	1.81	2.75	8.86
213T	10.00	7.00	17.50	5.25	8.5	5.50	0.67	0.41	1.97	3.38	10.46
215T	10.00	8.50	19.00	5.25	8.5	7	0.67	0.41	1.97	3.38	10.46
254T	11.81	10.00	22.28	6.25	10	8.25	0.78	0.53	2.36	4	12.55
256T	11.81	11.81	24.00	6.25	10	10	0.78	0.53	2.36	4	12.55
444TS	21.93	18.43	40.62	11.00	18	14.50	1.62	0.81	3.93	4.75	-
444T	21.93	18.43	44.37	11.00	18	14.50	1.62	0.81	3.93	8.50	-
445TS	21.93	20.50	40.62	11.00	18	16.50	1.62	0.81	3.93	4.75	-
445T	21.93	20.50	44.37	11.00	18	16.50	1.62	0.81	3.93	8.50	-
505S	24.75	22.75	44.12	12.50	20	18	2.12	1.18	4.75	4.75	-
505	24.75	22.75	47.87	12.50	20	18	2.12	1.18	4.75	8.50	-
508S	25.00	28.50	51.96	12.50	20	25	1.50	1.25	5	5.75	-
508	25.00	28.50	52.56	12.50	20	25	1.50	1.25	5	6.75	-



T	U	AB	AC	BA	R	S	AE-AF	AA	K	ES	ØP
	22.22	164	125	57	19.58	4.77	34	3/4-14NPT	38	35.8	174
	22.22	164	125	57	19.58	4.77	34	3/4-14NPT	38	35.8	174
	28.57	187	149	70	25	6.35	59	3/4-14NPT	48	45.2	220
	28.57	187	149	70	25	6.35	59	3/4-14NPT	48	45.2	220
40	34.92	229	177	89	30	7.90	59	1-11 1/2 NPT	50	61.2	258
40	34.92	229	177	89	30	7.90	59	1-11 1/2 NPT	50	61.2	258
7	41.27	252	200	108.0	35.97	9.50	84	1 1/4-11 1/2 NPT	63	73.9	210
7	41.27	252	200	108.0	35.97	9.50	84	1 1/4-11 1/2 NPT	63	73.9	210
2	60.32	500	424	190.5	53.33	15.87	225	3"Ø8NPT	120	77	530
2	85.72	500	424	190.5	73.15	22.22	225	3"Ø8NPT	120	176	530
2	60.32	500	424	190.5	51.33	15.87	225	3"Ø8NPT	120	77	530
2	85.72	500	424	190.5	73.15	22.22	225	3"Ø8NPT	120	176	530
25	60.32	586	521	215.9	51.33	15.87	260	3"Ø8NPT	146	86	600
25	85.72	586	521	215.9	73.15	22.22	260	3"Ø8NPT	146	187	600
2	73.02	610	540	215.9	62.23	19.05	275	2x3"Ø8NPT	145	143	708
2	98.42	610	540	215.9	84.04	25.40	275	2x3"Ø8NPT	145	165	708

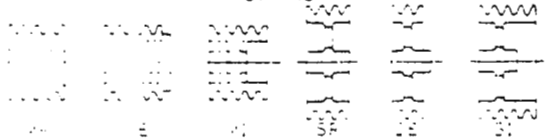
T	U	AB	AC	BA	R	S	AE-AF	AA	K	ES	ØP
	0.875	6.45	4.92	2.25	0.771	0.188	1.34	3/4-14NPT	1.49	1.41	6.85
	0.875	6.45	4.92	2.25	0.771	0.188	1.34	3/4-14NPT	1.49	1.41	6.85
	1.125	7.36	5.86	2.75	0.986	0.250	2.32	3/4-14NPT	1.89	1.78	8.66
	1.125	7.36	5.86	2.75	0.986	0.250	2.32	3/4-14NPT	2.00	1.78	8.66
38	1.375	9.0	6.96	3.50	1.201	0.312	2.32	1-11 1/2 NPT	2.00	2.41	10.16
38	1.375	9.0	6.96	3.50	1.201	0.312	2.32	1-11 1/2 NPT	2.00	2.41	10.16
62	1.625	9.92	7.87	4.25	1.416	0.375	3.30	1 1/4-11 1/2 NPT	2.48	2.91	12.20
62	1.625	9.92	7.87	4.25	1.416	0.375	3.30	1 1/4-11 1/2 NPT	2.48	2.91	12.20
68	2.375	19.68	16.68	7.50	2.021	0.625	8.87	3"Ø8NPT	4.75	3.03	19.30
68	3.375	19.68	16.68	7.50	2.880	0.875	8.87	3"Ø8NPT	4.75	6.91	20.86
68	2.375	19.68	16.68	7.50	2.021	0.625	8.87	3"Ø8NPT	4.75	3.05	20.86
68	3.375	19.68	16.68	7.50	2.880	0.875	8.87	3"Ø8NPT	4.75	6.91	20.86
54	2.375	23.07	20.50	8.50	2.021	0.625	10.25	3"Ø8NPT	5.75	3.38	23.62
54	3.375	23.07	20.50	8.50	2.880	0.875	10.25	3"Ø8NPT	5.75	7.36	23.62
78	2.875	24	21.25	8.50	2.450	0.750	10.82	2x3"Ø8NPT	5.70	5.62	23.62
78	3.875	24	21.25	8.50	3.309	1.000	10.82	2x3"Ø8NPT	5.70	6.50	27.87



# SERIES EN STOCK

TIPO		1 Canal		2 Canales		3 Canales		4 Canales		5 Canales		6 Canales	
A		Ancho Llantá 20		Ancho Llantá 35		Ancho Llantá 50		Ancho Llantá 65		Ancho Llantá 80		Ancho Llantá 95	
Ø TOTAL	Ø PRIMITIVO	Ø Cubo y Largo Cubo	Forma	Ø Cubo y Largo Cubo	Forma	Ø Cubo y Largo Cubo	Forma	Ø Cubo y Largo Cubo	Forma	Ø Cubo y Largo Cubo	Forma	Ø Cubo y Largo Cubo	Forma
60	53	40 / 35	ME	40 / 50	ME	40 / 65	ME	40 / 80	ME	40 / 95	ME	40 / 110	ME
70	63	40 / 35	ME	40 / 50	ME	40 / 65	ME	50 / 80	ME	50 / 95	ME	50 / 110	ME
75	68	50 / 35	ME	50 / 50	ME	55 / 65	ME	55 / 80	ME	55 / 95	ME	55 / 110	ME
80	73	50 / 40	ME	50 / 50	ME	60 / 65	ME	60 / 80	ME	60 / 95	ME	60 / 110	ME
90	83	50 / 40	ME	50 / 50	ME	60 / 65	ME	60 / 80	ME	70 / 95	ME	70 / 110	ME
100	93	50 / 40	ME	50 / 50	ME	60 / 65	ME	60 / 80	ME	70 / 95	ME	70 / 110	ME
110	103	60 / 45	ME	60 / 55	ME	60 / 65	ME	60 / 80	ME	75 / 95	ME	75 / 110	ME
120	113	60 / 45	ME	60 / 55	ME	65 / 65	ME	70 / 80	ME	75 / 95	ME	75 / 110	ME
125	118	60 / 45	ME	60 / 55	ME	70 / 80	ME	70 / 85	MR	80 / 70	MI	80 / 75	MI
130	123	60 / 45	ME	60 / 55	ME	70 / 80	ME	70 / 85	MR	80 / 70	MI	80 / 75	MI
140	133	60 / 45	ME	60 / 55	ME	70 / 80	ME	70 / 85	MR	80 / 70	MI	80 / 75	MI
150	143	60 / 45	ME	60 / 55	ME	70 / 60	ME	70 / 85	MR	80 / 70	MI	80 / 75	MI
160	153	70 / 50	ME	70 / 60	ME	80 / 65	ME	80 / 70	ME	90 / 75	MI	90 / 80	MI
170	163	70 / 50	ME	70 / 60	ME	80 / 65	ME	80 / 70	ME	90 / 75	MI	90 / 80	MI
175	168	70 / 50	ME	70 / 60	ME	80 / 65	ME	80 / 70	ME	90 / 75	MI	90 / 80	MI
180	173	70 / 50	ME	70 / 60	ME	80 / 65	ME	80 / 70	ME	90 / 75	MI	90 / 80	MI
190	183	70 / 50	ME	70 / 60	ME	80 / 65	ME	80 / 70	ME	90 / 75	MI	90 / 80	MI
200	193	70 / 50	ME	70 / 60	ME	80 / 65	ME	80 / 70	ME	90 / 75	MI	90 / 80	MI
225	218	80 / 55	SE	80 / 65	SE	90 / 75	SE	90 / 80	SE	100 / 85	SE	100 / 90	SE
250	243	80 / 55	SE	80 / 65	SE	90 / 75	SE	90 / 80	SE	100 / 85	SE	100 / 90	SE
275	268	80 / 55	SE	80 / 65	SE	90 / 75	SE	90 / 80	SE	100 / 85	SE	100 / 90	SE
300	293	80 / 55	SE	80 / 65	SE	90 / 75	SE	90 / 80	SE	100 / 85	SE	100 / 90	SE
325	318	80 / 55	SE	80 / 65	SE	95 / 80	SE	95 / 80	SE	110 / 95	SE	110 / 100	SE
350	343	90 / 60	SE	90 / 70	SE	95 / 80	SE	95 / 90	SE	110 / 95	SE	110 / 100	SE
375	368	90 / 60	SE	90 / 70	SE	95 / 80	SE	95 / 90	SE	110 / 95	SE	110 / 100	SE
400	383	90 / 60	SE	90 / 70	SE	95 / 80	SE	95 / 90	SE	110 / 95	SE	110 / 100	SE
425	418	90 / 65	SE	90 / 75	SE	100 / 90	SE	100 / 95	SE	120 / 100	SE	120 / 105	SE
450	443	90 / 65	SE	90 / 75	SE	100 / 90	SE	100 / 95	SE	120 / 100	SE	120 / 105	SE
475	468	90 / 65	SE	90 / 75	SE	100 / 90	SE	100 / 95	SE	120 / 100	SE	120 / 105	SE
500	493	90 / 65	SE	90 / 75	SE	100 / 90	SE	100 / 95	SE	120 / 100	SE	120 / 105	SE
550	543	100 / 70	SE	100 / 80	SE	115 / 95	SE	115 / 100	SE	130 / 105	SE	130 / 110	SE
600	593	100 / 70	SE	100 / 80	SE	115 / 95	SE	115 / 100	SE	130 / 105	SE	130 / 110	SE
650	643	110 / 75	SE	110 / 85	SE	120 / 100	SE	120 / 105	SE	135 / 110	SE	135 / 115	SE
700	693	110 / 75	SE	110 / 85	SE	120 / 100	SE	120 / 105	SE	135 / 110	SE	135 / 115	SE
750	743	120 / 80	SE	120 / 90	SE	125 / 105	SE	125 / 110	SE	135 / 110	SE	135 / 120	SE
800	793	120 / 80	SE	120 / 90	SE	125 / 105	SE	125 / 110	SE	135 / 110	SE	135 / 120	SE

FORMAS



A partir de Ø total 400 las poleas de este tipo, llevarán en el plato los tres taladros ovoides, característicos de la marca

## A-5 TABLA DE PROPIEDADES DE ACEROS AL CARBONO Y CON ALEACIONES (Tomada de la ref. 9)

Número de designación del material (número AISI)	Condición	Resistencia a la tracción		Resistencia a punto cedente		Ductibilidad (elongación porcentual en 2 pulg)	Dureza Brinell (HB)
		Ksi	MPa	Ksi	MPa		
1020	Rolado en caliente	55	379	30	207	25	111
1020	Extruido en frío	61	420	51	352	15	122
1020	Recocido	60	414	43	296	38	121
1040	Rolado en caliente	72	496	42	290	18	144
1040	Extruido en frío	80	552	71	490	12	160
1040	OQT 1300	88	607	61	421	33	183
1040	OQT 400	113	779	87	600	19	262
1050	Rolado en caliente	90	620	49	338	15	180
1050	Extruido en frío	100	690	84	579	10	200
1050	OQT 1300	96	662	61	421	30	192
1050	OQT 400	143	986	110	758	10	321
1117	Rolado en caliente	62	427	34	234	33	124
1117	Extruido en frío	69	476	51	352	20	138
1117	WQT 350	89	614	50	345	22	178
1137	Rolado en caliente	88	607	48	331	15	176
1137	Extruido en frío	98	676	82	565	10	196
1137	OQT 1300	87	600	60	414	28	174
1137	OQT 400	157	1083	136	938	5	352
1144	Rolado en caliente	94	648	51	352	15	188
1144	Extruido en frío	100	690	90	621	10	200
1144	OQT 1300	96	662	68	469	25	200
1144	OQT 400	127	876	91	627	16	277
1213	Rolado en caliente	55	379	33	228	25	110
1213	Extruido en frío	75	517	58	340	10	150
12L13	Rolado en caliente	57	393	34	234	22	114
12L13	Extruido en frío	70	483	60	414	10	140
1340	Recocido	102	703	63	434	26	207
1340	OQT 400	285	1960	234	1610	8	578
1340	OQT 700	221	1520	197	1360	10	444
1340	OQT 1000	144	993	132	910	17	363
1340	OQT 1300	100	690	75	517	25	235
3140	Recocido	95	655	67	462	25	187
3140	OQT 400	280	1930	248	1710	11	555
3140	OQT 700	220	1520	200	1380	13	461
3140	OQT 1000	152	1050	133	920	17	311
3140	OQT 1300	115	792	94	648	23	233
4130	Recocido	81	558	52	359	28	156
4130	WQT 400	234	1610	197	1360	12	461
4130	WQT 700	208	1430	180	1240	13	415
4130	WQT 1000	143	986	132	910	16	302
4130	WQT 1300	98	676	89	614	28	202
4140	Recocido	95	655	60	414	26	197
4140	OQT 400	290	2000	251	1730	11	578
4140	OQT 700	231	1590	212	1460	13	461
4140	OQT 1000	168	1160	152	1050	17	341
4140	OQT 1300	117	807	100	690	23	235

## A-6 TABLA DE PROPIEDADES DEL ALUMINIO

(Tomada de la ref. 9)

Con aleación y templado	Resistencia a la tracción		Resistencia a punto cedente		Ductibilidad (elongación porcentual en 2 pulg)	Resistencia al corte		Resistencia por durabilidad	
	Ksi	MPa	Ksi	MPa		Ksi	MPa	Ksi	MPa
1060-O	10	69	4	28	43	7	48	3	21
1060-H14	14	97	11	76	12	9	62	5	34
1060-H18	19	131	18	124	6	11	121	6	41
1350-O	12	83	4	28	28	8	55	—	—
1350-H14	16	110	14	97	—	10	69	—	—
1350-H19	27	186	24	165	—	15	103	7	48
2014-O	27	186	14	97	18	18	124	13	90
2014-T4	62	427	42	290	20	38	262	20	138
2014-T6	70	483	60	414	13	42	290	18	124
2024-O	27	186	11	76	22	18	124	13	90
2024-T4	68	469	47	324	19	41	283	20	138
2024-T361	72	496	57	393	12	42	290	18	124
2219-O	25	172	11	76	18	—	—	—	—
2219-T62	60	414	42	290	10	—	—	15	103
2219-T87	69	476	57	393	10	—	—	15	103
3003-O	16	110	6	41	40	11	121	7	48
3003-H14	22	152	21	145	16	14	97	9	62
3003-H18	29	200	27	186	10	16	110	10	69
5052-O	28	193	13	90	30	18	124	16	110
5052-H34	38	262	31	214	14	21	145	18	124
5052-H38	42	290	37	255	8	24	165	20	138
6061-O	18	124	8	55	30	12	83	9	62
6061-T4	35	241	21	145	25	24	165	14	97
6061-T6	45	310	40	276	17	30	207	14	97
6063-O	13	90	7	48	—	10	69	8	55
6063-T4	25	172	13	90	22	—	—	—	—
6063-T6	35	241	31	214	12	22	152	10	69
7001-O	37	255	22	152	14	—	—	—	—
7001-T6	98	676	91	627	9	—	—	22	152
7075-O	33	228	15	103	16	22	152	—	—
7075-T6	83	572	73	503	11	48	331	23	159

Nota: propiedades comunes

Densidad: 0.095 a 0.102 lb/pulg<sup>3</sup> (2635–2829 Kg·m<sup>3</sup>)

Módulo de elasticidad: 10 a 10.6 × 10<sup>6</sup> psi (69-73 GPa).

