

ANÁLISIS Y CONSTRUCCIÓN DE UNA TURBINA TESLA

**JESSICA GISSELLA MARADEY LÁZARO
ORLANDO PARDO URIBE**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICO – MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2005

ANÁLISIS Y CONSTRUCCIÓN DE UNA TURBINA TESLA

JESSICA GISSELLA MARADEY LÁZARO

ORLANDO PARDO URIBE

**Trabajo de Grado para optar al título de
INGENIERO MECÁNICO**

Director

OMAR ARMANDO GELVEZ AROCHA

Ingeniero Mecánico

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICO – MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2005

AGRADECIMIENTOS

A Dios, por haber permitido la culminación exitosa de este proyecto, por su amor, paciencia e infinito poder.

A mi madre, Leonor, por todo su derroche de fuerza, ganas, positivismo, entusiasmo, consejos, amor y entrega.

A mi padre, Tomás, por todo el apoyo y el esfuerzo para logro de mis metas y por esa fé incondicional en mí.

Los Amo con todo mi corazón.

A mi tío Juan Francisco Maradey, por sus consejos, por sus votos de confianza, por ser mi guía y mentor. Gracias por estar ahí siempre! Este logro lo comparto contigo. Gracias, mil Gracias!

A mi tía Esperanza, a Paulita, a Alvarito, por sus recomendaciones, oraciones y preocupación. Gracias por su cariño y su incondicionalidad.

A mis demás familiares y amigos, gracias por todas sus oraciones, su compañía, tiempo, paciencia, comprensión y lealtad.

A Omar Gévez Arocha, ingeniero mecánico, director del proyecto y amigo, por su respaldo, consejos, confianza y colaboración oportuna.

A Adipack Ltda, por toda la ayuda, el apoyo, el tiempo, para llevar a cabo en la etapa de construcción de este proyecto.

A todos los llevo en el corazón. Gracias.

Jessica Gissella Maradey Lázaro.

AGRADECIMIENTOS

A mis padres Salomón Pardo y María Celina Uribe por su apoyo incondicional.

A Omar Gélvez Arocha, ingeniero mecánico, director del proyecto por guiarnos y llevarnos a la culminación exitosa de este proyecto.

Al Ingeniero Julio Jimenez por su asesoría.

A la empresa Adipack Ltda y al señor Eduardo Pardo por su apoyo para la construcción de este proyecto.

Orlando Pardo Uribe.

CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN	18
1. TURBINAS DE VAPOR	20
1.1 HISTORIA	21
1.2 PRINCIPIOS BÁSICOS DE FUNCIONAMIENTO	22
1.3 CICLO TERMODINÁMICO DEL VAPOR	23
1.4 CLASIFICACIÓN DE LAS TURBINAS DE VAPOR	27
1.4.1 Turbinas de acción	27
1.4.2 Turbinas de reacción	32
1.4.3 Turbinas de acción y reacción (mixtas).	32
1.5 ELEMENTOS QUE CONSTITUYEN UNA TURBINA DE VAPOR	34
1.5.1 Carcaza o cilindro	34
1.5.2 Ejes y rodetes	37
1.5.3 Alabes	40
1.5.4 Sistema de sellos	44
1.5.5 Émbolo de compensación	51
1.5.6 Toberas	51
1.5.7 Sistema de regulación	52
1.5.8 Cojinetes de apoyo	54
1.5.9 Aislamiento de la turbina	55
1.5.10 Acoples	55
2. LA TURBINA TESLA	57
2.1 ANTECEDENTES	57
2.2 NIKOLA TESLA	57
2.3 HISTORIA DE LA TURBINA	60
2.4 PRINCIPIOS DE OPERACIÓN	67
2.5 DESEMPEÑO DE LA TURBINA TESLA	69

2.5.1 Caracterización del Flujo	77
2.5.2 Pérdidas	78
2.6 VENTAJAS DE LA TURBINA TESLA	81
2.7 DESVENTAJAS DE LA TURBINA TESLA	84
2.8 MÁQUINAS TIPO TESLA ACTUALES	85
3. ANÁLISIS TEÓRICO DE LA TURBINA TESLA	91
3.1 FLUJO VISCOSO LAMINAR	91
3.1.1 Ecuación de movimiento de Navier-Stokes	91
3.1.1 Condiciones iniciales y en la frontera	92
3.2 APLICACIONES DE LA ECUACIÓN DE NAVIER-STOKES	94
3.2.1 Flujo Plano de Couette	94
3.3 CAPAS LÍMITE LAMINARES	97
3.3.1 Aproximación en la capa límite	98
3.3.2 Capa límite en un punto de estancamiento	101
3.3.3 Separación de la capa límite	102
3.4 ANÁLISIS TEÓRICO DE LA TURBINA TESLA	104
4. CONSTRUCCIÓN DE UNA TURBINA TESLA	113
4.1 ELEMENTOS QUE COMPONEN EL SISTEMA PROPUESTO	114
4.1.1 Turbina tesla	114
4.1.2 Caja de rodamientos	143
4.1.3 Freno prony	158
4.2 ENSAMBLE FINAL	159
5. MEDICIÓN Y PRUEBAS DE LABORATORIO	161
CONCLUSIONES	170
RECOMENDACIONES	173
BIBLIOGRAFÍA	175
ANEXOS	179

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Ciclo de Operación del Vapor	21
Figura 2. Clases de Turbinas	22
Figura 3. El Ciclo Cerrado de Circulación de Vapor	23
Figura 4. Ciclo Termodinámico del Vapor	23
Figura 5. Diagrama de estado Ts del ciclo Rankine	24
Figura 6. Consumo de Vapor en el Rodete (Cr) Turbina Worthington Turbodine modelo 350	26
Figura 7. Pérdida de potencia (Uf)	27
Figura 8a. La dirección del vapor al final de la turbina es paralela al rotor	29
Figura 8b. El vapor se desplaza radialmente a la salida de los álabes	29
Figura 9. La cámara reversible permite aprovechar toda la energía cinética del vapor	30
Figura 10. Turbinas de Velocidad Escalonada (Disposición Curtis).	31
Figura 11. Turbina de Acción de Presión Escalonada (Disposición Rateau).	31
Figura 12. Problemas de las Turbinas de Reacción	32
Figura 13. Diseño de Turbinas Modernas	33
Figura 14. Similitud entre las Turbinas de Acción y de Reacción	33
Figura 15. Turbinas no Condensadoras	35
Figura 16 a. Diferentes Diseños de Carcaza para Turbinas de Vapor	36
Figura 16b. Aspectos Generales de la Carcaza de una Turbina Condensadora	37
Figura 17. Tipo de Ajuste del Rodete con el Eje	38
Figura 18. Rotor en una Turbina Mixta	39
Figura 19. Alabes Típicos de Turbinas de Acción	41
Figura 20. Alabes Típicos de Turbinas de Reacción	43
Figura 21. Álabes Inversores en Turbinas de Acción	44

Figura 22. Sellos de carbón o de grafito	47
Figura 23. Sellos de Laberinto	49
Figura 24. Montaje de un Sello de Laberinto	50
Figura 25. Ubicación del Tambor de Compensación	51
Figura 26. Toberas.	53
Figura 27. Retrato de Nikola Tesla	58
Figura 28 . Sistema de generación de energía eléctrica propuesto por Tesla	59
Figura 29. Diseño original de la turbina Tesla.	60
Figura 30. Modelos de turbinas construidas y desarrollados por Nikola Tesla	66
Figura 31. Diseño de bomba desarrollado por Tesla	66
Figura 32. Principio de operación de la turbina Tesla	67
Figura 33. Discos de una turbina Tesla	68
Figura 34. Rotor Tesla de 26 discos	69
Figura 35. Diagrama Esquemático de la Turbina mostrando la Trayectoria del fluido.	70
Figura 36. Triangulo de Velocidades para la Turbina Tesla	70
Figura 37. Detalle de la Velocidad de Entrada y Coordenadas.	71
Figura 38. Diagrama h-s para el rotor y el estator.	72
Figura 39. Relación entre los diferentes parámetros de funcionamiento de la turbina Tesla	74
Figura 40. Regiones de Laminarización y Transición presentes en el Espacio entre Discos.	78
Figura 41. Pérdidas en la Turbina de Disco	79
Figura 42. Diseño modificado de una turbina Tesla usada como compresor	83
Figura 43. Rodete de una turbina de vapor. (a) Rodete turbina Tesla. (b) Rodete de una turbina de Reacción. (c) Rodete de una turbina de acción.	84

Figura 44. Desempeño de una Turbina de Capa Límite Probada y Reportada por Schmidt.	87
Figura 45. Turbina Tesla utilizada en Automóviles	88
Figura 46. Representación gráfica	105
Figura 47. Gráfica de Hp Vs Radio para una Turbina de Disco	108
Figura 48 . Modelo de Vórtice libre	109
Figura 49. Grafica de Hp Vs Radio para una Turbina de Disco, Utilizando el Modelo de Vórtice Libre	112
Figura 50. Rodete Tesla	123
Figura 51. Rodete Phoenix	123
Figura 52. Disco Interior que Compone el Rodete Tesla.	124
Figura 53. Separadores en forma de Estrella del Rodete Tesla	125
Figura 54. Ensamble Rodete Tesla	125
Figura 55. Brida de Acople	126
Figura 56. Disco Interior que compone el Rodete Phoenix	127
Figura 57. Separadores centrales del Rodete Phoenix	127
Figura 58. Alabes del Rodete Phoenix	128
Figura 59. Ensamble del Rodete Phoenix	128
Figura 60. El Efecto de la contrapresión en la distribución de presión a lo largo de una tobera convergente.	129
Figura 61. El Efecto de la Contrapresión p_b en la Relación de Flujo de Masa M Y la Presión de Salida p_s de una Tobera Convergente.	132
Figura 62. La Variación de la Relación de Flujo de Masa a través de una Tobera con Propiedades de estancamiento entrada	133
Figura 63. Los Efectos de la Contrapresión en el Flujo a través de un Tobera	137
Figura 64. Forma Práctica del Perfil de una Tobera	139
Figura 65. Tobera Diseñada	141
Figura 66. Tapa Frontal y Tapa Posterior	142
Figura 67. Anillo de la Carcaza	142

Figura 68 . Ensamble Anillo y Tapa Posterior	143
Figura 69. Lubricación por salpique	146
Figura 70. Lubricación por Niebla de Aceite	148
Figura 71. Lubricación por Anillo	149
Figura 72. Lubricación por Circulación de Aceite	150
Figura 73. Cantidad de Aceite que se debe Aplicar a un Rodamiento Lubricado por Circulación	151
Figura 74. Ensamble Eje y Caja de Rodamientos	153
Figura 75. Ensamble Tapa Posterior, Anillo, Rodete Phoenix, Eje y Caja de Rodamientos	153
Figura 77 . Ensamble Final	159
Figura 78. Vista frontal de la Turbina Tesla	160
Figura 79. Vista Trasera del Ensamble Final	160
Figura 80 . Trampa de Vapor Utilizada	162
Figura 81 . Montaje de la Turbina Tesla	163

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Temperatura del Vapor Seco y Saturado	25
Tabla 2. Clasificación General de las Turbinas de Vapor	28
Tabla 3. Comparación de características entre la turbina de acción, de reacción y Tesla.	85
Tabla 4. Relación entre el Radio y el Espaciamiento del Disco con la Potencia	107
Tabla 5. Relación entre el Radio y el Espaciamiento del Disco con la Potencia (2)	107
Tabla 7. Datos tomados de la prueba 1 con Rodete Phoenix	164
Tabla 8. Datos tomados de la prueba 2 con Rodete Phoenix	164
Tabla 9. Datos tomados de la prueba 3 con Rodete Phoenix	165
Tabla 10. Datos tomados de la prueba 1 con Rodete Tesla	165

LISTA DE ANEXOS

	Pág.
Anexo A. Tesla Turbomachinery tested and reported in technical papers	180
Anexo B. Variation of Reynolds number in the flow between two disks	184
Anexo C. Patente de la turbina tesla	185
Anexo D. Flujo laminar completamente desarrollado entre placas paralelas infinitas	193
Anexo E. Non-Dimensional Performance Parameters of disk turbine	199
Anexo F. Selección correcta de un aceite industrial	203
Anexo G. Selección del tipo de aditivo extrema presión	212

NOMENCLATURA O GLOSARIO

NOTACIÓN

A	Área, m ² .
c	Velocidad total, Magnitud de la velocidad (m/seg)
C _p	Calor específico a presión constante, Jul/Kg.°K.
C _c	Factor de confiabilidad
C _d	Factor de tamaño o de diámetro, de gradiente
C _L	Factor de carga
C _o	Otros factores
C _s	Factor de acabado superficial
C _T	Factor de temperatura
D	Diámetro, m.
g	Aceleración gravitacional, m/s ² .
h	Entalpía Específica (kJ/kg)
k _f	Concentrador de esfuerzos
L	Longitud (m)
\dot{m}	Flujo Másico (kg/seg)
p	Presión (Pa)
P	Potencia (W, Hp)
Re	Número de Reynolds
s	Entropía Específica (kJ/kg)
Sn	Resistencia a la fatiga de una pieza real (Pa)
t	Tiempo (seg)
T	Temperatura (°C, K)
T	Torque (N-m)
u,U	Componente Radial de la Velocidad

LETRAS GRIEGAS

β	Ángulo entre la magnitud de la componente tangencial de la velocidad; en el estado 1 es el ángulo de la tobera ($^{\circ}$).
η	Eficiencia (%).
φ	Coefficiente de flujo.
λ	Coefficiente de carga.
μ	Viscosidad dinámica, Kg.m/s.
ν	Viscosidad cinemática del fluido (m^2/seg).
ρ	Densidad del fluido (kg/m^3).
σ	Esfuerzo de Reynolds (Pa).
τ	Esfuerzo cortante (Pa).
ω, Ω	Velocidad angular (rad/seg).

RESUMEN

TÍTULO:
ANÁLISIS Y CONSTRUCCIÓN DE UNA TURBINA TESLA *

AUTORES:
Jessica Gissella Maradey Lázaro.
Orlando Pardo Uribe.**

PALABRAS CLAVES:
Turbina Tesla, Turbinas de Vapor, Turbina de Disco, Nikola Tesla.

DESCRIPCIÓN:

El objetivo de este proyecto es promover el estudio de nuevas alternativas más eficientes, como lo es la turbina Tesla, que lleven a mejorar la utilización de la energía y su posterior transformación, para de esta forma contribuir con la misión de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander, de implementar y desarrollar tecnologías que beneficien los procesos productivos y energéticos que se realizan en el país.

Se construyó un modelo experimental de turbina Tesla con las siguientes características geométricas: Diámetro del disco: 10", número de discos: 11 (9 interiores de espesor 1.52mm, 2 exteriores de espesor 3/16"), separación entre discos: 0.912mm y dos geometrías de disco, un rodete con el diseño original de Tesla y el otro con una mejora que se le realizó al propuesto por Tesla sugerido por Phoenix Turbine Builders Club.

El modelo analítico se realizó a partir del estudio de la documentación consultada y de acuerdo a los conceptos de mecánica de fluidos aplicados a la turbomáquinas, el cual facilita el entendimiento del comportamiento de los diferentes parámetros de funcionamiento (Torque, potencia y eficiencia) y explica su relación con las características geométricas nombradas anteriormente.

El resultado es una turbina de alta versatilidad, alta longevidad (debido a los materiales y técnicas de fabricación utilizadas), de fácil montaje y desmontaje, y de alta velocidad, la cual brinda una oportunidad de mejorar considerablemente los sistemas energéticos actuales y abre diferentes líneas de estudio para lograr el desarrollo tecnológico y comercial de esta turbina.

* Trabajo de Grado

** Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ciencias Físico – Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Omar Armando Gelvez Arocha.

SUMMARY

TITLE:
ANALYSIS AND CONSTRUCTION OF A TESLA TURBINE *

AUTHORS:
Jessica Gissella Maradey Lázaro.
Orlando Pardo Uribe.**

KEY WORDS:
Tesla Turbine, Steam Turbines, Disk Turbine, Nikola Tesla.

DESCRIPTION:

The main objective of this project is to foster the assessment of modern and recent alternatives such as the Tesla turbine which are considered more efficient and definitely lead to improvements concerning the energy utilization and its forward transformation. Likewise; by developing our project, we expect to contribute to the Mechanical engineering School's mission in the Universidad Industrial de Santander and to implement and develop technologies to support the productive and energetic processes made in our country.

An experimental model was built with the following dimensional features: The number of disks is 11 (9 inner disks with 1.52mm in thickness, 2 outer disks with 3/16" in thickness), the diameter of the disks is 10" and the gap between disks is 0.912mm. Two rotors with different geometric features were made, the first rotor according to the original Tesla design and the second one, according to an improved design applied to the Tesla original model suggested by the Phoenix Turbine Builders Club.

The analysis model was made based on a previous study of the consulted information and documentation and according to the mechanical of fluid's concepts applied in turbomachinery, which makes easier the understanding of the different working parameters of the turbine's performance (Torque, power y efficiency) and explains their relationship with the geometric features previously named.

The result of this project was a highly easy to use turbine, with high longevity (Due to its materials and the techniques used in its construction), easy for mounting and overhauling and with high rotor velocities which allow considerably the improvement of the current energetic systems and launches a different line of study to achieve a better technological and commercial development of this type of turbine.

* Trabajo de Grado

** Industrial University of Santander. Ability of Ciencias Físico - Mechanical. School of Mechanical Engineering. Omar Armando Gelvez Arocha.

INTRODUCCIÓN

La mayoría de las personas recuerdan a Nikola Tesla por sus trabajos y descubrimientos en el campo de la energía eléctrica y la invención de la radio, sin embargo se olvidan de que fue un ingeniero mecánico de entrenamiento y corazón. También conservó a lo largo de su vida una gran pasión por volar, visionándose a sí mismo como el primer hombre que volaría, utilizando un avión impulsado por motores eléctricos. Tesla fue, sin embargo, anticipado por los hombres que lograron volar exitosamente en un avión que utilizaba un motor recíprocante de combustión interna. A pesar del éxito alcanzado en los vuelos, los aviones que utilizaban este tipo de motores eran peligrosos e impredecibles, así que Tesla colocó su atención en varios intentos por corregir los motores de combustión interna, para hacer del volar una experiencia segura y minimizar su impacto ambiental. A pesar de que el sueño de Tesla de ver aplicadas sus máquinas en el campo de la aviación no se hizo realidad durante su vida, si fueran aplicadas hoy en este campo, podrían proveer una alternativa silenciosa, segura, simple y eficiente sobre nuestra supuesta avanzada turbina de alabes, contenida en los motores de aviones actuales.

Sin embargo, las aplicaciones de esta increíble máquina no fueron limitadas solamente al campo de la aviación. Tesla puso en marcha algunos planes para reemplazar a lo que él consideró el antieconómico, contaminante, complicado e ineficiente motor de pistones recíprocantes, el cual sigue en uso masivo hoy en día, en todas sus aplicaciones, incluyendo el automóvil.

Si se implementara la producción masiva a escala comercial de la turbina Tesla, ésta se convertiría en una máquina extremadamente asequible debido a la simplicidad de su manufactura, larga vida útil, reversibilidad, puede funcionar con cualquier tipo de combustible, casi total prescindibilidad de mantenimiento,

reduciendo dichos costos, gran ahorro energético y reducción del impacto ambiental.

La turbina Tesla es una de las mejores alternativas para mejorar considerablemente la eficiencia de las transformaciones energéticas, dar solución a la creciente demanda de energía en forma de electricidad y calor que existe en nuestro país y lograr una óptima relación costo-beneficio que garantice un uso racional y eficiente de la energía.

A pesar de todas las ventajas presentadas y de los experimentos que ha realizado Phoenix Builders Club y de las sugerencias dadas por Ken Rieli (Fundador y Presidente del Club), así como también de la información brindada por TEBA (Tesla Engine Builders Association), aún no se le ha dado una aplicabilidad práctica y comercial a esta turbina; lo cual nos motivó a proponer este proyecto como una alternativa asequible y económica y se planteó como una oportunidad para que la Universidad continúe e impulse estos trabajos de investigación, experimentación y desarrollo para este tipo de tecnología.

1. TURBINAS DE VAPOR

El éxito obtenido con las turbinas de agua condujo a utilizar el principio de la turbina para extraer energía del vapor de agua. Mientras que la máquina de vapor de vaivén desarrollada por el inventor e ingeniero escocés James Watt utilizaba la presión del vapor, la turbina consigue mejores rendimientos al utilizar también la energía cinética de éste. Las turbinas de vapor son máquinas de flujo permanente, donde el vapor entra por las toberas y se expande hasta una presión más pequeña.

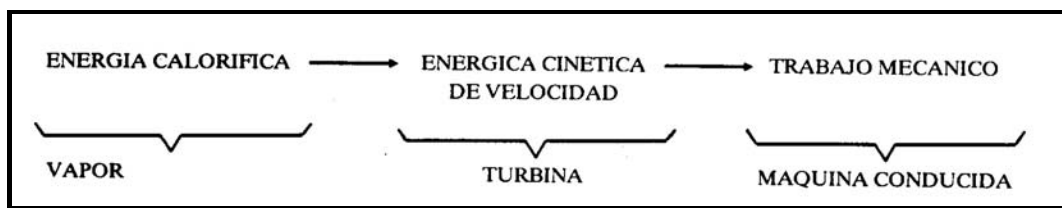
La turbina puede ser más pequeña, más ligera y más barata que una máquina de vapor de vaivén de la misma potencia, y puede ser de un tamaño mucho mayor que las máquinas de vapor convencionales.

Desde el punto de vista de la mecánica, tiene la ventaja de producir directamente un movimiento giratorio sin necesidad de una manivela o algún otro medio de convertir la energía de vaivén en energía rotatoria. Como resultado de ello, la turbina de vapor ha reemplazado a las máquinas de vaivén en las centrales generadoras de energía eléctrica, y también se utiliza como una forma de propulsión a chorro.

Las turbinas de vapor se utilizan en la generación de energía eléctrica de origen nuclear y en la propulsión de los buques con energía nuclear. En las aplicaciones de cogeneración que requieran tanto calor (el utilizado en un proceso industrial) como electricidad, se genera vapor a altas presiones en una caldera y se extrae desde la turbina a la temperatura y la presión que necesita el proceso industrial. Las turbinas de vapor se pueden utilizar en ciclos (escalones) combinados con un generador de vapor que recupera el calor que se perdería.

Las unidades industriales se utilizan para poner en movimiento máquinas, bombas, compresores y generadores eléctricos. La potencia que se obtiene puede ser de hasta 1.300 MW.

Figura 1. Ciclo de Operación del Vapor

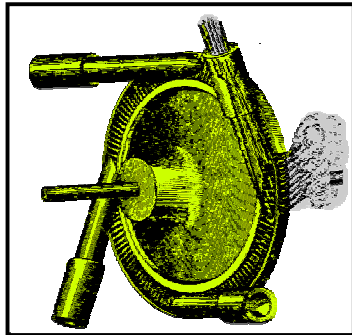


1.1 HISTORIA

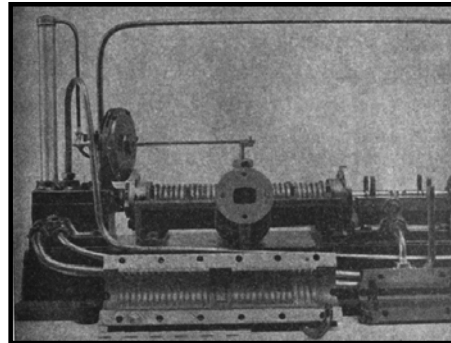
Su desarrollo se remonta al año 1884 con Carlos de Laval quien, estudiando la inyección de vapor para producir movimiento giratorio, diseñó las primeras turbinas de impulso o de acción de tipo comercial. Otros investigadores, como Carlos Parsons, quien fue el responsable del denominado principio de escalones, mediante el cual el vapor se expandía en varias fases, aprovechándose su energía en cada una de ellas y junto con CG. Curtis, diseñaron las turbinas, de reacción. Hoy en día ambos tipos son ampliamente utilizados en la industria y se construyen en una amplia gama de potencia para accionar bombas centrífugas, compresores de gas, sopladores de aire, ventiladores y generadores eléctricos.

Figura 2. Clases de Turbinas

a) Turbina de Laval



b) Turbina de Parsons

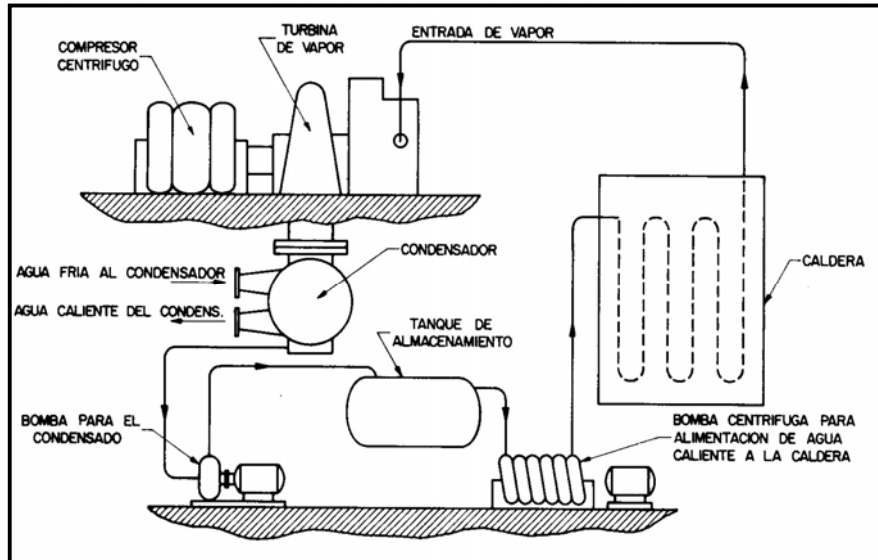


1.2 PRINCIPIOS BÁSICOS DE FUNCIONAMIENTO

El funcionamiento de la turbina de vapor se basa en el principio termodinámico que expresa que cuando el vapor se expande disminuye su temperatura y se reduce su energía interna. Esta reducción de la energía interna se transforma en energía mecánica por la aceleración de las partículas de vapor, lo que permite disponer directamente de una gran cantidad de energía. Cuando el vapor se expande, la reducción de su energía interna en 400 calorías puede producir un aumento de la velocidad de las partículas a unos 2.900 km/h. A estas velocidades la energía disponible es muy elevada, a pesar de que las partículas son extremadamente ligeras.

En la figura 3 se puede observar el recorrido del vapor. El vapor pasa de la caldera a la turbina; allí se expande en una sección de toberas fijas y/o móviles, aumentando considerablemente su velocidad, lo que hace que el rotor de la turbina gire, aprovechándose este movimiento para producir un trabajo mecánico. El vapor sale de la turbina y se condensa, pasando de nuevo a la caldera por un sistema de bombeo.

Figura 3. El Ciclo Cerrado de Circulación de Vapor



1.3 CICLO TERMODINÁMICO DEL VAPOR

El ciclo ideal en una planta de vapor es el Rankine, en el cual el vapor entra recalentado a la turbina y sale sobresaturado.

Figura 4. Ciclo Termodinámico del Vapor

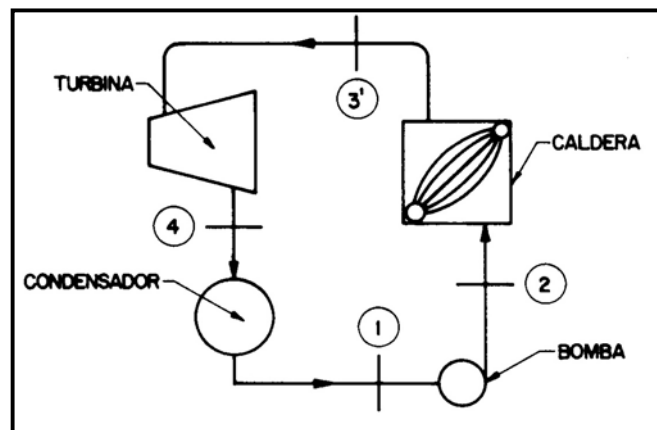
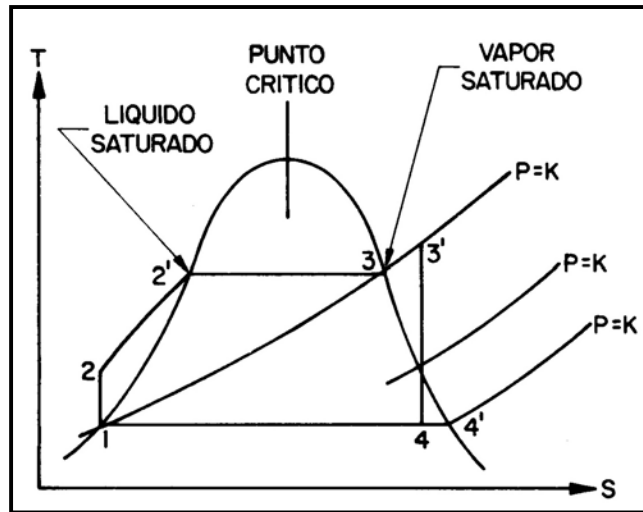


Figura 5. Diagrama de estado Ts del ciclo Rankine



1 - 2: Proceso adiabático y reversible en la bomba*.

2 - 3': Transmisión de calor a presión constante en la caldera.

3' - 4: Expansión adiabática y reversible en la turbina.

4 - 1: Transmisión de calor a presión constante en el condensador.

* El proceso adiabático se caracteriza porque no hay transmisión de calor. Lo que se pueda presentar se consideran pérdidas. El proceso reversible o irreversible se refiere al trabajo hecho por el sistema o sobre el sistema.

Entre el estado 4' y 1 siempre se presenta una mezcla de líquido y vapor. Para bombear se debe condensar completamente el vapor, de tal forma que sólo fluya líquido por la bomba; para lograr esto, el vapor se debe llevar hasta el punto 1 correspondiente a la línea de líquido saturado (calidad 0).

El vapor generado debe ser sobrecalentado (punto 3'), con el fin de evitar la condensación de agua y que ésta cause una rápida erosión de los álabes del rodete. Si la distancia entre la caldera y la turbina es considerable, se instalan trampas de vapor a lo largo de la línea para extraer el condensado a medida que éste se forma. Para reducir aún más la posibilidad que entre condensado a las

turbinas, las tomas de vapor se hacen por la parte superior a las líneas de distribución del vapor. En la tabla 1. se especifican las temperaturas para el vapor seco y saturado, de acuerdo con la presión.

Tomando como base las recomendaciones del fabricante de turbinas Worthington Turbodyne, el consumo de vapor en una turbina de vapor se puede calcular de:

$$C_v = C_r \left(\frac{\text{Pot} + \text{Uf}}{\text{Pot}} \right), \text{lb/hp} * \text{hr}$$

Donde:

Cv: Consumo de vapor, lb/hp*hr.

Cr: Consumo de vapor en el rodete, lb/hp* hr (Figura 5).

Pot: Potencia de la turbina, hp.

Uf: Pérdidas de potencia, hp (Figura 6).

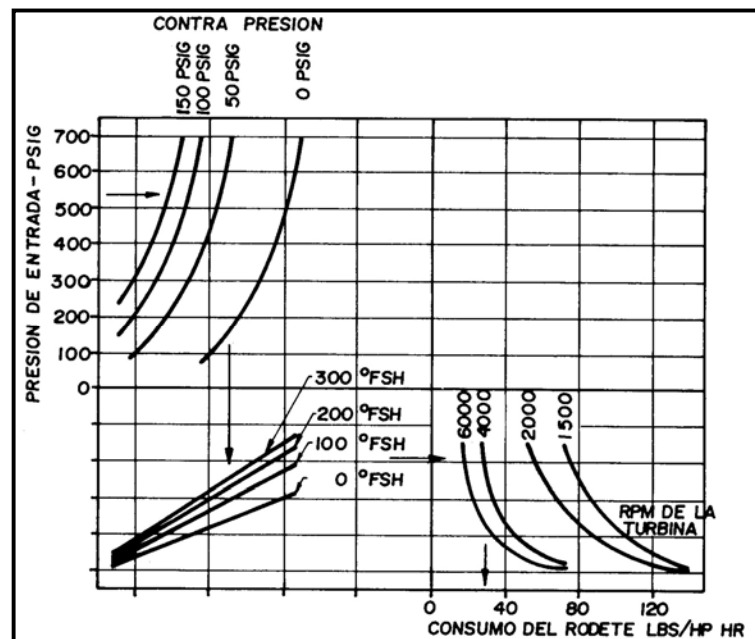
Las figuras 6 y 7 dependen del tipo de turbina. A manera de explicación, se han tomado las gráficas para una turbina Worthington Turbodyne, modelo 350.

Tabla 1. Temperatura del Vapor Seco y Saturado

Pres. Man.	Temp.	Pres. Man.	Temp.	Pres. Man.	Temp.	Pres. Man.	Temp.	Pres. Man.	Temp.
PSIG	°F	PSIG	°F	PSIG	°F	PSIG	°F	PSIG	°F
0	212	100	338	200	388	300	422	525	475
5	227	105	341	205	390	305	423	550	480
10	239	110	344	210	392	310	425	575	485
15	250	115	347	215	394	315	426	600	489
20	259	120	350	220	396	320	428	625	493
25	267	125	353	225	397	325	429	650	497
30	274	130	356	230	399	330	430	675	501
35	280	135	358	235	401	335	432	700	506
40	287	140	361	240	403	340	433	725	509
45	292	145	364	245	404	345	435	750	514
50	298	150	366	250	406	350	436	775	517
55	303	155	368	255	408	360	438	800	521
60	307	160	371	260	409	370	441	825	524
65	311	165	373	265	411	380	443	850	527
70	316	170	375	270	413	390	446	875	531
75	320	175	378	275	414	400	448	900	535
80	324	180	380	280	416	425	454		
85	328	185	382	285	417	450	459		
90	331	190	384	290	419	475	465		
95	335	195	386	295	421	500	470		

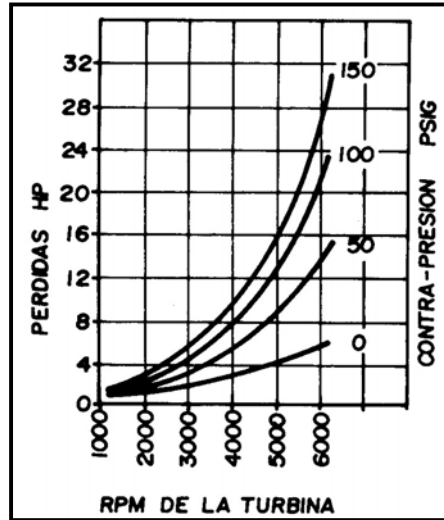
Para hallar el consumo de vapor en el rodete (Cr) se entra a la figura 6 con la presión de entrada del vapor en psig. Por este punto, se traza una recta horizontal hasta la contrapresión en psig. Por el punto de intersección se traza una vertical hasta el sobre calentamiento del vapor de entrada en °F, y por este nuevo punto de intersección, se traza una recta horizontal hasta que corte la curva correspondiente a la velocidad de la turbina en rpm, y se lee, en la escala horizontal inferior, el consumo de vapor en el rodete en lb/hp* hr.

Figura 6. Consumo de Vapor en el Rodete (Cr) Turbina Worthington Turbodine modelo 350



Para hallar las pérdidas de potencia (Uf) se entra a la figura con la velocidad de la turbina; se traza una recta vertical hasta la contrapresión en psig y se leen, en la escala de la izquierda, la pérdida de potencia en hp.

Figura 7. Pérdida de potencia (Uf)



1.4 CLASIFICACIÓN DE LAS TURBINAS DE VAPOR

Según el tipo de álabes que se empleen, se pueden clasificar en turbinas de acción (o de impulso) y de reacción. Comercialmente se emplean ambas y en las grandes unidades, una combinación de las dos.

En la tabla 2. se especifica la clasificación general.

1.4.1 Turbinas de acción. Se caracterizan porque el proceso termodinámico (transformación de la energía térmica en cinética) se realiza en órganos fijos llamados toberas o álabes directores. En este caso, la energía potencial en el vapor vivo se convierte en energía cinética en los álabes fijos, lo cual posteriormente se transforma en trabajo en los álabes móviles. La presión antes y después del álabes móvil permanece constante.

El vapor al expandirse adquiere gran velocidad, lográndose la máxima fuerza de impacto sobre los álabes. La presión del vapor cae completamente al expandirse en la sección divergente de la tobera y permanece constante hasta salir de la turbina, mientras que la velocidad disminuye progresivamente, a medida que pasa

por cada hilera de álabes. La clasificación más común de este tipo de turbinas es en axiales y radiales, según que la entrada del vapor con respecto al rotor sea paralela o perpendicular. Ver figuras 8a y 8b.

En las turbinas de acción no se presentan grandes fugas de vapor alrededor de la rueda o rodete porque éste ejerce una influencia negativa en su rendimiento. Esta característica constructiva de las turbinas de acción es muy importante durante el arranque, cuando los juegos sufren la influencia de la dilatación diferencial entre el rotor y el cilindro.

También impide que con arranques rápidos y cambios bruscos de carga, ocurran daños por fricción entre las partes móviles y fijas.

Tabla 2. Clasificación General de las Turbinas de Vapor

Tipo	Características	Especificación	Entrada del vapor con respecto al rotor
Acción	Sin Escalonamiento		Axial
	Con Escalonamiento	De velocidad	Axial
			Radial
			Tangencial
		De Presión	Axial
	Mixtas	Sobre toda la turbina	
Sobre las ruedas de alta presión			
Reacción	Sin Rodetes de acción		Axial Radial
	Con Rodetes de acción		

En las turbinas de acción, la conversión de energía más favorable ocurre cuando la velocidad periférica es más o menos igual a la mitad de la velocidad con la que el vapor sale de los álabes directores o toberas.

Otra ventaja de las turbinas de acción es que los empujes axiales en el rotor son relativamente pequeños, porque no existe diferencia de presión encima de los álabes móviles.

Las principales pérdidas de energía en las turbinas de acción son:

- Rozamiento del vapor con las paredes de las toberas y los álabes.
- Formación de turbulencias en el seno del vapor.
- Fugas de vapor por los intersticios, entre los diafragmas y el rotor.
- Choque del vapor con el borde de entrada a los álabes.

Figura 8a. La dirección del vapor al final de la turbina es paralela al rotor

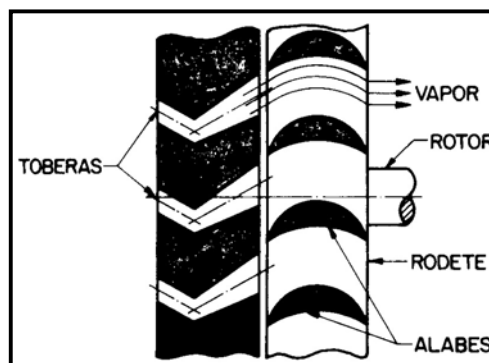
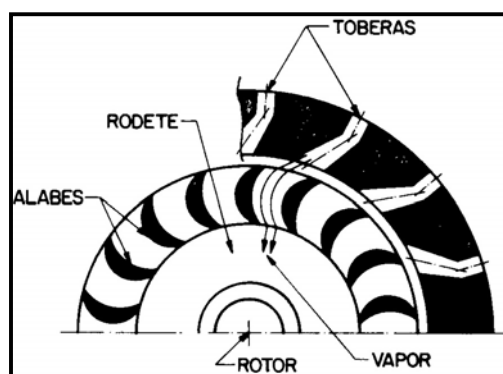


Figura 8b. El vapor se desplaza radialmente a la salida de los álabes



➤ **Tipos de Turbinas de Acción**

- **De velocidad escalonada.** En este tipo de turbinas la velocidad del vapor se puede regular con una sola hilera de álabes móviles, pero con cámara de reversión de vapor, que permite recircular varias veces el flujo, lográndose así una disminución gradual de la velocidad y un aprovechamiento más eficiente de la energía cinética del vapor. Ver fig. 9.

Otra forma, no menos común, de regular la velocidad del vapor consiste en un rodete con dos hileras de álabes o dos rodete s independientes y entre ellos una hilera de álabes inversores de flujo o directrices.

La capacidad de absorción de energía de este tipo de turbinas es alta y el rodete gira en una atmósfera a presión constante. Ver fig. 10.

La alta velocidad relativa con la que fluye el vapor por el largo y sinuoso camino que forman los álabes móviles y los inversores dan lugar a elevadas pérdidas, haciendo que en la práctica el número de escalonamientos de velocidad no pase de tres, siendo el más común el de dos. En las grandes turbinas de acción y reacción (mixtas), es frecuente el empleo de un doble escalonamiento de velocidad en el lado de AP.

Figura 9. La cámara reversible permite aprovechar toda la energía cinética del vapor

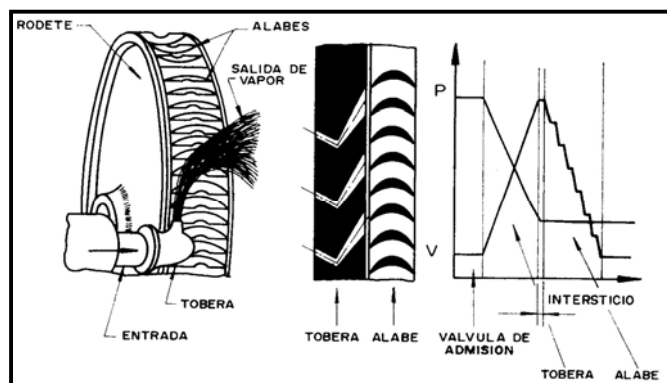
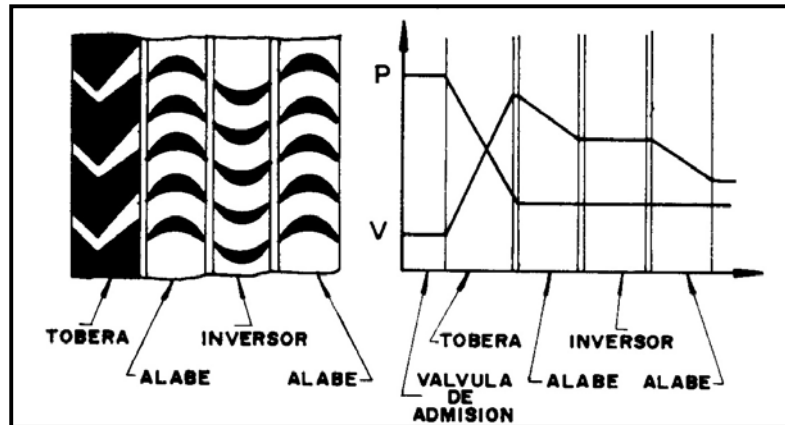


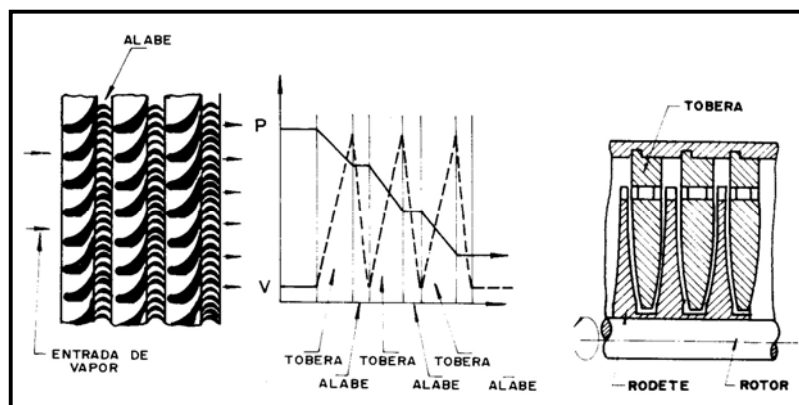
Figura 10. Turbinas de Velocidad Escalonada (Disposición Curtis).



- De presión escalonada.** En este tipo de turbinas el rozamiento del fluido sobre los álabes es menor a causa de la velocidad relativa más baja, siendo ésta la misma a la entrada de cada rodete. Por lo general, está constituida por dos secciones de toberas o diafragmas y dos rodetes, por lo que se puede considerar como dos turbinas de acción de velocidad escalonada montadas en serie. La caída de presión es igual en ambas secciones de toberas con igualdad de energía. Ver figura 11.

En las turbinas de presión escalonada se presenta un empuje entre secciones de toberas el cual debe ser absorbido por un rodamiento de empuje en el lado de Alta Presión (AP).

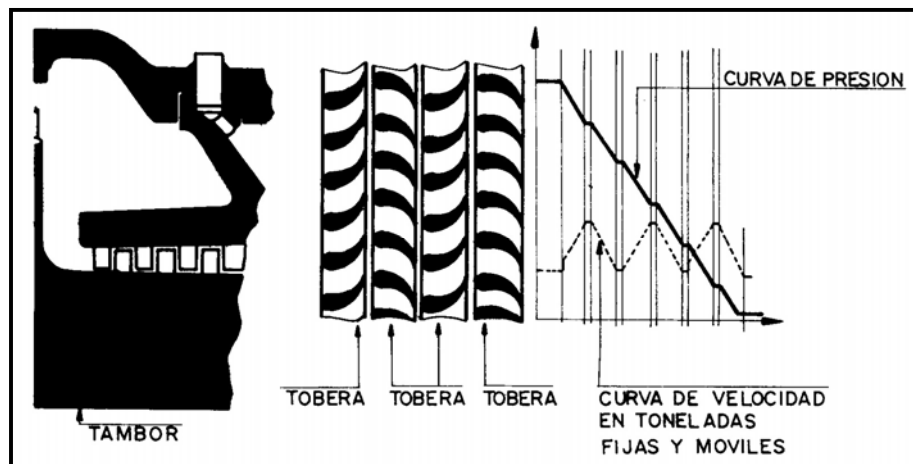
Figura 11. Turbina de Acción de Presión Escalonada (Disposición Rateau).



1.4.2 Turbinas de reacción. Se caracterizan porque la expansión del vapor se realiza en álabes fijos y móviles. Reciben también el nombre de turbinas de álabes Parsons. En este caso, las toberas tienen la forma de cuchillas, que permiten el paso de vapor directamente a los álabes móviles, los que a su vez hacen las veces de toberas móviles, o sea que la expansión del vapor ocurre a lo largo de la turbina. Ver figura 12.

En las turbinas de reacción los juegos se tienen que reducir hasta un mínimo absoluto, ya que las fugas de vapor pueden aumentar como consecuencia de la diferencia de presión encima de los álabes móviles, lo que disminuye el rendimiento. Esta característica constructiva hace que la turbina de reacción sea muy sensible en caso de arranques rápidos y cambios repentinos de carga.

Figura 12. Problemas de las Turbinas de Reacción



1.4.3 Turbinas de acción y reacción (mixtas). Las grandes turbinas industriales generalmente tienen la primera etapa de acción de velocidad escalonada y las siguientes de reacción. Ver figura 13.

Los álabes de reacción tienen menor curvatura, lo que disminuye las pérdidas de rozamiento y los torbellinos de vapor en los conductos. Sin embargo, presentan

problemas desde el punto de vista de la resistencia al desgaste y a la vibración tangencial.

En la figura 14 se compara una turbina de acción, de presión escalonada, con una de reacción, al igual que la dirección de entrada y de salida del vapor a los álabes. Por lo general para potencias comprendidas entre 3.000-10.000 KW (4.021-13.404 HP) se emplean turbinas de un solo cilindro (ó monocilíndricas). En este grupo se encuentran las condensadoras y las no condensadoras.

Figura 13. Diseño de Turbinas Modernas

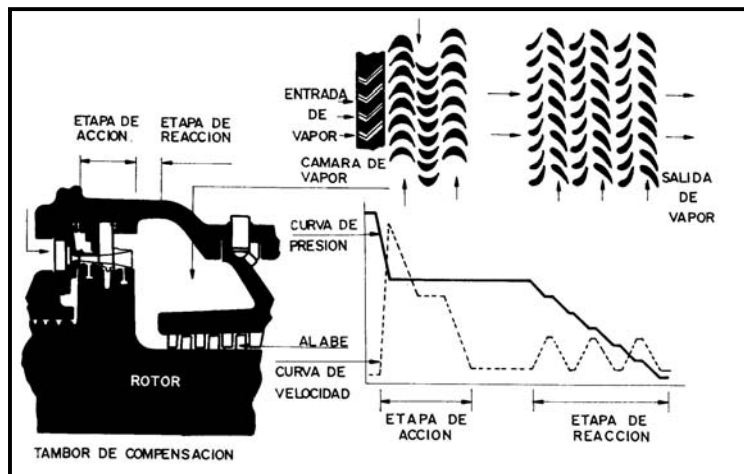
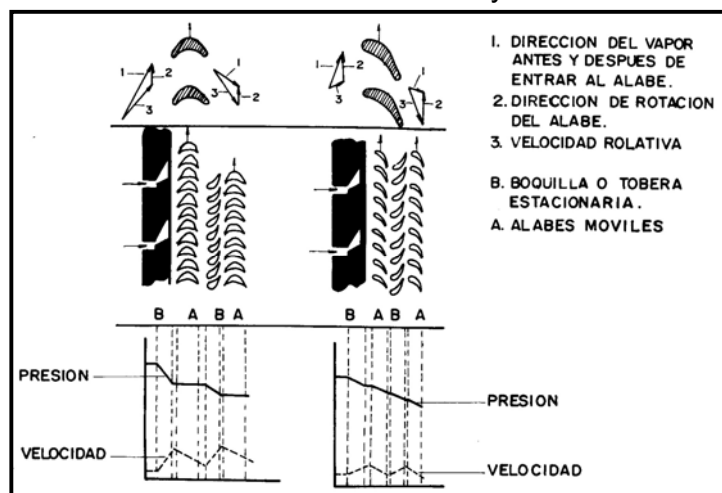


Figura 14. Similitud entre las Turbinas de Acción y de Reacción



Las turbinas condensadoras se caracterizan porque el vapor exhausto sale a una presión inferior a la presión atmosférica y el aire que tiende a entrar puede aumentar la presión interior de la turbina y causar corrosión. Por otro lado es posible que se presenten problemas de erosión en los álabes como consecuencia del agua presente en el vapor de baja presión. Este tipo de turbinas producen mayor potencia que cualquiera de los otros tipos, razón por la cual su principal aplicación es en refinerías para accionar generadores y compresores. La potencia de estas turbinas oscila entre 1.500 y 25.000 KW en condiciones de vapor vivo hasta 45 bar y 450°C.

En las turbinas no condensadoras o de contrapresión, el vapor exhausto sale a una presión por encima de la atmosférica como el caso de las turbinas de acción. Ver figura 15.

Las turbinas de dos o más cilindros se denominan compuestas y la expansión del vapor se realiza en cada uno de ellos.

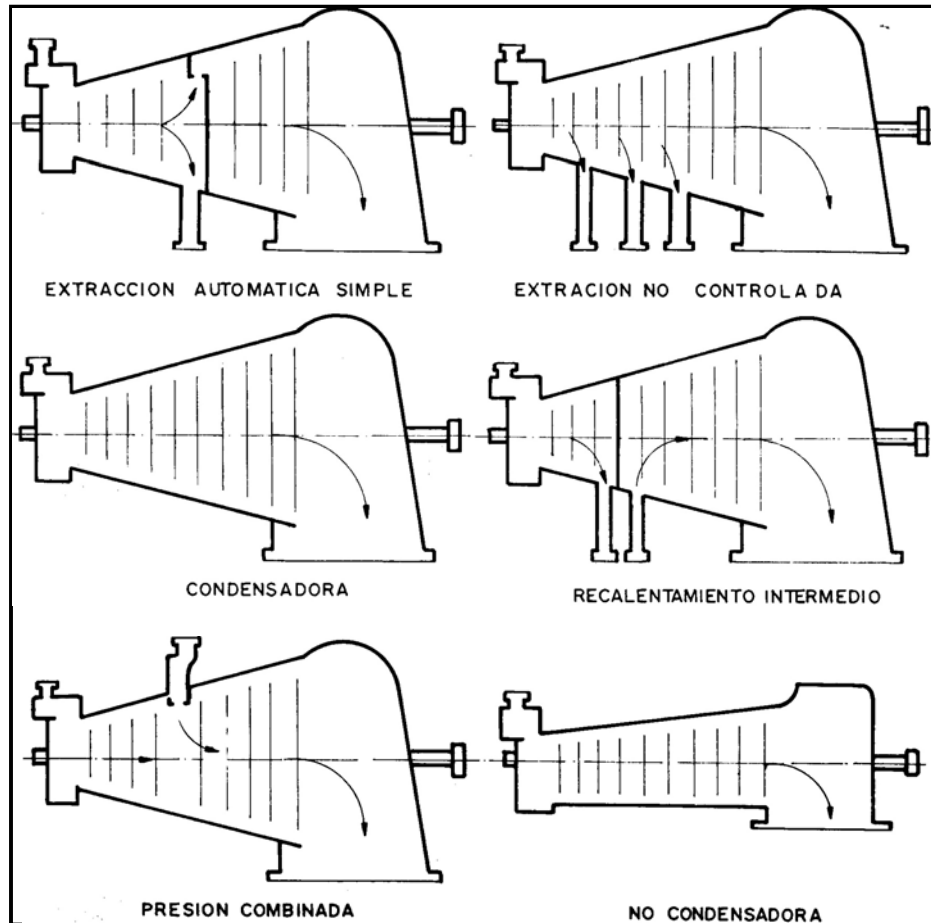
Los cilindros pueden estar montados en un solo eje (tándem) o en dos en cuyo caso pueden girar a diferentes velocidades.

1.5 ELEMENTOS QUE CONSTITUYEN UNA TURBINA DE VAPOR

1.5.1 Carcaza o cilindro. Soporta la expansión del vapor y permite el montaje de los diferentes elementos necesarios para el funcionamiento de la turbina.

Por razones prácticas siempre se construye en dos mitades, que van unidas horizontalmente. Por eso sólo se tiene que desmontar la mitad superior para examinar el interior de la máquina. Ambas partes están provistas de bridas firmes y de un gran número de tornillos adaptados.

Figura 15. Turbinas no Condensadoras



Las superficies de unión del cilindro están mecanizadas de tal manera que no es necesario poner material impermeabilizante para garantizar la estanqueidad completa del cilindro.

La unión de las partes de alta y baja presión del cilindro de las turbinas de condensación está situada de tal manera que la presión del vapor es casi igual a la atmosférica, lo que impide fugas de vapor o penetración de aire.

Los materiales que normalmente se emplean en la fabricación de las carcasas de las turbinas son:

- Acero al carbono para aplicaciones a una temperatura menor de 400°C.
- Acero al molibdeno para temperaturas de vapor vivo hasta 450°C.
- Acero al molibdeno vanadio para temperaturas hasta de 520°C.

Para los cilindros de turbinas de baja presión, se utiliza el hierro fundido gris GG25.

El diseño del cilindro de la turbina permite dirigir los conductos de vapor vivo o de vapor de escape hacia arriba o abajo, lo que favorece una gran sencillez y la posibilidad de adaptación de las tuberías de vapor. Ver Figura 16a y 16b.

Figura 16 a. Diferentes Diseños de Carcaza para Turbinas de Vapor

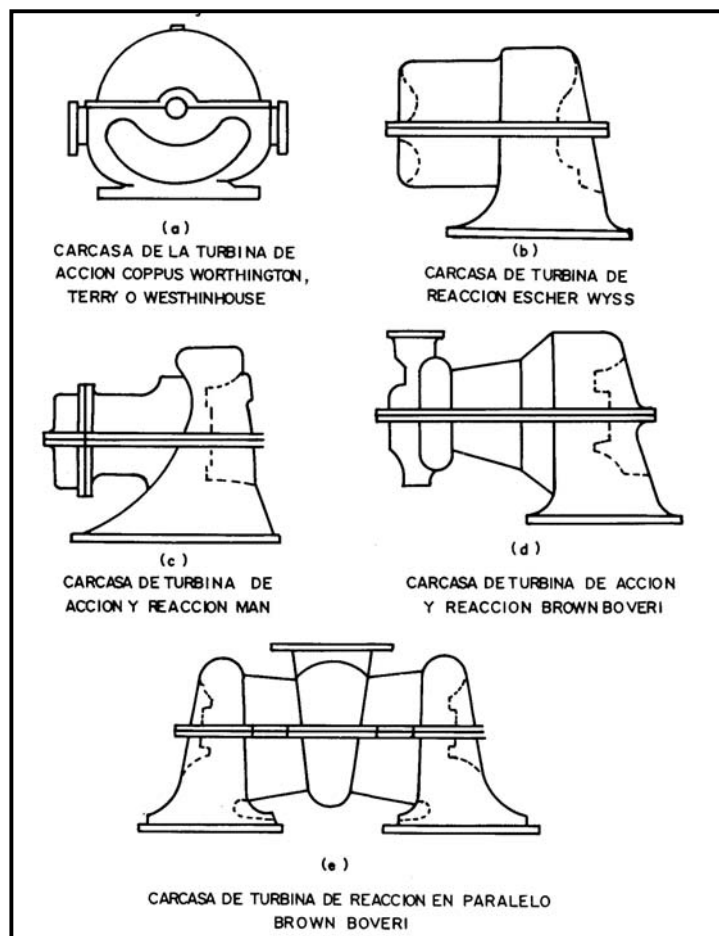
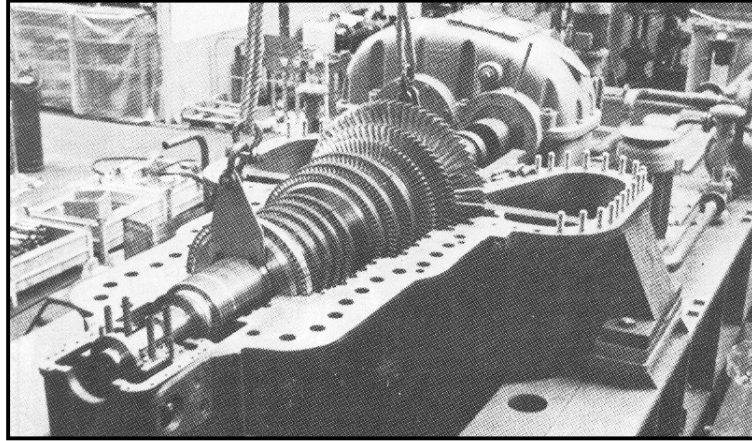


Figura 16b. Aspectos Generales de la Carcaza de una Turbina Condensadora

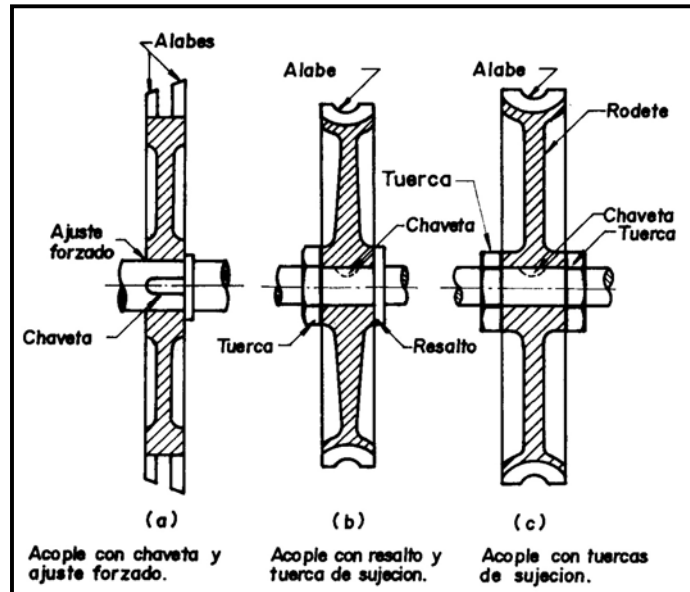


1.5.2 Ejes y rodetes. El eje es el elemento básico de la turbina y en el cual van montados el rodete o rodetes. En las turbinas de acción el rodete puede ir asegurado al eje por chavetas, arandelas de seguridad, tuercas de sujeción, por ajustes forzados o puede formar un conjunto sólido (una sola pieza) con el eje.

