



D-3797

Rubén Echeverría
6/3/03

62913452
C389

10

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

DEPARTAMENTO DE INGENIERIA MECANICA

ELABORADO 12 ENE. 1981
RESPONSABLE: *[Signature]*

INVENTARIADO 16 MAR. 1981
RESPONSABLE: *[Signature]*

"DISEÑO DE UN MODELO DE TUNEL DE VIENTO SUBSONICO
TIPO ABIERTO"

INVENTARIADO 29 ABR. 1982
RESPONSABLE: *[Signature]*

TESIS DE GRADO

PREVIA A LA OBTENCION DEL TITULO DE
INGENIERO MECANICO

D-3797



Por:

CARLOS AUGUSTO CEDENO LOPEZ

GUAYAQUIL-ECUADOR

1.979

"DISEÑO DE UN MODELO DE TUNEL DE VIENTO
TIPO ABIERTO"

DIRECTOR DE TESIS

A U T O R



ING. MARCO A. PAZMIÑO BARRENO



CARLOS A. CEDEÑO LOPEZ

DEDICATORIA

A MIS PADRES

Por haberme brindado siempre su incondicional apoyo y haber sido mis guías con su ejemplo de abnegación.

A MI ESPOSA

Leal compañera, muchos buscan la felicidad, pocos la encuentran, estuve entre los pocos porque te encontré a tí.

A MIS HIJAS Victoria del Carmen y Laura Verónica
Que retornaron a la paz del Señor luego de fugaces horas de existencia, ellas nos trajeron la más grande de las dichas, ellas nos dejaron junto con su impercedero recuerdo el más grande dolor.

A MI HIJO Carlos Xavier

Como un homenaje de inconmesurable amor y el firme propósito de hacerte siempre feliz.

"DISEÑO DE UN MODELO DE TUNEL DE VIENTO SUBSONICO TIPO ABIERTO"

CONTENIDO

	Pág.
I. INTRODUCCION	1
II. EL TUNEL DE VIENTO	4
a. Generalidades	4
b. Aplicaciones	12
c. Instrumentación	15
III. DISEÑO Y CALCULO	34
a. Rango de velocidad de operación	34
b. Selección del tipo de sección y área de pruebas.	36
c. Flujo de aire	37
d. Cálculo de las pérdidas	42
1. En el cono de entrada	42
2. En la sección de pruebas	46
3. En el cono de salida	48
e. Selección del sistema de circu- lación de aire.	51
f. Cálculo de la potencia del sis- tema motriz.	52
g. Diseño del sistema de control de flujo.	52
h. Consideraciones técnicas del lo- cal.	55

	Pag.
IV. METODOS EXPERIMENTALES	57
a. Método general	57
b. Presiones	61
c. Temperaturas	66
d. Velocidades y turbulencia	67
e. Razón de energía	71
V. ANALISIS DE LOS RESULTADOS EXPERIMENTALES	73
VI. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	109
VII. APENDICE	112
a. Gráficos	113
b. Planos	119
c. Bibliografía	120

NOMENCLATURA

E	Módulo de Elasticidad
dv	Diferencial de Volumen
V	Volumen, Velocidad
K	Constante de forma del modelo o del cuerpo
F _i	Fuerza de Inercia
ρ	Densidad
t	Tiempo
F _v	Fuerza de Viscosidad
μ	Viscosidad
ν	Viscosidad Cinemática
g	Aceleración de la Gravedad
F _e	Fuerza elástica
a	Velocidad del sonido
Re	Número de Reynolds
M	Número de Mach
F	Número de Froude
γ	Peso Específico
AP	Diferencia de Presión
Ah	Diferencia de Nivel
K'	Factor de Corrección para calibración de tubos estáticos
P _t	Presión Total
P _e	Presión Estática

Pd	Presión Dinámica
q	Presión Dinámica
Pa, Pb	Presión en Orificios de indicador de flujo tipo esfera
n	Radio de Contracción del Cono de Entrada
h	Entalpía
τ_0	Esfuerzo Cortante
L	Longitud
C	Distancia Circunferencial
l	Longitud característica de cuerpo o modelo
T	Temperatura Absoluta
A	Area
v	Volumen Específico
K	Relación de Calores Específicos
f	Factor de Fricción
D	Diámetro
Ds	Diámetro Específico
Ns	Velocidad Específica
Cfm	Pies Cúbicos por minuto
SP	Presión Estática
rpm	Revoluciones por minuto
N	Velocidad
SE	Eficiencia Estática
HP	Potencia

A_0	Area mínima en control flujo
D_0	Diámetro Mínimo en control flujo
z	Altura sobre el suelo, gradiente de velocidad
C	Coefficiente de Levante (sustentación)
C_d	Coefficiente de Arrastre
H'	Cabezal Dinámico usado en pruebas Túnel-ESPOL
α	Angulo de Ataque
RE	Razón de Energía

I. INTRODUCCION

Cuando fue presentado el tema de esta tesis, su título fue DISEÑO DE UN MODELO EXPERIMENTAL DE TUNEL DE VIENTO SUBSONICO TIPO ABIERTO PARA EL LABORATORIO DE MECANICA DE FLUIDOS DE LA ESPOL, tema que fue sugerido por el Departamento de Ingeniería Mecánica, pues se pensaba construir en nuestra Escuela un túnel a partir de los datos obtenidos de este estudio.

Mas, posteriormente, el Departamento de Ingeniería Mecánica se equipó con un túnel de características semejantes, - esto cambió el enfoque de esta tesis en el sentido de que no se orientaría a la construcción, sino mas bien al uso e interpretación de los diferentes datos obtenidos de las pruebas en el túnel, a encontrar similitudes y diferencias entre el que se está diseñando y el de la ESPOL.

El comportamiento en lo que se refiere a pruebas es idéntico en los dos túneles, el área y forma del túnel de esta tesis es 2 pies² y circular, el área y la forma del túnel de la ESPOL es 1 pie² y cuadrado.

En lo que respecta a la instrumentación, en la tesis se mencionan los instrumentos comunes a este tipo de túneles; tubos Pitot, orificios piezométricos, tubos estáticos, in-

dicadores de dirección de flujo, etc., una descripción de los mismos, su forma de usarlos, las limitaciones y los factores de corrección. En el túnel de la ESPOL estos instrumentos tienen un diseño más sofisticado y sus resultados pueden leerse exactamente en un dial en la cabina de control y el enceramiento y calibración es muy sencillo.

A continuación se presenta un breve cuadro comparativo entre los dos túneles:

	TUNEL TESIS	TUNEL ESPOL
Ventilador	Axial	Axial
D. Vent.	36,22"	30"
Potencia	16 hp	10 hp
Area	2 pie ²	1 pie ²
V. Máximo	440 pies/seg.	145 pies/seg.
Sistema motriz	motor eléct.	motor eléct.

Una característica muy diferente entre los dos túneles es el del control del flujo de aire, en el de la tesis el control del flujo se hace mediante persianas radiales operadas manualmente y que con su diferente porcentaje de apertura permiten diferentes flujos de aire en la sección de pruebas. En el túnel de la ESPOL la velocidad del aire en la sección de pruebas, se controla variando la a-

bertura de una derivación de la entrada de aire antes del ventilador y después de la sección de pruebas, de tal manera que cuando esta derivación está totalmente cerrada - la velocidad en la zona de pruebas es máxima, y a medida que se aumenta la abertura de la derivación se disminuye la velocidad en la zona de pruebas, es de notar que en este tipo de control la potencia desarrollada por el motor es constante para las diferentes velocidades del aire -- puesto que la cantidad de aire que admite el ventilador - es constante.

Para concluir con el análisis de estas semejanzas y diferencias se hicieron una serie de pruebas en el túnel de la ESPOL a fin de determinar la distribución de presión, sustentación y arrastre en modelos aerofformes, estos resultados están debidamente tabulados y graficados y podrán ser usados como referencia e información para futuras investigaciones en este túnel.

II. EL TUNEL DE VIENTO

a. GENERALIDADES

En la solución de problemas de ingeniería relacionados con el movimiento de fluidos, se reconoce el modelo reducido como una técnica de investigación muy útil, no solo por su economía en el costo y en el tiempo de observación, sino también porque permite un control cuidadoso de las variables individuales que intervienen en el fenómeno, para después extrapolar resultados y conclusiones a la estructura real.

Los principios de operación del modelo varían con el efecto primario que se desea simular, el cual depende de las propiedades del fluido dentro del fenómeno en estudio. Así en hidráulica es generalmente la acción de la gravedad (peso específico) que gobierna la función del modelo y de ella dependen las diferentes escalas de longitud, tiempo y fuerza. En aeronáutica es la influencia de la viscosidad la que predomina, si se exceptúa el flujo supersónico donde la compresibilidad, (densidad), es la más importante. En problemas de combustión interna y de transferencia de calor son predominantes las características térmicas del flujo.

Cuando se considera uno solo de los efectos, es relativamente

te simple el problema de operación del modelo y la interpretación de los resultados. Dos de los efectos pueden ser manejados simultáneamente, si bien no con la misma facilidad. La consideración de tres, cuatro, etc. efectos nos pone frente a complejidades que son prácticamente imposibles de satisfacer.

Desde principios de siglo se ha utilizado con ventaja el aire como fluido circulante en el modelo.

En un principio las aplicaciones se limitaron a problemas de conductos sometidos a presión, como turbinas, tuberías, etc. Actualmente las aplicaciones se han ampliado hasta el estudio de problemas tan complejos como las de meteorología, donde es necesario considerar la combinación de los cuatro efectos importantes antes mencionados; gravedad, viscosidad, calor, compresibilidad.

En el estudio de la Mecánica de los fluidos se pone gran énfasis en el hecho de que los fluidos más abundantes en la naturaleza, aire y agua se comportan de acuerdo a las mismas leyes fundamentales del movimiento. Esto significa que las leyes de similitud se satisfacen para ambos fluidos y se cita como evidencia las pruebas frecuentes del empuje de cuerpos bajo el agua realizadas en el túnel de viento. La utilidad de esta técnica de experimentación

en la mecánica de flúidos ha sido frecuentemente comprobada y en los laboratorios modernos el túnel de viento es una herramienta esencial en la investigación.

Se puede enumerar cinco ventajas esenciales que por si solas recomiendan el uso del aire en vez del agua para resolver algunos problemas.

1. Debido a la baja densidad del aire (aproximadamente unas ochocientas veces menor que la del agua) los requerimientos estructurales de la conducción y del propio modelo son mínimas ;
2. Por la misma razón, las demandas de potencia para hacer circular el aire se reducen considerablemente.
3. El estancamiento del fluido es un conducto de aire no es tan importante como en el agua, ya que en conductos de aire no existen problemas de humedad y fugas.
4. Con la atmósfera, sirviendo como fuente inagotable de abastecimiento, no es necesario la conducción y almacenamiento del agua. Se eliminan los costos de construcción de cisterna y tanques de carga constante.
5. La instrumentación se simplifica considerablemente y las técnicas de visualización de los fenómenos es mas simple.

Aparentemente en la solución de problemas hidráulicos a estas ventajas se oponen los efectos de las tres principales características de los líquidos que los distinguen de los gases, el módulo de elasticidad relativamente alto del agua $E = dp / - \frac{dv}{v}$, la tendencia a la discontinuidad cuando se alcanza la presión de vaporización del líquido y habilidad de mantener una superficie libre. Por esta razón parecería que el aire no puede reemplazar al agua para propósitos experimentales bajo condiciones que incluyen los efectos de compresibilidad, gravitación o atracción gravitacional. Sin embargo, no es enteramente el caso. Por una parte el aire puede alcanzar velocidades hasta de 500 pie/sg. sin que se manifiesten los fenómenos de compresibilidad.

El estudio del efecto de cavitación real requiere obviamente el uso de agua; sin embargo, las pruebas explorativas de aire reducen la extensión necesaria de la investigación final y con ello un buen porcentaje del costo total y dificultad de las pruebas.

Velocidades del orden de 500 pie/sg. se pueden alcanzar fácilmente en un túnel de viento, de manera que es posible alcanzar número de Reynolds muy grandes, sin llegar a velocidades supersónicas. En esto existe aparentemente una contradicción pues, si bien el número de Reynolds ($Re = \frac{v\ell}{\nu}$)

varía directamente con la velocidad, también lo hace con la viscosidad cinemática, y la del aire es quince veces mayor que la del agua.

Estas velocidades se pueden obtener en secciones mayores que para el agua, lo que permite probar modelos más grandes. Por otra parte, muchas de las condiciones de capa límite investigadas en el laboratorio hidráulico son independientes de los fenómenos viscosos para los cuales el Número de Reynolds es el criterio esencial. En otras palabras, los efectos geométricos, más que los de superficie, son los que predominan en hidráulica, ya que son relativamente independientes de la velocidad, escala y de la influencia viscosa.

Ha sido en los EE.UU. y en la Unión Soviética donde se ha utilizado ampliamente el túnel de viento en la solución de problemas de Mecánica de los fluidos. Si bien la técnica de los modelos con aire fue primero desarrollada en base a problemas de aerodinámica, su aplicación se ha extendido a otras ramas de la ingeniería.

Cuando un cuerpo se mueve en un medio determinado o sobre él se mueve un cierto fluido, se desarrolla sobre él fuerzas que son debidas a la viscosidad del medio, inercia, elasticidad y gravedad.

La fuerza de inercia es proporcional a la masa de aire afectada y a la aceleración que a esta masa se le comunica, puesto que una gran masa de aire se ve afectada por un cuerpo en movimiento y cada partícula en diferente cantidad. Se puede decir que la fuerza de inercia es el resultado de dar una aceleración constante a un volumen efectivo de aire. Si denominamos a este como Kl^3 donde l es una longitud característica del cuerpo y k una constante para la forma particular del cuerpo.

Se puede escribir:

$$\text{Fuerza de inercia: } F_i \sim \frac{\rho l^3 v}{t}$$

ρ = densidad

v = velocidad

t = tiempo

Sustituyendo:

$$\frac{l}{v} = t ; \quad \frac{\rho l^3 v}{t} = \frac{\rho l^3 v}{\left(\frac{l}{v}\right)} = \rho l^2 v^2$$

Por tanto

$$F_i \sim \rho l^2 v^2$$

Fuerza de viscosidad = $F_v \sim \mu V l$

μ = viscosidad del aire $\left| \frac{\text{lb} \cdot \text{seg}}{\text{pie}^2} \right|$

$$v \left| \frac{\text{pie}}{\text{sg}} \right|$$

$$\ell \left| \text{pie} \right|$$

Fuerza de gravedad = $F_g = \rho \ell^3 g$

g = aceleración de la gravedad $\left| \frac{\text{pie}}{\text{sg}^2} \right|$

Por definición el módulo de elasticidad de volumen de un gas es el esfuerzo que se necesita para producir un cambio de una unidad de volumen. Se le da el símbolo E y sus unidades son lb/pie^2

Se tiene entonces:

Fuerza elástica $\sim E \ell^3$

La velocidad del sonido está relacionado con el aire por

$$E = \rho a^2$$

Por lo tanto se puede escribir

Fuerza elástica; $F_e = \rho a^2 \ell^2$

De lo anterior se puede obtener las siguientes relaciones:

Número de Reynolds; $Re = \frac{\text{Fuerza de inercia}}{\text{Fuerza de viscosidad}}$

$$= \frac{\rho}{\mu} v \ell$$

$$\text{Número de Mach} = \frac{\text{Fuerza de inercia}}{\text{Fuerza elástica}} = \frac{V}{a}$$

$$\text{Número de Froude} = F = \frac{\text{Fuerza de inercia}}{\text{Fuerza de gravedad}}$$

$$= \left(\frac{V^2}{2g} \right)^{1/2}$$

Un gran número de túneles de viento son muy sensibles al Número de Reynolds (Re).

Un Re "crítico" distingue entre regímenes laminar y turbulento.

Un modelo que tenga condiciones tales que su Re y M sean iguales a las del original tendrá fuerzas y momentos que pueden ser colocadas a escala directamente, las líneas de corriente en los dos cuerpos serán exactamente similares. Si el cuerpo es el que se mueve original y modelo deberán tener el mismo F.

Estas tres condiciones rara vez se aplican simultáneamente, en nuestro caso en el que el modelo permanece fijo pie de significación.

Para un valor de $M < 0,4$ los efectos de M rara vez son importantes, sobre valore de 1.500.000 los efectos de Re son frecuentemente predecibles. De aquí que para una gran

mayoría de problemas los modelos son adecuados para efectuar investigaciones de alta calidad y frecuentemente si no lo son se puede lograr que sean con algunas modificaciones en las características del flujo. Se puede incrementar la presión para incrementar Re , usar gases con diferente característica que reducen la velocidad del sonido en el medio y ahorra potencia en el túnel. Cuando se desea obtener un F , el término al cuadrado permite que con un pequeño incremento de velocidad, obtener grandes incrementos en F .

b. APLICACIONES

Las aplicaciones de un túnel de viento son muy amplias, entre otras se puede citar:

Hidráulica.- Diseño de cambio de geometría en conducciones forzadas o en superficies libres, diseño de turbinas, transporte de sedimentos; problemas locales en ríos, diseño de compuertas, problemas de saltos hidráulicos, difusión de corrientes, simulación de los efectos de turbulencia alrededor de cuerpos como pilares de puentes o de apoyo de compuertas, o, sobre las paredes de un conducto, estudio de corrientes de densidad en presas o en estuarios usando aire a diferentes temperaturas; problemas locales de erosión y depósitos.

Las leyes de similitud y las técnicas de experimentación deberán adaptarse a cada problema particular. Es más, en aquellos problemas de empujes de viento y vibración de estructuras existirán dos grupos de leyes de semejanza. El primero se refiere a las leyes de similitud privadas de la mecánica de fluidos, que hay que respetar para simular lo mejor posible la forma de las sollicitaciones por viento en el modelo. El segundo grupo, se refiere a las leyes de similitud elástica que se deben satisfacer para que los efectos sobre el modelo (vibraciones, deformaciones, esfuerzos, etc.) guarden la semejanza correspondiente con el prototipo.

Son quizás las leyes de similitud para problemas de Meteorología las más difíciles de satisfacer, debido a que en ellos intervienen efectos de gravedad, viscosidad, compresibilidad y términos difíciles de satisfacer simultáneamente. Son entonces los efectos más importantes lo que se simulan en el modelo y los demás solo en forma aproximada.

Las técnicas de experimentación se refiere a los procedimientos seguidos para simular físicamente los fenómenos en el modelo, su visualización y la mediación de las características claves del mismo. Estas técnicas serán tan refinadas como lo amerite el problema a estudiar.

c. INSTRUMENTACION

A fin de determinar las características de flujo en un túnel de viento y por supuesto cambiarlos si no son satisfactorios. Primero es necesario saber que magnitudes son las que deben medirse y los instrumentos que la experiencia ha demostrado que son los mejores para realizar este trabajo.

Una corriente de aire de baja velocidad queda definida cuando se conocen; presión estática, presión dinámica, presión total, temperatura, turbulencia. Entonces se puede calcular la velocidad, el número de Reynolds, etc.

Este capítulo es un bosquejo de algunos métodos para medir estas variables.

DETERMINACION DE LA PRESION ESTATICA.- Para flujo uniforme se puede usar el orificio piezométrico el cual mide la presión del fluido en la pared, para este tipo de flujo la presión varía en dirección normal a la línea de corriente.

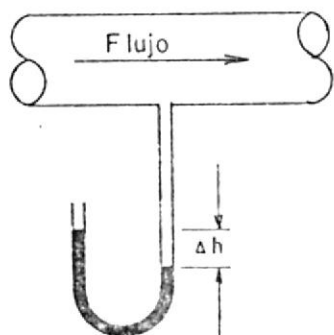


FIG.1.- Presión estática, orificio piezométrico.

$$\Delta p = \gamma \Delta h$$

Δp = diferencia entre la presión estática del fluido y la presión atmosférica.

γ = peso específico del fluido en el tubo piezométrico.

Δh = diferencia de niveles en el tubo.

El piezómetro abierto debe ser pequeño con una longitud de entrada de por lo menos dos veces el diámetro, debe ser normal a la superficie y sin rugosidades que falseen la medida, es conveniente usar varios piezómetros dispuestos de tal manera que formen un anillo de piezométrico, evitando las rebabas y asperezas a la entrada y proximidades de la abertura.

Para la medición de presión estática en superficies rugosas, se usa el tubo estático que consiste en un tubo cuyo extremo cerrado va orientando hacia arriba y con pequeños agujeros hacia aguas abajo de la proa. En este aparato se supone que el fluido se mueve a lo largo del tubo como si no tuviera perturbación. Fig. 2.

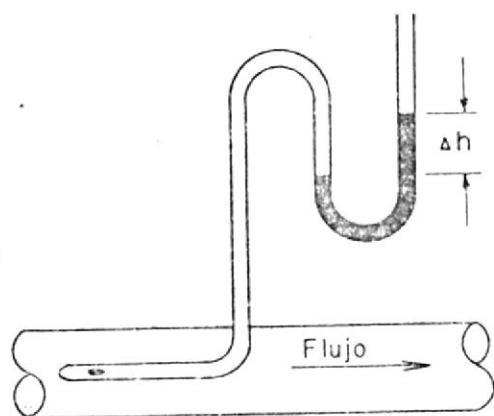


FIG. 2.- Presión estática
tubo estático

Este tubo debe ser cuidadosamente calibrado a fin de que no exista alteraciones debido a la proa y a la parte normal del flujo.

A fin de calibrar al tubo estático se lo puede colocar en una sección donde se haya colocado un piezómetro. Fig. 3.

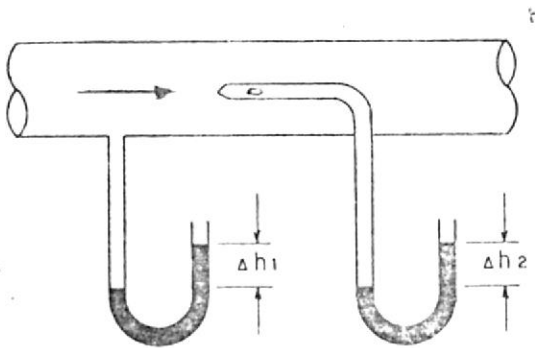


FIG. 3.- Calibración de un tubo estático.

Para el piezómetro

$$P_1 = \gamma_1 \Delta h_1$$

Para el tubo estático

$$P_2 = \gamma_2 \Delta h_2$$

Entonces

$$P_1 = P_2$$

$$\gamma_1 \Delta h_1 = K \gamma_2 \Delta h_2$$

Donde K es el factor de corrección que se va a determinar.

Si el fluido en el piezómetro y en el tubo estático es el mismo

$$\begin{aligned} \gamma_1 &= \gamma_2 \\ \Delta h_1 &= K \Delta h_2 \end{aligned}$$

$$K = \frac{\Delta h_1}{\Delta h_2}$$

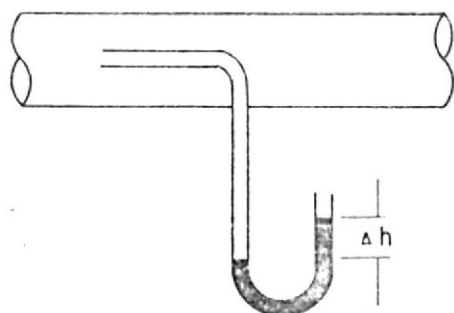
Con este valor de K se harán entonces los ajustes necesarios.

En el caso de usar manómetros, como se indica en la Fig. 3 o bien un manómetro diferencial, se podrá leer directamente la diferencia de presión. Tanto manómetros como manómetros diferenciales deberán ser muy sensibles y su lectura fácil

para ser confiables.

DETERMINACION DE LA PRESION DINAMICA Y TOTAL.- Mediante un tubo Pitot conectado a un sistema de medida, tubo en U o manómetro determinamos la presión de estancamiento o total.

Fig. 4.



$$P \text{ total} = p \text{ estática} + p \text{ diná-} \\ \text{mica.}$$

$$P \text{ dinámica} = p \text{ total} - p \text{ estática.}$$

FIG. 4.- Tubo Pitot para deter-
minación de Presión
dinámica.

De lo anterior vemos que el tubo de Pitot es un valioso ins-
trumento para la medición de presiones, por tanto es conve-
niente que se haga un estudio sobre él.