Resistencia por durabilidad a 5 × 10<sup>8</sup> ciclos

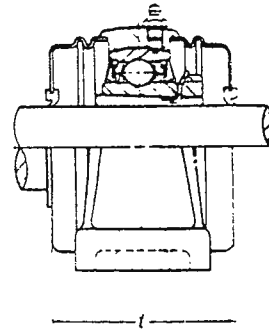
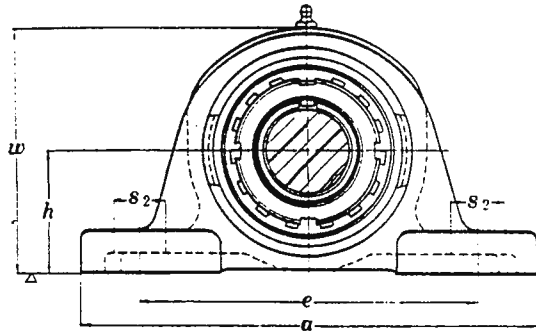
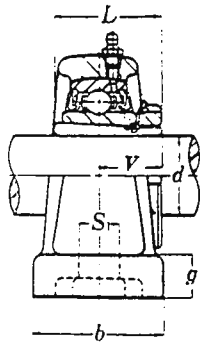
# Pillow Blocks

# UKP 2 (normal-duty)

(with adapter mounted)



UKP2 ... C with covers  
UKP2 ... C.D optional



Unit No.	Shaft Dia.		Dimensions (in./mm)										Bolt Used		Bearing No.	Housing No.	Adapter Used	Weight (kg)	Covers (in./mm)
	d' (in.)	d' (mm)	h	a	b	s <sub>2</sub>	s <sub>1</sub>	g	w	L	V	(mm)	(in.)						
UKP 205 205	3/4	20	1 1/8	5 1/2	4 1/2	1 1/2	3/4	1/2	1/2	2 1/2	1 1/2	3/4	10	3/8	UK 205	P 205	H 305 E 305	0.87	1 1/2 47
UKP 206 206 206 206	3/4 5/8 1	25	1 1/8	6 1/2	4 1/2	1 1/2	3/4	1/2	1/2	3 3/8	1 1/2	3/4	14	1/2	UK 206	P 206	H 306 S 306 A 306 306 E	1.43	2 1/4 52
UKP 207 207 207	1 1/4 1 1/4	30	1 1/8	6 3/4	5	1 1/2	3/4	1/2	1/2	3 3/8	1 1/2	3/4	14	1/2	UK 207	P 207	H 307 S 307 307 A	1.66	2 3/4 59
UKP 208 208 208	1 1/4 1 1/4	35	1 1/8	7 1/4	5 3/8	2 1/4	3/4	1/2	1/2	3 3/8	1 1/2	3/4	14	1/2	UK 208	P 208	H 308 E 308 S 308	2.06	2 3/4 68
UKP 209 209 209	1 1/4 1 1/2	40	2 1/8	7 3/4	5 3/4	2 1/2	3/4	1/2	1/2	4 1/4	1 1/2	3/4	14	1/2	UK 209	P 209	H 309 A 309 E 309	2.51	2 3/4 68
UKP 210 210 210 210	1 1/4 1 1/2 1 1/2	45	2 1/4	8 1/4	6 1/4	2 3/4	3/4	1/2	1/2	4 3/4	1 1/2	1 1/2	16	3/4	UK 210	P 210	H 310 S 310 A 310 E 310	2.87	2 3/4 73
UKP 211 211 211 211	1 1/4 1 1/2 2	50	2 1/4	8 3/4	6 3/4	2 3/4	3/4	1/2	1/2	4 3/4	1 1/2	1 1/2	16	3/4	UK 211	P 211	H 311 S 311 A 311 311 E	3.50	2 3/4 75
UKP 212 212	2 1/4	55	2 3/4	9 1/4	7 1/4	2 3/4	1	3/4	1/2	5 1/4	1 1/2	1 1/2	16	3/4	UK 212	P 212	H 312 S 312	4.84	3 1/2 88
UKP 213 213 213 213	2 3/4 2 3/4 2 3/4	60	3	10 1/4	8	2 3/4	1 1/4	1	1	5 3/4	1 1/2	1 1/2	20	3/4	UK 213	P 212	H 313 A 313 E 313 313 S	6.17	3 1/2 88
UKP 215 215 215	2 3/4 2 3/4	65	3 1/4	10 3/4	8 3/4	2 3/4	1 1/4	1	1 1/4	6 3/4	2 1/2	1 1/2	20	3/4	UK 215	P 215	H 315 A 315 E 315	7.87	3 1/2 95
UKP 216 216 216	2 3/4 2 3/4	70	3 1/4	11 1/4	9 1/4	3 1/4	1 1/4	1	1 1/4	6 3/4	2 3/4	1 1/2	20	3/4	UK 216	P 216	H 316 A 316 E 316	9.45	4 1/4 105
UKP 217 217 217	2 3/4	75	3 1/4	12 1/4	9 3/4	3 1/4	1 1/4	1	1 1/4	7 3/4	2 3/4	1 1/2	20	3/4	UK 217	P 217	H 317 A 317 317 E	11.2	4 1/4 110
UKP 218		80	3 1/4	12 3/4	10 3/4	3 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	7 3/4	2 3/4	1 1/2	20	3/4	UK 218	P 218	H 318	14.5	4 1/4 120





## A-8 TABLA DE VISCOSIDAD Y DE DENSIDAD DEL AIRE

(Tomada de la ref. 13)

Densidad  $\rho$ , viscosidad cinemática  $\nu$  y viscosidad dinámica  $\mu$  del agua y del aire en función de la temperatura  $t$  a presión constante  $p = 760 \text{ mm Hg}$

Tem- pe- ratur $t$	Wasser					Luft				
	Dichte $\rho$		Zähigkeit $\mu \cdot 10^6$		kine- mat. Zähig- keit $\nu \cdot 10^6$	Dichte $\rho$		Zähigkeit $\mu \cdot 10^6$		kine- mat. Zähig- keit $\nu \cdot 10^6$
	[°C]	[kg/m <sup>3</sup> ]	[kps <sup>2</sup> /m <sup>4</sup> ]	[kg/ms]	[kps/m <sup>2</sup> ]	[m <sup>2</sup> /s]	[kg/m <sup>3</sup> ]	[kps <sup>2</sup> /m <sup>4</sup> ]	[kg/ms]	[kps/m <sup>2</sup> ]
-20	—	—	—	—	—	1,39	0,142	15,6	1,59	11,3
-10	—	—	—	—	—	1,34	0,137	16,2	1,65	12,1
0	999,3	101,9	1795	183	1,80	1,29	0,132	16,8	1,71	13,0
10	999,3	101,9	1304	133	1,30	1,25	0,127	17,4	1,77	13,9
20	997,3	101,7	1010	103	1,01	1,21	0,123	17,9	1,83	14,9
40	991,5	101,1	655	66,8	0,661	1,12	0,114	19,1	1,95	17,0
60	982,6	100,2	474	48,3	0,482	1,06	0,108	20,3	2,07	19,2
80	971,8	99,1	357	36,4	0,368	0,99	0,101	21,5	2,19	21,7
100	959,1	97,8	283	28,9	0,296	0,94	0,096	22,9	2,33	24,5

# A-9 TABLAS DE AJUSTES Y TOLERANCIAS

(Tomadas de las ref. 2 y 7)

Ajustes preferidos ISO (métricos); base para agujeros. Según ANSI B4.2-1978

Tamaño básico mm	Carrera no utilizada		Carrera libre		Carrera cerrada		Deslizamiento		Claro de localización		Trans. de localización		Trans. de localización		Interf. de localización		Empuje medio		Fuerza		
	Sobre	A	Agujero H11	Flecha c11	Agujero H9	Flecha d9	Agujero H8	Flecha f7	Agujero H7	Flecha g6	Agujero H7	Flecha h6	Agujero H7	Flecha k6	Agujero H7	Flecha n6	Agujero H7	Flecha p6	Agujero H7	Flecha s6	Agujero H7
1	3	+60 0	-60 -120	+25 0	-20 -45	+14 0	-6 -16	+10 0	-2 -8	+10 0	-6 0	+10 0	+6 0	+10 0	+10 +4	+10 0	+12 +6	+10 0	-20 +14	+10 0	+24 +18
3	6	+75 0	-70 -145	+30 0	-30 -60	+18 0	-10 -22	+12 0	-4 -12	+12 0	-8 0	+12 0	+9 +1	+12 0	+16 +8	+12 0	+20 +12	+12 0	+27 +19	+12 0	+31 +23
6	10	+90 0	-80 -170	+36 0	-40 -76	+22 0	-13 -28	+15 0	-5 -14	+15 0	-9 0	+15 0	+10 +1	+15 0	+19 +10	+15 0	+24 +15	+15 0	+32 +23	+15 0	+37 +28
10	18	+110 0	-95 -205	+43 0	-50 -93	+27 0	-16 -34	+18 0	-6 -17	+18 0	-11 0	+18 0	+12 +1	+18 0	+23 +12	+18 0	+29 +18	+18 0	+39 +28	+18 0	+44 +33
18	24	+130 0	-110 -240	+52 0	-65 -117	+33 0	-20 -41	+21 0	-7 -20	+21 0	-13 0	+21 0	+15 +2	+21 0	+28 +15	+21 0	+35 +22	+21 0	+48 +35	+21 0	+54 +41 +61 +48
30	40	+160 0	-120 -280	+62 0	-80 -142	+39 0	-25 -50	+25 0	-9 -25	+25 0	-16 0	+25 0	+18 +2	+25 0	+33 +17	+25 0	+42 +26	+25 0	+59 +43	+25 0	+76 +60 +86 +70
40	50	+190 0	-140 -330	+74 0	-100 -174	+46 0	-30 -60	+30 0	-10 -29	+30 0	-19 0	+30 0	+21 +2	+30 0	+39 +20	+30 0	+51 +32	+30 0	+72 +53 +78 +59	+30 0	+106 +87 +121 +102
50	65	+220 0	-170 -390	+87 0	-120 -207	+54 0	-36 -71	+35 0	-12 -34	+35 0	-22 0	+35 0	+25 +3	+35 0	+45 +23	+35 0	+59 +37	+35 0	+93 +71 +101 +79	+35 0	+146 +124 +166 +144
80	100	+250 0	-200 -450	+100 0	-145 -245	+63 0	-43 -83	+40 0	-14 -39	+40 0	-25 0	+40 0	+28 +3	+40 0	+52 +27	+40 0	+68 +43	+40 0	+117 +92 +125 +100	+40 0	+195 +170 +215 +190
100	120	+290 0	-210 -460	+115 0	-170 -285	+72 0	-50 -96	+46 0	-15 -44	+46 0	-29 0	+46 0	+33 +4	+46 0	+60 +31	+46 0	+79 +60	+46 0	+151 +122 +159 +130	+46 0	+265 +236 +287 +258
120	140	+280 0	-230 -480	+117 +92	-169 -284	+133 +108															
140	160	+250 0	-210 -460	+100 0	-145 -245	+63 0	-43 -83	+40 0	-14 -39	+40 0	-25 0	+40 0	+28 +3	+40 0	+52 +27	+40 0	+68 +43	+40 0	+117 +92 +125 +100	+40 0	+195 +170 +215 +190
160	180	+250 0	-210 -460	+100 0	-145 -245	+63 0	-43 -83	+40 0	-14 -39	+40 0	-25 0	+40 0	+28 +3	+40 0	+52 +27	+40 0	+68 +43	+40 0	+117 +92 +125 +100	+40 0	+195 +170 +215 +190
180	200	+250 0	-210 -460	+100 0	-145 -245	+63 0	-43 -83	+40 0	-14 -39	+40 0	-25 0	+40 0	+28 +3	+40 0	+52 +27	+40 0	+68 +43	+40 0	+117 +92 +125 +100	+40 0	+195 +170 +215 +190
200	225	+290 0	-260 -550	+115 0	-170 -285	+72 0	-50 -96	+46 0	-15 -44	+46 0	-29 0	+46 0	+33 +4	+46 0	+60 +31	+46 0	+79 +60	+46 0	+151 +122 +159 +130	+46 0	+265 +236 +287 +258
225	250	+280 0	-230 -480	+117 +92	-169 -284	+133 +108															

Los valores están en micrómetros (0.001 mm)

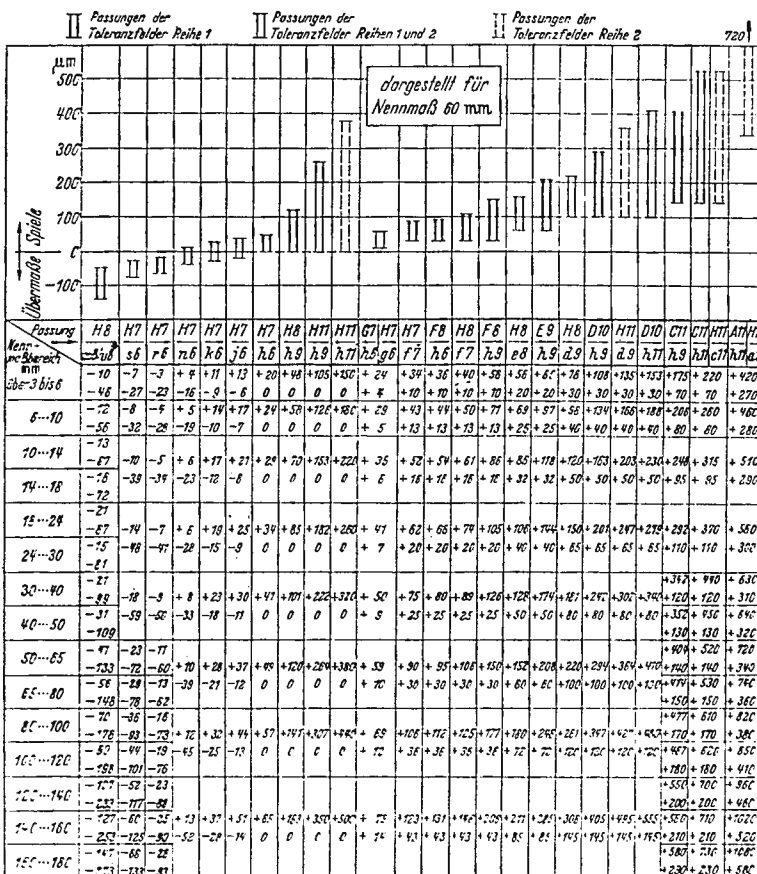
Ejemplo: agujero básico  $\varnothing 50$  H7 ajuste de deslizamiento  $-7g6$

Tolerancias: agujero  $+7g6$ ; flecha  $-7g6$ . Dimensiones de límite: agujero  $\varnothing 50^{+0.025}_0$  o bien  $\frac{50.025}{50.000}$ ; flecha  $\varnothing 50^{-0.009}_0$  o bien  $\frac{49.991}{50.000}$

### Ajustes ISO selectos

	Base en agujero	Base en flecha	Tipo de ajuste
Ajustes de claro	H11/c11	C11/h11	Ajuste de restricción de desplazamiento
	H9/d9	D9/h9	Ajuste de desplazamiento libre
	H8/f7	F8/h7	Ajuste de desplazamiento crítico
	H7/g6	G7/h6	Ajuste de desplazamiento: sirve para el movimiento libre
Ajustes de transición	H7/k6	K7/h6	Ajuste de localización de transición
	H7/n6	N7/h6	Ajuste de localización de transición
Ajustes de interferencia	H7/p6	P7/h6	Ajuste de localización de interferencia (ajuste de prensa)
	H7/s6	S7/h6	Ajuste de impulso mediano o de contracción
	H7/u6	U7/h6	Ajuste de fuerza

#### Empfohlene Paßtoleranzen ISO - Passungen DIN 7157 Blatt 2 Spiele und Übermaße in µm

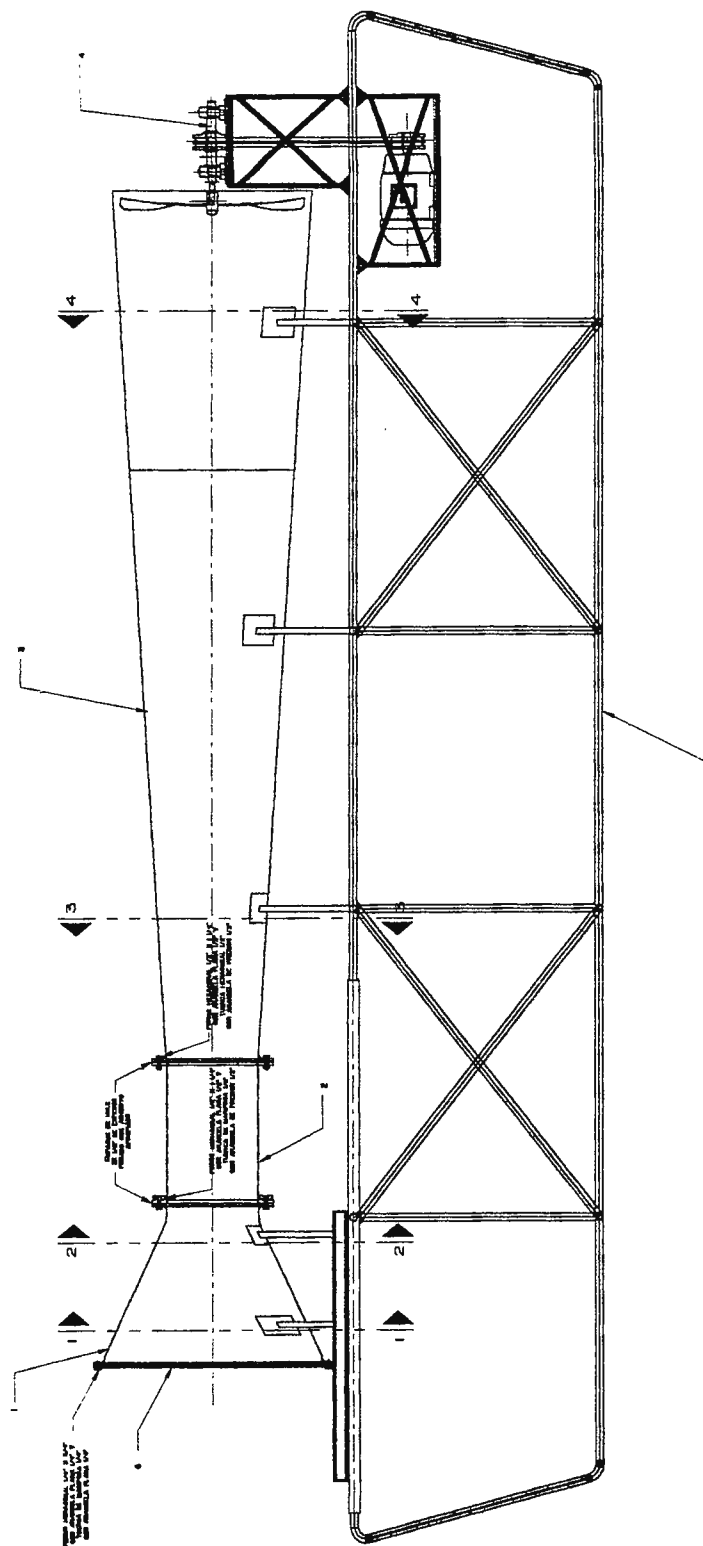


\* E.: Nennmaß <math>D < 24 \text{ mm}</math>, über 24 mm Nennmaß:  $\frac{H8}{e8}$  vor II vor III anzuwenden