En la figura 17 pueden observarse tres tipos de acoples. En la parte (a) el rodete se calienta para que pueda ser fácilmente acoplado al eje. Una chaveta (que en algunos casos no se emplea), en forma rectangular o de media luna, impide que se gire en un momento dado. El ajuste varía entre 0.008" y 0.012". En la parte (b) una chaveta impide el giro del rodete con respecto al eje. El ajuste puede ser metal-metal o entre 0,001" y 0,003". En la parte (c) las roscas donde van colocadas las tuercas son contrarias, con el fin de que cuando gire el eje no se desenrosquen. La tolerancia puede estar comprendida entre 0,001"y 0,003".

En algunos modelos de turbinas, puede verse rotores sólidos en donde el eje y el rodete forman una sola pieza.

Figura 17. Tipo de Ajuste del Rodete con el Eje



En las turbinas de reacción o mixtas, el rotor se compone de un eje y un conjunto de discos o rodetes. Para velocidades superiores a 8.000 rpm, el eje y los rodetes se pueden maquinar a partir de una sola pieza forzada de aleación de acero, de Cr-Mo-V, de alta resistencia. Después de haber sido forjado y mecanizado, el rotor se somete a una temperatura de 1.000op y a un enfriamiento suave para eliminar las tensiones internas. Cuando los álabes están montados en el rotor, el conjunto se equilibra dinámicamente, hasta que se alcance un alto grado de precisión. Esto garantiza su funcionamiento sin vibraciones y una vida prolongada de los cojinetes.

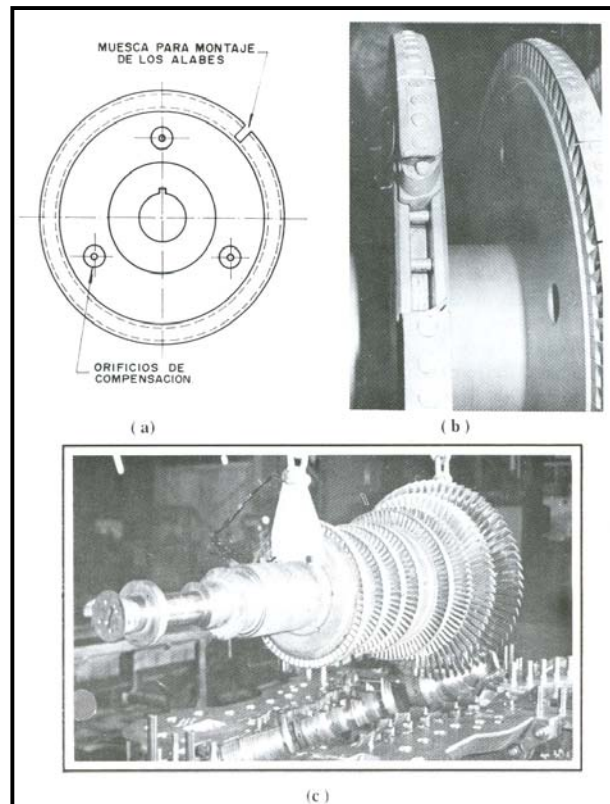
Algunos rotores son del tipo flexible y diseñado de tal manera que las velocidades críticas estén lo suficientemente lejos de la velocidad de servicio.

Las ventajas más importantes de un rotor flexible son:

- Calentamiento rápido y uniforme.
- Corto tiempo de arranque.
- Pequeñas fugas de vapor a través de las empaquetaduras como consecuencia del pequeño diámetro del eje.

El rotor en una turbina mixta también puede estar constituido por piezas independientes cuando las velocidades de rotación y las temperaturas son moderadas. En este caso, los discos o rodete s están separados entre sí por anillos. En la figura 18 puede verse una turbina mixta en donde los rodetes (a) llevan unos orificios para balancear la presión del vapor en ambas caras, haciendo que la carga impuesta sobre el cojinete sea menor. En la parte (b) se observa el espacio libre en el rodete para montar los álabes. Y finalmente en la parte (c) se observa que los rodetes están separados entre sí por diafragmas.

Figura 18. Rotor en una Turbina Mixta



1.5.3 Alabes

➤ **Alabes móviles**

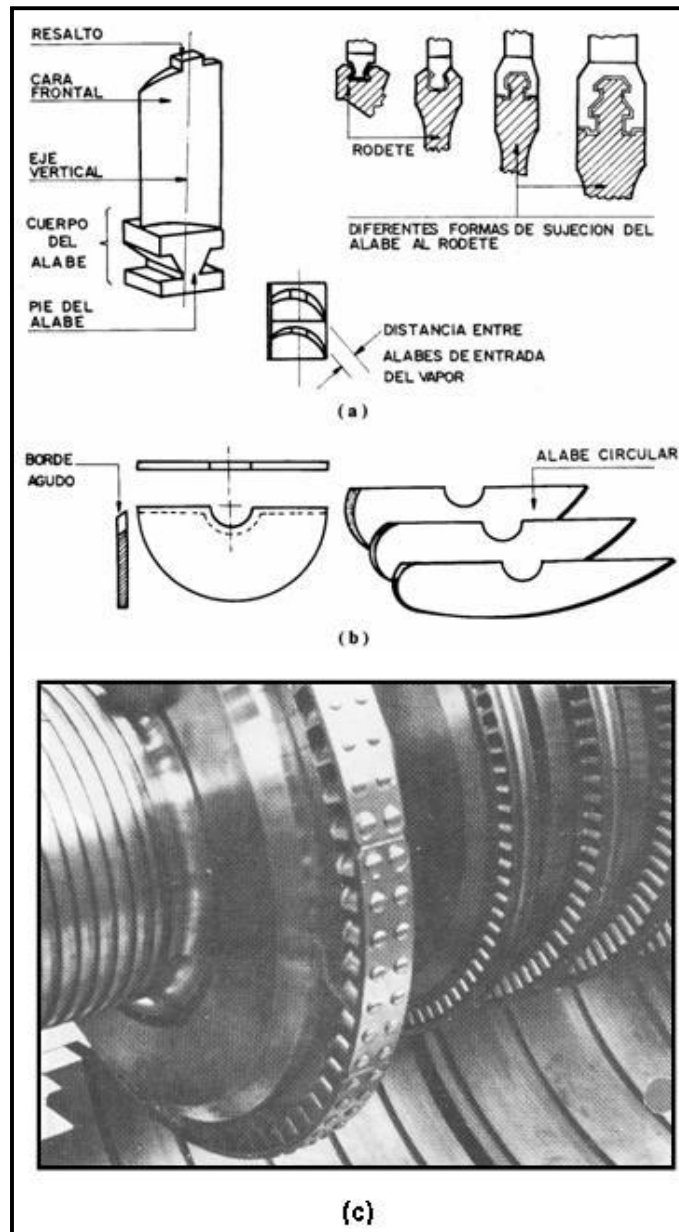
Van montados en la periferia del rodete y permiten que el eje gire al chocar el vapor en su cara frontal. Los álabes móviles son fresados de una barra sólida de acero aleado (12% Cr-Mo-V), con excelentes cualidades amortiguadoras y una alta resistencia a la erosión y la corrosión.

El pie del alabe presenta diferentes configuraciones, dependiendo del tipo de turbina; la más común es en forma de T. Los álabes van sujetos en ranuras en forma de T, torneadas en la periferia de los discos o rodetes. Los álabes en las turbinas de acción o de la etapa reguladora en las turbinas mixtas tienen una banda de cierre remachado. Así los álabes se interconectan en grupos, a fin de aumentar su rigidez, evitar vibraciones y amortiguar las sollicitaciones debidas a los choques, en caso de carga reducida. Ver figura 19.

En las turbinas a reacción los álabes móviles hacen las veces de toberas; lo que permite que la expansión del vapor se realice tanto en álabes móviles como fijos. En este tipo de turbinas, como es necesario expandir volúmenes mayores de vapor hacia el extremo de baja presión, se deben utilizar álabes de gran tamaño hacia el extremo de baja presión. Ver figura 20.

- **Alabes Fijos.** Se emplean en las turbinas de acción de presión escalonada y en las de reacción, como tabiques separados entre rodetes consecutivos. Los álabes fijos se diseñan de tal manera que aseguran una expansión eficaz y una correcta corriente de vapor hasta los álabes móviles, con un mínimo de pérdidas.

Figura 19. Alabes Típicos de Turbinas de Acción



Los álabes fijos se fabrican de acero, al Cr 12%, y van sujetos en semianillos de soporte. Estos anillos se fabrican de acero y el conjunto se llama tabiques o diafragma. La parte inferior de cada diafragma se sujeta en una ranura maquinada en la carcasa y se coloca por medio de chavetas, lo que da lugar a una alineación correcta provista de bandas expansión libre.

La parte superior del diafragma está provista de bandas de estanqueidad de acero al Cu/Ni 70-30 para asegurar estanqueidad del eje.

Los álabes fijos se pueden fabricar de tres modos:

- Moldeados a precisión
- Presados de barras
- Soldados integralmente

En algunas turbinas de reacción los álabes fijos van montados en la superficie interior de la carcaza. El conjunto de una hilera de álabes fijos y otra de álabes móviles se definen como el paso de la turbina.

En las turbinas de acción de dos hileras de álabes o de dos o más rodets se emplean los álabes inversores estacionarios para invertir la dirección del flujo de manera que el vapor entre en la dirección apropiada en la segunda hilera de álabes móviles. La sección transversal de estos elementos es igual a la de los álabes móviles. Ver figura 21.

Las turbinas mixtas cuentan con un elemento conocido como Turning Gear, el cual permite girar lentamente el rotor de la turbina cuando ésta se va a poner en funcionamiento y así evitar distorsiones o alabeos permanentes que pueden causar la falla definitiva de la turbina. El Turning Gear está constituido por un sprocket montado en el eje de la turbina, en el cual engancha un trinquete que al cambiar de posición, lo hace girar. Una vez que la turbina se calienta (aproximadamente después de media hora) se desacopla el Turning Gear y el giro del rotor dependerá única y exclusivamente del vapor que pase a través de los álabes.

El Turning Gear no se debe emplear más del tiempo necesario porque a bajas velocidades se dificulta la formación de la película hidrodinámica y la vida útil de los cojinetes se puede reducir considerablemente.

Figura 20. Alabes Típicos de Turbinas de Reacción

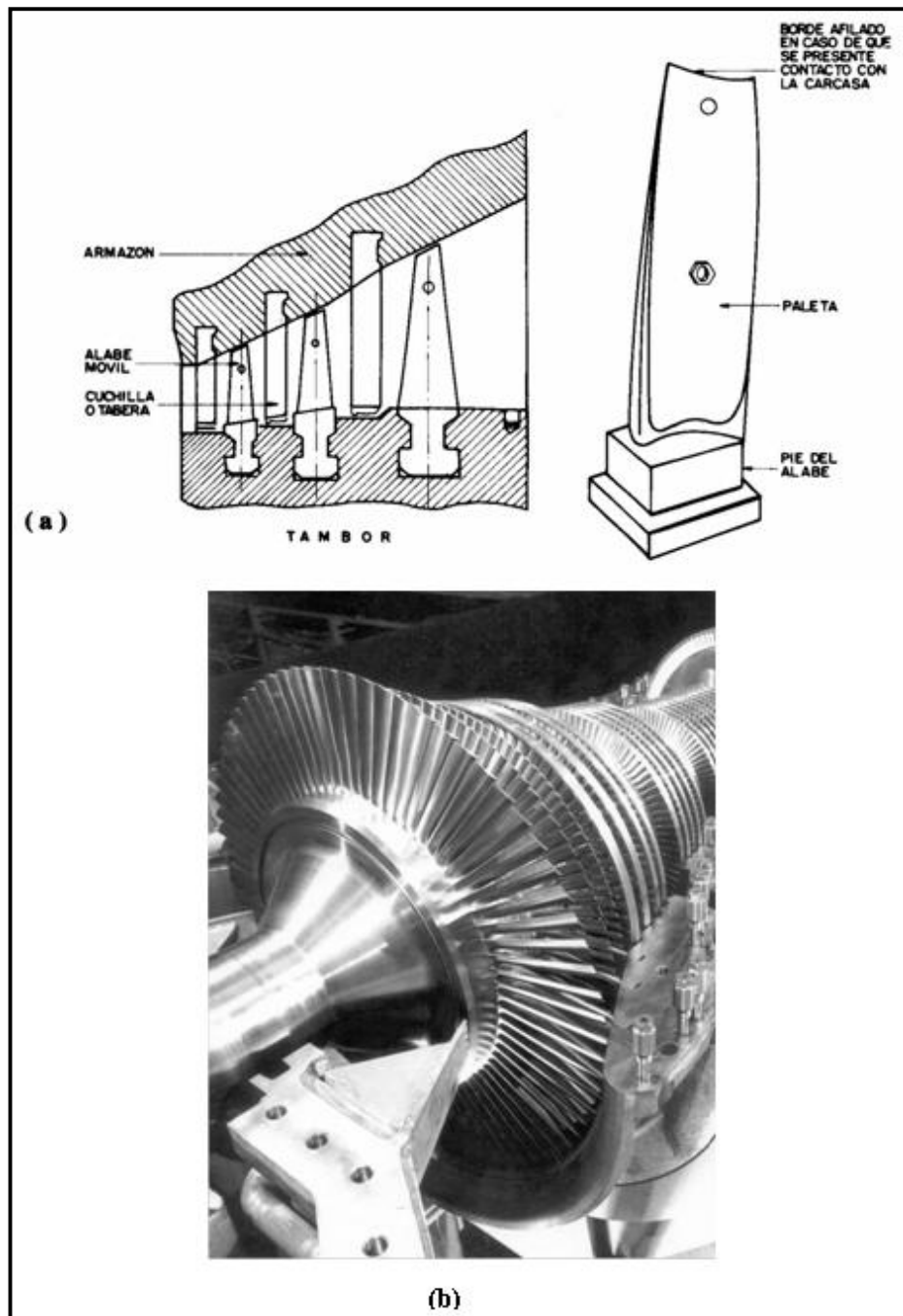
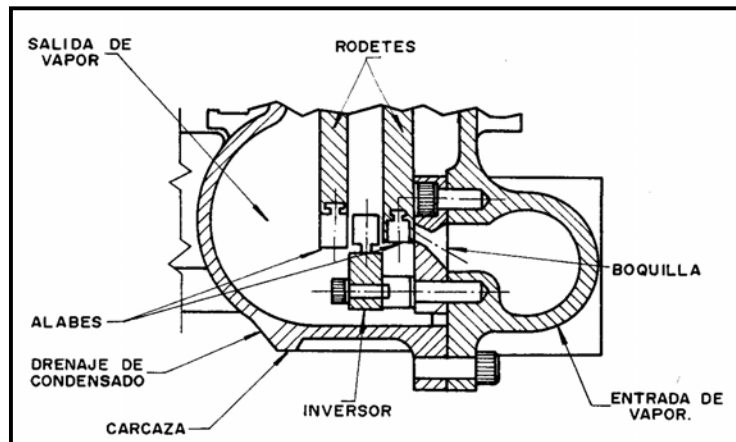


Figura 21. Álabes Inversores en Turbinas de Acción



1.5.4 Sistema de sellos. Se emplean para evitar que el vapor salga por el lado de AP y contamine el aceite de las chumaceras y para que no entre aire por el lado BP, eliminando el vacío.

En las turbinas de acción los sellos son de carbón o de un grafito especial, que es semilubricado y en las de gran tamaño es de laberinto.

➤ **Sellos de Carbón o de Grafito**

Están constituidos por una serie de anillos de carbón ubicados en compartimientos separados dentro de una caja de empaques; ésta únicamente se puede abrir cuando se levanta la parte superior de la turbina (carcaza). El número de anillos generalmente es de cuatro en las turbinas pequeñas y de seis en las grandes, y están conformados por tres secciones acopladas entre sí por un resorte. Al armar el anillo alrededor del eje, es necesario tener en cuenta la numeración de las diferentes secciones. Algunas veces en lugar de números traen marcas que pueden ser puntos o rayas. Ver figura 27.

Estos anillos reciben el nombre de radiales.

Los anillos traen una espiga o lengüeta que facilita el montaje e impide que giren en sus alojamientos, con lo cual se logra una mayor duración de los mismos.

El contacto entre las caras laterales de los anillos y los alojamientos se presenta como resultado del empuje axial originado por el vapor. La cara del anillo donde va la numeración de las diferentes partes debe ir del lado del vapor para evitar que se borren al estar sometido a pequeñas vibraciones. El número de anillos depende de la presión de descarga del vapor.

Los pasos que se deben seguir para instalar los anillos de carbón en el eje de la turbina son:

- Colocar el resorte de cada anillo en su respectivo alojamiento en la caja de sellos.
- Pasar el resorte a través del agujero de la lengüeta.
- Colocar la lengüeta en el hueco localizado en la mitad inferior de la caja de sellos.
- Desligar los segmentos de los anillos de carbón en su lugar, teniendo en cuenta la numeración de los diferentes segmentos (Ver figura 22(a) y 22(b)).
- Fijar los extremos sueltos del resorte enganchándolos entre si (Ver figura 22(c)).

Cuando la presión del vapor en la caja de empaques es tal que crea una presión positiva a través de los anillos, es necesario una conexión que permita la salida del vapor o condensado antes de llegar al extremo de la caja de empaques.

Por lo general, está ubicada entre el tercero y cuarto anillos contados desde el rodete hacia afuera, o debajo del último anillo. Este también es el caso de cajas de empaques con seis anillos.

Cuando el rotor de la turbina esté girando, no se debe hacer circular aire frío a través de los sellos y viceversa. Cuando no lo esté, no se debe poner a circular el vapor de sello a través de los mismos porque cualquiera que sea la situación anterior puede distorsionar el eje, dando lugar a altos niveles de vibración y ocasionando la destrucción de la turbina.

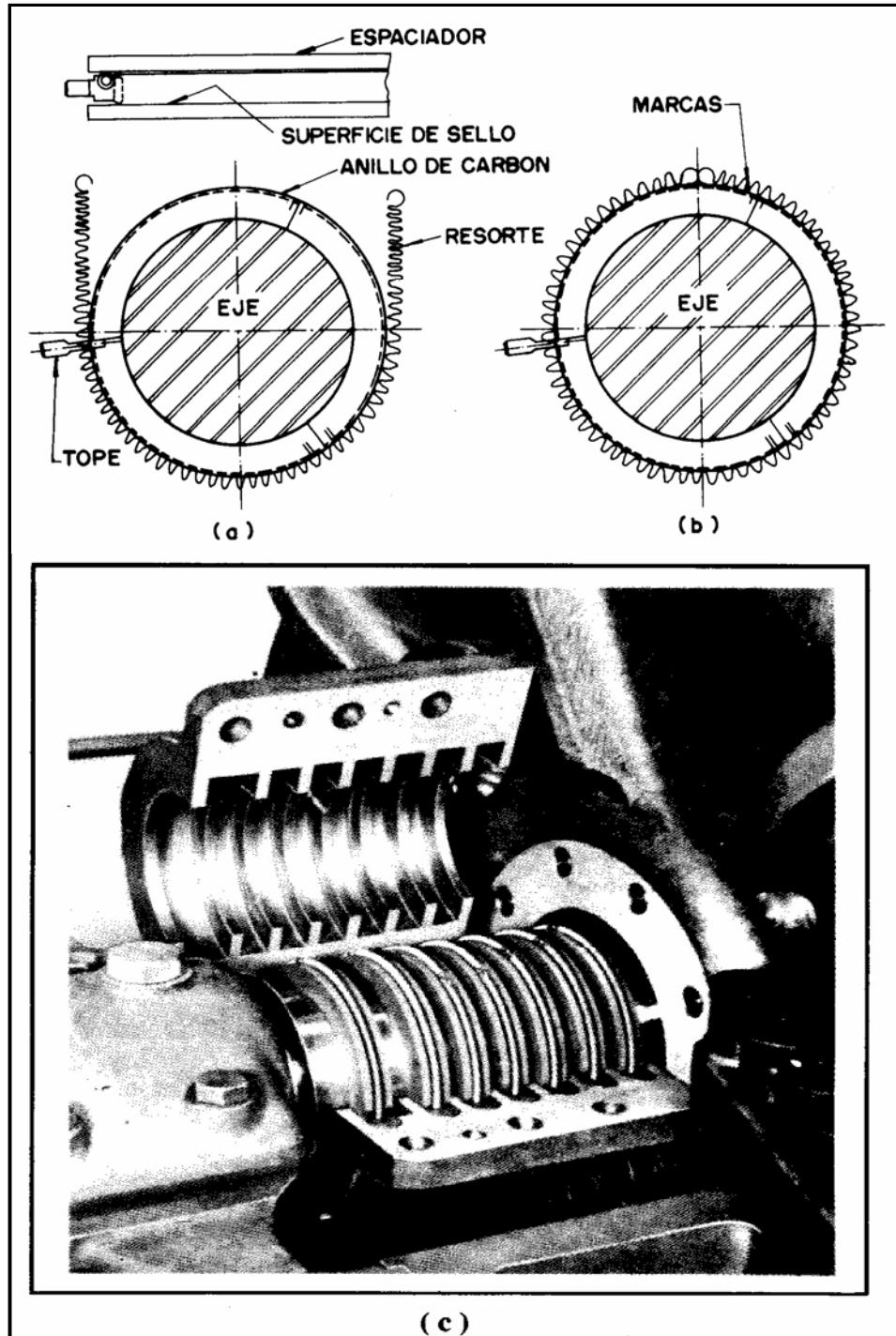
Entre el anillo y el alojamiento se deja un juego axial, con el fin de que el vapor ejerza una fuerza de empuje sobre el anillo, presionándolo sobre el alojamiento y obligándolo, de esta manera, a sellar.

Si se presenta una fuga de vapor excesiva a través de la caja de empaques, puede deberse a un asentamiento defectuoso de las caras de los anillos con las de los alojamientos o por desgaste de los mismos. Algunas veces este problema se corrige dando un ligero golpe con un martillo de plomo o de caucho duro sobre la caja de empaques.

La rata de desgaste de los anillos depende de la presión y de la temperatura del vapor, de las tolerancias, de la caída de presión a través de los anillos, del flujo del vapor de sello, del acabado superficial del eje, de la velocidad del eje, de la configuración de la caja de empaques y de la composición y diseño de los anillos.

Son señales inequívocas de que los anillos están gastados cuando se presentan altos niveles de vibración, elevadas temperaturas en las cajas de empaques, ruido y una gran nube de vapor desde que la turbina arranca hasta que alcanza la velocidad nominal de funcionamiento.

Figura 22. Sellos de carbón o de grafito



➤ **Sellos de Laberinto**

Consiste en un espacio anular laberíntico entre el eje y la carcaza, haciendo que el vapor se expanda, pierda presión y no salga a la parte exterior de la turbina. La cantidad de vapor que logra pasar es mínima y sale por un conducto practicado en el extremo del laberinto. Cada una de las aristas o dientes que conforman el sello da lugar a una caída de presión de 10 psi aproximadamente.

Este tipo de sellos se emplean tanto en el lado de alta como en el de baja presión de las turbinas mixtas, diafragmas y tambores de compensación. Los sellos de laberinto constan de semianillos de escurrimiento, provistos de bandas de acero especial al Cu-Ni, que se adaptan o no en las ranuras torneadas en el eje de la turbina.

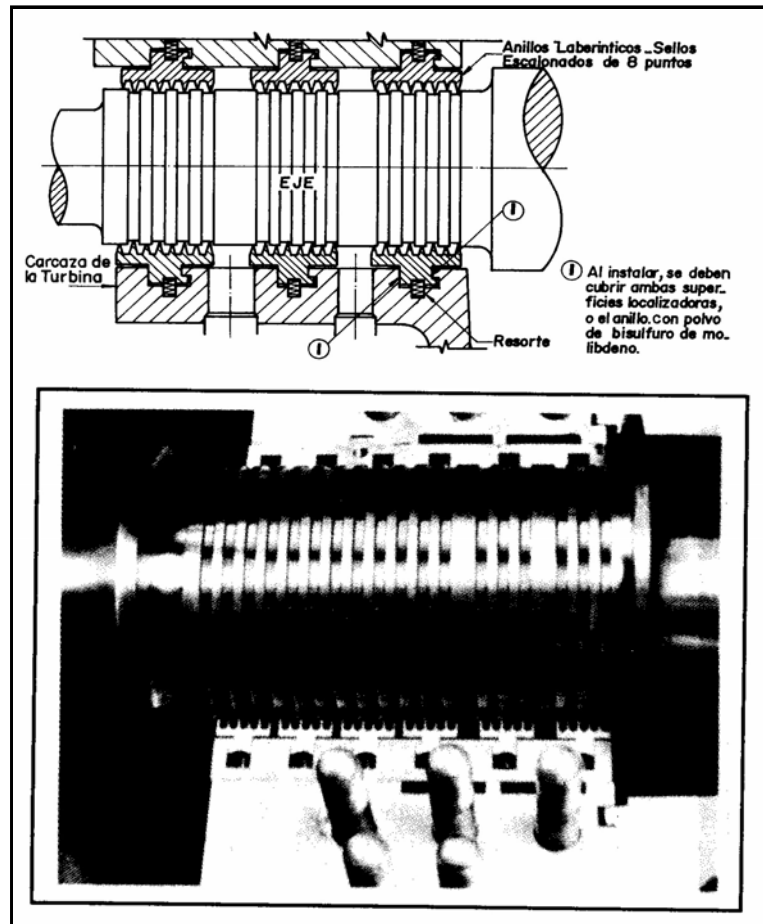
Una parte de las pérdidas de vapor a través del sello de laberinto del lado de AP se recupera y se conduce hacia la descarga (y/o la extracción) de la turbina. El resto de vapor de fuga en el sello de alta presión y las pérdidas de vapor a través del sello de baja presión se captan en una cámara circular que está en comunicación con la atmósfera o bien con un condensador de fugas.

No se recomienda reparar anillos laberínticos. Es aceptable que existan ligeros depósitos del material del anillo del laberinto sobre el eje de la turbina. Cuando se requiera instalar nuevos anillos laberínticos, se debe pulir el eje para sacar cualquier depósito que haya.

Las partes estacionarias y móviles del sello de laberinto no se deben tocar. Algunos fabricantes montan el laberinto con bordes muy afilados, con el fin que al desgastarse queden con el juego preciso. La tolerancia radial en frío por lo regular varía entre 0,015" y 0,020" Y la axial no es menor de 0,020" a 0,030". El sello de laberinto se puede maquinar directamente en el eje o en piezas independientes

que luego se montan en el eje y en la carcaza. Esta disposición es la más usual. Ver figura 23.

Figura 23. Sellos de Laberinto



En las turbinas condensadoras la presión del vapor en el lado de Baja Presión (BP) es inferior a la atmosférica, lo que hace necesario emplear vapor de sello que impida la entrada de aire; de lo contrario, se altera el vacío que debe existir en el condensador, dando lugar a problemas de funcionamiento de la turbina. En algunos casos, en el lado de Alta Presión (AP), también se emplea el vapor de sello para impedir la entrada de vapor hasta el cojinete, evitándose de esta manera la contaminación del aceite con agua. La presión del vapor de sello oscila

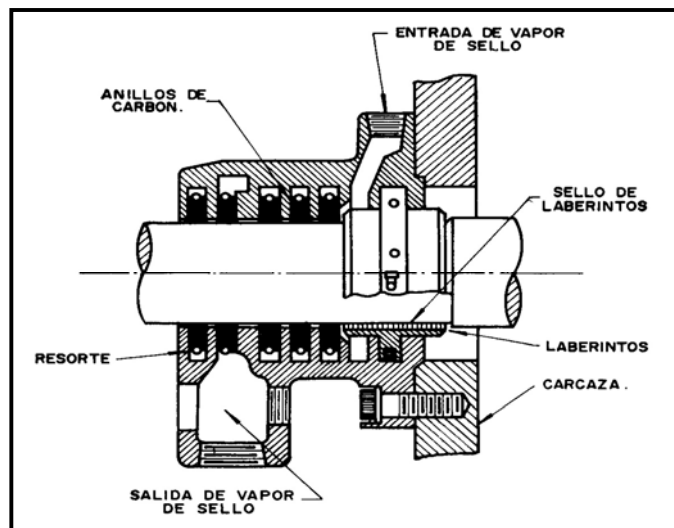
entre 2-6 psig y puede provenir de una fuente exterior o de la misma turbina del lado de AP. Este último arreglo es muy escaso, debido a la caída de presión que sufre el vapor en el émbolo de compensación y únicamente se encuentra en turbinas de alta potencia.

Las turbinas no condensadoras no requieren vapor de sello, pero los sellos de laberinto en el extremo exterior de la turbina están provistos de un tubo de ventilación y de otro para drenaje del condensado.

➤ Otros Tipos de Sellos

En algunas turbinas se emplea una combinación de sellos de laberinto y anillos de carbón. Es una solución bastante efectiva porque combina la eficiencia de ambos sistemas. El sello de laberinto va ubicado a la salida de la turbina y entre éste y los sellos de carbón por lo regular se emplea vapor de sello. Ver figura 28.

Figura 24. Montaje de un Sello de Laberinto

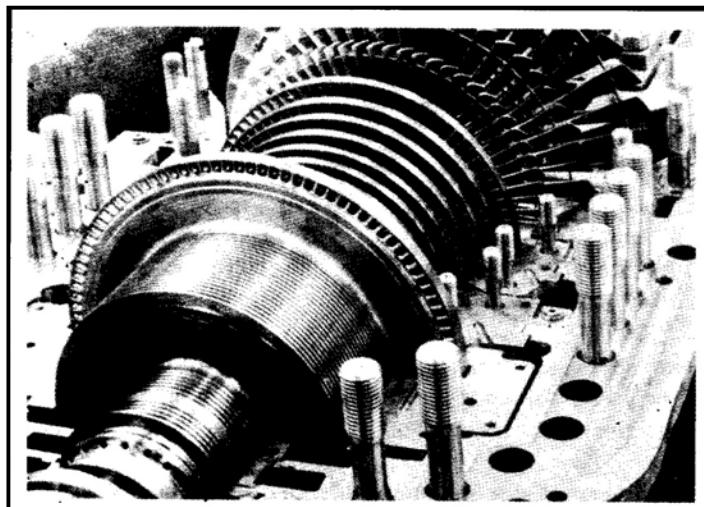


El sello de laberinto va sujeto a la caja de empaques, por medio de un prisionero, el cual impide que aquel se gire. Los anillos pueden ser cuatro o cinco,

dependiendo del tipo y fabricante de la turbina. Otros sellos poco usados, pero que aún se encuentran hoy en día, son la junta hidráulica (sello de aceite) y el helicoidal. Este último se enrolla a lo largo del eje y gira en sentido contrario al flujo de vapor, pero a bajas velocidades presenta dificultades para mantener el vacío en el condensador y tiene tendencia a salirse y enredarse en la ranura.

1.5.5 Émbolo de compensación. Una de las piezas fundamentales en las turbinas mixtas es el tambor de compensación que soporta parte de la carga axial, que actúa sobre el cojinete de empuje. Por un lado está sometido a la presión del vapor antes del rodete de acción y por el otro, a la presión del vapor en el condensador. Ver figura 25.

Figura 25. Ubicación del Tambor de Compensación



1.5.6 Toberas. Se emplean para expandir el vapor sobre los álabes de la turbina. El vapor antes de entrar a la tobera se encuentra sobrecalentado y una vez en ella, al expandirse, se condensa en parte.

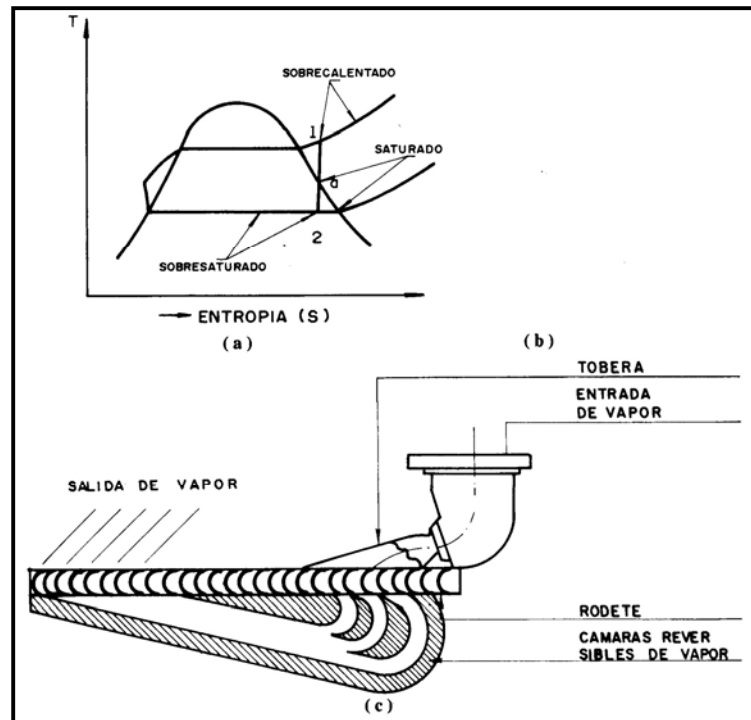
Si el vapor se expande isentrópicamente del estado 1 al 2 (ver figura 26(a)) y se mantiene en equilibrio dentro de la tobera, se presentará condensación a partir del punto a). (Se conoce como choque de condensación). En la práctica se presenta el efecto de sobresaturación, que tiende a vaporizar nuevamente las gotas de agua, disminuyendo así la condensación.

Este fenómeno se presenta en la parte divergente de la tobera. La eficiencia de una tobera es del orden del 90-99% Y las de gran tamaño son más eficientes que las pequeñas, lo mismo que las de eje recto con respecto a las de eje curvo.

Las toberas pueden ser de flujo variable o constante, según se pueda o no regular la cantidad de vapor, mediante un sistema de válvulas. Estas deben estar completamente cerradas o abiertas porque de lo contrario, son fácilmente erosionables. Con el fin de aprovechar al máximo la energía cinética del vapor, se emplean álabes reversibles o conductos en la carcasa, que permiten que el vapor vuelva nuevamente a los álabes. Ver figura 26(a), 26(b) y 26(c).

1.5.7 Sistema de regulación. La función principal del sistema de regulación es mantener constante la velocidad prefijada de la turbina. Puede ser relativamente simple, como el de las pequeñas turbinas de acción, o más complicadas, como en las grandes unidades, donde es accionado hidráulicamente y controlan la velocidad del rotor, presión del vapor y válvulas de admisión.

Figura 26. Toberas. (a) Diagrama Temperatura-Entropía. (b) Entrada de Vapor. (c) Salida de Vapor.



El sistema de regulación se puede dividir en tres partes fundamentales:

- El gobernador o elemento sensor de la velocidad.
- El mecanismo amplificador de la potencia que transmite el movimiento del gobernador a las válvulas de control de vapor.
- Válvulas para control del vapor.

El gobernador va directamente acoplado al eje de la turbina. El gobernador de velocidad controla automáticamente la válvula de admisión o de regulación, con el fin de admitir la cantidad de vapor adecuada para mantener la velocidad a la que se ajusta el gobernador. Cuando la turbina está fuera de servicio la válvula permanece abierta.

Básicamente existen el gobernador mecánico, el hidráulico y el electrónico.

Gobernador mecánico. Está constituido por dos contrapesos pivoteados sobre filos de cuchillas de acero endurecido, montados sobre la extensión del eje del regulador, de modo que giran a la velocidad del eje de la turbina. Un resorte de compresión proporciona la contraposición a la fuerza centrífuga que actúa sobre los contrapesos.

El movimiento de los contrapesos del regulador se transmite por medio de los filos de las cuchillas a un vástago que mueve el extremo de una palanca, la cual a su vez activa directamente la válvula que admite el vapor a las toberas.

Gobernador hidráulico. Contiene una bomba interna de aceite accionada por el eje de mando del regulador, un sistema de válvula de alivio y acumulador para mantener la presión interna del aceite, una bomba de sumidero integral y una mirilla para facilitar el control del nivel del aceite. Es impulsado hidráulicamente para cargas elevadas y puede suministrarse para velocidades altas y bajas.

Gobernador electrónico. Las regulaciones electrónicas ofrecen muchas más posibilidades, sobre todo como consecuencia de que su flexibilidad es más alta que la de la regulación hidráulica. Entre sus ventajas principales, se tienen: breves tiempos de reacción, alta flexibilidad, sistemas de vástagos muy simples y sistema sencillo de mando a distancia.

1.5.8 Cojinetes de apoyo. El rotor de la turbina puede estar soportado en dos cojinetes de fricción o en dos rodamientos situados en cada uno de sus extremos; la carga que actúa sobre ellos se debe principalmente al peso del rotor y a sus elementos ensamblados, de tal forma que raras veces la presión unitaria excede de 250 psi.

El cojinete de empuje siempre va montado en el lado de AP. Los cojinetes están sometidos a rígidas condiciones de operación, como altas velocidades, elevadas temperaturas y contaminantes principalmente el agua. El cojinete de empuje posiciona el rotor de la turbina y de la máquina conducida.

En los cojinetes de fricción el metal Babbitt es una aleación de estaño, antimonio y plomo, con un punto de fusión bajo; por consiguiente, la temperatura en el cojinete no debe exceder de 75°C. La temperatura normal de funcionamiento debe estar alrededor de los 55°C.

Debido a las tolerancias tan estrechas entre el eje y los sellos de laberinto y entre la carcaza y los álabes, se requiere que exista un correcto alineamiento y que el desgaste en los cojinetes sea mínimo, con el fin de mantener la posición original del eje.

1.5.9 Aislamiento de la turbina. Las turbinas de vapor deben contar con un buen aislamiento para evitar las pérdidas de calor y el adelgazamiento del aceite hasta valores que en algunos casos resultan verdaderamente críticos.

Por otro lado las altas temperaturas del aceite facilitan su rápida oxidación y la posibilidad de que en un momento dado se presente un incendio si se sobrepasa el punto de inflamación del aceite.

1.5.10 Acoples. En las turbinas de acción el acople es del tipo flexible, de laminillas, el cual permite absorber cierta cantidad de desalineamiento. Estos acoples no se lubrican y van recubiertos con una guarda protectora que evita la posibilidad de que ocurra un accidente.

En las turbinas mixtas el acople es de piñones y se lubrica por circulación. Los piñones tienen un movimiento axial relativo entre dientes, que permite absorber los movimientos longitudinales del rotor de la turbina y de la máquina conducida.

2. LA TURBINA TESLA

2.1 ANTECEDENTES

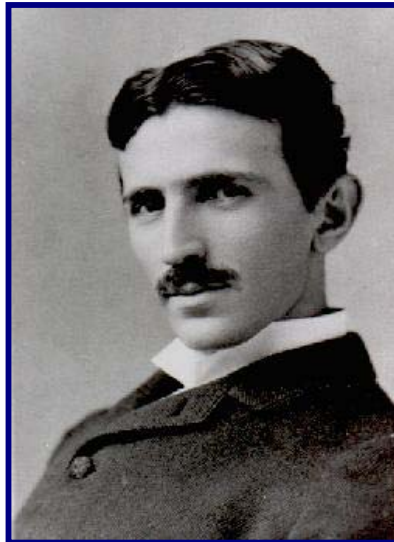
El inicio del siglo 20 presencié el desarrollo de las turbinas de vapor en el cual las turbinas Parsons y Curtis fueron las más prominentes, sin embargo, la carrera por construir la turbina de vapor más eficiente permitió que muchas otras compañías desarrollaran sus propios diseños. La historia demuestra que la mayoría de los diseños diferentes a Parsons y Curtis fueron abandonados a favor de los dos principales, pero, aún no es claro que tanto tuvo que ver la política de la época y el poder monetario de los grandes negocios en las razones de esta tendencia. Nikola Tesla desarrolló su turbina durante esta época y al igual que otros diseños de turbinas, el diseño de la turbina Tesla pasó desapercibido. Existe muy poca información técnica disponible sobre la turbina y es incierto si el diseño original fue o no, modificado o adaptado por razones científicas o de negocios. Lo que si es seguro es que la era del vapor se había colocado a la vanguardia con ayuda de los primeros transmisores de energía y la generación de la energía eléctrica. La eficiencia obtenida por estos dispositivos fue seguramente tan importante como lo es hoy en día el descubrimiento y desarrollo de la corriente eléctrica alterna. Las patentes de la turbo-maquinaria diseñada por Tesla han expirado desde hace ya largo tiempo y hoy en día son de dominio público.

2.2 NIKOLA TESLA

Nikola Tesla nació en Croacia, en aquel entonces parte de Austria-Hungría, el 9 de julio de 1856 y murió el 7 de enero de 1943. Fue ingeniero eléctrico y mecánico. Durante su vida en los Estados Unidos se le atribuyeron 36 patentes americanas para motores y generadores eléctricos, 9 patentes sobre transmisión de energía

eléctrica, 6 patentes sobre iluminación y 7 patentes sobre turbinas y dispositivos similares, así también como numerosas patentes en el extranjero.

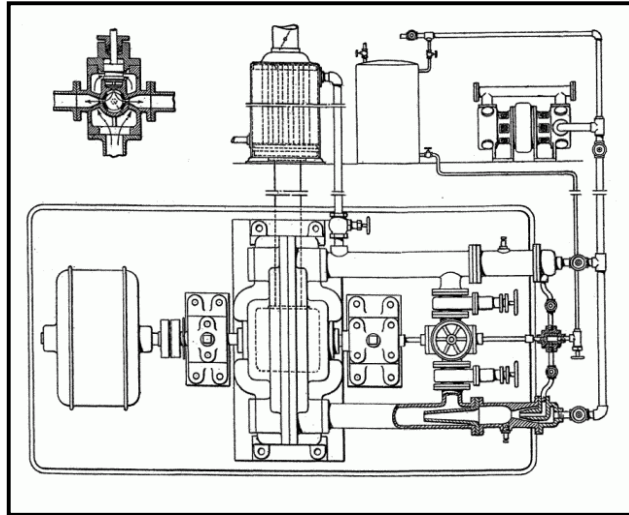
Figura 27. Retrato de Nikola Tesla



Tesla no sólo descubrió los beneficios de la corriente eléctrica alterna y polifásica (AC), sino que también diseñó generadores para producirla y motores eléctricos para utilizarla, lo cual sigue siendo literalmente igual con respecto a la forma como es utilizada hoy en día. A Tesla se le atribuye la primera generación de energía comercial a cualquier nivel, por la instalación de sus generadores en las Cataratas del Niágara. Los alternadores o generadores polifásicos Tesla fueron acoplados a turbinas alabeadas de vapor, pero desafortunadamente, las plantas actuales de generación de energía eléctrica sólo están utilizando la mitad del sistema propuesto por Tesla.

Si la turbina de Tesla hubiera sido desarrollada con mayor profundidad es probable que todo el sistema existente hoy para la generación de energía eléctrica hubiera podido ser diseñado absoluto de él. Es por esto que no es difícil darse cuenta el porque a veces es referido como el primer ingeniero en energía existente.

Figura 28 . Sistema de generación de energía eléctrica propuesto por Tesla



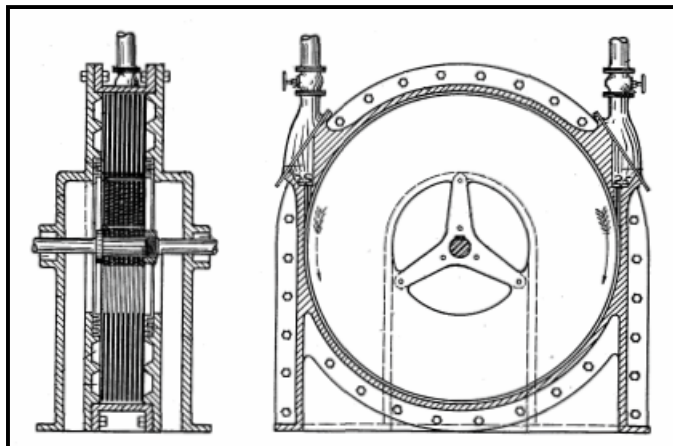
Tesla tenía dificultad para entender las tácticas utilizadas en los negocios Estadounidenses de la época. Estos factores definitivamente afectaron el desarrollo de la turbina de Tesla y contribuyeron en el empobrecimiento de su investigación. Han habido muchos intentos de reproducir la turbina de Tesla pero con éxito limitado. Recientemente la “Asociación de Constructores de Turbinas Tesla TEBA” ha sido creada para promover, experimentar e investigar el diseño. La documentación de las investigaciones formales sobre esta turbina es aún insuficiente, dejando así, un gran vacío en el entendimiento científico e ingenieril del diseño. Nikola Tesla ha recibido muy pocas veces reconocimiento público por sus inventos, sin embargo sin su invención del generador de corriente alterna y del motor sincrónico, la era eléctrica moderna hubiera sido un imposible. Tesla fue el responsable de la invención de la radio y fue el primero en demostrar su patente con un modelo de barco a control remoto en la exhibición de artefactos eléctricos en el Madison Square Garden, en la ciudad de Nueva York en 1898. Trece años antes Guillermo Marconi fue galardonado con el premio Nóbel por su trabajo con la radio.

Tesla fue un hombre definitivamente adelantado a su época. Habló públicamente sobre temas como la energía sostenible con particular referencia sobre las fuentes de energía solar, eólica y geotérmica. También hizo comentarios sobre la viabilidad de un automóvil híbrido eléctrico y fue probablemente el primero en proponer un diseño como tal. Tesla también aseveró ser capaz de transmitir electricidad sin cableado, lo cual únicamente sirvió para ser tratado fríamente por la comunidad científica. Estas declaraciones fueron mal entendidas y eran la explicación de Tesla acerca de los inicios de la resonancia sintonizada y la radio.

2.3 HISTORIA DE LA TURBINA

Nikola Tesla patentó inicialmente la bomba Tesla en 1909. La turbina Tesla utilizaba exactamente los mismos principios de la bomba patentada anteriormente por él, sólo que invertida. La turbina Tesla, la cual es referida de igual forma como turbina no alabeada, fue patentada entonces dos años más tarde en 1911.

Figura 29. Diseño original de la turbina Tesla.



El primer modelo que Tesla hizo en 1906 tenía doce discos de 6" de diámetro y de espesor 1/32", con una tolerancia de 1/64" entre la carcasa y la cara del rotor y alcanzó una velocidad de 20,000 RPM. Las intención de Tesla fue eventualmente

utilizar aceite como combustible, quemándolo directamente y a través de una tobera sacar ventaja del aumento de volumen por el cambio de líquido a gases quemados altamente expandidos, para hacer girar el rotor. Esto eliminaría el uso de calderas para la generación del vapor y le daría al proceso directo un aumento proporcional en su eficiencia.

Un modelo de mayores dimensiones fue construido por Tesla en 1910. Tenía discos de 12" de diámetro y con una velocidad de 10,000 RPM, desarrollaban una potencia de 100Hp, con la que se alcanzó una mejora considerablemente en la eficiencia con respecto al primer modelo. Esta desarrollaba más de tres veces la cantidad de potencia a la mitad de la velocidad.

Durante el año siguiente, 1911, aún se lograban mejorías más considerables. Los diámetros de los discos fueron reducidos a 9.75" y con un espesor de alrededor de 2" y la velocidad de operación fue disminuida en un 10%, a 9,000 RPM y la salida de potencia aumentó en un 10%, a 110Hp.

Bastante entusiasta por sus éxitos con los modelos pequeños de la turbina, operados con aire comprimido, y hacia unos alcances más limitados con el uso de combustión directa de gasolina, Tesla diseñó y construyó una doble unidad de mayor tamaño, a la cual planeó hacerle pruebas con vapor en la estación Waterside, la principal planta de energía de la compañía Edison en la ciudad de Nueva York.

La turbina Tesla construida para estas pruebas tenía un rotor de 18" de diámetro, el cual giraba a una velocidad de 9,000 RPM. Esta desarrollaba 200Hp. Las dimensiones totales de la máquina, eran 3ft de largo, 2ft de ancho y 2ft de alto. Esta pesaba 400Lb. Dos turbinas de estas características fueron construidas e instaladas en línea sobre una sola base. Los ejes de ambas turbinas fueron conectados a un brazo de torque. Ambas máquinas se alimentaban de vapor de

tal forma que, si eran libres de rotar, estas girarían en direcciones opuestas. La potencia desarrollada era medida por el brazo de torque conectado a los dos ejes opuestos.

En una prueba formal, a la cual Tesla citó muchos invitados, hizo una declaración en la cual dijo, como fue reportado, en parte:

"Debe notarse que a pesar de que la planta experimental desarrolla 200 caballos de fuerza con 125Lb de suministro de vapor y salida del mismo a la atmósfera, esta podría mostrar una salida de potencia de 300 caballos de fuerza con suministro total de presión del circuito. Si la turbina fuera compuesta y la salida del vapor fuera dirigida hacia una unidad de baja presión llevando cerca de tres veces el número de discos contenidos en el elemento de alta presión, con conexión a un condensador produciendo de 28.5 a 29.0" de vacío, los resultados obtenidos en la actual máquina de alta presión indican que la unidad compuesta daría una salida de potencia de 600Hp sin un aumento considerable de sus dimensiones físicas. Este estimado de potencia es bastante conservativo.

Las pruebas han demostrado que cuando la turbina esta funcionando a 9,000 RPM bajo una alimentación de vapor a una presión de 125Lb/ pulg² y con su salida hacia la atmósfera, son capaces de desarrollar 200Hp de potencia al freno. El consumo bajo estas condiciones de máxima salida es de 38Lb de vapor saturado por caballo de fuerza por hora, una eficiencia bastante alta cuando consideramos que la caída de calor, medida por termómetros, es sólo de 130 B.T.U y toda la transformación de energía se efectúa en una sola etapa. Ya que se encuentran disponibles tres veces el número de unidades de calor en una planta moderna con sobrecalentamiento y alto nivel de vacío, la utilización de las instalaciones significaría un consumo de menos de 12Lb por caballo de fuerza hora en dichas turbinas, adaptadas para tomar la caída total.

Bajo ciertas condiciones se han obtenido eficiencias térmicas bastante altas, lo cual demuestra que en máquinas de gran tamaño basadas en este principio, el consumo de vapor sería mucho más bajo y debería aproximarse al mínimo teórico, resultando así en la turbina casi carente de fricción transmitiendo casi la totalidad de la energía expansiva del vapor al eje."

Debe tenerse en cuenta que todas las turbinas que Tesla construyó y sometió a pruebas eran de motores de una sola etapa, utilizando cerca de un tercio de la energía del vapor.

Algunos de los miembros de la compañía Edison que observaron las pruebas, aparentemente no entendieron que en la misma los dos rotores permanecían inmóviles ya que sus presiones opuestas permanecen en una continua tracción mutua medida como torque, circularon la historia de que la turbina fue un completo fracaso; que esta turbina no sería práctica si su eficiencia había sido aumentada mil unidades. Fueron historias como estas que contribuyeron a la imputación de que Tesla era un visionario sin capacidad práctica.

La **General Electric Company** estaba desarrollando la turbina Curtis en esos momentos, y la **Westinghouse Electric and Manufacturing Company** estaba desarrollando la turbina Parsons; y ninguna de las dos compañías mostró el más mínimo interés en la demostración de Tesla.

Finalmente Tesla tuvo éxito en interesar a la **Allis Chalmers Manufacturing Company** (constructores de motores reciprocantes y turbinas, y de otro tipo de maquinaria pesada) de Milwaukee. Se construyeron tres turbinas. Dos de ellas tenían 20 discos de 18" de diámetro y fueron probadas a velocidades de 12,000 y 10,000 RPM respectivamente. Este fue exactamente el mismo valor de potencia que había sido alcanzado por el modelo construido por Tesla en 1911, el cual tenía discos con la mitad del valor de los diámetros y era operada a 9,000 revoluciones bajo un suministro de vapor a 125Lb de presión. Se emprendió más adelante la construcción de una unidad de mayor tamaño. Esta tenía 15 discos de 60" de diámetro, fue diseñada para operar a 3,600RPM, y se le midió un desarrollo de potencia de 500 Kw de capacidad, o cerca de 675Hp.

Hans Dahlstrand, ingeniero consultor del departamento de turbinas de vapor de la compañía afirmó:

"También construimos una turbina de vapor de 500 Kw. para operar a 3,600RPM. El rotor de la turbina consistía de 15 discos de 60" de diámetro y 1/8" de espesor. Los discos fueron colocados con aproximadamente 1/8" de separación. La unidad fue probada conectándola a un generador. La máxima eficiencia mecánica obtenida de esta unidad fue de

aproximadamente 38% cuando operaba con una presión de vapor de aproximadamente 80Lbs absolutas y con una contrapresión de aproximadamente 3Lbs y 100°F de sobrecalentamiento a la entrada del vapor.

Cuando se incrementaba la presión del vapor por encima del valor definido anteriormente la eficiencia mecánica caía significativamente, y como consecuencia el diseño de dichas turbinas de vapor era de tal naturaleza que con el fin de obtener la máxima eficiencia al valor más alto de presión, hubiera sido necesario tener más de una sola turbina en serie.

Las eficiencias de las turbinas de menor tamaño se comparan con los valores de las eficiencias obtenidos en pequeñas turbinas de impulso funcionando a velocidades con las que podrían ser directamente conectadas a bombas y otro tipo de maquinaria. Es apenas obvio, por lo tanto, que las unidades pequeñas tienen que operar de 10,000 a 12,000RPM con el fin de obtener el mismo valor de eficiencia y hubiese sido necesario proveer de un sistema de engranajes como reducción entre la turbina de vapor y la unidad que se pensara impulsar.

Además, el diseño de la turbina Tesla no pudo competir con los costos de construcción de las unidades más pequeñas de turbinas de impulso. De igual forma es cuestionable si los discos del rotor, debido a su construcción liviana y poca resistencia a altos esfuerzos, hubiera durado un poco más de tiempo bajo condiciones de operación continua.

Las anteriores observaciones son válidas de igual forma para los modelos de gran tamaño funcionando a 3,600 revoluciones. Se encontró que cuando esta unidad era desmontada los discos se habían deformado considerablemente y la opinión general fue que estos discos hubieran eventualmente fallado si la unidad hubiera sido operada por más tiempo."

Mientras que el informe reportado por Dahlstrand parece ser bastante crítico sobre las características de la turbina Tesla y revelador con respecto a las debilidades de la misma que no se encontraban en otros tipos de turbinas, Dahlstrand informó además que se encontraron dificultades en la turbina Tesla debido a vibraciones, haciendo necesario que se reforzaran los discos. Y agrega "*Los principales problemas de la turbina son cuatro---altas temperaturas, altas presiones, altas velocidades y vibración interna. Y sus soluciones yacen en la capacidad de la ingeniería, la investigación y las destrezas de construcción.*"

Estos problemas aún esperan por una solución definitiva, inclusive por parte de los fabricantes que han estado construyendo turbinas por más de 40 años; y el hecho

de que ellos lo encontraron en la turbina Tesla, no es una crítica directa de la invención de Tesla.

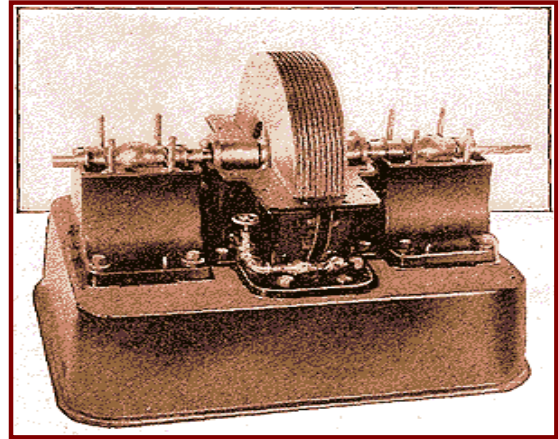
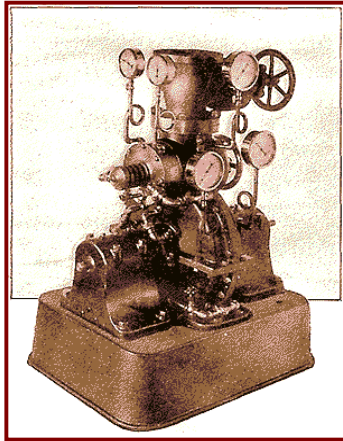
La turbina de gas nunca fue construida por la sencilla razón de que la compañía era incapaz de obtener suficiente información técnica y de ingeniería del señor Tesla, indicando las características inclusive aproximadas del diseño que tuvo en mente. **Al parecer Tesla abandonó las pruebas en esta etapa del desarrollo.**

La Allis Chalmers Company se convirtió luego en la constructora pionera de otro tipo de turbinas de gas cuyo uso ha sido exitoso por muchos años.

Es posible que si la turbina Tesla fuera construida con el beneficio de dos o más etapas, dándole de esta forma el máximo rango de operación que tiene tanto la turbina Curtis como la Parsons, y que fuera construida con los mismos beneficios proveídos por las capacidades de construcción y los desarrollos de la metalurgia moderna como han sido aplicados en los dos tipos de turbina mencionados, la simplicidad exageradamente mayor de la turbina Tesla permitiría que esta alcance mayores eficiencias de operación y economía en su construcción.

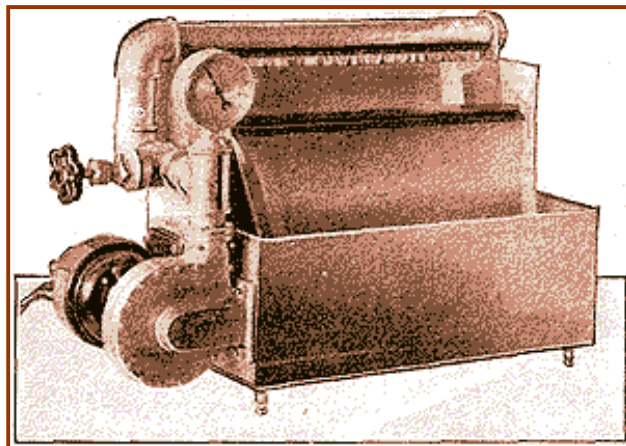
Es probable que la personalidad de Tesla, la falta de comprensión y la forma de hacer negocios con los estadounidenses en aquella época sean las principales razones por las cuales esta máquina en las etapas iniciales de desarrollo no tuvo el apoyo financiero para su investigación; sin embargo, cuando éste fue concedido, Tesla fracasó en sus intentos de convencer a sus colegas del potencial que poseía su turbina. Esto demuestra claramente que las razones por las cuales se limitó una investigación profunda para este tipo de turbinas, no estuvieron basadas en argumentos científicos o ingenieriles.

Figura 30. Modelos de turbinas construidas y desarrollados por Nikola Tesla



En cuanto a las bombas de Tesla, éstas se encuentran hoy en producción comercial revolucionando por completo la industria de las bombas, acumulando millones y millones en ventas. Las bombas convencionales se averían fácilmente a causa de las partículas contaminantes. La bomba no alabiada Tesla puede controlar situaciones con partículas contaminantes, corrosión en progreso, así como también gases, sin presentar daños por cavitación. Estos factores aceleran la desaparición de los actuales tipos de bombas existentes.

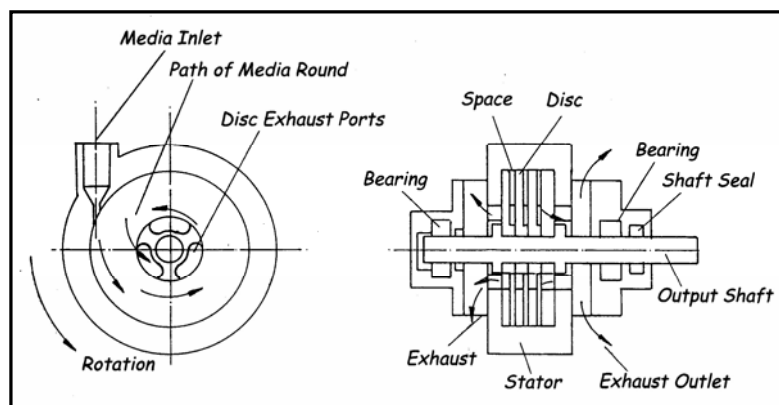
Figura 31. Diseño de bomba desarrollado por Tesla



2.4 PRINCIPIOS DE OPERACIÓN

Existen dos modos de operación para la turbina descrita en la patente de Tesla y ambas son tan simples como su mismo diseño. Ambos modos hacen entrar el fluido de trabajo a la carcasa tangencialmente y en el mismo plano que el paquete de discos. El primer modo de operación el fluido no tiene una tobera real y permite al fluido de trabajo expandirse totalmente al interior de la turbina. El segundo modo tiene una tobera que acelera el fluido de trabajo, el cual entra al conjunto del disco con menos presión pero con mayor velocidad. En ambos modos las superficies fronterizas y la fuerza de corte o resistencia del fluido debido a su viscosidad es lo que hace girar el conjunto de discos.