Un tubo de Pitot normal se muestra en la Fig. 5.

También se puede contar con el diseño Prandtl para un tubo
Pitot. Fig. 6.

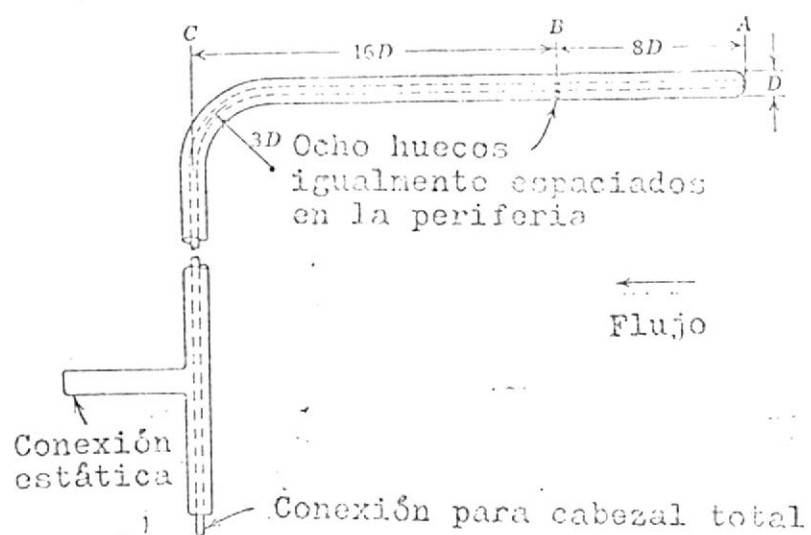


FIG. 5.- Tubo de Pitot normal

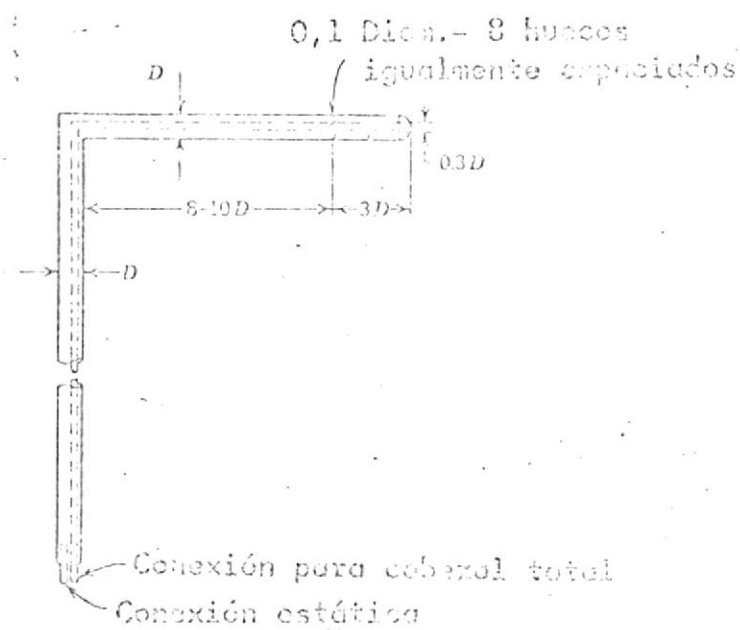


FIG. 6. Diseño Prandtl de tubo de Pitot

El tubo de Pitot es fácil de adquirir, pero tiene algunos errores inherentes. Se puede obtener mediciones de la pre si ón di n á m i c a con un error de 0,1%.

Ha sido demostrado por experiencia que un tubo de presión total con punta hemisférica puede medir esta presión total, independientemente del orificio abierto si la desviación con respecto a la corriente es menor de 3° . Un tubo de Pitot de punta cuadrada nos permitirá desviaciones mayores sin errores, pero tanto el punta cuadrada como el punta re don da sufren errores si son usadas con número de Reynolds demasiado bajo o muy cerca de las paredes. Correcciones pa ra los tubos de pitot de punta cuadrada en estas condi ci o ne s se dan en las Figs. 7 y 8.

Los tubos estáticos sufren dos efectos: (1) La concentración de la línea de flujo cerca de la punta reduce la pre si ón a lo largo del tubo de tal manera que la presión es t á t i c a, sobre los orificios estáticos es menor. La cantidad de error se ve en la Fig. 7. (2) Una región de alta presión existe delante del vástago que tiende a hacer que la presión estática indicada sea demasiado alta. Estos dos efectos se pueden cancelar el uno al otro si los agujeros estáticos están propiamente localizados. El tubo es t á t i c o "pitot normal" no usa este principio, los agujeros es t á t i c o están tan cerca de la punta que cualquier pe que ña de s

viación o daño en la punta produce un error relativamente grande en la lectura.

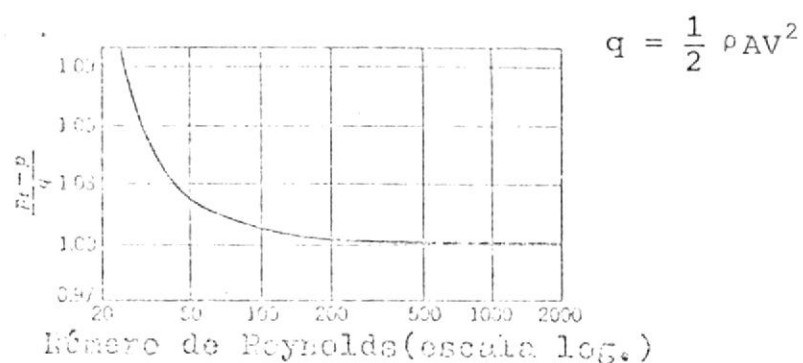


FIG. 7.- Rendimiento de un tubo Pitot a bajo número de Reynolds.

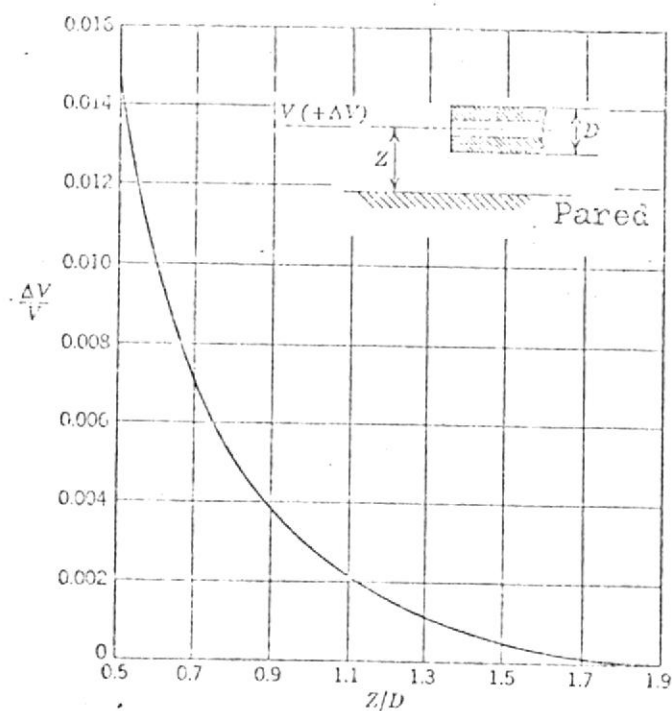


FIG. 8.- Corrección de velocidad para un tubo de Pitot circular cerca de una pared

El diseño de Prandtl no requiere correcciones pero debe ser controlada su exactitud. Existen tubos Pitot estáticos que deben ser examinados para determinar su error de proa y vástago y determinar los factores de corrección.

La exactitud de un tubo de Pitot cuando está inclinado - con respecto a la corriente de aire se da en la Fig. 9.

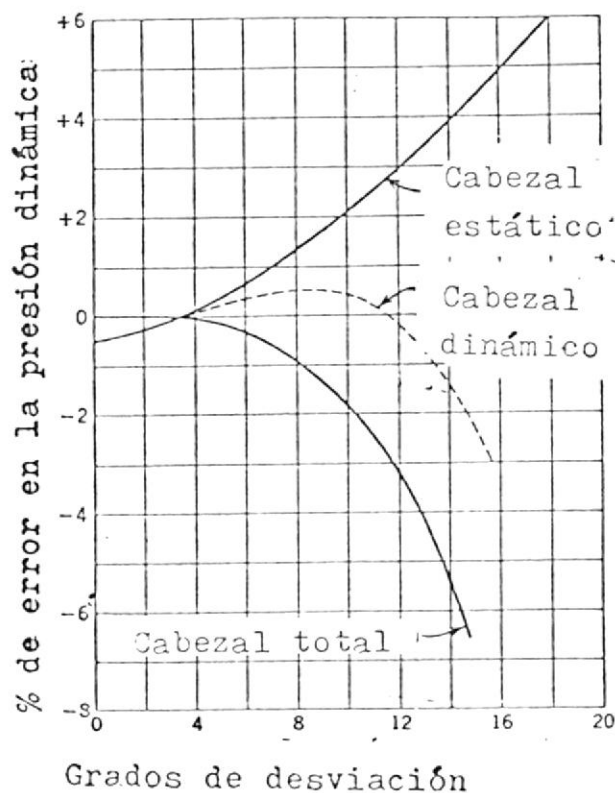


FIG. 9.- Rendimiento de un tubo de Pitot estático cuando está desviado.

APLICACION DE LOS TUBOS KIEL.- Este instrumento es usado en aquellos lugares donde la dirección de flujo es incierta pues su exactitud se mantiene inalterable para amplios valores del ángulo de desviación, un esquema de éste se da en la Fig. 10 y su comportamiento en la Fig. 11.



FIG. 10.- Tubo de Kiel

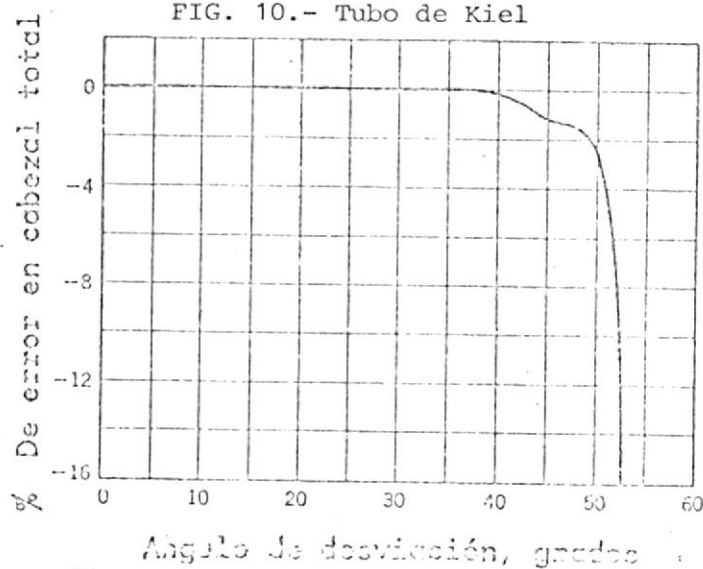


Fig 11. Efecto de la Desviación en un tubo de kiel

TEMPERATURA DE LA CORRIENTE.- Para velocidades subsónicas la temperatura puede ser medida con suficiente exactitud simplemente colocando un termómetro en algún lugar donde la turbulencia que este produce no tenga consecuencias.

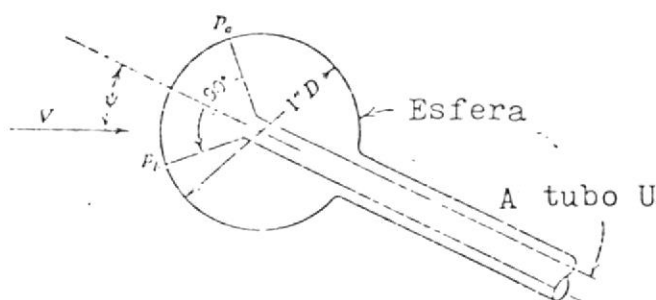


FIG. 12.- Indicador de desviación de flujo tipo esfera.

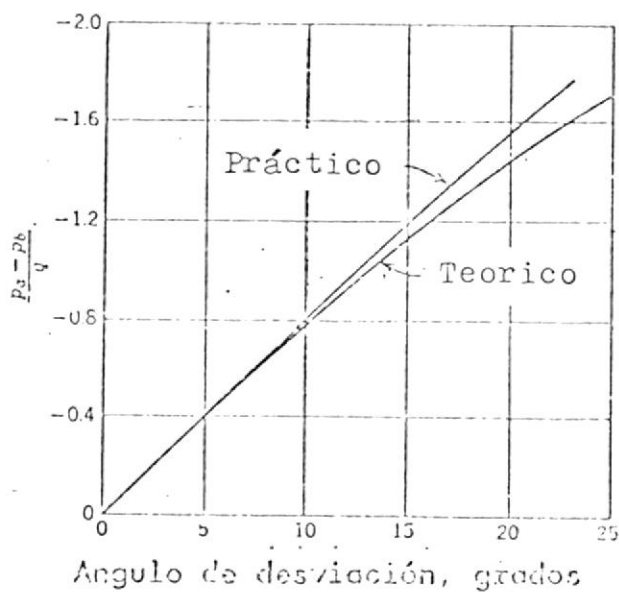


FIG. 13.- Calibración del indicador de desviación de flujo tipo esfera.

Es conveniente llevar un registro de la temperatura del túnel en cada carrera puesto que el número de Reynolds varía ampliamente en los cambios de temperatura.

DIRECCION DE FLUJO.- Para indicar la dirección del flujo se usa con resultados satisfactorios el "Indicador de Flujo de Tipo Esfera" el cual tiene dos orificios generalmente apartados: 90° en la cara frontal de la esfera.

Obviamente si están exactamente ubicados indicarán iguales presiones cuando el flujo está directamente a lo largo del eje o alternativamente indicarán un valor constante de $\Delta P/q$ por cada grado que el flujo esté desviado. Un segundo o quizás mejor método es graficar $(p_a + p_b)$ $(p_a - p_b)$ contra ángulo de desviación.

Este último gráfico obvia la necesidad de conocer la presión dinámica q a fin de calcular la dirección del flujo.

En la Fig. 12 se da un esquema de este instrumento y en la Fig. 13 se comparan los valores teóricos reales de $\Delta P/q$ para el indicador de flujo tipo esfera.

RASTRILLOS.- Un banco de tubos de cabezal total se emplea frecuentemente para conseguir muchas lecturas simultáneas en sitios como una estela, con menor frecuencia se usa un

banco de tubos estáticos. Rastrillo típico se muestra en la Fig. 14.



FIG. 14.- Rastrillo de cabezal total

Las estelas alcanzan rápidamente la presión estática de la corriente libre pero frecuentemente se necesita chequear unos pocos puntos. Es costumbre encontrar varios tubos es táticos dispuestos a lo largo de los tubos de cabezal total. Estos pueden ser localizados convenientemente fuera del plano de los tubos de cabezal total. (Alrededor de dos o tres centímetros) pero ellos deben ser calibrados correctamente antes de aceptar su lectura. Un conveniente a grupamiento sobre la cabeza hemisférica con la que deben estar equipadas pueden reducir su error a cero. Rara vez un rastrillo de tubos de cabezal total está provisto con tubos de cabezal estático que se desliza sobre los tubos de

cabezal total y convierten al rastrillo en un rastrillo es
tático. Aunque esto es conveniente, el aparato debe constante
mente ser chequeado.

Los rastrillos de presión estática son seriamente afectados por el cuerpo del mismo y requieren un considerable ajuste y calibración antes de ser usados.

Generalmente al cuerpo del rastrillo hace que la lectura - sea alta y acortando la distancia de los orificios de la punta
del tubo el error puede ser eliminado.

INDICADORES DE CAPA LIMITE.- El indicador de capa límite Fig. 15 es un banco de tubo planos de presión total dispuestos de tal manera que lean la presión total en varios lugares muy cercanos a la superficie. Se usan para localizar el punto de transición entre capa laminar y turbulencia e investigar el espesor de esta capa límite. Este instrumento se maneja de la siguiente manera.

El tipo de flujo de capa límite que existe en algun punto de un ala puede ser determinada desde el gradiente de veloci
dad en la capa límite. Los gradientes para capa límites laminar y turbulenta se muestra en la Fig. 16.

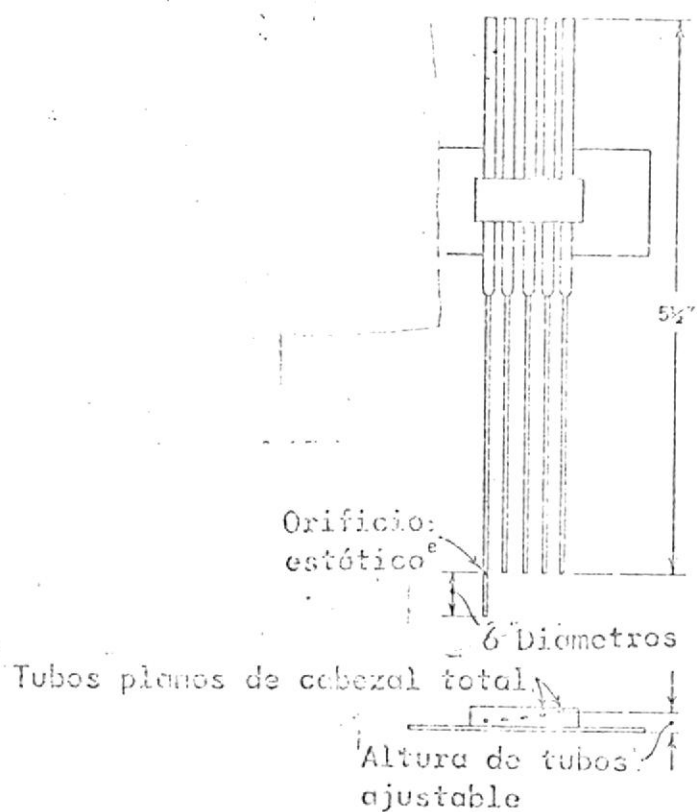


FIG. 15.- Indicador de capa límite

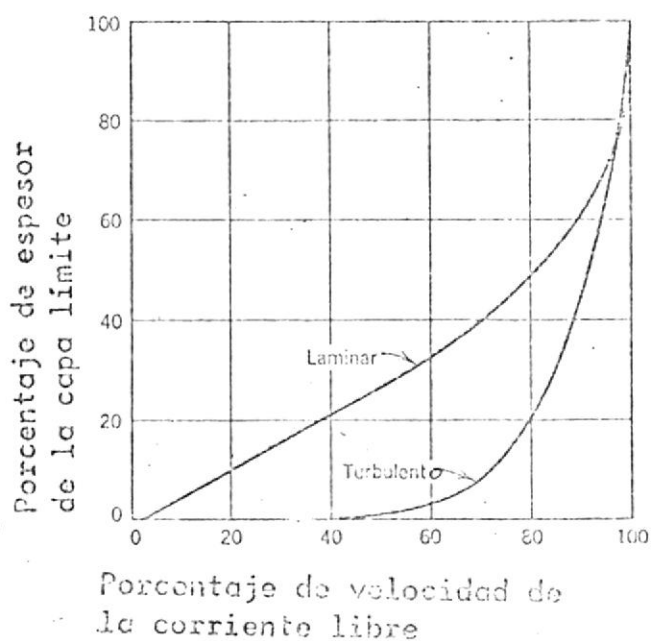


FIG. 16.- Distribución de la velocidad en capas límite laminar y turbulento

El indicador es primero fijado en el ala (cinta scotch puede ser usada) cerca del borde frontal con los tubos de presión total ajustado de tal manera que estén dentro de la capa límite. Se toman las lecturas de los cuatro tubos de presión total y del tubo de presión estática y puesto que la presión estática es esencialmente constante a través de la capa límite las cuatro velocidades pueden ser calculadas.

El instrumento es entonces movido a un punto un poco más atrás y el proceso se vuelve a repetir dando un gráfico similar al de la Fig. 17.

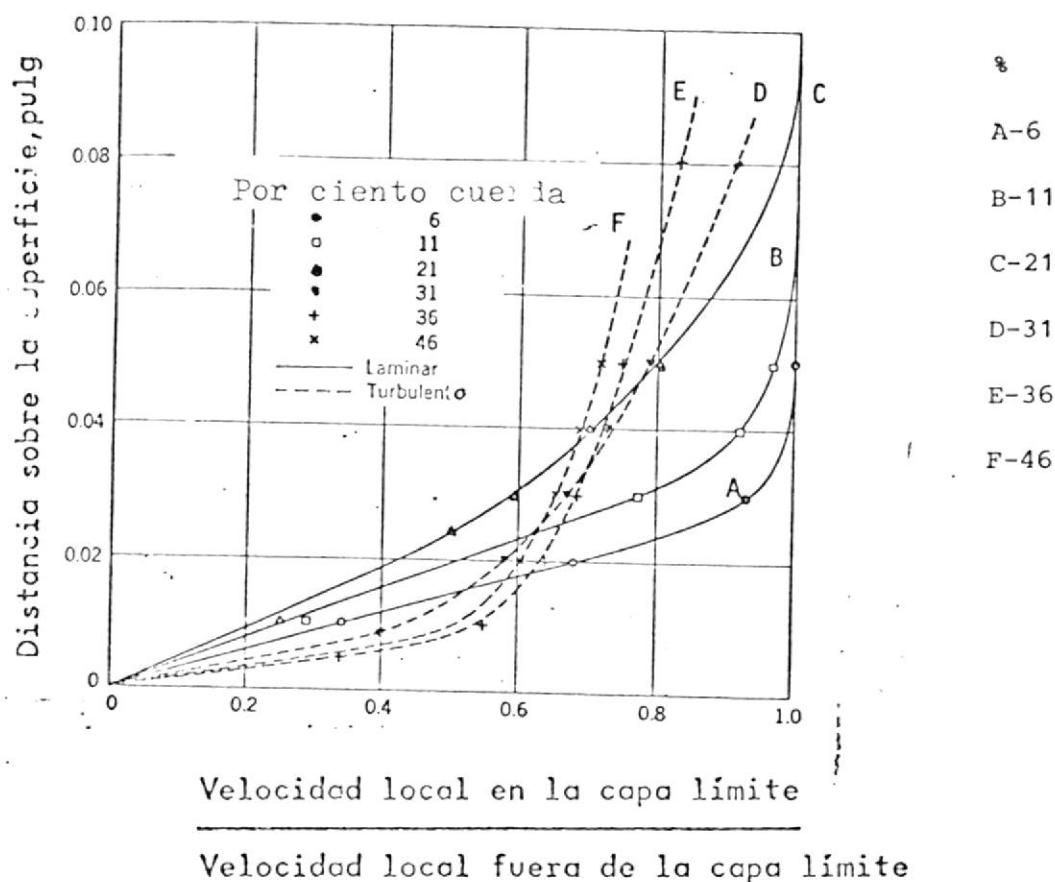
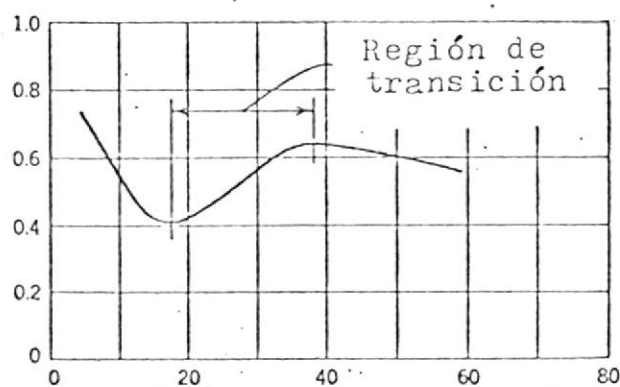


Fig 17. Distribución de la velocidad dentro y fuera de la capa límite a diferentes alturas sobre la superficie

El instrumento puede ser pegado al ala (con cinta adhesiva) cerca del borde frontal con los tubos de presión ajustados de tal manera que estén dentro de la capa límite. Las lecturas de cuatro presiones totales y una presión estática es esencialmente constante a través de la capa límite, las 4 velocidades pueden ser calculadas. El indicador de capa límite se mueve entonces un poco más atrás y el proceso se repite dando un gráfico similar a la Fig. 17.