## A-10 PLANOS CONSTRUCTIVOS

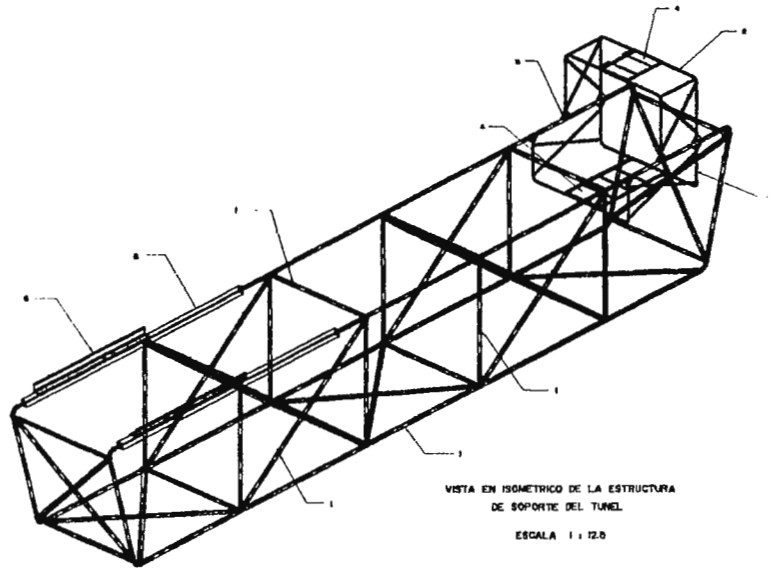
<b>Plano</b>	<b>Formato ISO</b>	<b>Contenido</b>	<b>Archivo AutoCAD R13</b>
Hoja 1/9	A1	Plano de conjunto del túnel de viento	TUNEL.dwg
Hoja 2/9	A1	Estructuras de soporte	ESTRUC.dwg
Hoja 3/9	A1	Detalles varios	DETALLES.dwg
Hoja 4/9	A1	Cono colector	COLECTOR.dwg
Hoja 5/9	A3	Cámara de pruebas	CAMARA.dwg
Hoja 6/9	A1	Cono difusor	DIFUSOR.dwg
Hoja 7/9	A3	Transmisión	TRANSMIS.dwg
Hoja 8/9	A3	Eje de transmisión y cuña	EJE.dwg
Hoja 9/9	A3	Poleas impulsora e impulsada	POLEAS.dwg

Los nueve archivos se encuentran en el archivo comprimido TUNEL.ZIP que contiene el disco de computadora que se anexa.

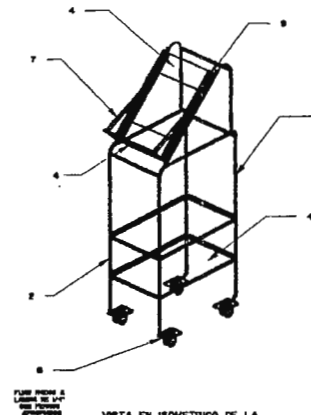


- NOTAS**
1. VER ESTRUCTURA DE SOPORTE EN PLANO 2-2
  2. VER DETALLE DE LA VIGA DE SOPORTE EN EL PLANO 2-2
  3. VER CORTES INCLINADO EN PLANO 3-3
  4. VER DETALLE DE MALLAS ESTABILIZADORAS DE FLUJO
  5. VER DETALLE DE COLECTOR EN PLANO 4-4
  6. VER DETALLE DE CARRERA DE PRUEBAS EN PLANO 4-4
  7. VER DETALLE DE TRANSMISIÓN EN PLANO 2-2, 3-3 Y 4-4

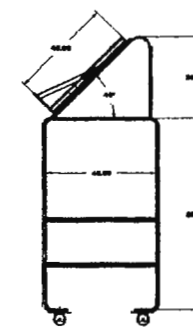
TABLA DE MATERIALES		TABLA DE OPERACIONES	
1	MALLA ESTABILIZADORA DE FLUJO	1	CONSTRUIR
2	MALLA ESTABILIZADORA DE FLUJO	2	CONSTRUIR
3	ESTRUCTURA DE SOPORTE	3	CONSTRUIR
4	ESTRUCTURA DE SOPORTE	4	CONSTRUIR
5	ESTRUCTURA DE SOPORTE	5	CONSTRUIR
6	ESTRUCTURA DE SOPORTE	6	CONSTRUIR
7	ESTRUCTURA DE SOPORTE	7	CONSTRUIR
8	ESTRUCTURA DE SOPORTE	8	CONSTRUIR
9	ESTRUCTURA DE SOPORTE	9	CONSTRUIR
10	ESTRUCTURA DE SOPORTE	10	CONSTRUIR
11	ESTRUCTURA DE SOPORTE	11	CONSTRUIR
12	ESTRUCTURA DE SOPORTE	12	CONSTRUIR
13	ESTRUCTURA DE SOPORTE	13	CONSTRUIR
14	ESTRUCTURA DE SOPORTE	14	CONSTRUIR
15	ESTRUCTURA DE SOPORTE	15	CONSTRUIR
16	ESTRUCTURA DE SOPORTE	16	CONSTRUIR
17	ESTRUCTURA DE SOPORTE	17	CONSTRUIR
18	ESTRUCTURA DE SOPORTE	18	CONSTRUIR
19	ESTRUCTURA DE SOPORTE	19	CONSTRUIR
20	ESTRUCTURA DE SOPORTE	20	CONSTRUIR
21	ESTRUCTURA DE SOPORTE	21	CONSTRUIR
22	ESTRUCTURA DE SOPORTE	22	CONSTRUIR
23	ESTRUCTURA DE SOPORTE	23	CONSTRUIR
24	ESTRUCTURA DE SOPORTE	24	CONSTRUIR
25	ESTRUCTURA DE SOPORTE	25	CONSTRUIR
26	ESTRUCTURA DE SOPORTE	26	CONSTRUIR
27	ESTRUCTURA DE SOPORTE	27	CONSTRUIR
28	ESTRUCTURA DE SOPORTE	28	CONSTRUIR
29	ESTRUCTURA DE SOPORTE	29	CONSTRUIR
30	ESTRUCTURA DE SOPORTE	30	CONSTRUIR
31	ESTRUCTURA DE SOPORTE	31	CONSTRUIR
32	ESTRUCTURA DE SOPORTE	32	CONSTRUIR
33	ESTRUCTURA DE SOPORTE	33	CONSTRUIR
34	ESTRUCTURA DE SOPORTE	34	CONSTRUIR
35	ESTRUCTURA DE SOPORTE	35	CONSTRUIR
36	ESTRUCTURA DE SOPORTE	36	CONSTRUIR
37	ESTRUCTURA DE SOPORTE	37	CONSTRUIR
38	ESTRUCTURA DE SOPORTE	38	CONSTRUIR
39	ESTRUCTURA DE SOPORTE	39	CONSTRUIR
40	ESTRUCTURA DE SOPORTE	40	CONSTRUIR
41	ESTRUCTURA DE SOPORTE	41	CONSTRUIR
42	ESTRUCTURA DE SOPORTE	42	CONSTRUIR
43	ESTRUCTURA DE SOPORTE	43	CONSTRUIR
44	ESTRUCTURA DE SOPORTE	44	CONSTRUIR
45	ESTRUCTURA DE SOPORTE	45	CONSTRUIR
46	ESTRUCTURA DE SOPORTE	46	CONSTRUIR
47	ESTRUCTURA DE SOPORTE	47	CONSTRUIR
48	ESTRUCTURA DE SOPORTE	48	CONSTRUIR
49	ESTRUCTURA DE SOPORTE	49	CONSTRUIR
50	ESTRUCTURA DE SOPORTE	50	CONSTRUIR



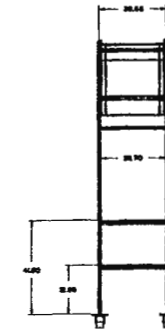
VISTA EN ISOMETRICO DE LA ESTRUCTURA DE SOPORTE DEL TUNEL  
ESCALA 1 : 12.5



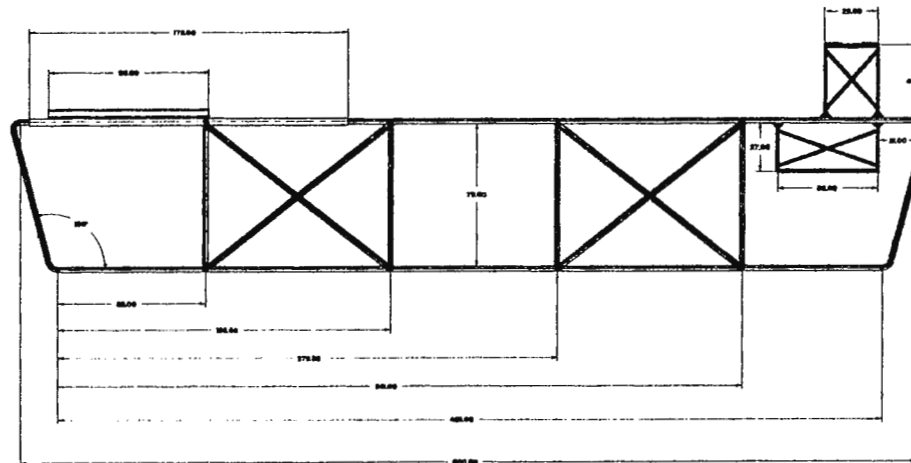
VISTA EN ISOMETRICO DE LA ESTRUCTURA DE SOPORTE DEL VARIADOR DE FRECUENCIA  
ESCALA 1 : 10



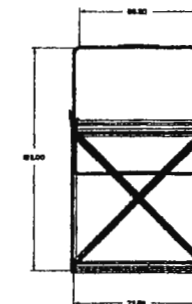
VISTA LATERAL  
ESCALA 1 : 10



VISTA FRONTAL  
ESCALA 1 : 10



VISTA LATERAL DE LA ESTRUCTURA  
ESCALA 1 : 12.5



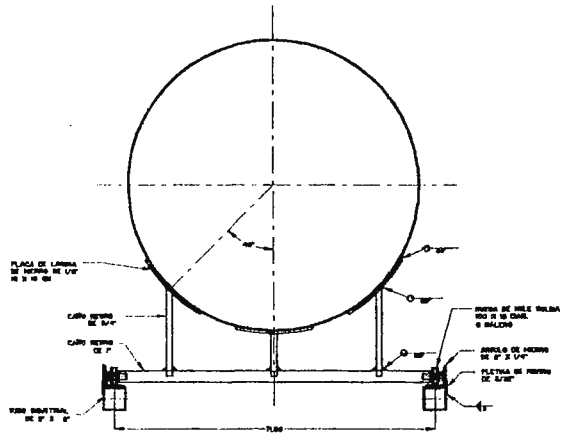
VISTA FRONTAL  
ESCALA 1 : 12.5

DIMENSIONES EN CENTIMETROS

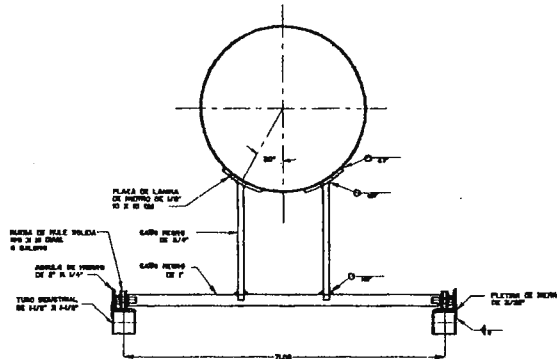
NOTA:  
LAS SOLDADURAS SERAN HECHAS CON ELECTRODO AWS E-6005, R/MP

NO.	DESCRIPCION	MATERIAL	FORMA DE MONTAJE	DETALLE DE MONTAJE
1	SOPORTE PARA EL VARIADOR DE FRECUENCIA	ACEROS DE GRADO 7.5 1/2"		
2	BASE QUATRO P. 400. 27 00	ACEROS DE GRADO 7.5 1/2"		
3	ALBERTOS DE SOPORTE	PLACAS DE GRADO 8.00"		
4	BRIDAS PARA EL ALBERTO	ACEROS DE GRADO 7.5 1/2"	PERFORADOS DE 6.00"	
5	ALBERTO CENTRAL	TUBO 60.00x1.00 2" 2 1/2"		
6	SOPORTE DE BARRA	LAMINA DE GRADO 1/2"		
7	ALBERTO DE SOPORTE	LAMINA DE GRADO 1/2"		
8	ALBERTO CENTRAL	ACEROS DE GRADO 7.5 1/2"		
9	ALBERTO DE SOPORTE	ACEROS DE GRADO 7.5 1/2"		
10	ALBERTO DE SOPORTE	ACEROS DE GRADO 7.5 1/2"		
11	ALBERTO DE SOPORTE	ACEROS DE GRADO 7.5 1/2"		
12	ALBERTO DE SOPORTE	ACEROS DE GRADO 7.5 1/2"		
13	ALBERTO DE SOPORTE	ACEROS DE GRADO 7.5 1/2"		
14	ALBERTO DE SOPORTE	ACEROS DE GRADO 7.5 1/2"		
15	ALBERTO DE SOPORTE	ACEROS DE GRADO 7.5 1/2"		
16	ALBERTO DE SOPORTE	ACEROS DE GRADO 7.5 1/2"		
17	ALBERTO DE SOPORTE	ACEROS DE GRADO 7.5 1/2"		
18	ALBERTO DE SOPORTE	ACEROS DE GRADO 7.5 1/2"		
19	ALBERTO DE SOPORTE	ACEROS DE GRADO 7.5 1/2"		
20	ALBERTO DE SOPORTE	ACEROS DE GRADO 7.5 1/2"		

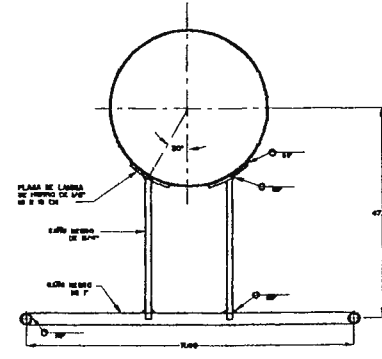
  
 DISEÑO DE UN TUNEL DE VIENTO SUBSONICO PARA EL LABORATORIO DE MECANICA DE FLUIDOS DE LA UNIVERSIDAD DON BOSCO  
 UNIVERSIDAD DON BOSCO  
 FACULTAD DE INGENIERIA  
 ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA



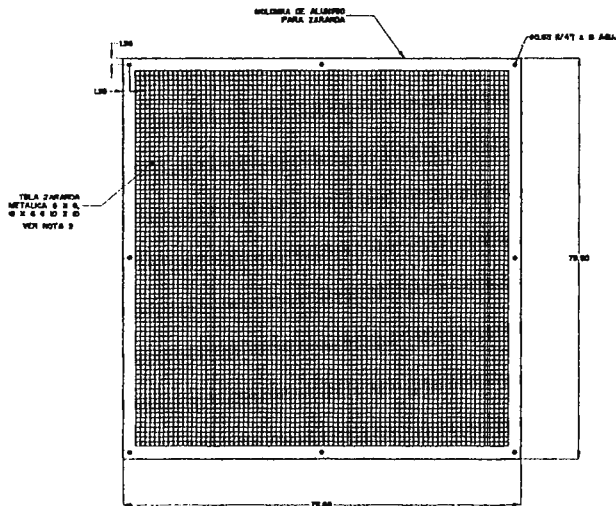
SECCION 1 - 1  
ESCALA 1 : 5  
DIMENSIONES EN CENTIMETROS



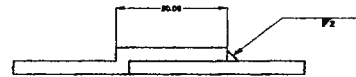
SECCION 2 - 2  
ESCALA 1 : 5  
DIMENSIONES EN CENTIMETROS



SECCION 3 - 3  
ESCALA 1 : 5  
DIMENSIONES EN CENTIMETROS



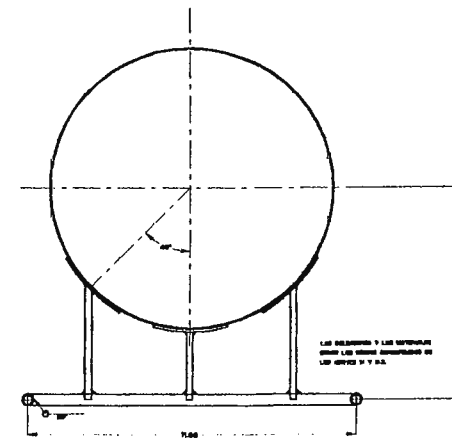
MAJLA ESTABILIZADORA  
DE FLUJO EN LA ENTRADA  
DEL COLECTOR  
ESCALA 1 : 5  
DIMENSIONES EN CENTIMETROS



FORMA DE EFECTUAR LAS UNIONES SOLDADAS  
EN LA LAMINA EN LA CONSTRUCCION DEL TUNEL  
ESCALA 1 : 4  
DIMENSIONES EN MILIMETROS

NOTAS:

1. VER INDICADOR DE CORTES EN PLANO L/P.
2. SE FABRICARAN NUEVE NARIDOS ESTABILIZADORES DE FLUJO, TRES CON CADA TIPO DE MALLA, Y DE LA MISMA FORMA QUE LAS ZARANDAS PARA TIPO SOLAIRE.
3. LOS TAMAÑOS REPRESENTADOS EN LOS SIMBOLOS DE SOLDADURA ESTAN SIEMPRE EN MILIMETROS.