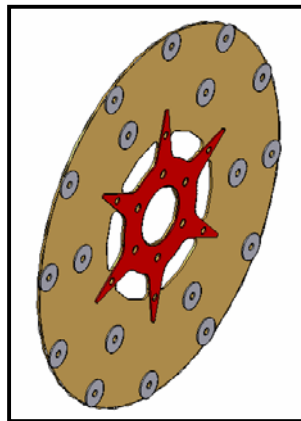
Figura 32. Principio de operación de la turbina Tesla



MODO 1. La fuerza centrípeta, debido a la rotación del conjunto de discos, actúa de tal forma que mantiene la expansión del fluido de trabajo de forma tangencial en vez de radial. Finalmente, después de una larga trayectoria en forma de espiral, el fluido de trabajo sale de la turbina por el centro del conjunto de discos, a la presión de salida y paralelo al eje. Esta situación también le permite a la turbina auto-regularse. Si la turbina es girada por una fuente exterior, como un motor eléctrico por ejemplo, desarrollará presión debido a la acción de las fuerzas centrífugas sobre el fluido que se encuentra dentro del conjunto de discos. Si una

carga adicional disminuye la velocidad de la turbina, entonces se permitiría entrar mayor cantidad del fluido de trabajo al conjunto de discos, aumentando la rata de flujo y disminuyendo la longitud de la trayectoria en forma de espiral recorrida por el fluido de trabajo al atravesar el conjunto de discos. Esta disminución en la longitud de la trayectoria permite un incremento en el torque suministrado por el fluido de trabajo al conjunto de discos haciendo que la turbina retorne entonces al estado y velocidad de equilibrio.

Figura 33. Discos de una turbina Tesla



MODO 2. En el modo 2 el fluido actúa sobre los discos de la misma forma que en el modo 1, excepto que la expansión ocurre a través de una tobera, produciendo una mayor velocidad, lo cual presta a si misma mayor fuerza para ser aplicada a los discos. La tobera debe ser cuidadosamente seleccionada para permitir una alta eficiencia de operación.

Una turbina opera como resultado del impulso y la reacción sobre las superficies o álabes que se pronuncian con respecto a la referencia de un eje con un flujo turbulento resultante. El dispositivo diseñado por Tesla no posee superficies pronunciadas, por el contrario, utiliza discos planos y lisos. El fluido de impulso produce un flujo laminar sin ningún tipo de turbulencia lo cual permite la extracción del mayor porcentaje posible de energía potencial. Tesla aseguraba:

"Con esta nueva invención obtenemos una solución espectacular a muchos problemas mecánicos. Obtenemos un transmisor de movimiento reversible, idealmente simple, de enorme capacidad de torque, increíblemente mayor al que la turbina convencional posee, entonces busco una revolución mecánica con la aplicación de este principio".

Figura 34. Rotor Tesla de 26 discos



2.5 DESEMPEÑO DE LA TURBINA TESLA

La turbina Tesla es una turbina mixta; en donde las arandelas actúan como elementos de impulso y los discos como elementos de reacción. El fluido de trabajo entra perpendicularmente al paquete de disco, encontrando a su paso las arandelas ubicadas en el borde del disco, las cuales ejercen un efecto de impulso-arrastre, que es esencial para el encendido de la turbina. Después de esto el fluido de trabajo se mueve en espiral a través del espacio estrecho entre los discos hacia el puerto de salida, con una tendencia a pegarse a la superficie del disco. Esta interacción de adhesión y movimiento del fluido de trabajo en espiral accionan el disco en la dirección del flujo.

Figura 35. Diagrama Esquemático de la Turbina mostrando la Trayectoria del fluido.

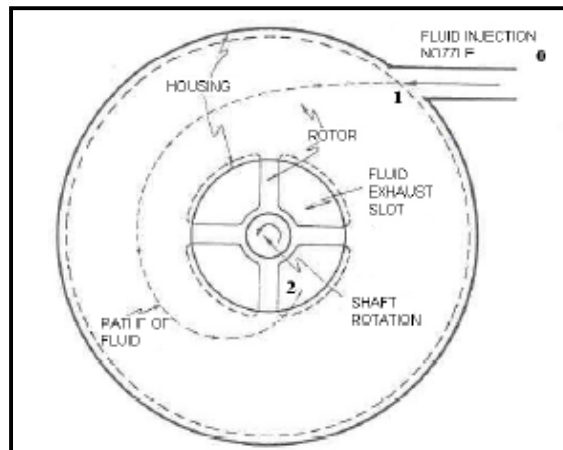
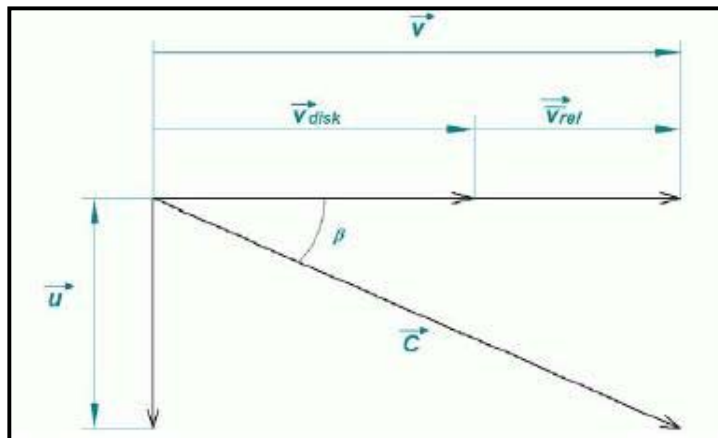


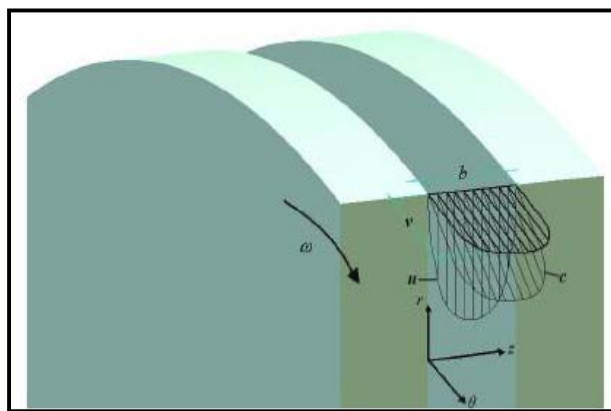
Figura 36. Triangulo de Velocidades para la Turbina Tesla



En general, ha sido encontrado que la eficiencia del rotor puede ser muy alta para un diseño óptimo (Espaciamiento óptimo para un punto de operación)-este es un parámetro de diseño que muchas veces es difícil de asegurar ya que se presentan fuertes variaciones en la viscosidad del fluido-, o al menos igual a la adquirida por rotores de alabes convencionales. Pero en otros puntos la eficiencia es muy baja, ya se encuentra a una velocidad de rotación, viscosidad y

configuración geométrica diferente. Pero cuando los diseños están "off" la eficiencia ha sido encontrada muy baja, esto es con diferentes velocidades rotacionales, viscosidad del fluido y configuración geométrica. Por esta razón un diseño óptimo solo sirve para trabajar en el punto de operación de diseño y no es muy fácil asegurarlo por la inestabilidad del comportamiento transitorio.

Figura 37. Detalle de la Velocidad de Entrada y Coordenadas.



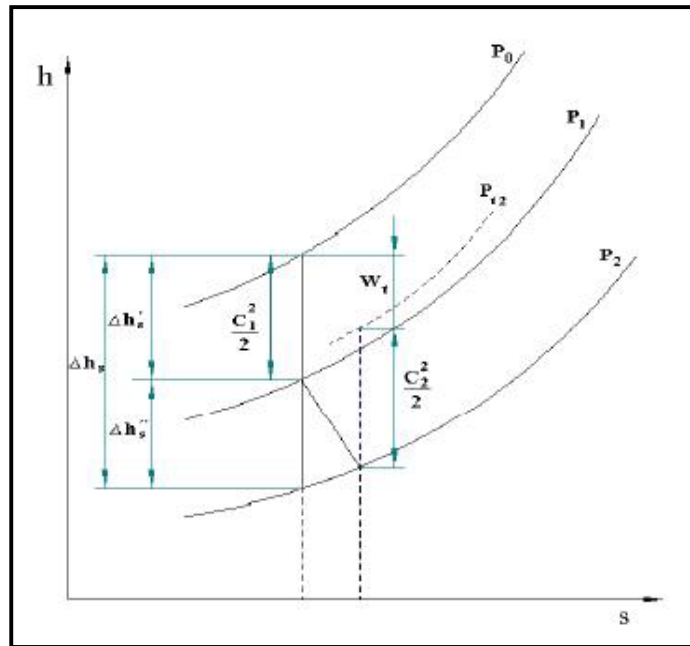
El intercambio de energía puede ser entendido mediante un diagrama h-s. El estado 0 es antes de entrar a la tobera, el estado 1 es a la entrada del rotor y el estado 3 es fuera del rotor, como se puede ver en la figura 38.

Se asume una tobera isentrópica, en la cual no ocurre ningún cambio de entropía y la totalidad de la cabeza de presión se convierte en cabeza cinética. La presión de estancamiento no cambia entre las etapas 0 y 1. En la etapa 1 el fluido ingresa al rotor y es acelerado hasta la etapa 2 debido a la geometría del conjunto, pero el valor de estancamiento está disminuyendo mientras la generación de entropía aumenta y la energía es intercambiada por medio de la viscosidad en la capa límite del fluido.

Para flujo incomprensible el cambio en la energía interna se desprecia y el cambio de entalpía está definido como el cambio en la presión de estancamiento:

$$\Delta h_t = \Delta p_t / \rho .$$

Figura 38. Diagrama h-s para el rotor y el estator.



En la tobera se utiliza la siguiente asunción con el fin de calcular el grado de reacción, para el cálculo del rotor en donde ninguno de los datos de la tobera se ha simulado.

$$\frac{\Delta p}{\rho} = \frac{c_1^2}{2}$$

La turbina se caracteriza por la alta velocidad acompañada de remolinos a la salida, por lo tanto es evidente que sale una alta cantidad de energía cinética de la turbina, sin que esta sea utilizada eficientemente en el fluido. En los cálculos no se incluye el beneficio de un difusor de salida. También con altas velocidades, los gradientes de velocidad normal a las paredes son mayores al igual que la transferencia de energía, pero al mismo tiempo aumentan las pérdidas. Estas son algunas de las razones por las que esta turbina presenta bajo valores de

eficiencia. Las altas velocidades a la salida pueden ser transformadas nuevamente en presión estática y utilizadas en una segunda etapa aumentando la eficiencia global de la turbina o el sistema.

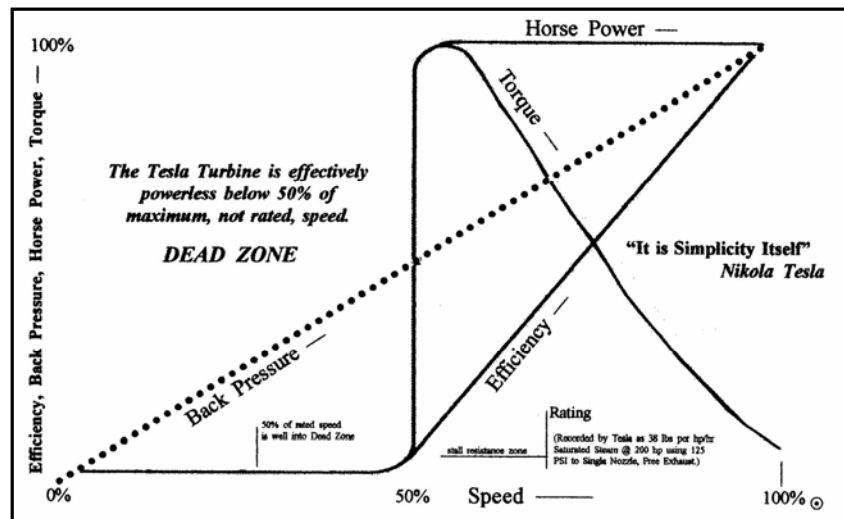
Una de las características más importantes de la turbina es el efecto del espaciado. Cuando la turbina está operando cerca del 50% de la velocidad de régimen, la energía cinética del fluido de trabajo pasa a través de los platos con una mínima contrapresión. Desde el 50% al 100% de la velocidad de régimen (determinada por la velocidad del fluido de trabajo y el diámetro del disco), las fuerzas centrífugas operan en el fluido de trabajo que se mueve en el espacio entre los discos, creando una contrapresión al fluido de trabajo entrante.

Mientras la velocidad periférica de la turbina se aproxima a la velocidad del fluido de trabajo de entrada, la contrapresión del fluido de trabajo cierra el espacio entre los discos. Esto explica porque la velocidad periférica de la turbina nunca se iguala con la velocidad del fluido de trabajo entrante, el espacio nunca se cierra completamente. Si esto sucediera la acción de la turbina debería parar.

De todo lo anterior se concluye que: La turbina Tesla no produce casi potencia por debajo del 50 % de la velocidad máxima, el máximo torque es alcanzado al 50 % de la velocidad máxima y decrece linealmente a medida que se acerca a la velocidad máxima, la eficiencia comienza en el 50 % y se incrementa linealmente hacia la velocidad máxima. La potencia comienza en el 50 % y solamente se incrementa el 6 % en la velocidad máxima, como se puede observar en la figura 39.

Dando un vistazo a los experimentos de Tesla, se puede tener una idea de la relación entre el espaciado del disco, la potencia, el torque y la eficiencia. Tesla empezó construyendo una turbina de 6", seguida de una de 12", 9.75", 18" y finalmente una de 60".

Figura 39. Relación entre los diferentes parámetros de funcionamiento de la turbina Tesla



Con las turbinas pequeñas Tesla usó un espaciado entre discos de 0.03" (0.8mm), con discos del mismo espesor (0.03").

Una vez él aumentó el diámetro de los discos, incrementó también el espaciado entre discos y el espesor del disco a 0.0625" (1.6mm). Mientras trabajaba con la Allis Chalmers Company de Milwaukee, Wisconsin, su diseño más grande (una turbina de 60" de diámetro) fue construido usando un espesor de los discos y un espaciado entre ellos de 0.125" (3.2mm).

La turbina de 10" de Tesla produjo 110Hp, la de 18" produjo de 200-300Hp y la de 60" produjo 675Hp. Tesla también mencionó en sus diseños de aviones que para la máxima eficiencia el puerto de escape debe ser reducido, pero para una potencia máxima el tamaño debe ser incrementado. También menciona que el acabado de la superficie y la geometría son relevantes para lograr un funcionamiento óptimo de la turbina.

De la patente de Tesla se puede extraer: "Debido al numero de causas que afectan el desempeño, es difícil expresar una regla precisa que sea aplicable de forma general, pero se puede decir que dentro de ciertos límites, el torque es directamente proporcional al cuadrado de la velocidad del fluido relativa al rotor y al área efectiva de los discos e inversamente al espaciamento entre ellos. La máquina generalmente desarrollará su máximo trabajo cuando la velocidad efectiva del rotor sea la mitad de la del fluido; pero para alcanzar la mayor economía, la velocidad relativa para cualquier eficiencia dada debe ser lo menor posible. Esta condición debe mantenerse a cualquier rango posible mediante el incremento del área activa y reduciendo la separación entre los discos".

De acuerdo a esto, si se comienza con el espaciamento óptimo entre los discos para una viscosidad particular del fluido de trabajo, entonces el torque es directamente al cuadrado de la velocidad del fluido de trabajo, relativa a la velocidad de los discos y relativa al área efectiva de los discos. También, así como disminuye el diámetro del disco, el torque cae exponencialmente. Si se disminuye el diámetro del disco a la mitad, el torque caería en un factor de 4, pero la velocidad del disco se incrementa en un factor de 2.

Mientras algunos cálculos teóricos del proyecto daban un rendimiento de solo 2-3Hp para un disco de 10", el efecto del fluido de trabajo fue obviamente pasado por alto. La mejor forma de comenzar a hacerse una idea de la potencia y toque es a través de procesos empíricos (experimentales).

Tesla registró aproximadamente 110Hp para su turbina de 10" (9.75" de diámetro de disco) usando 25 discos a 125Lb de presión de vapor. Aunque él no registró datos reales de torque los cálculos teóricos para los discos en la capa límite muestran un incremento exponencial del torque sobre la potencia.

Teóricamente, entonces una turbina Tesla puede trabajar hasta 1.0" de

espaciamento entre los discos, pero con una gran reducción del torque. Esto explica porque las turbinas continúan trabajando aún con un espaciamento de 0.125". Para compensar la pérdida de torque el diámetro del disco deberá incrementarse como se incrementa el espaciamento.

Del artículo de Hamish Edgar, miembro de TEBA (Tesla Engine Builders Association) sobre el espaciamento entre discos se extraer lo siguiente:

* La eficiencia de las máquinas Tesla aumenta como la rata de flujo que pasa a través de cada para de discos disminuye.

* Existe una solución analítica para determinar el espaciamento del disco, la cual está basada en la teoría de la capa límite y las ecuaciones de Navier Stokes para flujo entre dos discos rotativos. Si el espacio intermedio del disco es muy estrecho, el flujo podría hacer que la turbina se inunde. Si el espacio intermedio es muy ancho, la región del centro no tendrá la presión suficiente y puede incluso invertir el flujo.

La solución que surgió fue:

$$2P = (\text{espaciamento intermedio}) * \sqrt{\frac{w}{\nu}}$$

Donde

w= Velocidad angular

ν = Viscosidad cinemática

P= Factor adimensional, el cual bajo las condiciones de flujo correspondería a $\frac{\pi}{2}$.

* Para una turbina de vapor, los espaciamentos deben ser del orden de 0.09mm para 400°C y 3.5MPa de vapor, ó 0.52mm para 400°C a la presión atmosférica.

Ken Rieli, presidente y fundador de Phoenix Builders Club, recomienda usar un espaciamento entre discos de 0.032"-0.040" y un espesor de disco de 0.032"-

0.0625".

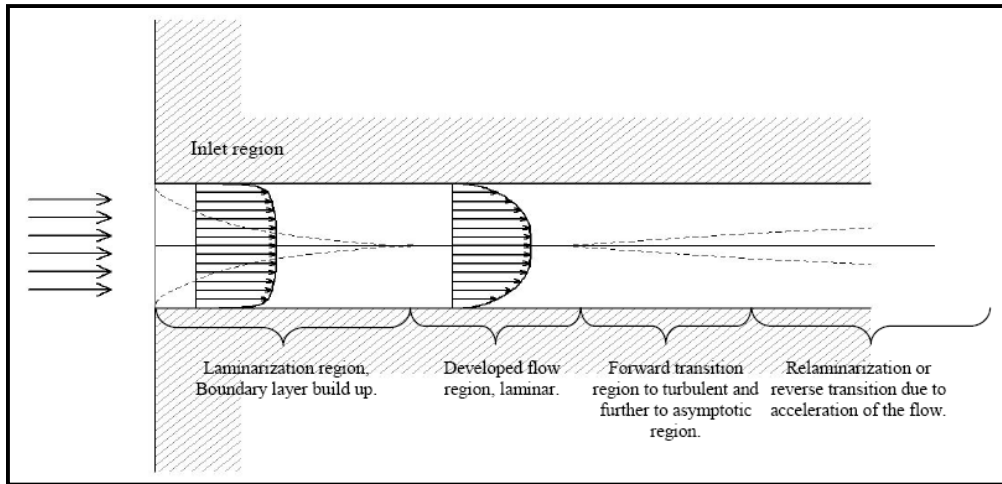
El desempeño de la turbina Tesla se caracteriza por presentar flujo laminar, con ciertas regiones en las que pueden ocurrir bajas turbulencias y flujo en transición, y debido a este tipo de flujo laminar (Sin disipación de energía debido a las turbulencias), la turbomaquinaria tipo Tesla se caracteriza por presentar altos valores de eficiencia en los rotores. Pero estas experimentan una alta dificultad para alcanzar altas eficiencias en las toberas, al menos en el caso de las turbinas, en donde la velocidad del fluido cuando ingresa a la parte externa de la tobera es alta al igual que en los remolinos cerca de la parte externa del rotor debido al espacio libre existente para la formación de vórtices.

2.5.1 Caracterización del Flujo. Se ha establecido que un amplio rango de tipos (o regímenes) de flujo puede ocurrir entre discos paralelos incluyendo flujo laminar en su totalidad, flujo laminar con regiones con proceso de transición, flujo turbulento en su totalidad, flujo laminar procedente de una transición revertida o relaminarización de flujo turbulento a laminar. En una forma descriptiva, el flujo describe el siguiente comportamiento: Se asume que el fluido ingresa en un régimen turbulento y por el lado principal, empieza la formación de la capa límite, el espesor de la capa límite ocupa todo el espacio entre los discos y las fuerzas viscosas predominan por encima de las fuerzas inerciales; el nivel de turbulencia es reducido debido a la disipación de energía consecuencia de los efectos de la viscosidad en la capa límite, y el perfil del fluido se torna laminar.

Después de la formación de la capa límite, la posterior transición a régimen turbulento aparece debido al aumento de velocidad. En consecuencia, el fluido se acelera en la dirección radial y el espesor de la capa límite disminuye, apareciendo nuevamente las zonas de transición en donde las fuerzas inerciales predominan y es de esperarse que la turbulencia aumente pero con la alta aceleración, el flujo en forma de vórtice en la capa límite en estado turbulento se expande un poco y la

vorticidad es disipada por medio de los efectos viscosos, este proceso es conocido como la transición revertida o relaminarización.

Figura 40. Regiones de Laminarización y Transición presentes en el Espacio entre Discos.



2.5.2 Pérdidas. En general a cualquier comportamiento de flujo que reduzca la eficiencia de una turbomaquinaria se le denomina pérdida y esta disipación de energía puede ser definida en términos del incremento de entropía.

La baja eficiencia presentada por esta máquina puede explicarse utilizando la definición de la generación de entropía válida para flujo adiabático definida por Denton, autor de " Loss Mechanism in Turbomachines", ASME Journal of Turbomachinery:

$$\dot{S} = \dot{m} * s = - \int \frac{1}{T} \mathbf{V} * \mathbf{F} * dVol$$

Donde V es la velocidad local del flujo y F es el vector de fuerza local generado por la viscosidad. Dicha ecuación demuestra que la tasa de generación de entropía es muy probablemente alta en regiones donde las altas velocidades coinciden con altos valores de fuerzas generadas por la viscosidad, como sucede en la región

mas interna de los discos. Además, a una mayor masa de flujo la generación total de entropía es de igual forma mayor.

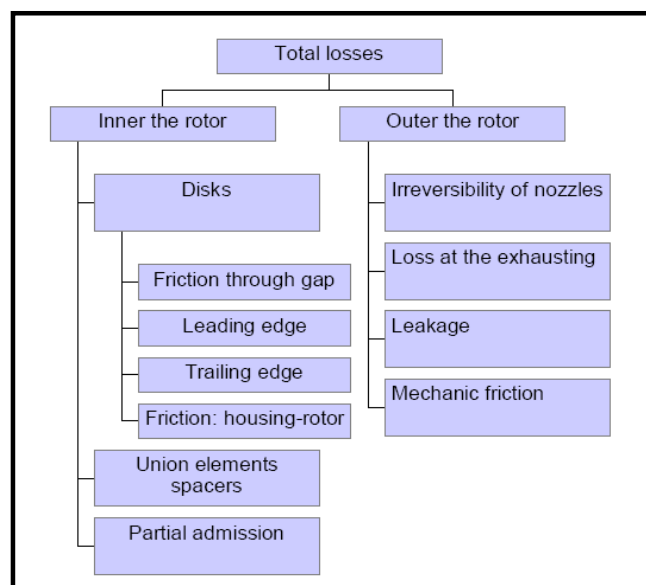
Los mecanismos para la generación de entropía son:

- * Fricción debido a la viscosidad tanto en la capa limite como en la capa de fuerzas cortantes.
- * Transferencia de calor a lo largo de las diferencias finitas de temperatura.
- * Procesos no equilibrados como los que ocurren en procesos a alta velocidad.

El primer mecanismo incluye la totalidad de las perdidas en el rotor y las perdidas debido a la interacción entre el fluido y los componentes sólidos de la turbina y la fuerza viscosa actuando sobre cada partícula del fluido –no sólo el arrastre sobre las fronteras sólidas, el segundo puede ser ignorado si se asume que no existe ningún cambio de temperatura (Por ejemplo en la tercera turbina que Rice probó), y el tercer mecanismo ocurre en la tobera y a la salida del rotor, donde aparecen grandes cambios en las áreas de la turbina.

Las pérdidas en una turbina de disco pueden clasificarse de la siguiente manera:

Figura 41. Pérdidas en la Turbina de Disco



Al interior Del rotor

* Interacción del fluido con los componentes sólidos: Ya que el principio de trabajo se basa en el concepto del efecto de la viscosidad en la capa límite, la fricción a través de los espaciamentos de los discos juega un papel importante; es ampliamente conocido que en la mayoría de las capas límites la velocidad cambia de manera mucho más rápida cerca de la superficie; luego entonces, la mayoría de la generación de entropía se concentra en la parte más interna de la capa. En capas límites donde el flujo se encuentra en estado turbulento la generación de entropía ocurre al interior de la sub-capa laminar y la región logarítmica que se refiere a la función de la ley universal de las paredes. Este efecto esta presente en el espaciamiento de los discos, además este tipo de pérdida puede hacerse extensible a la energía disipada debido a las fuerzas cortantes sobre la superficie externa del rotor, sobre los lados de los discos en los extremos, sobre los contornos o bordes de todos los discos y la interacción de fricción del fluido entre la carcasa y el fluido.

* Sobre el contorno principal y el contorno que define la trayectoria del fluido existe también generación de entropía. Sobre el contorno principal existe un efecto de bloqueo a la admisión causado por el delgado y fino espesor de los discos, y en el contorno que define la trayectoria, por el cambio de geometría y por el hecho de que dicho contorno de trayectoria actúa como un proceso de mezclado.

* La alta rotación con producción de remolinos cerca los ejes se incrementa los efectos de la viscosidad y esa es la razón por la que la entropía se incrementa.

* Uniones y elementos espaciadores: Contribuyen a las perturbaciones del campo y a las pérdidas debido al arrastre cuando el fluido pasa al rededor de los elementos.

* Admisión Parcial: La admisión parcial es debido a las toberas bastante finas. Cuando no ocurre admisión periférica total, algunos comportamientos de ventilación y diferencias en el gradiente de velocidad radial y tangencial generando asimetría del fluido y aumentando los efectos de viscosidad de tal forma que no contribuyen al torque del rotor.

Al exterior del rotor

* Las pérdidas de energía disponible debido a la irreversibilidad de las toberas que proveen el fluido al rotor.

* Las pérdidas de energía disponible en el proceso de salida del fluido debido a una difusión no controlada. El cambio en la dirección del flujo de radial a axial implica un giro de 90° , lo cual causa flujos secundarios más fuertes; además del hecho de que el flujo a la salida presenta alto nivel de remolinos.

* Las pérdidas mecánicas de los rodamientos y sellos; pueden ser definidas por una eficiencia mecánica para el eje y sus componentes.

* Las fugas, una pequeña parte del fluido se fuga a través de los rodamientos y sellos y se convierte en fluido que no contribuye a la cantidad de torque suministrada al rotor. En este caso se puede definir una eficiencia volumétrica.

2.6 VENTAJAS DE LA TURBINA TESLA

La turbina Tesla ha sido el invento más revolucionario de los últimos tiempos, ha pasado ya las primeras tentativas de mejorar su funcionamiento desde la presentación hecha por Nikola Tesla y comienza a ensayarse en múltiples aplicaciones como son en la generación de electricidad para uso doméstico, a

nivel industrial en pequeñas y grandes centrales térmicas, en plantas de cogeneración y en plantas atómicas de vapor.

Las turbinas que hoy en día son utilizadas en la mayoría de plantas de carbón, petróleo, gas y nucleares para la generación de energía, deben ser periódicamente reconstruidas, generando millones en costos. La turbina Tesla no requiere de dichas reconstrucciones periódicas. De hecho puede introducirse partículas sólidas. Se requieren de multimillonarios sistemas de filtración para prevenir que inclusive la más pequeña partícula sólida penetre en una turbina de vapor convencional. Si dichas partículas logran entrar a la turbina, esta debe ser reconstruida.

La turbina Tesla debido a su simplicidad de funcionamiento, facilidad de construcción, silenciosa, menor tamaño, longevidad, económica, reversible, utiliza cualquier tipo de fluido (aire comprimido, vapor, gas caliente, combinación de los tres, o incluso fluidos más pesados como agua y aceite) lo cual se traduce en utilización de gran variedad de materiales para su construcción, puede ser utilizada como bomba o compresor si se le hacen pocas modificaciones pertinentes, transmite en una sola etapa casi toda la energía de expansión del fluido de trabajo al eje y su gran versatilidad, la hace más ventajosa comparada respecto a las turbinas de vapor convencionales, en las cuales la energía es transmitida por la presión, la reacción o el impacto, como la de De Laval y Parsons, donde los cambios bruscos tanto de velocidad y dirección están involucrados, dan como resultado vibración y choques destructivos.

Además, la introducción de pistones, cuchillas, cubos, y los dispositivos interceptores de este tipo de turbinas en el camino del fluido implica construcción muy delicada y difícil mecánicamente que acrecienta grandemente el costo tanto de producción como de mantenimiento. Ver figura 43.

La turbina Tesla en virtud de su excepcional resistencia al calor y demás propiedades destacables, hace posible la consecución de un ahorro considerable de combustible con tan sólo una etapa, y ofreciendo ventajas adicionales: un mecanismo extremadamente simple, pequeño, compacto y confiable. Así mismo la turbina Tesla se presta para ser utilizada en conjunto con otro tipo de turbinas especialmente la Parsons con la cual forma una combinación ideal.

Otra cualidad de la turbina Tesla es su completa seguridad, ya que en lo que respecta a la rotura o desgaste de las partes inmiscuidas en el proceso de propulsión es insignificante, y en caso de que se presentaran tales eventos, no tendrían consecuencias en el desempeño de la turbina.

Figura 42. Diseño modificado de una turbina Tesla usada como compresor



Cuando el motor rotatorio de Tesla o la turbina no albiada es utilizada con vapor, puede exceder fácilmente el desempeño de las actuales turbinas albiadas utilizadas con vapor. Tesla aseguró con suficiente documentación que su motor, o conversor térmico, podría obtener una eficiencia del 95% con la totalidad de etapas necesarias. Nuestras mejores turbinas albeadas, con la totalidad de etapas necesarias operan en un rango del 60%.

Esto significa que si la configuración propuesta por Tesla, hoy en día ausente, fuera incorporada en nuestros actuales sistemas de energía eléctrica, significaría grandes ahorros de energía. También tendría un valor agregado basado en la reducción considerable de los costos de mantenimiento, reducir dramáticamente la contaminación ambiental o polución y poner fin a la llamada crisis energética.

Figura 43. Rodete de una turbina de vapor. (a) Rodete turbina Tesla. (b) Rodete de una turbina de Reacción. (c) Rodete de una turbina de acción.



La tabla 3 muestra un cuadro comparativo con las características de las turbinas de acción, turbinas de reacción y la turbina Tesla.

2.7 DESVENTAJAS DE LA TURBINA TESLA

La turbomaquinaria de Tesla proclama eficiencia alta del rotor para un diseño óptimo, pero experimentalmente se han encontrado muchas dificultades para lograr eficiencias altas en toberas y rotores, en el caso de turbinas, esto se debe a la alta velocidad del fluido cuando fluye a través de la tobera de entrada. Esto quiere decir que el rendimiento global de la turbina está fuertemente ligado a la eficiencia de la tobera y la interacción de tobera-rotor y su irreversibilidad. Como consecuencia, sólo las eficiencias de máquinas pequeñas han sido demostradas. Principalmente por estas razones el tipo la turbomaquinaria de Tesla ha tenido poca utilización.

Esta turbina es una máquina de alta velocidad y bajo torque. Por lo tanto, un rendimiento bajo es obtenido en aplicaciones con tamaños grandes. La falta de tecnología y de entendimiento de la turbina de fricción han impedido su desarrollo, por eso se debe evaluar la viabilidad de esta tecnología, por medio de acciones académicas e industriales que lleven a la utilización de esta increíble máquina.

Tabla 3. Comparación de características entre la turbina de acción, de reacción y Tesla.

FACTOR	TIPO DE TURBINA		
	TURBINA DE ACCIÓN	TURBINA DE REACCIÓN	TURBINA TESLA
Eficiencia	0.81	0.9	0.95 y más
Relación de Velocidades (ρ)	0.4 - 0.5	0.8 - 1	0.5 - 1
Reversibilidad	Limitada	Limitada	Buena
Tipo de Fluido	Vapor	Vapor	Vapor, aire comprimido, gas caliente, combinación de los tres, o incluso fluidos más pesados como agua y aceite
Longevidad	Media	Media	Alta
Nivel de Ruido	Medio	Medio	Bajo
Construcción	Difícil	Difícil	Sencilla
Mantenimiento	Alto	Alto	Bajo
Costo	Alto	Alto	Bajo

2.8 MÁQUINAS TIPO TESLA ACTUALES

Muchos intentos se han hecho para comercializar las turbomáquinas tipo Tesla, especialmente bombas, pero aplicaciones ampliamente generalizadas no son aparentes. Muchas personas o grupos intentando comercializar las turbomáquinas tipo Tesla han diseñado, construido y operado varios modelos de éstas. Las bombas han recibido mayor interés, pero los compresores y las turbinas también han sido construidas y operadas. Muchos de éstos datos de prueba útiles han sido grabados sin duda, pero muy poco ha sido publicado o difundida a causa de

una necesidad percibida de mantener en secreto la información. La mayoría de turbinas tipo Tesla y bombas han sido diseñadas usando intuición y cálculos sencillos o por la experiencia empírica. Esto casi siempre ha conducido al uso de espacios entre discos y diámetro de los discos inadecuados y a la ausencia de un buen proceso de optimización en el diseño de la turbomaquinaria tipo Tesla. Una buena referencia puede ser los datos de diseño calculados para un diseño óptimo sugerido realizados por Lawn and Rice, los cuales se observa en la sección de los anexos.

Hoy en día, se espera el desarrollo de nuevas aplicaciones, bajo el principio de trabajo descubierto por Tesla, especialmente para pequeñas geometrías. Estas nuevas aplicaciones incluyen el uso de fluidos con alta viscosidad, fluidos con contenido de partículas, y fluidos en dos fases.

En el año 2001, un sistema de potencia con una turbina de capa límite fue probado, utilizando diferentes fluidos y los resultados obtenidos se muestran en la figura 44. Esto fue reportado por Darren Schmidt, a través de su publicación que se nombra en la bibliografía. En todos los casos es visible la baja eficiencia isentrópica de la turbina y la potencia de salida es para pequeñas aplicaciones y pequeñas plantas de potencia.

La más importante aplicación de la turbina Tesla se encuentra en su uso como fuente de potencia para los automóviles. Tal motor, adaptado al carro para un número promedio de pasajeros, podría ser una unidad que utilizará tres ejes, y comprendida por un compresor integral, un combustor, la energía de la turbina, y una reducción en base a un conjunto de piñones. Tal motor es ilustrado en la figura 45.

El motor que se muestra en esta figura ocupa una cubierta en forma de cubo de aproximadamente 305mm de lado, y tiene un peso estimado de 30Kgs, con una

salida de potencia en el eje de impulso de 75 HP, y un valor general de producción de potencia de 85/90 HP.

Figura 44. Desempeño de una Turbina de Capa Límite Probada y Reportada por Schmidt.

Case	Working fluid/fuel	Firing rate [Btu/hr]	Temperature [°C]	Pressure [bar]	RPM [min ⁻¹]	Power [kW]	Isentropic Efficiency [%]
1	Compressed air	Not available	Unknown	5.93	8,193	8,650	Unknown
2	Compressed air	Not available	20.5°C	2.27	1,100	447	16%
3	Natural gas flue gas	173,000	444°C	2.41	6,218	3,430	12.25 %
4	Biomass flue gas	192,600	392°C	2.76	6,284	3,206	11 %
5	Saturated Steam	Unknown	170°C	6.89	6,500	9,246	13.7 %

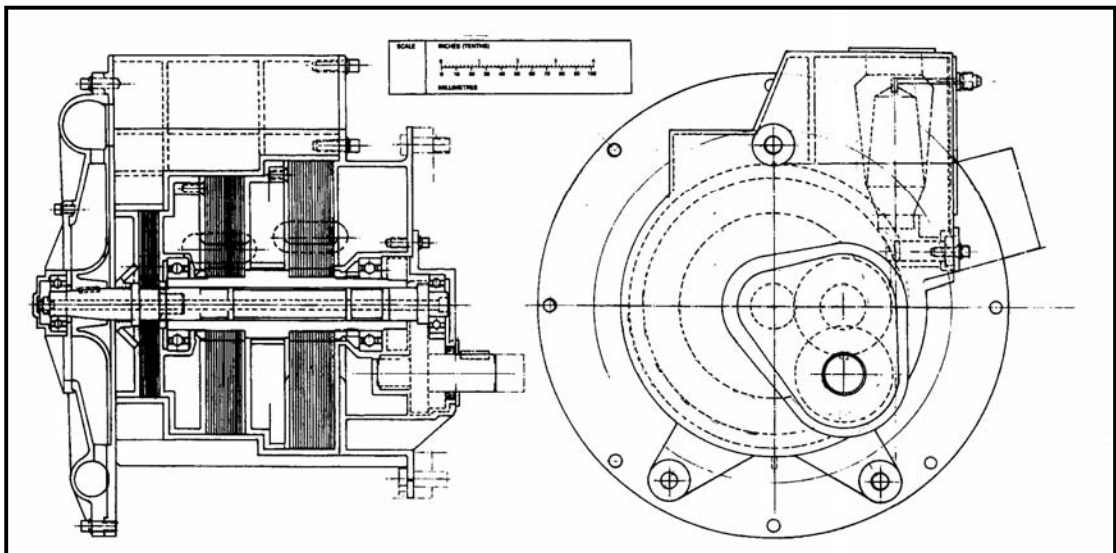
En este diseño se utiliza un compresor de tipo centrífugo, siendo una forma bastante arraigada, pero podría intentarse configurar un compresor tipo Tesla. Está montado sobre un eje independiente con su unidad de turbina correspondiente, permitiendo de esta forma una óptima y adecuada combinación de este ítem con el requerimiento de aire.

La turbina de potencia consiste de dos conjuntos de discos montados sobre un eje común, con dos diferentes valores de diámetros, para poder acomodarse a la diferencia de energía contenida en el fluido de trabajo a medida que pasa desde una etapa hacia la otra, por medio de la sección intermedia.

Los estatores para el rotor forman parte de la carcasa que contienen los rodamientos, y pasadizos para el paso del fluido de trabajo desde el combuster hacia los dos conjuntos de discos y secciones intermedias. El combuster también está ubicado en dicha carcasa, y está compuesto básicamente de dos tubos, el

aire es dirigido desde el compresor hasta el tubo externo, desde allí pasa por medio de un pasaje adecuado al tubo interno, donde se mezcla con el combustible suministrado por un tubo desde el tanque de combustible. El aire y el combustible son suministrados de manera proporcional de forma que la combustión sea estequiométrica; el aire sobrante fluye sobre el tubo de llama y es admitido posteriormente por el disco en varios puntos, y finalmente el calor contenido en los gases diluidos fluye hacia el interior del estator por medio de ranuras en su pared, y dentro de los espacios entre los discos.

Figura 45. Turbina Tesla utilizada en Automóviles



El control del combustible dentro del combustor es una forma simplificada del sistema FADEC empleado en las turbinas de gas para aviones, esta unidad también monitorea temperatura, velocidad del eje, consumo de combustible, valores eléctricos y del gas. Los valores de temperatura y presión serán bajos en comparación con los valores en las turbinas utilizadas en los aviones, estando en el orden de los 8 bares y los 1000°C.

Las estimaciones de consumo de combustible son difíciles de predecir, ya que dependen de muchas variables, pero para motorización con velocidad promedio crucero, 80 millas por galón, utilizando Kerosén, es razonable, y puede ser un dato conservativo. Los costos de los materiales y la fabricación del motor dependen obviamente del volumen de unidades que se planea construir y las instalaciones con que se cuente, así como también de los materiales seleccionados para sus componentes, pero lo más probable es que estos sean la mitad de los costos que generarían la construcción de un motor convencional equivalente. Los costos de consumo de combustible también serán más bajos, asumiendo que el Kerosén se mantenga en los niveles actuales, pero no es, por supuesto, totalmente seguro que esta situación permanecerá por siempre.

El mantenimiento de este motor es extremadamente sencillo, y se limita sencillamente a lavar los discos utilizando agua caliente y detergente, y cambiando el aceite de vez en cuando. El componente que podría estar sometido al mayor desgaste podría ser el combustor, para el cual se estima una vida de 7,500 horas, pero su ciclo de vida útil puede ser mayor, de acuerdo a los materiales que se utilicen para su construcción. En los demás componentes es poco probable que ocurra desgaste, y un ciclo de vida de 20,000 horas es una indudable posibilidad.

El motor basado en la turbina Tesla ofrece la oportunidad de sacar provecho de las características únicas de la máquina.

Aparte del funcionamiento estable de la turbina debido al movimiento rotacional, su tamaño compacto y bajo peso le permiten una mayor libertad al diseñador del cuerpo del vehículo, y la incorporación de una *caja de velocidades* dentro de la configuración ofrece un mayor espacio para la instalación. Las características de funcionamiento permiten el uso de transmisiones hidráulicas o eléctricas, impidiendo de esta forma el clutch o cajas de cambios, y la disponibilidad de aire

del compresor permite el uso de sistemas frenos impulsados por aire, dirección, control del desempeño, calefacción o aire acondicionado del auto, y desempañado de los vidrios, si ningún tipo de unidad de potencia extra.

Su uso para las plumillas limpiabrisas en los aviones jets es otro prospecto, como también lo es el bloqueo de las puertas, limpieza de las luces delanteras, y, obviamente, el inflado de las llantas.

Otra posibilidad para el futuro de aprovechar la versatilidad de la turbina es utilizarla como motor de aire o compresor, y equipar el vehículo con una serie de tanques para almacenamiento de aire a alta presión, haciendo de esta forma funcionar el vehículo bajo aire comprimido, sin ningún tipo de contaminación o polución en lo absoluto. Tal propuesta, utilizando una unidad recíproca, se encuentra bajo gran consideración en Francia y México.

De este tipo de tanques cargados a 40 bares se puede obtener un alcance útil y buena velocidad, y el vehículo es extremadamente simple, sin necesidad de caja de cambios, tanque de gasolina o motor, y puede tener una construcción bastante liviana.

3. ANÁLISIS TEÓRICO DE LA TURBINA TESLA

3.1 FLUJO VISCOSO LAMINAR

3.1.1 Ecuación de movimiento de Navier-Stokes. La forma de la ecuación de Navier-Stokes para un flujo incompresible con viscosidad constante está dada por:

$$\frac{Dv}{Dt} = -\frac{1}{\rho} \nabla p + g + \nu \nabla^2 V \quad \text{si } \nabla \cdot V = 0; \quad \mu = \text{constante}$$

Donde ν es igual a μ/ρ . Cuando la densidad del fluido es constante en todo el campo de flujo, resulta conveniente introducir la variable $p^+ \equiv p - \rho g \cdot R$, definida de forma que el término correspondiente a la gravedad se combine implícitamente con el término de la presión.

$$\frac{Dv}{Dt} = -\frac{1}{\rho} \nabla p^+ + \nu \nabla^2 V \quad \text{si; } \mu, \rho = \text{constante}$$

Las componentes x, y, z de la ecuación de Navier-Stokes, expresadas en coordenadas cartesianas son:

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p^+}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p^+}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right)$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p^+}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right)$$

3.1.1 Condiciones iniciales y en la frontera. La ecuación de Navier-Stokes es una ecuación diferencial parcial con cuatro variables independientes (v.g., x, y, z, t) y las cuatro variables dependientes (v.g., u, v, w, p)¹ junto con ecuación de conservación de masa, hay cuatro ecuaciones escalares (tres componentes de la ecuación de Navier Stokes y la ecuación de de la conservación de la masa) que pueden resolverse para las cuatro variables dependientes que no se conocen. Valga decir que no existe una solución general para este enorme conjunto de ecuaciones.

Antes de poder resolver los problemas del flujo viscoso al integrar las ecuaciones del movimiento y la conservación de la masa, es preciso especificar las condiciones físicas que limitan o restringen el flujo en sus fronteras, conocidas como *condiciones en la frontera*, así como el estado del flujo en un tiempo inicial (si el flujo depende del tiempo) se conoce como *condiciones iniciales*. En general, es posible reconocer estas condiciones a partir de la naturaleza del flujo.

En el lugar donde un fluido viscoso entra en contacto con la frontera sólida, no existe un movimiento relativo del fluido y el sólido, v.g., el fluido y el sólido en un punto de la frontera tiene la misma velocidad:

$$V = V_{\text{sólido}}$$

Con frecuencia a esto se le denomina condición no deslizante, lo cual significa que el fluido no se desliza sobre la superficie sólida del modo que lo haría con un sólido distinto. La explicación física de la condición no deslizante es que las moléculas del fluido que golpean la pared del sólido chocan de forma muy frecuente con las moléculas de dicha pared, por lo que aquéllas no tienen un

¹ Pues se supuso que ρ y μ son constantes al derivar la ecuación de Navier-Stokes, éstas no son variables dependientes sino parámetros de flujo.

movimiento promedio distinto de l de las moléculas de la pared.² La condición no deslizante en la frontera se aplica a las tres componentes del la velocidad del fluido \mathbf{V} del fluido en cualquier parte sobre la superficie de una frontera sólida.

En la interfaz entre dos fluidos inmiscibles, como aire y agua, el esfuerzo que actúa sobre uno de los dos fluidos (σ_a por ejemplo) es igual en magnitud, pero con dirección opuesta, al esfuerzo que actúa en el otro fluido. (σ_b)³

$$\sigma_a = -\sigma_b \quad \text{Ó}$$

$$[(-p)n]_a + \tau_a = [(-p)n]_b + \tau_b$$

En el caso de un flujo no viscoso, el único esfuerzo del fluido es el de presión $(-p)n$, un esfuerzo normal, sólo exige que la presión en cada fluido sea la misma en la interfaz. Sin embargo, para fluidos viscosos la suma de los esfuerzos de presión y viscosos debe equilibrarse en la interfaz del fluido. En casi todos los casos prácticos, el esfuerzo viscoso es tangencial a la interfaz, por lo que los esfuerzos de presión y viscosos, son por separado, iguales (pero opuestos) en la interfaz:

$$p_a = p_b; \quad \lambda_a = -\lambda_b$$

Donde se ha utilizando el hecho de que $n_a = -n_b$.

En el caso de los fluidos alrededor de cuerpos, las condiciones en la frontera en lugares alejados de cuerpo ($\mathbf{R} \rightarrow \alpha$) son, por lo común las que corresponden a un flujo uniforme, v., g., la presión p^+ y la velocidad V son constantes⁴. Para estos

² En flujos de gas a presiones extremadamente bajas, puede producirse deslizamiento entre el gas y la pared de un sólido cuando las moléculas de gas recorren, entre colisión y colisión, pequeñas distancias que no pueden despreciarse en comparación con la longitud de la pared.

³ Esto supone que los efectos de la tensión interfacial son despreciables.

⁴ A éstas se les denota, en peral, por ρ_∞^+ y V_∞ .

flujos uniformes, el esfuerzo viscoso es cero y el flujo satisface la ecuación de Navier-Stokes y la conservación de la masa en puntos alejados del cuerpo.

Las condiciones para flujos no estacionarios corresponden, con frecuencia, a un fluido en reposo ($p^+ = \text{constante}$ y $V = 0$).

3.2 APLICACIONES DE LA ECUACIÓN DE NAVIER-STOKES

Se consideraron flujos viscosos laminares para los cuales el campo de velocidad depende solo de una o dos dimensiones espaciales y el tiempo. Puesto que este análisis se restringe a sólo de una o dos variables independientes y como las condiciones de frontera son convenientemente simples, casi siempre es posible obtener soluciones analíticas para los campos de velocidad y de presión. A pesar de esta simplicidad, estos flujos son útiles desde el punto de vista práctico, pues exhiben los efectos físicos de la viscosidad presentes en flujos semejantes pero más complicados.

En algunos casos, estos flujos se aplican directamente a problemas de ingeniería.

3.2.1 Flujo Plano de Couette. El flujo estacionario entre dos placas paralelas, una de las cuales se mueve paralela a la otra una distancia fija de separación, se conoce como *flujo plano de Couette*⁵. El flujo de un fluido entre dos placas paralelas separadas una distancia h ; la placa inferior permanece estacionaria y la placa superior se desplaza con una velocidad constante $V = V_p i_x$ en la dirección x , el fluido se extiende al infinito en las direcciones x y y , en tanto que el único cambio de velocidad ocurre en la dirección y . El fluido se desplaza sólo en la dirección x con una velocidad $V = u(y) i_x$ que solo depende de y , y el fluido no sufre cambio de presión:

⁵ M. Maurice Couette (1858-1943) inventó un viscosímetro que mide el esfuerzo de la pared en lo que se conoce como flujo de Couette.

$$V = u\{y\}i_x \quad p^+ = \text{Constante}$$

A lo largo de una línea de corriente del flujo, se representa mediante una línea horizontal, no hay cambio en V , por lo que la derivada material $\frac{DV}{Dt} = 0$.

También $\nabla p^+ = 0$. Al sustituir estas relaciones en la ecuación de Navier-Stokes y al notar que solo las derivadas con respecto a y son distintos de cero:

$$0 = 0 + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right)$$

$$\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = 0$$

Ésta es una ecuación diferencial total porque u depende sólo de y . Al integrar dos veces sobre y :

$$u = c_1 + c_2 y$$

Es posible determinar las constantes de integración (c_1, c_2) al aplicar las condiciones en la frontera de la ecuación anterior: la velocidad $u\{0\} = 0$ en la placa fija ($y = 0$) y $u\{h\} = V_p$ en la placa en movimiento ($y = h$), con lo que se obtiene:

$$u = V_p \left(\frac{y}{h} \right)$$

Esta variación de la velocidad, la cual es lineal con la distancia vertical y , se grafica con u como abscisa y y como ordenada; esta gráfica de $u\{y\}$ se conoce como *perfil de velocidad*.⁶

Este esfuerzo cortante λ_w que actúa en la placa superior, es igual y opuesto al esfuerzo cortante $\lambda_{xy}i_x$ que actúa en el fluido en $y = h$:

$$\lambda_w = -\lambda_{xy}i_x = \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right)_{y=h} i_x = -\mu \left(\frac{V_p}{h} \right) i_x$$

En la placa inferior actúa un esfuerzo cortante igual pero con dirección opuesta. Adviértase que el esfuerzo cortante $\lambda_w = \lambda_{xy}$ es constante en el campo de flujo opuesta que $\partial u / \partial y = V_p / h = \text{constante}$.

El gasto volumétrico del fluido en la dirección x que la placa en movimiento induce tiene un interés práctico. Si a este gasto se le denota mediante Q y W es la anchura del canal en la dirección z (el gasto volumétrico que se calcula al integrar u sobre el área Wh del flujo:

$$Q = \iint V \cdot ndS = W \int_0^h u dy = \frac{WV_p}{h} \frac{y^2}{2} \Big|_0^h = \frac{1}{2} WV_p h$$

$$\frac{Q}{W} = \frac{1}{2} V_p h$$

Con frecuencia, es importante determinar promediada del gasto volumétrico, representada por \bar{V} :

⁶ Adviértase que el campo de velocidad satisface la ley de la conservación de la masa para un fluido compresible, $\nabla \cdot \mathbf{V} = \partial u / \partial x + \partial v / \partial y + \partial w / \partial z = 0$.

$$\bar{V} = \frac{Q}{Wh} = \frac{1}{2}V_p$$

3.3 CAPAS LÍMITE LAMINARES

Se han considerado flujos para los cuales la fuerza viscosa nunca es pequeña comparada con la fuerza de presión, la gravitatoria o con la inercia del fluido. Éstos han sido flujos que se encuentran bajo la influencia de una superficie sólida que ocasiona que el fluido cercano se desplace de forma distinta al fluido más alejado. Estos flujos se caracterizan por un esfuerzo cortante en el fluido más alejado. Estos flujos se caracterizan por un esfuerzo cortante en el fluido cercano a la superficie sólida. Este comportamiento estará siempre presente al moverse un fluido real con respecto a una superficie sólida.

Lo que queda menos claro a partir de los casos ya considerados es que la región del flujo que se encuentra bajo la influencia del fluido que se adhiere a la superficie sólida, *v.g.*, la región de mayor esfuerzo cortante y una fuerza viscosa significativa, en general es sólo una capa delgada cerca de la superficie, que se conoce como *capa limite*, por lo menos en las condiciones del flujo estacionario de aire que pasa por un perfil fuselado o aerodinámico fijo. Una capa delgada de fluido corriente arriba, al fluir corriente abajo, experimentará de pronto una desaceleración al contacto con una parte de la superficie del perfil fuselado aerodinámico, por lo menos en una región próxima a la superficie de espesor δ , el cual se encuentra relacionado con el tiempo recorrido $t \approx x/V_\infty$ desde la parte anterior del perfil fuselado aerodinámico hasta un punto x a lo largo de la superficie mediante la expresión:

$$\delta \cong \sqrt{vt} \approx \left(\frac{vx}{2V_\infty} \right)^{1/2}$$

Donde se ha utilizado la relación de la ecuación 6.72 para calcular el espesor de la región que está bajo la influencia de la desigualdad de la velocidad entre el fluido y la superficie sólida. Ahora, permítase la comparación del espesor δ de la capa límite con la distancia x desde el borde de ataque del perfil fuselado o aerodinámico:

$$\frac{\delta}{x} \approx \left(\frac{\nu}{V_{\infty} x} \right)^{1/2} = \frac{1}{\sqrt{\text{Re}_x}}$$

Donde la longitud Re_x del número de Reynolds se basa en la distancia x y la velocidad V_{∞} de la corriente libre:

$$\text{Re}_x = \frac{V_{\infty} x}{\nu}$$

Por lo tanto, el espesor δ es mucho menor que la longitud x siempre que $\text{Re}_x \gg 1$. El espesor de la capa límite en la mayoría de las estructuras de la ingeniería –alas de aviones, cascos de barcos, hélices, alabes o paletas de turbinas, etc.– es pequeño comparado con la mayor dimensión del dispositivo puesto que, por lo común, éste opera con grandes valores del número de Reynolds. Lo que aún es más importante es que la fuerza viscosa en el campo de flujo que rodea al dispositivo *fuera* de la capa límite es despreciable, *v.g.*, el flujo externo puede considerarse no viscoso. Por esta razón, es posible considerar al campo de flujo como si estuviera dividido en dos regiones, el límite cerca de la superficie sólida que debe tratarse como un flujo viscoso y el resto del campo de flujo que puede considerarse como no viscoso.⁷

3.3.1 Aproximación en la capa límite . La existencia de una capa límite delgada en un flujo con un número grande de Reynolds garantiza una simplificación importante de la ecuación de Navier-Stokes aplicada al flujo dentro de la capa

⁷ Ludwig Prandtl (1875-1953) desarrolló estas ideas físicas en un sobresaliente pero breve artículo publicado en 1905, que influyó mucho en el desarrollo de la mecánica de fluidos en este siglo.

limite. Para ver cómo se logra esto, considérese el flujo de la capa límite a lo largo de la superficie del perfil fuselado o aerodinámico.

Si se selecciona los ejes x , y , y x se mide en dirección del flujo a lo largo de la superficie con y normal a ésta, se puede escribir la componente x de la ecuación de Navier-Stokes como sigue:

$$\mu \frac{\partial u}{\partial x} + \nu \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p^+}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right)$$

Las magnitudes de los términos de las dos segundas derivadas a la derecha de esta ecuación son muy distintos entre sí: la derivada respecto a y es mucho mayor ya que la distancia δ dentro de la cual la derivada cambia es mucho menor que la distancia x a partir del borde de ataque:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \cong \frac{u}{\delta^2}; \quad \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \cong \frac{u}{x^2} \approx \frac{u}{\delta^2} \times \frac{1}{\text{Re}_x} \ll \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}$$

Donde se sustituye x^2 . Por lo tanto, es posible despreciar el término $\partial^2 u / \partial x^2$ comparado con los otros términos y así llegar a la *aproximación en la capa límite* a la ecuación de Navier-Stokes:⁸

$$\mu \frac{\partial u}{\partial x} + \nu \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p^+}{\partial x} + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}$$

Además, el flujo con capa límite debe satisfacer la ecuación de la conservación de la masa para un flujo incompresible:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0$$

Estas ecuaciones son el punto de partida para el examen de varias clases de flujos con capa límite.

⁸ Al considerar la conservación de la masa, es posible demostrar el término $v(\partial u / \partial x)$ y no puede despreciarse en la ecuación 6.82. También, al considerar la componente y de la ecuación de Navier-Stokes, se encuentra que $\partial p^+ / \partial y = 0$ y, por lo tanto, $\partial p^+ / \partial x$ son independientes de y , lo cual puede expresarse como la derivada total dp^+ / dx .

Espesor de desplazamiento

La componente v de la velocidad alcanza un valor constante $v\{x, \infty\}$ en el borde de la capa límite. Este valor,

$$v\{x, \infty\} = 1.2168 \left(\frac{vV_{\infty}}{2x} \right)^{1/2}$$

Se determina mediante solución numérica. Este comportamiento significa que el fluido en el borde externo de la capa límite se desplaza hacia afuera formando un ángulo pequeño $v\{x, \infty\}/V_{\infty}$ porque el fluido dentro de la capa límite se mueve más despacio que la corriente libre y no es capaz de pasar el mismo gasto másico que la corriente libre. Como resultado, el flujo externo es desplazado hacia fuera una distancia δ^* , que se conoce con el nombre de espesor de desplazamiento, por el flujo de movimiento más lento dentro de una capa límite. La magnitud de este desplazamiento es tal, que el gasto volumétrico entre la pared y una distancia y fuera de la capa límite es casi igual al gasto volumétrico a la velocidad V_{∞} de la corriente libre entre y y δ^* :

$$\int_0^y u dy = V_{\infty} (y - \delta^*)$$
$$\delta^* = y - \int_0^y \frac{u}{V_{\infty}} dy = \int_0^y \left(1 - \frac{u}{V_{\infty}} \right) dy = \int_0^{\infty} \left(1 - \frac{u}{V_{\infty}} \right) dy$$

Para la capa límite de la placa plana, es posible evaluar el espesor de desplazamiento δ^*_{fp} al sustituir la ecuación:

$$\delta^*_{fp} = \left(\frac{2vx}{V_{\infty}} \right)^{1/2} \int_0^{\infty} \left(1 - \frac{df}{d\eta} \right) d\eta = \left(\frac{2vx}{V_{\infty}} \right)^{1/2} |\eta - f|_{\eta=\infty}$$

$$\frac{\delta^*_{fp}}{x} = \frac{1.721}{\sqrt{\text{Re}_x}}$$

Donde el valor numérico proviene del valor de $\eta - f$ para grandes valores de η en la solución numérica de la ecuación de Blasius. Por lo tanto, para el flujo no

viscoso circundante, una placa plana delgada se presenta como si se tratase de un aplaca de espesor creciente $2\delta_{fp}^+\{x\}$ a lo largo del flujo no viscoso se desliza sin fricción. Por supuesto, dentro de la capa límite, la viscosidad del fluido ocasiona una desaceleración de una cantidad cada vez mayor de fluido conforme aumenta x .