Velocidad local en la capa límite a 0,02"
sobre la superficie
Velocidad local fuera de la capa límite



Distancia desde el borde frontal
en % de cuerda

Fig. 18. Velocidad de la capa límite a una altura constante sobre la superficie

Una vista en otras coordenadas de la FIG. 17 se ve en la Fig. 18. La velocidad de la capa límite a una altura constante sobre la superficie. La interpretación de la Fig. 18 es que el flujo progresa a lo largo del ala, la capa límite se hace cada vez de mayor espesor y los puntos a altura constante se

hacen progresivamente más profundos con relación al espesor de la capa límite y por lo tanto la velocidad tiene valores cada vez más bajos. Finalmente la región de transición se alcanza. La capa límite es entonces absorbida por el flujo turbulento y el punto retorna a alta velocidad. La Fig. 18, indica que la transición ocurre en un punto a 18% de la cuerda. Debe notarse que el cambio de laminar a turbulento no ocurre en un punto, sino en una región, la longitud de esta región aumenta con el número de Reynolds.

Existen muchos métodos para determinar la localización de esta región. Ellos incluyen:

1. Dibujar el gradiente de velocidad en la capa límite y determinar si el flujo es laminar o turbulento por su pendiente.
2. Determinar el comienzo de la transición como el punto donde de la velocidad es mayor, también mediante un gráfico.
3. Leer la presión estática a una pequeña altura sobre la superficie determinando la transición por una ligera caída en el gráfico de la presión estática versus % de la cuerda.
4. Leer la presión dinámica a una pequeña altura a una mínima sobre la superficie y observando el mínimo valor de

"q" en un gráfico de q versus % de la cuerda.

5. Leer si q, la presión estática o presión total y notar el punto de transición por una ligera oscilación en la columna de fluido.
6. Leyendo la velocidad a una pequeña altura sobre la superficie con un anemómetro de hilo caliente y notando la transición como una región de inestabilidad en el medi
dor.
7. Leer las velocidades a una pequeña altura sobre la superficie con un anemómetro de hilo caliente y notar el punto de transición en el lugar donde la velocidad es mínima.
8. Con cuidado se sopla hollín sobre la superficie con un tubo adecuado, el punto de transición es aquel donde el humo se dispersa en la corriente.
9. Pintar la superficie con una sustancia que se evapore lentamente, la evaporación será más rápida donde el flu
jo es turbulento.
10. Con un estetoscopio de médico unido a un tubo de presión total, éste se desplaza a través de la superficie, en la región de flujo laminar se escuchará como un lige
ro susurro, cuando el flujo se hace turbulento el soni
do cambia.

III. DISEÑO Y CALCULO

a. RANGO DE VELOCIDAD DE OPERACION

El tunel de viento subsónico como su nombre lo indica es el que su fluido (aire) se mueve con $M < 1$.

Por definición

$$M = \frac{V}{a}$$

a = velocidad del sonido

Si $M \ll 1$ para que el flujo pueda ser considerado incompresible.

$$\frac{V}{a} \ll 1$$

$$V \ll a$$

$$V \ll \sqrt{K g_0 R T}$$

$$V \ll \sqrt{1.4 \times 32,2 \times 53,34 T}$$

$$V \ll 49,03 \sqrt{T}$$

Las velocidades que no deberán sobrepasarse a diferente temperatura serán según la siguiente tabla:

<u>t°F</u>	<u>V pies/seg.</u>
32	1088
40	1096

<u>T°F</u>	<u>V pies/seg.</u>
50	1107
60	1118
70	1129
80	1139
90	1150
100	1160

Cuando se diseña un túnel de viento subsónico no es suficiente que $M < 1$ sino que $M \ll 1$, para que el aire pueda ser considerado incompresible. Surge la pregunta. ¿Cuál es el valor apropiado de M ? Para que el fluido cumpla este requerimiento.

Según Alan Pope, Director de Aerospace Project Sandia Corporation en su obra "LOW SPEED WIND TUNNEL TESTING"⁽⁷⁾ recomienda en base de experiencia que la velocidad debe ser menor que 300 millas/hora y es bajo este criterio que continuaremos en este trabajo. Como se ve este valor es aproximadamente el 40% de los valores de la tabla anterior, más para las aplicaciones que tendrá este túnel esta velocidad es más que suficiente.

Las características del aire que fluye bajo estas condiciones serán analizadas posteriormente.

b. SELECCION DEL TIPO DE SECCION Y AREA DE PRUEBA

Se tomará para este diseño una sección circular que por su sencillez y facilidad de construcción la hace apta para el propósito de esta tesis, o sea las pruebas de laboratorio.

Este tipo de sección ha sido exitosamente probado en los siguientes lugares. (7)

T A B L A 1

NOMBRE	LOCALIZACION	V _{máx.} mph	Razón de energía	Diámetro (pies)	Hp	L
U. de Stan- ford	Stanford CAL (USA)	100	1.68	7.5	12	-
RAE Free Spinning	Farborangh INGLATERRA	375	0.6	12	120	2.3
Hispano Suiza	Paris FRANCIA	208	2.94	16.4	4000	161D
Adnichik	Moscu URSS	80.5	1.53	4.9	47	-
Joukouski	Moscu URSS	112	3.1	9.8	350	-
Moscow Technical School	Moscu URSS	107	3.5	4.9	-	-

Esta tabla de datos de un número de túneles que no es completa, pues se han omitido muchos del tipo "Salon de clase" o sea los más pequeños.

(7) El número entre paréntesis colocado en la parte superior corresponde a la bibliografía.

Se tomará una sección de $A = 2$ pies

Por tanto:

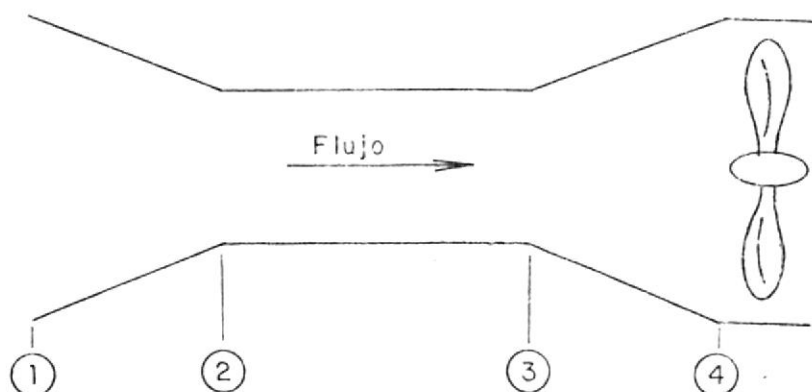
$$A_{23} = \frac{\pi D^2}{4}$$

$$A = 2 \text{ pies}^2$$

$$D_{23} = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} = 1.59 \text{ pies} = 19.5 \text{ ''}$$

c. FLUJO DE AIRE

Se usará la geometría indicada en la Fig. 19. Las dimensiones definitivas serán calculadas posteriormente. La única característica que quedará ya establecida es que la sección de pruebas tenga 2 pies² de área.



L_{12} = longitud del cono de entrada

L_{23} = longitud de la sección de pruebas = $3D_{23}$

L_{34} = longitud del cono de salida.

$$\frac{A_1}{A_2} = n$$

FIG. 19.- Esquema típico de túnel de viento subsónico V/STOL tipo abierto

Como se ve el túnel constará de:

Cono de entrada

Sección de pruebas

Cono de salida

Ventilador

Cono de entrada.- Idealmente la forma del cono de entrada debe ser seleccionado de tal manera que el incremento de velocidad desde la entrada hasta la sección de pruebas sea gradual y continuo. Prácticamente esto solo sucede a lo largo de la línea de centro porque se produce un gradiente de presión adverso que a veces produce la separación de la capa límite. Una solución usada hace algunos años en Alemania consiste en un estrangulamiento de $0,05D$ alrededor del comienzo del cono de entrada.

La Fig. 20 muestra los perfiles típicos en un cono de entrada.

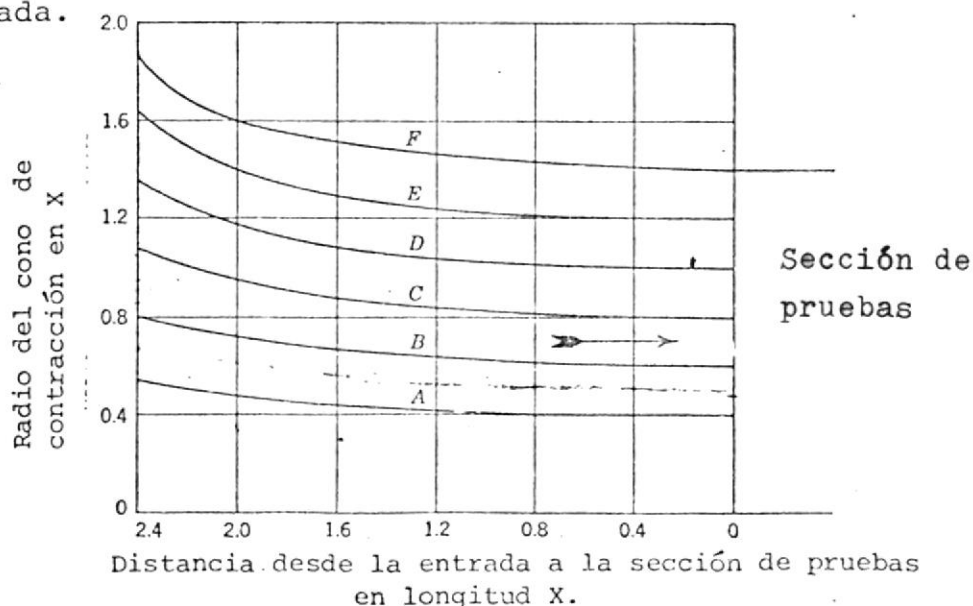


FIG. 20. Curvas adecuadas para el cono de entrada

Supongamos que la variación de la velocidad en la entrada es v_1 de la velocidad promedio V_1 y que en la sección de pruebas es v_2 del valor promedio V_2 . Si escribimos la ecuación de Bernoulli entre las dos secciones tenemos:

$$P_1 + \frac{1}{2} \rho (V_1 + v_1)^2 = P_2 + \frac{1}{2} \rho (V_2 + v_2)^2$$

Desarrollando y suponiendo que hay poca pérdida entre los dos puntos.

$$P_1 + \frac{1}{2} \rho V_1^2 = P_2 + \frac{1}{2} \rho V_2^2$$

Tenemos que:

$$v_1^2 + 2v_1V_1 = v_2^2 + 2v_2V_2$$

Dividiendo todo por $V_1^2 V_2^2$ y despreciando $(v/V)^2$ por muy pequeña tenemos

$$v_2/V_2 = V_1^2 v_1/V_2^2 V_1$$

Pero

$$V_1^2/V_2^2 = 1/n^2$$

Donde n es el radio de contracción

Por tanto

$$v_2/V_2 = 1/n^2 \cdot v_1/V_1$$

O la variación en velocidad es proporcional al cuadrado de la contracción. Se puede ver que una gran contracción tal

como la de 1,5 a 1 es de gran ayuda para obtener un buen chorro de flujo.

En la sección de pruebas.- Si se considera que el flujo de aire en la sección de pruebas cumple con las siguientes condiciones:

Gas ideal
 Area constante
 Adiabático
 Flujo estable
 Unidimensional

Entonces también cumplirá con las siguientes relaciones, los valores con subíndice indican condiciones aguas arriba.

Energía

$$h_1 + \frac{V_1^2}{2} = h + \frac{V^2}{2} = h_0$$

h_0 = Entalpia de estancamiento

Cantidad de movimiento

$$(p_1 - p) A - \tau_0 L c = A(\rho V^2 - \rho_1 V_1^2)$$

τ_0 = Esfuerzo cortante en la pared

L = Longitud

c = Distancia circunferencial

Continuidad

$$A_1 \rho_1 V = \rho V A \quad A_1 = A$$

Ecuación de estado

$$\frac{P_1 V_1}{T_1} = \frac{P V}{T}$$

Relación de propiedad

$$S - S_1 = C_v \ln \left(\frac{h}{h_1} \right) + R \ln \left(\frac{v}{v_1} \right)$$

De las ecuaciones anteriores podemos determinar las variaciones de las propiedades para flujo de gas ideal, unidimensional, subsónico y área constante.

Valores que aumentan entropía, número de Mach, velocidad.
Valores que disminuyen; Entalpía, temperatura, densidad.

Cono de salida.- Esta sección es el nexo de unión entre la sección de pruebas y la cámara del ventilador, como en el cono de entrada también deberá permitir un cambio gradual de velocidad entre estas dos secciones. El análisis es similar al del cono de entrada.

Por tanto si llamamos con el subíndice 0 a las condiciones en la sección de pruebas y en el subíndice s a los salida tenemos:

$$\frac{V_0}{V_0} = \frac{1}{n^2} \cdot \frac{V_S}{V_S}$$

donde n es la razón de contracción

d. CALCULO DE PERDIDAS

Para calcular las pérdidas estableceremos cuales son las características del túnel.

Velocidad máxima	= 24.000 pies/min.
Material	= latón
Area	= 2 pies ²
Longitud	= (3D) 57"
Número de Mach	= 0,35

1. En el cono de entrada

El flujo adiabático sin rozamiento o isoentrópico es un ideal que no se puede alcanzar en el movimiento de los gases reales. Sin embargo, para el caso de toberas donde los efectos del rozamiento son menores debido a la distancia corta del trayecto, se toma una aproximación.

El cono de entrada a la sección de pruebas será analizada pues como una tobera por el que fluye aire isoentrópicamente, por lo tanto las pérdidas por fricción serán cero, no así los cambios de presión que si son conside-

rables debido al aumento de velocidad del aire a medida que el área disminuye.

En la Fig. 20 haciendo $X = D_2/2 = 1,6/2 = 0,8$ pies encontramos que el perfil adecuado es la curva C con

$$D_1 = 2,2 \text{ pies}$$

$$A_1 = \pi D_1^2/4 = \pi \times 2,2^2/4 = 3,8 \text{ pies}^2$$

De la misma Fig. 20; $L = 28''$

Las características de un sistema como un tunel de viento se calculan a partir de sus presiones estáticas, habíamos visto que: $P_t = P_e + P_d$

Para calcular las condiciones de entrada aplicamos Bernoulli a un punto fuera del cono lo suficientemente alejada para suponer que $V_0 = 0$. Fig. 21.

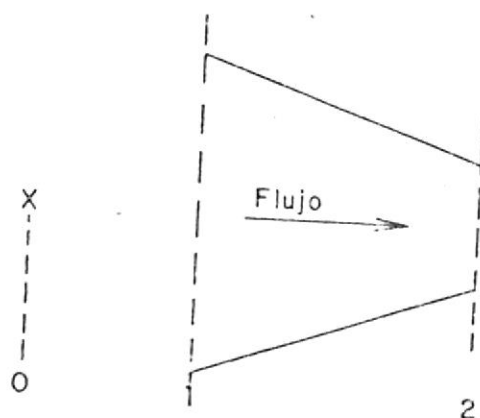


FIG. 21.- Esquema del cono de entrada

La ecuación de Bernoulli entre los puntos 0 y L.

$$P_0 + \frac{\gamma}{2g} V_0^2 = P_1 + \frac{\gamma}{2g} V_1^2$$

$$V_0 = 0$$

$$P_0 = \text{atm.} = 0$$

$$P_0 = \frac{\gamma}{2g} V_1^2 \quad (1)$$

No conocemos el valor de V_1 , por tanto:

Entre los puntos (1) y (2), asumiendo flujo incompresible y aplicando la ecuación de continuidad.

$$\rho_1 V_1 A_1 = \rho_2 V_2 A_2 \quad (2)$$

$$\rho_1 = \rho_2 \quad (3)$$

$$V_1 A_1 = V_2 A_2$$

$$V_1 = \frac{A_2}{A_1} V_2$$

$$V_1 = \frac{2.0}{3.8} \times 400 = 210 \text{ pies/seg.}$$

Aplicando este valor en (1) y recordando que:

$$1 \text{ atm.} = 14.69 \text{ lb/pulg}^2 = 406.7 \text{ pulg. de agua} = 27.7$$

$$\text{pulg. de agua/lb/pulg}^2$$

$$P_0 = 0$$

$$P_1 = \frac{0.074 \times 210^2 \times 27.7}{2 \times 32.2 \times 144} = 9.75 \text{ pulg. de agua}$$

Para usar la tabla A-2 de Flujo Isoentrópico $K = 1,4$ hacemos:

$$\frac{P_1}{P_0} = \frac{p}{P_0} = \frac{396,95}{406,7} = 0,976$$

De la tabla A-2

$$\frac{P}{P_0} = 0,976$$

Corresponde a $M = 0,18$

$$\frac{T}{T_0} = 0,99$$

$$A_1 = 3,8 \text{ pies}^2$$

$$A_2 = 2,0 \text{ pies}^2$$

$$M_1 = 0,18$$

Con $M = 0,18$ en la tabla A-2

$$\frac{A_1}{A^*} = 3,2779$$

$$A^* = \frac{A_1}{3,2779} = \frac{3,8}{3,2779} = 1,159$$

$$\frac{A_2}{A^*} = \frac{2,0}{1,159} = 1,7226$$

que corresponde a $M = 0,36$

De la fórmula $V = 49 M\sqrt{T}$

$$T = (V/49M)^2$$

$$T = (400/49 \times 0,36)^2$$

$$T = 514^\circ\text{R} = 54^\circ\text{F}$$

$$\frac{P}{P_0} = \frac{(P_2)_a}{P_0} = 0,94128$$

$$(P_2)_a = 0,94128 \times 406,7 = 382,8 \text{ pulg. de agua}$$

$$P_2 = 406,7 - 382,8 = 23,9$$

$$P_2 = 23,9 \text{ pulg. de agua}$$

Esta es entonces la presión a la entrada de la sección de pruebas.

2. En la sección de pruebas

El flujo en la sección de pruebas tiene las siguientes características.

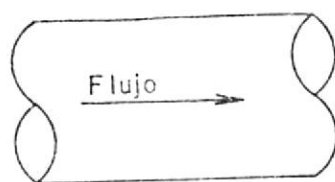
- a. Unidimensional
- b. Estable
- c. No hay transferencia de calor ni trabajo
- d. El ducto tiene área constante

Para analizar esta sección lo haremos entonces considerando este flujo como "Flujo compresible unidimensional adiabático y fricción en un ducto de área constante" y por tanto puede ser calculado por las líneas de Fanno.

Condiciones a la entrada Fig. 22.

$$M_2 = 0,36$$

$$P_2 = 13,51 \text{ lb/pulg}^2$$



$$T_2 = 519 \text{ } ^\circ\text{R}$$

$$L_{23} = 3D = 3 \times 1,592 \\ = 4,776'$$

$$V = 24.000 \text{ pie/min.}$$

FIG. 22. Esquema de la sección de pruebas

Para calcular f (coeficiente de fricción)

Aplicando el diagrama de MOODY (diagrama)

$$Re = \frac{VD}{\nu} = \frac{400 \text{ pie/seg.} \times 1,59 \text{ pies}}{1,452 \times 10^{-4} \text{ pie}^2/\text{seg.}} = 4,38 \times 10^6$$

ϵ para el latón $0,00015 \text{ cm.} = 0,00000492 \text{ pies}$

$$\frac{\epsilon}{D} = \frac{0,00000492}{1,592} = 3,08 \times 10^{-6} = 0,00000308$$

$$f = 0,09$$

Aplicando

$$\frac{P_2 - P_3}{w} = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g}$$

$$\Delta P = wf \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g}$$

$$\Delta P = 7,4 \times 10^{-2} \times 0,09 \times 3 \times \frac{400^2}{64,4} = 50 \text{ pies de aire}$$

(69 pies de aire = 1 pulg. de agua)

$$= 50 \text{ pies de aire} = \frac{\text{pulg de agua}}{69 \text{ pies de aire}} = 0,72$$

$P = -0,72 \text{ pulg. de agua}$

Por tanto

$$P_3 = - 23,9 - 0,72 = - 24,62$$

$$P_3 = -24,62 \text{ pulg. de agua}$$

Se puede observar que tanto la presión de entrada como la de salida de la sección de pruebas son prácticamente las mismas. Se puede por esta razón tomar, sin error, una presión de 24 pulg. de agua para toda la sección de pruebas.

3. En el cono de salida

El cono de salida debe ser diseñado de manera tal que; lleve el flujo de aire desde las condiciones de la sección de pruebas, a condiciones de óptima eficiencia para el uso de un ventilador axial, que es el más adecuado para este trabajo.

Conocemos entonces la dimensión del diámetro menor, para conocer el diámetro mayor, es decir el de entrada al ventilador usamos la **Graf. 1**, vemos que para un ventilador tipo axial el punto óptimo es cuando; eficiencia estática = $E_s = 0,65$, que corresponde a los valores de; velocidad específica = $N_s = 110.000$ y $D_s = 0,30$. En esta parte se hace necesario conocer las siguientes definiciones.

Velocidad específica.- Son las rpm a las que un ventilador

debería operar si se reduce proporcionalmente su tamaño para que desarrolle 1 pie³/min. de aire a condiciones normales contra 1 pulg. de agua de presión estática.

Diámetro específico.- Es el diámetro de ventilador requerido para desarrollar 1 pie³/min. de aire a condiciones normales contra 1 pulg. de agua, de presión estática, a una velocidad específica dada. Sus expresiones son:

$$\text{Velocidad específica} = N_s = \frac{\text{rpm} (\text{cfm})^{1/2}}{(\text{SP})^{3/4}} \quad (1)$$

$$\text{Diámetro específico} = D_s = \frac{D (\text{SP})^{1/4}}{(\text{cfm})^{1/2}} \quad (2)$$

De la (1) despejando SP y asumiendo N = 1.500 rpm

$$\text{SP} = \frac{\text{rpm} (\text{cfm})^{1/2}}{N_s} \quad 4/3$$

Reemplazando valores

$$\text{SP} = \frac{1.500 \times 24.000^{1/2}}{110.000}$$

$$\text{SP} = 2,71 \text{ pulg. de agua}$$

Que es la presión estática de entrada al ventilador

Despejando en (2)

$$D = \frac{D_s (\text{cfm})^{1/2}}{SP^{1/4}}$$

$$D = \frac{0.30 \times 24.000^{1/2}}{2.71^{1/4}}$$

$$D = 36,22" = D_4$$

Una longitud del cono aceptable es $L = D_4$, pues si es muy corto produce pérdidas relativamente altas a más de la alta turbulencia a la entrada del ventilador por la expansión brusca, si es muy largo aumenta innecesariamente el tamaño del túnel de viento.