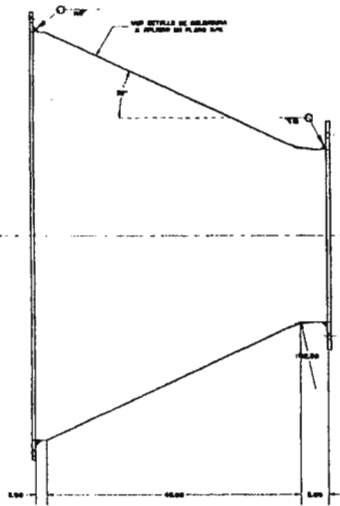
SECCION 4 - 4  
ESCALA 1 : 5  
DIMENSIONES EN CENTIMETROS

NOMBRE	CATEGORIA	ESPECIALIDAD	FECHA	ESTADO	PROYECTO

DETALLES VARIOS

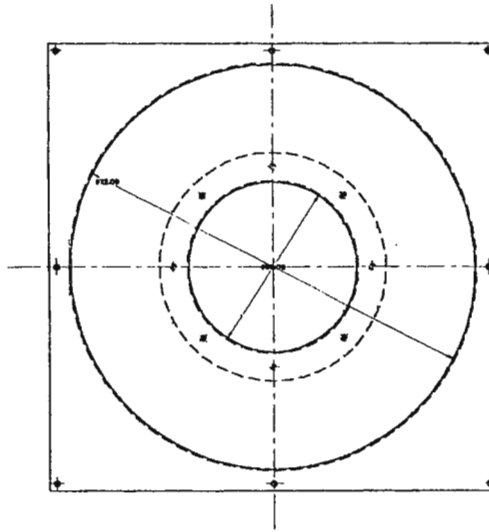


UNIVERSIDAD DON BOSCO  
FACULTAD DE INGENIERIA  
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA

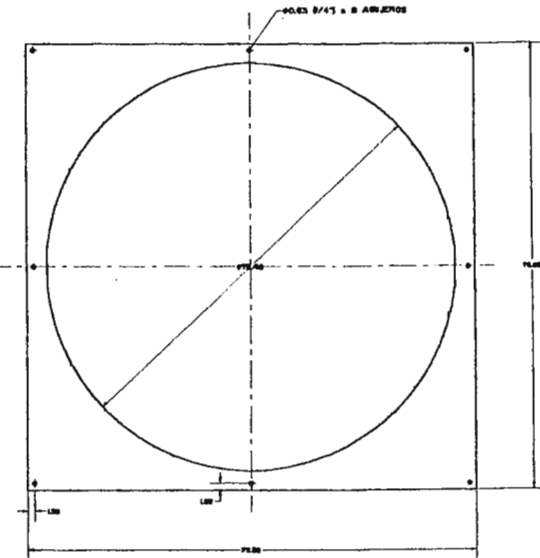


VISTA LATERAL

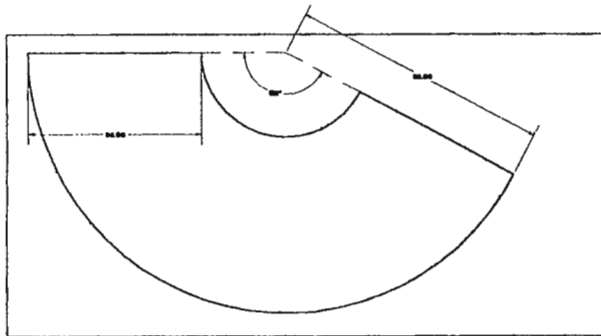
CONO COLECTOR  
ESCALA 1 : 4



VISTA FRONTAL

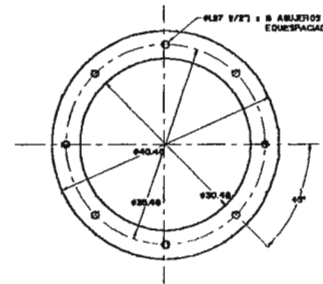


MARCO RECTANGULAR DE  
LAMINA DE HIERRO DE 3/32"  
ENTRADA DEL COLECTOR  
ESCALA 1 : 4



FORMA DE TRAZO Y DE CORTE  
DEL CONO COLECTOR EN UN PLEGO  
DE LAMINA DE 3/32" . 2 X 1 M

ESCALA 1 : 7.5



BRIDA DE LAMINA DE  
HIERRO DE 3/32"  
SALIDA DEL COLECTOR  
ESCALA 1 : 4

DIMENSIONES EN CENTIMETROS

NOMBRE DE ELABORACION		DISEÑO DE UN TUNEL DE VIENTO SUBSERRADO PARA EL LABORATORIO DE MECANICA DE FLUIDOS DE LA UNIVERSIDAD DON BOSCO	
RESPONSABLE DE DISEÑO		DAVID ANIBERTO PARRERA ORTIZ - SANDRA ALEXIS ALVARO GARCIA	
PROFESOR		ING. ROBERTO PARRERA ORTIZ	
AYUDANTE EVALUADOR		ING. FRANCISCO ALFONSO BELTRAN TORRES	
AYUDANTE EVALUADOR		ING. ALVARO JAVIER GALAN GARCIA	
FECHA		FEBRUERO DE 2010	
LUGAR		SANTIAGO DE LOS CABALLEROS	
NOMBRE		INGENIERO ANIBERTO PARRERA ORTIZ	
CATEGORIA		PROFESOR	

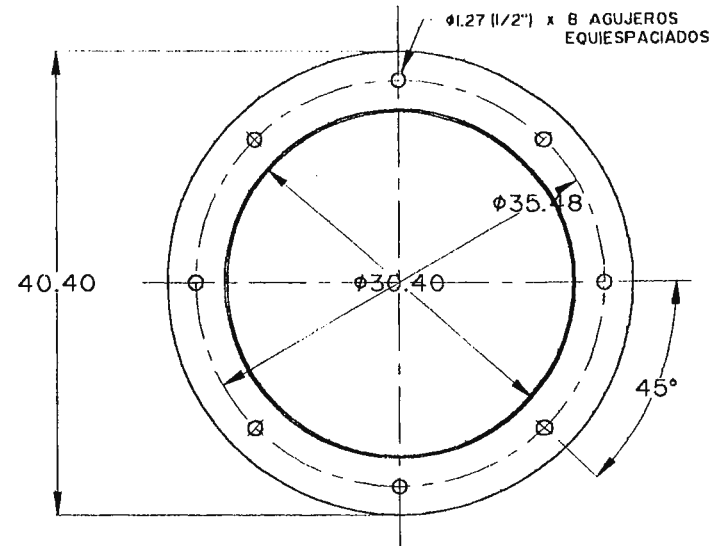
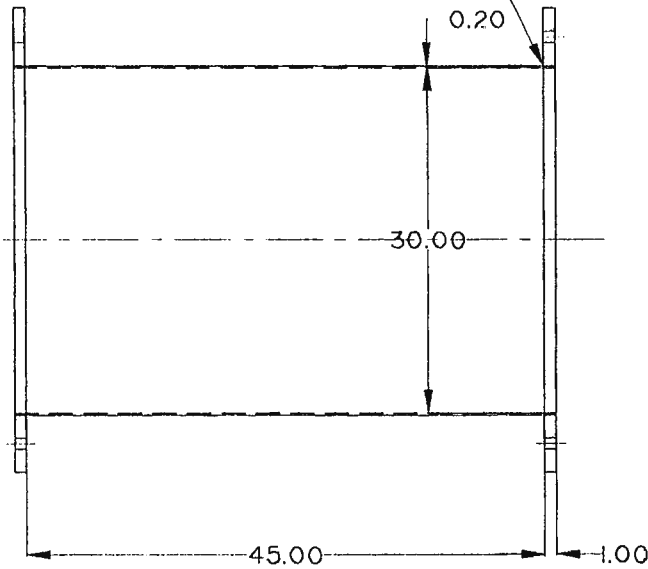
CONO COLECTOR



UNIVERSIDAD DON BOSCO  
FACULTAD DE INGENIERIA  
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA



UNIR BRIDA CON DUCTO  
CON ADHESIVO APROPIADO



NOTA:

LAS PERFORACIONES Y OTRAS MODIFICACIONES QUE SE PRACTIQUEN EN LA CAMARA DE PRUEBAS PARA LA INSTALACION DEL EQUIPO DE MEDICION DE FUERZAS SE HARAN SEGUN DIMENSIONES DE ESTE EQUIPO, PREVIA OBTENCION DE ESTE, Y ESTARAN A CARGO DEL CONSTRUCTOR VER DOCUMENTO PARA ESPECIFICACIONES DEL EQUIPO DE MEDICION DE FUERZAS.

DIMENSIONES EN CENTIMETROS

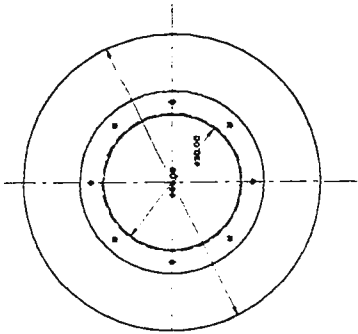
				TRABAJO DE GRABADOR	DISEÑO DE UN TUNEL DE VIENTO SUBSONICO PARA EL LABORATORIO DE MECANICA DE FLUIDOS DE LA UNIVERSIDAD DON BOSCO
				RESPONSABLES DE DISEÑO	CESAR AUBISTO ROMERO CRUZ SANDRA LIZBETH ALODIA CHAVEZ
				ASESOR	ING. ROBERTO ARMANDO CRUZ MARTINEZ
				JURADO EVALUADOR	ING. FRANCISCO ALFREDO CELEON TORRES
				JURADO EVALUADOR	ING. ALVARO ANTONIO ABULAR ORANTES
				FECHA	FEBRERO DE 1999
				DBUJO	CESAR AUBISTO ROMERO CRUZ
				ESCALA	1 : 4



UNIVERSIDAD DON BOSCO  
FACULTAD DE INGENIERIA  
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA

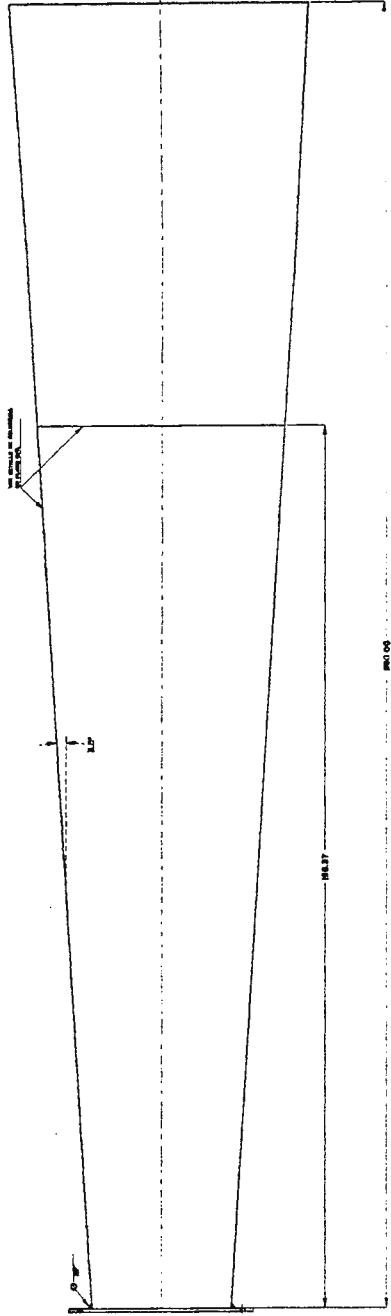
CAMARA DE PRUEBAS

5/9

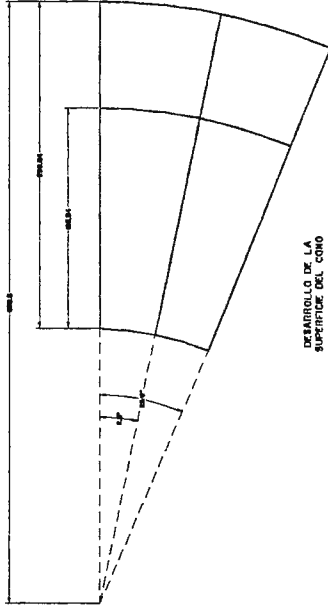


VISTA FRONTAL

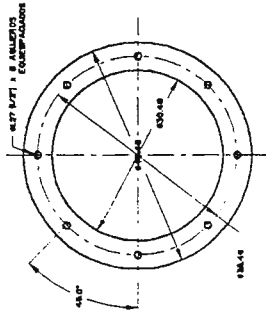
CONO DIFUSOR  
ESCALA 1 : 5



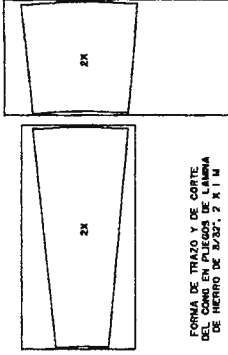
VISTA LATERAL



DESARROLLO DE LA SUPERFICIE DEL CONO  
ESCALA 1 : 20



BORDE DE LA LÁMINA DE FIERRO DE 3/8"  
ESCALA 1 : 4



FORMA DE TRAZO Y DE CORTE DEL CONO EN PLIEGOS DE LÁMINA DE FIERRO DE 3/8", 7 X 1 M  
ESCALA 1 : 20

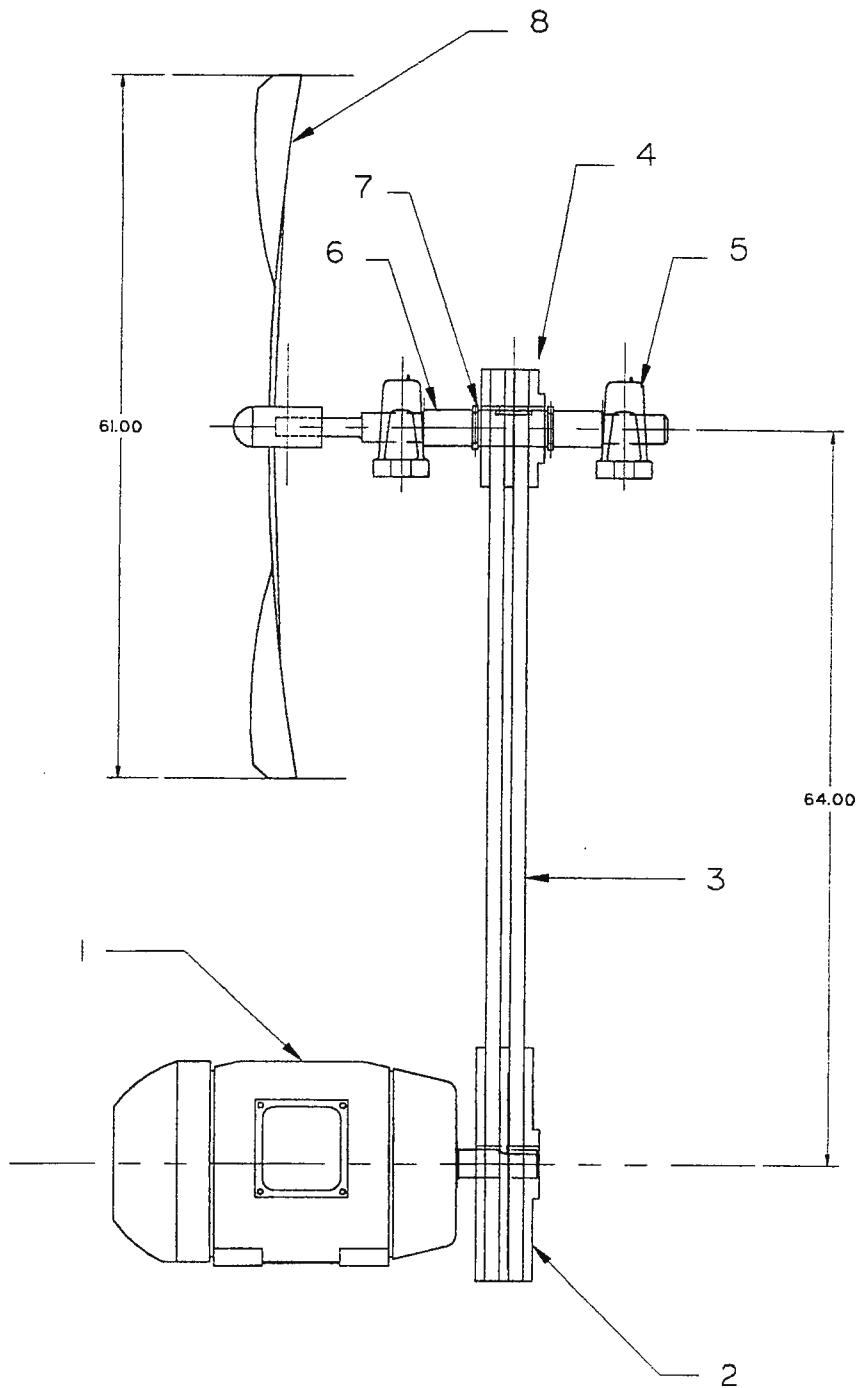
DIMENSIONES EN CENTIMETROS

TITULAR DE QUADROS		CENTRO DE UN TUNEL DE VIENTO SUBSISTEMO PARA EL LABORATORIO DE SEGURIDAD DE FLUIDOS DE LA UNIVERSIDAD DON BOSCO DON BOSCO PERÚ ANEXO CENTRO DE INVESTIGACIONES EN INGENIERIA Y CIENCIAS BÁSICAS INSTITUTO DE INVESTIGACIONES EN INGENIERIA Y CIENCIAS BÁSICAS CENTRO DE INVESTIGACIONES EN INGENIERIA Y CIENCIAS BÁSICAS CENTRO DE INVESTIGACIONES EN INGENIERIA Y CIENCIAS BÁSICAS CENTRO DE INVESTIGACIONES EN INGENIERIA Y CIENCIAS BÁSICAS
RESPONSABLE DE OBRAS		
AUTOR DE OBRAS		
COMITÉ TÉCNICO		
OTROS		
REVISOR		
COMITENTE		