3.3.2 Capa límite en un punto de estancamiento. ¿En que forma una capa límite en una superficie curva, donde existiera un gradiente de presión que afectara el flujo, difería de una placa plana en donde el gradiente de presión fuera nulo? Cuando el gradiente de presión negativo, v. g., la fuerza de presión está en la dirección opuesta, como se verá mas adelante, no es posible que sobreviva la capa límite y se produce la separación del flujo. Se considera el flujo en el punto de estancamiento es igual al que se encuentra en el borde de ataque de un perfil fuselado o aerodinámico. El punto de estancamiento marca el sitio donde el flujo entrante se divide y pasa por ambos lados de perfil aerodinámico.

El espesor δ de la capa límite es tan pequeño comparado con el radio de curvatura del borde de ataque, que el perfil es fuselado o aerodinámico y las distancia normal a ésta, el plano $x=0$ que separa el fluido que pasa a la derecha y a la izquierda del punto de estancamiento $(0,0)^{30}$. Fuera de la capa límite, el campo de velocidad es no viscoso.

$$u = wx, \quad v = -\sqrt{wvf}$$

Donde la función f depende la variable adimensional η , que se define como:

$$\eta \equiv \left(\frac{w}{v}\right)^{1/2} y$$

Para la capa límite, se encuentra que f es la solución de la ecuación diferencial total

$$\frac{d^3 f}{dn^3} + f \left(\frac{df}{d\eta} \right) + 1 - \left(\frac{df}{d\eta} \right)^2 = 0$$

Con condiciones en la frontera $f\{0\} = 0, (df/d\eta)_{\eta=0} = 0$ y $(df/d\eta)_{\eta=\infty} = 1$. La solución numérica de esta ecuación puede sustituirse para calcular las componentes u y v de la velocidad. Estas se grafican como funciones de la distancia adimensional desde el perfil fuselado o aerodinámico, η .

Comparado con la capa límite de la placa plana, la capa límite del punto de estancamiento presenta un perfil más lleno y curvo para $u\{\eta\}$. El espesor de desplazamiento δ de la capa límite es:

$$\delta^* = \int_0^{\infty} \left(1 - \frac{u}{w} \right) dy = \left(\frac{v}{w} \right)^{1/2} \int_0^{\infty} \left(1 - \frac{df}{d\eta} \right) d\eta = \left(\frac{v}{w} \right)^{1/2} (\eta - f)_{\eta=\infty} = 0.6479 \left(\frac{v}{w} \right)^{1/2}$$

3.3.3 Separación de la capa límite. En un flujo con capa límite en una placa, el fluido dentro de la capa límite sufre una desaceleración debido a la fricción con la pared, *v.g.*, existe un equilibrio entre la inercia del fluido, $\rho DV/Dt$, y la fuerza viscosa, $\mu \partial^2 u / \partial y^2$. Cuando está presente un gradiente (negativo) de presión favorable, como en el caso de la capa límite en el punto de estancamiento, la fuerza de presión tiende a acelerar el fluido dentro de la capa límite y esa fuerza debe equilibrarse mediante un aumento de la fuerza viscosa. Sin embargo, si existe un gradiente (positivo) de presión desfavorable, es posible que la fuerza de presión sea suficiente por si misma para desacelerar el fluido dentro de la capa límite, e incluso provoque que el flujo y el esfuerzo cortante inviertan su dirección. De ocurrir esto, la capa límite se separará de la pared sólida porque su cantidad de movimiento es demasiado pequeña para vencer la fuerza adversa de la presión que actúa sobre ella.

Corriente arriba del punto de separación, el espesor de la capa límite se reduce con rapidez al acercarse el punto de separación y el esfuerzo cortante de la pared disminuye y tiende a cero. En el punto de separación, el fluido más próximo a la pared se aleja de ella en dirección de a corriente libre al avanzar hacia el fluido que se desplaza corriente arriba y que es empujado por la presión que va en aumento. El flujo inverso corriente abajo del punto de separación forma un flujo separado, *v.g.*, una región con fluido más lento sujeto a una fuerte influencia de las fuerzas de presión y viscosa. El movimiento subsecuente de la capa límite, un vez que ésta ha abandonado la superficie sólida, se determina por su interacción con el flujo externo, el cual, a su vez, se ve modificado por la región separada. Valga decir que el cálculo de este complicado flujo corriente abajo del punto de separación, resulta muy difícil.

La separación de la capa límite puede degradar seriamente un flujo en regiones donde la presión se eleva demasiado rápido. Por ejemplo, considérese el flujo que pasa por un perfil fuselado o aerodinámico colocado a cierto ángulo respecto del flujo entrante con el propósito de lograr una fuerza ascensional o sustentación. Se crea la fuerza ascensional en parte gracias a una región de baja presión en la parte superior del perfil fuselado o aerodinámico. La capa límite en esa parte superior experimenta primero una disminución de la presión (gradiente de presión favorable) que ocurre en la parte anterior del perfil aerodinámico y luego aumento de presión en forma demasiado abrupta, es posible que la capa límite se separe de la superficie superior se forme, atrás del perfil aerodinámico, una larga estela de flujo circulante. El flujo externo a la capa límite a lo largo de la superficie superior se ve sustancialmente alterado, al igual que la distribución de presión en la superficie del perfil fuselado o aerodinámico, con lo que se reduce la fuerza ascensional en éste y aumenta su resistencia al avance. En el caso de la eficiente operación de las alas, hélices y compresores de flujo axial de los aviones, debe evitarse la separación de las capa límite mediante un cuidadoso diseño de las selecciones de los perfiles fuselados o aerodinámicos.

Es posible que una capa límite evite la separación en presencia de un gradiente de presión adverso, siempre y cuando éste sea suficientemente pequeño. Es posible cuantificar este criterio al exigir que la fuerza de presión $-dp/dx$ (que es igual a la inercia $\rho V dV/dx$ de la corriente libre) sea mucho menor que la fuerza viscosa, $\mu \partial^2 u / \partial y^2$:

$$-\frac{dp}{dx} = \rho V \frac{dV}{dx} \ll \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \cong \mu \frac{V}{\delta^2}$$

$$\frac{dV}{dx} \ll \frac{V}{\delta^2} \cong \mu \frac{V}{x}$$

Donde se ha supuesto que el espesor δ de la capa límite en cualquier punto se encuentra relacionado con la distancia x desde el borde de ataque. La ecuación anterior puede interpretarse para afirmar que la longitud a lo largo de la cual se aceleró el flujo externo o, alternativamente, que el crecimiento de la capa límite durante la fase de aumento de presión debe ser mayor que el que ocurre durante la fase de disminución de la presión. Es por este motivo que las formas fuseladas o aerodinámicas, como en los perfiles fuselados o aerodinámicos, tienen la nariz redondeada con un radio de curvatura que es pequeño comparado con la longitud del perfil fuselado o aerodinámico.

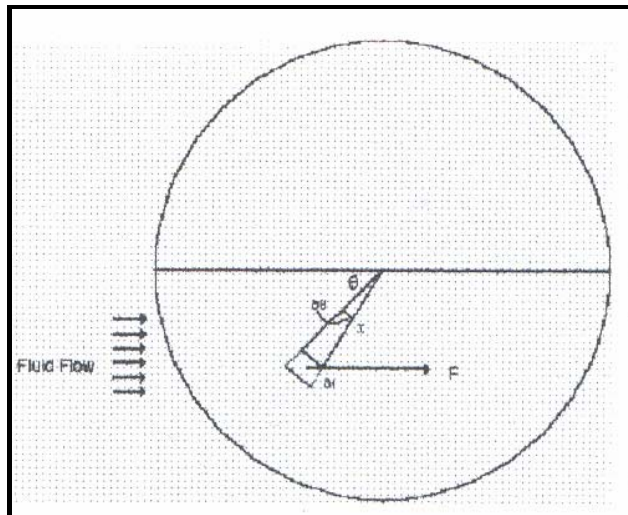
3.4 ANÁLISIS TEÓRICO DE LA TURBINA TESLA

Tanto el modelo simplificado como el modelo de vórtice libre que se describen a continuación, fueron analizados a partir del análisis realizado por William Tahil autor de "Theoretical Analysis of a Disk Turbine", citado en la bibliografía.

Modelo Simplificado. Este es un análisis simplificado, en el cual se asume flujo lineal estable del fluido a través del disco.

Considere un disco de la turbina, con un fluido actuando en línea recta como se muestra en la figura 46.

Figura 46. Representación gráfica



La potencia de la turbina está dada por el torque multiplicado por la velocidad angular:

$$P = T * \omega$$

Considere un elemento de área A sobre el disco a una distancia x desde el centro del disco y un ángulo θ desde una línea paralela al flujo.

Ahora el área A del elemento está dada por:

$$A = x * \delta\theta * \delta x$$

La fuerza que actúa sobre el área está dada por: $F = \tau * A$, donde τ es el esfuerzo cortante sobre la superficie del disco y el torque generado por el área está dado por: $T = F * \sin \theta * x$

Por lo tanto:
$$T = \tau * x * \delta\theta * \delta x * \sin \theta * x$$

Ahora mediante el uso de la integración doble, desde $x=0$ hasta r , donde r es el radio del disco y desde $\theta=0$ a π , se calcula el torque total actuando sobre el disco:

$$T = \tau \int_0^{\pi} \sin \theta * d\theta \int_0^r x^2 dx$$

$$T = \tau \int_0^{\pi} d\theta \int_0^r x^2 * \sin \theta dx$$

$$T = \tau \int_0^{\pi} d\theta \left[\frac{x^3 * \sin \theta}{3} \right]_0^r$$

$$T = \frac{\tau}{3} \int_0^{\pi} r^3 * \sin \theta * d\theta$$

$$T = \frac{\tau * r^3}{3} [-\cos \theta]_0^{\pi}$$

$$T = \frac{2 * \tau * r^3}{3}$$

Ahora para un flujo estable entre dos placas paralelas, el esfuerzo cortante τ está dado por:

$$\tau = \frac{3 * V * \mu}{h}$$

Donde μ es la viscosidad dinámica del fluido, h es la mitad de la distancia entre las dos placas y V es la velocidad promedio del fluido entre las placas. Lo referente a este análisis se muestra en el anexo D.

Por lo tanto:

$$T = \frac{2 * V * \mu * r^3}{h}$$

La máxima velocidad teórica del disco, asumiendo que no existen pérdidas por fricción etc, será equivalente a la velocidad promedio del flujo de fluido.

Ahora: $V = \omega r$

Según esto, la velocidad angular máxima alcanzable por el disco es:

$$\omega_{\max} = \frac{V_{av}}{r}$$

Este torque ha sido calculado para la mitad del disco solamente y para un lado del disco solamente. Siendo que el fluido fluye en ambos lados del disco, el torque deberá ser el doble de éste, y si un flujo entra en la dirección opuesta en la otra mitad del disco, cubriendo ambos lados, el torque total será 4 veces mayor que el calculado anteriormente.

La dirección del flujo no es óptima en este análisis, ya que simplemente fluye en línea recta de izquierda a derecha.

En las siguientes tablas se muestra la potencia y el torque para un disco, tomando como fluido de trabajo, aire y actuando en ambos lados y en ambas mitades a diferentes radios:

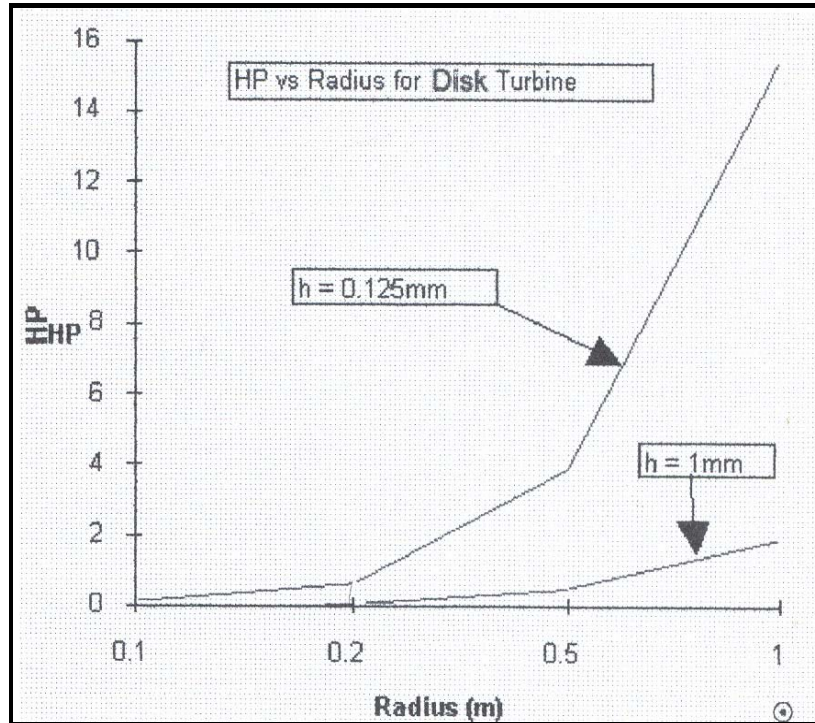
Tabla 4. Relación entre el Radio y el Espaciamento del Disco con la Potencia

Vav=100m/seg	h=0,125mm	$\mu= 1.79 \times 10^{-5} \text{ Nsm}^{-2}$
RADIO(m)	TORQUE (N*m)	POTENCIA (Hp)
0,1	0,12	0,15
0,2	0,92	0,6
0,5	14,3	3,8
1	114,6	15,4

Tabla 5. Relación entre el Radio y el Espaciamento del Disco con la Potencia (2)

Vav=100m/seg	h=1 mm	$\mu= 1.79 \times 10^{-5} \text{ Nsm}^{-2}$
RADIO(m)	TORQUE (N*m)	POTENCIA (Hp)
0,1	0,01	0,02
0,2	0,12	0,08
0,5	1,8	0,5
1	14,3	1,92

Figura 47. Gráfica de Hp Vs Radio para una Turbina de Disco



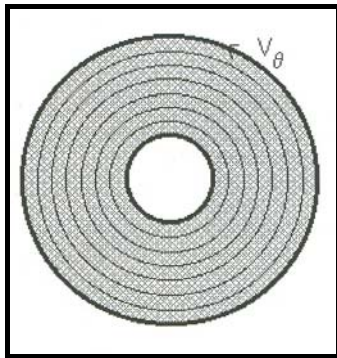
La potencia es muy dependiente del espaciamiento entre los discos, si por ejemplo se tiene un disco de 20cm de radio con un espaciamiento de 0.25mm entre los discos y que cada disco ha sido fabricado con un material rígido de 1mm de espesor, se podría decir que cada disco produce 0.6Hp así que 200 discos producirían 120Hp teóricamente.

Una turbina Tesla utiliza la viscosidad del fluido de trabajo para producir potencia en el eje. Muchos discos circulares son montados paralelamente con un espaciamiento muy pequeño entre los discos. El fluido es entonces forzado a pasar a través del espacio entre los discos con una alta velocidad, y lo cual genera la rotación del conjunto.

Modelo de Vórtice Libre. En la primera parte del análisis (análisis simplificado) se asumió flujo uniforme y estable a través de los discos; pero en realidad "baffles"

son usados para hacer circular el fluido desde el exterior hasta el puerto interior de escape. Esto puede ser modelado como un Vórtice libre con un drenaje en el centro.

Figura 48 . Modelo de Vórtice libre



En un flujo plano potencial (ver Mecánica de fluidos de Merle C. Potter citado en la bibliografía), la velocidad potencial para un Vórtice circular:

$$u = \frac{\partial \phi}{\partial x} = -\frac{\partial \psi}{\partial y} \quad v = \frac{\partial \phi}{\partial y} = \frac{\partial \psi}{\partial x}$$

El flujo está dado por:

$$\phi = \left(\frac{\Gamma}{2\pi}\right)\theta - \left(\frac{m}{2\pi}\right)\ln r$$

Donde Γ es la circulación del vórtice y m es una constante para la componente radial de la velocidad del fluido; m es menor que 0 para un drenaje; r es la distancia desde el centro del vórtice a la cual el campo de velocidad ha sido medido.

Ahora en coordenadas cilíndricas, para un flujo plano potencial en 2D, la velocidad radial v_r y la velocidad circulatoria v_θ está dada por:

$$v_r = \frac{\partial \phi}{\partial r} \qquad v_\theta = \frac{1}{r} \frac{\partial \phi}{\partial \theta}$$

Derivando ϕ con respecto a θ ,

$$\therefore v_\theta = \frac{\Gamma}{2\pi r}$$

La potencia de la turbina está dada por el torque multiplicado por la velocidad angular:

$$P = T * \omega$$

Considere un elemento de área A sobre el disco a una distancia x desde el centro del disco y un ángulo θ desde una línea paralela al flujo. Estas dimensiones son $\delta\theta$ y δx .

Ahora el área A del elemento está dada por:

$$A = x * \delta\theta * \delta x$$

La fuerza que actúa sobre el área está dada por: $F = \tau * A$, donde τ es el esfuerzo cortante sobre la superficie del disco y el torque generado por el área está dado por: $T = F * x$

(En este caso siempre la fuerza actúa tangencialmente al radio del disco)

Por lo tanto:
$$T = \tau * x * \delta\theta * \delta x * x$$

Ahora para un flujo estable entre dos placas paralelas, el esfuerzo cortante τ está

dado por:
$$\tau = \frac{3 * V * \mu}{h}$$

Donde μ es la viscosidad dinámica del fluido, h es la mitad de la distancia entre las dos placas y V es la velocidad promedio del fluido entre las placas, el cual se evidencio en el análisis simplificado desarrollado anteriormente.

$$\text{Pero } V = v_\theta \text{ and } v_\theta = \frac{1}{r} \frac{\partial \varphi}{\partial \theta} ; \quad \therefore \tau = \frac{3\mu\Gamma}{2\pi rh}$$

(La componente radial de la velocidad v_r no tendrá contribución torque sobre el disco)

Integrando doble vez, desde $x=0$ hasta r , donde r es el radio del disco y desde $\theta=0$ hasta 2π , para calcular el torque total que actúa sobre el disco.

$$T = \int_{-\pi}^{\pi} d\theta \int_0^r x^2 * \frac{3\mu\Gamma}{2\pi xh} dx$$

$$T = \frac{3\mu\Gamma}{2\pi xh} \int_{-\pi}^{\pi} d\theta \int_0^r x dx$$

$$T = \frac{3\mu\Gamma}{2\pi xh} \int_{-\pi}^{\pi} d\theta \left[\frac{x^2}{2} \right]_0^r$$

$$T = \frac{3\mu\Gamma}{4\pi h} * x^2 * 2\pi$$

La siguiente tabla muestra el toque y la potencia teórica para un disco, tomado el aire como fluido, y actuando por ambos lados.

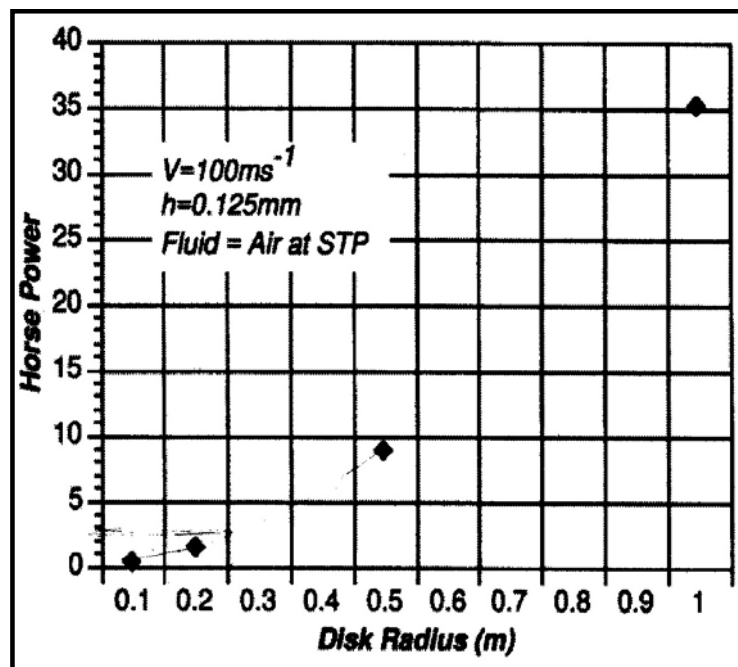
$$\therefore T = \frac{3\mu \cdot 1^2}{2 \times 0.125 \times 10^{-3}} \quad h = 0.125 \text{ mm} \quad \mu = 1.79 \times 10^{-5} \text{ Nsm}^{-2}$$

Tabla 6. Relación entre el Radio del Disco, el Espaciamiento y la Potencia

RADIO (m)	TORQUE (N*m)	POTENCIA (Hp)
0,1	0,27	0,35
0,2	2,2	1,4
0,5	33,8	8,8
1	27	35,1

La potencia es muy dependiente del espaciamento entre los discos, si por ejemplo se tiene un disco de 20cm de radio con un espaciamento de 0.25mm entre los discos y que cada disco ha sido fabricado con un material rígido de 1mm de espesor, se podría decir que cada disco produce 1.4Hp así que 100 discos producirían 140Hp teóricamente. Con un agujero en el centro de radio 5cm, la potencia producida por cada disco será 1.35Hp.

Figura 49. Grafica de Hp Vs Radio para una Turbina de Disco, Utilizando el Modelo de Vórtice Libre



4. CONSTRUCCIÓN DE UNA TURBINA TESLA

Uno de los objetivos planteados al proponer este proyecto, fue el de construir un modelo de turbina Tesla, mediante el cual podamos analizar su comportamiento y funcionamiento y determinar la potencia desarrollada por ella.

Es por esto que decidimos iniciar la etapa de diseño de esta turbina definiendo datos geométricos conocidos a través del estudio de los experimentos que hasta este momento se han realizado. También fueron determinados a partir de la documentación consultada, de la capacidad disponible para ser probada y montada en el laboratorio de Plantas Térmicas de la Universidad, de las recomendaciones de diseño realizadas por Ken Rieli (presidente y fundador del Club Phoenix Navigator de Arizona, USA), quienes cuentan con experiencia en el tema, ya que sus miembros han construido diversos modelos de turbinas Tesla y máquinas alternativas en general.

Se definieron los siguientes parámetros:

- * Presión de entrada del vapor: 100 psi sobrecalentado

- * Diámetro del rotor o de los discos: 10"

- * Número de discos del rotor: 8 discos interiores de 1.52mm de espesor
2 discos exteriores de 4.5mm de espesor

- * Separación entre discos: 0.912mm

4.1 ELEMENTOS QUE COMPONEN EL SISTEMA PROPUESTO

4.1.1 Turbina tesla

- **Recomendaciones generales que se deben tener en cuenta cuando se va a construir una turbina tesla**

Estas recomendaciones fueron extraídas del artículo realizado por Sony Entrincan, miembro de la Asociación de Constructores de Turbinas Tesla (TEBA), quien ha investigado y construido varios modelos de turbina Tesla, para efectos del artículo se hizo en base a un modelo que tenía 19 discos, un diámetro de discos o de rotor de 24", y con un espesor de 0.030".

* Antes de construir una turbina Tesla uno debe preguntarse: ¿Cuántos caballos de potencia (HP) necesitas?, ¿Cuántos caballos de potencia (HP) por disco obtendrás finalmente, a la velocidad y presión del fluido de trabajo con que decidas trabajar?, ¿Qué separación necesitarás definir entre los discos basado en los valores de presión, velocidad y viscosidades de trabajo?

* Si se desea operar la turbina con combustión directa, sin inyección de agua, entonces se deben utilizar discos un poco más gruesos que los que se utilizarían si estuviera inyectando vapor en la turbina. El calor parece dilatar los discos bajo el proceso de combustión pero sólo en los extremos, sobre los pasadores de unión más externos, lo cual es aproximadamente 1/2" al interior del rotor. Esta región se expande y crece hasta aumentar su tamaño. La región sobre los pasadores de unión que rodean el centro, no parecen deformarse. Mientras que los discos sean más gruesos, en el rango de 1/16", en vez de 1/32" parecen absorber más calor debido al mayor valor de su masa y no muestran problemas de deformación, eso es lo que se ha observado en pruebas efectuadas en turbinas modelo.

* La mayoría del tiempo el rotor de la turbina se estará operando a un valor equivalente a la mitad de la velocidad periférica del vapor. La velocidad del vapor es aproximadamente 2000 ft/seg. Muchos de los rotores de las turbinas de vapor Tesla tenían una velocidad de 950 ft/seg lo cual es prácticamente la mitad de la velocidad del vapor. Esta es la velocidad que generará el máximo de potencia. La máxima eficiencia se encuentra, sin embargo, cuando el rotor está girando tan cerca de los 2000 ft/seg como sea posible. Entonces, te encuentras con dos grandes problemas al no poder obtener ambas cosas a la misma velocidad. Los valores de eficiencia registrados por Tesla estuvieron, por supuesto, en condiciones bajo la totalidad de la carga y con el rotor aproximadamente a la mitad de la velocidad del vapor.

Existe un límite en las eficiencias para rotores ligeramente cargados. Sin embargo, esta situación ocurre para ciertos tamaños de turbina debido al peso del rotor. Es necesario mover dicho peso y tal situación requiere consumo de potencia. Cuando se tiene una caldera de muy baja potencia y una turbina de 200 HP es un sistema ineficiente, ya que se obtienen solamente 10 HP para el generador debido a que se gasta el mayor porcentaje de la potencia impulsando el rotor de gran tamaño. Entonces, no puedes simplemente seleccionar una turbina de alta potencia y cargarla ligeramente con tan sólo algunos caballos de potencia HP, que como energía suministrada debe prácticamente consumirse impulsando la masa del rotor de la turbina. Entre más ancho se torne el rotor de la turbina requerirá de más consumo de energía para su impulso. Para requerimientos muy bajos de consumo de energía, debe considerarse el uso de un rotor de espesor extremadamente delgado. Cada turbina debe ser diseñada en base a los requerimientos de potencia que se necesiten recibir de ella. Una turbina de 10 HP probablemente no requiere más de 3 discos de diámetro considerablemente pequeños. Este es un error que se comete frecuentemente cuando se experimenta con diseños de turbinas Tesla.

En la turbina Tesla cuando alteramos un parámetro, este altera otro. Entonces, se debe mirar detalladamente la aplicación para la cual se quiere construir la turbina y los criterios más importantes que se consideran dentro de la fabricación de la misma para entonces enfocar la construcción hacia tal propósito. Esto se aplica para cualquier tipo de turbina.

* Si se utiliza vapor como fluido de trabajo en una turbina de una sola etapa, esta absorberá y dejará disponible para el eje aproximadamente $1/3$ de la energía suministrada disponible. En realidad un poco más que eso, casi el 40%. Se han realizado recientemente pruebas de eficiencia a cierto grupo de turbinas y se ha observado eficiencias cerca de un 40%. Esto no incluye la totalidad del paquete de mediciones incluido en las eficiencias, pero si un porcentaje de la eficiencia de la energía suministrada a la turbina.

Las eficiencias térmicas de la turbina Tesla son destacables. Se han tomado mediciones de temperatura en la turbina Tesla y comprobado que para un ciclo de combustión con 1850 grados Fahrenheit aproximadamente a la entrada, se observan 550 grados Fahrenheit a la salida. Lo que resulta en una eficiencia térmica cerca del 70%.

Se ha observado que con la combustión, la velocidad del fluido de trabajo es muy alta. Para fluidos de trabajo de cualquier tipo, entre menos contengan humedad mayor será su velocidad. Es por esta razón que cuando se utiliza vapor saturado como fluido de trabajo en la turbina, la velocidad disminuye sustancialmente cuando aparece la condensación del mismo y en consecuencia el rotor de la turbina no absorbe mucha energía debido a la caída de velocidad. Se han experimentado mayores velocidades cuando se operan las turbinas con combustión directa.

* El suministro o inyección de agua también puede hacerse bajo condiciones de operación con combustión directa disminuyendo la velocidad, pero, la energía que se gana supera estas pérdidas. La ventaja de utilizar inyección de agua en las turbinas Tesla es que es muy simple. No se necesita de filtración o dispositivos físicos especiales. Simplemente debes inyectar agua en el proceso de combustión. Esto no aumenta considerablemente el costo del consumo, volumen o masa de combustible. La turbina Tesla funciona apropiadamente con inyección de agua si se diseña desde el principio teniendo en cuenta dicho parámetro, a saber, una adecuada separación de los discos. El agua es de características naturales, a diferencia de lo que sucede en las turbinas alabeadas donde debe someterse a un proceso de purificación. En las turbinas Tesla el agua no necesita de proceso de purificación de ningún tipo, es por esto que el suministro de agua es una excelente condición para las turbinas Tesla.

* Nuevamente, no hemos encontrado nada de cuestionable en las aseveraciones documentadas por Tesla sobre el desempeño de su turbina. El informe de operación registrado por la **Allis Chalmers Corporation**, en los años 20, en el cual se asegura la deformación de los discos y se especula el colapso y fallo evidente en los mismos, es definitivamente anticuado. Esto sucedió debido a los niveles de tecnología existente en la metalurgia de aquella época. Es muy bien sabido que una lámina de metal fabricada en aquella época, varía de una zona a otra, en cuanto a dureza, flexibilidad, etc. Esta condición creaba diferentes tasas de expansión a lo largo de la lámina de metal. Cuando se utilizaban bajo condiciones de temperatura y carga exigentes, se observaban efectos aleatorios a lo largo del disco. Existen muchos ejemplos que demuestran esta situación, como por ejemplo el Titanic, donde se encontró que los platos o láminas que constituían el casco del barco fueron afectados debido a la pobre metalurgia. Inclusive los remaches eran inadecuados.

Los metales de hoy en día son de calidad muy superior, no perfectos, pero lo suficientemente buenos para no sufrir ningún tipo de fallas en nuestros rotores. Hasta la fecha, no hemos observado ningún tipo de falla, rotura o deformación de ningún tipo en las tres turbinas de gran tamaño que hemos construido, excepto cuando utilizamos discos con espesor de 0.03 pulgadas para combustión. Aplicamos excesivo calor a estos discos tan delgados. Sin embargo, el rotor no se destruyó por completo y el único daño ocurrió más allá de los pines externos de unión en la orilla de los discos, o cerca de $\frac{1}{2}$ pulgada desde el borde hacia el interior de los mismos. Esta distorsión no aparece afectar el rendimiento y operación de la turbina en ninguna forma. La turbina parece no ser afectada por la deformación generada en el borde exterior de los discos. No hemos observado efectos positivos ni negativos como resultado de esta distorsión. Si se aplica calor excesivo en discos delgados y muy cercanos unos de otros, es posible que estos se fundan y queden soldados en la periferia cuando ocurra su deformación. Pero esta situación puede prevenirse con inyección moderada de agua al interior de la tobera, inclusive bajo condiciones de excesivo de calor.

Esta situación sería un problema serio en el caso de las turbinas alabeadas. Las separaciones en una turbina alabeada, donde el alabe pasa en medio de los dos estatores fijos, es de apenas milésimas de pulgada. Si la turbina alabeada modifica su geometría, sus alabes harán contacto con el estator, ocasionando una falla de dimensiones catastróficas. La manera en que son construidas las turbinas alabeadas requiere de equipos especializados de alta precisión. Es por esto que sólo las grandes compañías de turbinas son capaces de fabricar turbinas de gran tamaño, no existe otro lugar donde sean fabricadas. Lo anterior no sucede en el caso de las turbinas Tesla.

* En el caso de una turbina alabeada entre más gire más se tornará eficiente. Una vez que la velocidad se disminuye, el valor de la eficiencia cae dramáticamente, casi linealmente a la reducción de la misma velocidad. Lo que se

ha confirmado, empíricamente, es que la curva de potencia de las turbinas Tesla es extremadamente plana, justo como Tesla lo aseguró. Una vez que alcanza un valor moderado de velocidad periférica, cerca de 500 ft/seg, la curva se torna bastante plana. De 500 a 950 ft/seg, no se presenta algún cambio considerable en el valor de la eficiencia, dentro de la totalidad del rango. La eficiencia puede aumentar un porcentaje pequeño, pero al disminuir la velocidad de 950 a 700 o 600 ft/seg, no sufre caídas dramáticas en los valores de eficiencia. Aproximadamente 2 o 3% sobre esa área.

* Frecuentemente se comete el peor y clásico error de no utilizar pasadores de unión y arandelas entre los discos. Sin ellos no se tiene una turbina Tesla. No podrás desarrollar el torque y la eficiencia documentada por Tesla. Sin los pasadores de unión ésta se convierte de igual forma en una máquina muy peligrosa. Si un solo disco se partiera por la mitad saldría volando del dispositivo, al igual que lo haría un alabe en una turbina convencional. Con la laminación de arandelas y pasadores de unión, como fueron utilizados por Tesla, el rotor se convierte en una unidad mucho más integral y sólida.

* Se ha utilizado 0.1" de separación máxima entre el rotor y la carcasa en cada borde de la turbina, sin ningún tipo de pérdida. Cero pérdidas con una tobera adecuada, así que los sellos en forma de laberinto son innecesarios. Tampoco se necesita una separación extremadamente fina entre el rotor y la carcasa. Las fotografías de los actuales equipos Tesla claramente muestran que no se emplearon sellos en forma de laberinto en los extremos de las turbinas.

* Cuando la separación entre el rotor y la carcasa es de 0.1" el valor del "run out" deja de ser un problema. No es crítico tener un rotor perfectamente paralelo, siempre y cuando este apropiadamente balanceado.

* También se comprobó que la separación entre el anillo de la carcasa y el rotor no es un valor crítico. Hemos tenido separaciones de 3/8" como máximo y simplemente no cambia algún parámetro en lo absoluto. Eso no significa que puedas poner 2" de separación, pero un valor razonable para esta separación funcionará. De hecho, existen evidencias en la documentación de Tesla del aumento en los diámetros de los rotores de hasta 1/32" cuando giran a altas velocidades. Se ha comprobado la misma observación. Por esta razón, se recomienda una separación de 1/8". Un valor superior al anterior no es necesario, pero un valor menor estaría demasiado ajustado.

* Se colocó un agujero en el fondo del anillo de la carcasa para asegurarnos de que no se acumulara líquido en el fondo y como consecuencia se inundará el rotor, lo cual se ha comprobado que puede suceder. La tobera es capaz de condensar el vapor saturado considerablemente rápido. La turbina se inundaría y el valor de las rpm caería significativamente debido a la carga adicional o parásita agregada por el líquido.

* Entre más caliente entre el fluido de trabajo al rotor de la turbina, ocurrirá mayor expansión, aumentando la eficiencia y la potencia.

* Entre mayor sea la velocidad del rotor, mayor será la longitud de la trayectoria en forma de espiral que debe recorrer el fluido de trabajo, suministrando continuamente su energía al eje.

* La turbina Tesla absorbe la energía cinética debida a la caída de presión en la tobera definida por la fórmula $KE = \frac{1}{2} * M * V^2$. Por lo tanto, antes de que el fluido de trabajo ingrese al rotor debe estar a su máximo valor posible de velocidad.

* La velocidad del fluido de trabajo es mayor que la velocidad de las arandelas de separación sobre los pasadores por 1,576 ft/seg. Esta situación genera una zona de baja presión en la dirección del movimiento de rotación del rotor. Esta diferencia de presión impulsa la arandela hacia delante, en la misma forma en que la presión empuja o levanta el ala de un avión bajo el principio de sustentación. Debido también a las superficies lisas de los bordes en las arandelas, el efecto del vórtice dejado genera un arrastre o absorción de energía del fluido de trabajo.

* A medida que se avanza hacia el interior del rotor, aproximadamente a la mitad del diámetro, el fluido de trabajo disminuye su velocidad entre un 65 y 75% de su valor inicial, igualándose casi a la velocidad de las arandelas. Si la velocidad del fluido de trabajo es 850ft/seg, la diferencia de velocidad sería 142millas/hr, suministrando aún energía al rotor. Sin embargo, si la velocidad del fluido disminuye hasta 650 ft/seg, las velocidades del fluido y la arandela se igualarían suministrándosele muy poca energía al rotor.

* Los efectos de la viscosidad toman lugar en las arandelas de separación entre los discos. Pequeños vórtices se forman en la zona inmediatamente detrás de la arandela y mejoran la transferencia de energía entre el fluido y los discos.

* La fuerza de arrastre es mayor en superficies uniformes y lisas que en las superficies rugosas e irregulares.

➤ **Rotor**

El rotor está compuesto por un conjunto de discos unidos por pasadores y arandelas los cuales constituyen la parte principal al interior de la carcasa y generan el movimiento del eje.

El diseño original de Tesla consiste en un conjunto de discos lisos montados paralelos y separados entre sí a través de la utilización de arandelas redondas que están distribuidas sobre la periferia de los discos. Además posee unos separadores en forma de estrella que están ubicados en estrecho espacio entre discos, en la parte central del conjunto de discos. Para efectos del proyecto, nos referiremos a él como **rodete Tesla**.

En este proyecto se propone un diseño adicional de rotor, el cual difiere del diseño original de Tesla, en que éste utiliza alabes que se distribuyen sobre la periferia del disco y usa separadores en forma de brida en la parte central de los discos y estos a su vez son fijados a través de pasadores. Este modelo es el propuesto por el Club Phoenix Navigator, el cual se ha probado dando como resultado un aumento del 30% en la eficiencia de la turbina. Para efectos del proyecto, nos referiremos a él como **rodete Phoenix**.

- **Rodete Tesla.** Como se mencionó anteriormente, este rodete esta compuesto por un conjunto de discos (2 exteriores y 8 interiores), los cuales fueron fabricados en lámina de acero Inoxidable AISI 304 con un acabado superficial 2B, ya que éstos estarán en contacto directo con el fluido de trabajo (vapor sobrecalentado), y es necesario evitar algún tipo de corrosión u obstrucción en los discos que causen turbulencia, dado al espacio estrecho que hay entre los discos (espesor de los separadores: 0.912mm), lo que puede afectar considerablemente el funcionamiento de la turbina. Recordemos que uno de los principios de funcionamiento de la turbina es el arrastre viscoso y para mantener este efecto es importante garantizar el buen acabado superficial de los discos.

Figura 50. Rodete Tesla

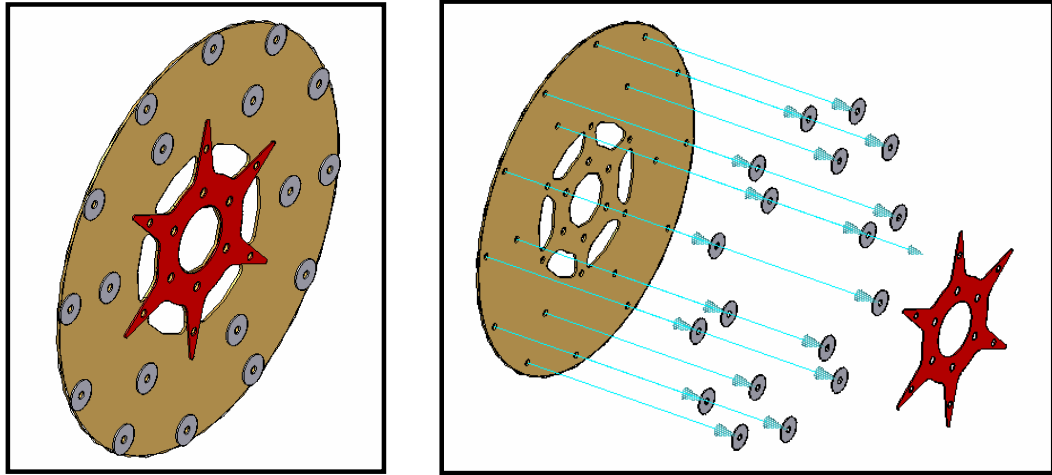
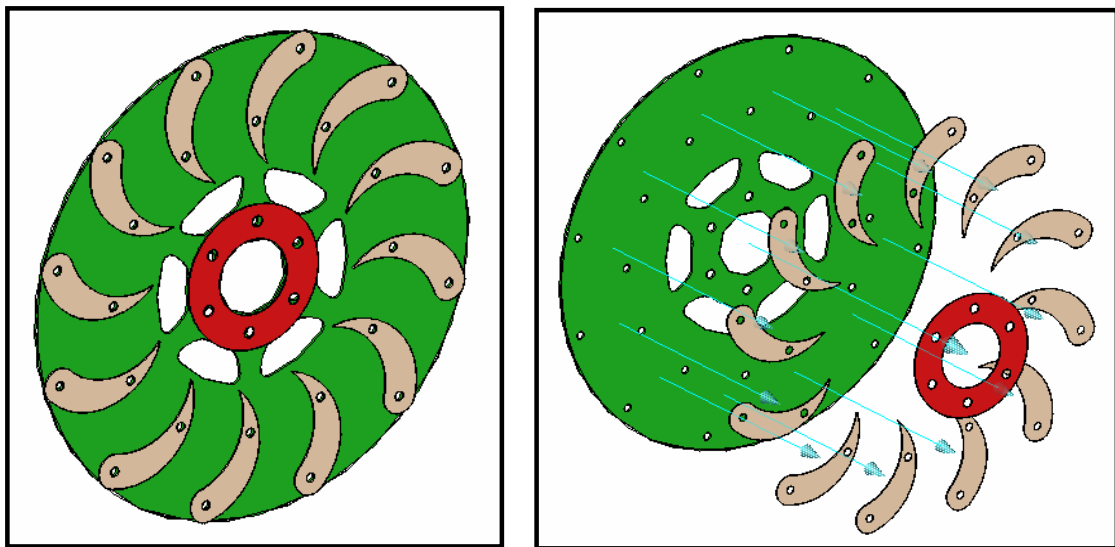


Figura 51. Rodete Phoenix



Para la fabricación de los discos, los separadores en forma de estrella, se utilizó tecnología de corte por láser (CNC). Las ventajas de este proceso fueron:

* Precisión, logrando tolerancias de $\pm 0.01\text{mm}$ sobre las dimensiones, factor importante para el ensamble y el balance del conjunto.

- * El láser funciona sin tocar la superficie a procesar, por lo que no ejerce ninguna fuerza sobre ella, lo que evita deformaciones y rayaduras sobre el material, lo cual lo hace ventajoso sobre otros procesos de mecanizado convencionales (Plasma, Cizalladura).

- * Mejor calidad en el acabado del área de corte (sin rebabas).

- * El láser es una herramienta multifuncional, la geometría de la pieza puede ser simple o intrincada, el láser resuelve ambos casos con la misma facilidad.

Las arandelas redondas fueron realizadas de lámina de aluminio calibre 20 (Espesor: 0.0912mm), con un diámetro exterior de 17mm y un diámetro interior de 5.1mm, mediante un proceso de troquelado.

Los pasadores para el ensamble del rotor se utilizaron tornillos avellanados cabeza bristol M5 *35mm. La altura del rotor ensamblado es de 32.5mm.

Figura 52. Disco Interior que Compone el Rodete Tesla.



Figura 53. Separadores en forma de Estrella del Rodete Tesla



Para el acople del rotor con el eje de la turbina y el ensamble del mismo rotor, se construyó un buje, mediante material de eje de acero 1020.

Figura 54. Ensamble Rodete Tesla



Figura 55. Brida de Acople



- **Rodete Phoenix.** Este rodete está compuesto por un conjunto de discos (2 exteriores y 8 interiores), los cuales fueron fabricados en lámina de acero inoxidable AISI 304 con un acabado superficial 2B, ya que éstos estarán en contacto directo con el fluido de trabajo (vapor sobrecalentado), y es necesario evitar algún tipo de corrosión u obstrucción en los discos que causen turbulencia, dado al espacio estrecho que hay entre los discos (espesor de los separadores: 0.912mm), lo que puede afectar considerablemente el funcionamiento de la turbina.

Para la fabricación de los discos, los separadores en forma de álabe y de anillo, se utilizó tecnología de corte por láser (CNC).

Figura 56. Disco Interior que compone el Rodete Phoenix



Figura 57. Separadores centrales del Rodete Phoenix



Los álabes fueron realizados de lámina de acero inoxidable calibre 20 (Espesor: 0.0912mm), con un ángulo de inclinación de 37°.

Los pasadores para el ensamble del rotor se utilizaron tornillos avellanados cabeza bristol M5 *35mm. La altura del rotor ensamblado es de 32.5mm.

Para el acople del rotor con el eje de la turbina y el ensamble del mismo rotor, se construyó un buje, mediante material de eje de acero 1020.

Figura 58. Alabes del Rodete Phoenix



Figura 59. Ensamble del Rodete Phoenix

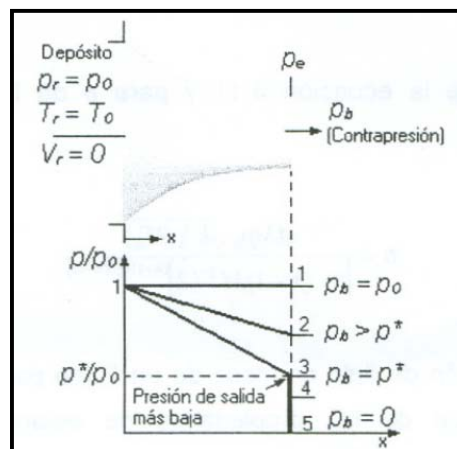


- **Tobera.** Las toberas convergentes o convergentes-divergentes se encuentran en muchas aplicaciones de la ingeniería que abarcan turbinas de vapor y gas, sistemas de propulsión de aviones e incluso ordinarias mangueras de jardín, entre otras. se consideran los efectos de la contrapresión (es decir, la presión

aplicada en la región de descarga de la tobera) en la velocidad de salida, la relación de flujo de masa y la distribución de presión a lo largo de la tobera

Toberas Convergentes. Considere el flujo subsónico a través de la tobera convergente mostrada en la figura 60. La entrada de la tobera está unida a un depósito a presión p_r y temperatura T_r . El depósito es lo suficientemente grande de manera que la velocidad a la entrada de la tobera es despreciable. Puesto que la velocidad del fluido en el depósito es cero y el flujo a través de la tobera es isentrópico, la presión de estancamiento y la temperatura de estancamiento del fluido en cualquier sección transversal a lo largo de la tobera son iguales a la presión y temperatura del depósito, respectivamente.

Figura 60. El Efecto de la contrapresión en la distribución de presión a lo largo de una tobera convergente.



Luego se empieza a reducir la contrapresión y a observar los efectos resultantes en la distribución de presión a lo largo de la longitud de la tobera, como se muestra en la figura 60. Si la contrapresión p_b es igual a p_1 , la cual a su vez es igual a p_r , no habrá distribución de flujo y de presión que resulten uniformes a lo largo de la tobera. Cuando la contrapresión se reduce a p_2 , la presión del plano de

salida p_s también se reduce a p_2 . Esto causa que la presión a lo largo de la tobera disminuya en la dirección del flujo.

Cuando la contrapresión se reduce a $p_3 (=p^*$, que es la presión necesaria para aumentar la velocidad de fluido hasta la velocidad del sonido en el plano de salida o la garganta), el flujo de masa alcanza un valor máximo y se dice que el flujo estará **estrangulado**. Una reducción adicional de la contrapresión al nivel p_4 o menor no produce cambios adicionales en la distribución de presión a lo largo de la longitud de la tobera.

En condiciones de flujo permanente, la relación de flujo de masa a través de la tobera es constante y puede expresarse como:

$$m = \rho AV = \left(\frac{p}{RT} \right) A (M \sqrt{kRT}) = \frac{p}{\sqrt{T}} \sqrt{\frac{k}{R}} AM \quad (1)$$

Utilizando las siguientes ecuaciones:

$$\frac{T_o}{T} = 1 + \frac{k-1}{2} M^2 \quad (2)$$

$$\frac{p_o}{p} = \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right)^{\frac{1}{k-1}} \quad (3)$$

Podemos expresar la ecuación 1 así:

$$m = p_o \sqrt{\frac{k}{RT_o}} MA \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right)^{\frac{(k+1)}{2(1-k)}} \quad (4)$$

De modo que la relación de flujo de masa de un fluido particular a través de una tobera es función de las propiedades de estancamiento T_o y p_o especificadas, la relación de flujo de masa máxima puede determinarse diferenciando la ecuación 4 respecto de M y haciendo el resultado igual a cero. Esto produce $M= 1$. Como el

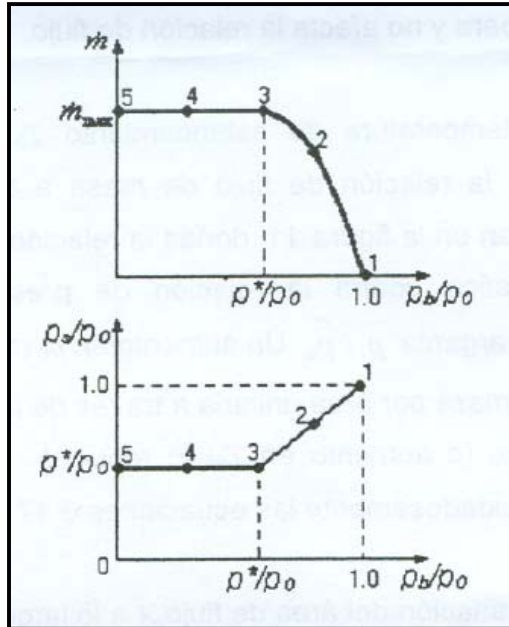
único punto en una tobera donde el número de Mach puede ser la unidad es el lugar de área de flujo mínima (la garganta), la relación de flujo de masa a través de la tobera será máxima cuando $M= 1$ en la garganta. Denotando esta área mediante A^* , se obtiene una expresión para la relación de flujo de masa máxima sustituyendo $M= 1$ en la ecuación 4:

$$\mathbf{m}_{\max} = \mathbf{A}^* \mathbf{P}_o \sqrt{\frac{\mathbf{k}}{\mathbf{RT}_o}} \left(\frac{\mathbf{2}}{\mathbf{k} + \mathbf{1}} \right)^{(\mathbf{k} + \mathbf{1})/2(\mathbf{k} - \mathbf{1})} \quad (5)$$

De modo que para un gas ideal particular, la relación de flujo de masa máxima a través de una tobera con un área de garganta determinada se fija mediante la presión y la temperatura de estancamiento del flujo de entrada. La relación de flujo puede controlarse cambiando la presión o la temperatura de estancamiento, por lo que una tobera convergente puede utilizarse como medidor de flujo. La relación de flujo también puede controlarse, desde luego, variando el área de garganta.

Una gráfica de m contra p_t/p_o para una tobera convergente se muestra en la figura 67. Advierta que la relación de flujo de masa aumenta con la reducción de p_b/p_o , alcanza un máximo a $p_b=p^*$ y permanece constante para valores de p_t/p_o menores que esta relación crítica. También se muestra en esta figura el efecto de la contrapresión en la presión de salida de la tobera p_s .

Figura 61. El Efecto de la Contrapresión p_b en la Relación de Flujo de Masa M Y la Presión de Salida p_s de una Tobera Convergente.



Observe que

$$p_s = \begin{cases} p_b & \text{para } p_b \geq p^* \\ p^* & \text{para } p_b < p^* \end{cases}$$

Para resumir, en todas las contrapresiones menores que la presión crítica p^* la presión en el plano de salida de la tobera convergente p_s es igual a p^* , el número de Mach en el plano de salida es la unidad, y la relación de flujo de masa es la relación de flujo máxima o estrangulada. Debido a que la velocidad del flujo es sónica en la garganta para una relación de flujo máxima, una contrapresión menor que la presión crítica no puede registrarse en el flujo aguas arriba de la tobera y no afecta la relación de flujo.

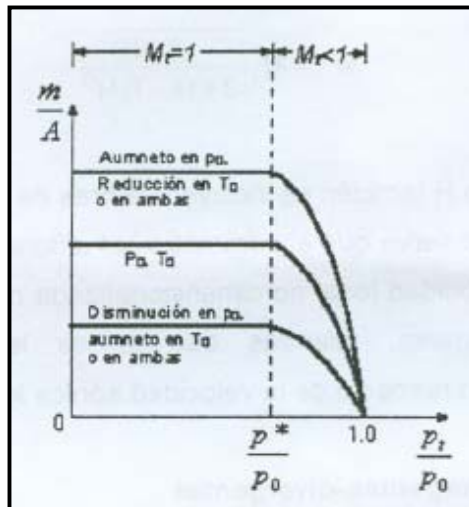
Los efectos de la temperatura de estancamiento T_0 y de la presión de estancamiento p_0 en la relación de flujo de masa a través de una tobera convergente se ilustran en la figura 62, donde la relación del flujo de masa por área unitaria se grafica contra la relación de presiones estática y de estancamiento

en la garganta P_t/P_o . Un aumento en p_o (o una reducción de T_o) aumentará el flujo de masa por área unitaria a través de la tobera convergente, una disminución en p_o (o aumento en T_o) lo reducirá. La misma conclusión resulta de observar cuidadosamente las ecuaciones 4 y 5.

Una relación para la variación del área de flujo A a lo largo de la tobera relativa al área de la garganta A^* puede obtenerse combinando las ecuaciones 4 y 5, para las mismas relaciones de flujo de masa y propiedades de estancamiento de un fluido particular. Esto produce

$$\frac{A}{A^*} = \frac{1}{M} \left[\left(\frac{2}{k+1} \right) \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right) \right]^{(k+1)/[2(k-1)]}$$

Figura 62. La Variación de la Relación de Flujo de Masa a través de una Tobera con Propiedades de estancamiento entrada



- Toberas Convergentes-Divergentes.** Cuando se piensa en toberas, se consideran por lo común pasajes de flujo cuya área de sección transversal disminuye en la dirección del flujo. Sin embargo, la velocidad más alta a la cual un fluido puede acelerarse en una tobera convergente está limitada a la velocidad sónica ($M=1$), la cual sucede en el plano de salida (garganta) de la

tobera. La aceleración de un fluido hasta velocidades supersónicas ($M > 1$) puede lograrse sólo uniendo una sección de flujo divergente a la tobera subsónica en la garganta. La sección de flujo combinado que resulta es una tobera convergente-divergente, que es un equipo estándar en aviones supersónicos.

Forzar un fluido a través de una tobera convergente-divergente no es garantía de que el fluido se acelerará hasta una velocidad supersónica. De hecho, el fluido puede desacelerarse en la sección divergente, en vez de acelerar, si la contrapresión no está en el intervalo correcto. Para condiciones de entrada dadas, el flujo a través de una tobera convergente-divergente está gobernado por la contrapresión P_b , como se explica en seguida.

Si se considera la tobera convergente-divergente mostrada en la figura 63. Un fluido entra en la tobera con una baja velocidad a la presión de estancamiento p_o . Cuando $P_b = p_o$ (caso A), no habrá flujo a través de la tobera. Esto se esperaba, puesto que el flujo en una tobera es forzado por la diferencia de presión entre la entrada y la salida de la tobera. Ahora se verá qué sucederá cuando se reduzca la contrapresión.

1. Cuando $p_o > p_b > p_e$, el flujo permanece subsónico a lo largo de toda la tobera y el flujo de masa es menor que el correspondiente al flujo estrangulado.

La velocidad del fluido aumenta en la primera sección (convergente) y alcanza un máximo en la garganta (pero $M < 1$). Sin embargo, la mayor parte de la ganancia en la velocidad se pierde en la segunda sección (divergente) de la tobera que actúa como difusor. La presión se reduce en la sección convergente, alcanza un mínimo en la garganta y aumenta a expensas de la velocidad en la sección divergente.

2. Cuando $p_b = p_C$, la presión en la garganta se vuelve p^* y el fluido alcanza la velocidad sónica en la garganta. Pero la sección divergente de la tobera sigue actuando como difusor, desacelerando el fluido hasta velocidades hasta velocidades subsónicas. La relación de flujo de masa que se incrementaba con la disminución de p_b alcanza también su valor máximo.

Hay que tener en cuenta que p^* es la presión más baja que puede obtenerse en la garganta, y que la velocidad sónica es la velocidad más alta que puede alcanzarse con una tobera convergente. De manera que reducir aún más p_b no tendrá efecto en el flujo del fluido en la convergente de la tobera o en la relación de flujo de masa a través de ella. Sin embargo, afectará el carácter del flujo en la sección divergente.

3. Cuando $p_e > p_b > p_E$, el fluido que alcanzó una velocidad sónica en la garganta continúa acelerando hasta velocidades supersónicas en la sección divergente cuando la presión disminuye. Sin embargo, esta aceleración termina en un paro repentino cuando un **choque normal** se desarrolla en una sección entre la garganta y el plano de salida, el cual ocasiona una caída repentina en la velocidad hasta niveles subsónicos y un súbito aumento en la presión. El fluido continúa después desacelerándose aún más en la parte restante de la tobera convergente-divergente. El flujo a través del choque es altamente irreversible y, consecuentemente, no puede considerarse isentrópico. El choque normal se mueve aguas abajo alejándose de la garganta a medida que p_b se reduce, y se aproxima al plano de salida de la tobera conforme p_b se acerca a p_E .

Cuando $p_b = p_E$, el choque normal se forma en el plano de salida de la tobera.

El flujo es supersónico a través de toda la sección, divergente en este caso, y puede tratarse como isentrópico. Sin embargo, la velocidad del fluido cae a niveles

subsónicos exactamente antes de abandonar la tobera cuando cruza el choque normal. Las ondas de choque normales se analizan en la siguiente sección.

4. Cuando $p_E > p_b > 0$, el flujo en la sección divergente es supersónico, y el fluido se expande hasta PF en la salida de la tobera sin que se forme choque normal dentro de ella. De esa manera el flujo a través de la tobera puede aproximarse como isentrópico. Cuando $p_b = p_F$, no suceden choques dentro o fuera de la tobera. En el caso de que $p_b < p_F$. Las ondas de mezcla y expansión irreversibles suceden aguas abajo del plano de salida de la tobera. Cuando $p_b > p_F$, sin embargo, la presión del fluido aumenta de p_F a p_b irreversiblemente en la estela de la salida de la tobera, creando lo que se conoce como *choques oblicuos*.

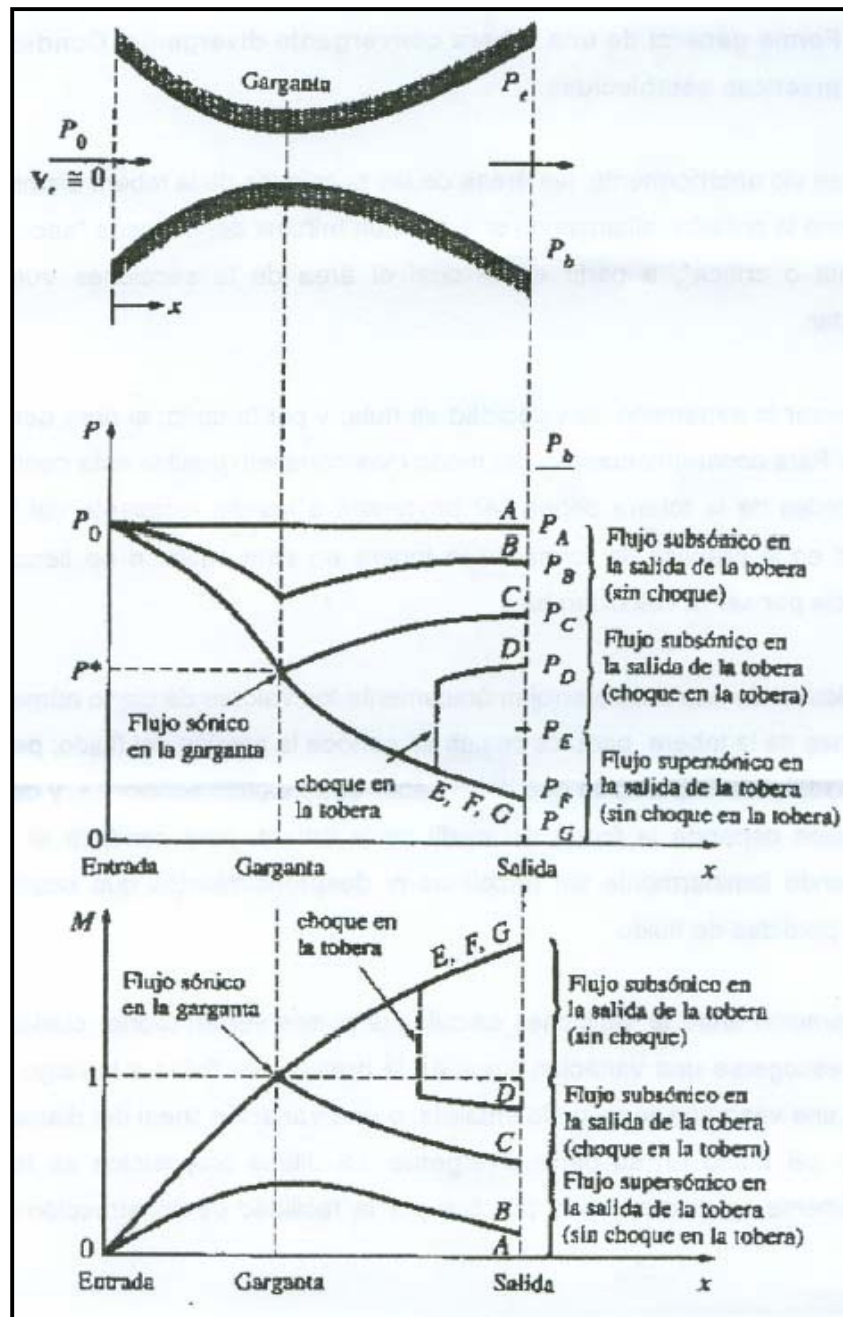
- **Forma General de una Tobera Convergente- Divergente**

Condiciones Prácticas establecidas

Como se vio anteriormente, las áreas de las secciones de la tobera disminuyen al hacerlo la presión, alcanzando una sección mínima denominada "sección de garganta o crítica", a partir de la cual el área de la secciones vuelve a aumentar.