Resumiendo el cono de salida tiene las siguientes dimensiones:

Longitud = Diámetro del ventilador = 36,22"

Diámetro mayor = $D_4 = 36,22"$

Diámetro menor = $D_3 = D_2 =$ Sección de pruebas = 19"

Las pérdidas en el cono del ventilador (salida), así como lo fue en la sección de pruebas es prácticamente cero, esta asunción no menoscaba en nada los resultados, tan solo son significativas las variaciones de presión las que ya fueron calculadas.

e. Selección del sistema de circulación de aire

Este tema se hizo necesario tratar en el artículo anterior y quedó entonces determinado y tiene las siguientes características:

Tipo axial

Diámetro = 36,22"

SP = 2,71 pulg. de agua

N = 1.500 rpm

N_S = 110.000

E_S = 0,65

D_S = 0,30

f. Cálculo de la potencia del sistema motriz

Con los datos anteriormente calculados podemos determinar la potencia a partir de la siguiente relación:

Potencia = caudal x presión/eficiencia

$$(L^3T^{-1}) (FL^{-2}) = FLT^{-1}$$

$$HP = \frac{\text{cfm (pie}^3/\text{min.) H (pulg. H}_2\text{O)} \times 0,0036 \text{ (lb/pulg}^2 \times \text{pulg H}_2\text{O)}}{33.000 \text{ (lb. pie/min HP)} \quad 1/144 \text{ (pie}^2/\text{pulg}^2)}$$

$$HP = \frac{\text{cfm SP}}{6.356 \text{ SE}}$$

$$HP = \frac{24.000 \times 2,71}{6.356 \times 0,65} = 15,7 = 16$$

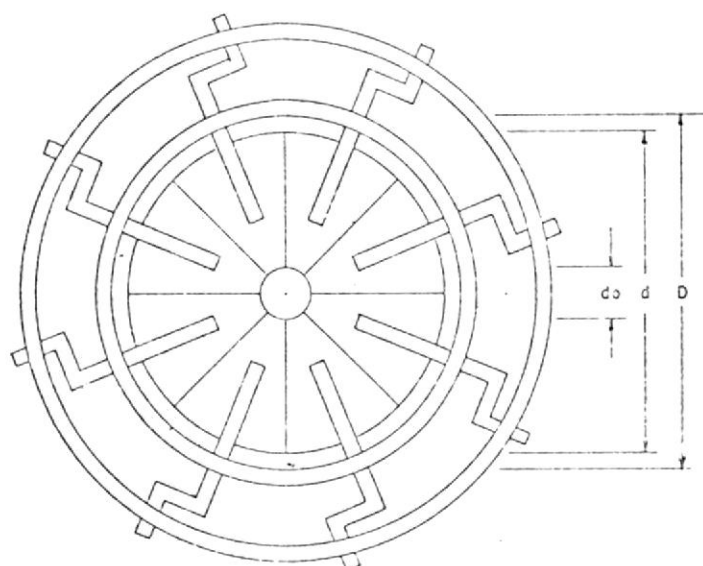
$$HP = 16$$

g. Diseño del sistema de control de flujo

Para que el flujo de aire en la sección de pruebas sea un parámetro controlable, se dispone a la entrada del túnel, inmediatamente después del cono de entrada de unas persianas radiales y de operación manual que abrirán más o menos, según se requiera mayor o menor flujo de aire, como estas persianas imprimen un movimiento de tornillo al aire es necesario que después de estas persianas se coloquen mallas estabilizadoras de flujo, estas harán que en la sección de prue

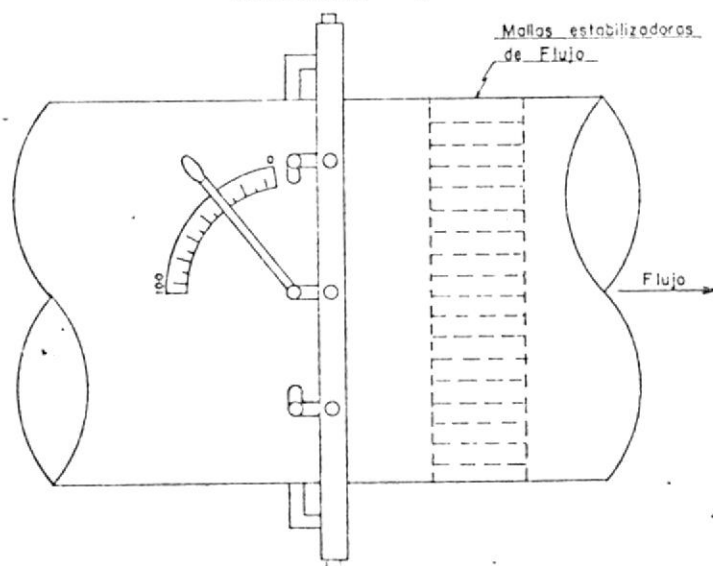
bas se mantenga las condiciones de flujo uniforme. Fig. 23.

PERSIANAS RADIALES PARA EL CONTROL DE FLUJO
DE AIRE EN LA SECCION DE PRUEBAS



VISTA FRONTAL

Abertura %



VISTA LATERAL

FIG. 23.- Persianas radiales para control de flujo

d_o = diámetro del círculo libre central.

d = diámetro del círculo formado por las paletas

D = diámetro del ducto

$\frac{D-d}{2}$ = espacio entre las paletas y el ducto con abertura 0%.

Area libre con abertura 0%.

$$A_o = \frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4} + \frac{\pi d_o^2}{4}$$

$$A_o = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2 + d_o^2)$$

Experimentalmente se puede obtener los datos para dibujar la curva de velocidad vs. abertura. Fig. 24.

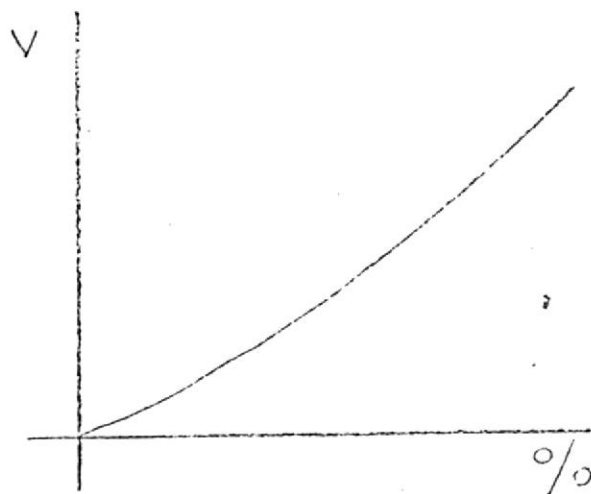


FIG. 24.- Velocidad del aire vs. % de abertura de las persianas.

h. Consideraciones Técnicas del local

El Tunel de Viento por su naturaleza es un equipo que causa molestias por el alto nivel de ruido, lo que obliga a que el lugar en que esté instalado se encuentre lejos de sitios como oficinas, aulas, bibliotecas, habitaciones, etc. Así también el local debe ser amplio para que el aire que sale de él tenga lugar a disiparse sin causar molestias a los operadores del mismo. Las entradas de aire deben ser lo suficientemente amplias.

Para el control del ruido se debe tener las siguientes precauciones generales que aseguran un funcionamiento silencioso en los alrededores del edificio.

1. El equipo deberá estar ubicado tan lejos como sea posible de lugares de quejas. Deben evitarse los lugares cerrados.
2. El equipo debe estar orientado de tal manera que las líneas de máxima radiación de sonido estén dirigidas de modo que pasen lejos de los lugares donde las mismas pudieran ser molestas. La máxima radiación de sonido es en la dirección que el aire entra o sale del túnel.
3. Se pueden usar barreras naturales o artificiales a fin de aislar el sonido de los lugares donde podrían moles

tar.

Para que estas barreras puedan cumplir con su cometido, deberán ser grandes, sólidas y pesadas.

IV. METODOS EXPERIMENTALES

a. METODO GENERAL

El Tunel de Viento debe funcionar solamente cuando:

1. Se necesite un nuevo conocimiento
2. La prueba planeada tiene una razonable probabilidad de obtener el conocimiento buscado con la necesaria exactitud.

Debe hacerse previamente una investigación para determinar si el conocimiento o dato buscado lo podemos obtener con una investigación de biblioteca.

Es difícil establecer reglas para realizar una prueba o tomar datos, puesto que hay muchísimas pruebas que se pueden realizar en el mismo. Sin embargo, los siguientes procedimientos pueden ser aceptados como buenos:

1. Chequee todas las curvas de calibración de este equipo; antes, durante y después de la prueba. Calíbre las siempre para un rango de plena carga y use siempre no una sola carga, sino varias y asuma que la calibración es lineal.
2. Tome siempre suficientes puntos de tal manera que si falla uno no altere la construcción de la curva.

3. Siempre repita el punto inicial o cero al final de la prueba. Tenga un valor aceptable de error o desviación antes del arranque (0,1 a 0,2 es un valor aceptable).
4. Tome el mayor número de mediciones en todos los puntos, recalcando la atención en aquellos que tengan mayor interés.
5. Chequee los modelos con respecto al original, chequee también los originales, no deben realizarse aquellas pruebas en las que el modelo y el original no tengan una exactitud dentro de límites aceptables.
6. Tenga cuidado cuando por acortar un programa omita componentes "sin importancia", pues un ligero cambio o supresión de datos pueden llevar a grandes modificaciones en el resultado total o cuando se trata de graficar los resultados. Por ejemplo en el caso de estar probando con un modelo tal como el ala de un avión, suprimir el análisis de un componente que aparentemente afectaría ligeramente al serpenteo, luego afecta al balance, puesto que ha sido afectado el ángulo de ataque y como consecuencia la fuerza de levante, arrastre y centro de gravedad, etc.
7. Planee variaciones con el modelo de alcance amplio de tal manera que tanto las interpolaciones, como extrapolo

laciones que se realicen suficientes puntos de apoyo.

8. Siempre que sea posible averigüe como hacen otros las pruebas que Ud. intenta hacer y asimile de ellos su experiencia.
9. Sea claro en todas las instrucciones y en la presentación de datos. Nunca use la palabra "presión" cuando "presión estática" o "presión total" puedan confundirse. Siempre use subíndice en las variables tales como momentos y serpen-teos para indicar alrededor de que eje ha sido medido.

Obtener condiciones de flujo representativas para pruebas no aeronáuticas es difícil puesto que la mayoría de ellos tienen que ver con objetos que están cerca al mar o al suelo por tanto el gradiente de velocidad casi nunca se conoce.

La mayoría de los objetos no aeronáuticos son de vértices agudos y de forma irregular y por tanto sus líneas de flujo independientes del número de Reynolds. A fin de evitar que la separación de la capa límite en las paredes afecte el gradiente de velocidad, cuando esta separación ocurre, se puede incrementar la rugosidad de las paredes con lo que se logra un alejamiento del punto de separación de la capa límite. P.J. Pocock en "NON AERONAUTICAL APPLI

CATION OF LOW SPEED WIND TUNNELS TECHNIQUES" da los siguientes valores del gradiente de velocidad para pisos planos y con esto calculo los valores de la presión dinámica.

- $z^{1/7}$ Para campo abierto
 $z^{0,3}$ Para campos con bosques
 $z^{0,5}$ Para ciudades grandes

Z altura en pies

A fin de que las pruebas sean fáciles de realizar y observar, la sección de pruebas tendrá la siguiente forma: Fig. 25.

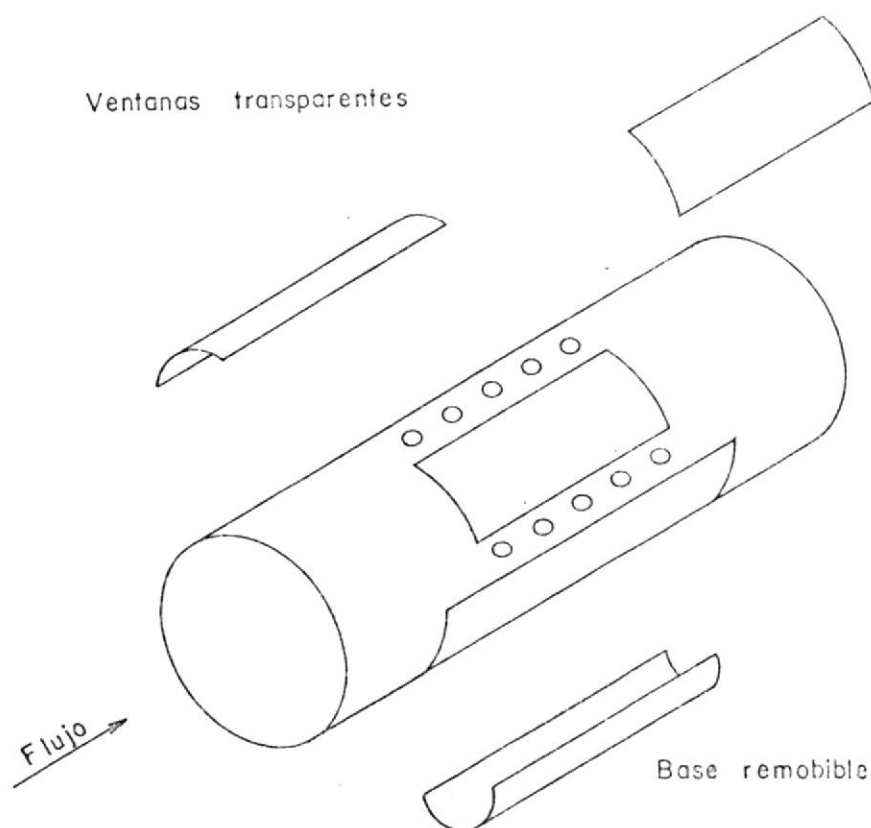


FIG. 25.- Sección de Pruebas

Como se puede observar en el cuerpo del túnel en la parte correspondiente a la sección de pruebas van unos pequeños agujeros por los que se pasará los sujetadores de los modelos los que a su vez van conectados a los instrumentos de medida, si el caso lo requiere los modelos pueden ir sobre la base removible en la parte inferior de la zona de pruebas, esto facilita el montaje de muchos modelos, en los laterales de la sección de pruebas van dos ventanas de material transparente que permiten la observación del interior.

b. PRESIONES

La presión estática sobre un modelo, digamos un modelo aerodinámico como el ala de un avión por ser más sencillo su análisis puede ser analizado de la siguiente manera. Ver Fig. 26.

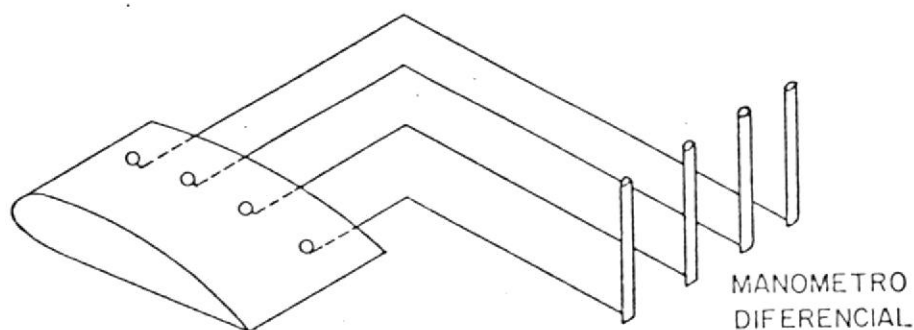


FIG. 26.- Tomas de presión estática en modelo aeroforme

A lo largo de una cuerda del ala se practica agujeros de medición a los que van individualmente conectados en su interior los tubos de un manómetro diferencial. Este manómetro medirá la presión estática normal al perfil del modelo y cuya forma dependiendo del ángulo de ataque es aproximadamente el mostrado en la Fig. 27.

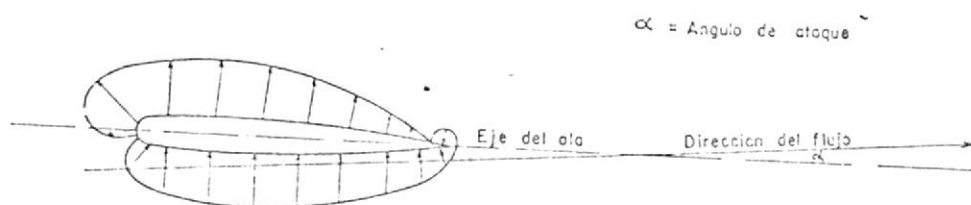


FIG. 27.- Forma de la distribución de presión

Cada uno de los valores de la presión estática lo podemos descomponer de:

- C_n = componente normal
- C_l = componente de levante
- C_d = componente de arrastre

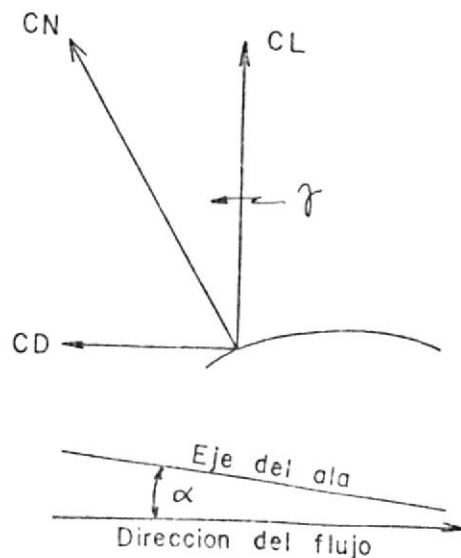


FIG. 28.- Fuerzas de levante y arrastre

La importancia del análisis de la distribución de presión es muy relevante pues de esa manera se llega a determinar en modelos, como el analizado, cual es la fuerza de arrastre y levante a diferentes ángulos de ataque.

Si los resultados de los análisis se los lleva a gráficos obtendremos curvas como las siguientes. Fig. 29.

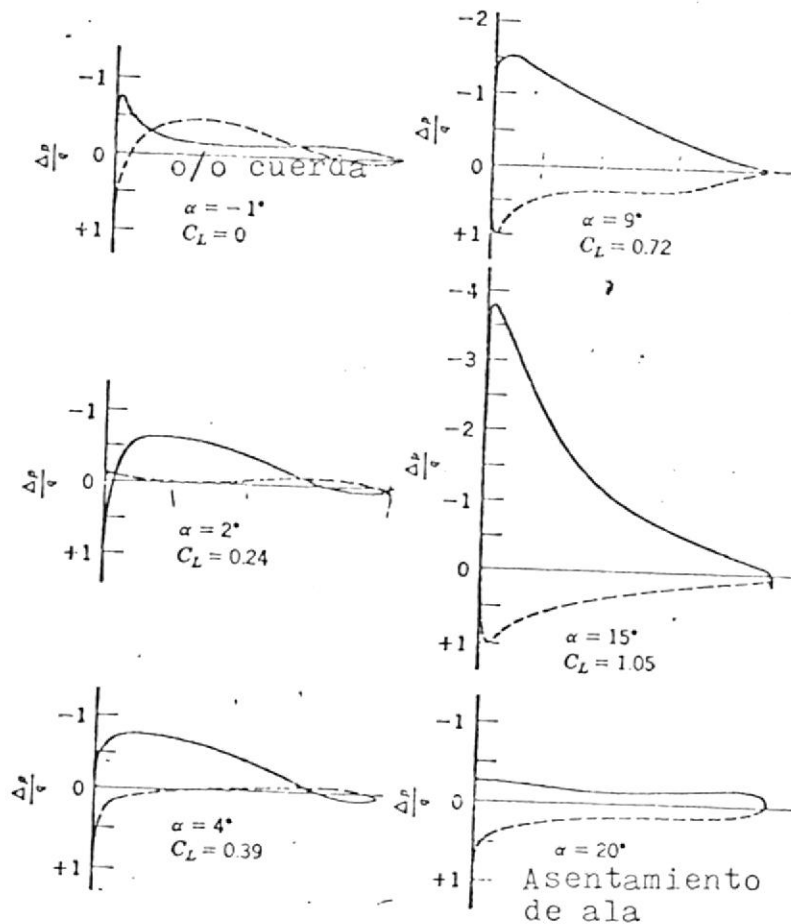


Fig 29.- Crecimiento de la distribución de presión estática con el ángulo de ataque

La distribución de presión se ha graficado de la siguiente manera:

La presión se lee con un manómetro múltiple que puede ser o no inclinado. La verdadera presión es: (Fig. 30).

g.e = gravedad específica

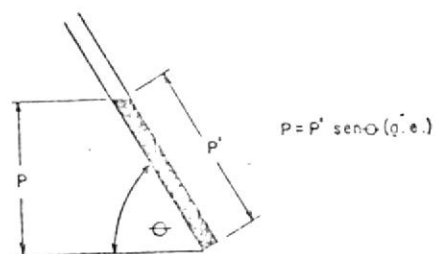


FIG. 30.-- Manómetro múltiple inclinado

La fuerza normal

$$N = \Delta P d S$$

Donde $P = P_u - P_l$

P_u = Presión en la superficie superior

P_l = Presión en la superficie inferior

S = Ancho del ala

Por unidad de ancho

$$N = \int \Delta P d C$$

C = cuerda del ala

Por definición

$$N = (\rho/2) S V^2 C_N$$

y por tanto

$$CN = \frac{N}{q_c} = \frac{1}{c} \int \frac{\Delta P}{q} dc$$

que indica que las presiones pueden ser graficadas en unidades de presión contra su respectiva localización sobre la cuerda. Además, el área bajo la curva dividida por la cuerda es el coeficiente de fuerza normal, y el momento del área sobre el borde de ataque dividida por el área es el centro de presión.

De los gráficos de distribución de la presión estática podemos obtener:

1. Punto de mínima presión y su localización.
2. La carga que va a soportar la superficie del modelo y su distribución.
3. La localización del punto de máxima velocidad y su valor. Esto como continuación del paso 1.
4. Localización del punto de máxima presión y su valor.
5. Tipo probable de capa límite y su extensión.
6. Localización del centro de presión.
7. Número de Mach crítico. Esto sigue al paso 3.
8. Angulo de ataque ideal.

c. TEMPERATURAS

Como ya se mencionó anteriormente, cuando se trata de flujos subsónicos la medición de las temperaturas puede ser realizada simplemente colocando un termómetro en un sitio donde la turbulencia no lo afecte. También se puede colocar en algún lugar aledaño al túnel, por ejemplo en una pared.

d. VELOCIDADES Y TURBULENCIAS

El estudio de la turbulencia en la zona de prueba o con un modelo es algo verdaderamente difícil y para lo que no hay reglas fijas, ni ecuaciones que lo determinen de una manera exacta.

Esta turbulencia se la puede determinar de una manera aproximada midiendo la velocidad media en varios puntos con tubos Pitot.

El coeficiente de arrastre, resistencia, es mucho mayor en el flujo turbulento que en el flujo laminar y estos coeficientes son función de la velocidad y por tanto de su distribución.

Conviene antes de tratar sobre la determinación de la distribución de velocidad sobre un modelo tratar brevemente sobre la teoría de la turbulencia.

La velocidad en un punto de flujo turbulento se define como el valor promedio de la velocidad en ese punto con respecto al tiempo.

Descomponiendo en sus tres componentes rectangulares la velocidad turbulenta en un punto.

Velocidad media		Velocidad inde pendiente del tiempo		Velocidad dependiente del tiempo
U	=	u	+	u'
V	=	v	+	v'
W	=	w	+	w'

Los términos u' , v' , w' pueden ser: mayores, iguales o menores que cero. Por tanto el flujo turbulento no es estable con regularidad.

Aunque el Tubo Pitot da una pequeña amortiguación en sus lecturas se lo puede usar para por medio de la relación $p = wV^2/2g$ determinar despejando $V = (2g p/w)^{1/2}$ la velocidad en varios puntos.

El método es el siguiente:

Sea U el plano en que se van a hacer las mediciones.

Se tomarán en el mayor número de puntos posibles las presiones con el tubo de Pitot y estos serán tabulados y con éstas se graficarán las variaciones de la velocidad, es decir su distribución.

$$\text{VALORES DE } V = (2g p/w)^{1/2}$$

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	...	etc.
A												
B												
C												
D												
E												
..												
etc.												

El estudio de las turbulencias por este método presenta un inconveniente, esto es que es solo aplicable en pocos casos y su exactitud depende en mucho de la habilidad del operador - en tomar estas presiones.

Las turbulencias son las responsables de las diferencias que existen entre las pruebas hechas en diferentes túneles, al mismo número de Reynolds y las indicadas en las condiciones reales, de aquí nos vemos en la necesidad de tener un factor de corrección, el que será el factor de turbulencia (TF), este es un valor individual para cada uno de los túneles y se mantiene invariable mientras no se altere ninguna característica del mismo.

La turbulencia se traduce como un mayor número de Reynolds y cuyo valor es:

$$(Re)_c = TF Re \quad (1)$$

Valor que se determina con la esfera de turbulencia. El método es el siguiente:

El coeficiente de arrastre de una esfera se ve grandemente afectado por los cambios de velocidad del aire. Contrariamente a la creencia común, el coeficiente de arrastre C_D para una esfera disminuye al incrementar la velocidad del aire debido a una temprana transición a flujo turbulento lo que hace que el aire se pegue por más tiempo a la superficie de la esfera, esto disminuye la presión de arrastre dando por tanto un menor coeficiente de arrastre. La disminución es tan rápida que tanto el coeficiente como el arrastre mismo disminuyen, obviamente el número de Reynolds al que la transición ocurre en un punto de la esfera es una función de la turbulencia presente en el aire y por esta razón el coeficiente de arrastre de una esfera se puede usar para medir la turbulencia. El método es medir el arrastre en una esfera de 5 ó 6 pulgadas, después de restar la boyantez se puede sacar el coeficiente de arrastre a partir de:

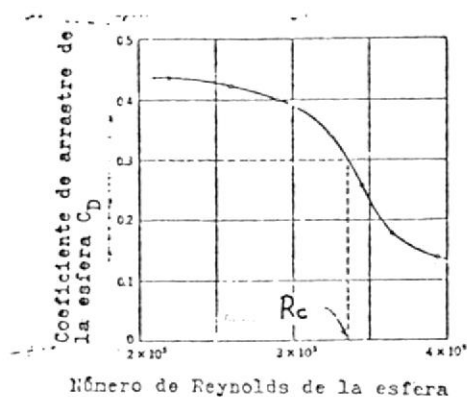
$$C_D = \frac{D}{(\rho / 2) (d^2 / 4) v^2}$$

D = arrastre

d = diámetro de la esfera

El arrastre de la esfera se grafica entonces contra el número de Reynolds calculado (Re), y el número de Reynolds al que el coeficiente de arrastre es 0,30 se denomina $(Re)_c$.