UNIVERSIDAD DON BOSCO  
FACULTAD DE INGENIERIA  
ESCUELA DE INGENIERIA TECNICA

CONO DIFUSOR



DIMENSIONES EN CENTIMETROS

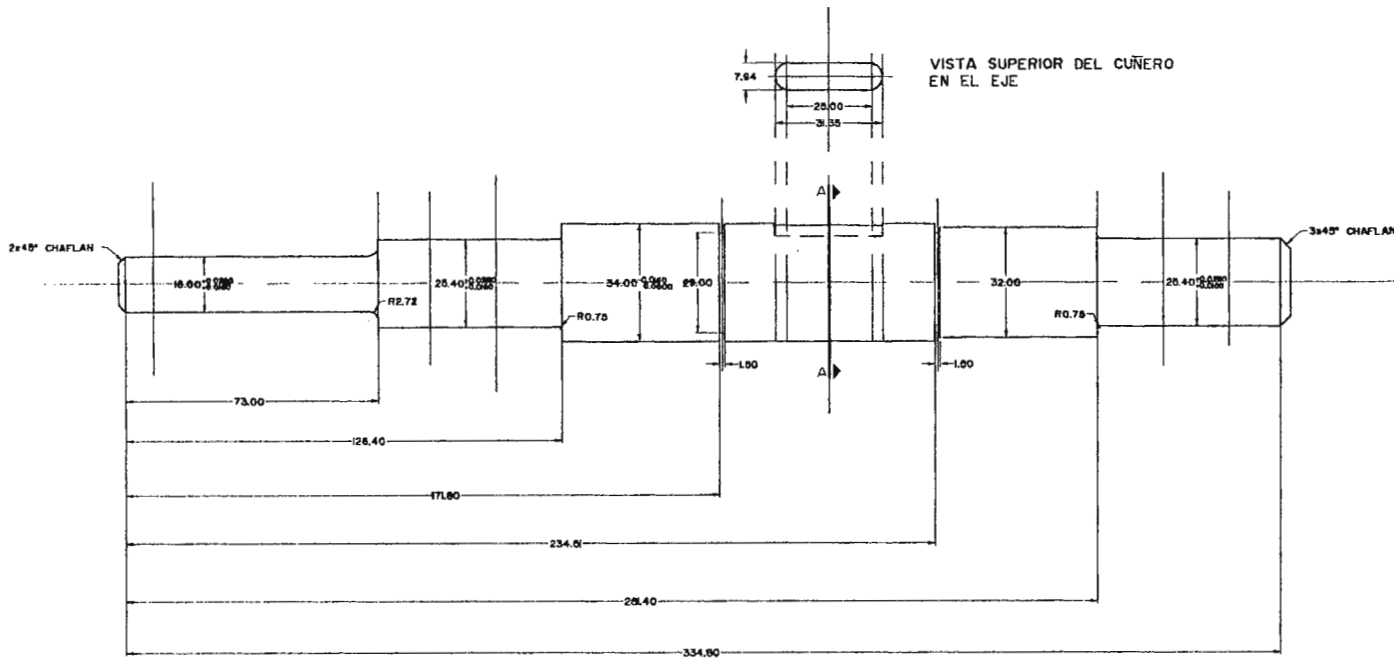
NUMERO	CANTIDAD	DESCRIPCION	MATERIAL	ESCALA	FECHA
6	1	VENTILADOR	ALUMINO	TRABAJO DE BRAGUADOR	DISEÑO DE UN TUNEL DE VIENTO SUBSOMERGO PARA EL LABORATORIO DE MECANICA DE FLUIDOS DE LA UNIVERSIDAD DON BOSCO
7	2	ANILLOS DE RETENCION	ACERO	RESPONSABLES DE DISEÑO	CESAR AUGUSTO ROMERO CRUZ SAMARA LIBERTH ALDAMA CHAVEZ
8	1	EJE DE TRANSMISION	ACERO AISI 1045	ASESOR	ING. ROBERTO ARMANDO CRUZ MARTINEZ
8	2	CHUMADERAS	VER ESPECIFICACION EN DOCUMENTO	JURADO EVALUADOR	ING. FRANCISCO ALFREDO BELON TORRES
4	1	POLEA IMPULSADA 4"	ALUMINO	JURADO EVALUADOR	ING. ALVARO ANTONIO ABULAR ORANTES
3	2	FAJA	VER ESPECIFICACION EN DOCUMENTO	JURADO EVALUADOR	ING. ALVARO ANTONIO ABULAR ORANTES
2	1	POLEA IMPULSORA 6"	ALUMINO	FECHA	FEBRERO DE 1998
1	1	MOTOR	VER ESPECIFICACION EN DOCUMENTO	DESAJO	ING. CESAR AUGUSTO ROMERO CRUZ
NUMERO	CANTIDAD	DESCRIPCION	MATERIAL	ESCALA	1 : 4



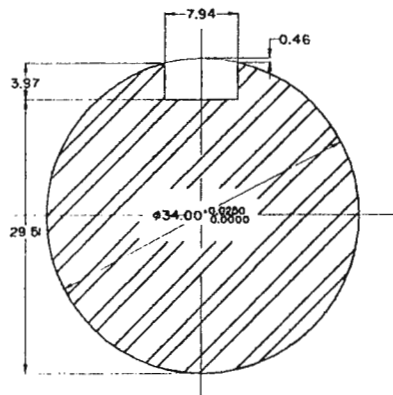
UNIVERSIDAD DON BOSCO  
FACULTAD DE INGENIERIA  
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA

TRANSMISION

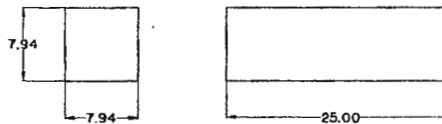
7/9



EJE DE TRANSMISION  
ESCALA 1 : 1.5



SECCION A-A  
ESCALA 2 : 1

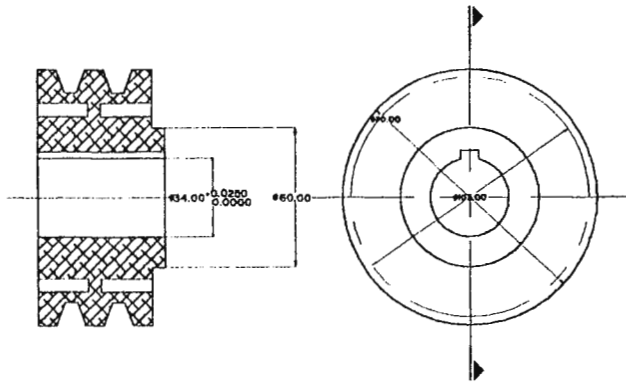


CUÑA  
ESCALA 2 : 1

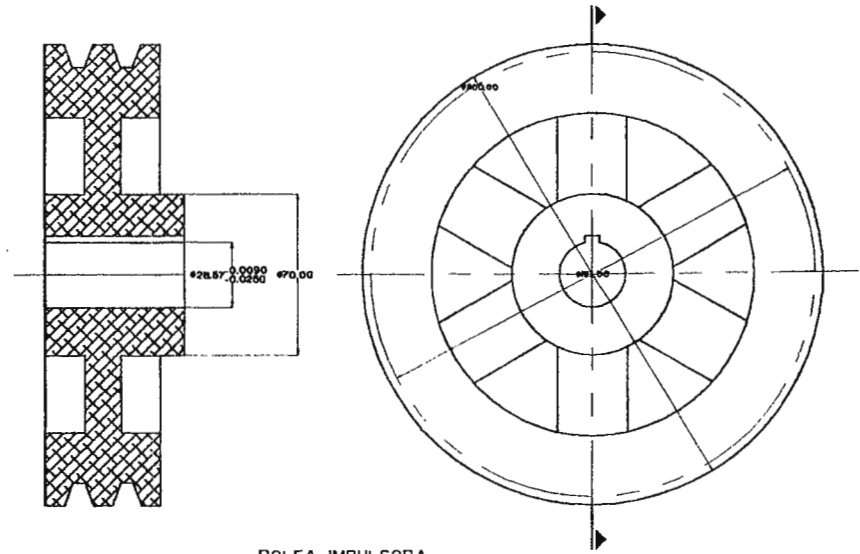
DIMENSIONES EN MILIMETROS

			TRABAJO DE GRABADOR	DESIGNO DE UN TUNEL DE VIENTO SUBSONICO PARA EL LABORATORIO DE MECANICA DE FLUIDOS DE LA UNIVERSIDAD DON BOSCO	
			RESPONSABLES DE DISEÑO	CESAR ABRUSTO ROMERO CRUZ SANDRA LIZBETH ALDANA CHAVEZ	
			ASESOR	MIL. ROBERTO ARMANDO CRUZ MARTINEZ	
			JURADO EVALUADOR	MIL. FRANCISCO ALFREDO DELEON TORRES	
			JURADO EVALUADOR	MIL. ALVARO ANTONIO ABULAR ORANTES	
3	1	CUÑA	ACERO AISI 1045 EXTRUIDO EN FRIO	FEBRAO DE 1990	
1	1	EJE DE TRANSMISION	ACERO AISI 1045 EXTRUIDO EN FRIO	DISUNO	CESAR ABRUSTO ROMERO CRUZ
NUMERO	CANTIDAD	DESCRIPCION	MATERIAL	ESCALA	FECHAS

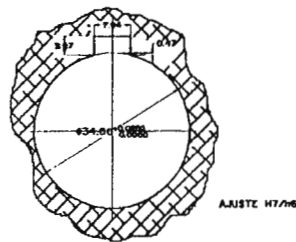
UNIVERSIDAD DON BOSCO  
FACULTAD DE INGENIERIA  
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA



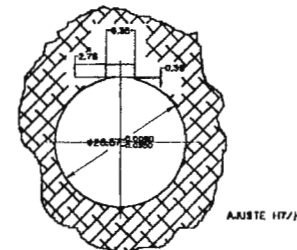
POLEA IMPULSADA  
ESCALA 1 : 2



POLEA IMPULSORA  
ESCALA 1 : 2



DETALLE DE AGUJERO  
Y DE CUNERO EN LA  
POLEA IMPULSADA  
ESCALA 1 : 1



DETALLE DE AGUJERO  
Y DE CUNERO EN LA  
POLEA IMPULSORA  
ESCALA 1 : 1

DIMENSIONES EN MILIMETROS

NOTA:  
LOS DIAMETROS TOTAL Y DE PASO ESTAN EN MM  
PARA RESPETAR UN SOLO SISTEMA DE UNIDADES,  
LOS VALORES DECIMALES ESTAN ESPECIFICADOS  
EN PULBADAS.

NOMBRE	CANTIDAD	DESCRIPCION	MATERIAL	ESCALA	FECHAS
					TRABAJO DE GRADUACION
					RESPONSABLES DE DISEÑO
					ASESOR
					JURADO EVALUADOR
					JURADO EVALUADOR
2	1	POLEA IMPULSADA, 4"	ALUMINO	FECHA	FEBRERO DE 1996
1	1	POLEA IMPULSORA, 6"	ALUMINO	GRUPO	CEGAR AURISTO ROMERO CRUZ



UNIVERSIDAD DON BOSCO  
FACULTAD DE INGENIERIA  
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA

POLEAS IMPULSORA E IMPULSADA

### Related concepts

Resistance to pressure, frictional resistance, drag coefficient, turbulent flow, laminar flow, Reynolds number, dynamic pressure, Bernoulli equation.

### Principle

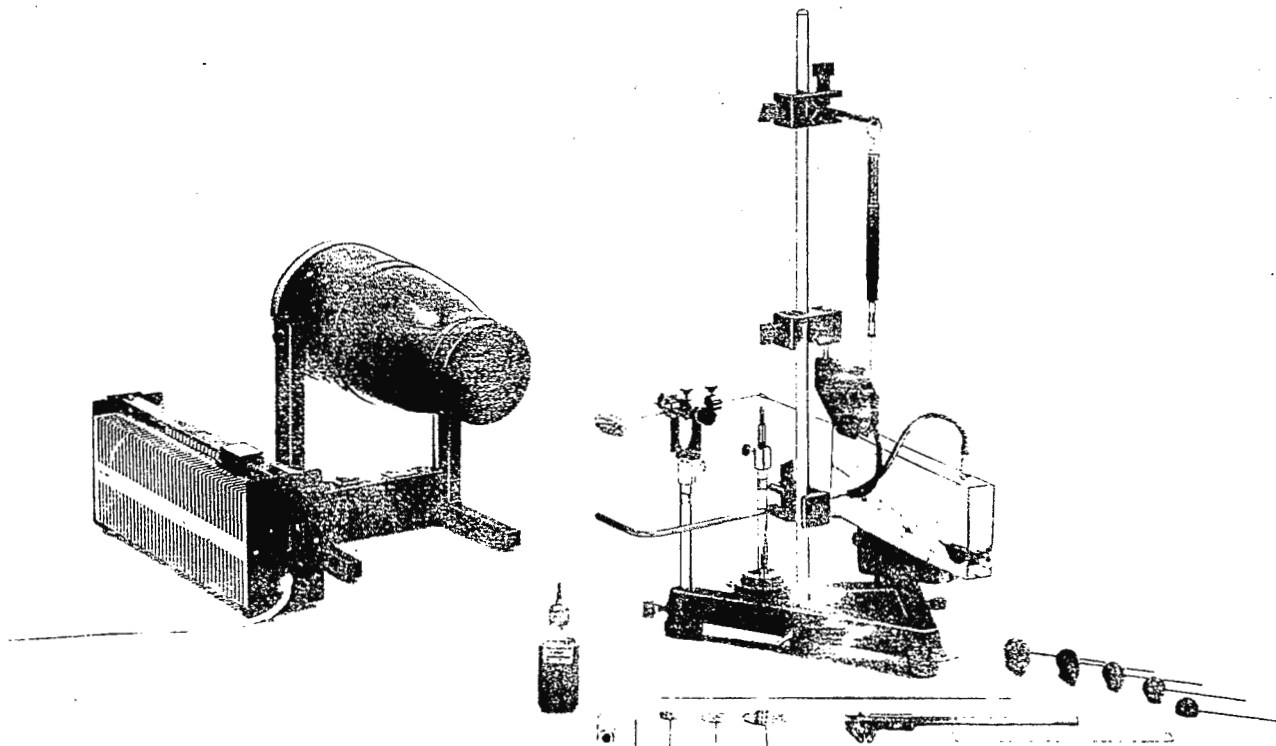
Objects of different cross-section and shape are placed in a laminar air stream. The drag is examined as a function of the flow velocity and the geometry of the objects.

### Equipment

SUPPORT BASE -PASS-	02005.55	1
BARREL BASE -PASS-	02006.55	1
SUPPORT ROD -PASS-, SQUARE, L 630MM	02027.55	1
RIGHT ANGLE CLAMP -PASS-	02040.55	3
ROD WITH HOOK	02051.00	1
STAND TUBE	02060.00	1
ROD, POINTED	02302.00	1
HOLDER WITH BEARING POINTS	02411.00	1
SILK THREAD, 200M	02412.00	1
BLOWER, MAINS VOLTAGE 220V	02742.93	1
DOUBLE SHAFT HOLDER	02780.00	1
PRECISION MANOMETER	03091.00	1
PITOT TUBE, PRANDTL TYPE	03094.00	1
RHEOSTAT, 500 OHMS, 220 V	06111.93	1
RULE, PLASTIC, 200 MM	09937.01	1
PRECISION PULLEY	11201.02	1
RUBBER TUBING, D 6 MM	39282.00	1
SPRING BALANCE 0.1 N	03061.01	1
FLOW BODIES, SET OF 6	02784.00	1
CIRCULAR PLATES, SET OF 3	02785.00	1
VERNIER CALIPER	03010.00	1

Fig. 1: Experimental set up for determining the resistance to flow.