Al empezar la expansión, la velocidad es nula, y por lo tanto, el área debe ser infinita. Para conseguir cumplir, del modo más completo posible esta condición, las paredes de la tobera deben ser tangentes a las del recipiente del fluido, aunque en la práctica, la forma de la tobera en esta posición no tiene gran influencia por ser la velocidad baja.

Figura 63. Los Efectos de la Contrapresión en el Flujo a través de un Tobera Convergente- Divergente.



Los cálculos de una tobera arrojan únicamente los valores de cierto número de secciones de la tobera para los cuales se conoce la presión del fluido; pero no dicen nada de la separación que debe haber entre dichas secciones, y de ésta separación depende la forma del perfil de la tobera, para conducir al fluido escurriendo laminarmente sin remolinos ni desprendimientos que ocasionan fuertes pérdidas de fluido.

La separación entre las secciones calculadas puede ser en teoría, cualquiera.

Puede escogerse una variación lineal de la presión del fluido a lo largo de la tobera, una variación lineal de la entalpía, o una variación lineal del diámetro a lo largo del ducto en su parte divergente. La última proposición es la que generalmente se emplea en la práctica por la facilidad de construcción de la tobera.

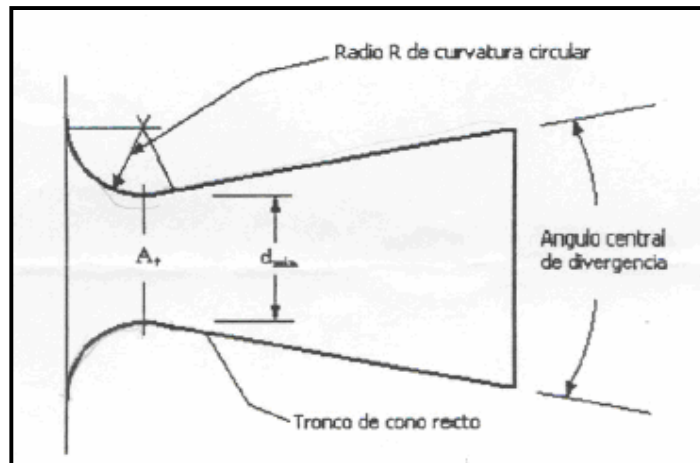
La figura 64 muestra un perfil práctico muy usado en toberas; la parte convergente tiene un perfil formado por un arco de círculo y la parte divergente es un tronco de cono recto. Esta forma de tobera es fácil de construir.

El ángulo de divergencia de la tobera no debe ser demasiado pequeño, porque el ducto resultaría de una longitud exagerada, con grandes pérdidas por fricción; ni demasiado grande, porque el fluido podría despegarse de las paredes de la tobera, produciendo turbulencias que reducirían la velocidad con grandes pérdidas por fricción también. El ángulo máximo de divergencia no debe ser mayor a 20 grados siendo en la práctica de 6 a 12 grados.

Las secciones de una tobera pueden ser circulares o bien, cuadradas o rectangulares; en estos últimos casos con las aristas interiores redondeadas.

La forma rectangular de las secciones se aplica especialmente a la construcción de turbinas con varias toberas en paralelo.

Figura 64. Forma Práctica del Perfil de una Tobera



- **Diseño de la tobera.** Para el diseño de la tobera se tomo en cuenta el procedimiento que se encuentra en la Mecánica de Fluidos de Merle C. Potter citado en la bibliografía.

Datos de entrada

$$m = 690 \frac{\text{Kg}}{\text{hr}} = 0,1916 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

$$P_1 = 100\text{Psi} = 0,689 \text{Mpa}$$

$$T = 165^\circ\text{C}$$

$$C_p = 1984 \frac{\text{J}}{\text{Kg}^\circ\text{C}}$$

$$\rho_v = 0,49964 \text{Kg/m}^3$$

$$K = 1,3$$

$$S_o = 6,7601 \text{Kg/Kg } ^\circ\text{K}$$

$$h = 2756,7 \text{K/Kg}$$

$$v = 0,3156 \text{m}^3/\text{Kg}$$

Ecuaciones básicas

$$\frac{P^*}{P_0} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} = 0,546$$

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = 165 \left(\frac{5}{100}\right)^{\frac{1,3-1}{1}} = 82,66^\circ\text{C}$$

Entonces: $T_2 = 82,66^\circ\text{C}$
 $P_2 = 5 \text{ psi}$

Ahora:

$$S_g = S_f + S_{fg} \quad S_{f2} = 1,106$$

$$S_1 = S_2 = 6,7661 \frac{\text{Kg}}{\text{Kg}^\circ\text{K}} \quad S_{fy2} = 6,4685$$

$$X = 0,875 \quad h_f = 346,096$$

$$\quad \quad \quad h_{fy} = 2301,44$$

$$\quad \quad \quad v_f = 0,001030$$

$$\quad \quad \quad v_g = 3,09875$$

$$h_2 = 346,096 + (2301,94 \times 0,875) = 2360,35$$

$$V_2 = 0,0001030 + [(3,09875 - 0,001030) \times 0,875] = 2,711535$$

$$\frac{V_1^2}{2} + h_1 = \frac{V_2^2}{2} + h_2 \Rightarrow V_2 = \sqrt{2(h_1 - h_2)}$$

$$V_2 = \sqrt{2(2756,7 - 2360,35) \times 1000} = 890,337 \text{ m/s}$$

$$\Rightarrow m_2 = P_2 A_2 V_2 \Rightarrow 0,1916 = \left(\frac{1}{2,711535}\right) \cdot \left(\frac{\Pi d_2^2}{4}\right) \cdot (890,337)$$

$$d_2 = \sqrt{\frac{0,1916 \times 2,711535 \times 4}{890,337 \times \Pi}} = 0,0272 \text{ m} = 27,27 \text{ mm}$$

\Rightarrow diámetro de garganta

$$P^* = 0,546 P_1 = (0,546) (100 \text{ psi}) = 54,6 \text{ psi}$$

$$S^* = S_1 = 6,7661 \text{ Kg/Kg } ^\circ\text{K}$$

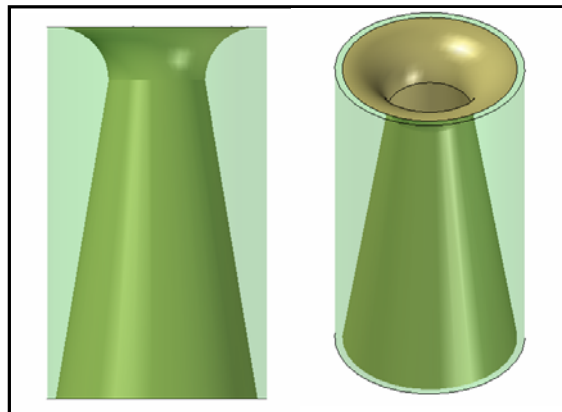
FORMA SIMPLIFICADA

$$\Rightarrow m = P_1 A^* \sqrt{\frac{1,3}{RT_1 436}} \sqrt{\frac{1,3}{462 \times 165}} \left[\left(\frac{2,3}{2} \right)^{\frac{2,3}{-0,6}} - 3,833 \right] = 0,585228$$

$$\Rightarrow 0,1916 \frac{\text{Kg}}{\text{S}} = 689.000 \text{ Pa} \left(\frac{\pi d_y^2}{4} \right) (4.1296 * 10^{-3}) (0,585228)$$

$$d_g = \text{diámetro de la garganta} = \sqrt{\frac{0,1916 \times 4}{689.000 \times \pi \times 4,1296 \times 10^{-3}}} = 1,2103 \times 10^{-2} \text{ m} = 12,1 \text{ mm}$$

Figura 65. Tobera Diseñada



Carcaza. La carcaza se compone principalmente de tres partes: Una tapa frontal, una tapa posterior, y un anillo. Estas tres partes fueron fabricadas de acero HR 1020, y se trataron superficialmente mediante un proceso de galvanizado, por medio del cual se evita la oxidación prematura por el contacto con el ambiente y con el vapor.

El vapor entra a través de la tobera que se encuentra alojada en el tubo de entrada que está solidario al anillo, éste a su vez se encuentra atrapado entre las tapas frontal y posterior. La tapa frontal da soporte a la carcaza y permite la salida

del vapor. La tapa posterior está conectada mediante una brida con la caja de rodamientos y por medio de un retenedor se hace sello para evitar fugas de vapor sobre la superficie del eje.

Para garantizar la hermeticidad de la carcaza se utilizaron anillos de papel de asbesto de espesor 3/32", entre las superficies de contacto entre anillo y las tapas respectivamente.

Figura 66. Tapa Frontal y Tapa Posterior



Figura 67. Anillo de la Carcaza



Figura 68 . Ensamble Anillo y Tapa Posterior



4.1.2 Caja de rodamientos

➤ ELEMENTOS QUE COMPONEN LA CAJA DE RODAMIENTOS

- **Rodamientos.** Un rodamiento es un mecanismo que permite un movimiento de rodadura entre dos superficies opuestas separadas por elementos rodantes que pueden ser esferas o rodillos y que deslizan sobre guías o pistas. El área de contacto entre los elementos rodantes y las pistas es tan pequeña que las pérdidas por fricción son muy bajas, lo cual resulta muy favorable cuando se trata de maquinaria que posee un gran número de estos elementos.

Igualmente, el incremento en su temperatura de funcionamiento es baja como resultado del poco consumo de potencia. Se conocen también con el nombre de cojinetes antifricción, son de alta precisión y de larga duración, especialmente si han sido correctamente montados y se lubrican adecuadamente. Se pueden diseñar para compensar una cierta cantidad de desalineamiento del eje y en todos los casos funcionan con menos cantidad de lubricante que el que se requeriría para lubricar un cojinete liso para las mismas condiciones de trabajo.

Las características más importantes de los rodamientos son:

- Requieren poco lubricante, una ligera aplicación de grasa o de aceite basta, para hacerlos funcionar correctamente durante largo tiempo.
- El lubricante que se va a emplear debe ser de buena calidad debido a que la cantidad que se necesita es muy pequeña; un lubricante de mala calidad dará lugar al gripado de las pistas y al fallo del rodamiento.
- Ocupan menos espacio axial, pero mayor espacio radial que los cojinetes lisos.
- Son más silenciosos que los cojinetes lisos.
- Tienen una duración limitada debido a que los elementos rodantes y las pistas están sometidos a ciclos continuos de tensión y compresión cuando el eje gira, lo cual ocasiona el fallo por fatiga.

Los rodamientos fueron seleccionados tomando en cuenta la carga aplicada sobre ellos, que es principalmente radial y las RPM de trabajo (18.000RPM máx).

Los rodamientos rígidos de bolas son rodamientos radiales no desmontables y relativamente rígidos. Sus juegos de bolas son guiados por caminos de rodadura radiales. Estos rodamientos son adecuados para un elevado número de revoluciones, tienen una capacidad de carga radial y axial alta y soportan cargas combinadas en forma óptima. A altas velocidades son más adecuados para soportar cargas axiales que los rodamientos axiales de bolas. Permiten desalineamientos entre 0,003-0,005 pulg/pulg. Su construcción sencilla y simétrica permite una fabricación rentable y en gran cantidad, razón por la cual son los rodamientos más baratos y de mayor aplicación.

Así que seleccionamos este tipo de rodamientos, cuya referencia es 6005 y de marca FAG, para aplicaciones de alta velocidad.

Lubricación de rodamientos. El lubricante evita considerablemente el contacto íntimo de las superficies rodantes y deslizantes, disminuye el rozamiento y en consecuencia el desgaste, y protege contra la corrosión. También puede cumplir la tarea de refrigerar y de sellar el rodamiento.

La lubricación se hace, según sean las condiciones constructivas y de funcionamiento, con grasa o con aceite. No es posible fijar exactamente los límites de aplicación, pero se debe tener en cuenta el siguiente principio básico: mientras mayor es la carga y la temperatura, y mientras menor es la velocidad de giro, tanto mayor debe ser la consistencia de la grasa lubricante o la viscosidad del aceite lubricante. Y viceversa: entre menor sea la temperatura y alta la velocidad, tanto menor debe ser la consistencia de la grasa lubricante o la viscosidad del aceite lubricante.

Métodos de lubricación. Los rodamientos se deben lubricar con el método de lubricación más apropiado que se adecúe al tipo de lubricante empleado, a las condiciones de operación y a las condiciones ambientales, como polvo, partículas abrasivas y metálicas.

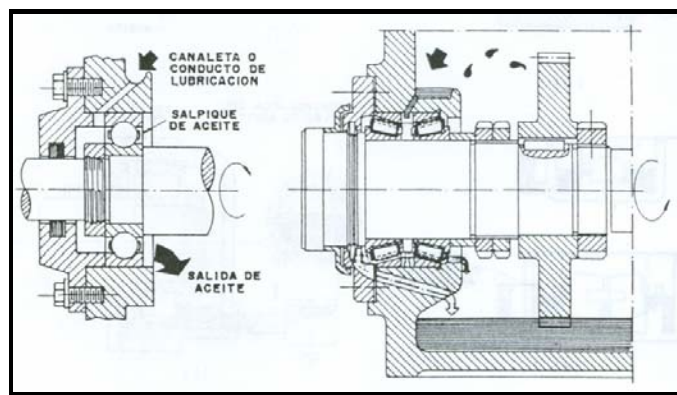
Los métodos de lubricación que más se utilizan son:

Lubricación por salpique

Se presenta cuando los rodamientos van montados en la carcasa de un reductor (o caja de engranajes) y se lubrican por el salpique que originan los piñones al hacer contacto con el aceite. Las tapas laterales que posicionan los rodamientos en la carcasa del reductor deben tener los retenedores en buen estado, con el fin

de evitar las fugas de aceite hacia el exterior. Algunas veces, con el propósito de garantizar una adecuada y eficiente lubricación, se colocan conductos (canaletas) en la superficie interior de la carcaza, que ayudan a encauzar el aceite hasta cada rodamiento. En otros diseños se provee un disco sobre el eje que se sumerge en el baño de aceite. Así, el aceite salpicado por el disco o la neblina de aceite producida lubrican el rodamiento.

Figura 69. Lubricación por salpique



Lubricación por inmersión o baño

En este caso, el rodamiento está parcialmente sumergido en el aceite y los elementos rodantes lo transportan hasta los caminos de rodadura y separadores. El nivel de aceite en el depósito debe llegar hasta la mitad del elemento rodante, que ocupa la posición más inferior.

Se debe asignar una frecuencia de revisión de la cantidad de aceite en el depósito; igualmente, el aceite se debe cambiar, debido a que éste con el tiempo se oxida y pierde propiedades. Por otro lado, se contamina con partículas metálicas, provenientes del desgaste de los elementos del rodamiento y de contaminantes, como polvo, agua, solventes, etc.

Lubricación por goteo y por mecha

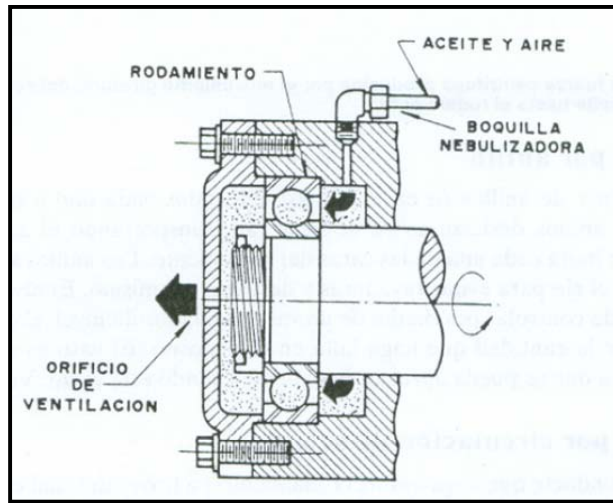
Estos sistemas se utilizan para rodamientos que funcionan a elevadas velocidades, donde es necesario que la cantidad de aceite que se necesita se pueda regular. El aceite cae sobre el extremo del eje o sobre una tuerca de retención (en caso de que la tenga) y por fuerza centrífuga lo hace fluir hasta el rodamiento.

Lubricación por niebla de aceite

El aceite es inyectado al rodamiento finamente pulverizado, por medio de una corriente de aire a presión. El aire comprimido pasa por encima de un tubo aspirador, cuyo extremo inferior se sumerge en el baño de aceite, originando en el tubo una determinada depresión.

El aceite es arrastrado por el aire en forma de pequeñas gotas o neblina y es conducido a través de un tubo hasta una boquilla colocada delante del rodamiento. La lubricación por neblina permite llevar lubricante en forma finamente distribuida hasta las superficies de giro de los rodamientos y la sobrepresión originada en ellos evita la entrada de partículas de suciedad. En estos sistemas de lubricación en presencia de grandes cantidades de agua, hay que prever obturaciones adicionales, elegir la clase de aceite, el tamaño y la disposición de las boquillas, de forma que todas las superficies del rodamiento queden suficientemente abastecidas de aceite.

Figura 70. Lubricación por Niebla de Aceite



Lubricación por anillo

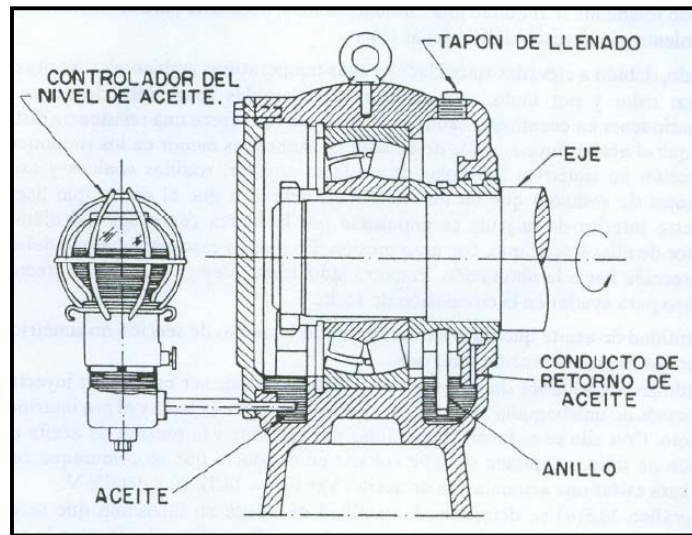
Consiste en un par de anillos (o en uno solo) colocados cada uno a lado y lado del rodamiento; los anillos deslizan sobre el eje y van transportando el aceite desde un depósito inferior hasta cada una de las caras del rodamiento. Los anillos son de material más blando que el eje para evitar rayaduras y desgaste del mismo. El nivel de aceite en este caso se puede controlar por medio de un vaso regulador de nivel, el cual suministra automáticamente la cantidad que haga falta en el depósito. El vaso es de un material transparente para que se pueda apreciar fácilmente cuando está vacío.

Lubricación por circulación de aceite

Consiste en un conducto que llega hasta el rodamiento y a través del cual circula el aceite, impulsado por una bomba. Una boquilla en el extremo del conducto permite dosificar la cantidad correcta que se necesita, con lo cual se logra un mejor funcionamiento del rodamiento, ayuda a evacuar las impurezas que puedan

haber en el interior del rodamiento, transportándolas hasta el depósito, en donde quedan retenidas en el filtro.

Figura 71. Lubricación por Anillo



En la lubricación por circulación hay que considerar tres aspectos importantes:

Cuando solamente se requiere una cantidad mínima, necesaria para la lubricación del rodamiento, sin necesidad de evacuar calor.

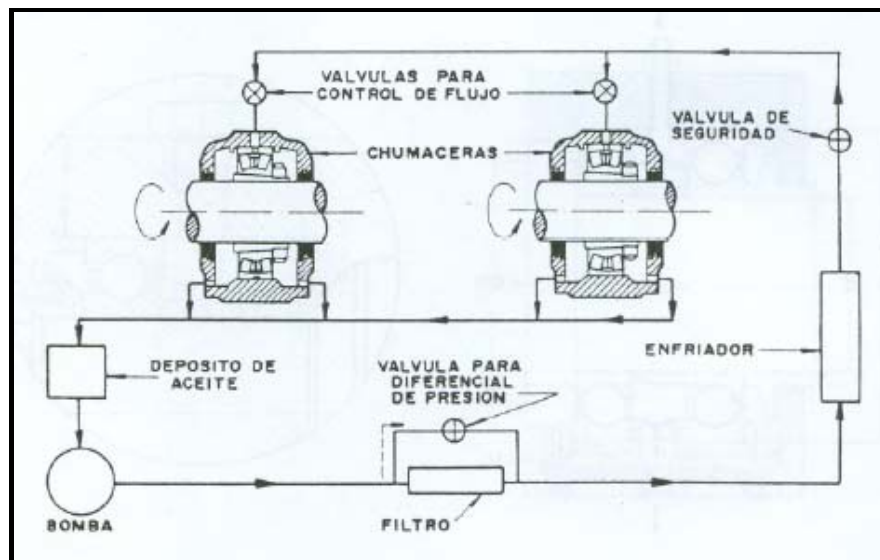
- Cuando, debido a elevadas velocidades y altas temperaturas ambientales, se necesita evacuar calor y por tanto, se requieren considerables cantidades de aceite. Es necesario tener en cuenta que cada tipo de rodamiento ofrece una resistencia distinta para que el aceite fluya a través de él. Esta resistencia es menor en los rodamientos de sección no simétrica (de bolas de contacto angular, rodillos cónicos y axiales oscilantes de rodillos) que en los simétricos, debido a que el aceite que llega al diámetro interior de la jaula es impulsado por la fuerza centrífuga del diámetro exterior de ellas y por tanto, con gran presión. En ningún caso este bombeo debe ser en dirección hacia la obturación. Por otro lado,

frecuentemente se usa el efecto de bombeo para ayudar en la circulación de aceite.

- La cantidad de aceite que fluye a través de un rodamiento de sección no simétrica es mayor que en los de sección simétrica.

Cuando las velocidades de giro son muy elevadas, puede ser más eficaz inyectar el aceite a través de una boquilla ubicada en el intersticio, entre la jaula y el aro interior del rodamiento. Con ello se reducen las pérdidas por salpique y la presión de aceite en la obturación de salida. También se debe colocar un conducto que se comunique con el drenaje para evitar una acumulación de aceite.

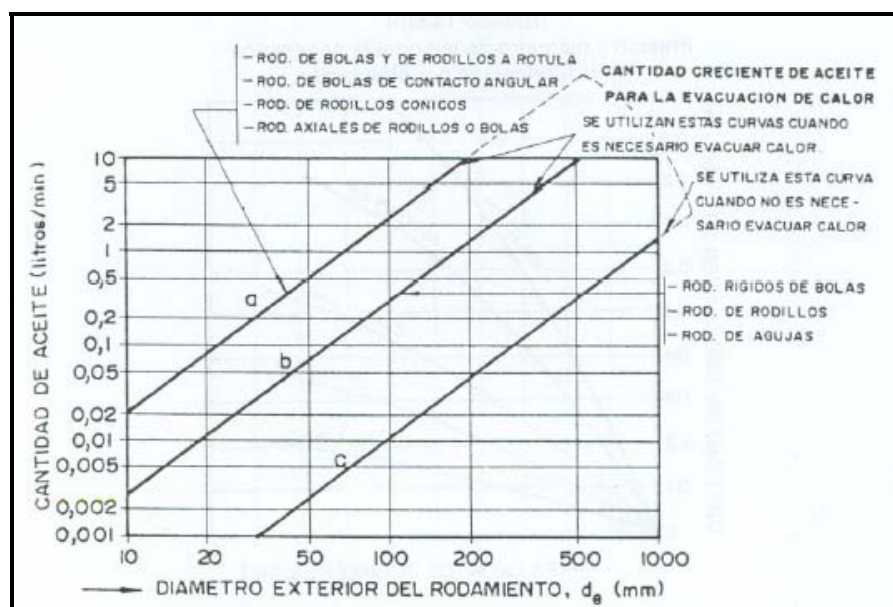
Figura 72. Lubricación por Circulación de Aceite



De la Figura 73. se determina la cantidad de aceite en litros/min que se debe suministrar a un rodamiento lubricado por circulación. Para ello se localiza en la escala horizontal inferior el valor del diámetro exterior del rodamiento en mm y por este punto se traza una vertical hasta que corte la curva del tipo de rodamiento, teniendo en cuenta si es o no necesario evacuar el calor generado durante el

funcionamiento del rodamiento; luego, se traza una horizontal y se lee en la escala vertical de la izquierda la cantidad de aceite en litros/min que es necesario aplicarle. Las curvas a y b se emplean para hallar el caudal requerido (litros/min.) para lubricar rodamientos cuando es necesario evacuar calor de los mismos. Se debe tener en cuenta que la curva a es para rodamientos de sección no simétrica y la curva b para rodamientos de sección simétrica. La curva c se emplea indistintamente para cualquier tipo de rodamiento cuando no sea necesario evacuar el calor producido durante el funcionamiento.

Figura 73. Cantidad de Aceite que se debe Aplicar a un Rodamiento Lubricado por Circulación



De todo lo anterior, se decidió diseñar un sistema de lubricación similar al de circulación de aceite, se selecciono el aceite tomando en cuenta que los rodamientos van a girar a **18.000RPM** como máximo y habiendo seleccionado el tipo de rodamiento a utilizar (**rigido de bolas**), se calculó la viscosidad cinemática, la cual tiene un valor de **8.5cst (53.7 SSU)** (ver anexo G) y así mismo se

seleccionó el aceite teniendo en cuenta la clasificación ISO, por medio de la cual se obtuvo un aceite **ISO 68**.

A partir de estos datos se procedió al cálculo del tipo de película lubricante que se tendría si EHL o lubricación fluida (ver anexo H), así:

- Para rodamientos de bolas y de rodillos cargados radialmente:

$$h_o = CD (Ln)^{0.74}, \quad \mu\text{m}(x10^{-6}\text{m}), \mu\text{pulg}(x10^{-6})$$

Donde:

C= Factor geométrico del rodamiento= $8,65 \times 10^{-4}$

D= Diámetro exterior del rodamiento, m (pulg)= $47\text{mm}=0.047\text{m}$

L= Parámetro del lubricante, seg= 8,5

h_o = Espesor de la película lubricante

Para hallar el espesor de la película lubricante se debe tener en cuenta los datos seleccionados anteriormente como el aceite grado ISO 68, $T=100^\circ\text{C}$, $n=18000\text{RPM}$, $\sigma=0.059\mu\text{m}$, y se calcula así:

$$h_o = 8,65 \times 10^{-4} \times 0.047 (8,5 \times 18000)^{0.74}$$

$$h_o = 0,279 \mu\text{m}$$

Ahora:

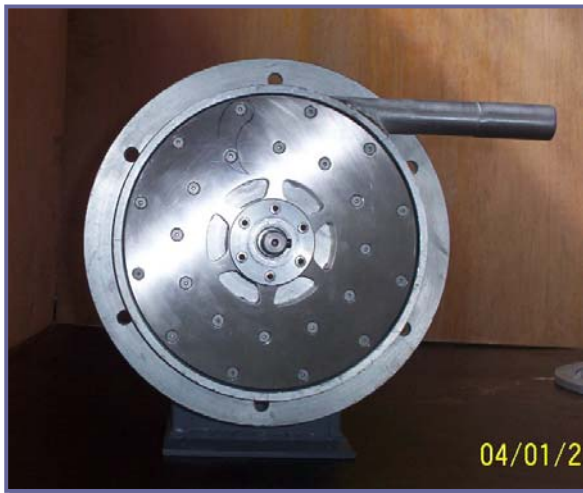
$$\lambda = \frac{h_o}{\sigma} = \frac{0.279\mu\text{m}}{0.059\mu\text{m}} = 4,73$$

Lo que corresponde a una lubricación fluida.

Figura 74. Ensamble Eje y Caja de Rodamientos



Figura 75. Ensamble Tapa Posterior, Anillo, Rodete Phoenix, Eje y Caja de Rodamientos



Eje. Para diseñar un eje, se deben seguir los siguientes pasos:

1. Seleccionar el material
2. Escoger la forma del eje, de acuerdo con los elementos de transmisión montados sobre él.
3. Determinar las cargas generadas en los elementos de transmisión.
4. Hacer los diagramas de carga sobre el eje (axial, torsión, flexión, planos xy, xz).
5. Identificar los probables puntos críticos y determinar el diámetro en el punto crítico más probable.
6. Proporcionar el resto del eje teniendo en cuenta los elementos que vayan montados sobre él, y determinar el factor de seguridad en puntos sospechosos.

Este procedimiento fue tomado del libro de Diseño de Máquinas Teoría y Práctica, cuyo autor es Aaron Deutschman, citado en la bibliografía.

De acuerdo a esto se tiene:

- * Material= Eje de Acero Inoxidable AISI 304
- * La forma del eje puede observarse en el plano CR-01-03-00.
- * Cargas generadas en los elementos de transmisión

$$P_R = \text{Peso Rodete} = 8-500 \text{ Kg}$$

$$T_T = \text{Torque Turbina} = 210 \text{ Lb} * \text{ pulg.}$$

$$P_V = \text{Peso Volante} = 4,8 \text{ Kg.}$$

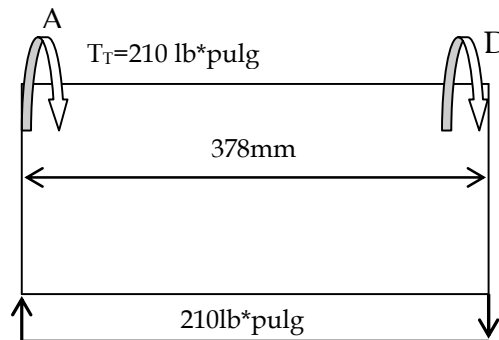
$$T_f = \text{Torque frenado} = 210 \text{ Lb} * \text{ pulg.}$$

$$\rho = 7,93 \text{ g/cm}^3$$

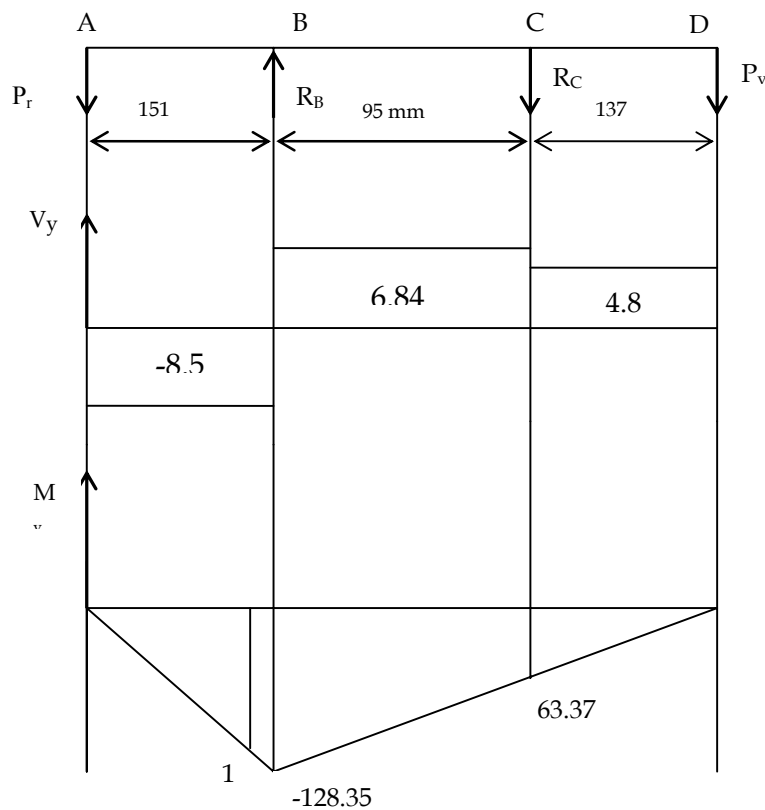
Su = Resistencia a la tracción= 540-750 N/mm²

* Diagramas

- Torsión



- Plano xy



DCL

$$P_R + P_V = R_B + R_C = 13,3 \text{ Kg}$$

$$\sum M_A = \emptyset$$

$$(15,1) R_B + 824,6) R_C = 181,44$$

$$R_B = 13,3 - R_C$$

$$15,1 (13,3 - R_C) + 24,6 R_C = 181,44$$

$$200,83 + 9,5 R_C = 181,44$$

$$R_C = -2,04$$

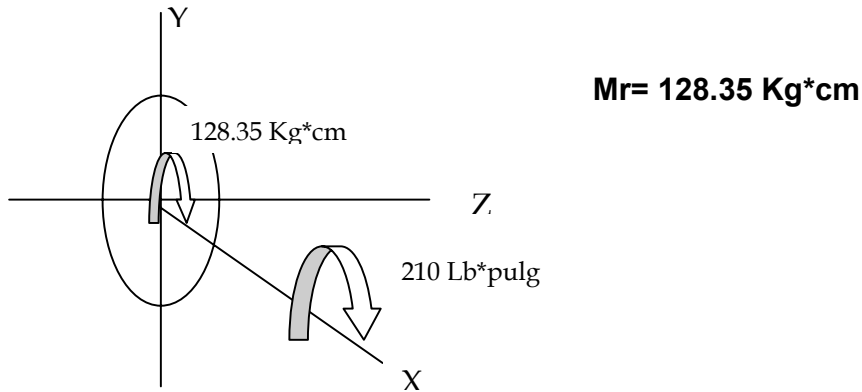
$$R_B = 15,34$$

$$\frac{15,1}{128,35} = \frac{14,45}{X}$$

$$X = \frac{1854,65}{15,1} = 122,82$$

$$\Rightarrow MR = 128,35 \text{ Kg.*cm}$$

* Estado de carga del punto 1



* Variación de la Carga

$$Su = 60 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}$$

$$Sn = 0.5 Su = 3000 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} = \text{Resistencia a la fatiga para una pieza real}$$

$$Sn = Cl. Cd. Cs. Cc. CT. Co. Sn \quad * \text{Ver glosario de términos}$$

$$Sn = 1,0. 0,9. 0,85. 0,8114. 0,78858. 1,0 * 3000$$

Carga Combinada 0,4 <d<2" 99% $CT = \frac{620}{460 + 1^\circ F}$ 329°F

$$Sn = 1463,28 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

Tomando N= factor de seguridad=2

$$kT = 1,7 \text{ (torsión)} \quad Kf = 2,55 \quad \frac{D}{\phi} = \frac{29}{25} = 1,16$$

$$\frac{r}{d} = \frac{1\text{mm}}{25} = 0,04$$

El diámetro del eje es:

$$d = \frac{32 \text{ N}}{\pi} \left[\left(\frac{K_f * M_R}{S_n} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_u} \right)^2 \right]^{1/2}$$

El diámetro del eje es:

$$d = \left\{ \frac{32 * 2}{\pi} \left[\left(\frac{2,55 * 12835}{1463,28} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{24245}{6000} \right)^2 \right] \right\}^{1/2}$$

$$d = 1.7 \text{ cm} = 17 \text{ mm}$$

* Revisión del Factor de seguridad

$$M_1 = 122,82 \text{ Kg} * \text{cm}$$

$$\text{Flexión rotativa } T_a = \frac{32 M_R}{\pi d^3} = \frac{32(122,82)}{\pi(1,7)^3} = 254,63$$

$$K_f = 2,55 \quad q = 0,7 \quad \tau_M = \frac{16T}{\pi d^3} = \frac{16 * 242,45}{\pi(1,7)^3} = 251,33 \text{ Kg.cm}$$

$$k_T = 1,7$$

$$K_f = 1 + [q(k+1)] = 1 + [0,7(1,7-1)]$$

$$K_f = 1,49$$

$$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{\sigma_m}{S_u} + \frac{K_f \sigma_a}{S_n} \right)^2 + 3 \left(\frac{\tau_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{1,49(254,63)}{1463,28} \right)^2 + 3 \left(\frac{251,33 \text{ Kg-cm}}{6000 \text{ Kg/cm}^2} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\frac{1}{N} = (0,067 + 5,2638 \cdot 10^{-3})^{\frac{1}{2}} = 0,27$$

N= 3,7 Sobrediseñado OK

4.1.3 Freno prony. Se construyó un freno prony para facilitar la medición del torque desarrollado por la turbina.

El freno prony construido se compone de tres partes: la sección del freno, el soporte y un brazo a través del cual se instaló un dinamómetro, donde podremos leer el valor de la fuerza que corresponden a un valor de RPM.

Figura 76. Freno Prony



Para la sección del freno, se utilizó la campana y el plato portazapatas de un freno de un Renault 4.

El material utilizado tanto para la fabricación del soporte del freno como para el brazo fue acero 1020.

4.2 ENSAMBLE FINAL

Habiendo construido y armado cada subensamble (Turbina, caja de rodamientos y freno prony), se procedió a ensamblarlas.

La figura muestra el ensamble final del sistema propuesto para el análisis de la turbina Tesla.

Figura 77 . Ensamble Final

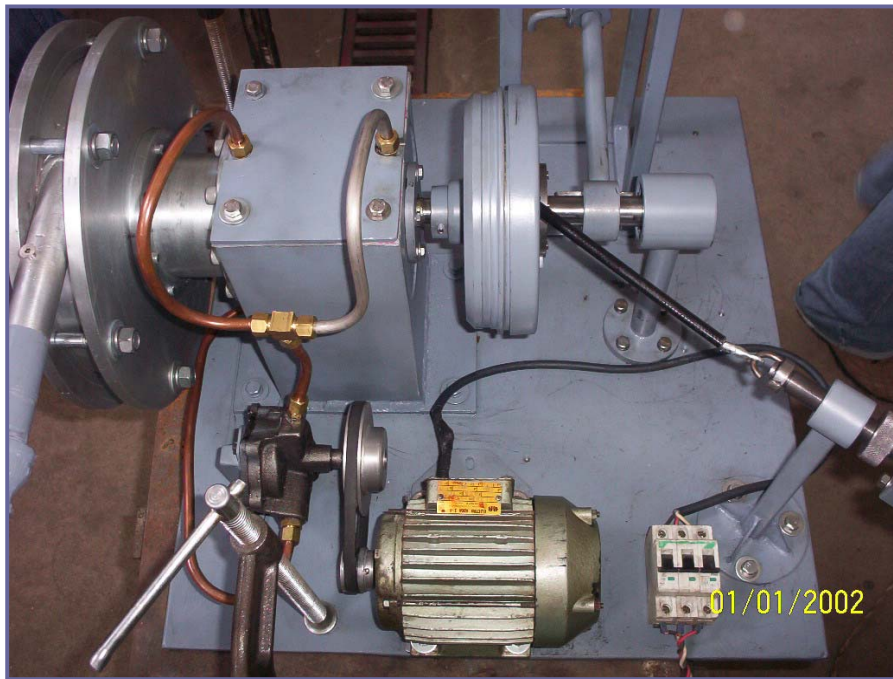


Figura 78. Vista frontal de la Turbina Tesla



Figura 79. Vista Trasera del Ensamble Final



5. MEDICIÓN Y PRUEBAS DE LABORATORIO

Estas mediciones y pruebas se realizaron con el objetivo de medir la potencia desarrollada por la turbina mediante la utilización de un freno Prony, teniendo en cuenta los parámetros geométricos de la turbina.

Para la elaboración de las pruebas referentes al desempeño de la turbina, se realizó el montaje de ésta en el laboratorio de la Escuela de Ingeniería Química, de la Universidad, utilizando la caldera que se encuentra ubicada allí, ya que no fue posible hacerlo en el laboratorio de Plantas Térmicas de la Escuela de Ingeniería Mecánica debido a que éste se encuentra en remodelación.

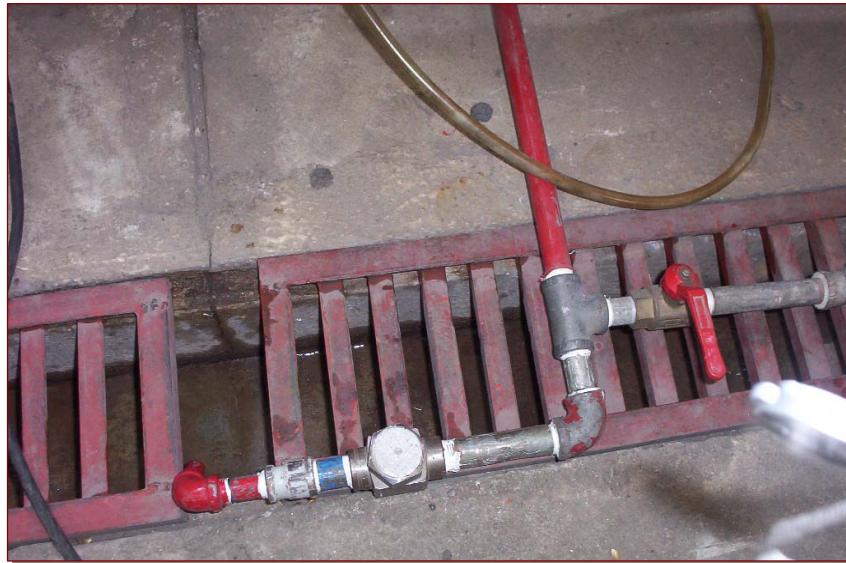
Instalación y Montaje

El laboratorio de Ingeniería Química cuenta con una caldera Piro-tubular de 30Hp, la cual maneja un rango de presión de vapor entre 75-100 psi, mediante un control on-off. Ésta produce vapor saturado.

Por las condiciones físicas del laboratorio, la toma de vapor utilizada para accionar la turbina, se encuentra separada de la salida de la caldera, aproximadamente unos 50m, cuya tubería es de 1 1/2" de diámetro, con aislamiento de fibra de vidrio. La derivación hacia la turbina mide aproximadamente 6m de tubería de 1" con un aislamiento de fibra de vidrio y luego se reduce a tubería de diámetro de 3/4", y por último una sección con tubería de 1/2", estas dos últimas sin aislamiento.

Se dispuso de una trampa termodinámica de vapor localizada a 1m de la entrada de la turbina, sobre la tubería de 1/2", con el fin de evitar el ingreso de condensado al interior de la turbina.

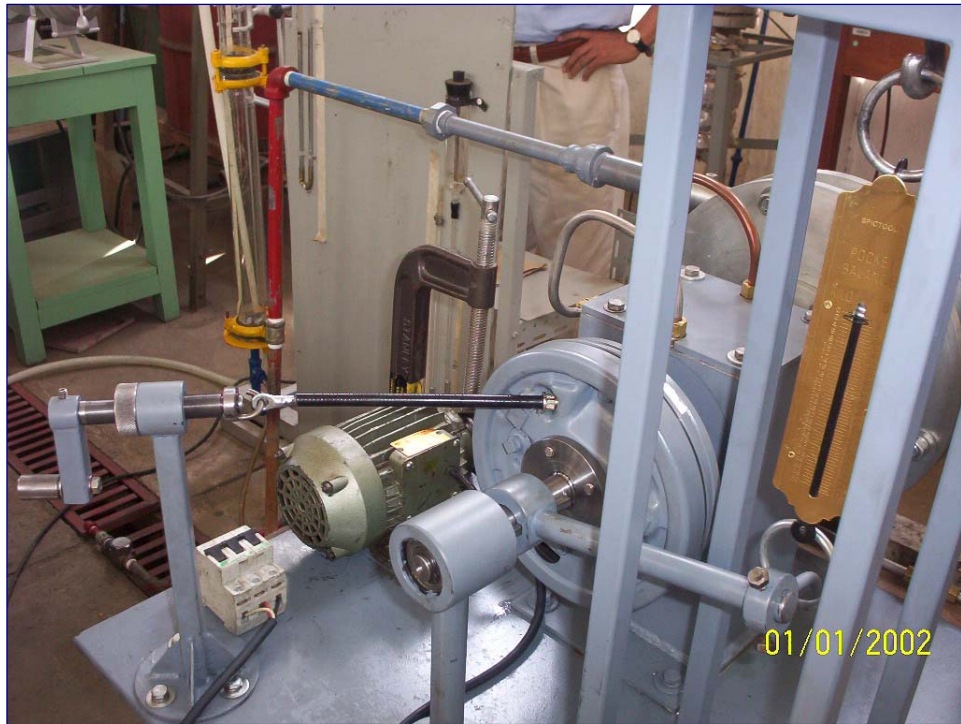
Figura 80 . Trampa de Vapor Utilizada



Así mismo, en la entrada de la turbina se instaló un manómetro para la lectura de la presión de entrada a la turbina, ya que se suprimió una válvula reguladora de presión que existía en la instalación, para evitar las restricciones impuestas por ésta al paso libre del fluido de trabajo (vapor), lo cual se evidenció en el primer ensayo realizado, en el cual la turbina solo alcanzó aproximadamente 2.000RPM en 4 minutos, que comparado con lo obtenido en pruebas posteriores, el comportamiento de la turbina fue bastante limitado y lento.

Para el accionamiento de la bomba de lubricación se empleó un motor trifásico de 1/4 Hp @ 1750 RPM. La bomba empleada es de tipo lóbulos, comúnmente utilizada en el sistema de lubricación de los motores de autos.

Figura 81 . Montaje de la Turbina Tesla



Instrumentos de Medición

- * Tacómetro Digital (Óptico)
- * Dinamómetro (Escala 0 - 25Kg)
- * Cronómetro
- * Manómetro (Rango 0-140 psi)

Datos obtenidos a partir de la medición realizada

1. Se realizaron las pruebas con el rodete Phoenix y estos fueron los resultados:

Prueba 1: Rodete Phoenix

Tabla 7. Datos tomados de la prueba 1 con Rodete Phoenix

T (seg)	Pentrada (psi)	RPM	FUERZA (Kg)
60	30	5000	-
120	30	6361	-
180	28	6366	-
240	31	6370	-
255	31	6386	-
270	31	6405	-
285	31	6448	-
300	31	6489	-
320	31	6545	-
340	31	6508	-
360	31	6550	-
390	31	6537	-
420	31	6535	-
FRENADO			
30	37	100	2

Prueba 2: Rodete Phoenix

Tabla 8. Datos tomados de la prueba 2 con Rodete Phoenix

T (seg)	Pentrada (psi)	RPM	FUERZA (Kg)
50	33	5093	-
180	25	6485	-
220	25	6473	-
260	25	6481	-
300	29	6494	-
320	29	6490	-
360	25	6710	-
420	26	6826	-

Prueba 3: Rodete Phoenix

Tabla 9. Datos tomados de la prueba 3 con Rodete Phoenix

T (seg)	Pentrada (psi)	RPM	FUERZA (Kg)
70	37	6158	-
120	29	5741	-
150	29	5560	-
185	29	5100	-
220	30	5697	-
270	31	6326	-
310	31	6737	-
335	31	6739	-
360	30	5317	-
420	30	6359	-

Prueba 1: Rodete Tesla

Tabla 10. Datos tomados de la prueba 1 con Rodete Tesla

T (seg)	Pentrada (psi)	RPM	FUERZA (Kg)
20	30	2721	-
50	30	5775	-
80	30	6802	-
120	29	6838	-
150	30	6852	-
180	31	6857	-
200	31	6884	-
230	30	6894	-
260	30	6886	-
280	29	6848	-
300	29	6849	-

Cálculo de la potencia desarrollada

Al aplicar carga gradualmente a la turbina mediante la utilización del freno Prony, se observó una reducción de las RPM, pero no se registró ningún valor de fuerza en el dinámometro, sólo cuando se alcanzaron 100 RPM, se obtuvo una lectura de 2kg .

1. Cálculo de la potencia mediante la utilización del modelo simplificado

*Fórmula para calcular el torque, teniendo en cuenta ambas caras del disco y ambas mitades del disco

$$T = \frac{8\mu r^3}{h}$$

Se calcula el torque para un valor de 100RPM, para comparar la potencia con la desarrollada en las pruebas:

$$V = \omega * r = (100\text{RPM})(0.127\text{m}) = 12,7 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

Para vapor saturado a 32 psi (promedio de la presión de entrada en las pruebas) tenemos:

$$P=220,62\text{Kpa}$$

$$T=122^\circ\text{C}$$

$$\mu=0.0000131092 \text{ Kg/m}^*\text{seg}$$

$$\rho=0.557884\text{Kg/m}^3$$

$$h = \text{Separación entre discos} = 0.912\text{mm} = 0.912 \times 10^{-3}\text{m}$$

El torque será igual a:

$$T = \frac{8 \left(12.7 \frac{\text{m}}{\text{seg}} \right) \left(0.0000131092 \frac{\text{Kg}}{\text{m} \cdot \text{seg}} \right) (0.127\text{m})^3}{0.912 \cdot 10^{-3} \text{m}} = 29.9149 \cdot 10^{-4} \text{N} \cdot \text{m}$$

La potencia será igual a:

$$P = \frac{T \cdot N}{9550} = \frac{(29.9149 \cdot 10^{-4} \text{N} \cdot \text{m})(100\text{RPM})}{9550} = 31.4892 \cdot 10^{-5} \text{Kw} = 4.221 \cdot 10^{-4} \text{Hp}$$

$$P = 4.221 \cdot 10^{-4} \text{Hp} = \text{Potencia desarrollada por Disco.}$$

Teniendo en cuenta los 9 discos internos de nuestro modelo de turbina el valor de la potencia es:

$$P_{\text{total}} = (4.221 \cdot 10^{-4}) \text{Hp} \cdot 9 = 3.7989 \cdot 10^{-3} \text{Hp}$$

2. Cálculo de la potencia mediante la utilización del modelo de vórtice libre

*Fórmula para el cálculo del torque, teniendo en cuenta ambas caras del disco y 1 solo disco.

$$T = \frac{6\mu\Gamma(r_2^2 - r_1^2)}{2h}$$

Para los 9 discos interiores de nuestro modelo de turbina, se tiene:

$$T = \frac{27\mu\Gamma(r_2^2 - r_1^2)}{h}$$

Donde

$$\Gamma = V_{\theta} \cdot 2\pi \cdot r$$

$$V_{\theta} = \omega \cdot r = (100\text{RPM}) \cdot (0.127\text{m}) = 12.7\text{m/seg}$$

Luego,

$$\Gamma = V_{\theta} \cdot 2\pi \cdot r = 12.7\text{m/seg} \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0.127\text{m} = 10.134\text{m}^2/\text{seg}$$

Igualmente, para vapor saturado a 32 psi, se tiene:

$$\mu=0.0000131092\text{Kg/m}\cdot\text{seg}$$

$$h=\text{Separación entre discos}=0.912\times 10^{-3}\text{m}$$

Según la geometría de los discos

$$r_2=0.127\text{m}$$

$$r_1=0.056\text{m}$$

El torque será igual a:

$$T = \frac{(27)(0.0000131092\text{Kg/m}\cdot\text{seg})(10.134\text{m}^2/\text{seg})[(0.127\text{m})^2 - (0.056\text{m})^2]}{0.912 \cdot 10^{-3}\text{m}}$$

$$T = 5.11 \times 10^{-2} \text{ N}\cdot\text{m}$$

La potencia será igual a:

$$P = \frac{T \cdot N}{9550} = \frac{(5.11 \cdot 10^{-2} \text{ N}\cdot\text{m})(100\text{RPM})}{9550} = 5.35 \times 10^{-4} \text{ Kw} = 7.12287 \cdot 10^{-4} \text{ Hp}$$

$$P = 7.12287 \cdot 10^{-4} \text{ Hp}$$

3. Cálculo de la potencia a partir de las pruebas realizadas

Datos

$$F=2\text{kg-f}=4.4 \text{ Lb-f}$$

$$\text{Longitud del brazo}=0.22\text{m}$$

$$\text{RPM}=100$$

El torque desarrollado por la turbina es:

$$T = F \cdot d = (2\text{kg} \cdot 9.8 \text{ m/seg}^2) \cdot (0.22\text{m}) = 4.312 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$T = 4.312 \text{ N}\cdot\text{m}$$

La potencia desarrollada por la turbina es:

$$P = \frac{T * N}{9550} = \frac{(4.312 \text{ N * m})(100 \text{ RPM})}{9550} = 4.51 * 10^{-2} \text{ Kw} = 6.05 * 10^{-2} \text{ Hp}$$

$$P=6.05*10^{-2}\text{Hp}$$

CONCLUSIONES

- * En cuanto al desempeño del sistema que se planteó y se construyó (Turbina, caja de Rodamientos, sistema de lubricación y freno), se puede decir, en términos generales, que el sistema alcanzó un buen desempeño, ya que se lograron velocidades de giro del rotor considerables (del orden de 6.500RPM) y el sistema funcionó sin presentar inconvenientes.

- * En cuanto a las vibraciones observadas se puede afirmar que éstas se debieron principalmente a que el sistema no cuenta con una base apropiada y debidamente anclada, por las condiciones dispuestas en el laboratorio de Ingeniería Química. Antes de alcanzar las 6.000RPM, las vibraciones del sistema eran mínimas, pero al llegar a ésta velocidad se notó un leve incremento.

- * De acuerdo con los datos obtenidos de RPM de las pruebas realizadas, se pudo verificar que la turbina Tesla es una máquina que opera a velocidades de régimen muy altas, pero el torque desarrollado es muy bajo, lo cual se convierte en una desventaja para posibles aplicaciones a nivel industrial, ya que manejar RPM muy altas, genera sobrecostos debido a la implementación de un sistema de lubricación y de enfriamiento sofisticados, así como también en el control y la manipulación del equipo.

- * En el momento en que se llevaron a cabo las pruebas se encontraron las siguientes limitantes, lo que impidió lograr mejores registros de torque y RPM:
 - Control on-off de la caldera: Debido a este tipo de control, la presión del sistema varía en un rango entre 75 - 100psi, lo que impide que la turbina desarrolle una rata incremental de su velocidad (RPM).

- Diámetro de la tubería: Al recorrer la tubería de entrada a la turbina se evidencian restricciones al flujo, como por ejemplo, una válvula reguladora de presión y variaciones en el diámetro de la tubería. Para reducir este inconveniente, se eliminó la válvula reguladora de presión, por lo que se obtuvo mayor caudal, y a su vez mayores RPM en la turbina.
- La presión a la entrada de la turbina: El valor más alto de presión registrado a la entrada de la turbina fue de 38 psi. Posiblemente por estrangulamiento del flujo en la línea ó que la velocidad del fluido se iguala a la velocidad del sonido lo que produce una caída de presión, lo que representa la mayor limitante para lograr resultados apreciables en cuanto al torque se refiere.
- Formación de condensado: Esto se debe a que el vapor disponible se encuentra en estado de saturación, por lo que el salto entálpico es menor, y la condensación se producirá más rápidamente; sumado a la falta de aislamiento de la tubería de entrada a la turbina, ocasionando un menor desempeño de la turbina.
- * Después de la ejecución de las pruebas se revisó el estado del rodete, encontrando ningún cambio dimensional, ni en las condiciones de la superficie de los discos.
- * La potencia calculada aplicando los dos métodos teóricos (modelo simplificado y el modelo de vórtice libre) es menor a la potencia real que se obtuvo en las pruebas, esto se debe a que los modelos teóricos utilizados no toman en cuenta los espaciadores que lleva el rodete, los cuales tienen una influencia directa en la potencia desarrollada por la turbina.
- * Evaluando el desempeño de la turbina Tesla con respecto a los otros modelos de turbinas de vapor (acción y reacción), se puede afirmar que debido al

mecanismo de funcionamiento de la turbina Tesla (arrastre por fricción y por presión), la conversión energética del fluido se concentra más en el desarrollo de alta velocidad (RPM), mientras que en las otras turbinas debido a que existen cambios en la magnitud y dirección de la velocidad, la energía tiende a transformarse en un mayor porcentaje en torque que en RPM.

RECOMENDACIONES

- * En un proyecto de investigación sería bastante útil proveer los tres tipos de fluidos de trabajo, por ejemplo aire comprimido, gas y vapor, con el fin de evaluar los efectos en el desempeño de la turbina por la utilización de los diferentes tipos de fluidos, y también los efectos en los espacios entre los discos. También serviría para comparar resultados con los obtenidos por Tesla, particularmente cuando se utiliza vapor.
- * Se recomienda el diseño de nuevas geometrías de disco, que generen mayor potencia, así como también probar con diferentes diámetros, espaciamiento entre discos, espesores de disco y número de discos y analizar la potencia desarrollada haciendo estas modificaciones. En lo posible tratar de aprovechar el sistema construido en este proyecto.
- * Mejorar las condiciones del vapor de entrada a la turbina (utilizar vapor sobrecalentado u fluidos a mayor presión por ejemplo), así mismo la conexión de entrada a la turbina con tubería de mayor diámetro, e implementar otros diseños de tobera que lleven desempeño más óptimo de la turbina.
- * Realizar una simulación numérica basada en las ecuaciones de Navier-Stokes, tomando como referencia las geometrías de disco y los espaciadores construidos en este proyecto.
- * Se recomienda para la realización de futuras pruebas implementar sistemas y dispositivos de medición de flujo a la salida de la turbina, para poder tener un cálculo real de la eficiencia de la turbina.

- * Para lograr establecer curvas de desempeño más aproximadas al comportamiento real de la turbina se necesita contar con las instalaciones propicias para llevar a la turbina a sus condiciones máximas, como: el anclaje adecuado de la turbina, lograr presiones por encima de los 100 psi a la entrada de la turbina, controlar la formación de condensado antes de la turbina y el aprovechamiento del vapor de salida.

BIBLIOGRAFÍA

ALBARRACÍN, Pedro. Artículo técnico sobre Selección del Tipo de Aditivo Extrema Presión. 2005. Disponible en Internet: www.ingelub.com.co

ALBARRACÍN, Pedro. Artículo técnico sobre Cálculo del Ahorro de Energía por Menor Fricción. 2004. Disponible en Internet: www.ingelub.com.co

ALBARRACÍN, Pedro. Artículo técnico sobre Selección Correcta de un Aceite Industrial. Disponible en Internet: www.ingelub.com.co

ALBARRACÍN, Pedro. Tribología y Lubricación Industrial y Automotriz. Bucaramanga: Litochoa. 1993. 976 p.

ALBARRACÍN, Pedro. Lubricación de Turbinas de Vapor. Barrancabermeja: Departamento Apoyo Técnico a la Producción. 2002. 324 p.

BARLIS, Glenn A. Turbomachine Thermodynamics. Milwaukee, USA: TEBA, Tesla Engine Association News. Issue #21. 2002. 20p. www.execpc.com/~teba

BARLIS, Glenn A. Basic Theory for Turbomachines. Milwaukee, USA: TEBA, Tesla Engine Association News. Issue #20. 2001. 20p. www.execpc.com/~teba

BREITHER, Mark C y Pholhausen Karl. Laminar Flow Between Two Parallel Rotating Disks. Ohio, USA: Aeronautical Research Laboratory. 1962. 49p.

BUCKINGHAM, E. "Model Experiments and the Form of Empirical Equations." Trans. ASME 37, 263, 1915.

CAIRNS, W.M.J. The Tesla Disk Turbine. Gran Bretaña: Salisbury Printing Co. Ltd. 2001. 34 p. www.camdenmin.co.uk

DENTON, J.H.: "Loss Mechanism in Turbomachines". ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 115, 621-656, October, 1993.