La figura tiene la siguiente forma: Fig. 31



$(Re)_c$ se calcula a partir de (1)

FIG. 31.- Arrastre vs. Re en flujo turbulento

e. RAZON DE ENERGIA

La Razón de energía es la energía del aire en una corriente con relación a la energía entregada y es una medida de la eficiencia del túnel, aunque esto no significa una medida del valor del túnel para una investigación. Es casi siempre mayor que la unidad indicando que la cantidad de energía almacenada en la corriente de aire es capaz de realizar trabajo a una razón alta antes de que llegue al reposo. La razón de energía está entre 3 y 7 para la mayoría de los túneles bien diseñados.

$$RE = \frac{qAV}{550 \text{ hp}} \quad ; \quad q = \frac{wV^2}{2g}$$

$$RE = \frac{\text{Energía del flujo}}{\text{Energía del motor}}$$

Energía del flujo =

$$\frac{7,4 \times 10^{-2} (\text{lb/pie}^3) \times 400^2 (\text{pie}^2/\text{seg}^2) \times 2 \text{ pie}^2 \times 400 \text{ pie/seg}}{64,4 (\text{pie/seg}^2)} = 3,677 \times 10^5$$

Energía del motor = 16 hp x 550 lb.-pie/seg. = 8.800

$$\text{Razón de energía} = \frac{36.700}{8.800} = 4,17$$

$$RE = 4,17$$

V. ANALISIS DE LOS RESULTADOS EXPERIMENTALES

El manejo de los resultados obtenidos en un túnel de viento deben ser manejados con ciertas restricciones debido a los siguientes motivos, entre otros:

- Rara vez los modelos a ser probados son replicas exactas del original.
- Los efectos del número de Reynolds sobre pequeños objetos es muy grande aunque estos sean exactamente construidos.
- Deben evitarse aún las más pequeñas divergencias con el original.
- En ocasiones en el diseño aerodinámico, al tratar de obtener un mínimo arrastre se subestima la interferencia y se sobreestima el rendimiento del aeroplano, las pruebas tienen por tanto que disminuir esos efectos.
- Las pruebas que se realizan tienen por lo general gran número de incógnitas.

Debido a la viscosidad del aire, el aire muy cerca al modelo es llevado desde un valor de velocidad local, a una corta distancia a un valor de cero sobre el ala mismo. La re-

gión en la que este cambio de velocidad se lleva a cabo se denomina capa límite y el gradiente de velocidad en esta - capa límite es la que determina que el arrastre tenga un valor X ó $10 X$. Una capa límite en que la velocidad varía de una manera aproximadamente lineal desde la superficie se denomina "laminar", aquella en que la velocidad varía de una manera aproximadamente exponencial se denomina "turbulento". Los valores del arrastre en un modelo de ala están dados por

$$(C_D)_{\text{laminar}} = 2,65 \sqrt{\text{Re}}$$

$$(C_D)_{\text{turbulento}} = 0,910 (\log_{10} \text{Re})^{2,58}$$

El espesor de la capa límite se define como la distancia - desde la superficie al punto donde la velocidad en la capa límite es el 99% de la velocidad fuera de la capa límite y esto está dado por:

$$(\delta)_{\text{laminar}} = 5.2 \sqrt{\ell^2 / \text{Re}}$$

$$(\delta)_{\text{turbulento}} = 0,37 \left(\frac{\ell}{\text{Re}} \right)^{-0,2}$$

ℓ = distancia desde el borde frontal

Re = número de Reynolds basado en ℓ y la velocidad de la corriente libre.

La capa límite y el estudio de la misma es de singular im

portancia para el análisis de los modelos en un túnel de viento, por lo siguiente:

1. Tanto el arrastre como el espesor de la capa límite son función del número de Reynolds.
2. El flujo laminar teniendo menos arrastre, tiene menor energía y por tanto se separa con mucha más facilidad que el flujo turbulento.
3. El mantenimiento de una capa límite se hace más difícil cuando "Re" crece.
4. En el flujo laminar la presión decrece en dirección al flujo.

Para fines explicativos asumamos el ala mostrada en la figura 33 ubicada en una corriente de tal turbulencia que cambie de laminar a turbulento a un número de Reynolds de 1'000,000, también asumamos que el modelo tiene tal tamaño y velocidad que el número de Reynolds en toda la longitud del mismo sea 1'000.000 como se ve en la Fig. 33 a. Se puede notar las siguientes características:

1. Flujo laminar, el cual es incapaz de mantener la curva del modelo y es evidente una excesiva separación.
2. La transición tiene lugar antes de 1'000.000 puesto que

el gradiente de presión después del punto de máximo espesor tiene un gradiente de presión creciente que no permite el flujo laminar y el arrastre resultante es excesivamente alto, correspondiente a un punto "A" en la Fig. 32

Refiriéndonos a la Fig. 33^b que corresponde a un número de Reynolds mayor, vemos que el punto de transición se ha movido más hacia adelante de acuerdo a lo dicho en 3 y tenemos el máximo flujo laminar y el máximo arrastre, correspondiente al punto B en la Fig. 32.

Si el número de Reynolds se incrementa aún más, como se ilustra en la Fig. 32' deja de mostrar una disminución en el arrastre, aunque tanto el arrastre laminar y el turbulento disminuyen con el incremento del número de Reynolds, puesto que ha sido un gran incremento en la región de flujo turbulento. Esto es el punto "C" en la Fig. 32. Mayores incrementos en el "Re" produce una disminución en el coeficiente de arrastre, aunque la transición ha alcanzado ahora el punto de mínima presión y la mayor parte del movimiento es resistido por la caída en el gradiente de presión desde el borde superior. Puesto que todos los gradientes de presión en cada modelo o cuerpo aerodinámico es único, es evidente que las pruebas realizadas en el rango del número de Reynolds donde se produce la separación sobre este modelo es muy difícil de interpretar para el cuerpo de tamaño normal.

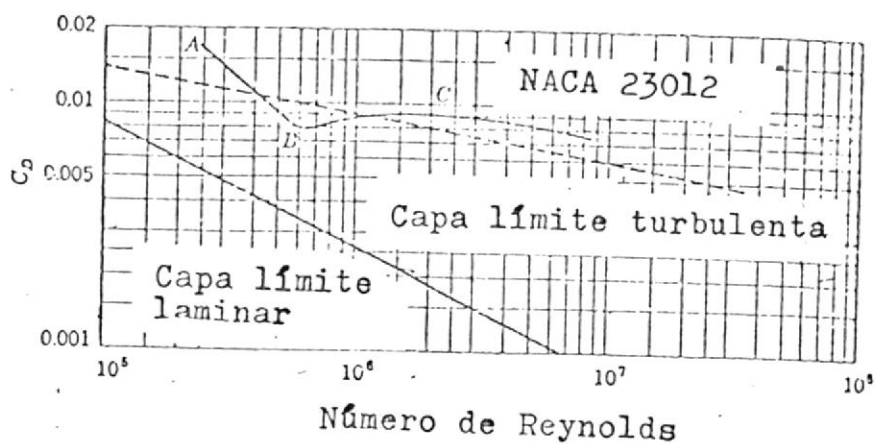


FIG. 32.- Arrastre vs. número de Reynolds de perfil de ala.

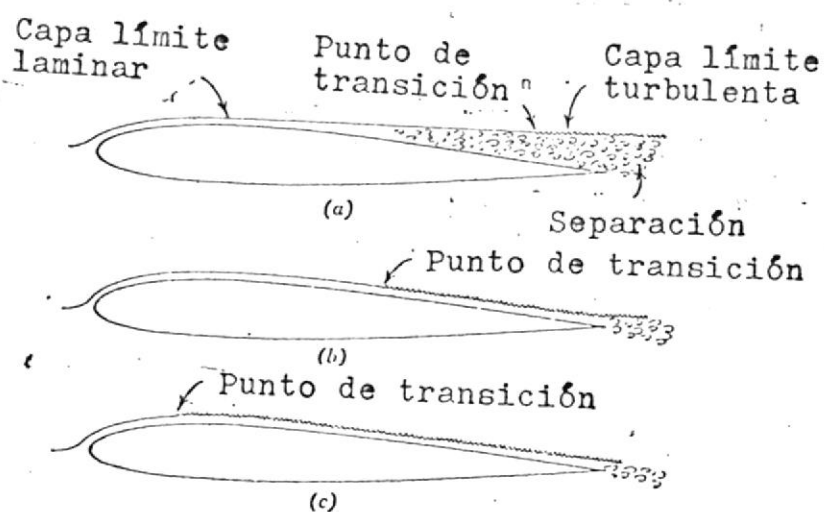


FIG. 33.- Perfil de ala

La parte experimental se realizó en el túnel de viento subsonico del Departamento de Ingeniería Mecánica de la ESPOL; cuya forma general se aprecia en la Fig. 34.

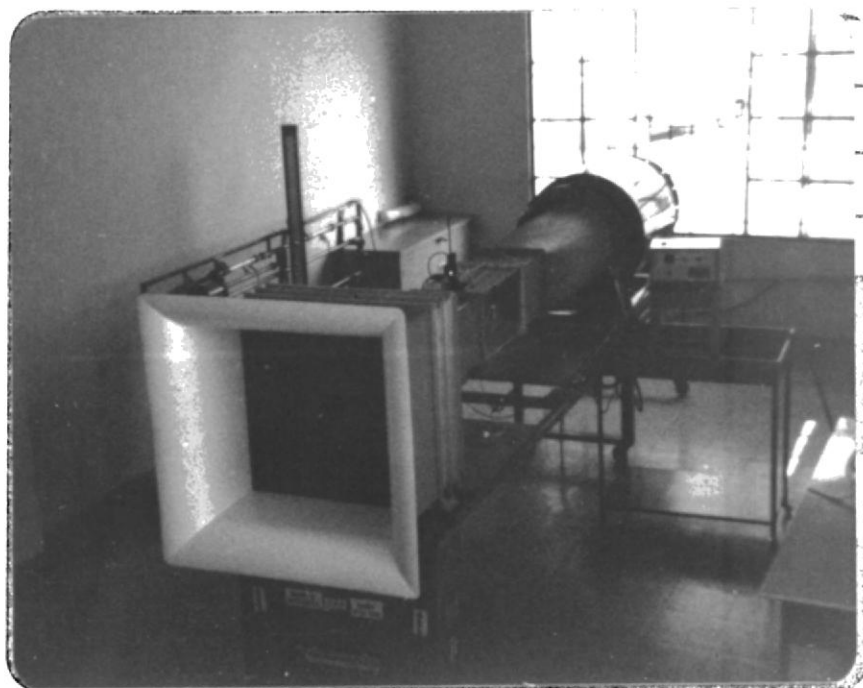


FIG. 34.- Túnel de Viento subsónico.
Vista general.

El túnel tiene una sección de pruebas de forma cuadrada de 1 pie^2 de área, de paredes transparentes y dotado de un conjunto de accesorios, tales como un transductor de tipo diferencial que permite medir la presión dinámica en la sección de pruebas y la presión estática de los cuerpos aerofórmes. Un pitómetro móvil con desplazamiento bidimensional mide la presión total en conexión con un par de poten-

ciómetros, Fig. 35

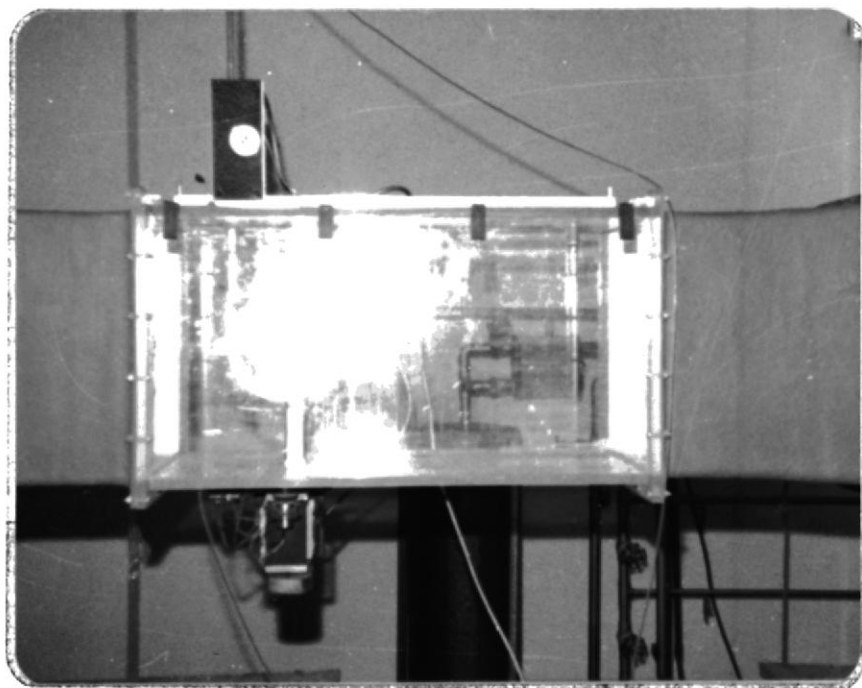


FIG. 35 - Sección de Pruebas

Una cabina de control simple provee las señales de salida desde los instrumentos de la sección de trabajo, mediciones de flujo reales pueden ser tomados para una gran variedad de cuerpos romos y aerodinámicos, Fig. 36.

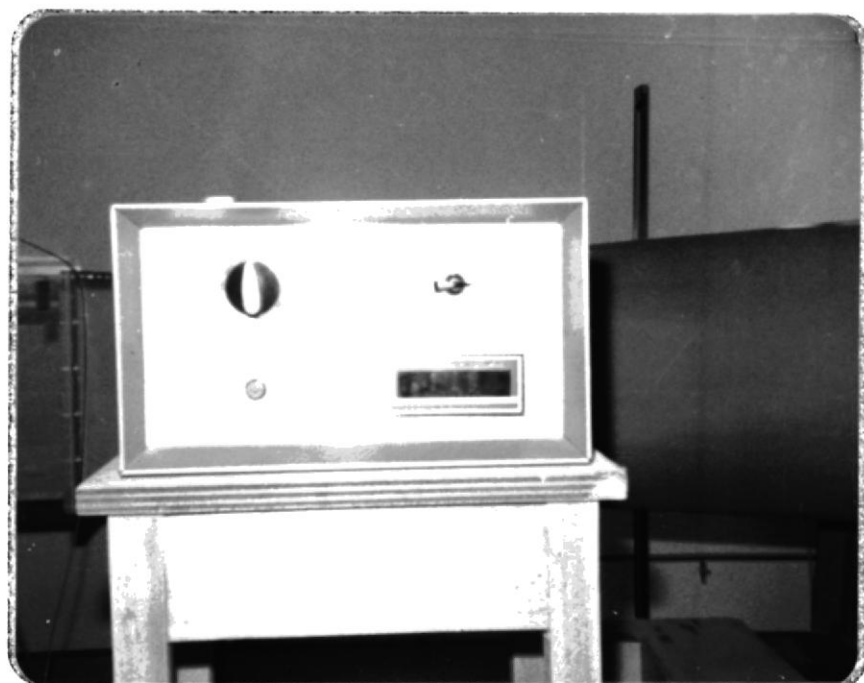


FIG. 36 - Cabina de Control

La velocidad máxima es de 40 m/seg. (131,2 pies/seg), la uniformidad del flujo está asegurado en todas las secciones de la sección de pruebas por las mallas de alineamiento, estas mallas se encuentran a la entrada a sección de pruebas. Fig. 37.

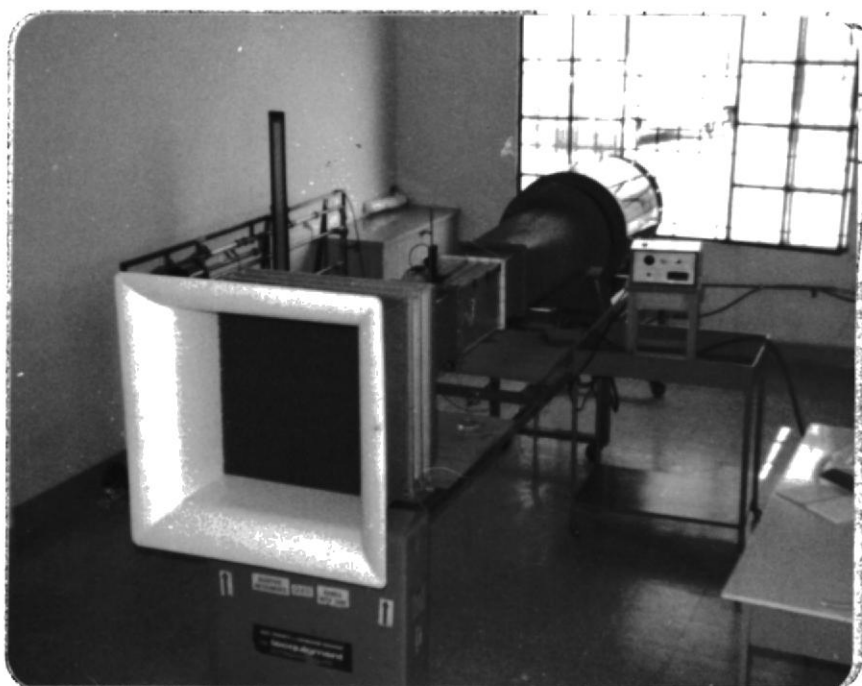


FIG. 37.- Mallas de alineamiento de flujo

El control de la velocidad del aire se lleva a efecto por una derivación en el flujo de aire antes del ventilador y después de la sección de pruebas, esta derivación tiene abertura variable. Fig. 38.

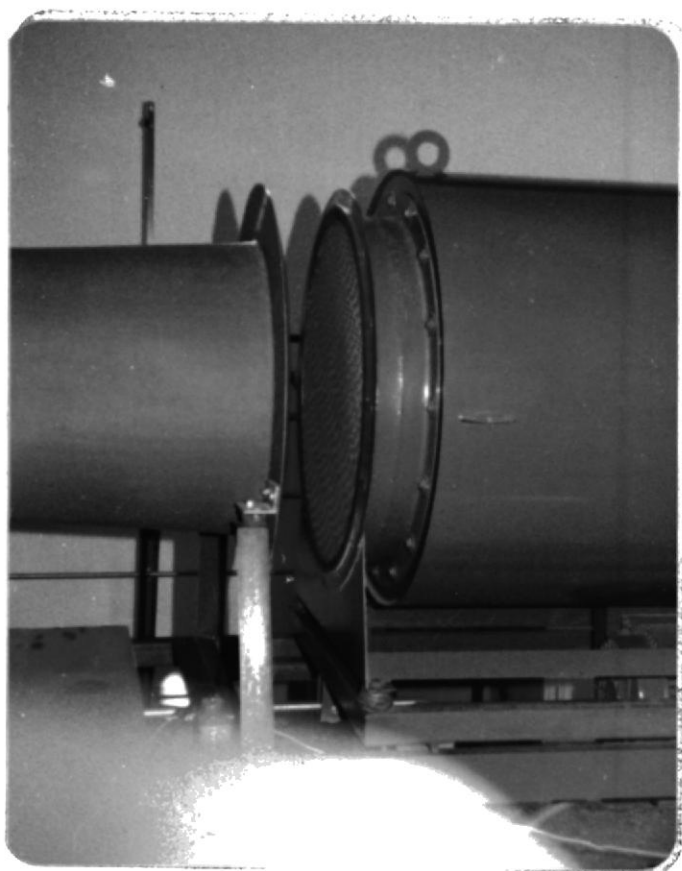


FIG. 38.- Control de velocidad en la sección de pruebas.

El sistema motriz es un motor de C.A., trifásico de 220 V. con un amperaje de trabajo (tomado en operación) constante para todas las velocidades del aire en la sección de pruebas de 22 amp.

Potencia consumida por el motor

$$P = \frac{EI \cos \phi}{746} = \frac{220 \times 22 \times 0,8 \times 1,732}{746} = 8,98 = 9 \text{ HP}$$

En la Fig. 39 se muestra el motor del túnel.



FIG. 39.- Sistema motriz

El ventilador es de tipo axial y se encuentra en la sección de salida, Fig. 40

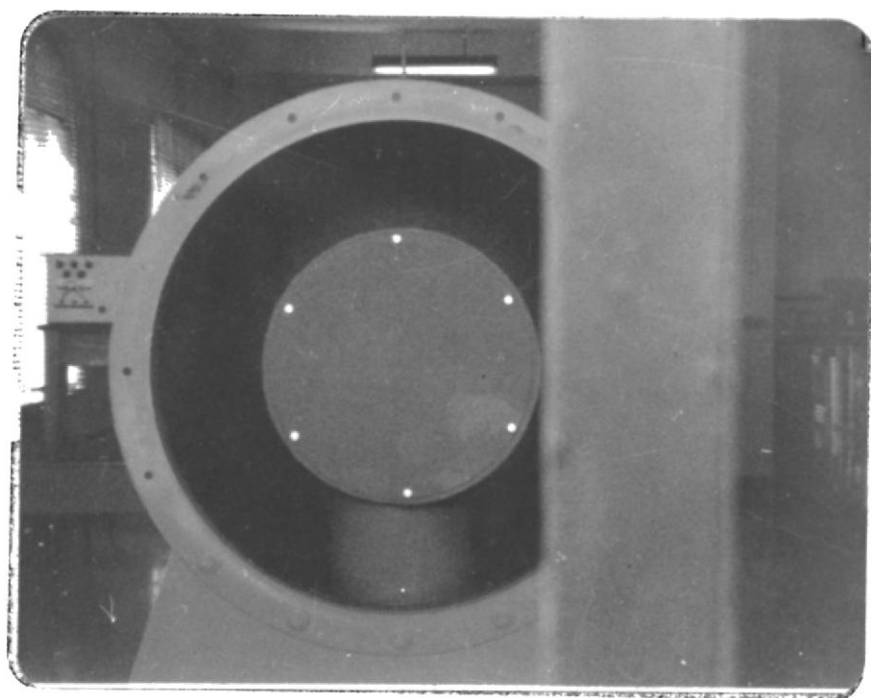


FIG. 40.- Ventilador axial

DISTRIBUCION DE PRESION

Las pruebas para determinar la distribución de presión en un aeroforme se efectuaron con el perfil aeroforme NACA 0012, de 4" de cuerda, Fig. 41 e pueden apreciar las tomas de presión estática.

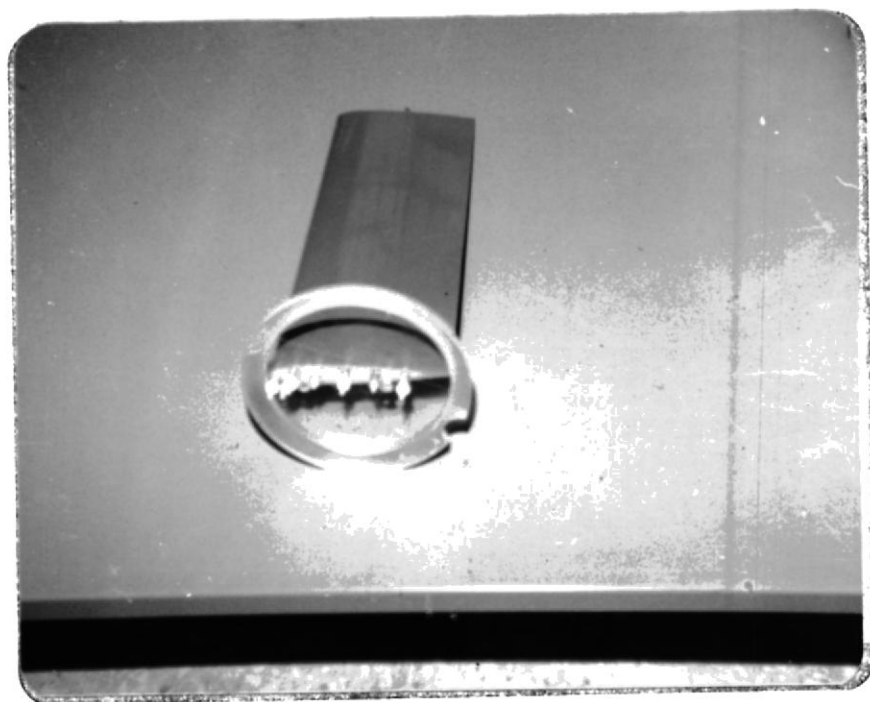


FIG. 41 - Perfil acroforme NACA 0012 para determinar la distribución de presión.