PROSERQUISA, F.E.C.V.  
 CENTRO NACIONAL DE INVESTIGACIONES CIENTÍFICAS  
 Autopista Sur Km 26-A - Aparto  
 Los Hornos, Tel/Fax: 273-2018  
 SAN SALVADOR



### 1.3.10 Drag (resistance to flow)

The dynamic pressure

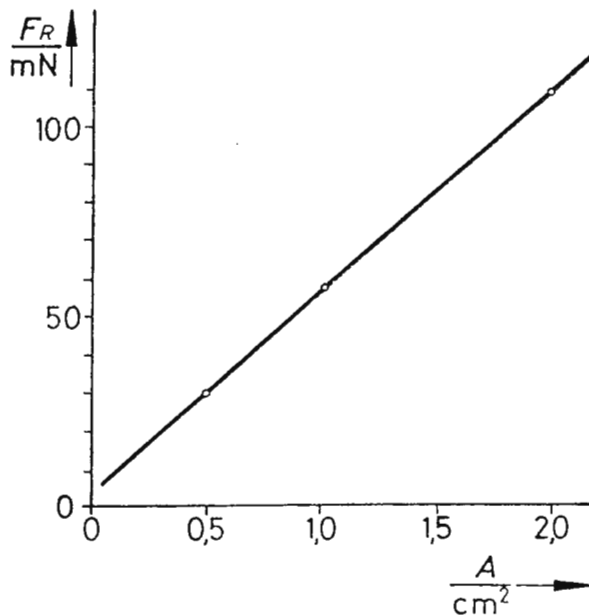
$$q = \frac{\rho}{2} v^2$$

is thus

$$q = p - p_0$$

and can be measured as a pressure difference, using the Prandtl tube.

Fig. 2: Drag of an object as a function of its cross-sectional area  $A$  ( $q = 0.85 \text{ hPa}$ ).



Literature:

L. Prandtl, K. Oswatitsch, K. Wieghardt: "Strömungslehre" (Flow theory), Braunschweig, Vieweg 1969.

H. Ashley, M. Landahl: Aerodynamics of Wings and Bodies. Reading, Addison Wesley 1965.

Fig. 3: Drag of an object as a function of the dynamic pressure.

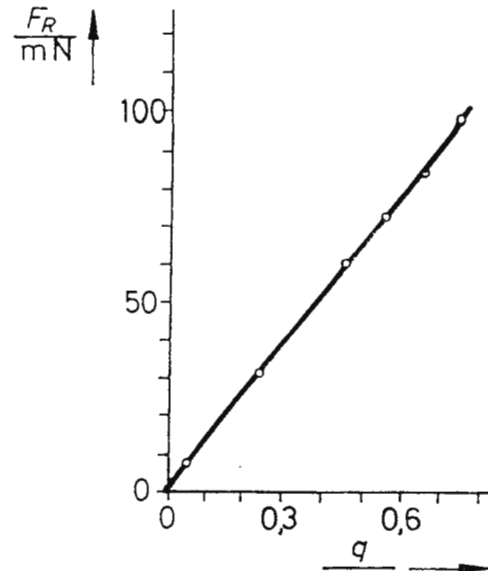


Fig. 4: Drag coefficient of a rough object as a function of the Reynolds number.

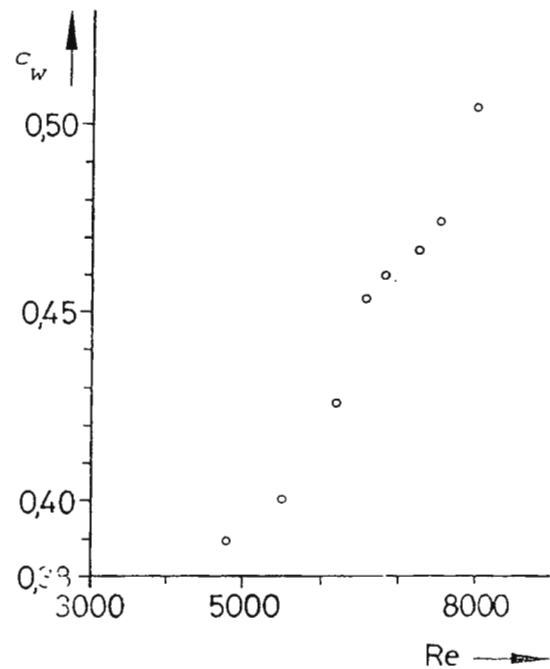












Table 1: Drag coefficients of various objects.

Object										
$c_w$	0,45	0,37	1,17	0,92	0,24	0,11	0,71	0,14	0,07	1,12

## Related concepts

Aerofoil, plate, induced resistance, frictional resistance, circulation, pressure, Bernoulli equation, angle of incidence, dynamic pressure, polar diagram.

## Principle

A rectangular plate or an aerofoil in a stream of air experiences a buoyant force (lift) and a resistance force (drag). These forces are determined in relation to area, rate of flow and angle of incidence.

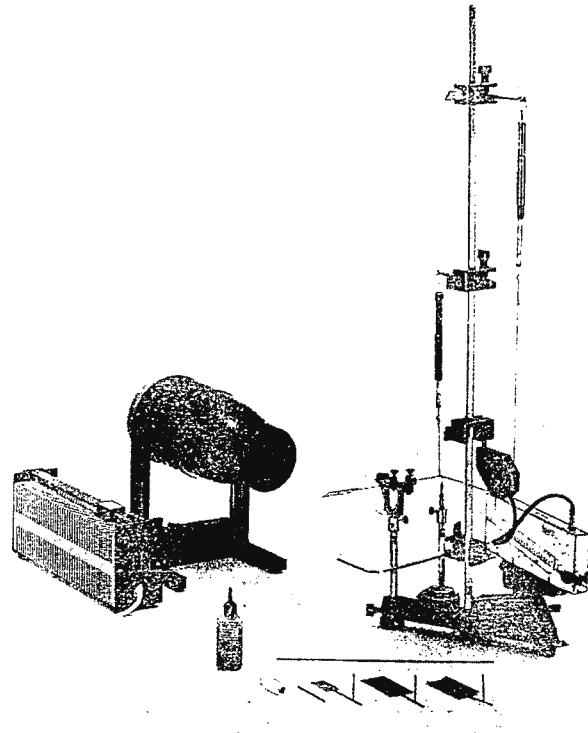
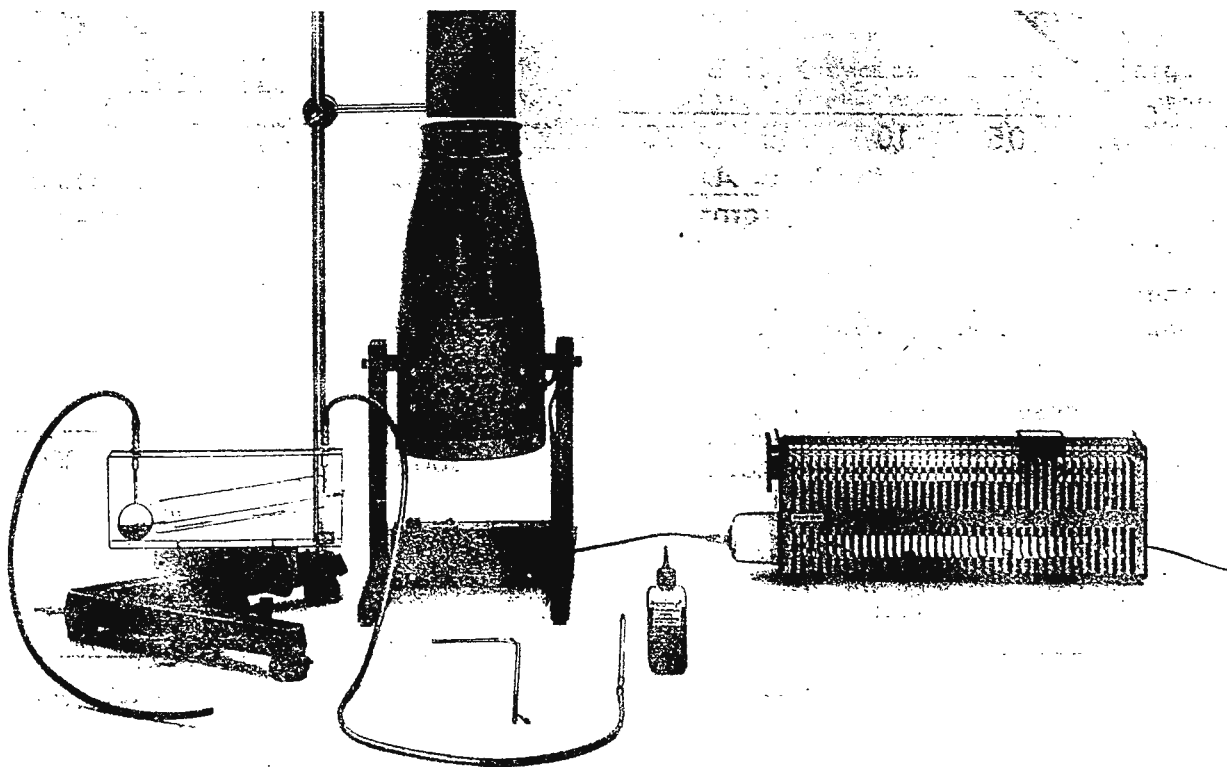


Fig. 1: Experimental set up for determining the lift and drag acting on the rectangular plate, and for determining the pressure distribution over the aerofoil.





## Equipment

SUPPORT BASE -PASS-	02005.55	1
BARREL BASE -PASS-	02006.55	1
SUPPORT ROD -PASS-.SQUARE.L1000MM	02028.55	1
RIGHT ANGLE CLAMP -PASS-	02040.55	4
ROD WITH HOOK	02051.00	2
STAND TUBE	02060.00	2
ROD, POINTED	02302.00	1
SILK THREAD.200M	02412.00	1
PIPE PROBE	02705.00	1
BLOWER, MAINS VOLTAGE 220V	02742.93	1
DOUBLE SHAFT HOLDER	02780.00	1
RECTANGULAR PLATES.SET OF 4	02786.00	1
AEROFOIL MODEL	02788.00	1
PRECISION MANOMETER	03091.00	1
PITOT TUBE, PRANDTL TYPE	03094.00	1
RHEOSTAT, 500 OHMS, 220 V	06111.93	1
PRECISION PULLEY	11201.02	1
RUBBER TUBING, D 6 MM	39282.00	1
SPRING BALANCE 0.1 N	03061.01	2
HOLDER WITH BEARING POINTS	02411.00	1

The equipment marked \* is designed for connection to 220 V a.c., 50 Hz mains.

It can also be supplied for other mains voltages or frequencies.

## Problem

Determination of the lift and the drag of flat plates as a function of:

1. the plate area
2. the dynamic pressure
3. the angle of incidence (polar diagram)
4. Determination of the pressure distribution over the aerofoil for various angles of incidence.

## Set-up and procedure

The dynamic pressure is measured with the Prandtl tube, and the air velocity is calculated from equation (2). The air velocity must be checked frequently.

The double shaft holder must be clamped loosely in the pivot points and adjusted horizontally and vertically. The rectangular plates are statically counterbalanced; it is convenient to use the pointed rod as a reference point. Since the anticipated lift and drag forces are very slight, the balance must be very carefully adjusted. Using the spring balances, the lift and (using the precision pulley) the drag are compensated and measured. If, after compensation, the plates do not return to equilibrium when deflected by hand,

the double shaft holder is gripped too loosely in the pivot points (surface friction) or too tightly (squeezing effect), and must be corrected accordingly.

In the range between  $27^\circ$  and  $35^\circ$  approximately, pronounced turbulence occurs so that these angles of incidence are unsuitable for carrying out a test.

To measure the pressure distribution over the aerofoil (Fig. 2) a piece of rubber tubing is slipped over the pipe probe. In order to obtain better contact with the measurement positions this tubing must be turned back at the contact point and moistened.

## Theory and evaluation

The force  $\vec{K}$  acting on a body around which air is circulating is:

$$\vec{K} = \int_A \vec{p} \cdot d\vec{a} \quad (1)$$

where  $A$  is the lateral face of the body. The surface forces  $\vec{p}$  are the normal and shearing stresses. These include the pressure  $p$  and the frictional forces. If the direction of the flow velocity  $v$  lies along the  $x$  direction, then  $K_x$  is the drag  $F_R$  and  $K_y$  is the lift  $F_A$ .

Equation (1) is more suitably expressed by the dynamic pressure due to the flow velocity:

$$q = \frac{\rho}{2} v^2 \quad (2)$$

( $\rho$  = density of the medium)

and by a typical area  $f_p$ , e.g. the plate area:

$$F_R = c_R \cdot f_p \cdot q$$

$$F_A = c_A \cdot f_p \cdot q$$

For small angles of incidence  $\alpha$  and for irrotational flow we have, for an aerofoil of infinite length,

$$c_w = 0$$

and  $c_a$  is approximately equal to

$$c_a = 2\pi \cdot \left( \alpha + \frac{2f}{t} \right),$$

where:  $t$  = chord,  $f$  = camber.

In the case of the finite aerofoil, a separation area is formed at the trailing edge if the angle of incidence is small. The turbulence produced induces a resistance (coefficient of resistance  $c_{wi}$ ) which is related to the lift:

$$c_{wi} = \frac{c_a^2 \cdot f \cdot p}{\pi \cdot b^2},$$

where  $b$  is the distance between the supports.

Since a certain frictional resistance as well as the resistance due to partial separation of the flow still exist, the following is obtained

$$c_w = c_{w0} + \frac{c_a^2 \cdot f \cdot p}{\pi \cdot b^2}.$$

With larger angles of incidence, the flow changes from laminar to turbulent so that the drag increases and the lift decreases.

Fig. 2: Drag and lift in relation to dynamic pressure for an angle of incidence of  $20^\circ$  and a plate area of  $17.5 \text{ cm}^2$ .

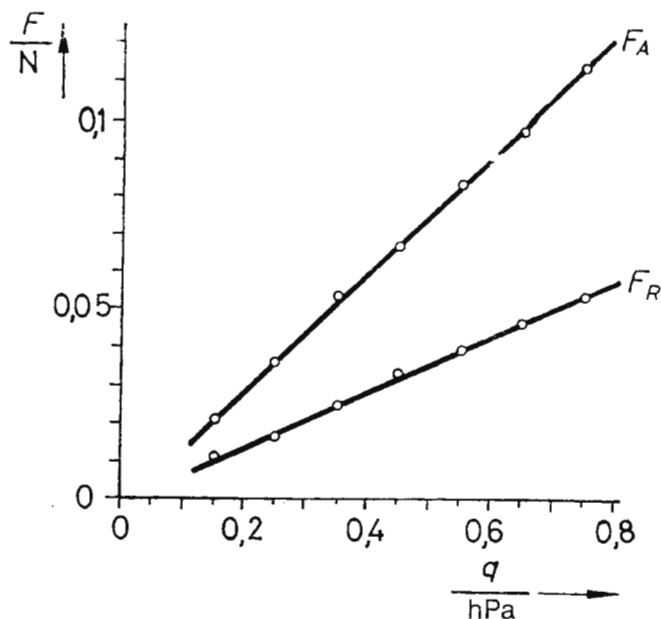


Fig. 3: Drag and lift in relation to the plate area for an angle of incidence of  $20^\circ$  and a dynamic pressure of  $0.35 \text{ hPa}$ .

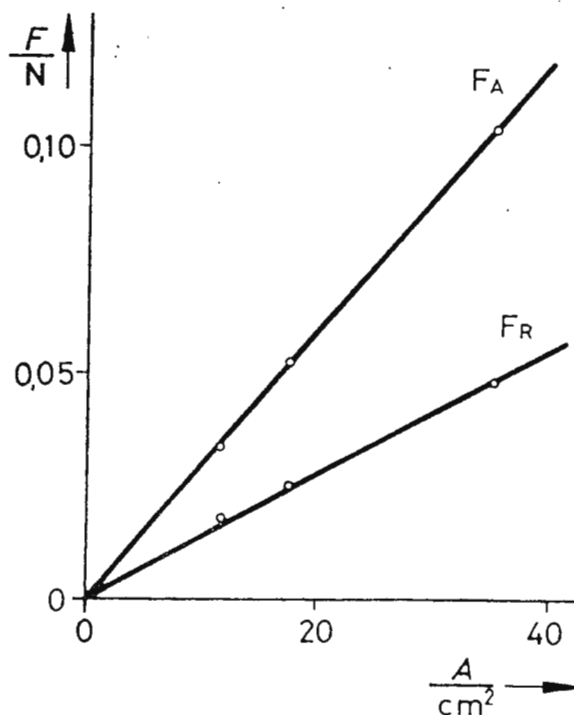
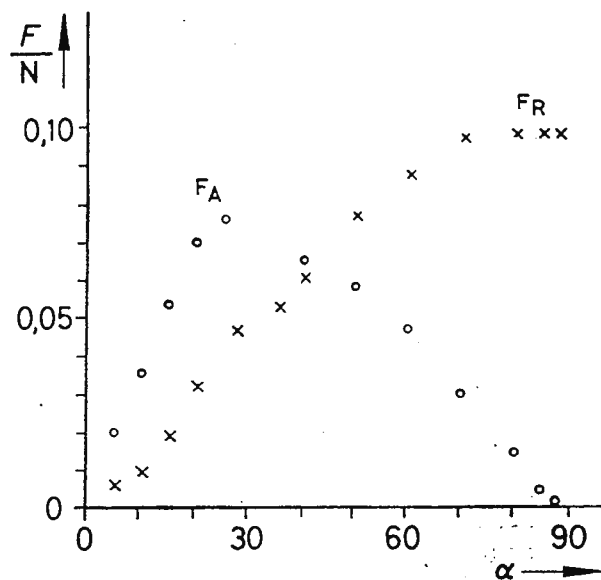
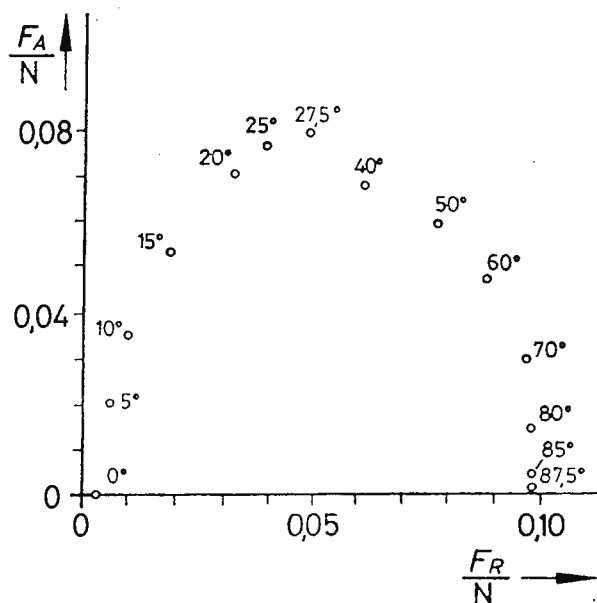


Fig. 4: Lift  $F_A$  and resistance  $F_R$  of a flat plate as a function of the angle of incidence.