DISKFLO - Manufacturer of Pumps. 10850 Hartley Rd, Santee, CA 92071 [online] Available in internet: <URL:<http://www.diskflo.com>>.

DEUTSCHMAN, Aaron, Walter Michels y Wilson Charles, Diseño de Máquinas Teoría y Práctica, México, CECOSA, 351-425, 1985.

DOYLE, Sean.: "AOL CD Tesla Turbine Project", [online] Available in internet: <URL:<http://www.phoenixnavigation.com/ptbc/articles/ptbc30.htm>>

Entrincan, Sonny. How to build a Real Tesla Turbine. Milwaukee, USA: TEBA, Tesla Engine Association News. Issue #15. 1998. 20p. www.execpc.com/~teba

ENTRINCAN, Sonny. Physics of the Tesla Turbine. Milwaukee, USA: TEBA, Tesla Engine Association News. Issue #16. 1999. 20p. www.execpc.com/~teba

FAY, James A. Mecánica de Fluidos. México DF: Compañía Editorial Continental, S.A de C.V.1996.

GINGERY, Vincent R. Building the Tesla Turbine. Rogersville, MO, USA: David J. Gingery Publishing LLC. 2004. 48p.

HAYES, Jeffrey. Tesla's Engine A New Dimension for Power. Milwaukee: TEBA, Tesla Engine Association News. 1994. 224p. www.execpc.com/~teba

HINGLE, Mike. The Eleven inch Tesla Turbine Revisited. Milwaukee, USA: TEBA, Tesla Engine Association News. Issue #15. 1998. 20p. www.execpc.com/~teba

INCROPERA, Frank P. y DeWitt, David P. Fundamentos de Transferencia de Calor. México: Prentice Hall. 1.999. 912 p.

NAVARRO, Hernán. Análisis y Solución al problema de la Lubricación en Turbinas del CIB: Tesis de Grado. UIS. Bucaramanga. 1991. Tomo II

POTTER, Merle C. y WIGGERT David C. Mecánica de fluidos. México: Prentice Hall. 1998.

REY, Andrés F. Numerical Simulation of the Flow Field in a Friction-Type Turbine (Tesla Turbine). Diploma Thesis. Viena: UNAL-Viena University of Technology. 2004. 108p.

RICE, W.: "An Analytical and Experimental Investigation of Multiple-Disk Turbines", Journal of Engineering for Power, Trans. ASME, series A, Vol. 87, No. 1 1965, pp. 29-36

SPANGLER, S.M. Boundary Layer Vortex Generation. Milwaukee, USA: TEBA, Tesla Engine Association News. Issue #21. 2002. 20p. www.execpc.com/~teba

SCHMIDT, Darren D.: "Biomass Boundary Layer Turbine Power System", California Energy Commission (CEC), EISG PROGRAM [online] Available from Internet: <URL: <http://eisg.sdsu.edu/Fullsums/00-06.htm> > <URL: <http://eisg.sdsu.edu/shortsums/shortsum0006.htm>>, 1991, California, USA. <URL: <http://eisg.sdsu.edu/Far/00-06%20FAR.pdf>>

SINGLETON, Craig. Investigation and Analysis of Tesla's Bladeless Turbine. Milwaukee, USA: TEBA, Tesla Engine Association News. Issue #21. 2002. 20p. www.execpc.com/~teba

STEIFER, Marc. Tesla's Turbine R&D. Milwaukee, USA: TEBA, Tesla Engine Association News. Issue #20. 2001. 20p. www.execpc.com/~teba

STRICKLAND, Kneass L. Practice and Theory of the Injector. Bradley IL, USA: Lindsay Publications Inc. 2004. 182p. www.lindsaybks.com

TAHIL, William. Theoretical Analysis of a Disk Turbine. Milwaukee, USA: TEBA, Tesla Engine Association News. Issue #15. 1999. 20p. www.execpc.com/~teba

TEBA, Tesla Engine Association News. Tesla Turbine Operational Characteristics. Milwaukee, USA: Issue #15. 2001. 20p. www.execpc.com/~teba

TESLA, N.: "Turbine" United States Patent No. 1061206, May 6, 1913.

ANEXOS

Anexo A. Tesla Turbomachinery tested and reported in technical papers

An Analytical and Experimental Investigation of Multiple-disk Turbines Rice W., 1965.

Three Tesla turbine prototypes built and tested:

NUMBER 1

Fluid : Air

Outside diameter 7 in 177.8 mm

Numbers of disks 9

Thickness of the disk $\frac{3}{32}$ in = 0.09375 in 2.38 mm

Space between disks $\frac{1}{16}$ in = 0.0625 in 1.58 mm

Boundary layer assumed $\frac{1}{32}$ in = 0.03125 in 0.79 mm

Nozzles:

Placed in two opposite groups (pure couple effect in order to work without axial or radial loads imposed on the bearings due to the flow).

Area that guarantees a subsonic flow.

Inward flow direction 15° with the tangent to the rotor periphery

No lubrication

Maximum overall efficiency : 23.2 % @ 10,000 rpm & 125 psig

NUMBER 2

Fluid : Air

Outside diameter 7 in 177.8 mm

Numbers of disks 11

Thickness of the disk $\frac{3}{32}$ in = 0.09375 in 2.38 mm

Space between disks $\frac{1}{25}$ in = 0.040 in 1.016 mm

Boundary layer assumed $\frac{1}{50}$ in = 0.020 in 0.508 mm

Nozzles:

Placed in two opposite groups (pure couple effect in order to work without axial or radial loads imposed on the bearings due to the flow).

Area that guaranties a subsonic flow.

Inward flow direction 10° with the tangent to the rotor periphery

No lubrication

Maximum overall efficiency : 25.8 % @ 9,200 rpm & 54.7 psig.

NUMBER 3

Fluid : Air

Outside diameter	8 in	203.2 mm
Inside diameter	1.32 in	33.53 mm
Numbers of disks	24	
Thickness of the disk 1/50 in =	0.020 in	0.508 mm
Space between disks 1/50 in =	0.020 in	0.508 mm
Boundary layer assumed 1/100 in =	0.010 in	0.254 mm

Inward flow direction 20° with the tangent to the rotor periphery

Oil-mist lubrication

Maximum overall efficiency : 35 % @ 17,000 rpm & 89.24 psia.

Biomass Boundary Layer Turbine Power System

Fluid : Air, Gas natural, Biomass (sawdust, oats), saturated steam.

Outside diameter	12 in	304.8 mm
Inside diameter	3 in	76.2 mm
Numbers of disks	45 (two sections: inner=13, outer=32)	
Thickness of the disk	0.03 in	0.762 mm
Space between disks	0.03 in	0.762 mm
Boundary layer assumed	0.015 in	0.381 mm

Nozzles:

Placed in two opposite groups, for most of the testing uses only one nozzle.

Area : $0.1875 \text{ in}^2 = 121 \text{ mm}^2$

Inward flow direction 15° with the tangent to the rotor periphery

Lubrication with grease

Performance, Maximum isentropic efficiency:

Compressed air 16%, 0.6 HP @ 1,100 rpm & 33 psig (69°F)

Natural gas 12.25%, 4.6 HP @ 6,218 rpm & 40 psig (832°F), 173,000 Btu/hr (firing rate)

Biomass (sawdust, oats) 11%, 4.3 HP @ 6,284 rpm & 40 psig (737°F), 192,600 Btu/hr. Saturated steam 13.7%, 12.4 HP @ 6,500 rpm & 100 psig.

A Gas Turbine for High Temperatures, A.F. Elkouh : 1961

Working fluid : air

Outside diameter 9.937 in 252.4 mm

Numbers of disks 9

Thickness $1/16 \text{ in} =$ 0.0625 in 1.587 mm

Outer disks $1/8 \text{ in} =$ 0.125 in 3.175 mm

Space between disk $1/16 \text{ in} =$ 0.0625 in 1.587 mm

Boundary layer assumed $1/32 \text{ in} = 0.03125 \text{ in}$ 0.793 mm

8 Nozzles:

Quadrant $1 \frac{5}{36} \text{ in} \times \frac{9}{32} \text{ in} = 0.3203 \text{ in}^2 = 206.67 \text{ mm}^2$

Total Area $2.56 \text{ in}^2 = 1653.36 \text{ mm}^2$

Inward flow direction 15° with the tangent to the rotor periphery

Maximum overall efficiency : 41 % @ 6,300 rpm

An Analytical and Experimental Investigation of Multiple-Disk Pumps and Compressors, Rice W., 1963.

Working fluid:	water	100°F	
Outside diameter	5 in		127 mm
Inside diameter	1 in		25.4 mm
Numbers of disks	34		
Thickness 1/50 in =	0.020 in		0.508 mm
Space between disk 1/50 in =	0.020 in		0,508 mm
Boundary layer assumed 1/100 in =	0.010 in		0.254 mm

**Maximum overall efficiency: 21.0 % @ 3,500 rpm 28.8 psig, 41.8 gpm
Bronze bearings, carbon seals.**

Anexo B. Variation of Reynolds number in the flow between two disks

The purpose of this section is to provide more information of the behaviour of the turbine, specially the variation of a constant parameter (Re_b number) was not consider in the investigation; a simple modification of the values for the simulation of *Adams* presented in for the Reynolds number, was made in order to see what happens with the efficiency, when this number is changed. The change of the Reynolds number can be understood from different points of view, change of the velocity of operation, change of the geometry, and finally change of the working fluid. In the model the variable changed was the viscosity.

The solution was made for turbulent case and the results agree with those obtain by *Lawn* and *Rice*, which stated that maximum efficiencies values where found for a value of $Re_b = 4$. The work of *Lawn* and *Rice* presents results for idealized turbines as having no losses external to the rotor.

Settings:

Number Reynolds $Re_b = 4.291$

Radial Velocity $U_o = -0.2338 [-]$

Tangential Velocity $V_o = 0.7793 [-]$

Angle of the nozzle $\beta = 16.7^\circ$

Viscosity $\nu = 0.0013655$ in non-dimensional with $\rho = 1 [-]$.

Mass flow rate $m = 334.5 [-]$

Angular speed $\omega = 0.005859 [-]$

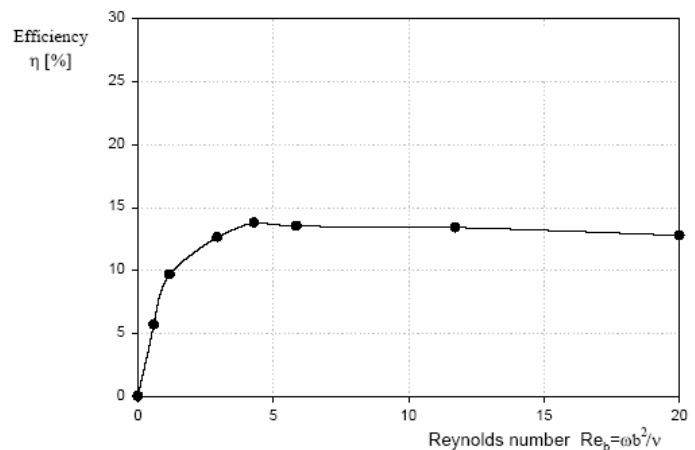


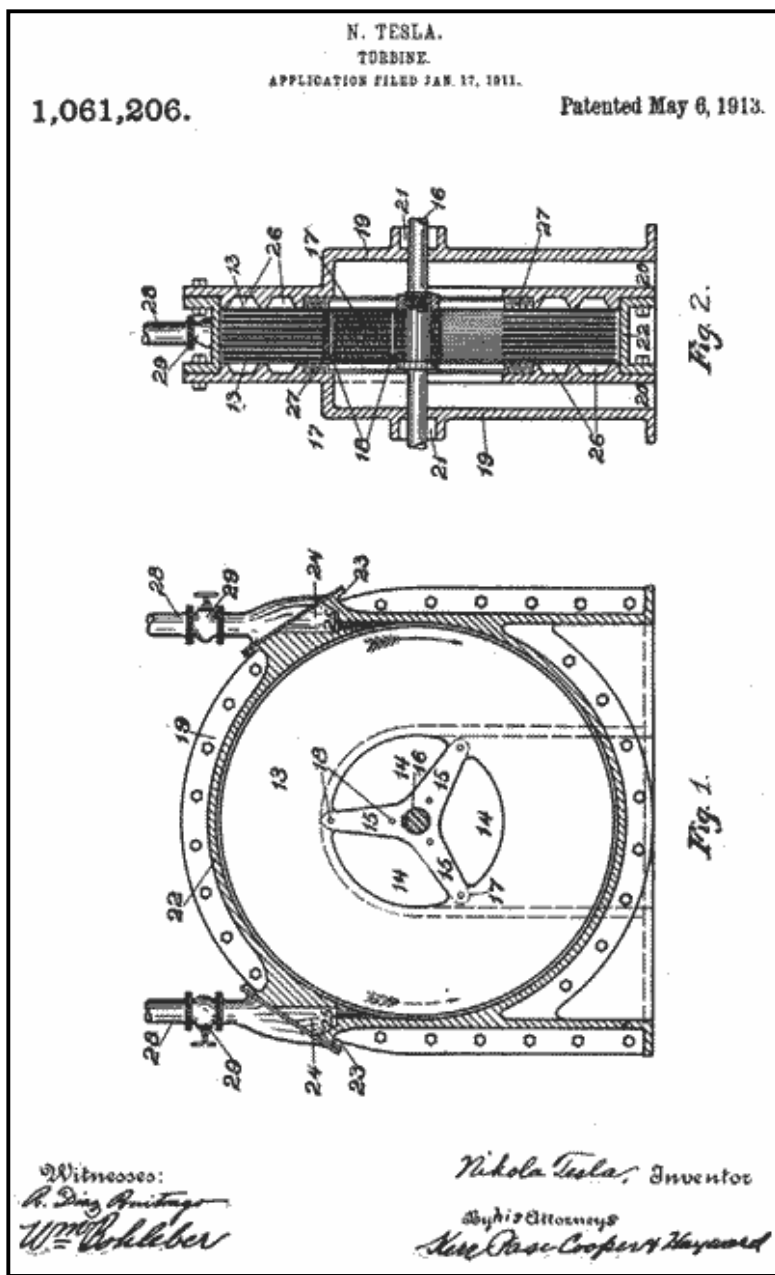
Figure B.1.: Efficiency vs. Reynolds number.

The Figure B.1 shows the changes of efficiency for different Reynolds numbers (Re_b), with a peak in a value near $Re_b = 4$. Reynolds numbers higher than 20 do not present significant variation.

Anexo C. Patente de la turbina tesla

Tesla Turbine

U.S. Patent -- May 6, 1913



UNITED STATES PATENT OFFICE
1,061,206. Patented May 6, 1913.
Specification of Letters Patent.

Original application filed October 21, 1909, Serial No. 523,332. Divided and this application filed January 17, 1911. Serial No. 603,049,

To all whom it may concern:

Be it known that I, Nikola Tesla, a citizen of the United States, residing at New York, in the county and State of New York, have invented certain new and useful Improvements in Rotary Engines and Turbines, of which the following is a full, clear, and exact description.

In the practical application of mechanical power, based on the use of fluid as the vehicle of energy, it has been demonstrated that, in order to attain the highest economy, the changes in the velocity and direction of movement of the fluid should be as gradual as possible. In the forms of apparatus heretofore devised or proposed, more or less sudden changes, shocks, and vibration are unavoidable. Besides, the employment of the usual deices for imparting to, or deriving energy from a fluid, such as pistons, paddles, vanes, and blades, necessarily introduces numerous defects and limitations and adds to the complication, cost of production and maintenance of the machines.

The object of my invention is to overcome these deficiencies and to effect the transmission and transformation of mechanical energy through the agency of fluids in a more perfect manner and by means simpler and more economical than those heretofore employed. I accomplish this by causing the propelling fluid to move in natural paths or stream lines of least resistance, free from constraint and disturbance such as occasioned by vanes or kindred devices, and to change its velocity and direction of movement by imperceptible degrees, thus avoiding the losses due to sudden variation while the fluid is imparting energy.

It is well known that a fluid possesses, among others, two salient properties, adhesion and viscosity. Owing to these a solid body propelled through such a medium encounters a peculiar impediment known as "lateral" or skin resistance, which is twofold, one arising from the shock of the fluid against the asperities of the solid substance, the other from internal forces opposing molecular separation. As an inevitable consequence a certain amount of the fluid is dragged along by the moving body. Conversely, if the body be placed in a fluid in motion, for the same reasons, it is impelled in the direction of movement. These effects, in themselves, are of daily observation, but I believe that I am the first to apply them in a practical and economical manner in the propulsion of fluids or in their use as motive agents.

In an application filed by me October 21st, 1909, Serial Number 523,832 of which this case is a division, I have illustrated the principles underlying my discovery as embodied in apparatus designed for the propulsion of fluids. The same principles, however, are capable of embodiment also in that field of mechanical engineering

which is concerned in the use of fluids as motive agents, for while in certain respects the operations in the latter case are directly opposite to those met with in the propulsion of fluids, and the means employed may differ in some features, the fundamental laws applicable in the two cases are the same. In other words, the operation is reversible, for if water or air under pressure be admitted to the opening constituting the outlet of a pump or blower as described, the runner is set in rotation by reason of the peculiar properties of the fluid which, in its movement through the device, imparts its energy thereto.

The present application, which is a division of that referred to, is specially intended to describe and claim my discover above set forth, so far as it bears on the use of fluids as motive agents, as distinguished from the applications of the same to the propulsion or compression of fluids.

In the drawings, therefore, I have illustrated only the form of apparatus designed for the thermo-dynamic conversion of energy, a field in which the applications of the principle have the greatest practical value.

Figure 1 is a partial end view, and Fig. 2 a vertical cross-section of a rotary engine or turbine, constructed and adapted to be operated in accordance with the principles of my invention.

The apparatus comprises a runner composed of a plurality of flat rigid disks 13 of suitable diameter, keyed to a shaft 16, and held in position thereon by a threaded nut 11, a shoulder 12, and intermediate washers 17. The disks have openings 14, adjacent to the shaft and spokes 15, which may be substantially straight. For the sake of clearness, but a few disks, with comparatively wide intervening spaces, are illustrated.

The runner is mounted in a casing comprising two end castings 19, which contain the bearings for the shaft 16, indicated but not shown in detail; stuffing boxes 21 and outlets 20. The end castings are united by a central ring 22, which is bored out to a circle of slightly larger diameter than that of the disks, and has flanged extensions 23, and inlets 24, into which finished ports or nozzles 25 are inserted. Circular grooves 26 and labyrinth packing 27 are provided on the sides of the runner. Supply pipes 28, with valves 29, are connected to the flanged extensions of the central ring, one of the valves being normally closed.

For a more ready and complete understanding of the principle of operation it is of advantage to consider first the actions that take place when the device is used for the propulsion of fluids for which purpose let it be assumed that power is applied to the shaft and the runner set in rotation say in a clockwise direction. Neglecting, for the moment, those features of construction that make for or against the efficiency of the device as a pump, as distinguished from a motor, a fluid, by reason of its

properties of adherence and viscosity, upon entering through the inlets 20, and coming in contact with the disks 13, is taken hold of by the latter and subjected to two forces, one acting tangentially in the direction of rotation, and the other radially outward. The combined effect of these tangential and centrifugal forces is to propel the fluid with continuously increasing velocity in a spiral path until it reaches a suitable peripheral outlet from which it is ejected. This spiral movement, free and undisturbed and essentially dependant on the properties of the fluid, permitting it to adjust itself to natural paths or stream lines and to change its velocity and direction by insensible degrees, is a characteristic and essential feature of this principle of operation.

While traversing the chamber inclosing the runner, the particles of the fluid may complete one or more turns, or but a part of one turn, the path followed being capable of close calculation and graphic representation, but fairly accurate estimates of turns can be obtained simply by determining the number of revolutions required to renew the fluid passing through the chamber and multiplying it by the ratio between the mean speed of the fluid and that of the disks. I have found that the quantity of fluid propelled in this manner is, other conditions being equal, approximately proportionate to the active surface of the runner and to its effective speed. For this reason, the performance of such machines augments at an exceedingly high rate with the increase of their size and speed of revolution.

The dimensions of the device as a whole, and the spacing of the disks in any given machine will be determined by the conditions and requirements of special cases. It may be stated that the intervening distance should be the greater, the larger the diameter of the disks, the longer the spiral path of the fluid and the greater its viscosity. In general, the spacing should be such that the entire mass of the fluid, before leaving the runner, is accelerated to a nearly uniform velocity, not much below that of the periphery of the disks under normal working conditions, and almost equal to it when the outlet is closed and the particles move in concentric circles.

Considering now the converse of the above described operation and assuming that fluid under pressure be allowed to pass through the valve at the side of the solid arrow, the runner will be set in rotation in a clockwise direction, the fluid traveling in a spiral path and with continuously diminishing velocity until it reaches the orifices 14 and 20, through which it is discharged. If the runner be allowed to turn freely, in nearly frictionless bearings, its rim will attain a speed closely approximating the maximum of that of the adjacent fluid and the spiral path of the particles will be comparatively long, consisting of many almost circular turns. If load is put on and the runner slowed down, the motion of the fluid is retarded, the turns are reduced, and the path is shortened.

Owing to a number of causes affecting the performance, it is difficult to frame a precise rule which would be generally applicable, but it may be stated that within

certain limits, and other conditions being the same, the torque is directly proportionate to the square of the velocity of the fluid relatively to the runner, and to the effective area of the disks, and inversely, to the distance separating them. The machine will, generally, perform its maximum work when the effective speed of the runner is one-half that of the fluid; but to attain the highest economy, the relative speed or slip, for any given performance, should be as small as possible. This condition may be to any desired degree approximated by increasing the active area of and reducing the space between the disks.

When apparatus of the kind described is employed for the transmission of power certain departures from similarity between transmitter and receiver are necessary for securing the best results. It is evident that when transmitting power from one shaft to another by such machines, any desired ratio between the speeds of rotation may be obtained by a proper selection of the diameters of the disks, or by suitably staging the transmitter, the receiver, or both. But it may be pointed out that in one respect, at least, the two machines are essentially different. In the pump, the radial or static pressure, due to centrifugal force, is added to the tangential or dynamic, thus increasing the effective head and assisting in the expulsion of the fluid. In the motor, on the contrary, the first named pressure, being opposed to that of supply, reduces the effective head and the velocity of radial flow toward the center. Again, in the propelled machine a great torque is always desirable, this calling for an increased number of disks and smaller distance of separation, while in the propelling machine, for numerous economic reasons, the rotary effort should be the smallest and the speed the greatest practicable. Many other considerations, which will naturally suggest themselves, may affect the design and construction, but the preceding is thought to contain all necessary information in this regard.

In order to bring out a distinctive feature, assume, in the first place, that the motive medium is admitted to the disk chamber through a port, that is a channel which it traverses with nearly uniform velocity. In this case, the machine will operate as a rotary engine, the fluid continuously expanding on its tortuous path to the central outlet. The expansion takes place chiefly along the spiral path, for the spread inward is opposed by the centrifugal force due to the velocity of the whirl and by the great resistance to radial exhaust. It is to be observed that the resistance to the passage of the fluid between the plates is, approximately, proportionate to the square of the relative speed, which is maximum in the direction toward the center and equal to the full tangential velocity of the fluid. The path of least resistance, necessarily taken in obedience to a universal law of motion is, virtually, also that of least relative velocity. Next, assume that the fluid is admitted to the disk chamber not through a port, but a diverging nozzle, a device converting wholly or in part, the expansive into velocity-energy. The machine will then work rather like a turbine, absorbing the energy of kinetic momentum of the particles as they whirl, with continuously decreasing speed, to the exhaust.

The above description of the operation, I may add, is suggested by experience and observation, and is advanced merely for the purpose of explanation. The undeniable fact is that the machine does operate, both expansively and impulsively. When the expansion in the nozzles is complete, or nearly so, the fluid pressure in the peripheral clearance space is small; as the nozzle is made less divergent and its section enlarged, the pressure rises, finally approximating that of the supply. But the transition from purely impulsive to expansive action may not be continuous throughout, on account of critical states and conditions and comparatively great variations of pressure may be caused by small changes of nozzle velocity.

In the preceding it has been assumed that the pressure of supply is constant or continuous, but it will be understood that the operation will be, essentially the same if the pressure be fluctuating or intermittent, as that due to explosions occurring in more or less rapid succession.

A very desirable feature, characteristic of machines constructed and operated in accordance with this invention, is their capability of reversal of rotation. Fig 1, while illustrative of a special case, may be regarded as typical in this respect. If the right hand valve be shut off and the fluid is rotated in the direction of the dotted arrow, the operation, and also the performance remaining the same as before, the central ring being bored to a circle with this purpose in view. The same result may be obtained in many other ways by specially designed valves, ports, or nozzles for reversing the flow, in the description of which is omitted here in the interest of simplicity and clearness. For the same reasons but one operative port or nozzle is illustrated which might be adapted to a volute but does not fit best a circular bore. It will be understood that a number of suitable inlets may be provided around the periphery of the runner to improve the action and that the construction of the machine may be modified in many ways.

Still another valuable and probably as unique quality of such motors or prime movers may be described. By proper construction and observance of working conditions the centrifugal pressure, opposing the passage of the fluid, may, as already indicated, be made nearly equal to the pressure of supply when the machine is running idle. If the inlet section be large, small changes in the speed of revolution will produce great differences in flow which are further enhanced by the concomitant variations in the length of the spiral path. A self regulating machine is thus obtained bearing a striking resemblance to a direct-current electric motor in this respect that, with great differences of impressed pressure in a wide open channel the flow of the fluid through the same is prevented by virtue of rotation. Since the centrifugal head increases as the square of the revolutions, or even more rapidly, and with modern high grade steel great peripheral velocities are practicable, it is possible to attain that condition in a single stage machine, more readily if the runner be of large diameter. Obviously this problem is facilitated by compounding, as will be understood by those skilled in the art. Irrespective of its bearing on

economy, this dependency which is, to a degree, common to motors of the above description, is of special advantage in the operation of large units, as it affords a safeguard against running away and destruction. Besides these, such a prime mover possesses many other advantages, both constructive and operative. It is simple, light, and compact, subject to but little wear, cheap and exceptionally easy to manufacture as small clearances and accurate milling work are not essential to good performance. In operation it is reliable, there being no valves, sliding contacts or troublesome varies. It is almost free of windage, largely independent of nozzle efficiency and suitable for high as well as for low fluid velocities and speeds of revolution.

It will be understood that the principles of construction and operation above generally set forth, are capable of embodiment in machines of the most widely different forms, and adapted for the greatest variety of purposes. In my present specification I have sought to describe and explain only the general and typical applications of the principle which I believe I am the first to realize and turn to useful account.

What I claim is:

1. A machine adapted to be propelled by a fluid consisting in the combination with a casing having inlet and outlet ports at the peripheral and central portions, respectively, of a rotor having plane spaced surfaces between which the fluid may flow in natural spirals and by adhesive and viscous action impart its energy of movement to the rotor, as described.
2. A machine adapted to be propelled by a fluid, comprising a rotor composed of a plurality of plane spaced disks mounted on a shaft and open at or near the same, an inclosing casing with a peripheral inlet or inlets, in the plane of the disks, and an outlet or outlets in its central portion, as described.
3. A rotary engine adapted to be propelled by adhesive and viscous action of a continuously expanding fluid comprising in combination a casing forming a chamber, an inlet, or inlets tangential to the periphery of the same, and an outlet or outlets in its central portion, with a rotor composed of spaced disks mounted on a shaft, and open at or near the same, as described.
4. A machine adapted to be propelled by fluid, consisting in the combination of a plurality of disks mounted on a shaft and open at or near the same, and an inclosing ring casing with ports or passages of inlet and outlet at the peripheral and central portions, respectively, the disks being spaced to form passages through which the fluid may flow, under the combined influence of radial and tangential forces, in a natural spiral path from the periphery toward the axis of the disks, and impart its energy of movement to the same by its adhesive and viscous action thereon, as set forth.
5. A machine adapted to be propelled by a fluid comprising in combination a plurality of spaced disks rotatably mounted and having plane surfaces, an

inclosing casing and ports or passages of inlet and outlet adjacent to the periphery and center of the disks, respectively, as set forth.

6. A machine adapted to be propelled by a fluid comprising in combination a runner composed of a plurality of disks having plane surfaces and mounted at intervals on a central shaft, and formed with openings near their centers, and means for admitting the propelling fluid into the spaces between the disks at the periphery and discharging it at the center of the same, as set forth.
7. A thermo-dynamic converter, comprising in combination a series of rotatably mounted spaced disks with plane surfaces, an inclosing casing, inlet ports at the peripheral portion and outlet ports leading from the central portion of the same, as set forth.
8. A thermo-dynamic converter, comprising in combination a series of rotatably mounted spaced disks with plane surface and having openings adjacent to their central portions, an inclosing casing, inlet ports in the peripheral portion, and outlet ports leading from the central portion of the same, as set forth.

In testimony whereof I affix my signature in the presence of two subscribing witnesses.

NIKOLA TESLA

Anexo D. Flujo laminar completamente desarrollado entre placas paralelas infinitas

* Ambas Placas Estacionarias

El fluido en sistemas hidráulicos de alta presión a menudo se fuga a través de la separación anular entre el émbolo y el cilindro. Para separaciones muy pequeñas (por lo general, de aproximadamente 0.005 mm), este campo de flujo puede modelarse como flujo entre placas paralelas infinitas. Para calcular el flujo de fuga, debemos determinar primero el campo de velocidad.

Se considera flujo laminar completamente desarrollado entre placas paralelas infinitas. Las placas están separadas por la distancia Q . Las placas se consideran infinitas en la dirección z , sin variación de ninguna propiedad del fluido en esta dirección. Se supone también que el flujo será estable e incompresible. Antes de iniciar este análisis, ¿qué debemos saber acerca del campo de flujo? En primer lugar; sabemos que la componente x de velocidad debe ser cero tanto en la placa superior como en la inferior, como resultado de la condición de no deslizamiento en la pared. Las condiciones de frontera son

$$\begin{aligned} \text{En } y=0 & \quad u=0 \\ \text{En } y=a & \quad u=0 \end{aligned}$$

Como el flujo está completamente desarrollado, la velocidad no puede variar con x y, en consecuencia, depende sólo de y , por lo que $u = u(y)$. Además, no hay componente de velocidad en la dirección y ni en la z ($v=w=0$).

Para nuestro análisis seleccionamos un volumen de control diferencial de tamaño $dV = dx \, dy \, dz$ y aplicamos la componente x de la ecuación del momento.

$$= 0(3) = 0(1)$$

Ecuación Básica
$$F_{s_x} + F_{3_x} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{V_C} u \rho \, dV + \int_{S_C} \mu \rho \vec{V} \cdot d\vec{A}$$

- Suposiciones:
- 1) Flujo estable
 - 2) Flujo completamente desarrollado
 - 3) $F_{B_x} = 0$

Para flujo completamente desarrollado, el flujo neto del momento a través de la superficie de control es cero. (El flujo de momento a través de la cara derecha de

la superficie de controles igual en magnitud pero desigmo opuesto al flujo de momento a través de la cara izquierda; no hay flujo de momento a través de ninguna de las caras restantes del volumen de control.) Puesto que no hay fuerzas másicas en 1a dirección x, la ecuación de momento se reduce a

$$F_{S_x} = 0 \quad (1)$$

El siguiente paso es sumar las fuerzas que actúan sobre el volumen de control en la dirección x.

Reconocemos que las fuerzas normales (fuerzas de la presión) actúan sobre las caras derecha e izquierda y que las fuerzas tangenciales (fuerzas de corte) actúan sobre las caras superior e inferior.

Si la presión en el centro del elemento es p , entonces la fuerza de presión en la cara izquierda es

$$\left(p - \frac{\partial p}{\partial x} \frac{dx}{2} \right) dy dz$$

y la fuerza de presión en la cara derecha es

$$- \left(p + \frac{\partial p}{\partial x} \frac{dx}{2} \right) dy dz$$

Si la fuerza de corte en el centro del elemento es τ_{yx} , entonces la fuerza de corte en la cara inferior es

$$- \left(\tau_{yx} - \frac{d\tau_{yx}}{dy} \frac{dy}{2} \right) dx dz$$

y la fuerza de corte en la cara superior es

$$\left(\tau_{yx} + \frac{d\tau_{yx}}{dy} \frac{dy}{2} \right) dx dz$$

Advierta que al expandir el esfuerzo de corte, τ_{yx} , en una serie de Taylor en torno al centro del elemento, se emplea la derivada total en vez de la parcial. Se hizo esto porque hay que tener en cuenta que τ_{yx} es sólo una función de y , ya que $u = u(y)$.

Después de haber formulado las fuerzas que actúan sobre cada cara del volumen de control, las sustituimos en la ecuación 1; esta ecuación se simplifica en

$$-\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{d\tau_{yx}}{dy} = 0$$

O

$$\frac{d\tau_{yx}}{dy} = \frac{\partial p}{\partial x} \quad (2)$$

La ecuación (2) debe ser válida para toda x y y. Esto requiere que

$$\frac{d\tau_{yx}}{dy} = \frac{\partial p}{\partial x} = \text{constante}$$

Al integrar esta ecuación, se obtiene

$$\tau_{yx} = \left(\frac{\partial p}{\partial x}\right)y + c_1$$

Lo que indica que el esfuerzo de corte varía linealmente con y. Puesto que para un fluido newtoniano

$$\tau_{yz} = \mu \frac{du}{dy}$$

Entonces

$$\mu \frac{du}{dy} = \left(\frac{\partial p}{\partial x}\right)y + c_1$$

$$u = \frac{1}{2\mu} \left(\frac{\partial p}{\partial x}\right)y^2 + \frac{c_1}{\mu}y + c_2$$

Para evaluar las constantes, c_1 y c_2 , debemos aplicar las condiciones de frontera. En $y=0$, $u=0$.

Consecuentemente, $c_2=0$. En $y=a$, $u=0$. Por consiguiente,

$$0 = \frac{1}{2\mu} \left(\frac{\partial p}{\partial x}\right)a^2 + \frac{c_1}{\mu}a$$

Esto produce

$$c_1 = -\frac{1}{2} \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) a$$

y por tanto

$$u = \frac{1}{2\mu} \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) y^2 - \frac{1}{2\mu} \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) ay$$

O

$$u = \frac{a^2}{2\mu} \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) \left[\left(\frac{y}{a} \right)^2 - \left(\frac{y}{a} \right) \right] \quad (3)$$

Distribución de los Esfuerzos de Corte

La distribución de los esfuerzos de corte está dada por:

$$\tau_{yx} = \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) y + c_1 = \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) y - \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) a = a \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) \left[\frac{y}{a} - \frac{1}{2} \right]$$

Flujo Volumétrico

El flujo volumétrico está determinado por

$$Q = \int_A \vec{V} \cdot d\vec{A}$$

Para una profundidad l en la dirección z ,

$$Q = \int_0^a ul \, dy$$

O

$$\frac{Q}{l} = \int_0^a \frac{1}{2\mu} \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) (y^2 - ay) dy$$

De modo que el flujo volumétrico por profundidad l está dado por

$$\frac{Q}{l} = -\frac{1}{2\mu} \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) a^3$$

El flujo como una función de la caída de presión

Como $\frac{\partial p}{\partial x}$ es constante, la presión varía linealmente con x y

$$\frac{\partial p}{\partial l} = \frac{p_2 - p_1}{L} = -\frac{\Delta p}{L}$$

Sustituyendo en la expresión para el flujo volumétrico se obtiene

$$\frac{Q}{l} = -\frac{1}{12\mu} \left[-\frac{\Delta p}{L} \right] a^3 = \frac{a^3 \Delta p}{12\mu L}$$

Velocidad promedio

La velocidad promedio \bar{V} , está dada por:

$$\bar{V} = \frac{Q}{A} = -\frac{1}{12\mu} \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) \frac{a^3 l}{la} = -\frac{1}{2\mu} \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) \frac{a^2}{2}$$

Punto de velocidad máxima

Para encontrar el punto de máxima velocidad hacemos $\frac{du}{dy}$ igual a cero y resolvemos para y correspondiente. De la ecuación 3,

$$\frac{du}{dy} = \frac{a^2}{2\mu} \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) \left[\frac{2y}{a^2} - \frac{1}{a} \right]$$

Por lo tanto,

$$\frac{du}{dy} = 0 \quad \text{en} \quad y = \frac{a}{2}$$

En $y = \frac{a}{2}$, $u = u_{\text{máx}} = -\frac{1}{8\mu} \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) a^2 = \frac{3}{2} \bar{V}$

Expresando el esfuerzo de corte en términos de la velocidad promedio \bar{V} se tiene:

$$\frac{\partial u}{\partial y} = \frac{a^2}{2\mu} \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) \left[\frac{2y}{a^2} - \frac{1}{a} \right]_{y=a/4}$$

$$\frac{\partial u}{\partial y} = \frac{a^2}{2\mu} \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) \left[-\frac{1}{a} - \left(\frac{1}{2a} - \frac{1}{a} \right) \right]$$

$$\frac{\partial u}{\partial y} = \frac{a^2}{2\mu} \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) \left[-\left(\frac{1}{2a} \right) \right]$$

$$\frac{\partial u}{\partial y} = \frac{-a}{4\mu} \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right)$$

Por lo tanto:

$$\bar{V} = \frac{-1}{12\mu} \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) a^2$$

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{-12\mu\bar{V}}{a^2}$$

Sustituyendo se obtiene

$$\frac{\partial u}{\partial y} = \frac{a}{4\mu} * \frac{12\mu\bar{V}}{a^2}$$

$$\tau = \mu \frac{\partial u}{\partial y} = \frac{3\bar{V}\mu}{a}$$

Anexo E. Non-Dimensional Performance Parameters of disk turbine

Flow parameter

The flow parameter or flow coefficient is defined with the radial velocity at the inlet reference to the tangential velocity of the disk, that is:

$$\varphi = \frac{u}{\omega r_0}$$

An associated flow parameter useful for experiments analysis in which the volumetric flow rate can be measured is:

$$\varphi = \frac{Q}{2\pi r_0^2 b \omega}$$

Loading coefficient

The power deduced from the volume concept, the same known as the Eulerian equation for turbomachinery, referenced to the circumferential velocity of the disks, give us the loading coefficient:

$$\lambda = \frac{\frac{P_{shaft}}{\dot{m}}}{V_{d1}^2} = \frac{T \cdot \omega}{\dot{m} V_{d1}^2} = \frac{\omega(r_1 V_1 - r_2 V_2)}{(\omega r_1)^2} = \frac{r_1 V_1 - r_2 V_2}{\omega \cdot r_1^2}$$

From the post processing of Fluent solution, can be extracted the integral values as the momentum forces over surfaces, or mass averaged values of the tangential velocity at the outlet.

Efficiency

As it was mentioned the efficiency is also function of the flow parameter $\eta = f(\varphi)$, and is defined for an incompressible flow as the loading coefficient to the available energy of an isentropic expansion:

$$\eta = \frac{\lambda}{\Delta h_s} = \frac{P_{shaft} / \dot{m}}{\Delta p / \rho}$$

Degree for reaction

The degree of reaction is defined by following equation and it is useful to classify a turbine between an impulsive type or a reaction type.

$$R = \frac{\Delta h_s''}{\Delta h_s'' + \Delta h_s'} = \frac{\text{Static enthalphy drop accross the rotor}}{\text{Static enthalphy drop accross the turbine}}$$

Assuming incompressible flow the degree of reaction is related to the pressure drop and has the following meanings:

- * R = 0% , impulse turbine, all the drop of pressure occurs across the stator or nozzle
- * R = 100% all the pressure drop occurs across rotor.

For calculations the drop of pressure on the nozzle is assumed to have the inlet from a big reservoir with zero velocity assigned at the entry of the nozzle the drop of pressure across the nozzle can be define as:

And the degree of reaction can be calculated reading the static pressure P1 at the inlet from the results:

$$\frac{\Delta p'}{\rho} = \frac{C_1^2}{2}$$

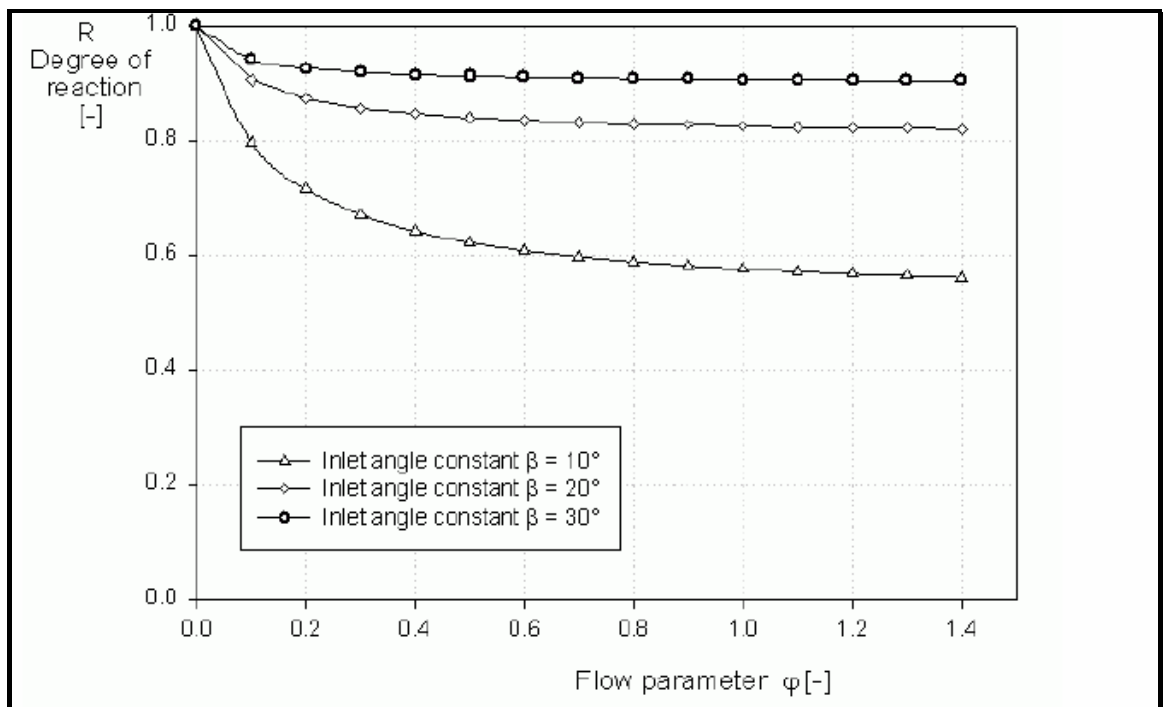
$$R = \frac{1}{1 + \frac{\Delta p''/\rho}{\Delta p'/\rho}} = \frac{1}{1 + \frac{\rho(U_1^2 + V_1^2)}{2P_1}}$$

Tesla turbine has been classified as an impulse turbine, and it is known that reactive turbines have better efficiency than impulse turbine.

$$R = \frac{\left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2 - 1 + \frac{2}{\varphi \tan \beta_1} \left(1 - \frac{1}{\left(\frac{r_1}{r_2}\right)}\right)}{\left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2 + \frac{2}{\varphi \tan \beta_1} \left(1 - \frac{1}{\left(\frac{r_1}{r_2}\right)}\right) + \frac{1}{\tan^2 \beta_1}}$$

This equation is extracted from model from pipe flow theory with the assumption of constant tangential velocity. This assumption makes weak the model because in the reality this velocity is increasing, but gives qualitative information of the behaviour.

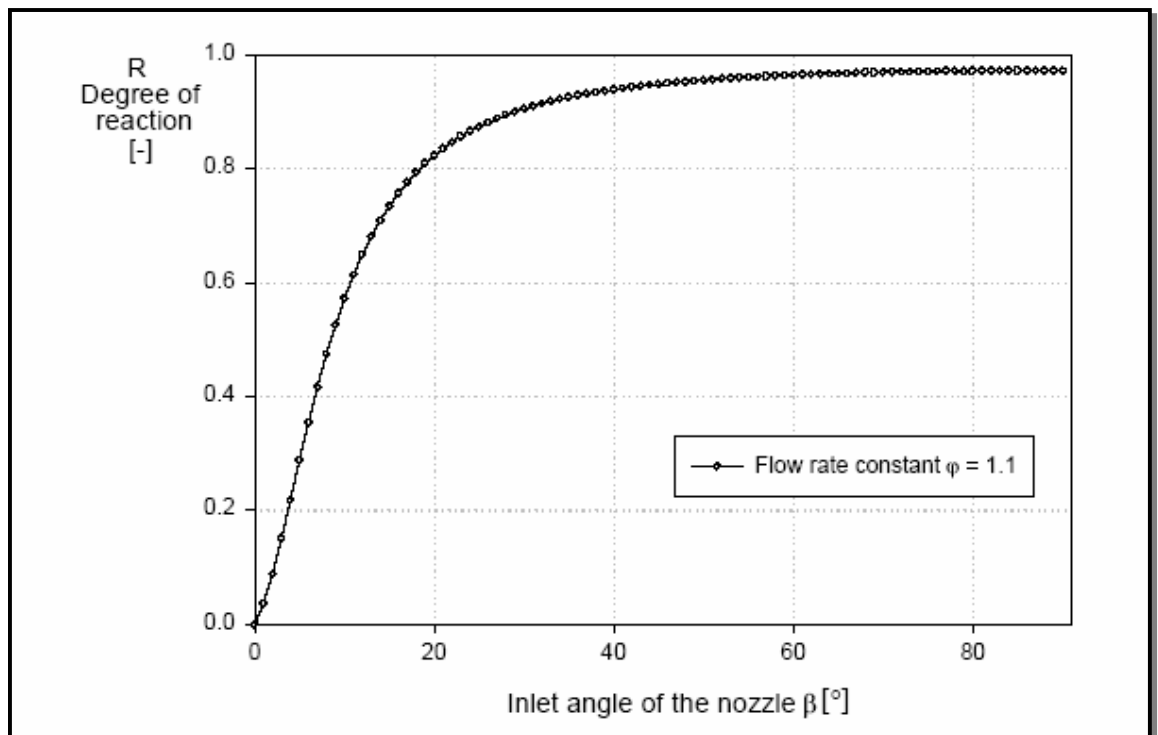
Figure 1. Behaviour of the degree of reaction vs. flow rate with constant inlet angle as a parameter .



With lower angles of nozzle at the inlet of the rotor the degree of reaction reduces as is showed in Figure 1 , the tangential velocities are higher and more power can be extracted from the fluid to the disks, then is expected better performance, but also the path of the fluid is larger and so the losses due to friction.

The change of the degree of reaction can be appreciated better in the Figure 2, for angles lower than 20° the degree of reaction is lower than 80 %, and values higher than 20° do not show significant changes, thus better performance is not obtained.

Figure 2. Behaviour of the degree of reaction vs. inlet angle with the flow rate as a parameter.



Anexo F. Selección correcta de un aceite industrial

INTRODUCCIÓN

La correcta lubricación de los mecanismos de un equipo permite que estos alcancen su vida de diseño y que garanticen permanentemente la disponibilidad del equipo, reduciendo al máximo los costos de lubricación, de mantenimiento y las pérdidas por lucro cesante. Es muy importante, por lo tanto que el personal encargado de la lubricación de los equipos y quienes están a cargo de la administración y actualización de los programas de lubricación estén en capacidad de seleccionar correctamente el aceite ó la grasa, partiendo de las recomendaciones del fabricante del equipo, ó si estas no se conocen, calcular el lubricante correcto partiendo de los parámetros de diseño del mecanismo como cargas, velocidades, temperaturas, medio ambiente en el cual trabaja el equipo, etc.

En este artículo se expondrán los pasos que se deben seguir para seleccionar correctamente el aceite para un equipo industrial, partiendo de las recomendaciones del fabricante del equipo.

PARÁMETROS QUE SE DEBEN TENER EN CUENTA

Siempre que se vaya a seleccionar el aceite para un equipo industrial se debe tener presente que se debe utilizar un aceite de especificación ISO, y que cualquier recomendación que se de, se debe llevar a este sistema. Los siguientes son los pasos que es necesario tener en cuenta para seleccionar el aceite para un equipo industrial:

- 1- Consultar en el catálogo del fabricante del equipo, las recomendaciones del aceite a utilizar.
- 2- Selección del grado ISO del aceite requerido a la temperatura de operación en el equipo.
- 3- Selección del aceite industrial, de la misma marca que los lubricantes que se están utilizando en la empresa y su aplicación en el equipo.

CATALOGO DEL FABRICANTE DEL EQUIPO

El fabricante del equipo en su catalogo de mantenimiento especifica las características del aceite que se debe utilizar, para que los mecanismos del equipo trabajen sin problema alguno hasta alcanzar su vida de diseño. Es muy importante que el fabricante sea claro al especificar el aceite, de lo contrario, el usuario del

equipo se debe poner en contacto con él para que le aclare las dudas que pueda tener.

Las recomendaciones del aceite a utilizar el fabricante del equipo las puede dar de las siguientes maneras:

- 1- Especificar el nombre y la marca del aceite a utilizar y las equivalencias en otras marcas de lubricantes.
- 2- Dar el grado ISO del aceite y las demás propiedades físico-químicas del aceite, como índice de viscosidad, punto de inflamación, punto de fluidez, etc.
- 3- Dar la viscosidad del aceite en otro sistema de clasificación de la viscosidad como AGMA, ó SAE.
- 4- Dar la viscosidad del aceite en cualquier sistema de unidades de medida como SSU, SSF, °E, etc, y las demás propiedades físico-químicas del aceite.

En cualquiera de las formas anteriores, como el fabricante puede especificar el aceite a utilizar en un equipo, es muy importante que él especifique la temperatura de operación a la cual va a trabajar dicho aceite en el equipo y la temperatura ambiente para la cual se recomienda utilizarlo, de lo contrario, si el fabricante solo especifica el grado ISO del aceite, es factible que se presenten problemas de desgaste erosivo ó adhesivo a corto ó a largo plazo en los mecanismos lubricados. De no estar disponible esta información, el usuario se debe contactar con el fabricante del equipo y que se la envíe lo más pronto posible.

SELECCIÓN DEL GRADO ISO DEL ACEITE

Como se dijo anteriormente, toda recomendación de lubricación para un equipo industrial debe estar orientada hacia la selección del grado ISO del aceite en función de la temperatura de operación del aceite en el equipo y de la temperatura ambiente.

En este caso es necesario tener en cuenta los siguiente:

- 1- Si el fabricante especifica el nombre y la marca de un aceite, estos deben ser comerciales en el país donde vaya a operar el equipo, de no ser así, se debe hallar el aceite equivalente a éste, hasta donde sea posible, de la misma marca que la que se utiliza en la lubricación de los demás equipos de la empresa. Si no se utilizan lubricantes equivalentes a los recomendados, al cabo del tiempo, se tendrán un buen número de lubricantes que dificultan la correcta lubricación de los equipos y que si se hace un análisis minucioso de ellos se encontrará que muchos de ellos son equivalentes entre sí y que el número final de lubricantes que se pueden utilizar es ostensiblemente menor.

2- Cuando el fabricante especifica el tipo de aceite a utilizar en un sistema de clasificación diferente al ISO, como el ASTM (hoy en día en desuso), AGMA ó SAE, se debe hallar el equivalente entre estos y el ISO. En este caso se puede utilizar la tabla No1. En este caso se puede tener por ejemplo, que el fabricante recomiende para un reductor de velocidad un aceite AGMA 5EP a una temperatura de operación de 60°C y para una temperatura ambiente de 30°C. El grado ISO correspondiente, de la tabla No1, es un grado ISO 220 EP a las mismas condiciones de temperatura, tanto de operación como ambiente.

Tabla No1
Equivalencias entre los diferentes sistemas de clasificación de la viscosidad

Grado ISO	Grado ASTM	Grado AGMA	Grado SAE			
			Motor		Engranajes	
			Unigrado	Multigrado	Unigrado	Multigrado
10						
15	75					
22	105		OW, 5W		75W	
32	150		10W			
46	215	1	10,15W			
68,68EP	315	2, 2EP	20W,20	10W30,20W20	80,80W	
100,100EP	465	3,3EP	25W,30	5W50,15W40		
150,150EP	700	4,4EP	40	15W50,20W40		
220,220EP	1000	5,5EP	50		90	85W90
320,320EP	1500	6,6EP				85W140
460,460EP,460C	2150	7,7EP,7C			140	
680,680EP,680C	3150	8,8EP,8C				
1000,1000EP,1000C	4650	9,9EP,9C				
1500,1500EP,1500C	7000	10,10EP,10C			250	

Notas:

(1) Cuando se halla el grado ISO equivalente de un aceite unigrado para motores

de combustión interna su IV puede ser menor o igual a 95, si es de especificación W debe ser mayor de 95 y si es multigrado, debe estar por encima de 110. Cuando se trate de aceites para engranajes se procede de la misma manera.

(2) La C en los aceites especificados en el sistema ISO ó AGMA significa Compuesto ó aceites con aditivos a base de ácidos grasos para condiciones de lubricación EHL donde la temperatura de carcasa del mecanismo es menor ó igual a 50°C.

3- Cuando el fabricante recomienda el tipo de aceite a utilizar en cualquier sistema de unidades de viscosidad, referenciados a una temperatura especifica, es necesario hallar el grado ISO correspondiente (recuérdese que el grado ISO de un aceite está dado en cSt a 40°C) para lo cual es necesario, en primer lugar, convertir las unidades de viscosidad dadas a cSt (si éstas se dan en unidades diferentes a cSt), utilizando el gráfico No1 y, en segundo lugar, con las unidades de viscosidad en cSt a cualquier temperatura, se halla el grado ISO correspondiente del gráfico No2.

Gráfico No1

Carta de conversión cualquier **de la viscosidad a**
cualquier **temperatura**

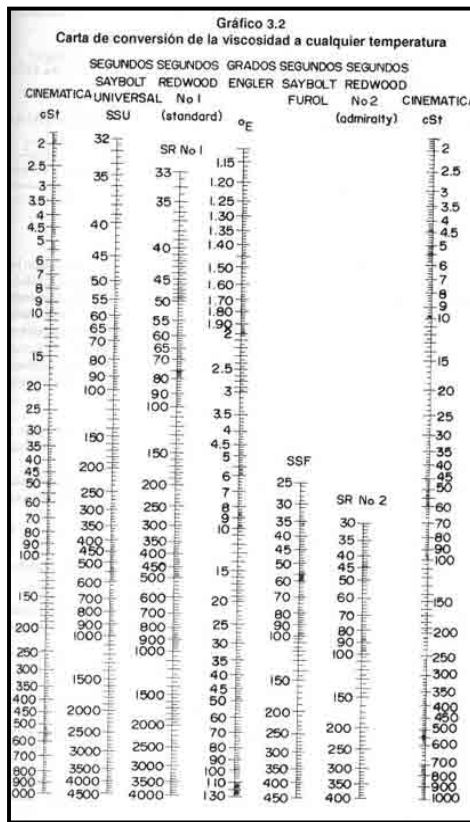
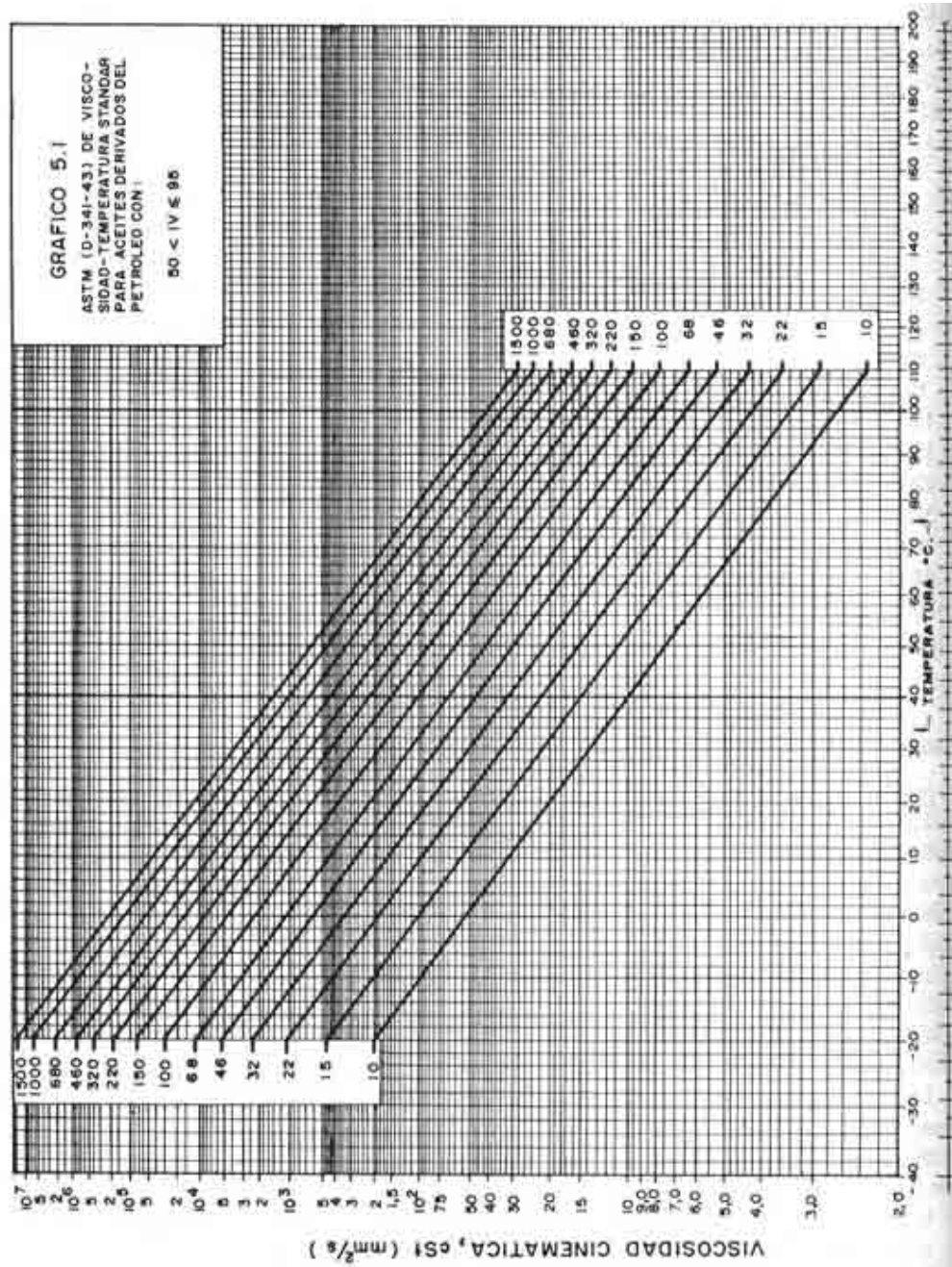


Gráfico para hallar el Grado ISO del aceite

Gráfico No2



SISTEMA ISO

La Organización Internacional para la Estandarización (ISO) estableció desde 1975 el sistema ISO para especificar la viscosidad de los aceites industriales, pero solo hasta 1979 fue puesta en práctica por la mayoría de los fabricantes de lubricantes. El sistema ISO clasifica la viscosidad de los aceites industriales en cSt a 40°C, mediante un número estándar que se coloca al final del nombre del aceite industrial. Este sistema reduce las posibilidades de que el usuario se equivoque en la selección del aceite a utilizar ó que mezcle lubricantes de diferentes viscosidades; facilita además hallar de manera inmediata el equivalente en viscosidad de un aceite con otro puesto que el nombre del aceite debe traer al final el grado ISO correspondiente. Así por ejemplo, si se tiene el aceite Tellus 68 de marca Shell y se sabe que este fabricante está utilizando la clasificación ISO en sus aceites industriales, entonces el número 68 del aceite Tellus indica que tiene una viscosidad de 68 cSt a 40°C. Para saber si el número que acompaña el nombre del aceite es un grado ISO es necesario conocer la clasificación ISO, ya que se puede presentar el caso de aceites que al final del nombre traen un número y sin embargo este no corresponde a un grado ISO como podría ser el caso de aceites como el Tellus 41, Teresso 72, Macoma 45, DTE Light, etc; estos aceites se colocan a manera de ejemplo, ya que en hoy en día se especifican de acuerdo a la clasificación ISO.

En la tabla No2 se especifican los diferentes grados de viscosidad en el sistema ISO; los grados básicos de viscosidad están comprendidos entre el 2 y el 68, los siguientes grados ISO después del 68 se obtienen añadiendo uno ó dos ceros a partir del 10 hasta llegar al 1500. El límite mínimo y máximo de un grado ISO es el 10% de dicho grado.