En la Fig. 42 se ve la orientación del ángulo de ataque. Tomas de presión en la cuerda:

# 1	5%	de	la	cuerda
# 2	10%	"	"	"
# 3	15%	"	"	"
# 4	28%	"	"	"
# 5	45%	"	"	"
# 6	60%	"	"	"
# 7	76%	"	"	"

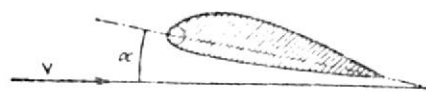


FIG. 42 - Angulo de ataque

H' = Cabezal dinámico

$$H = \frac{\rho_{\text{agua}}}{\rho_{\text{aire}}} H'$$

$$H = \frac{V^2}{2g}$$

$$V = \sqrt{2g \frac{\rho_{\text{agua}}}{\rho_{\text{aire}}} H'}$$

$$V = \sqrt{2 \times 9,8 \left| \frac{\text{m}}{\text{seg}^2} \right| \times \frac{10^3 \left| \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right|}{1 \left| \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right|} \times 10,76 \left| \frac{\text{pie}^2}{\text{m}^2} \right|}$$

$$V = 459,2 \sqrt{H'}$$

$H' = \text{m de agua medidos en el túnel}$

$V = \text{pies/seg.}$

PRUEBA # 1

$$H' = 0,025 \text{ m.} \quad V = 459,2 \sqrt{0,025} = 72,6 \text{ pies/seg.}$$

DISTRIBUCION DE PRESION $\times 10^{-3}$ PIES DE AGUA (1)

α	% DE CUERDA						
	5	10	15	28	45	60	76
-5	59	36	26	20	20	20	20
0	0	- 7	- 7	7	5	0	3
5	-59	-49	-46	-30	-23	- 7	- 3
10	-134	-121	-69	-49	-33	-20	-10
15	-39	- 39	-39	-39	-39	-39	-39
20	-46	- 46	-46	-46	-46	-49	-49
25	-56	-56	-56	-56	-59	-59	-59
30	-72	-75	-75	-75	-79	-79	-79

(1) Se ha convertido a pies de agua para mantener la uniformidad de las dimensiones.

DISTRIBUCION DE PRESION

$$H' = 0,025 \text{ m.}$$

$$V = 72,6 \text{ pies / Sg.}$$

$$t = 32 \text{ }^\circ\text{C} = 90 \text{ }^\circ\text{F}$$

 $\times 10^{-3}$
pies de agua

60

50

40

30

20

10

 $\alpha = 5^\circ$ $\alpha = 0^\circ$ $\alpha = -5^\circ$

100% CUERDA

 $\alpha = 10^\circ$ $\alpha = -15^\circ$ $\alpha = -20^\circ$ $\alpha = -25^\circ$ $\alpha = -30^\circ$

20

40

60

80

-10

-20

-30

-40

-50

-60

-70

-80

-90

-100

-110

-120

-130

-140

-150

Fig. 43

PRUEBA # 2

$$H' = 0,050 \text{ m.}$$

$$V = 459,2 \sqrt{0,050} = 102,7 \text{ pies/seg.}$$

DISTRIBUCION DE PRESION x 10^{-3} pies de agua

α	% DE CUERDA						
	5	10	15	28	45	60	76
-5	141	56	20	- 7	- 16	- 20	- 16
0	- 59	-105	-115	-105	- 92	- 79	- 62
5	-335	-289	-262	-207	- 164	- 125	- 95
10	-656	-436	-377	-279	- 207	- 157	-115
15	-203	-210	-207	-203	- 207	- 213	-220
20	-236	-236	-236	-275	- 236	- 239	-249
25	-249	-249	-253	-249	- 256	- 259	-262
30	-288	-295	-298	-298	- 302	- 305	-305

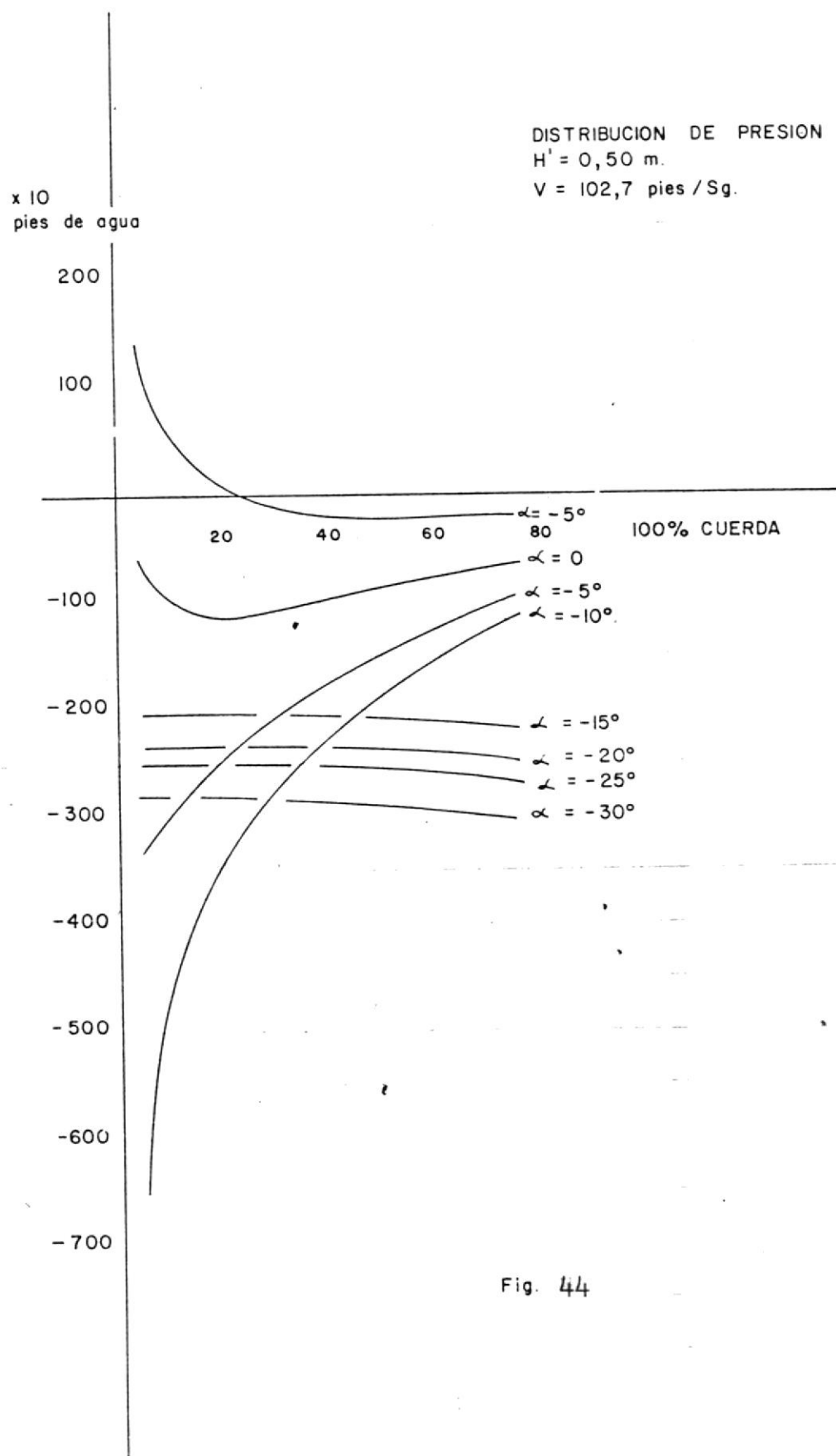


Fig. 44

PRUEBA # 3

$H' = 0,075$ $V = 125,81$ pies/seg.

DISTRIBUCION DE PRESION $\times 10^{-3}$ PIES DE AGUA

α	% DE CUERDA						
	5	10	15	28	45	60	76
-5	Valores muy inestables						
0	33	-26	-36	-23	- 7	- 7	23
5	-302	-236	-203	-144	-115	-216	- 49
10	-623	-466	-328	-157	-125	- 79	- 49
15	-184	-161	-161	-161	-187	-184	-174
20	-210	-210	-194	-194	-197	-197	-203
25	-210	-213	-210	-203	-213	-213	-213
30	Valores muy inestables						

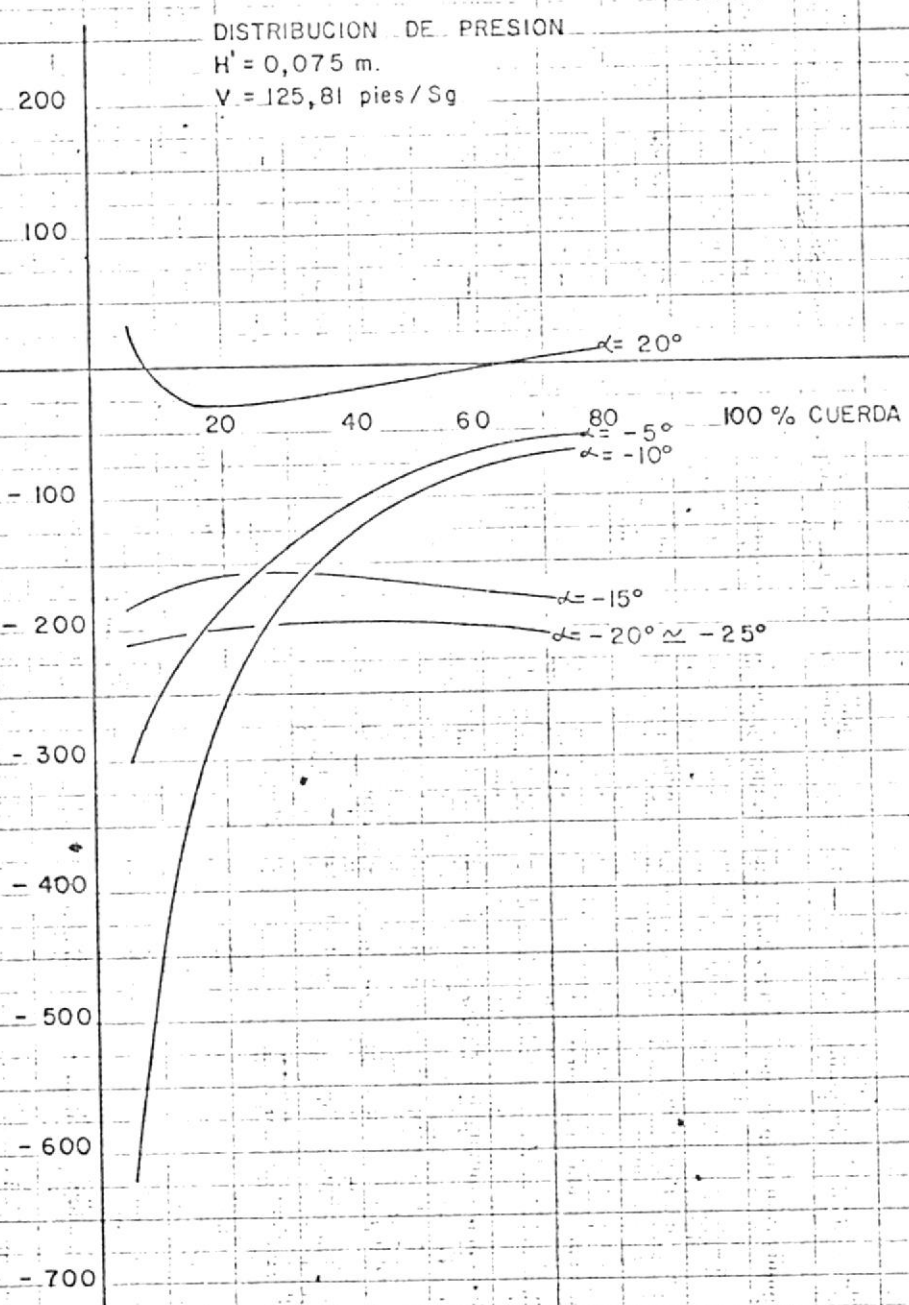


Fig. 45

PRUEBA # 4

H' = 0,100 m.

V = 145,28 pies/seg.

DISTRIBUCION DE PRESION x 10^{-3} pies de agua

α	% DE CUERDA						
	5	10	15	28	45	60	76
5	-295	180	131	62	56	56	85
0	39	- 49	- 49	-43	- 30	0	10
5	- 46	-308	-269	-190	-108	- 72	- 30
10	-846	-499	-443	-190	-184	-112	- 49
15	-180	-187	-184	-177	-184	-194	-197
20	-236	-236	-269	-262	-262	-276	-279
25	-289	-285	-285	-282	-289	-295	-295
30	0403	-335	-335	-335	-338	-341	-338

$\times 10^{-3}$
pies de agua

DISTRIBUCION DE PRESION

$H = 0,100 \text{ m.}$

$V = 145,28 \text{ pies/Sg}$

200

100

$\alpha = 5^\circ$

20

40

60

$\alpha = 0^\circ$

100 % CUERDA

$\alpha = -5^\circ$

$\alpha = -10^\circ$

-100

-200

$\alpha = -15^\circ$

-300

$\alpha = -20^\circ$

$\alpha = -25^\circ$

-400

$\alpha = -30^\circ$

-500

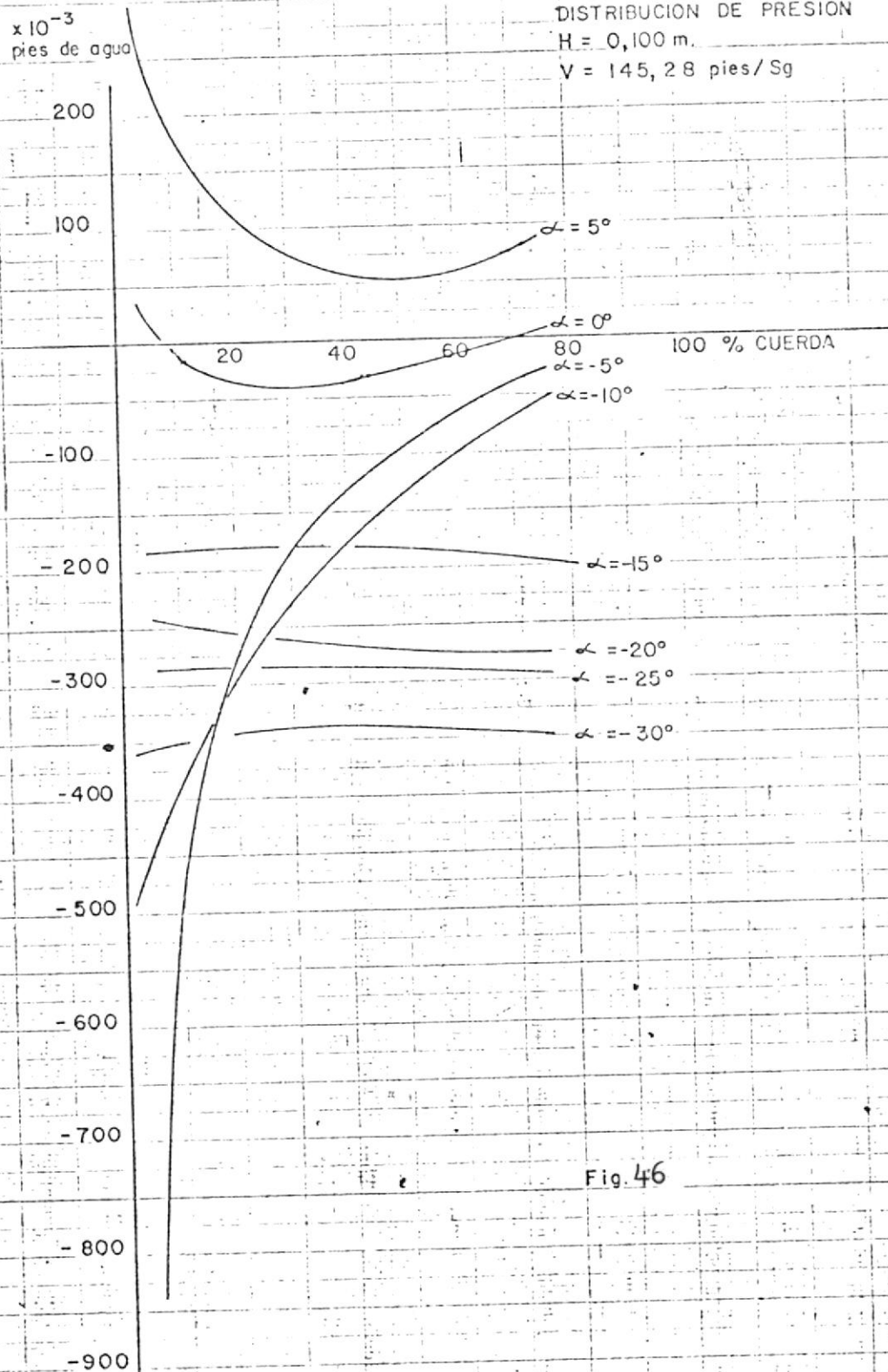
-600

-700

-800

-900

Fig. 46



PRUEBA # 5

$H' = 0,125 \text{ m.}$ $V = 162,42 \text{ pies/seg.}$

DISTRIBUCION DE PRESION $\times 10^{-3}$ PIES DE AGUA

α	% DE CUERDA						
	5	10	15	28	45	60	76
-5	338	190	131	85	66	62	72
0	69	- 33	- 59	- 52	- 36	- 16	7
5	-383	-338	- 301	-220	-157	- 89	-196
10	-958	-590	- 541	-364	-243	-161	- 85
15	-243	-253	- 243	-243	-246	-243	-269
20	-289	-292	- 282	-279	-285	-295	-305
25	-315	-315	- 318	-315	-321	-328	-335
30	-361	-361	- 361	-356	-384	-371	-367

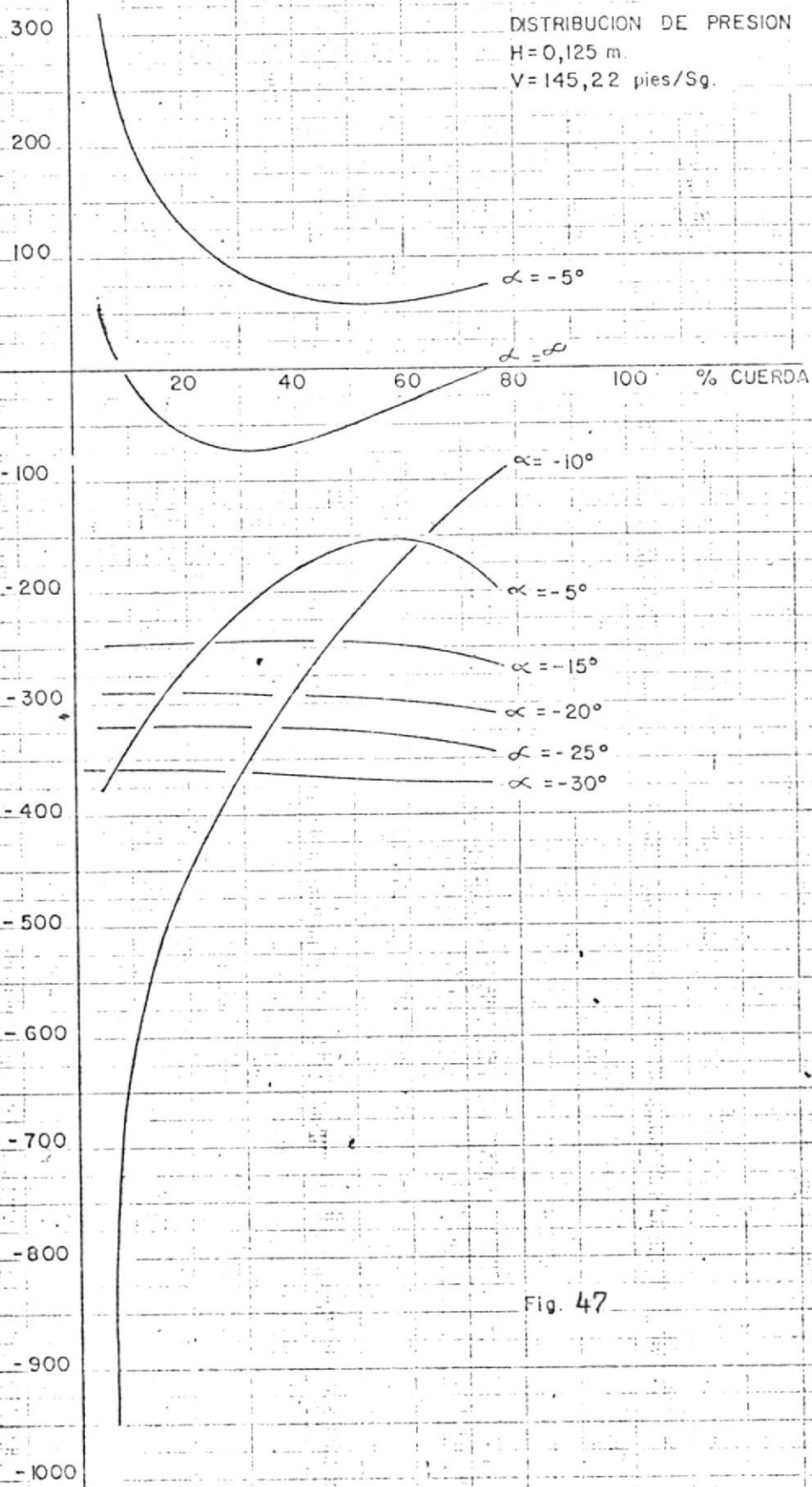


Fig. 47

ARRASTRE Y SUSTENTACION

Las pruebas de arrastre y sustentación se realizaron con un perfil aeroforme NACA 0012, en la Fig. 48 se muestra el modelo.



FIG. 48.- Modelo aeroforme NACA 0012 para la determinación de levantamiento y arrastre.

PRUEBA # 6

VALORES DE LEVANTAMIENTO

Y ARRASTRE

 $H' = 0,025m.$ $V = 72,6$ pies/seg.

α	Levantamiento $\times 10^{-3}$ lb.	Arrastre $\times 10^{-3}$ lb.
5	506	51
0	- 44	40
5	-682	42
10	-1375	81
15	-1166	396
20	-1254	583

LEVANTAMIENTO Y ARRASTRE
MODELO AEROFORMA NACA 0012
H = 0,025 m.
V = 72,6 pies/Sg.