The lift is usually plotted against the drag (polar diagram).

Fig. 5: Lift  $F_A$  as a function of the drag  $F_R$  of a plate for different angles of incidence with a dynamic pressure of 0.25 hPa and a plate area of 35.1 cm<sup>2</sup>.



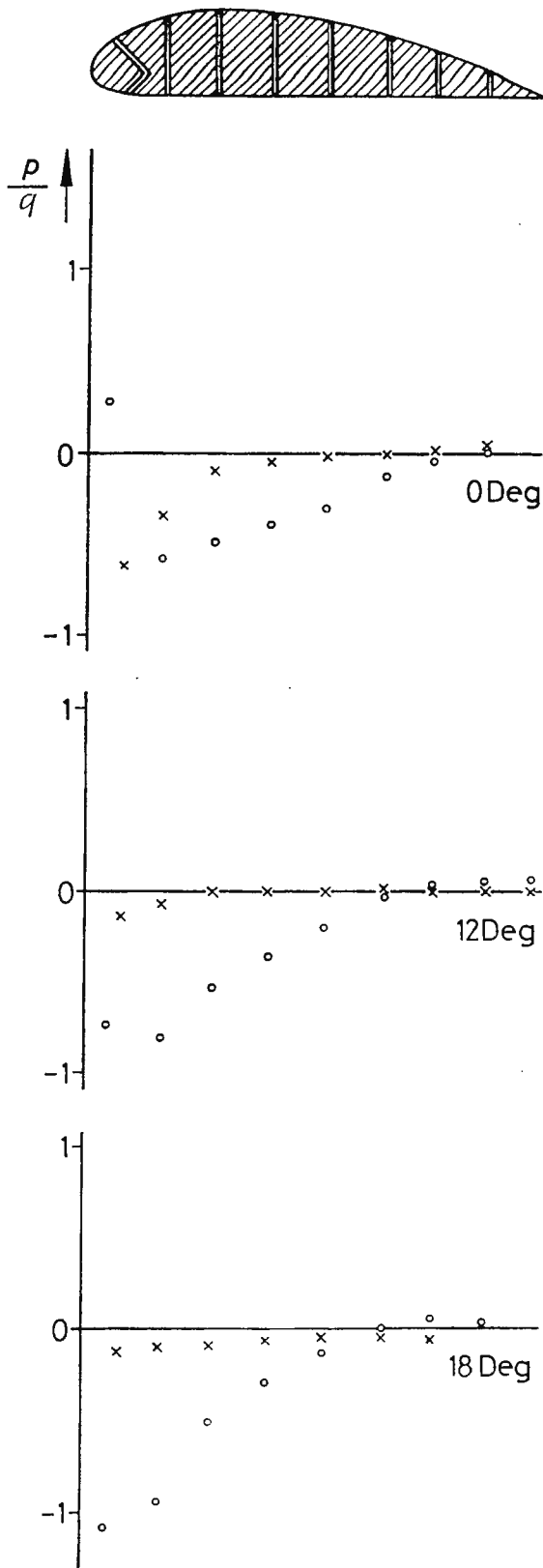
Literature:

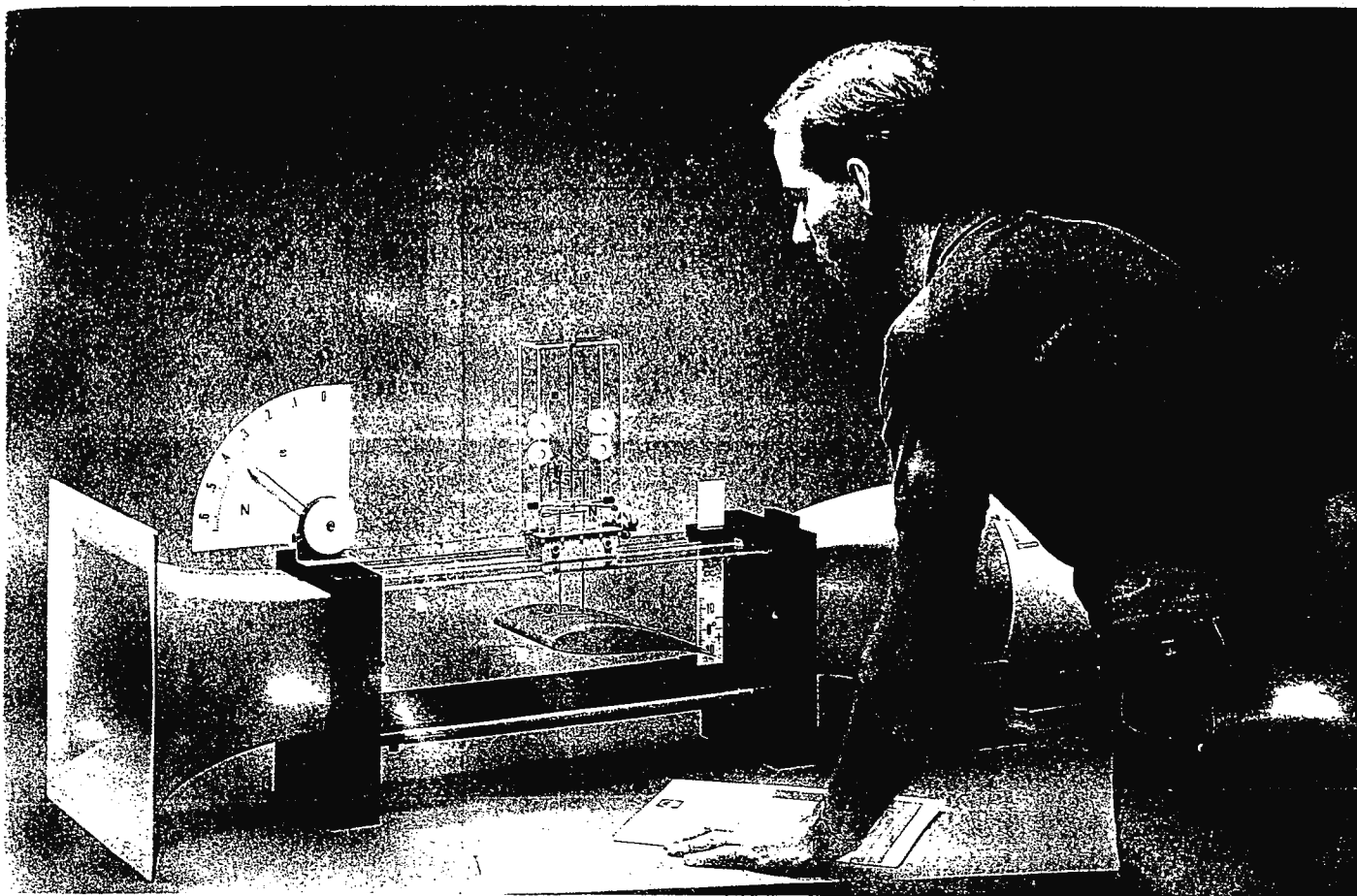
L. Prandtl, K. Oswatitsch, K. Wieghardt: Strömungslehre (Fluid dynamics). Braunschweig, Vieweg 1969.

H. Ashley, M. Landahl: Aerodynamics of wings and bodies. Reading, Addison Wesley 1965.

Fig. 6: Pressure distribution over the aerofoil for different angles of incidence with a dynamic pressure of 0.8 hPa.

o = top side of the aerofoil,  
x = under side of the aerofoil.





### ¿En qué consiste este amplio juego de equipo?

El juego de equipo «aerodinámica» permite la demostración de los fenómenos fundamentales que se producen en la mecánica de fluidos, respecto de sus aspectos físicos y técnicos, así como la confirmación práctica de las leyes que se ven afectadas. El juego de equipo se compone de varios dispositivos independientes que se pueden enganchar unos con otros y combinar para formar las configuraciones reales de equipo. Este concepto modular permite la adquisición de equipo paso a paso, así como su adaptación a los libros de texto y guiones especificados.

Los experimentos se realizan a corriente de aire abierta, utilizando una sección de ensayo para aerodinámica «abierta» (373 06) en el lado de presión del ventilador (373 03) o en un flujo casi laminar de la sección de medición «cerrada» del túnel aerodinámico (373 12) que se coloca en el lado de succión del ventilador.

En ambas disposiciones, los dispositivos de medición y objetos muestra se pueden colocar de la manera más adecuada en la corriente de aire sin necesidad de ajustes elaborados y largos de realizar. Los obje-

tos muestra, la sonda manométrica y la balanza de empuje, se pueden colocar sobre el carril de medición que está montado sobre un rail de baja fricción.

Se dispone de un tubo de Venturi (373 09) y un fondo de Venturi (373 21) – para pruebas comparativas en la sección de trabajo cerrado – para el túnel de viento.

Los rangos de medición de los dinamómetros – el dinamómetro sectorial (373 10) y el accesorio de ensayo 2 (373 08) – se han ajustado de manera óptima a las fuerzas de resistencia y elevación que se producen aquí.

La sonda manométrica (373 13) con el manómetro de precisión (373 10) se utilizan para la medición cuantitativa de la presión; además, el multimanoscópio (373 11) se puede utilizar para la representación cualitativa de 5 presiones simultáneas a lo largo del tubo de Venturi.

El túnel de viento también se puede suplementar con un generador de nieblas a efectos de mostrar las líneas de flujo y las turbulencias.

Consultar en la página 77 las distintas configuraciones de equipo.

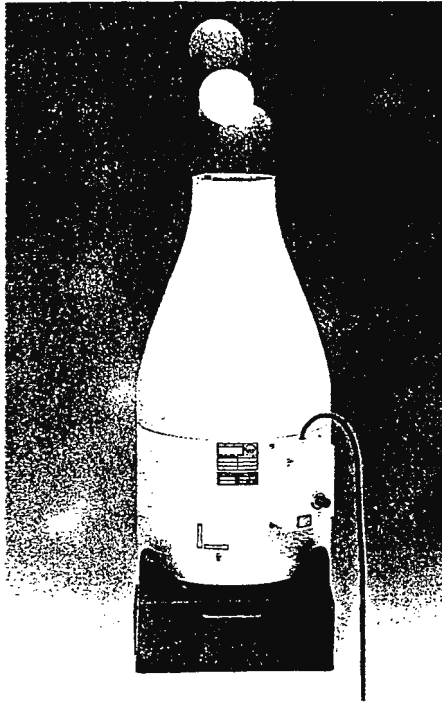
### Ejemplos de experimentos:

Se pueden realizar en la sección de trabajo «abierta» o en el túnel de viento.

- Investigar la corriente de aire (medir la presión y la velocidad, identificar las regiones de turbulencia).
- Detectar líneas de flujo/turbulencia con el peine de hilos.
- Resistencia del aire  $F_L$  en función de la superficie, formas del cuerpo, velocidad de flujo.
- Valor de  $c_w$  en función de la superficie, forma, velocidad de flujo.
- Resistencia del aire  $F_L$  y empuje  $F_A$  de alas y de modelos domésticos (cometas), para diversos ángulos de incidencia y velocidades de flujo.
- Trazado de curvas de presiones de un ala.
- Presión estática a lo largo de una sección transversal restringida (cualitativa).

Experimentos suplementarios en el túnel de viento:

- Verificación de la ecuación de Bernoulli.
- Número de Reynold.
- Detección de turbulencias/líneas de flujo.
- Demostración de líneas de flujo turbulencias con niebla.



373 04

**373 04 Ventilador aspirador y soplador**  
 Ventilador con velocidad variable de manera continua, de regulación electrónica. Sirve como ventilador de presión para corrientes a aire abierto junto con la sección de ensayo para aerodinámica (373 06) o como ventilador de succión junto con el tunel aerodinámico (373 12). Se compone de un bloque de ventilador, base horizontal o conjunto de ventilador vertical, boquilla estrecha y goma de poliestireno.

- Dimensiones de la unidad de ventilador: 20,5 cm x 25,5 cm Ø.
- Nivel de sonido a una distancia de 1 m: máx. 70 dB.
- Conexión: 220 V, 50/60 Hz a través del cable de alimentación.
- Consumo de potencia: 300 VA.
- Apertura de la boquilla: 10 mm.
- Diámetro de la bola: 7,5 cm.

**373 07 Accesorios de medición 1**

Cuerpos de resistencia para diferentes formas y tamaños para diferentes aparatos con el fin de determinar la resistencia del aire, una sección de ensayo para aerodinámica abierta (373 06) o en el tunel aerodinámico (373 12).

*Artículos que se suministran:*

- 1 Carro de medición.
- 1 Juego de 3 discos circulares.
- 1 Juego de 3 cuerpos sólidos: esfera, hemisferio, cuerpo de líneas de flujo).
- 2 Varillas de sujeción para cuerpos sólidos.
- 1 Soporte para modelo de coche.
- 1 Peine de hilo para demostrar las líneas de flujo.

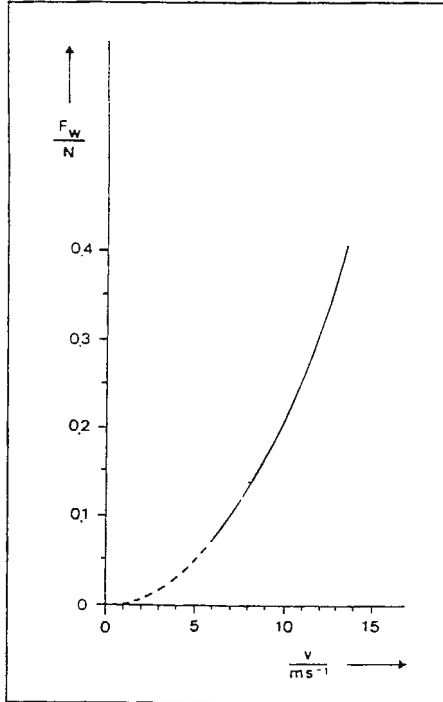
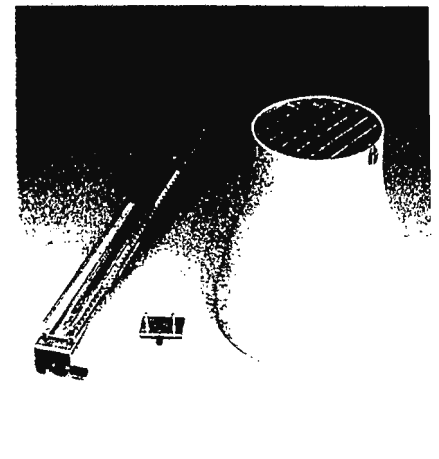


Diagrama de medición:  $F_w = f(v)$ .



373 06

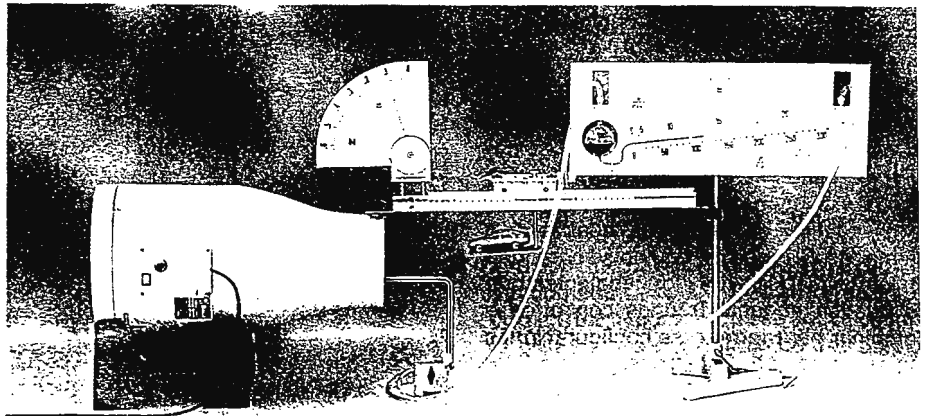
**373 06 Sección de ensayo abierta para aerodinámica**

Para pruebas de flujo en una corriente de aire abierto, junto con el ventilador de presión y succión (373 04). Se compone de una boquilla suplementaria, un rail de metal de precisión y una mordaza de sujeción para el dinamómetro de sector (373 14).