Tabla No2
Clasificación ISO de los aceites industriales

Grado ISO	Límites de viscosidad					
	cSt/40°C		SSU/100°F		SSU/210°F	
	Mín	Máx	Mín	Máx	Mín	Máx
2	1,98	2,42	32,8	34,4		
3	2,88	3,52	36,0	38,2		
5	4,14	5,06	40,4	43,5		
7	6,12	7,48	47,2	52,0		
10	9,00	11,00	57,6	65,3	34,6	35,7
15	13,50	16,50	75,8	89,1	37,0	38,3
22	19,80	24,20	105,0	126,0	39,7	41,4

32	28,80	35,20	149,0	182,0	43,0	45,0
46	41,40	50,60	214,0	262,0	47,1	49,9
68	61,20	74,80	317,0	389,0	52,9	56,9
100	90,00	110,00	469,0	575,0	61,2	66,9
150	135,00	165,00	709,0	871,0	73,8	81,9
220	198,00	242,00	1047,0	1283,0	90,4	101,0
320	288,00	352,00	1533,0	1881,0	112,0	126,0
460	414,00	506,00	2214,0	2719,0	139,0	158,0
680	612,00	748,00	3298,0	4048,0	178,0	202,0
1000	900,00	1100,00	4864,0	5975,0	226,0	256,0
1500	1350,00	1650,00	7865,0	9079,0	291,0	331,0

CARACTERÍSTICAS DEL SISTEMA ISO

Algunos aspectos importantes que es necesario tener en cuenta con la clasificación ISO son:

- Únicamente clasifica la viscosidad de los aceites industriales.
- Clasifica la viscosidad en cSt a 40°C.
- Sólo se relaciona con la viscosidad del aceite industrial y no tiene nada que ver con su calidad.
- El grado ISO aparece al final del nombre del aceite industrial, cualquiera que sea su marca.

CURVAS CARACTERÍSTICAS DE LOS ACEITES INDUSTRIALES

El gráfico No2 permite obtener la curva característica de viscosidad-temperatura para cualquier aceite industrial derivado del petróleo, entre un grado ISO 10 y 1500, con un índice de viscosidad (IV) entre 50 y 95. En la escala vertical de la izquierda se da la viscosidad del aceite en cSt (ó en mm²/s) y en la escala horizontal inferior, la temperatura en °C y en °F respectivamente. Para hallar el grado ISO correspondiente a un aceite industrial se ubica la viscosidad del aceite en cSt en la escala vertical de la izquierda y se traza una horizontal hasta que corte la vertical correspondiente a la temperatura dada; el punto de intersección de las líneas trazadas puede coincidir con alguna de las curvas que aparecen el gráfico No2, en cuyo caso, el número que la identifica sería el grado ISO del aceite industrial correspondiente; en caso contrario, se selecciona la curva más cercana al punto. Si el punto de intersección queda ubicado en la mitad de dos curvas se selecciona la curva del mayor grado ISO; en este caso es posible que se

incremento ligeramente el desgaste erosivo del elemento lubricado debido al exceso de fricción fluida, pero no el adhesivo como podría ocurrir si se seleccionara la curva del aceite de menor grado ISO. La elevación de temperatura y el incremento en el consumo de energía, en caso que se seleccione el mayor grado ISO, no son críticos, ya que el exceso de viscosidad no es lo suficientemente alto como para que esto llegue a ser significativo.

Las curvas graficadas se pueden prolongar dentro de un rango comprendido cerca del punto de fluidez hasta el punto de inflamación del aceite.

Toda planta industrial, cualquiera que sea su magnitud debe utilizar lubricantes industriales. En equipos industriales al emplear lubricantes de tipo automotor no quiere decir necesariamente que se vaya a producir una falla catastrófica de los mismos, pero si puede dar lugar a una disminución considerable de su vida de servicio ó a que se presenten problemas que hacen inoperable la máquina como es el caso, por ejemplo, de utilizar aceites para motores de combustión interna (que cuentan con aditivos detergentes-dispersantes) en compresores alternativos de dos ó más etapas en los cuales la presencia de agua puede llegar a ser crítica dando lugar al emulsionamiento del aceite automotor ó en equipos donde en lugar de utilizar un aceite industrial, por ejemplo, de un grado ISO 100 se utiliza un SAE 90 ó un 140. En este último caso el exceso de viscosidad dará lugar a un incremento considerable en las pérdidas de energía por fricción fluida, a elevación de la temperatura de operación que acelerará la oxidación del aceite y la dilatación de los retenedores del equipo haciendo que se presenten fugas de aceite. Adicionalmente se tiene el sobre costo en la lubricación de la planta porque los aceites automotores son entre 1,5 y 2 veces más costosos que los de tipo industrial. Por consiguiente, si una máquina industrial se está lubricando, ó se especifica en su lubricación un aceite de clasificación SAE, es recomendable hallar, de la tabla No1, su equivalente en el sistema ISO e implementar su utilización.

Ejemplo No1: El fabricante de un compresor alternativo de pistones de una etapa que comprime aire, recomienda para lubricar el cárter y el cilindro (la superficie del cilindro y los anillos del pistón se lubrican con el aceite salpicado por la cabeza de biela del cigüeñal) un aceite cuyas propiedades físico-químicas deben ser:

1. Gravedad específica (gr/cm³), ASTM D-287: 0,875
2. Viscosidad SSU/100°F, ASTM D-445: 330
3. Índice de Viscosidad, mín, ASTM D-2270: 95
4. Punto de inflamación, °C, ASTM D-92: 221
5. Punto de Fluidez, °C, ASTM D-97: -12

Como aceites posibles a utilizar el fabricante del compresor especifica el aceite Turbine 29 de Shell; en este caso especificar si este aceite si es ó no equivalente al recomendado por el fabricante del compresor.

Solución: En el gráfico No1, se localizan en la escala de la viscosidad en Segundos Saybolt Universal, 330 SSU y por este punto se traza una horizontal hasta que corte la escala de la viscosidad cinemática, y se leen 81 cSt a 100°F. Luego, en el gráfico No2 se localizan los 81 cSt en la escala vertical de la izquierda y por este punto se traza una horizontal hasta que corte la vertical trazada con 100°F desde la escala horizontal inferior, que especifica la temperatura en °F. El punto de intersección de las dos líneas trazadas queda más cerca del ISO 68, por lo tanto, se selecciona éste. Con el grado ISO 68 y con las demás propiedades físico-químicas del aceite, especificadas por el fabricante, y con el tipo de máquina a lubricar, en este caso un compresor alternativo de pistones que comprime aire, se va a los catálogos de los fabricantes de lubricantes y se selecciona el que cumpla con todas las especificaciones dadas. Es necesario tener en cuenta que se debe seleccionar, hasta donde sea posible, la misma marca de lubricantes empleada en los demás equipos de la empresa. En este caso, algunos aceites de diferentes marcas que podrían servir son: Turbine 68 (Shell), Nuto 68 (Esso), Regal 68 (Texaco), DTE Heavy Médium (Mobil), Turbina 68 (Terpel).

El número 29 del aceite Turbine 29 (Shell) no es un grado ISO (no aparece en la tabla No2), por lo tanto para saber si es equivalente en viscosidad al ISO 68 recomendado, es necesario consultar el catálogo de la Shell, probablemente este número corresponde a una especificación anterior a la implementación de la clasificación ISO para los aceites industriales.

Nota: En este caso la recomendación de lubricación dada por el fabricante del compresor alternativo de una etapa, está incompleta ya que le faltó especificar la temperatura de operación del aceite en el equipo y la temperatura ambiente para la cual se está recomendando el aceite.

Anexo G. Selección del tipo de aditivo extrema presión

1. Introducción

En la práctica, cuando se tienen condiciones de lubricación Elastohidrodinámica (EHL), en los mecanismos lubricados de los equipos rotativos, con no poca frecuencia se presenta el caso de que el personal de mantenimiento no tiene claro que tipo de aditivo EP debe contener el lubricante que está ó va a utilizar, y puede terminar aplicando un lubricante con aditivos EP, que no le van garantizar una película límite con la suficiente capacidad de soporte de carga, produciéndose por lo tanto el contacto metal-metal entre las superficies lubricadas y consecuentemente el desgaste adhesivo de las mismas. En estos casos lo primero que se debe hacer es consultar la recomendación de lubricación del fabricante del equipo e interpretarla correctamente y si no es factible acceder a ella ó se presentan dudas con lo que recomienda el fabricante, se debe recalcular la condición de lubricación del mecanismo lubricado.

Los mecanismos de un equipo solo pueden trabajar bajo condiciones de lubricación fluida ó EHL, y para hallar cuál de las dos es la que se está presentando, es necesario calcular primero el parámetro λ que define el tipo de película lubricante y de acuerdo con este valor, si es EHL, se define cuál es la criticidad de la misma y por lo tanto el tipo de aditivo EP que se debe utilizar.

En el caso de la lubricación EHL, el valor del parámetro λ determina si el lubricante debe tener aditivos de 1ra, 2da ó de 3ra generación, y mediante la Prueba de 4 bolas ASTM D2783, se comprueba si el lubricante que se va a utilizar si contiene el tipo de aditivos EP requeridos. Si no se tienen en cuenta estos dos aspectos, puede ocurrir que se presenten problemas de desgaste adhesivo en los mecanismos lubricados.

2. Tipos de lubricación

Lubricación Hidrodinámica

Se presenta cuando las rugosidades en movimiento relativo de las superficies metálicas de los mecanismos lubricados, están completamente separadas por una serie de capas de aceite, evitando el contacto metal-metal y el desgaste adhesivo de las mismas. En este tipo de lubricación el consumo de energía por fricción depende de la resistencia a la cizalladura de la película fluida y el desgaste erosivo que se presenta es causado tanto por la presencia de partículas sólidas en el lubricante de un tamaño menor que el espesor de la película lubricante, como por la inestabilidad de la película límite debido a los cambios de temperatura (IV).

Lubricación Elastohidrodinámica (EHL)

La lubricación EHL se presenta en mecanismos en los cuales las rugosidades de las superficies en movimiento relativo trabajan siempre entrelazadas y las crestas permanentemente se están deformando elásticamente. Bajo estas condiciones de operación, el control del desgaste adhesivo y el consumo de energía por fricción dependen de la película límite adherida a las rugosidades y de las capas de aceite de la película hidrodinámica que se forma cuando el lubricante es sometido a elevadas presiones, en el momento de la deformación elástica de las crestas.

3. Cálculo del tipo de lubricación

En la práctica, para determinar si el tipo de lubricación en un mecanismo es fluida ó EHL, es necesario calcular el parámetro λ de la película lubricante, el cual depende del mecanismo lubricado. En el caso de la lubricación EHL, el valor de λ define adicionalmente el tipo de generación de lubricantes EP que se debe utilizar en el mecanismo lubricado. A continuación se especifican los métodos de cálculo de λ , para rodamientos, cojinetes lisos y engranajes, que son los mecanismos más comunes en los equipos rotativos.

- Cálculo de λ para rodamientos

Para rodamientos el factor de seguridad λ de la película lubricante se calcula de la siguiente ecuación:

$$\lambda = h_o / \bar{\sigma} , \text{ adimensional Ecuación No1}$$

Donde:

h_o : espesor de la película lubricante, μm (μpulg). Se calcula de:

- Para rodamientos de bolas y de rodillos cargados radialmente:
 $h_o = CD(Ln)^{0,74} , \mu\text{m} (x10^{-6} \text{ m}), \mu \text{ pulg} (x10^{-6} \text{ pulg}).$ Ecuación No2
- Para rodamientos axiales de bolas y de rodillos:
 $h_o = 0,00389 (R_B^{0,74} R_R^{0,26}) (Ln)^{0,74} , \mu\text{m} (x10^{-6} \text{ m}), \mu \text{ pulg} (x10^{-6} \text{ pulg}).$
 Ecuación No3

Donde:

C: Factor geométrico del rodamiento. Se selecciona de la Tabla No1, de acuerdo con el tipo de rodamiento.

Tabla 1. Factor geométrico C

No	Tipo de rodamiento	Anillo que gira	
		Interior	Exterior
01	De bolas	$8,65 \times 10^{-4}$	$9,43 \times 10^{-4}$
02	De rodillos cilíndricos	$8,37 \times 10^{-4}$	$8,99 \times 10^{-4}$
03	De rodillos cónicos y de agujas	$8,01 \times 10^{-4}$	

D: Diámetro exterior del rodamiento, m (pulg).

L: Parámetro del lubricante, seg. Se determina del gráfico No1, en función del grado ISO del aceite y de la temperatura de operación del rodamiento. L también se puede calcular a partir de la ecuación:

$L = \alpha \eta \times 10^{11}$ seg, donde α es un lubricante de presión-viscosidad en m^2/N ($pulg^2/lb$) y η es la viscosidad del aceite a la temperatura de operación en Nxs/m^2 ($lboxs/pulg^2$).

n: velocidad del rodamiento, rpm. Si ambas pistas giran n es la diferencia de velocidades entre el aro interior y el exterior.

R_B : Radio de paso entre los elementos rodantes del rodamiento, m (pulg).

R_R : Radio de la esfera ó del rodillo en su longitud media, m (pulg).

$\bar{\sigma}$: Promedio geométrico de las rugosidades de los elementos rodantes y de las pistas de rodadura. Se calcula de la siguiente ecuación:

$$\bar{\sigma} = (\sigma_1^2 + \sigma_2^2)^{1/2}, \mu m (x10^{-6}m), \mu pulg (x10^{-6}pulg) \quad \text{Ecuación No4}$$

Donde:

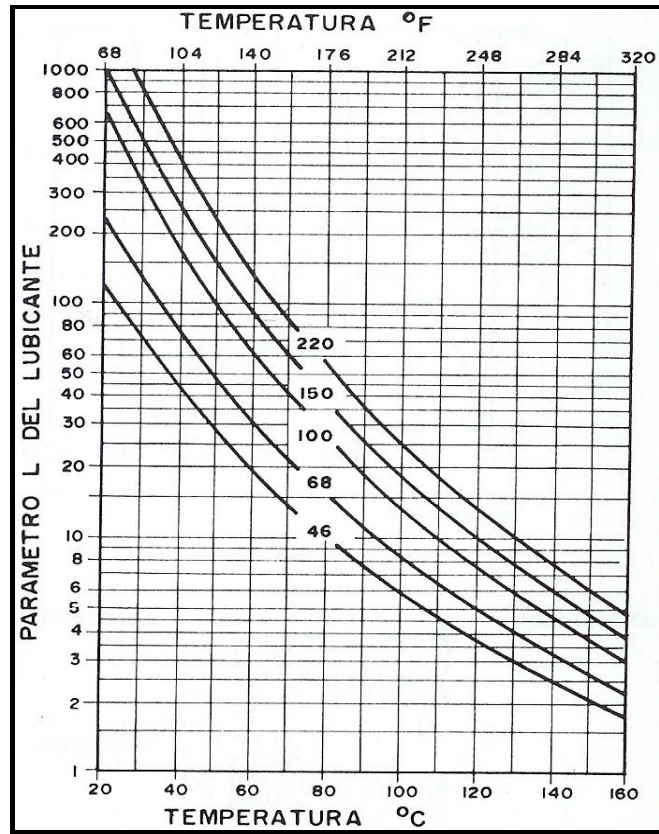
σ_1 es la rugosidad promedio de la superficie del elemento rodante y σ_2 es la del camino de rodadura ó de la pista sobre la cual se desplaza elemento rodante.

El valor de σ se determina de la tabla No2, de acuerdo con el tipo de rodamiento.

Tabla 2. Valores típicos de σ para diferentes tipos de rodamientos

No	Tipo de rodamiento	Valor de σ	
		μm	$\mu pulg$
01	De bolas.	0,059	2,33
02	De rodillos cilíndricos.	0,118	4,66
03	De rodillos cónicos y de agujas.	0,076	2,99

Gráfico 1. Cálculo del parámetro L del lubricante



- Cálculo de λ para cojinetes lisos

Para cojinetes lisos el factor de seguridad λ de la película lubricante se calcula de la siguiente ecuación:

$$\lambda = (\eta n_s / P) / 639,9, \text{ adimensional Ecuación No5}$$

Donde:

η : viscosidad absoluta del aceite a la temperatura de operación, centipoises (Cps).

n_s : velocidad de giro del eje, rpm.

P: presión unitaria debida a la carga que soporta el cojinete liso, Kgf/cm^2 (Lbf/pulg^2).

639,9: es el valor numérico límite entre condiciones de lubricación EHL y fluida.

Ver gráfico No2

- Cálculo de λ para engranajes

Para engranajes el factor de seguridad λ de la película lubricante se determina del Gráfico No3 conociendo el valor de la velocidad lineal v en m/s (pulg/s), en el círculo primitivo de los engranajes. Si el reductor de velocidad tiene más de un par de engranajes, se considera los engranajes donde la velocidad lineal sea menor. En el Gráfico No3, se localiza el valor de v en la escala horizontal inferior, en m/s ó en pulg/s, y se traza una línea vertical hasta que corte la curva, y por el punto de intersección se traza una línea horizontal hasta la escala vertical de la izquierda y se lee el valor de λ .

Gráfico No2
Condiciones de lubricación EHL y fluida en cojinetes lisos

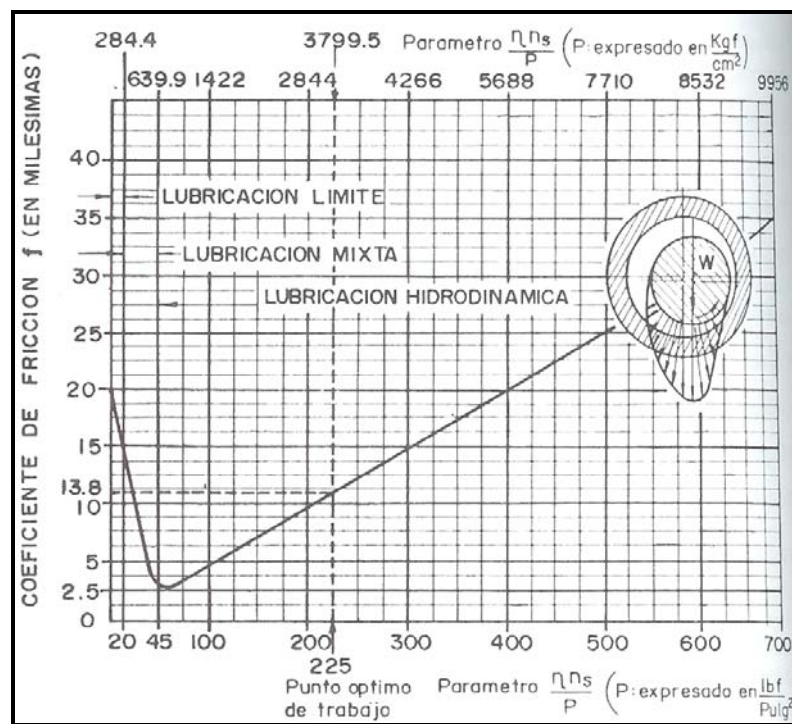
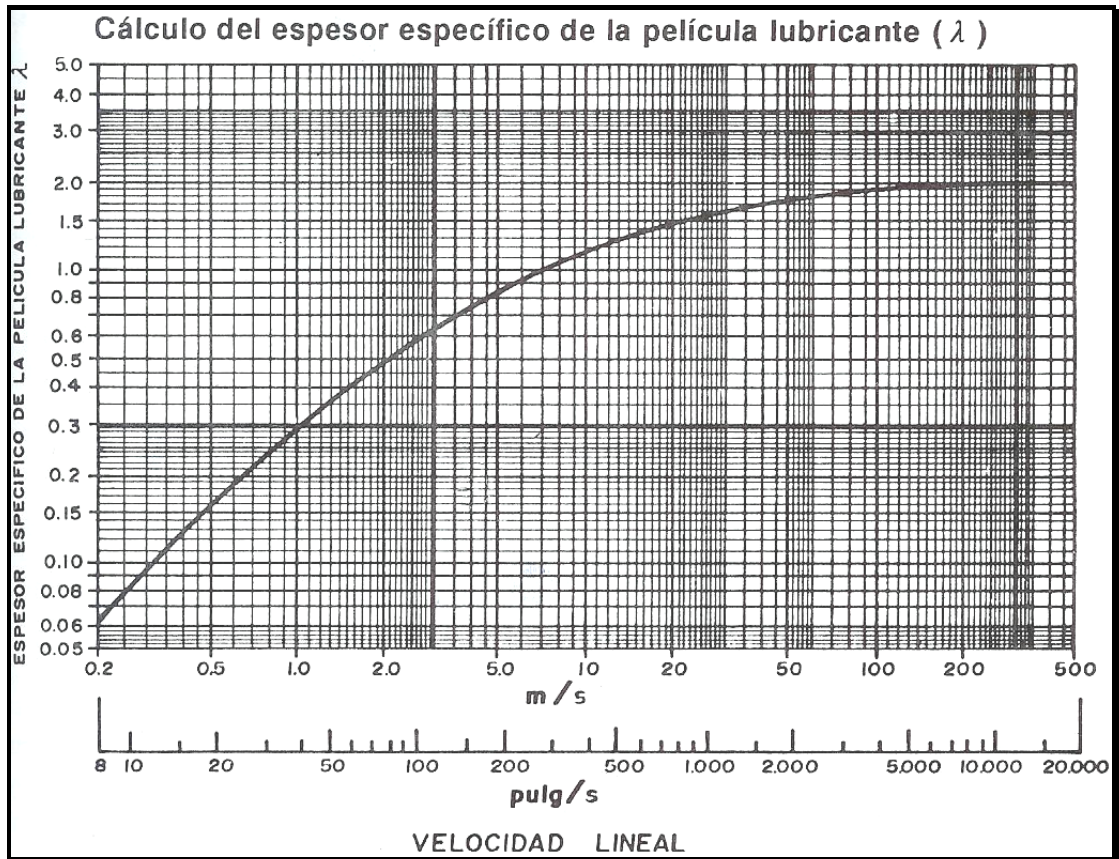


Gráfico 3. Cálculo del λ para engranajes



4. Selección del tipo de lubricante EP

Una vez que se ha calculado el factor de seguridad λ de la película lubricante se procede de la siguiente manera:

- Con el valor calculado de λ se va a la Tabla No3 y se determina si las condiciones de lubricación del mecanismo lubricado son del tipo EHL ó fluida.
- Si las condiciones de lubricación son del tipo EHL, es necesario tener en cuenta si los aditivos EP que debe contener el lubricante son de 1ra, 2da ó de 3ra generación. Esto lo define el valor de λ calculado, al compararlo con el valor de λ que define cada generación de lubricantes.
- Si las condiciones de lubricación son del tipo fluida, el lubricante no requiere aditivos de EP.

Tabla 3. Tipo de película lubricante dependiendo del valor de λ

No	Mecanismo	Tipo de película lubricante			
		Lubricación fluida	Lubricación EHL		
			1ra generación	2da generación	3ra generación
01	Rodamiento	$\lambda \geq 2,50$	$0,70 \leq \lambda < 2,50$	$0,20 \leq \lambda < 0,70$	$0,07 \leq \lambda < 0,20$
02	Cojinetes lisos	$\lambda \geq 2,00$	$0,70 \leq \lambda < 2,00$	$0,20 \leq \lambda < 0,70$	$0,07 \leq \lambda < 0,20$
03	Engranajes	$\lambda \geq 1,50$	$0,70 \leq \lambda < 1,50$	$0,20 \leq \lambda < 0,70$	$0,07 \leq \lambda < 0,20$

Nota:
 (1) Para valores del factor de seguridad de la película lubricante λ menores de 0,07, el tipo de lubricación necesariamente debe ser hidrostática.

5. Verificación del tipo de lubricante EP

Una vez que se ha determinado bajo que condiciones de lubricación trabaja el mecanismo se selecciona el tipo de lubricante. Si el tipo de lubricación es EHL, se debe verificar que el lubricante que se va a utilizar tenga los aditivos EP de acuerdo a la generación requerida, lo cual se hace verificando en la Prueba de desgaste de 4 bolas según el método ASTM, cuál es la capacidad de carga, en Kgf, del aditivo EP que contiene el lubricante. Este dato se consulta en la ficha técnica del lubricante que aparece en el catálogo del fabricante del lubricante.

La capacidad de carga del lubricante, de acuerdo con la generación de aditivos EP que contenga se especifica en la Tabla No4.

Tabla 4. Capacidad de carga de los aditivos EP

No	Generación de aditivo EP	Capacidad de carga Kgf
01	1ra generación	Hasta 350 kgf
02	2da generación	Mayor de 350 kgf y hasta 750 kgf
03	3ra generación	Mayor de 750 kgf y hasta 1300 kgf

6. Características de los lubricantes con aditivos EP

- Lubricantes EP de 1ra generación

El desempeño de estos lubricantes es bueno, pero su coeficiente de fricción combinado f_c (fricción sólida y fluida) es alto y dan lugar a un área de soporte de carga equivalente a un 25% del área aparente del mecanismo. De este tipo de lubricantes se tienen dos grupos generales:

- Compuestos ó “Compound” que son una mezcla de un 95-97% de aceite mineral ó sintético y un 3-5% de ácidos grasos; reaccionan con las superficies metálicas a temperaturas menores ó iguales a los 80°C en el punto de contacto, y por encima de este valor se desprenden dando lugar al contacto metal-metal y por lo tanto al desgaste del mecanismo.
- Compuestos de tipo químico como los esteres clorados, la manteca de cerdo sulfurada y el tricresilfosfato. Estos aditivos reaccionan químicamente con las superficies metálicas por encima de los 80°C en el punto de contacto; por debajo de esta temperatura su velocidad de reacción es muy baja ó no reaccionan.
- Cuando la temperatura de las rugosidades de un mecanismo que funciona bajo condiciones de lubricación EHL es fluctuante y puede variar entre menos y más 80°C se deben utilizar lubricantes que tengan aditivos a base de ácidos grasos y de tipo químico.
- Como en la práctica es difícil cuantificar en forma precisa la temperatura de 80°C en el punto de contacto, se toma como referencia para utilizar uno u otro tipo de aditivos EP una temperatura de 50°C en la superficie de la carcasa en la cual se encuentra alojado el mecanismo.

- Lubricantes EP de 2da generación

Estos lubricantes se caracterizan porque son una mezcla de un 95-97% de aceite mineral ó sintético y un 3-5% de un lubricante de película sólida como el bisulfuro de molibdeno, grafito, tungsteno, Teflón ó boratos. El más utilizado en la actualidad es el bisulfuro de molibdeno. Este lubricante se caracteriza porque además de recubrir totalmente el perfil de las rugosidades de las dos superficies, rellena parte de los valles de las mismas, incrementando el área de soporte de carga a un 40% del área total del mecanismo. El coeficiente de fricción combinado de estos lubricantes es menor que el de los de 1ra generación.

- Lubricantes EP de 3ra generación

Estos lubricantes poseen aditivos de base órgano-metálica, a base de cloro y de fósforo, los cuales cuando las superficies de fricción están sometidas a elevadas presiones liberan átomos metálicos que eutecticamente bajan el punto de fusión de las crestas más sobresalientes, haciendo que se deformen plásticamente llenando los valles de las irregularidades de las superficies. El área de soporte de carga llega a ser hasta un 75% del área total del mecanismo. Estos lubricantes presentan los coeficientes de fricción combinados más bajos dentro del grupo de lubricantes EP.

Las ventajas más importantes de los lubricantes de 3ra generación son el menor consumo de energía, menor fatiga de las piezas lubricadas al aumentar el área de soporte de carga, corrección de fallas como pitting incipiente ó descostrado en dientes de engranajes, reducción de la temperatura de operación, del nivel del ruido y las vibraciones. Son de obligatoria utilización si el factor de seguridad de la película lubricante λ , es menor de 0,07, independientemente del tipo de mecanismo lubricado.

Ejemplo No1

Pregunta:

Se tiene un reductor de velocidad con un par de engranajes cilíndricos de dientes rectos, en el cual el piñón tiene un diámetro de paso de 20 cm, gira a 1800 rpm, y está soportado en dos rodamientos de bolas, cuyo diámetro exterior es de 14 cm. El engranaje gira a 300 rpm, está apoyado en dos cojinetes lisos ó “chumaceras”, y sobre cada una de ellas actúa una carga de 1000 kgf, el diámetro y la longitud del cojinete liso es de 8 cm. El aceite que se está utilizando en la lubricación del reductor de velocidad es de un grado ISO 220 y la temperatura de operación de 60°C. Se requiere calcular la condición de lubricación de cada mecanismo del reductor de velocidad y si son del tipo EHL, determinar la generación del tipo de aditivo EP que se debe utilizar.

Respuesta:

- Para los rodamientos:

De la ecuación No1 ($\lambda = h_o / \bar{\sigma}$), se tiene que el valor de λ es igual a 14,09; donde:

- h_o es igual a 1,17 μm , se calculó de la ecuación No2, con $C = 8,65 \times 10^{-4}$; $D = 0,14$ m; $L = 135$ (del gráfico No1, con la $T_{op} = 60^\circ\text{C}$ y un aceite de un grado ISO 220); $n = 1800$ rpm.
- $\bar{\sigma}$ es igual a 0,083, se cálculo de la ecuación No4, con $\sigma_1 = \sigma_2 = 0,059$ μm de la Tabla No1 para rodamientos de bolas.

Para $\lambda = 14,09$ se tiene de la Tabla No3, que las condiciones de lubricación de los rodamientos son de película fluida.

- Para los cojinetes lisos:

De la ecuación No5 ($\lambda = (\eta n_s / P) / 639,9$) se tiene que el valor de λ es igual a 1,74; donde:

- η es igual a 58 Cps, se determinó del gráfico 3.1 (libro Tribología y Lubricación Industrial y Automotriz, Tomo I, 2da edición), para un aceite de grado ISO 220 y una T_{op} de 60°C.
- n_s es igual a 300 rpm.
- P es igual a 15,62 kgf/cm^2 , se calculó de 1000 kgf/ (8cm x 8cm).

Para $\lambda = 1,74$ se tiene de la Tabla No3, que las condiciones de lubricación de los cojinetes lisos son de película EHL.

- Para los engranajes:

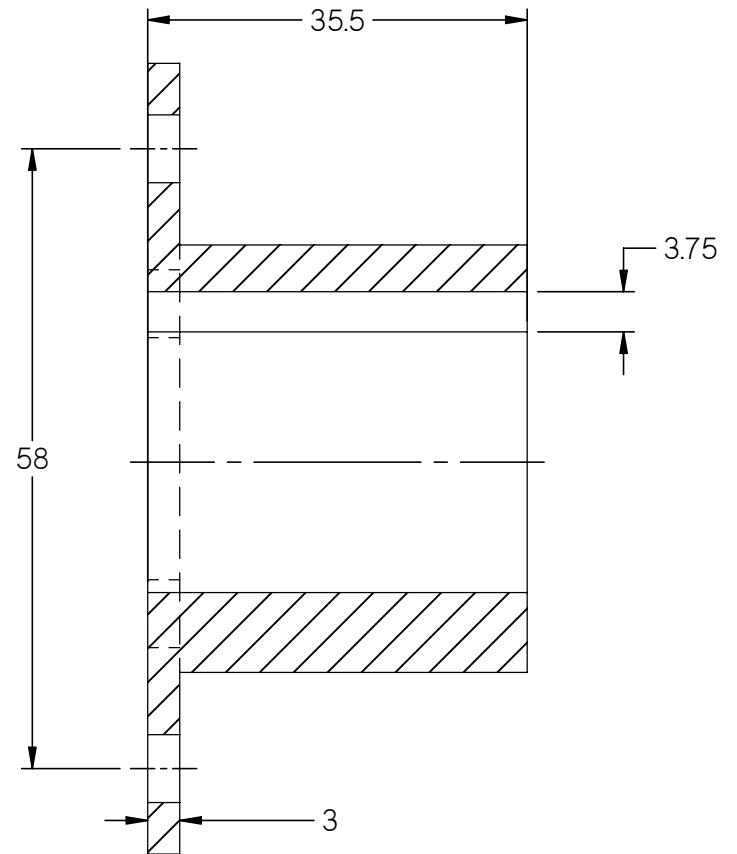
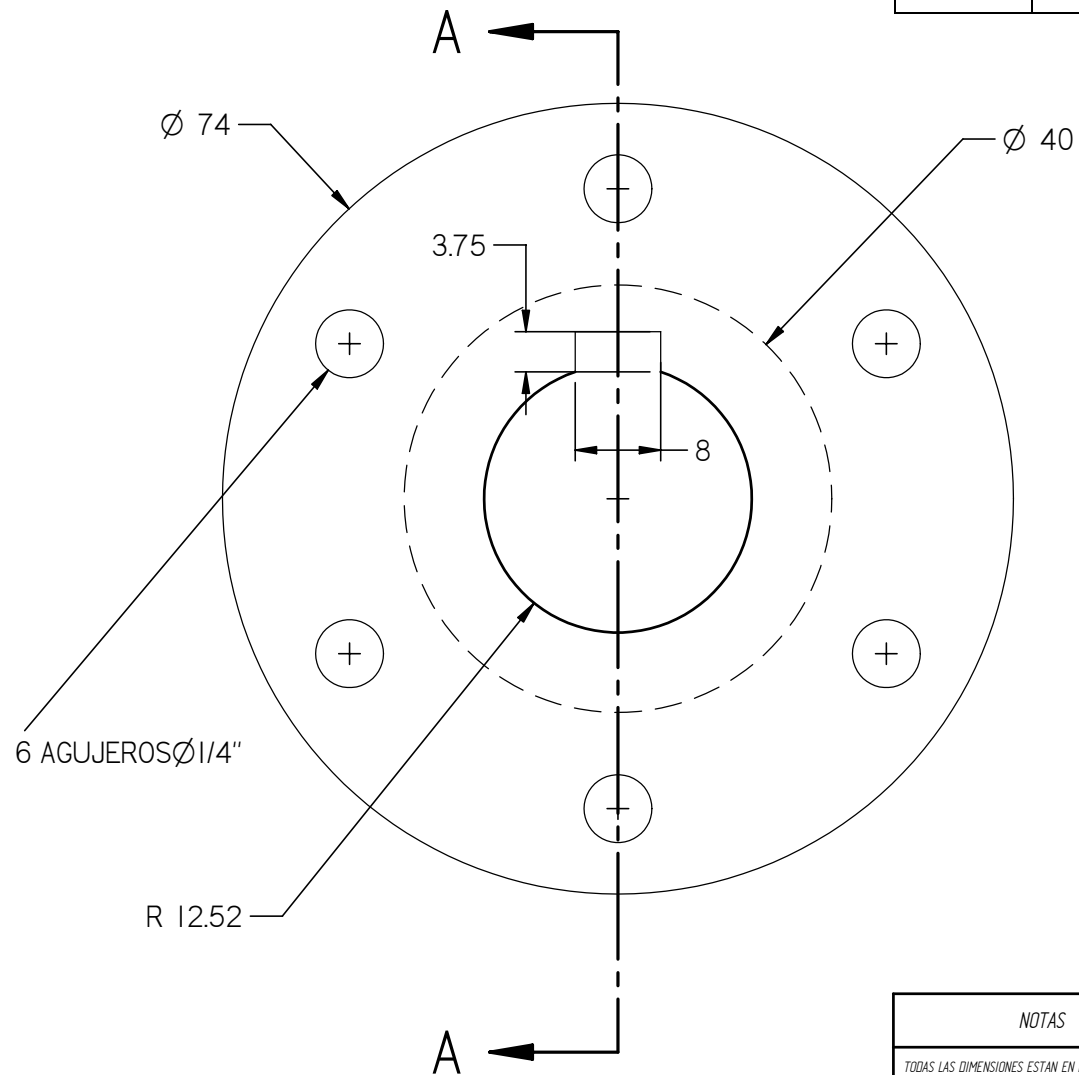
Del gráfico No3, se tiene que el valor de λ es igual a 0,67; donde:

- $v = \pi d_p n_s$ y es igual a 3,14 m/s. Se localiza este valor en la escala horizontal inferior del gráfico No3 y se traza una línea vertical hasta que corte la curva, por el punto de intersección se traza una línea horizontal y se tiene que el valor de λ es igual a 0,67.

Para $\lambda = 0,67$ se tiene de la Tabla No3, que las condiciones de lubricación de los engranajes son de película EHL, y el tipo de aditivos que debe contener el aceite son de 2da generación.

El aceite con que se debe lubricar este reductor de velocidad debe ser de un grado ISO 220 con aditivos EP de 2da generación.

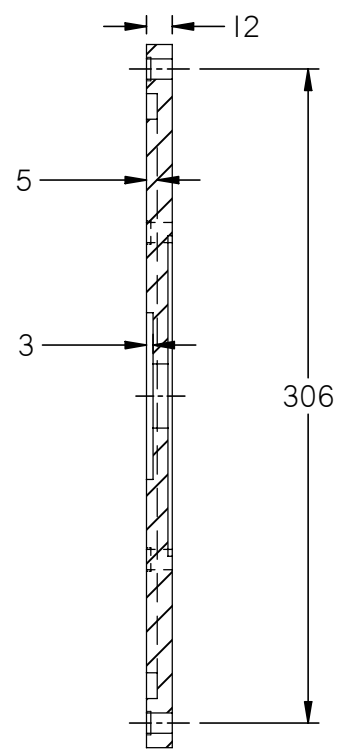
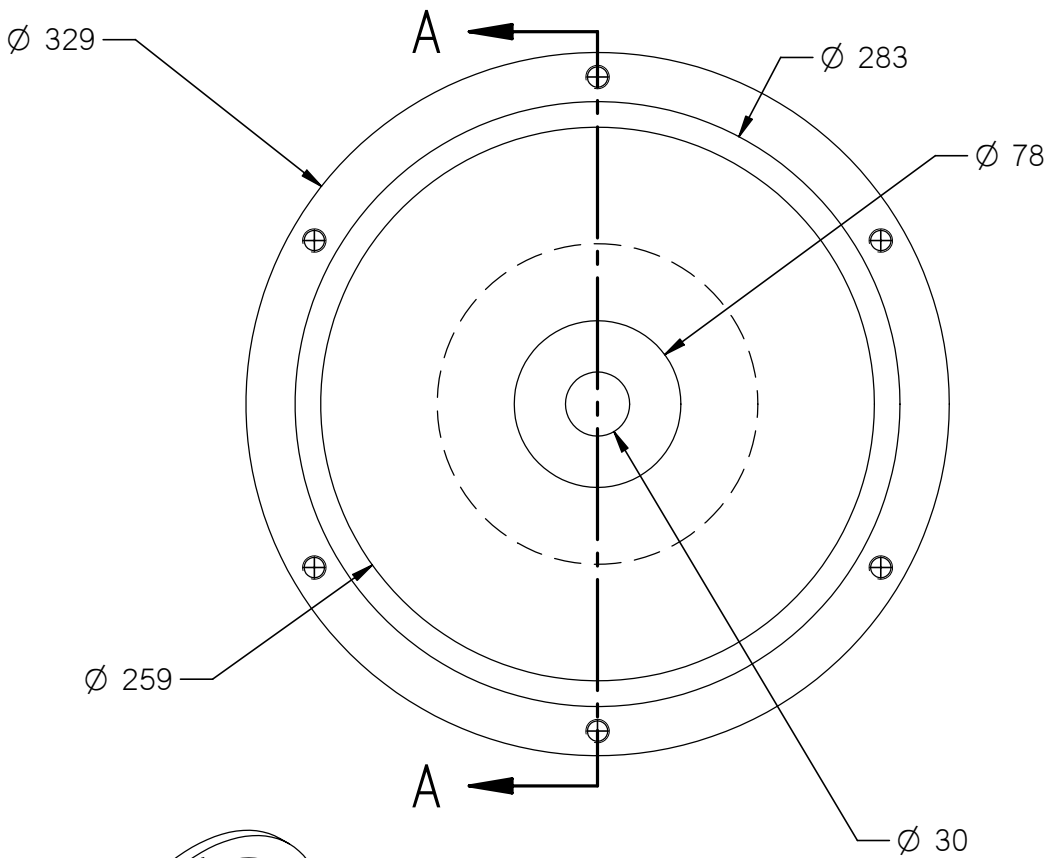
REVISIONES				
ZONA	REVISION	DESCRIPCION	FECHA	APROBADO



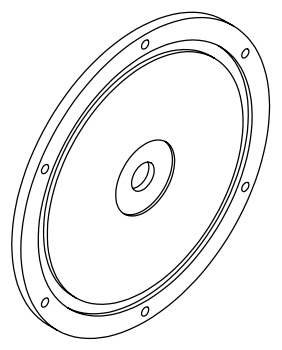
SECCION A-A

NOTAS	MATERIAL	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER ESCUOLA DE ING. MECANICA	
TODAS LAS DIMENSIONES ESTAN EN mm A MENOS DE QUE SE SE INDIQUE LO CONTRARIO	PESO:	FECHA	BUJE
	DIBUJO	J. MARADEY O. PARDO	
	REVISO	O. GELVEZ	
	APROBO	O. GELVEZ	PLANO DE REFERENCIA TP 01-00-00 TP 01-04-00
	ESCALA:		PLANO No TP 01-04-06

REVISIONES		FECHA	APROBADO
ZONA	REVISION	DESCRIPCION	

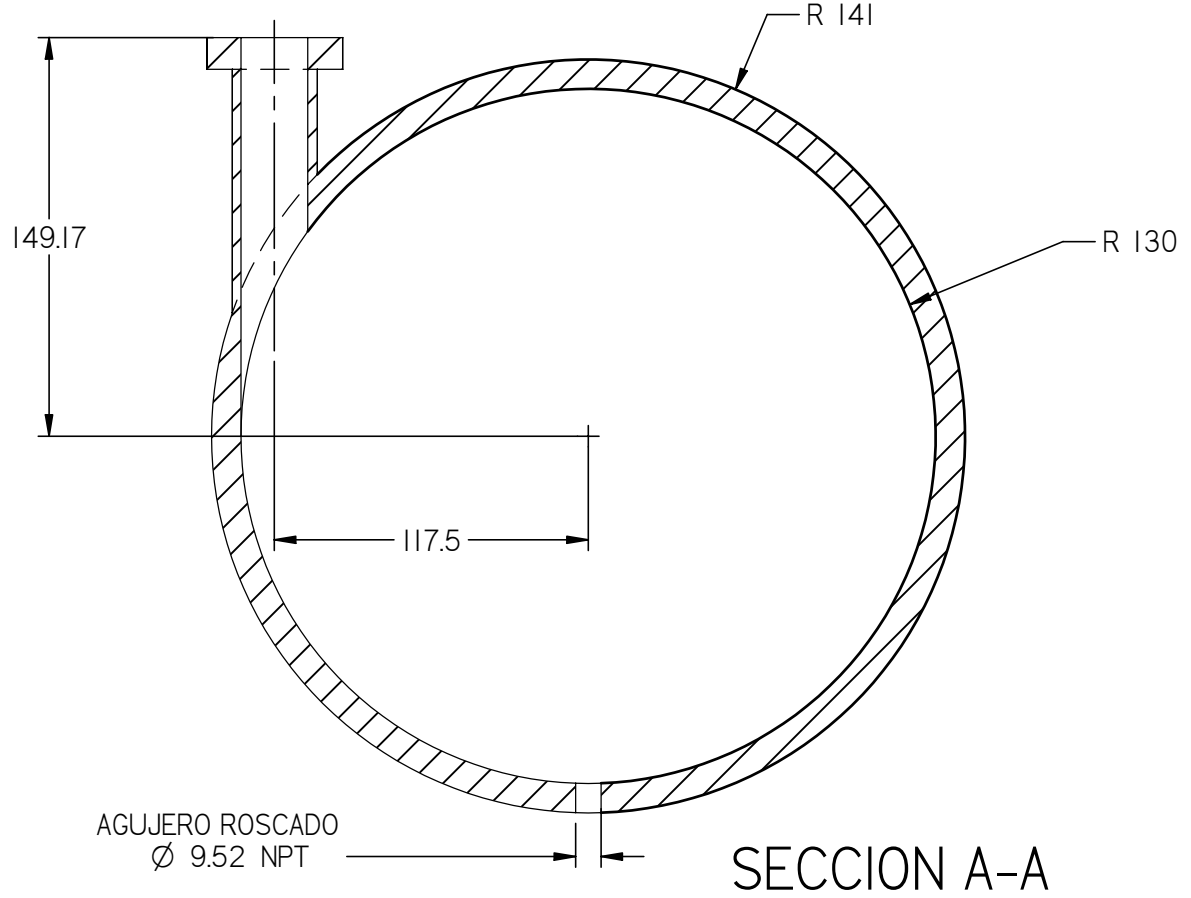
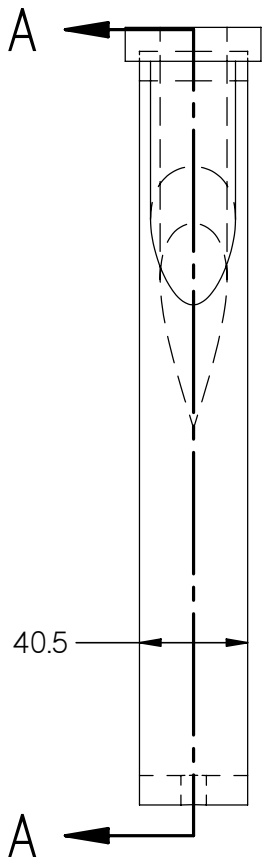
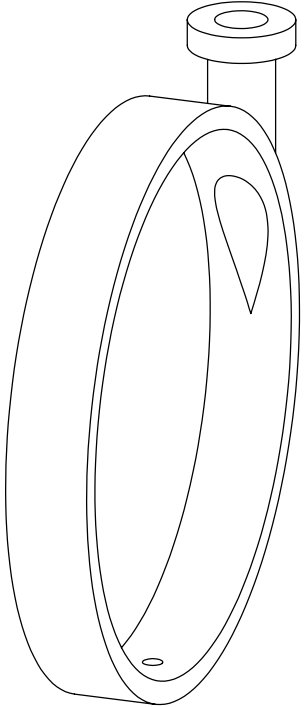


SECCION A-A



<p>NOTAS</p> <p>TODAS LAS DIMENSIONES ESTAN EN mm A MENOS DE QUE SE SE INDIQUE LO CONTRARIO</p>	MATERIAL		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER ESCUELA DE ING. MECANICA	
	PESO:		FECHA	
	DIBUJO	J. MARADEY O. PARDO		TAPA DE ENTRADA
	REVISO	O. GELVEZ		
	APROBO	O. GELVEZ		PLANO DE REFERENCIA TP 01-00-00
ESCALA:			PLANO No TP 01-01-00	

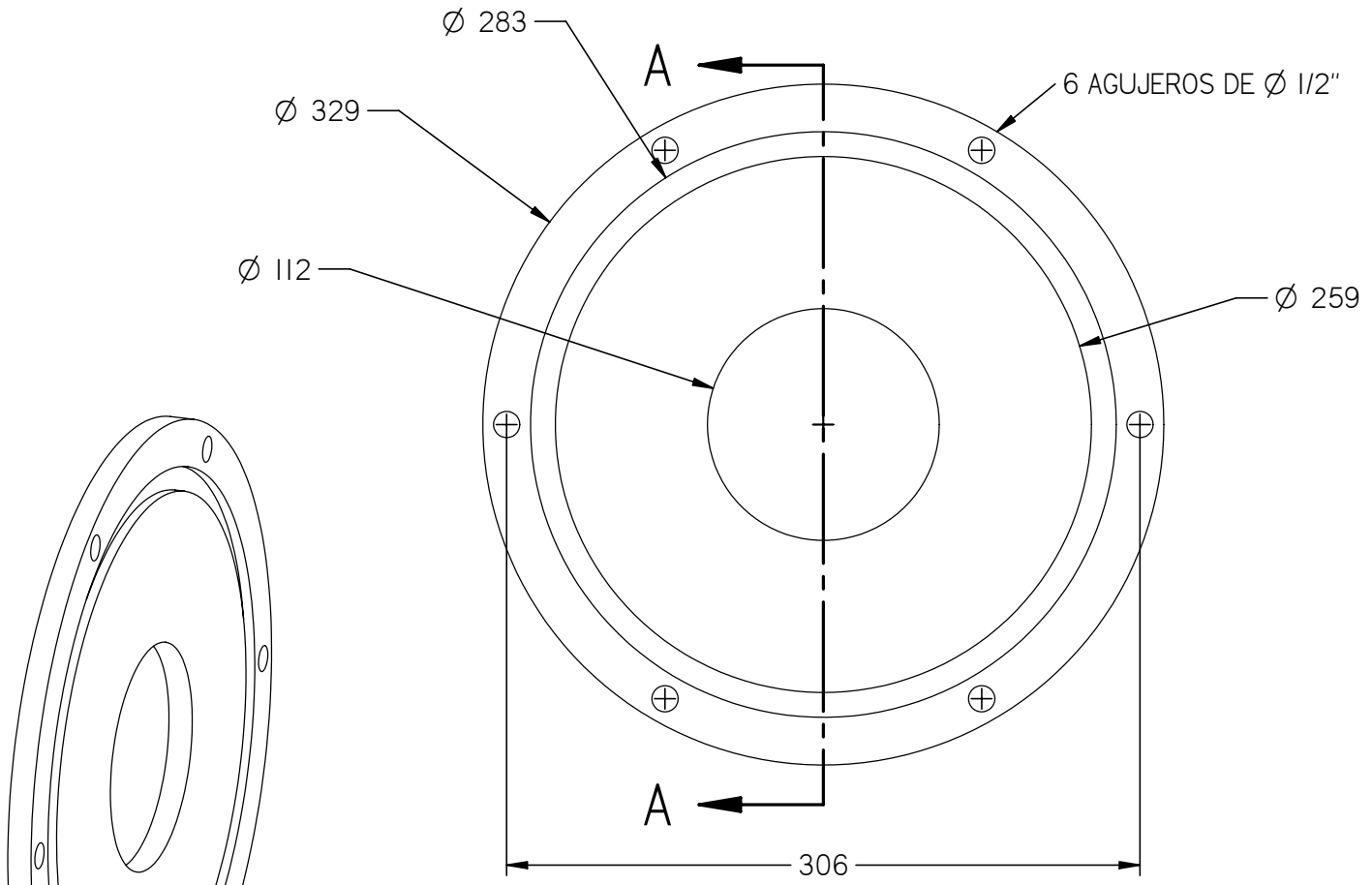
REVISIONES				
ZONA	REVISION	DESCRIPCION	FECHA	APROBADO



SECCION A-A

NOTAS	MATERIAL	FECHA	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER ESCUELA DE ING. MECANICA
TODAS LAS DIMENSIONES ESTAN EN mm A MENOS DE QUE SE SE INDIQUE LO CONTRARIO	PESO:		ARO
	DIBUJO	J. MARADEY O. PARDO	
	REVISO	O. GELVEZ	
	APROBO	O. GELVEZ	PLANO DE REFERENCIA TP 01-00-00
	ESCALA: 1:25		

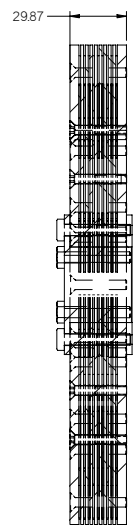
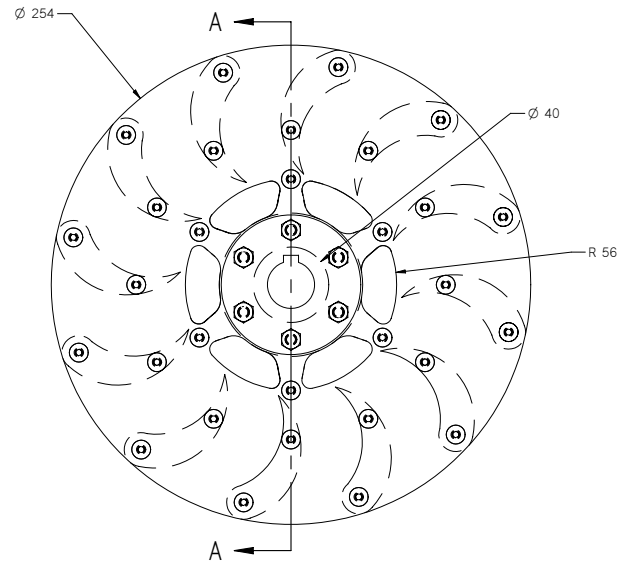
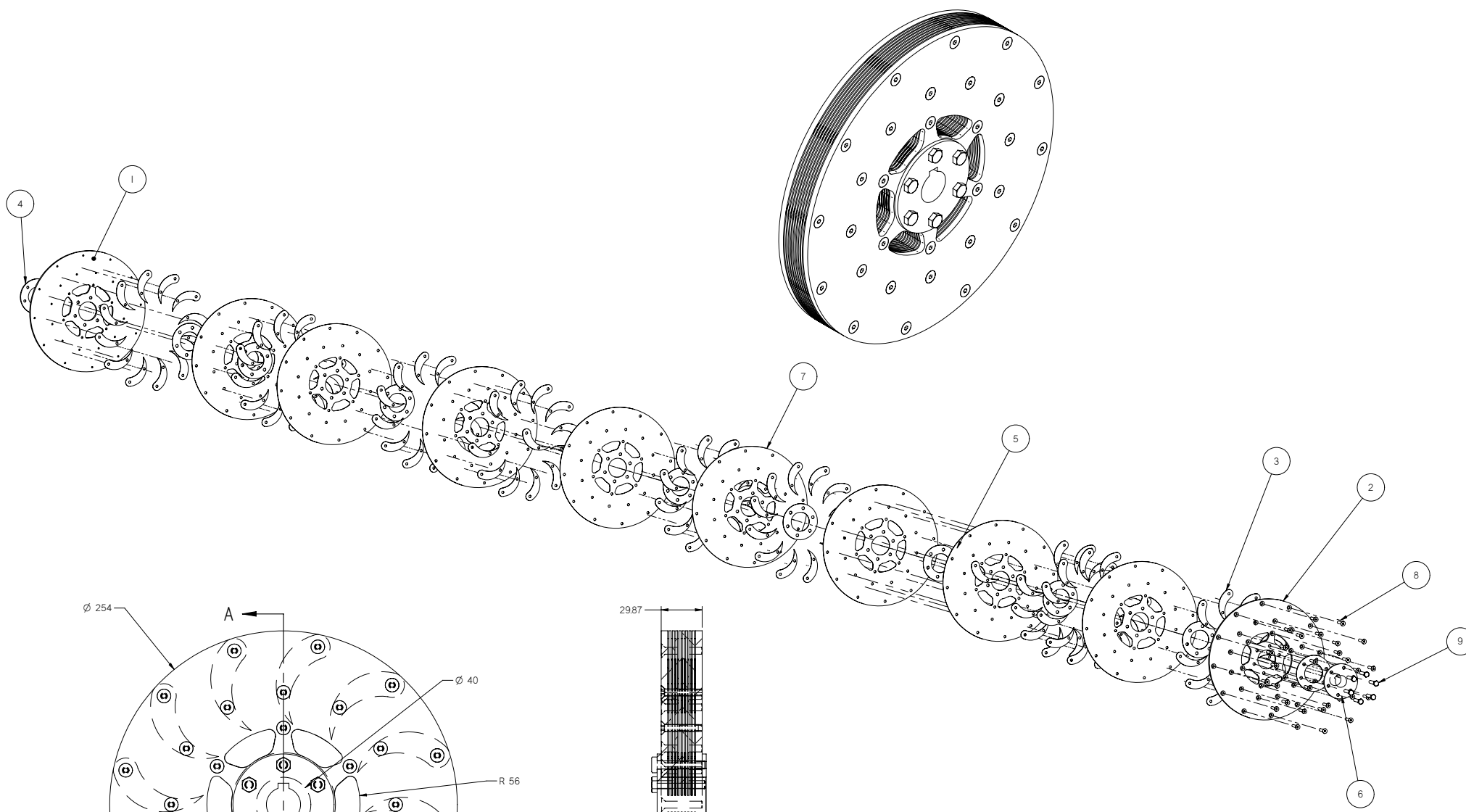
REVISIONES				
ZONA	REVISION	DESCRIPCION	FECHA	APROBADO



SECCION A-A

NOTAS	MATERIAL	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER ESCUELA DE ING. MECANICA	
TODAS LAS DIMENSIONES ESTAN EN mm A MENOS DE QUE SE SE INDIQUE LO CONTRARIO	PESO:	FECHA	TAPA DE SALIDA
	DIBUJO	J. MARADEY O. PARDO	
	REVISO	O. GELVEZ	
	APROBO	O. GELVEZ	PLANO DE REFERENCIA TP 01-00-00
	ESCALA:		PLANO No TP 01-03-00

REVISIONES				
ZONA	REVISION	DESCRIPCION	FECHA	APROBADO

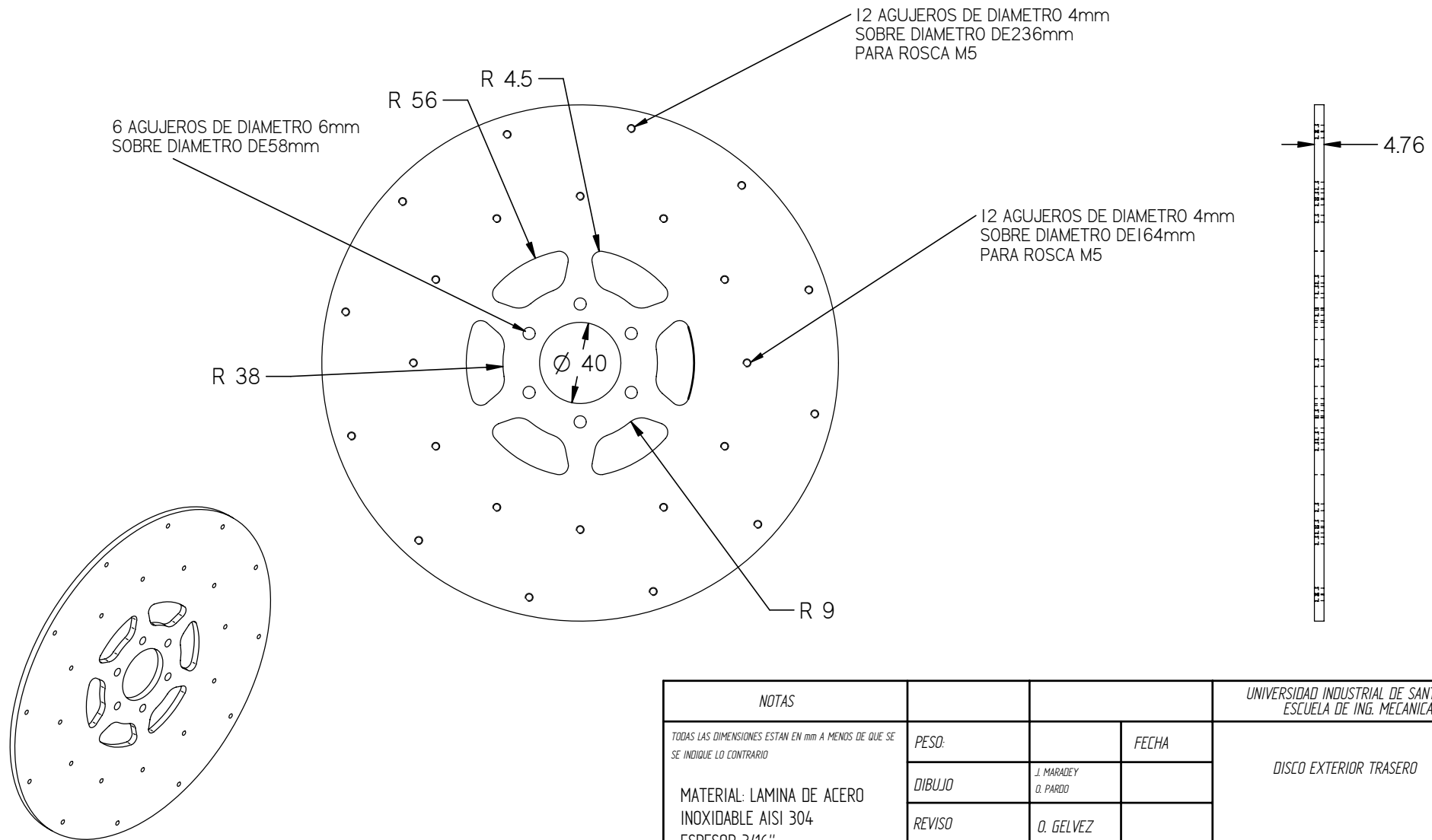


SECCION A-A
1:1

ITEM	COMPONENTE	CANTIDAD	MATERIAL	No PLANO
9	Tornillo hexagonal M8 Long. 35	6		
8	Tornillo avellanado M8 Long. 30mm	24		
7	Disco intermedio	8	Lam. AISI 304 Cal. 16	TP 01-04-07
6	Bute	1	Eje AISI 304 Diam. 2"	TP 01-04-06
5	Esparcilladores	9	Lam. AISI 304 Cal. 20	TP 01-04-05
4	Arandela bute	1	Lam. AISI 304 Esp. 3/16"	TP 01-04-04
3	Alabes	96	Lam. AISI 304 Cal. 20	TP 01-04-03
2	Disco frontal	1	Lam. AISI 304 Esp. 3/16"	TP 01-04-02
1	Disco intermedio	1	Lam. AISI 304 Esp. 3/16"	TP 01-04-01