$\times 10^{-3}$ lb

600

500

400

300

200

100

-5°

0°

5°

10°

15°

20°

25°

α

-100

-200

-300

-400

-500

-600

-700

-800

-900

1000

1100

1200

1300

1400

1500

ARRASTRE

LEVANTAMIENTO

Fig. 49

PRUEBA # 7

 $H' = 0,050 \text{ m.}$ $V = 102,7 \text{ pies/seg.}$

α	Levantamiento $\times 10^{-3} \text{ lb.}$	Arrastre $\times 10^{-3} \text{ lb.}$
-5	1265	110
0	- 18	75
5	-1390	88
10	-2723	770
20	-1771	823

LEVANTAMIENTO Y ARRASTRE
MODELO AEROFORMA NACA 0012
 $H = 0,050 \text{ m}$
 $V = 102,7 \text{ pies / Sg}$

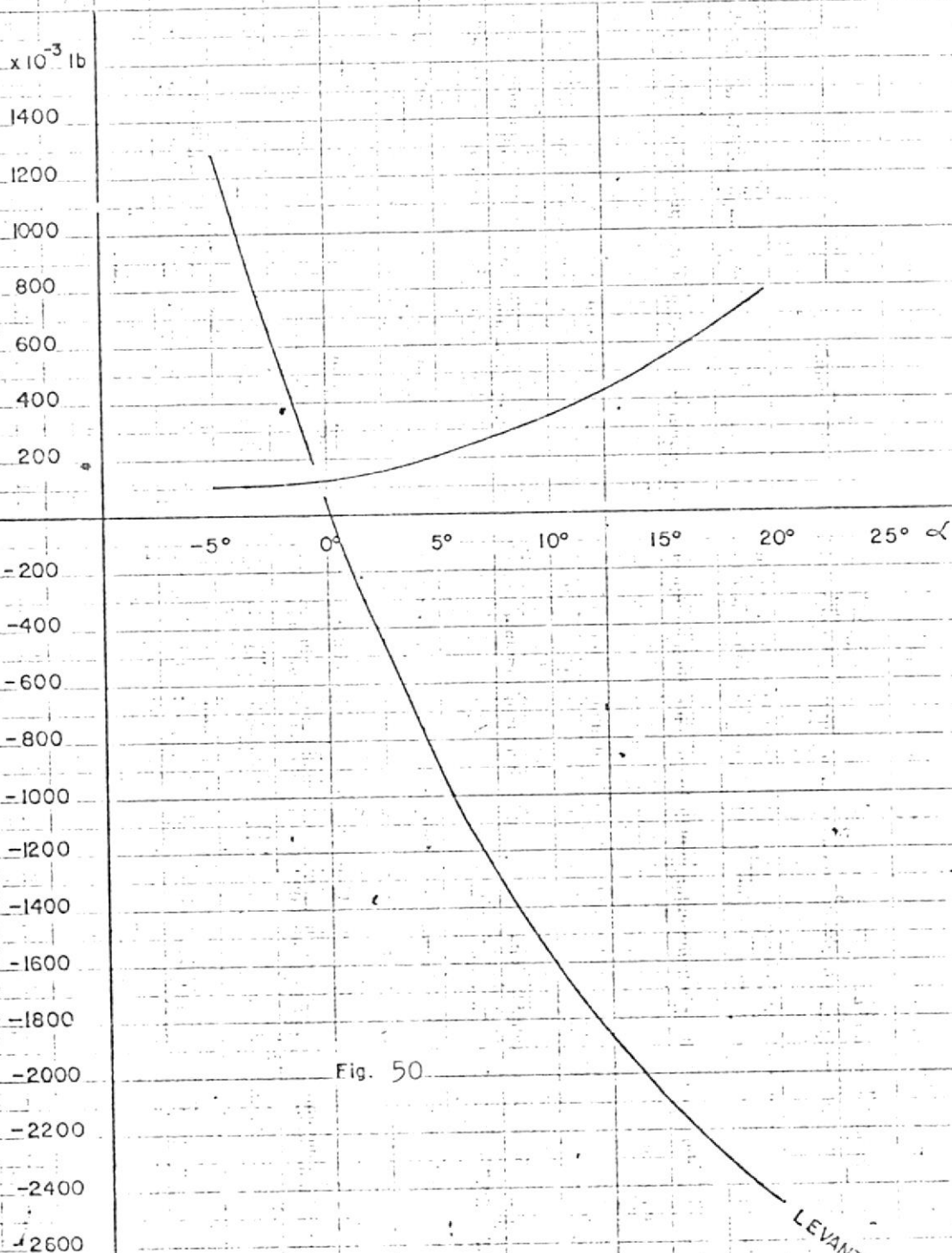


Fig. 50

LEVANTAMIENTO

PRUEBA # 8

 $H' = 0,075 \text{ m.}$ $v = 125,81 \text{ pies/seg.}$

α	Levantamiento $\times 10^{-3} \text{ lb.}$	Arrastre $\times 10^{-3} \text{ lb}$
-5	2112	776
0	31	106
5	-2120	132
10	-3911	220
15	-3850	1175
20	-2596	1166

LEVANTAMIENTO Y ARRASTRE
AEROFORMA NACA 0012
H = 0,075 m.
V = 125,31 pies / Sg.

$\times 10^{-3} \text{ lb}$

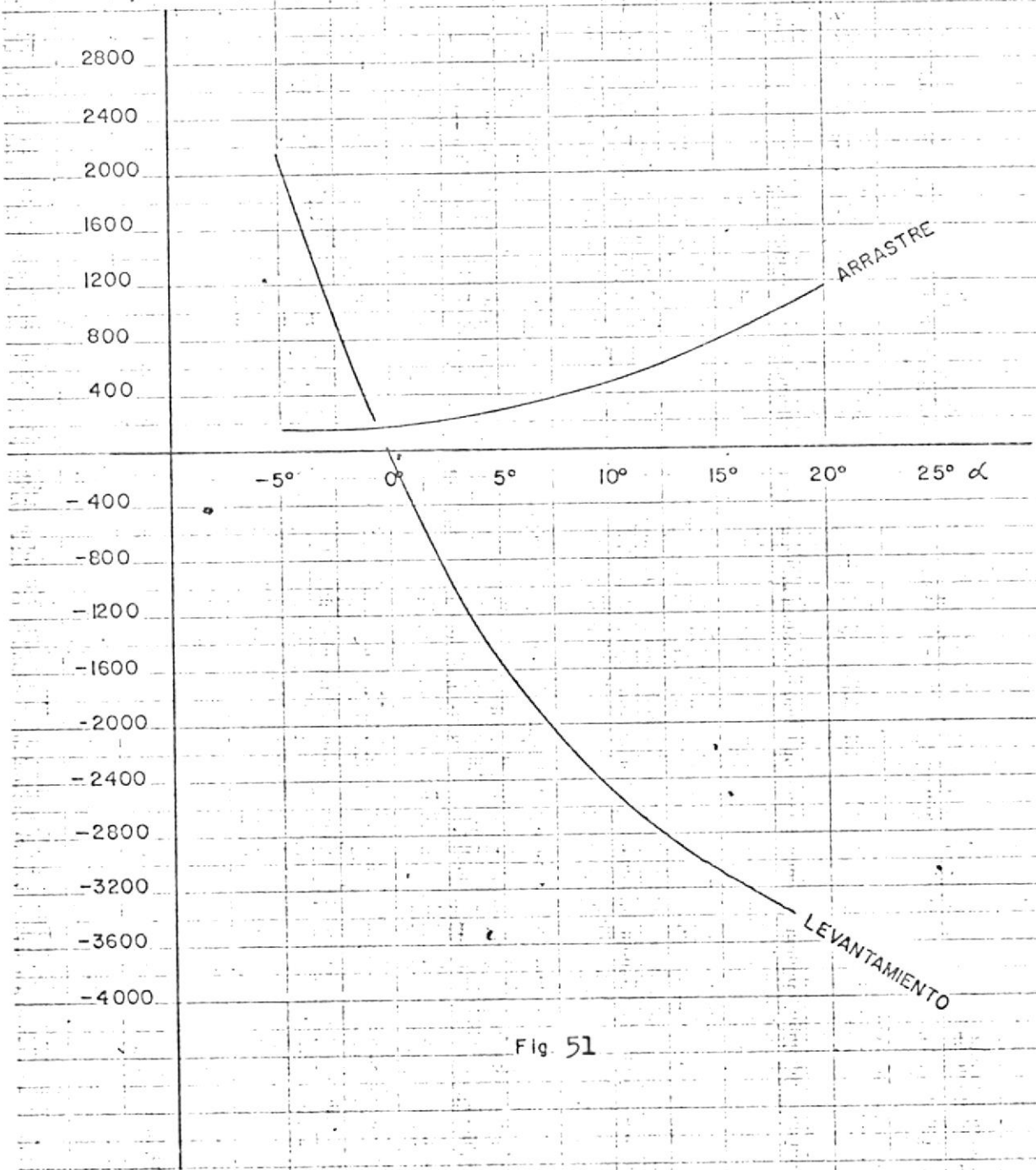


Fig 51

PRUEBA # 9

 $H' = 100 \text{ m.}$ $V = 145,28 \text{ pies/seg.}$

α	Levantamiento $\times 10^{-3} \text{ lb.}$	Arrastre $\times 10^{-3} \text{ lb.}$
-5	2920	231
0	132	150
5	-2717	180
10	- 629	290
15	- 990	1374
20	-3608	1518

LEVANTAMIENTO Y ARRASTRE

H = 0,100m.

V = 145,28 pies/Sg.

 $\times 10^{-3}$ lb

3200

2800

2400

2000

1600

1200

800

400

-400

-800

-1200

-1600

-2000

-2400

-2800

-3200

-3600

-5

0

5

10

15

20

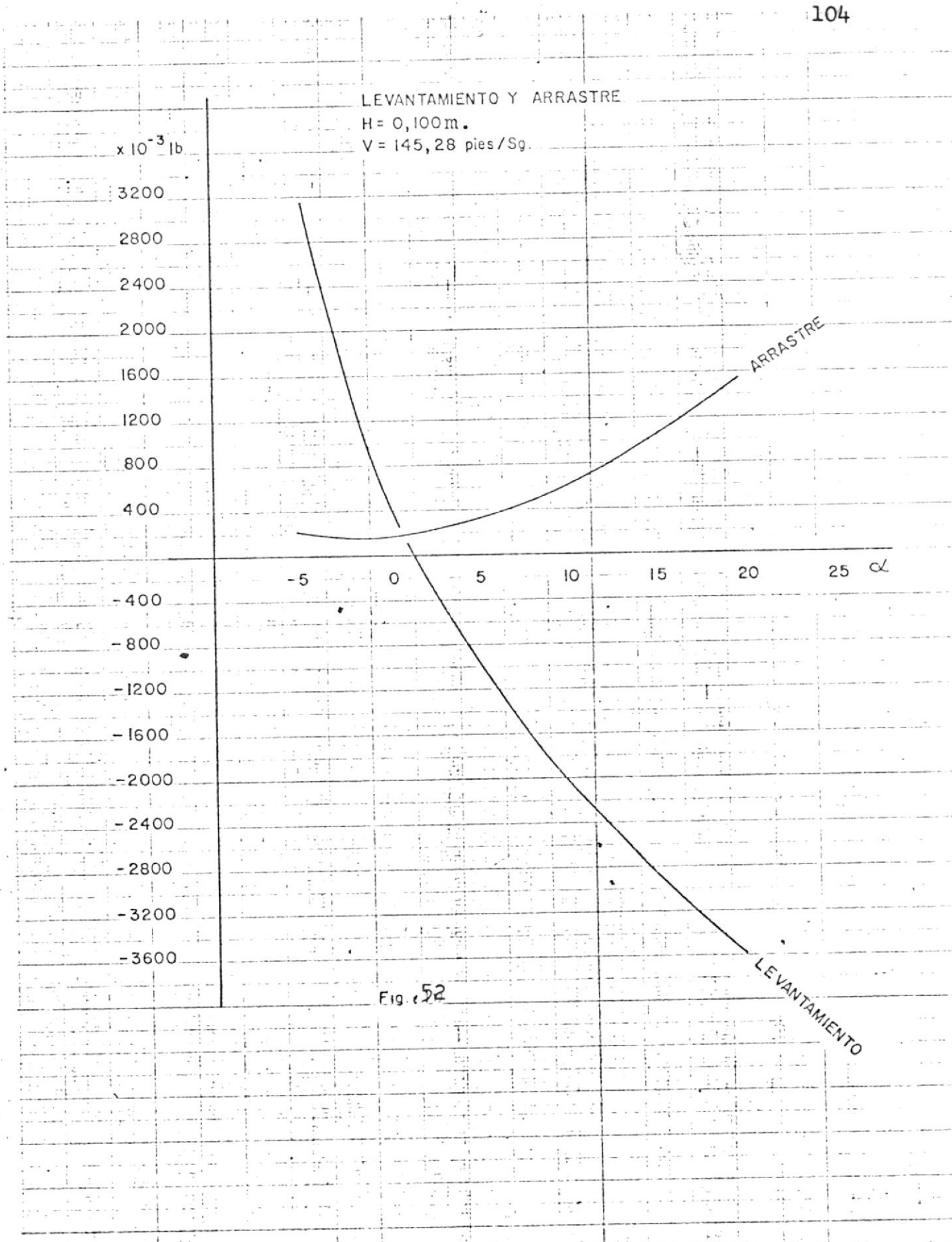
25

 α

ARRASTRE

LEVANTAMIENTO

Fig. 52



PRUEBA # 10

 $H' = 0,125 \text{ m.}$ $V = 162,42 \text{ pies/seg.}$

α	Levantamiento $\times 10^{-3} \text{ lb.}$	Arrastre $\times 10^{-3} \text{ lb.}$
-5	3696	297
0	187	165
5	Valores muy inestables	

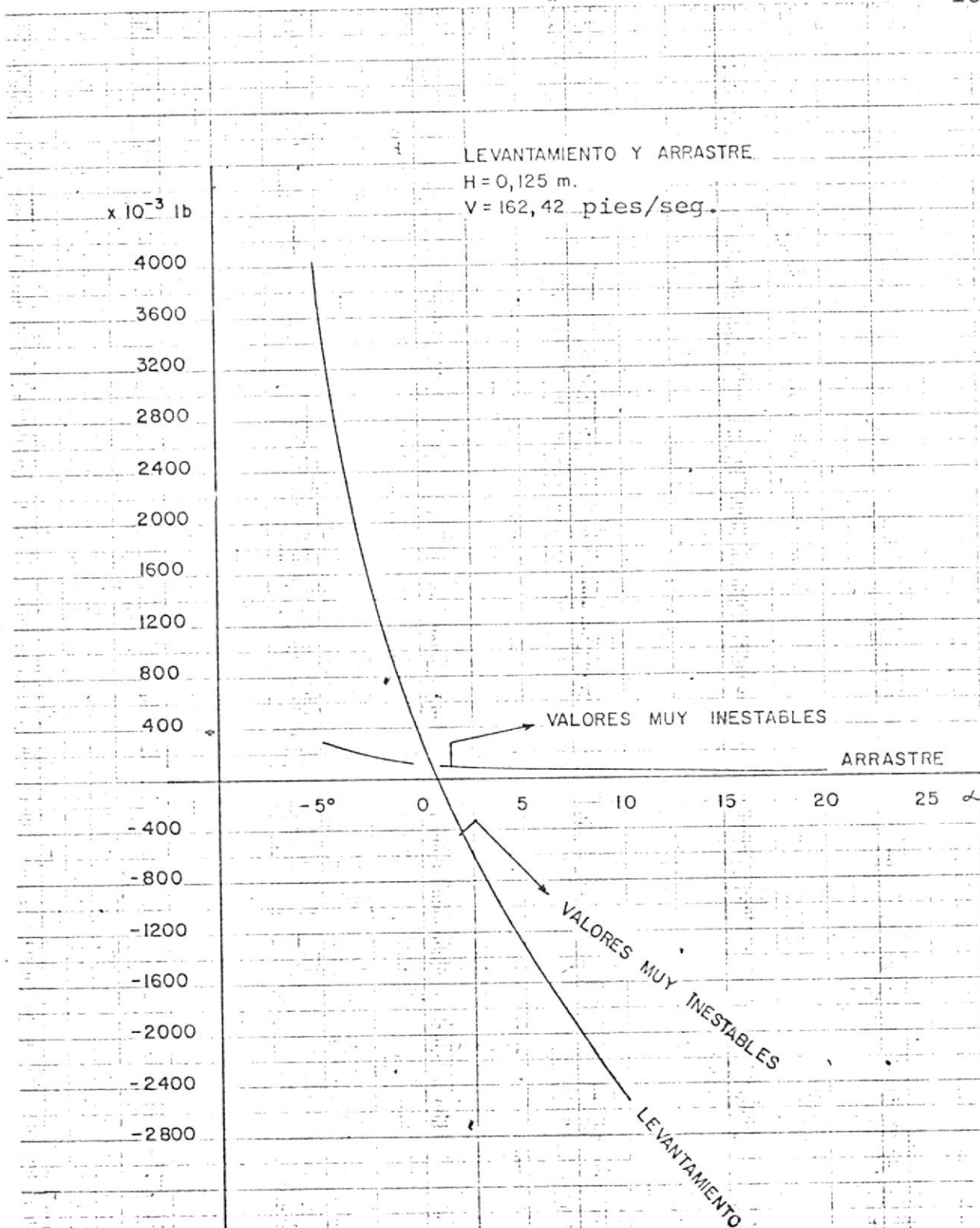


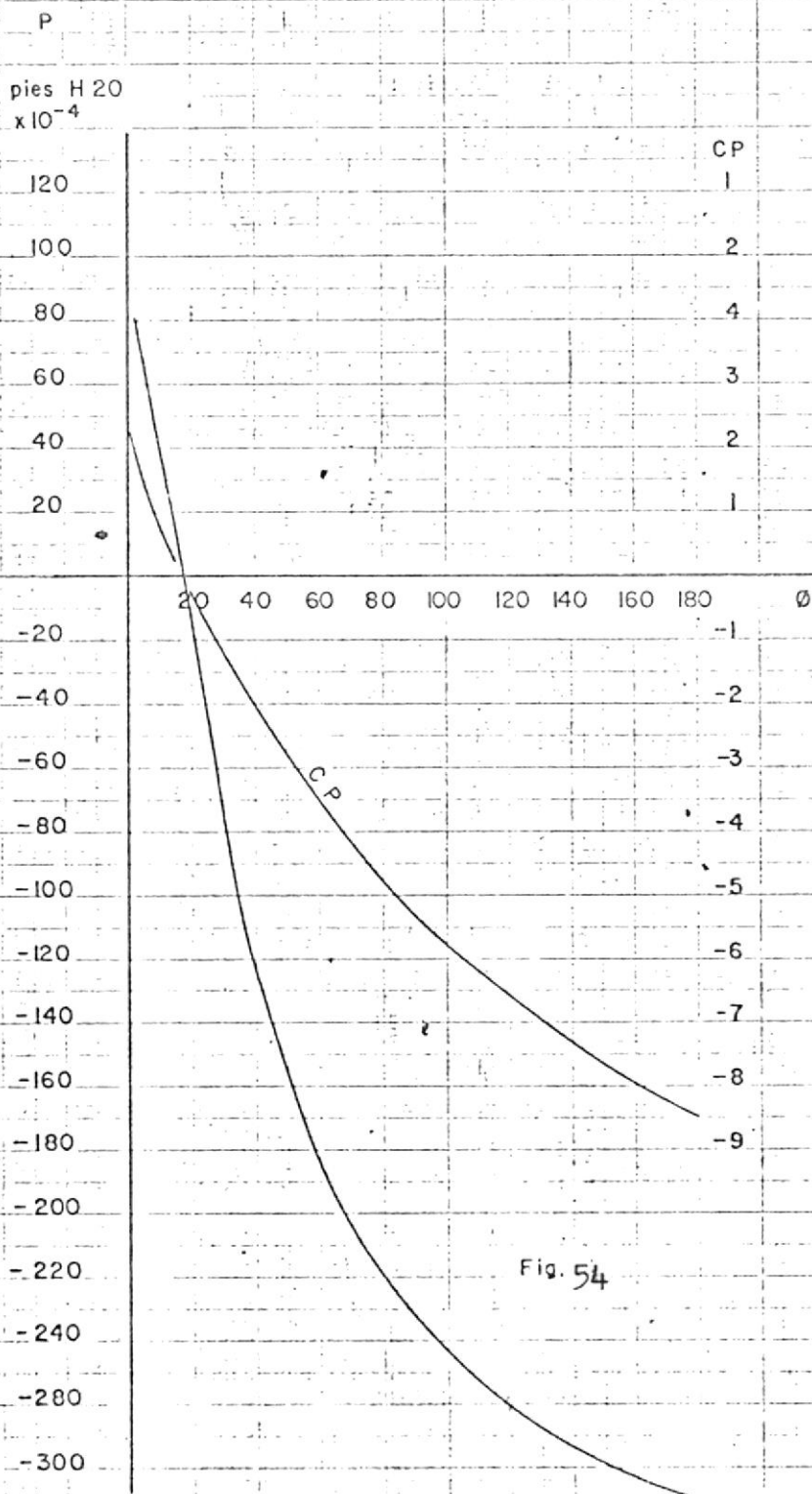
Fig. 53 53

DISTRIBUCION DE PRESION Y ARRASTRE ALREDEDOR DE UN CILINDRO

PRUEBA # 11

θ	P pies de agua $\times 10^{-4}$	Cp lb.
0	82,0	2,20
10	65,6	1,76
20	0,0	0,22
30	- 16,4	- 2,64
40	- 65,6	- 2,20
50	- 49,2	- 3,96
60	-246,0	- 6,60
70	-246,0	- 6,60
80	-246,0	- 6,60
90	-246,0	- 6,60
100	-246,0	- 6,60
110	-246,0	- 6,60
120	-262,4	- 6,60
130	-262,4	- 7,04
140	-278,8	- 7,42
150	-278,8	- 7,92
160	-278,8	- 7,92
170	-278,8	- 7,92
180	-295,2	- 7,92

DISTRIBUCION DE PRESION ALREDEDOR DE UN CILINDRO
 $Re = 7300$



VI. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

El estudio efectuado en la realización de esta tesis es teórico y sintetiza de la manera más clara y sencilla posible el diseño y uso de un túnel de viento. Es indudable que el túnel de viento como auxiliar en la solución de algunos problemas de ingeniería, abre nuevos caminos de investigación y reduce en otros la complejidad numérica propia de ellos.- Así mismo, debido a la gran variedad de problemas que se pueden presentar en las diferentes ramas de la ingeniería, resulta imposible que un solo tipo de túnel satisfaga las necesidades de todos ellos. Por ejemplo en problemas hidráulicos es frecuente usar túneles con velocidades muy bajas, para producir fenómenos de transporte de sedimentos, etc. y túneles con velocidades altas para determinar efectos de la turbulencia alrededor de los cuerpos, como pilares de puentes, edificios, etc., no reduciéndose el problema solo a las velocidades sino también a otras características, como, tamaño, instrumental necesario, etc. Por lo anterior existen muchos túneles, siendo los más frecuentes los destinados a reducir problemas numéricos de difícil solución.

Actualmente la ESPOL cuenta con un túnel de viento para realizar numerosas investigaciones, mas la complejidad de lo mismo así como su crecido número, nos lleva a la necesidad de construir otro a fin de complementarlo, éste como se ha

visto tiene diferentes dimensiones y características. Las ventajas serán las siguientes:

- Comparar los resultados de ambos túneles para cualificar los efectos de escala en los modelos.
- Producir otras condiciones de operación para analizar estudios diferentes.
- Reducir los efectos de interferencia producidos por las paredes.

El uso de los datos obtenidos en este túnel se deberá usar con mucho cuidado pues su valor dependerá en mucho de cuán hábil es el operador del mismo.

Las pruebas que se efectuarán en él, la formación de modelos, ajuste de parámetros y correcciones necesarias, etc. tienen tal grado de interés y complejidad que merecen ser considerados como tema de tesis.

La información obtenida, en el caso de que se construya el túnel, será de gran utilidad para la Institución o Universidad del país, que requiera datos para sus investigaciones, o que deseen construir su propio túnel.

la comprobación y solución de problemas académicos, en las áreas de: dinámica de gases, mecánica de fluidos e hidráulica, transferencia de calor, estudio de diferentes parámetros en modelos y manejo de los mismos.