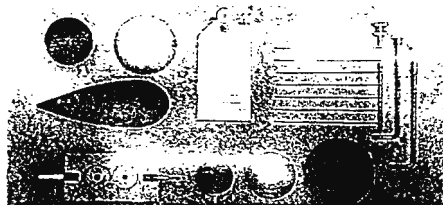
- Apertura de la boquilla: 150 mm.
- Longitud del rail de metal: 50 mm.

*Accesorios que se necesitan:*

- Base de soporte . . . . . 300 €
- Varilla de soporte, 75 cm . . . . . 300 €
- Mordaza múltiple Leybold . . . . . 301 €
- Mordaza universal . . . . . 300 €

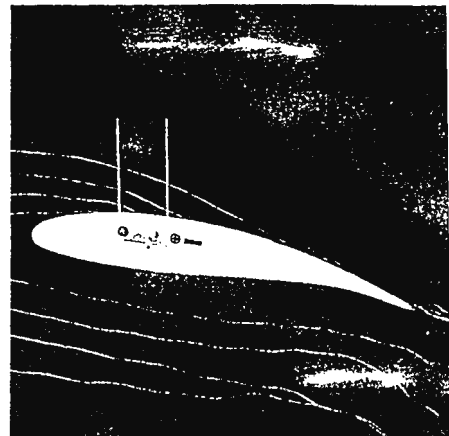


Determinación de los valores  $c_w$  de un modelo de coche en una sección de ensayo abierta, midiendo la velocidad y resistencia de flujo.



*Características técnicas:*

- Diámetro de los discos circulares: 40, 66 y 80 mm.
- Cuerpos sólidos: Diámetro: 60 mm cada uno. Longitud del cuerpo de líneas de flujo: 150 mm.

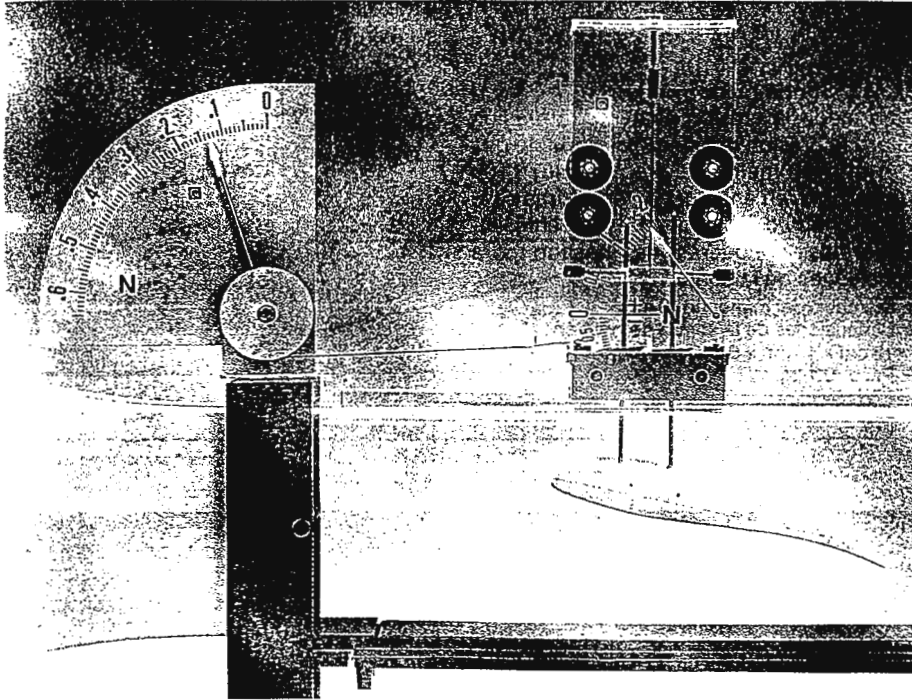


Líneas de flujo para torres de un ala de sustentación demostradas con el peine de hilos.

**373 14 Dinamómetro sectorial ①**

Dinamómetro de precisión para medir la resistencia del flujo en la sección de trabajo aerodinámica «abierta» (373 06) o en el tunel de viento (373 12).

- Rango de medición: 0.65 N.
- División de la escala: 0.01 N.
- Longitud del arco de escala: 200 mm.
- Montaje mecánico:
  - dos espigas de 4 mm
  - Dimensiones: 20 cm x 20 cm x 5 cm.
  - Peso: 0.3 kg.



Trazado de curvas polares con la aleta aerodinámica

**373 09 Tubo Venturi ②**

Para investigar la presión estática dentro de una sección transversal restringida de un tubo. Con siete taladros en el lado de conexión del multimanoscopio o manómetro de precisión.

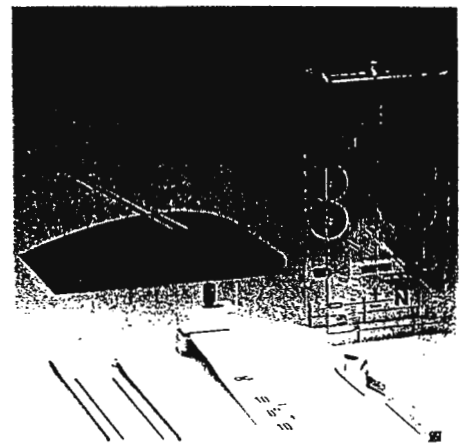
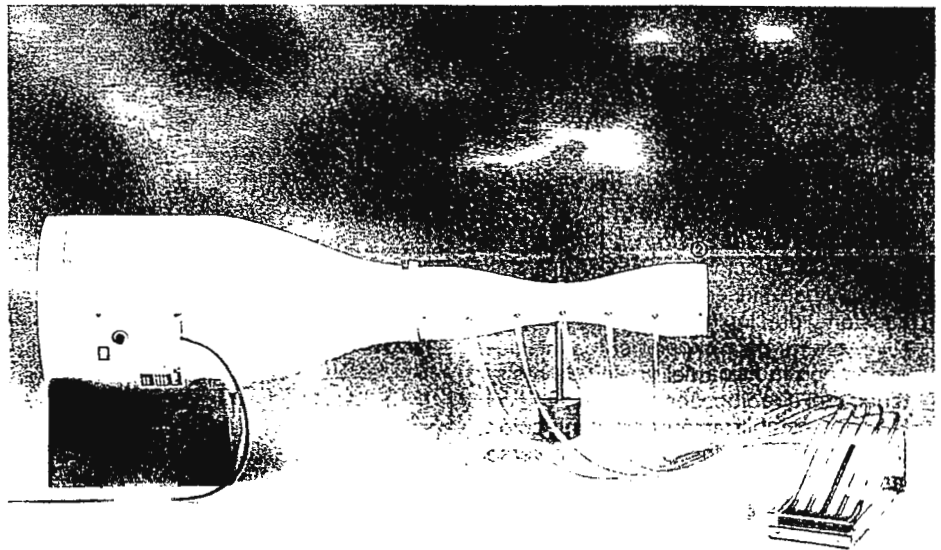
El tubo de Venturi se ajusta a la boquilla de 30 mm del 373 04.

- Longitud: 40 cm.
- Diámetro máx.: 100 mm.
- Diámetro mín.: 50 mm.

**373 11 Multimanoscopio ③**

Para la presentación simultánea de cinco presiones en el tubo de Venturi.

Se compone de 5 tubos inclinados, hacia arriba, con un depósito de líquido común. Incluye cinco mangueras de plástico para realizar las conexiones necesarias para la medición, y un colorante en polvo para colorear el agua a fin servir como fluido del manómetro.



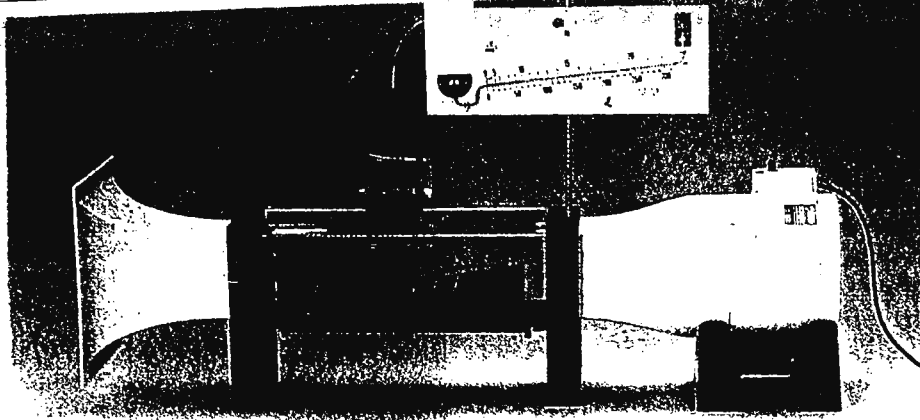
373 08

**373 08 Accesorios de medición 2**

Perfil de aleta aerodinámica y balanza de empuje con monturas para experimentos con la física del vuelo en la sección de ensayo «abierta» (373 06) o en el tunel aerodinámico (373 12).

Artículos que se suministran:

- 1 Perfil aerodinámico, hecho con una hoja de plástico rígida.
  - 1 Juego de dispositivos fijos para apretar el perfil de aleta aerodinámica hecha en casa.
  - 1 Balanza de elevación, a sujetar sobre le carril de accesorios de medición 1.
  - 1 Regla para medir el ángulo de incidencia, que se montará sobre la sección de trabajo aerodinámica, o en el tunel de viento
  - 1 Soporte de tubo de prueba, como ayuda para asegurar el perfil de aleta aerodinámica.
- Perfil de aleta aerodinámica:
    - Superficie eficaz: 145 mm x 223 mm
    - Grosor: aprox. 34 mm.
  - Rango de medición de la balanza de empuje: -0.2 a +0.4 N.
  - Rango de presentación de la regla angular: -10° a +15°.



Verificación de la ecuación de continuidad y ecuación de Venturi en el lado de succión del tunel aerodinámico con una rampa de Bernoulli.

Manómetro de tubo inclinado para n...  
bajas presiones, excesos de presic...  
diferencias de presión en flujos de gas...  
la sonda manométrica (373 13). Con...  
regla suplementaria para lectura direct...  
la velocidad del viento resultante de...  
diferencias de presión. Nivel de bur...  
integrado para ajuste horizontal de la...  
figuración de medida, fluido de mand...  
tro, y jeringuilla con manguera para in...  
tar el fluido.

Especificaciones técnicas:

- Rangos de medición:  
Presión: 0 a 310 Pa.  
Velocidad del viento: 0 a 22 m/s
- Divisiones de la escala:  
Presión: 5 Pa.  
Velocidad del viento: 1 m/s
- Conexión de manguera: 8 mm Ø.
- Dimensiones: 49 cm x 19 cm.
- Peso: 0,9 kg.



El bloque de equipo «aerodinámica» con el tunel aerodinámico (373 12) recibió el trofeo de plata 1986 Worl Didac Award en Ginebra.

### 373 13 Sonda manométrica ②

Para medir la presión estática, la presión total y la presión dinámica en flujos de gas con el manómetro de precisión (373 10). Tubo doble, en ángulo, con aperturas sensoras orientadas de manera diferente. Incluye dos mangueras de plástico para conexiones de la sonda.

- Diámetro del manguito: 8 mm.
- Dimensiones de la sonda de presión: 18 cm x 13 cm x 5 cm.
- Peso: 0,1 kg.

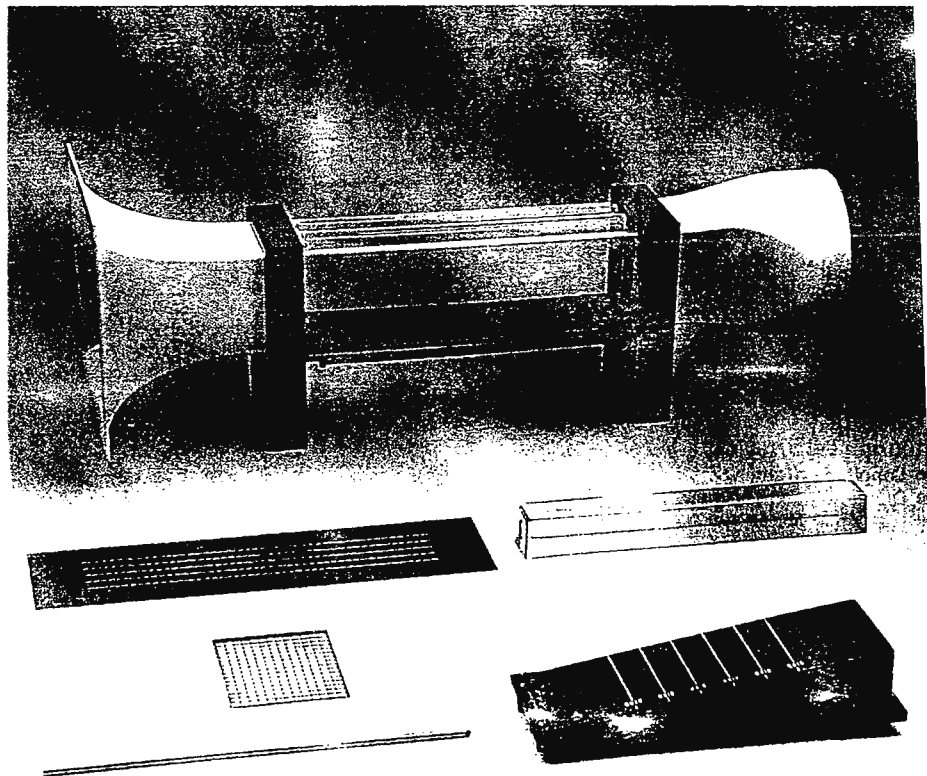
### 373 12 Tunel aerodinámico

Sección de trabajo cerrado con paredes laterales transparentes y un fondo intercambiable, para experimentos cuantitativos relacionados con la aerodinámica y física del vuelo, en combinación con el ventilador de aspiración y soplador (373 04). Incluye una boquilla de succión para entrada de aire sin turbulencia, y una salida de aire, que se puede acoplar al ventilador. Además, existe un accesorio en forma de cuña para la superficie inferior («Rampa de Bernoulli») para la investigaciones cualitativas sobre la caída de presión en secciones transversales restringidas.

- Dimensiones de la sección de trabajo cerrada: 15 cm x 15 cm x 50 cm.
- Dimensiones (generales): 36 cm x 42 cm x 113 cm.
- Peso: 6 kg.

Artículos que se suministran:

- 1 Boquilla de succión.
- 1 Difusor para insertar el ventilador de succión y presión (373 04).
- 1 Nivel inferior para experimentos relacionados con la física del vuelo y la resistencia del aire.
- 1 Filtro de estabilización para protección de cuerpos extraños que pueden verse atraídos, y para laminación de la corriente de aire.
- 1 Rampa de Bernoulli (con regla).
- 1 Banda de sellado (con regla).
- 1 Cubierta de plástico (transparente).
- 1 Pared trasera (negra) con líneas de orientación.
- 1 Varilla de soporte, Ø 12 mm, 75 cm de largo con rosca.
- 1 Caja de protección contra el polvo.

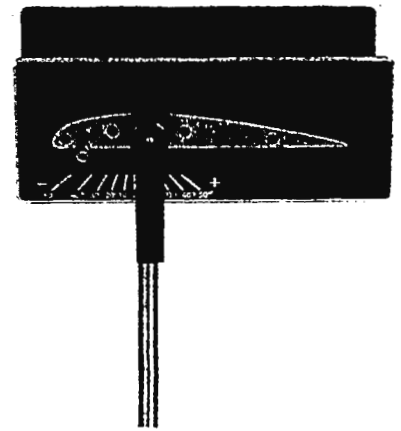


373 12

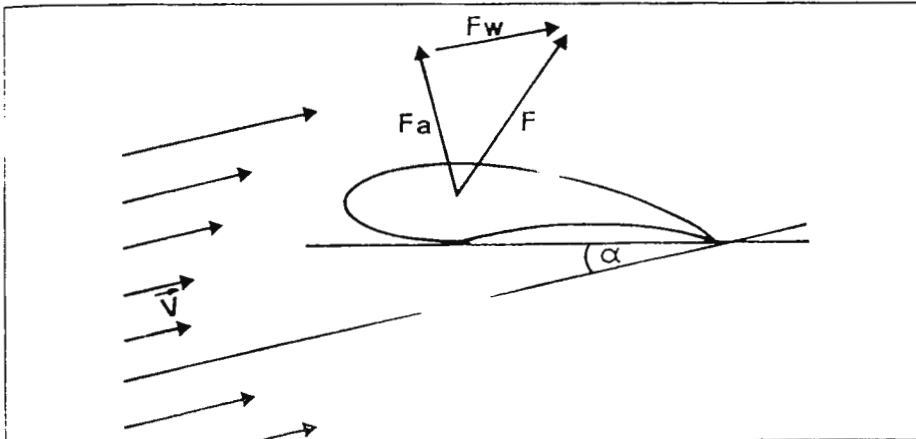
### 37370 Perfil de ala de avión

Para investigar las características de presión que se producen en la vecindad de la aleta aerodinámica cuando el flujo de aire se dirige contra ella. Con nueve taladros en los lados superior e inferior, y puntos para calibre de presión en los lados. Angulo de incidencia ajustable, deflectores laterales para atenuar la turbulencia en los bordes. Con boquilla de manguera y varilla de soporte.

- Angulo de incidencia:  $-50^\circ$  a  $+50^\circ$ .
- Escala: divisiones de 5.
- Dimensiones: 20 cm x 10 cm x 8 cm.



37370



Descomposición de las fuerzas que actúan sobre un ala de avión.

### Configuraciones de equipo