VII. APENDICE

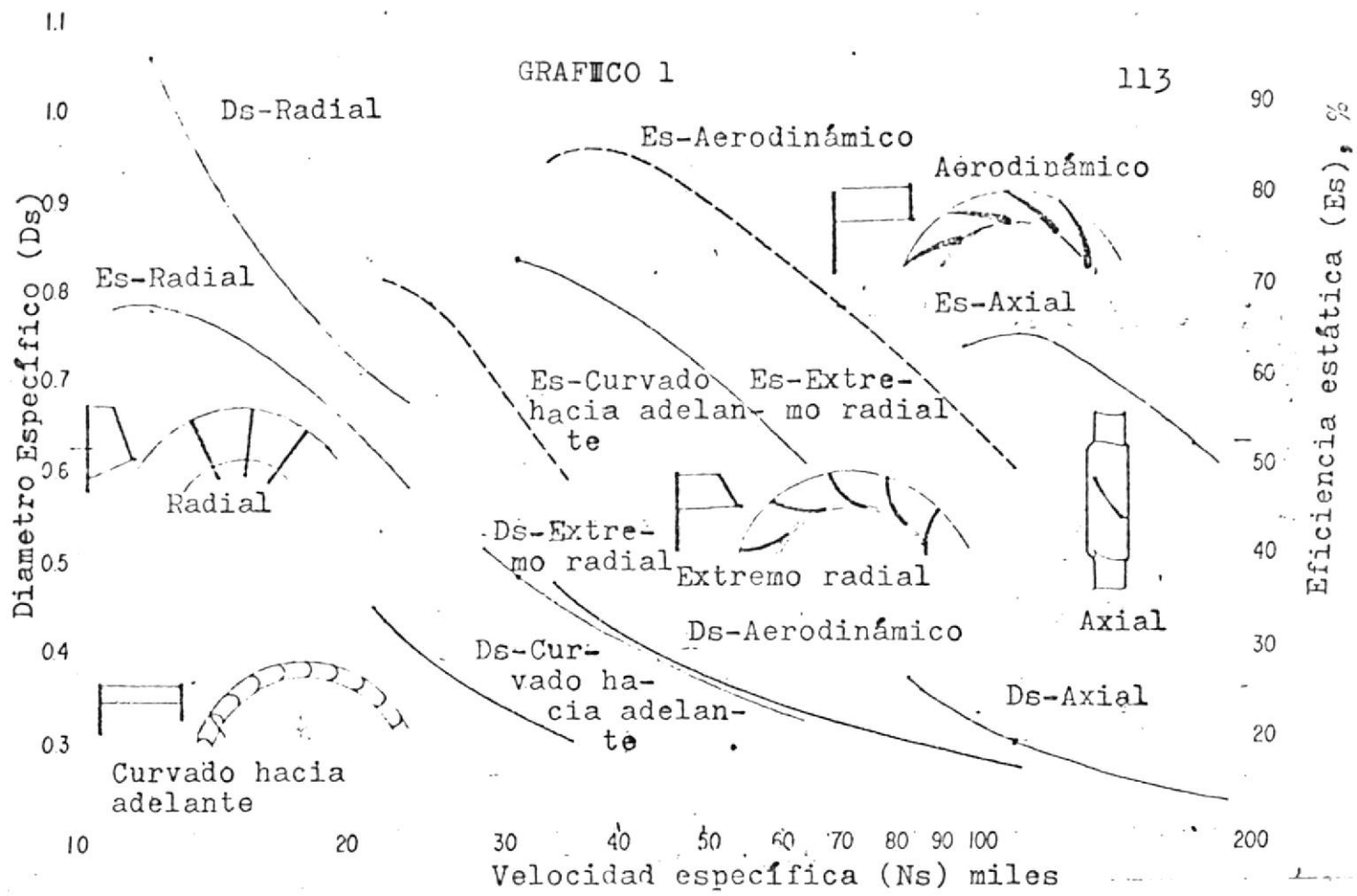


GRAFICO PARA LA SELECCION DEL VENTILADOR

ALGUNAS PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS

. PROPIEDADES DEL AGUA A LA PRESION ATMOSFERICA

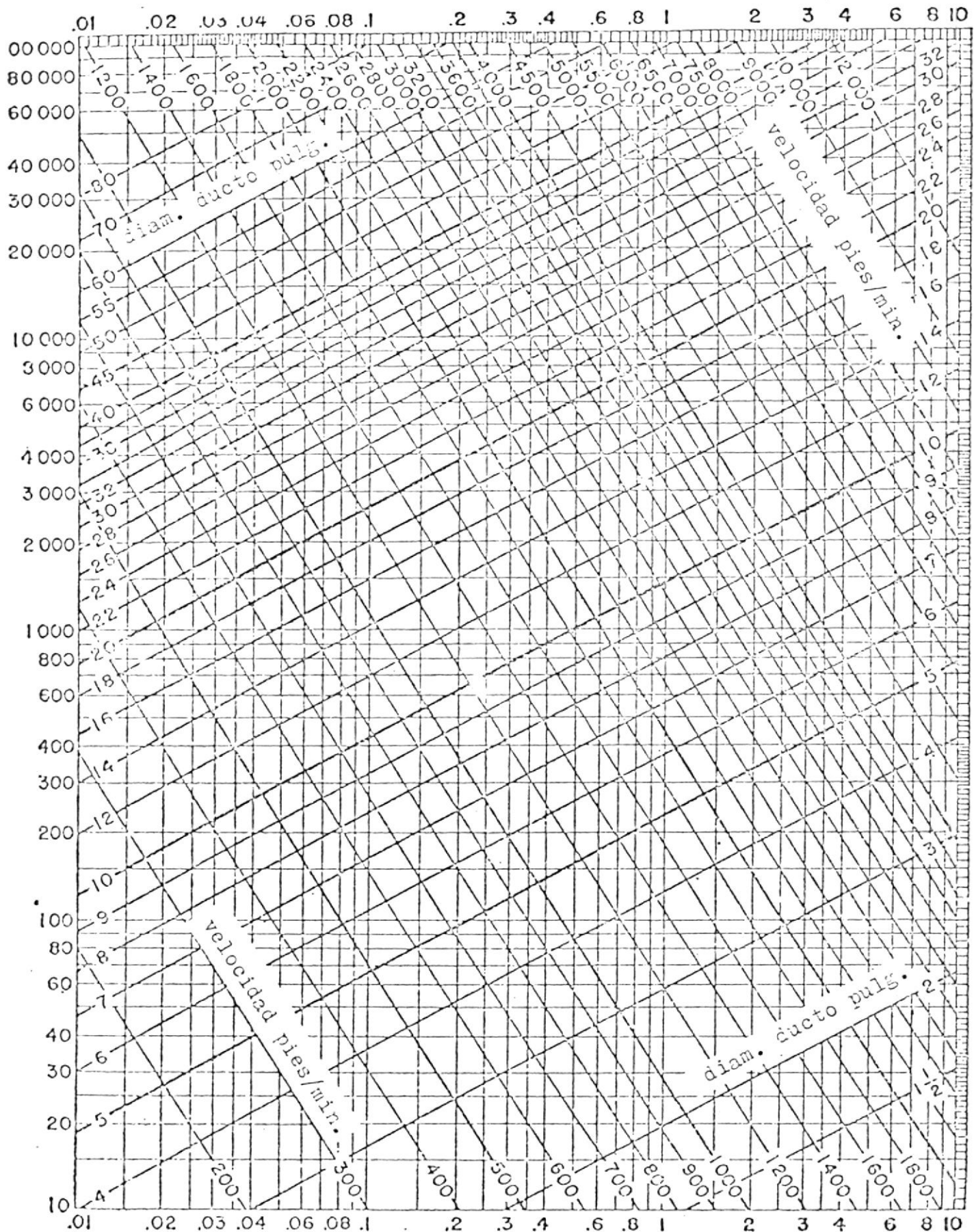
Temperatura		Densidad		Viscosidad		Viscosidad cinemática	
°C	°F	gm/cm ³	slugs/pie ³	dinas-seg/cm ²	lb _f -seg/pie ²	cm ² /seg	pie ² /seg
0	32	0,99987	1,940	$1,794 \times 10^{-2}$	$3,746 \times 10^{-5}$	$1,794 \times 10^{-2}$	$1,930 \times 10^{-5}$
4	39	1,00000	1,941	1,568	3,274	1,568	1,687
5	41	0,99999	1,941	1,519	3,172	1,519	1,634
10	50	0,99973	1,940	1,310	2,735	1,310	1,407
15	59	0,99913	1,940	1,145	2,391	1,146	1,233
20	68	0,998	1,937	1,009	2,107	1,011	1,088
30	86	0,996	1,932	0,800	1,670	0,803	0,864
40	104	0,992	1,925	0,654	366	0,659	0,709
50	122	0,988	1,917	0,549	1,146	0,556	0,598
60	140	0,983	1,907	0,470	0,981	0,478	0,514
70	158	0,978	1,897	0,407	0,850	0,416	0,448
80	176	0,972	1,885	0,357	0,745	0,367	0,395
90	194	0,965	1,872	0,317	0,662	0,328	0,353
100	212	0,958	1,858	0,284	0,593	0,296	0,318

PROPIEDADES DEL AIRE A LA PRESION ATMOSFERICA

Temperatura		Densidad		Viscosidad		Viscosidad cinemática	
°C	°F	gm/cm ³	slugs/pie ³	dinas-seg/cm ²	lb _f -seg/pie ²	cm ² /seg	pie ² /seg
0	32	$1,293 \times 10^{-3}$	$2,510 \times 10^{-3}$	$1,709 \times 10^{-4}$	$3,568 \times 10^{-7}$	0,1322	$1,427 \times 10^{-4}$
	122	1,063	2,122	1,951	4,074	0,1785	1,921
	212	0,946	1,836	2,175	4,541	0,2299	2,474
	302	0,834	1,619	2,385	4,980	0,2860	3,077
	392	0,746	1,448	2,582	5,391	0,3461	3,724
	482	0,675	1,310	2,770	5,784	0,4104	4,416
	572	0,616	1,196	2,946	6,151	0,4782	5,145
		0,567	1,101	3,113	6,500	0,5490	5,907
		0,525	1,019	3,277	6,842	0,6246	6,721
		0,488	0,947	3,433	7,168	0,7035	7,570
		0,457	0,887	3,583	7,481	0,7840	8,436

Tabla A-2

Flujo isentrópico (a) $k = 1.4$										
M	M^*	$\frac{A}{A^*}$	$\frac{\rho}{\rho_0}$	$\frac{p}{p_0}$	$\frac{T}{T_0}$	$\frac{l}{l^*}$	$\left(\frac{A}{A^*}\right)\left(\frac{p}{p_0}\right)$	f_w	f_l	Γ
0.80	.82514	1.03823	.65602	.74000	.88652	1.01853	.68110	.65952	1.8859	.96318
.81	.83426	1.03422	.64951	.73474	.88400	1.01646	.67173	.66208	1.8821	.96691
.82	.84334	1.03046	.64300	.72947	.88146	1.01455	.66259	.66449	1.8786	.97043
.83	.85239	1.02696	.63650	.72419	.87890	1.01278	.65366	.66676	1.8753	.97375
.84	.86140	1.02370	.63000	.71890	.87633	1.01115	.64493	.66888	1.8723	.97685
.85	.87037	1.02067	.62351	.71361	.87374	1.00966	.63640	.67087	1.8695	.97975
.86	.87929	1.01787	.61703	.70831	.87114	1.00829	.62806	.67271	1.8670	.98244
.87	.88817	1.01530	.61057	.70300	.86852	1.00704	.61991	.67441	1.8647	.98493
.88	.89702	1.01294	.60412	.69769	.86589	1.00591	.61193	.67598	1.8626	.98722
.89	.90583	1.01080	.59768	.69237	.86324	1.00490	.60413	.67742	1.8607	.98932
.90	.91460	1.00886	.59126	.68704	.86058	1.00399	.59650	.67872	1.8590	.99121
.91	.92333	1.00713	.58486	.68171	.85791	1.00318	.58903	.67988	1.8575	.99292
.92	.93201	1.00560	.57848	.67639	.85523	1.00248	.58171	.68092	1.8562	.99443
.93	.94065	1.00426	.57212	.67107	.85253	1.00188	.57455	.68183	1.8551	.99576
.94	.94925	1.00311	.56578	.66575	.84982	1.00136	.56754	.68261	1.8542	.99690
.95	.95781	1.00214	.55946	.66044	.84710	1.00093	.56066	.68327	1.8534	.99786
.96	.96633	1.00136	.55317	.65513	.84437	1.00059	.55392	.68380	1.8527	.99864
.97	.97481	1.00076	.54691	.64982	.84162	1.00033	.54732	.68421	1.8522	.99924
.98	.98325	1.00033	.54067	.64452	.83887	1.00014	.54085	.68450	1.8519	.99966
.99	.99165	1.00008	.53446	.63923	.83611	1.00003	.53450	.68467	1.8517	.99991
1.00	1.00000	1.00000	.52828	.63394	.83333	1.00000	.52828	.68473	1.8516	1.00000
1.01	1.00831	1.00008	.52213	.62866	.83055	1.00003	.52218	.68467	1.8517	.99991
1.02	1.01658	1.00033	.51602	.62339	.82776	1.00013	.51619	.68451	1.8519	.99967
1.03	1.02481	1.00074	.50994	.61813	.82496	1.00030	.51031	.68423	1.8522	.99926
1.04	1.03300	1.00130	.50389	.61288	.82215	1.00053	.50454	.68384	1.8526	.99869
1.05	1.04114	1.00202	.49787	.60765	.81933	1.00082	.49888	.68334	1.8531	.99797
1.06	1.04924	1.00290	.49189	.60243	.81651	1.00116	.49332	.68275	1.8538	.99710
1.07	1.05730	1.00394	.48595	.59722	.81368	1.00155	.48787	.68205	1.8545	.99508
1.08	1.06532	1.00512	.48005	.59203	.81084	1.00200	.48251	.68124	1.8553	.99490
1.09	1.07330	1.00645	.47418	.58685	.80800	1.00250	.47724	.68034	1.8563	.99359
1.10	1.08124	1.00793	.46835	.58169	.80515	1.00305	.47206	.67935	1.8573	.99214
1.11	1.08914	1.00955	.46256	.57655	.80230	1.00365	.46698	.67826	1.8584	.99054
1.12	1.09699	1.01131	.45682	.57143	.79944	1.00429	.46199	.67707	1.8596	.98881
1.13	1.10480	1.01322	.45112	.56632	.79657	1.00497	.45708	.67580	1.8608	.98695
1.14	1.11256	1.01527	.44545	.56123	.79370	1.00569	.45225	.67443	1.8622	.98496
1.15	1.1203	1.01746	.43983	.55616	.79083	1.00646	.44751	.67298	1.8636	.98284
1.16	1.1280	1.01978	.43425	.55112	.78795	1.00726	.44284	.67145	1.8651	.98060
1.17	1.1356	1.02224	.42872	.54609	.78507	1.00810	.43825	.66983	1.8666	.97824
1.18	1.1432	1.02484	.42323	.54108	.78218	1.00897	.43374	.66814	1.8682	.97576
1.19	1.1508	1.02757	.41778	.53610	.77929	1.00988	.42930	.66636	1.8699	.97317



PERDIDAS POR FRICCION EN PULGADAS DE AGUA POR 100 PIES

A.S.H.R.A.E. AIR FRICTION CHART

Copyright by American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers

Funciones para flujo isentrópico unidimensional para un gas perfecto †
(Calor específico y peso molecular constante)

(a) $k = 1.4$

M	M^*	$\frac{A}{A^*}$	$\frac{\rho}{\rho_0}$	$\frac{p}{p_0}$	$\frac{T}{T_0}$	$\frac{l}{l^*}$	$\left(\frac{A}{A^*}\right)\left(\frac{\rho}{\rho_0}\right)$	f_u	f_l	Γ
0	0	∞	1.00000	1.00000	1.00000	∞	∞	0	∞	0
0.01	0.01096	57.874	.99993	.99995	.99993	45.650	57.870	.01183	84.526	.01775
.02	.02191	28.942	.99972	.99980	.99992	22.834	28.934	.02266	42.280	.03477
.03	.03286	19.300	.99937	.99955	.99982	15.232	19.288	.03548	28.265	.05176
.04	.04381	14.482	.99888	.99920	.99968	11.435	14.465	.04728	21.173	.06911
.05	.05476	11.392	.99825	.99875	.99950	9.1584	11.571	.05907	16.958	.08628
.06	.06570	9.6659	.99748	.99820	.99928	7.6428	9.6415	.07084	14.152	.10355
.07	.07664	8.2915	.99658	.99755	.99902	6.5620	8.2631	.08258	12.151	.12069
.08	.08758	7.2616	.99553	.99680	.99872	5.7529	7.2291	.09429	10.652	.13777
.09	.09851	6.4613	.99435	.99596	.99838	5.1249	6.4258	.10597	9.4894	.15479
.10	.10943	5.8218	.99303	.99502	.99800	4.6236	5.7812	.11761	8.5613	.17180
.11	.12035	5.2992	.99157	.99398	.99758	4.2146	5.2546	.12921	7.8039	.18873
.12	.13126	4.8643	.98998	.99284	.99714	3.8747	4.8157	.14077	7.1746	.20559
.13	.14216	4.4968	.98826	.99160	.99664	3.5880	4.4440	.15227	6.6438	.22242
.14	.15306	4.1824	.98640	.99027	.99610	3.3432	4.1255	.16372	6.1903	.23910
.15	.16395	3.9103	.98441	.98884	.99552	3.1317	3.8493	.17511	5.7983	.25574
.16	.17483	3.6727	.98228	.98731	.99490	2.9474	3.6076	.18644	5.4576	.27228
.17	.18569	3.4635	.98003	.98569	.99425	2.7855	3.3943	.19770	5.1578	.28873
.18	.19654	3.2779	.97765	.98398	.99356	2.6422	3.2046	.20889	4.8925	.30507
.19	.20738	3.1122	.97514	.98217	.99283	2.5146	3.0348	.22001	4.6562	.32129
.20	.21822	2.9635	.97250	.98027	.99206	2.4004	2.8820	.23105	4.4447	.33745
.21	.22904	2.8293	.96973	.97828	.99125	2.2976	2.7437	.24201	4.2543	.35346
.22	.23984	2.7076	.96685	.97621	.99041	2.2046	2.6178	.25289	4.0822	.36931
.23	.25063	2.5968	.96383	.97403	.98953	2.1203	2.5029	.26368	3.9260	.38509
.24	.26141	2.4956	.96070	.97177	.98861	2.0434	2.3975	.27438	3.7837	.40073
.25	.27216	2.4027	.95745	.96942	.98765	1.9732	2.3005	.28498	3.6537	.41619
.26	.28291	2.3173	.95408	.96699	.98666	1.9088	2.2109	.29549	3.5344	.43153
.27	.29364	2.2385	.95060	.96446	.98563	1.8495	2.1279	.30589	3.4248	.44672
.28	.30435	2.1656	.94700	.96185	.98456	1.7950	2.0508	.31619	3.3238	.46177
.29	.31504	2.0979	.94329	.95916	.98346	1.7446	1.9789	.32638	3.2304	.47666
.30	.32572	2.0351	.93947	.95638	.98232	1.6979	1.9119	.33647	3.1440	.49139
.31	.33638	1.9765	.93554	.95352	.98114	1.6546	1.8491	.34644	3.0638	.50594
.32	.34701	1.9218	.93150	.95058	.97993	1.6144	1.7902	.35629	2.9893	.52034
.33	.35762	1.8707	.92736	.94756	.97868	1.5769	1.7348	.36602	2.9199	.53453
.34	.36821	1.8229	.92312	.94446	.97740	1.5420	1.6823	.37563	2.8552	.54859
.35	.37879	1.7780	.91877	.94128	.97608	1.5094	1.6336	.38512	2.7948	.56244
.36	.38935	1.7358	.91433	.93803	.97473	1.4789	1.5871	.39448	2.7383	.57612
.37	.39988	1.6961	.90979	.93470	.97335	1.4503	1.5431	.40371	2.6855	.58959
.38	.41039	1.6587	.90516	.93129	.97193	1.4236	1.5014	.41281	2.6359	.60289
.39	.42087	1.6234	.90044	.92782	.97048	1.3985	1.4618	.42178	2.5894	.61597

Flujo isentrópico
(e) $k = 1.4$

M	M^*	$\frac{A}{A^*}$	$\frac{P}{P_0}$	$\frac{P}{P_0}$	$\frac{T}{T_0}$	$\frac{I}{I^*}$	$\left(\frac{A}{A^*}\right)\left(\frac{P}{P_0}\right)$	f_w	f_t	Γ
.40	.43133	1.5901	.89562	.92428	.96899	1.3749	1.4241	.43061	2.5458	.62888
.41	.44177	1.5587	.89071	.92066	.96747	1.3527	1.3883	.43930	2.5047	.64157
.42	.45218	1.5289	.88572	.91697	.96592	1.3318	1.3542	.44786	2.4661	.65406
.43	.46256	1.5007	.88065	.91322	.96434	1.3122	1.3216	.45627	2.4297	.66634
.44	.47292	1.4740	.87550	.90940	.96272	1.2937	1.2905	.46454	2.3955	.67842
.45	.48326	1.4487	.87027	.90552	.96108	1.2763	1.2607	.47266	2.3632	.69029
.46	.49357	1.4246	.86496	.90157	.95940	1.2598	1.2322	.48064	2.3327	.70194
.47	.50385	1.4018	.85958	.89756	.95769	1.2443	1.2050	.48847	2.3040	.71337
.48	.51410	1.3801	.85413	.89349	.95595	1.2296	1.1786	.49615	2.2768	.72459
.49	.52432	1.3594	.84861	.88936	.95418	1.2158	1.1537	.50368	2.2512	.73559
.50	.53452	1.3398	.84302	.88517	.95238	1.2027	1.12951	.51105	2.2269	.74635
.51	.54469	1.3212	.83737	.88092	.95055	1.1903	1.10631	.51828	2.2040	.75690
.52	.55482	1.3034	.83166	.87662	.94869	1.1786	1.08397	.52535	2.1823	.76722
.53	.56493	1.2864	.82589	.87227	.94681	1.1675	1.06245	.53226	2.1618	.77733
.54	.57501	1.2703	.82005	.86788	.94489	1.1571	1.04173	.53902	2.1424	.78720
.55	.58506	1.2550	.81416	.86342	.94295	1.1472	1.02174	.54563	2.1241	.79685
.56	.59508	1.2403	.80822	.85892	.94098	1.1378	1.00244	.55207	2.1067	.80626
.57	.60506	1.2263	.80224	.85437	.93898	1.1289	.98381	.55836	2.0903	.81544
.58	.61500	1.2130	.79621	.84977	.93696	1.1205	.96581	.56449	2.0748	.82439
.59	.62491	1.2003	.79012	.84513	.93491	1.1126	.94839	.57046	2.0601	.83311
.60	.63480	1.1882	.78400	.84045	.93284	1.10504	.93155	.57628	2.0461	.84161
.61	.64466	1.1766	.77784	.83573	.93074	1.09793	.91525	.58193	2.0330	.84987
.62	.65448	1.1656	.77164	.83096	.92861	1.09120	.89946	.58743	2.0205	.85789
.63	.66427	1.1551	.76540	.82616	.92646	1.08485	.88416	.59276	2.0087	.86568
.64	.67402	1.1451	.75913	.82132	.92428	1.07883	.86932	.59794	1.9976	.87325
.65	.68374	1.1356	.75283	.81644	.92208	1.07314	.85493	.60296	1.9871	.88057
.66	.69342	1.1265	.74650	.81153	.91986	1.06777	.84096	.60782	1.9771	.88767
.67	.70307	1.1178	.74014	.80659	.91762	1.06271	.82740	.61252	1.9677	.89455
.68	.71268	1.1096	.73376	.80162	.91535	1.05792	.81421	.61707	1.9589	.90118
.69	.72225	1.1018	.72735	.79662	.91306	1.05340	.80141	.62145	1.9505	.90759
.70	.73179	1.09437	.72092	.79158	.91075	1.04915	.78896	.62568	1.9426	.91376
.71	.74129	1.08729	.71448	.78652	.90842	1.04514	.77685	.62976	1.9352	.91971
.72	.75076	1.08057	.70802	.78143	.90606	1.04137	.76507	.63368	1.9282	.92544
.73	.76019	1.07419	.70155	.77632	.90368	1.03783	.75360	.63744	1.9217	.93093
.74	.76958	1.06814	.69507	.77119	.90129	1.03450	.74243	.64105	1.9155	.93620
.75	.77893	1.06242	.68857	.76603	.89888	1.03137	.73155	.64450	1.9097	.94125
.76	.78825	1.05700	.68207	.76086	.89644	1.02844	.72095	.64781	1.9043	.94607
.77	.79753	1.05188	.67556	.75567	.89399	1.02570	.71062	.65096	1.8992	.95068
.78	.80677	1.04705	.66905	.75046	.89152	1.02314	.70054	.65396	1.8945	.95506
.79	.81597	1.04250	.66254	.74524	.88903	1.02075	.69070	.65681	1.8901	.95923