NOTAS		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER ESCUELA DE ING. MECANICA	
MATERIAL	FECHA	ENSAMBLE RODETE PHENOMIX	
PESO			
DIBUJO	1. HAZER		
REVISO	0. GEDHEZ		
APROBADO	0. GEDHEZ	PLANO DE REFERENCIA TP 01-04-00	
ESCALA	1:1	PLANO No TP 01-04-00	

REVISIONES				
ZONA	REVISION	DESCRIPCION	FECHA	APROBADO



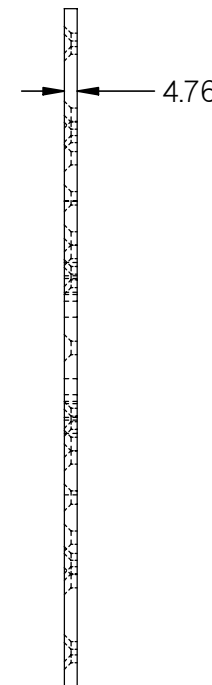
NOTAS		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER ESCUELA DE ING. MECANICA	
TODAS LAS DIMENSIONES ESTAN EN mm A MENOS DE QUE SE SE INDIQUE LO CONTRARIO MATERIAL: LAMINA DE ACERO INOXIDABLE AISI 304 ESPESOR 3/16" ACABADO No 4 AMBAS CARAS	PESO:		FECHA
	DIBUJO	J. MARADEY O. PARDO	
	REVISO	O. GELVEZ	
	APROBO	O. GELVEZ	
	ESCALA:		
		DISCO EXTERIOR TRASERO	
		PLANO DE REFERENCIA TP 01-04-00	
		PLANO No TP 01-04-01	

REVISIONES				
ZONA	REVISION	DESCRIPCION	FECHA	APROBADO

12 AGUJEROS DE DIAMETRO 5mm
SOBRE DE DIAMETRO DE 236mm

12 AGUJEROS DE DIAMETRO 5mm
SOBRE DIAMETRO DE 164mm

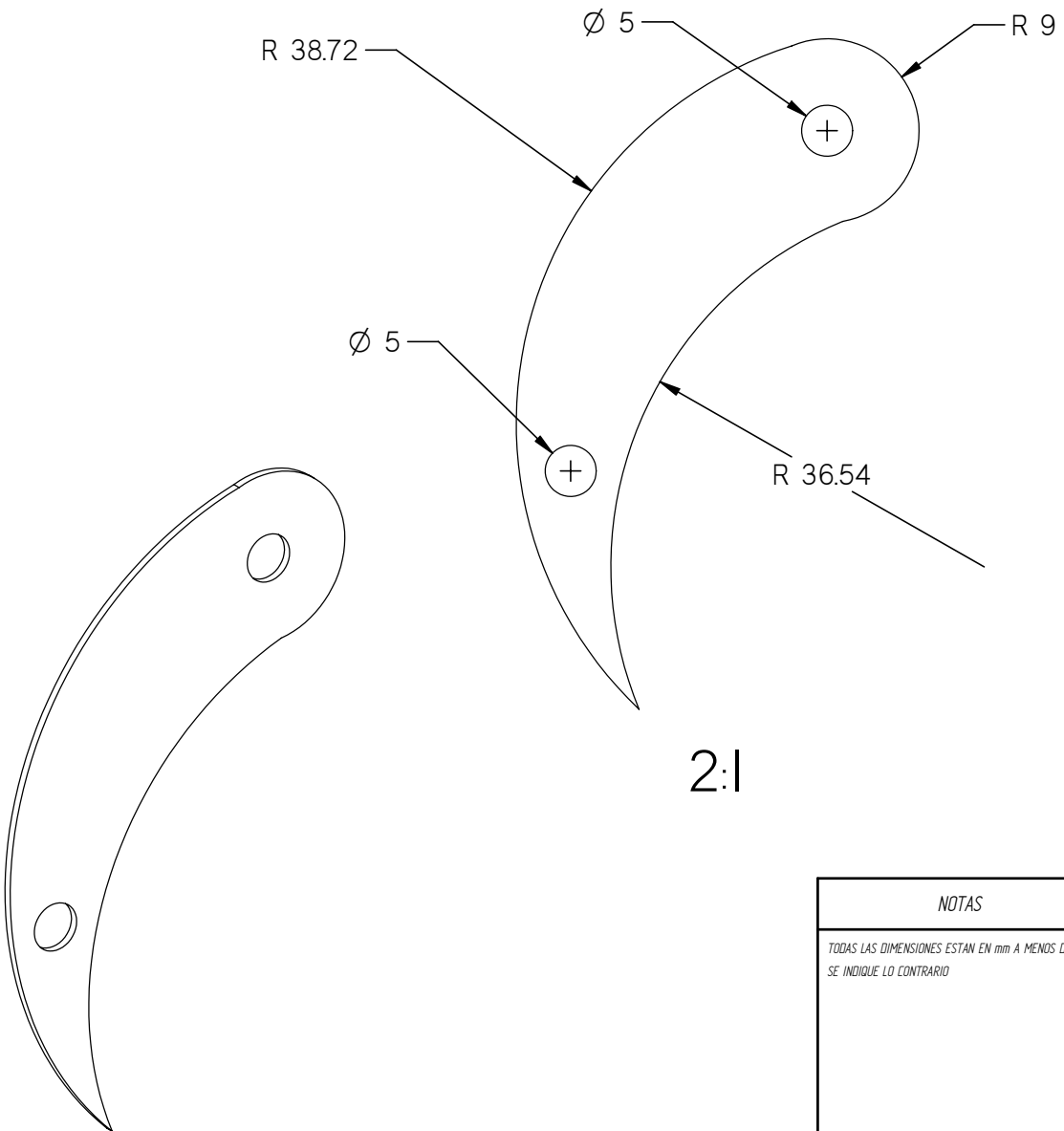
6 AGUJEROS DE DIAMETRO 6mm
SOBRE DIAMETRO DE 58 mm



MATERIAL: LAMINA DE ACERO INOXIDABLE AISI 304
ESPESOR 3/16"
ACABADO No 4 AMBAS CARAS

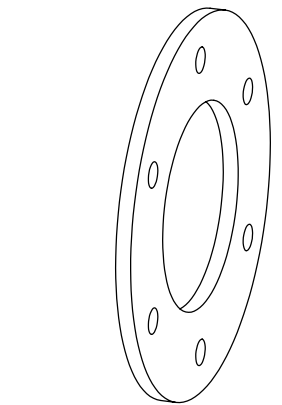
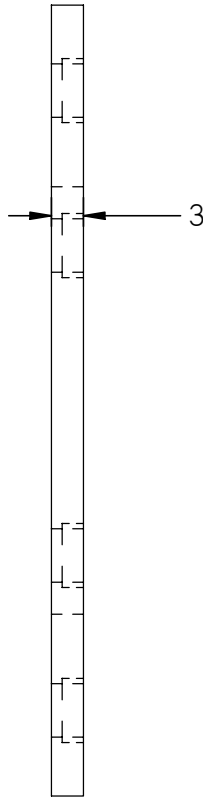
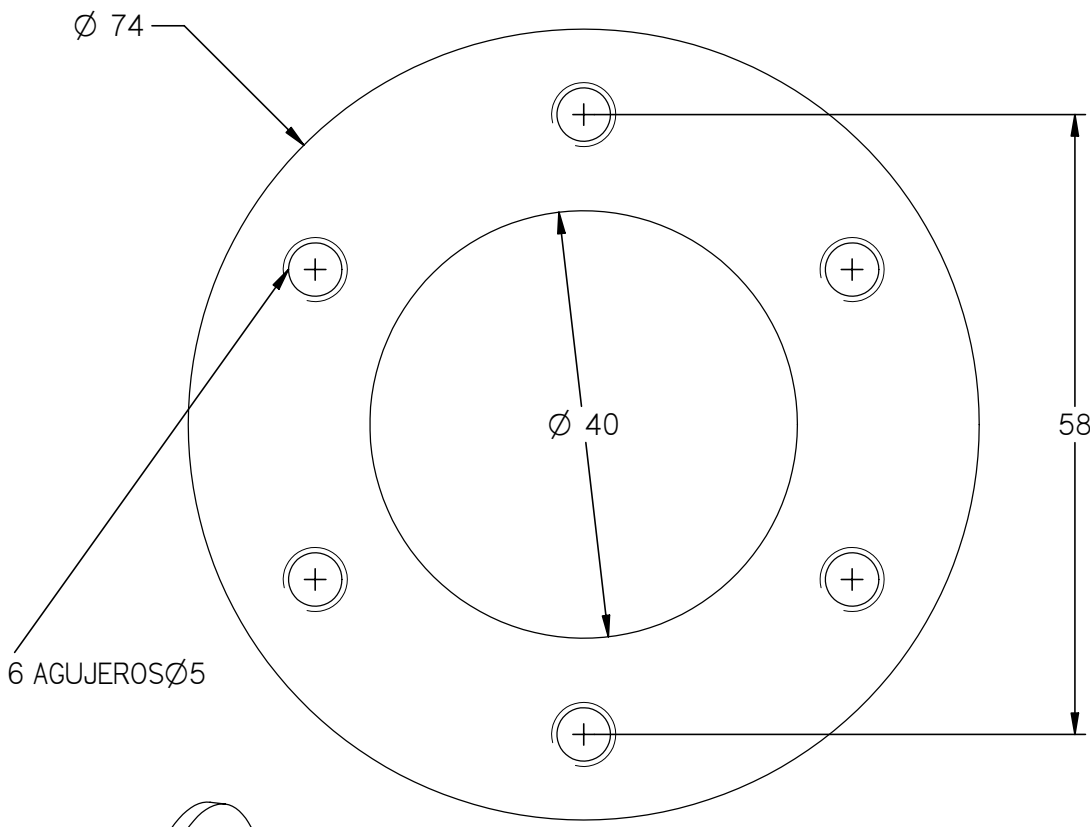
NOTAS	MATERIAL	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER ESCUELA DE ING. MECANICA	
TODAS LAS DIMENSIONES ESTAN EN mm A MENOS DE QUE SE SE INDIQUE LO CONTRARIO	PESO:	FECHA	DISCO FRONTAL
	DIBUJO	J. MARADEY O. PARDO	
	REVISO	O. GELVEZ	
	APROBO	O. GELVEZ	PLANO DE REFERENCIA TP 01-02-00
	ESCALA:		PLANO No TP 01-02-01

REVISIONES				
ZONA	REVISION	DESCRIPCION	FECHA	APROBADO



<p>NOTAS</p> <p>TODAS LAS DIMENSIONES ESTAN EN mm A MENOS DE QUE SE SE INDIQUE LO CONTRARIO</p>	MATERIAL	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER ESCUELA DE ING. MECANICA	
	PESO:	FECHA	ALABE
	DIBUJO	J. MARADEY O. PARDO	
	REVISO	O. GELVEZ	
	APROBO	O. GELVEZ	PLANO DE REFERENCIA TP 01-04-00
ESCALA:		PLANO No TP 01-04-02	

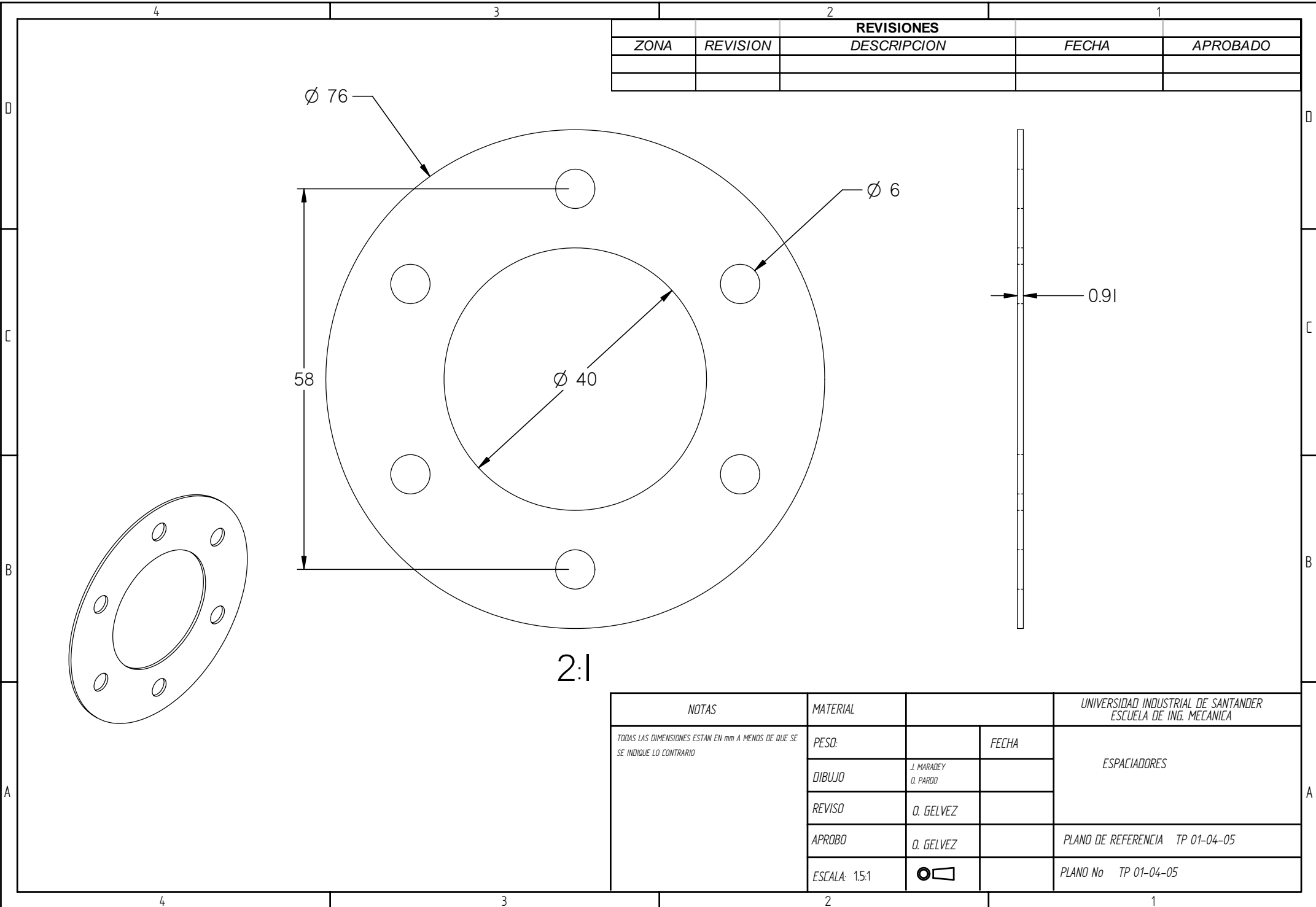
REVISIONES				
ZONA	REVISION	DESCRIPCION	FECHA	APROBADO



2:1

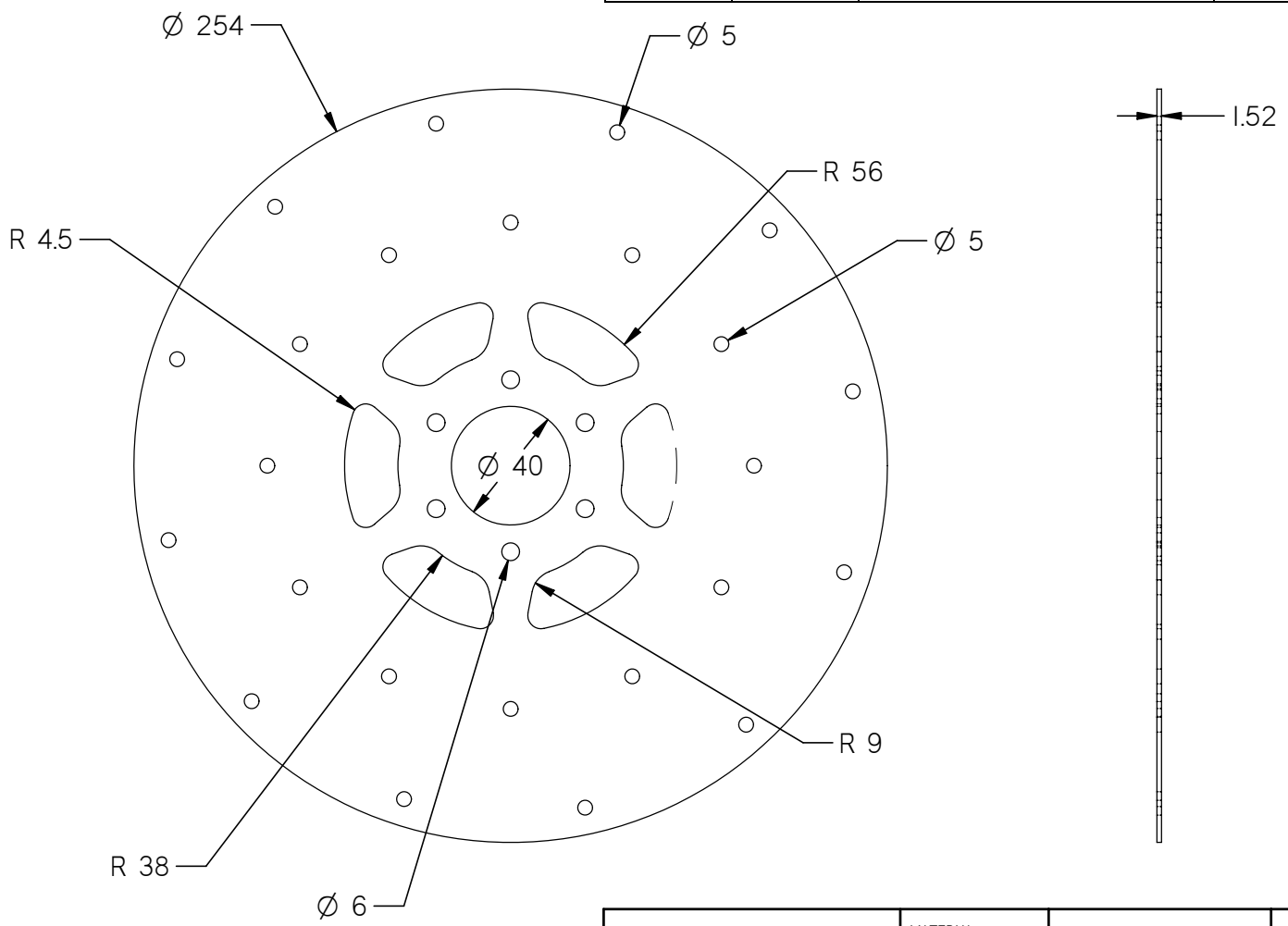
<p>NOTAS</p> <p>TODAS LAS DIMENSIONES ESTAN EN mm A MENOS DE QUE SE SE INDIQUE LO CONTRARIO</p>	MATERIAL	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER ESCUELA DE ING. MECANICA	
	PESO:	FECHA	ARANDELA BUJE
	DIBUJO	J. MARADEY O. PARDO	
	REVISO	O. GELVEZ	PLANO DE REFERENCIA TP 01-04-00
	APROBO	O. GELVEZ	
ESCALA: 2:1		PLANO No TP 01-04-04	

REVISIONES				
ZONA	REVISION	DESCRIPCION	FECHA	APROBADO



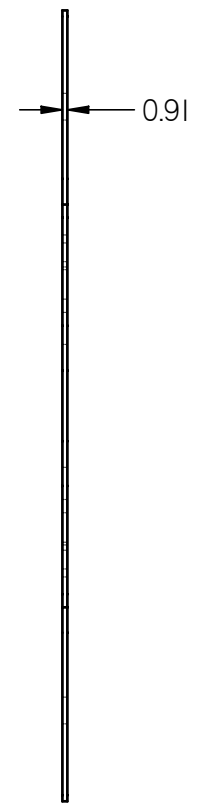
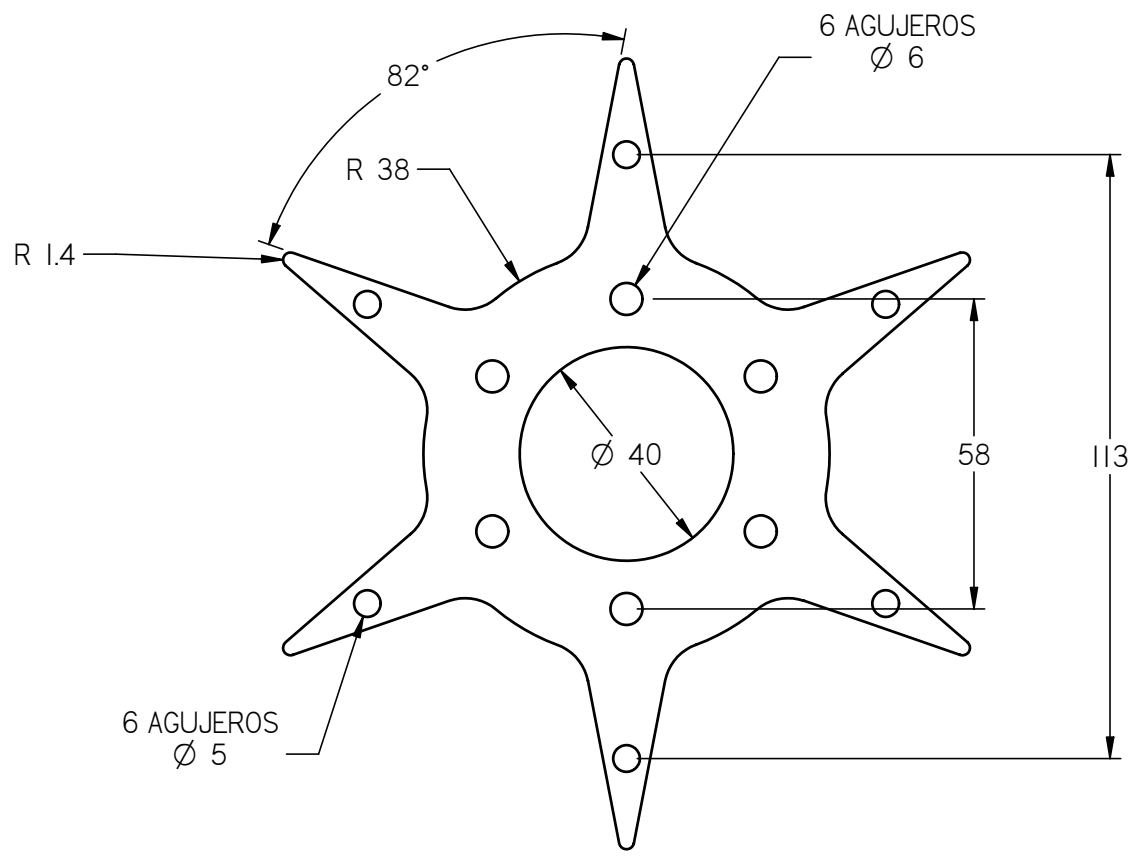
NOTAS	MATERIAL	FECHA	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER ESCUELA DE ING. MECANICA
TODAS LAS DIMENSIONES ESTAN EN mm A MENOS DE QUE SE SE INDIQUE LO CONTRARIO	PESO:		ESPACIADORES
	DIBUJO	J. MARADEY O. PARDO	
	REVISO	O. GELVEZ	
	APROBO	O. GELVEZ	PLANO DE REFERENCIA TP 01-04-05
	ESCALA: 1:1		PLANO No TP 01-04-05

REVISIONES				
ZONA	REVISION	DESCRIPCION	FECHA	APROBADO



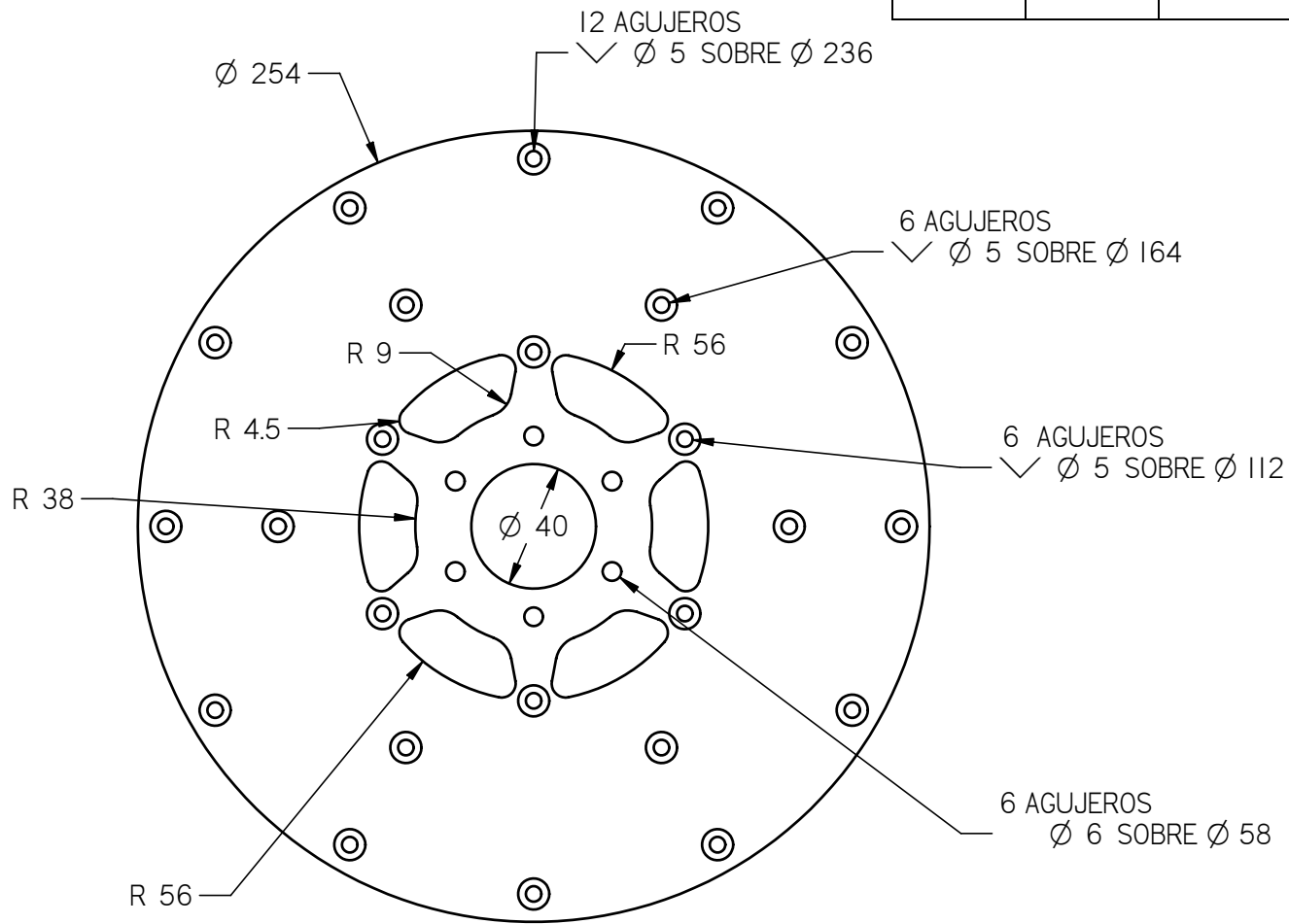
NOTAS	MATERIAL	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER ESCUELA DE ING. MECANICA	
TODAS LAS DIMENSIONES ESTAN EN mm A MENOS DE QUE SE SE INDIQUE LO CONTRARIO	PESO:	FECHA	DISCO EXTERIOR
	DIBUJO	J. MARADEY O. PARDO	
	REVISO	O. GELVEZ	
	APROBO	O. GELVEZ	PLANO DE REFERENCIA TP 01-04-00
	ESCALA:		PLANO No TP 01-04-07

REVISIONES		FECHA	APROBADO
ZONA	REVISION	DESCRIPCION	



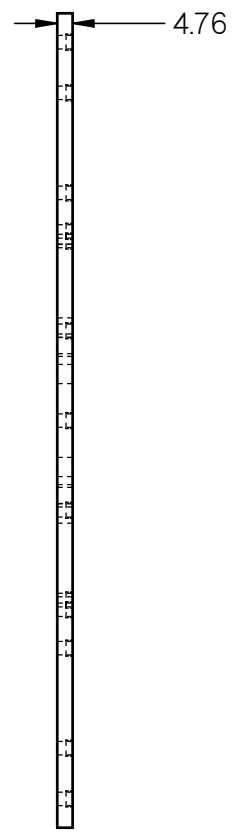
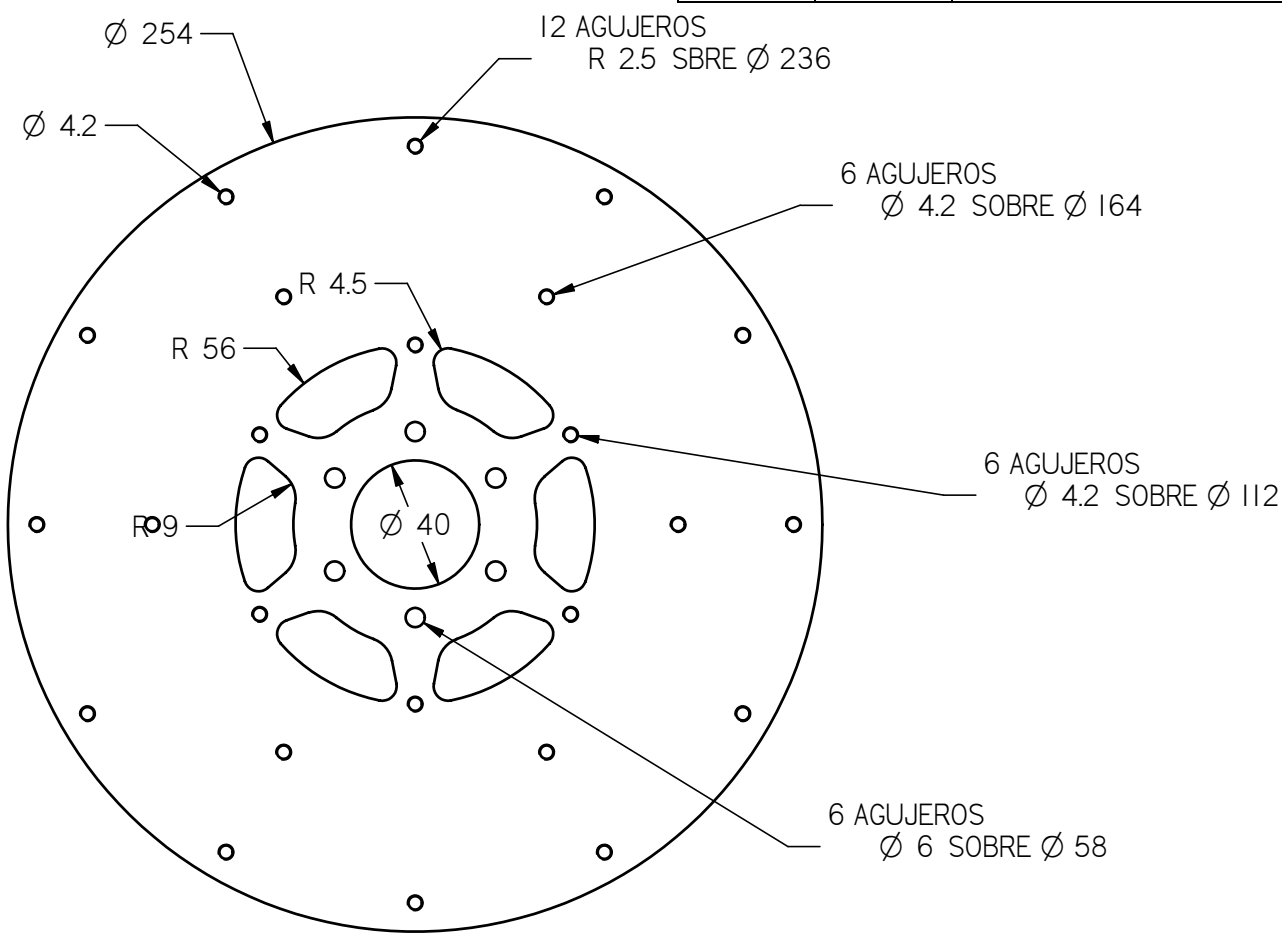
NOTAS	MATERIAL	FECHA	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER ESCUELA DE ING. MECANICA
TODAS LAS DIMENSIONES ESTAN EN mm A MENOS DE QUE SE SE INDIQUE LO CONTRARIO	PESO:		ESTRELLA
	DIBUJO	J. MARADEY O. PARDO	
	REVISO	O. GELVEZ	
	APROBO	O. GELVEZ	PLANO DE REFERENCIA 01-02-00
	ESCALA:	⊙ □	PLANO No TT 01-01-00

REVISIONES				
ZONA	REVISION	DESCRIPCION	FECHA	APROBADO



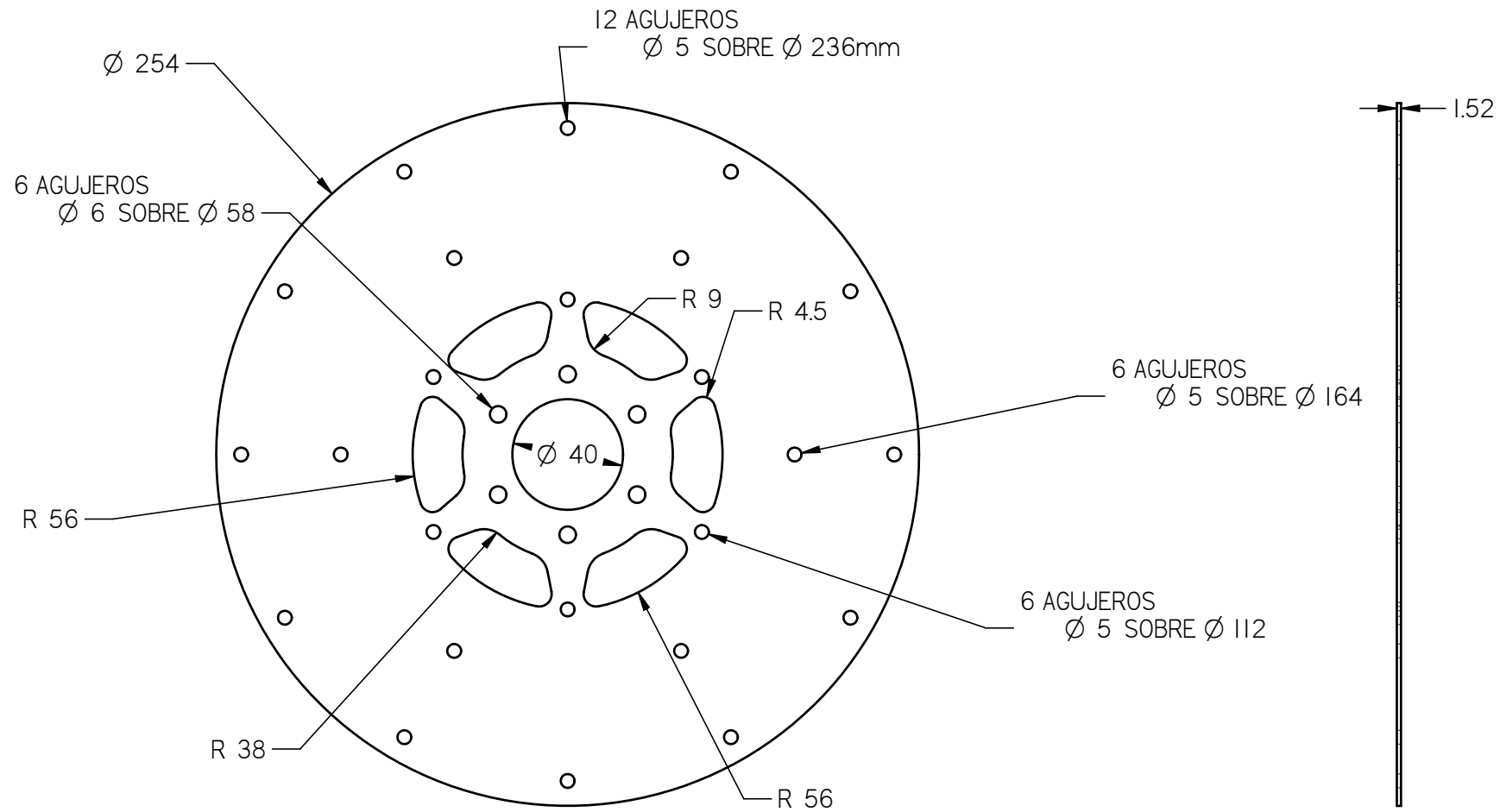
NOTAS	MATERIAL	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER ESCUELA DE ING. MECANICA	
TODAS LAS DIMENSIONES ESTAN EN mm A MENOS DE QUE SE SE INDIQUE LO CONTRARIO	PESO:	FECHA	DISCO EXTERIOR
	DIBUJO	J. MARADEY O. PARDO	
	REVISO	O. GELVEZ	
	APROBO	O. GELVEZ	PLANO DE REFERENCIA
	ESCALA:		PLANO No TE 01-03-00

REVISIONES				
ZONA	REVISION	DESCRIPCION	FECHA	APROBADO

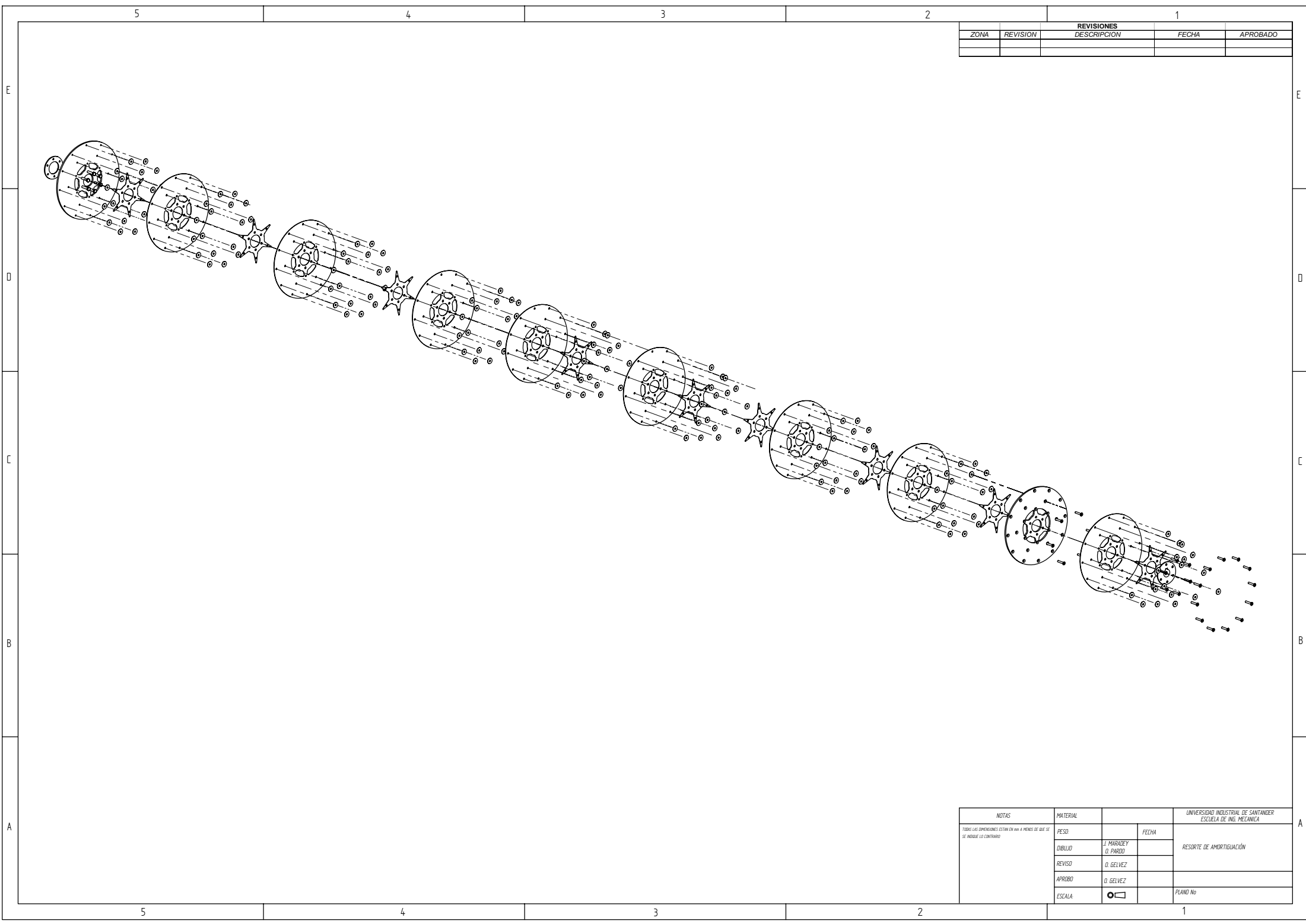


NOTAS TODAS LAS DIMENSIONES ESTAN EN mm A MENOS DE QUE SE SE INDIQUE LO CONTRARIO	MATERIAL	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER ESCUELA DE ING. MECANICA	
	PESO:	FECHA	DISCO EXTERIOR TRASERO
	DIBUJO	J. MARADEY O. PARDO	
	REVISO	O. GELVEZ	
	APROBO	O. GELVEZ	PLANO DE REFERENCIA
ESCALA:		PLANO No TE 01-04-00	

REVISIONES				
ZONA	REVISION	DESCRIPCION	FECHA	APROBADO



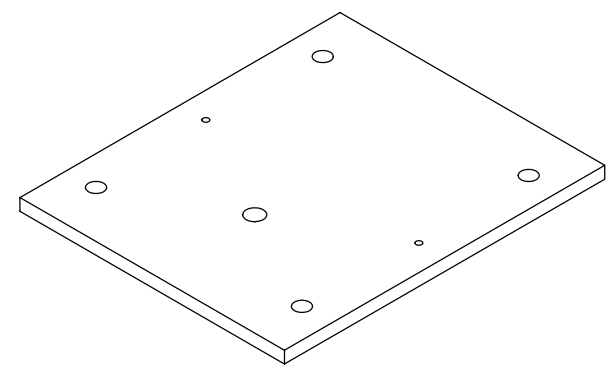
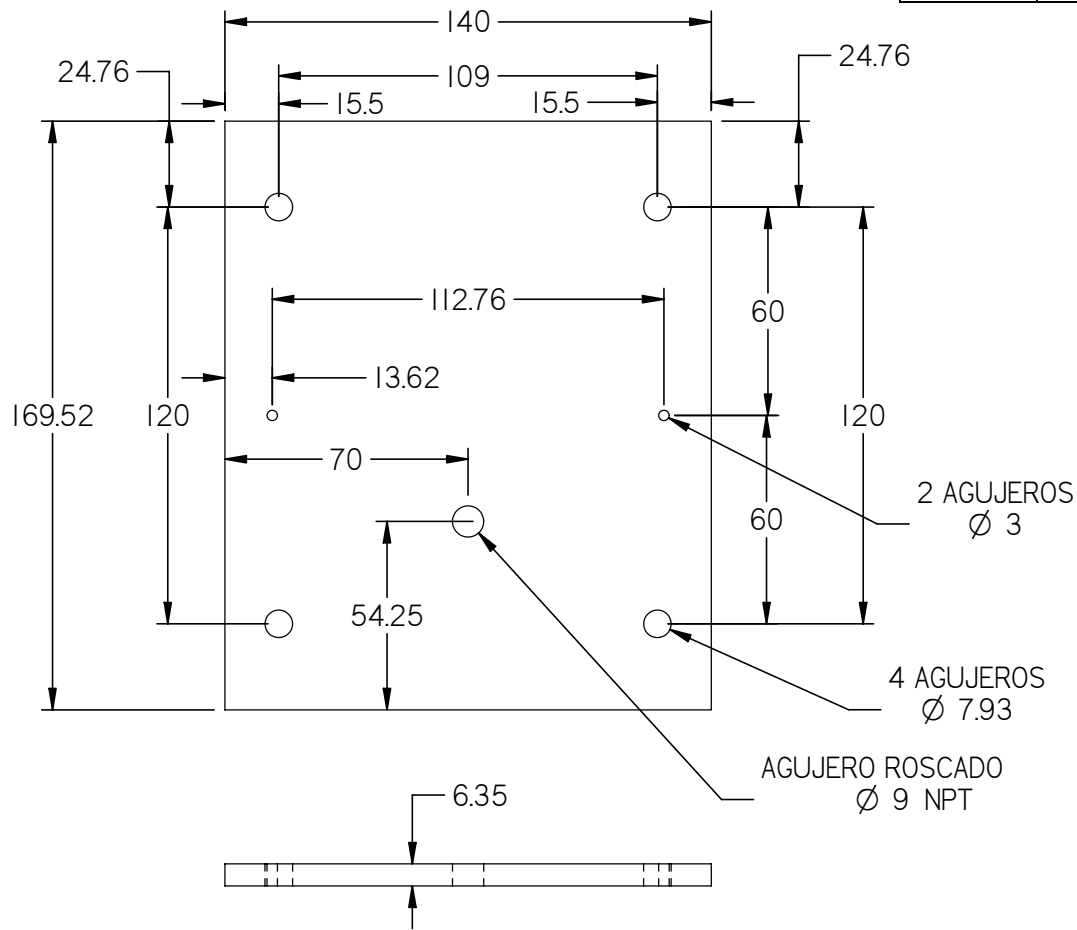
NOTAS	MATERIAL	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER ESCUELA DE ING. MECANICA	
TODAS LAS DIMENSIONES ESTAN EN mm A MENOS DE QUE SE SE INDIQUE LO CONTRARIO	PESO:	FECHA	DISCO INTERIOR TESLA
	DIBUJO	J. MARADEY O. PARDO	
	REVISO	O. GELVEZ	
	APROBO	O. GELVEZ	PLANO DE REFERENCIA
	ESCALA:		PLANO No TE 01-02-00



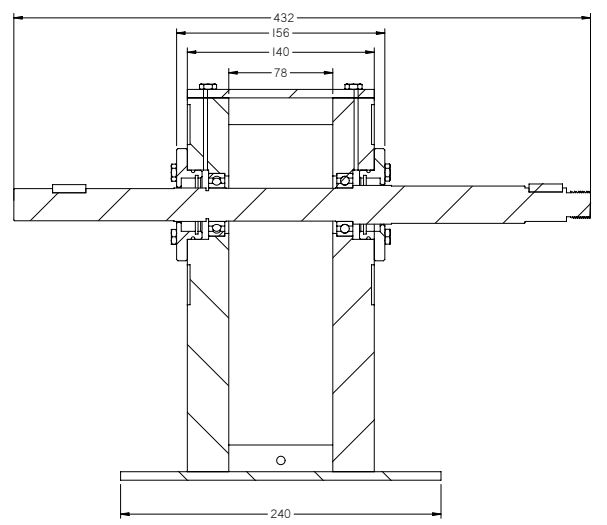
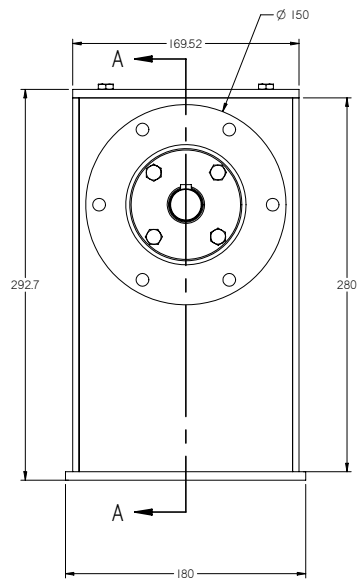
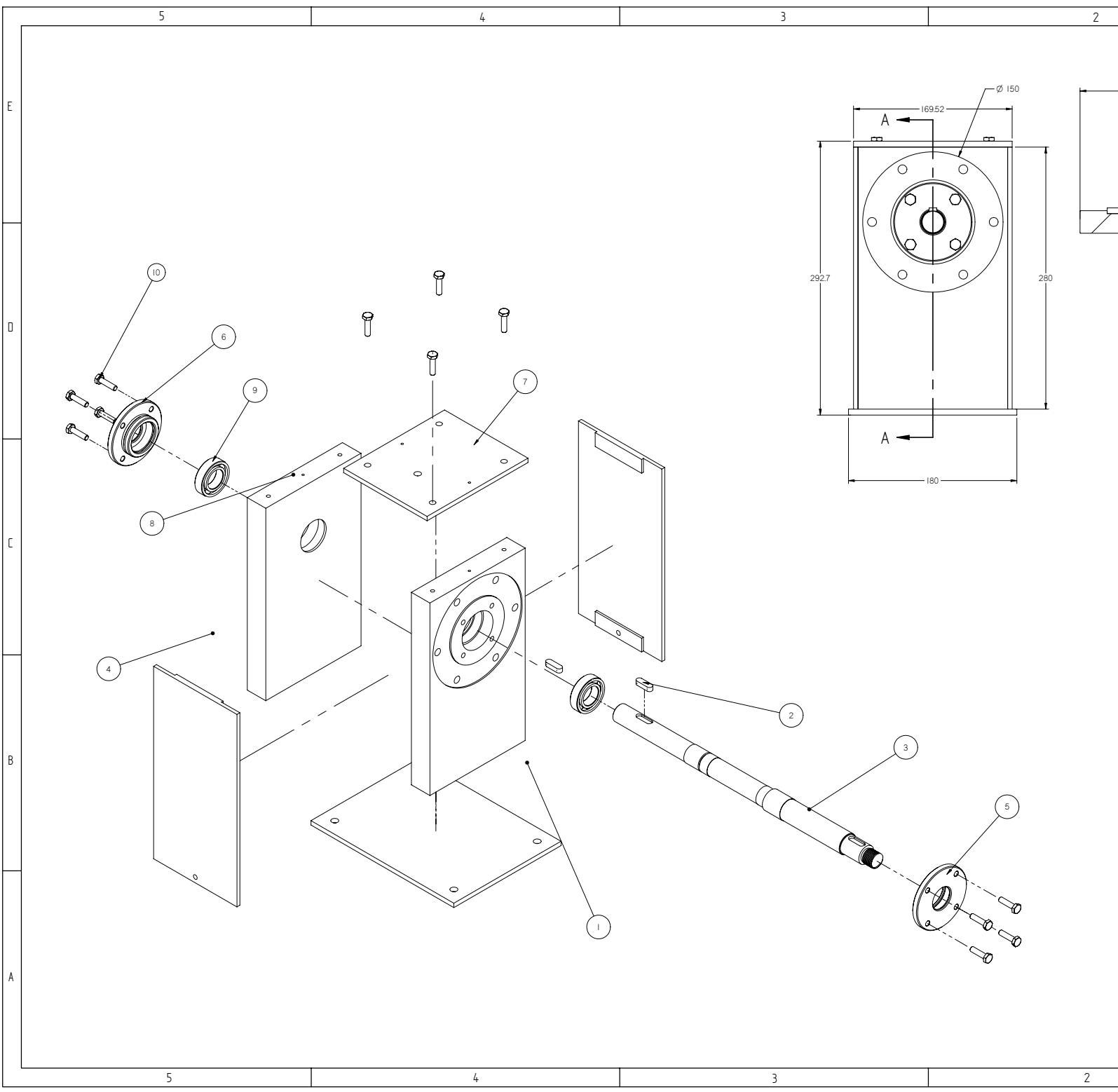
REVISIONES				
ZONA	REVISION	DESCRIPCION	FECHA	APROBADO

NOTAS <small> TODAS LAS DIMENSIONES ESTAN EN MM A MENOS DE QUE SE SE INDIQUE LO CONTRARIO </small>	MATERIAL	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
	PESO	FECHA	ESCUOLA DE ING. MECANICA
	DIBUJO	J. MARADEY	RESORTE DE AMORTIGUACION
	REVISO	D. GELVEZ	
	APROBO	D. GELVEZ	PLANO No
ESCALA:	<input checked="" type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	1	

REVISIONES				
ZONA	REVISION	DESCRIPCION	FECHA	APROBADO



NOTAS	MATERIAL	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER ESCUELA DE ING. MECANICA	
TODAS LAS DIMENSIONES ESTAN EN mm A MENOS DE QUE SE SE INDIQUE LO CONTRARIO	PESO:	FECHA	TAPA SUPERIOR
	DIBUJO	J. MARADEY O. PARDO	
	REVISO	O. GELVEZ	
	APROBO	O. GELVEZ	PLANO DE REFERENCIA CR 01-00-00
	ESCALA:		PLANO No CR 01-07-00



SECTION A-A

REVISIONES		FECHA	APROBADO
ZONA	REVISION	DESCRIPCION	

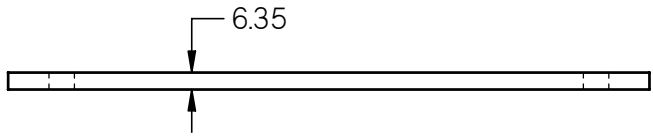
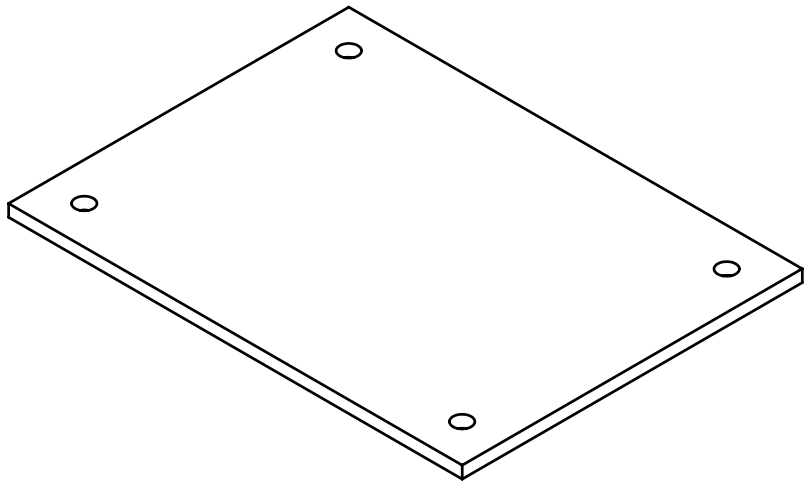
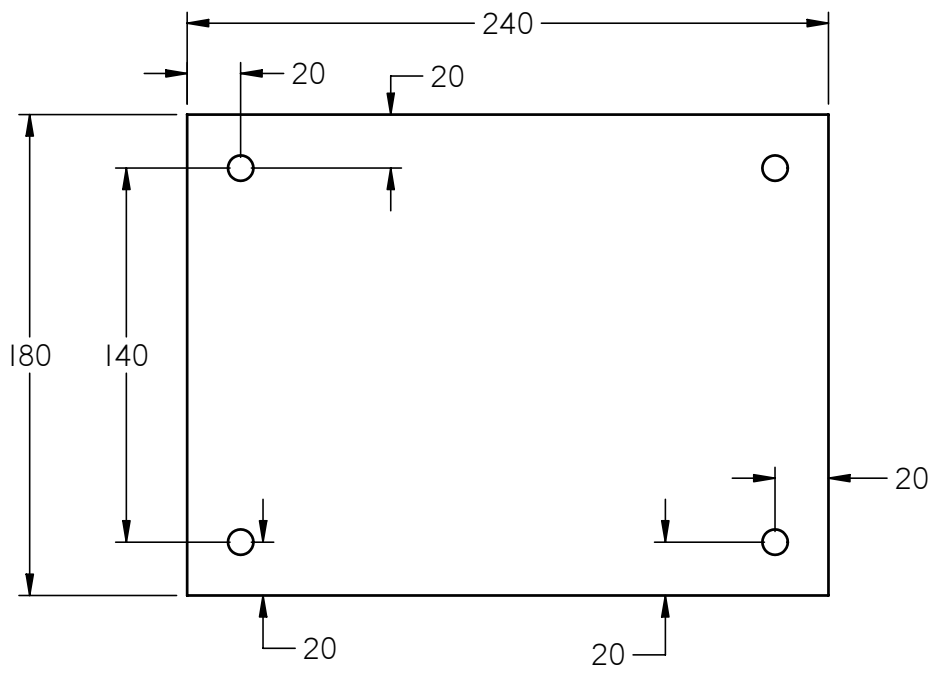
10	Tomillo Hex. 1/4"	12	
9	Rodamientos	2	
8	Tapas rodamiento	2	CR 01-02-00
7	Tapa superior	1	CR 01-02-00
6	Tapa retenedora izquierda	1	CR 01-02-00
5	Tapa Retenedora deracha	1	CR 01-02-00
4	Tapa lateral	2	CR 01-02-00
3	Eje	1	CR 01-02-00
2	Cuña	2	CR 01-02-00
1	Base caja	1	CR 01-01-00

NOTAS			UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER ESCUELA DE ING. MECANICA	
TODAS LAS DIMENSIONES ESTAN EN MM A MENOS DE QUE SE SE INDIQUE LO CONTRARIO			MATERIAL	FECHA
			PESO	
			DIBLLO	J. MARADEY D. PARDO
			REVISO	D. GELVEZ
			APROBO	D. GELVEZ
			ESCALA:	<input checked="" type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
				PLANO No

RESORTE DE AMORTIGUACION

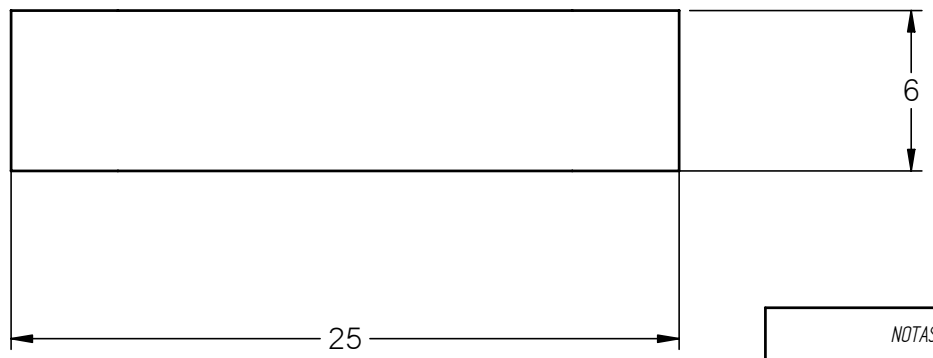
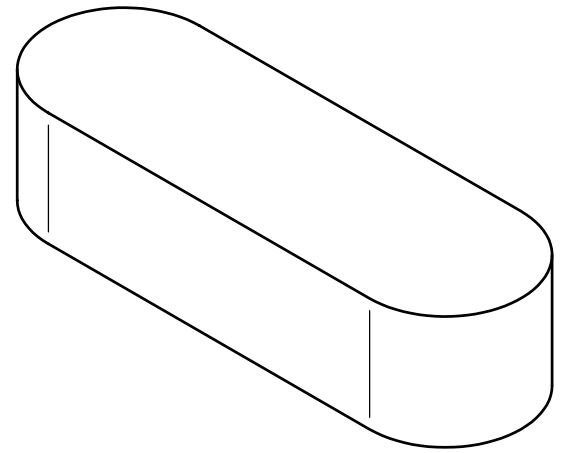
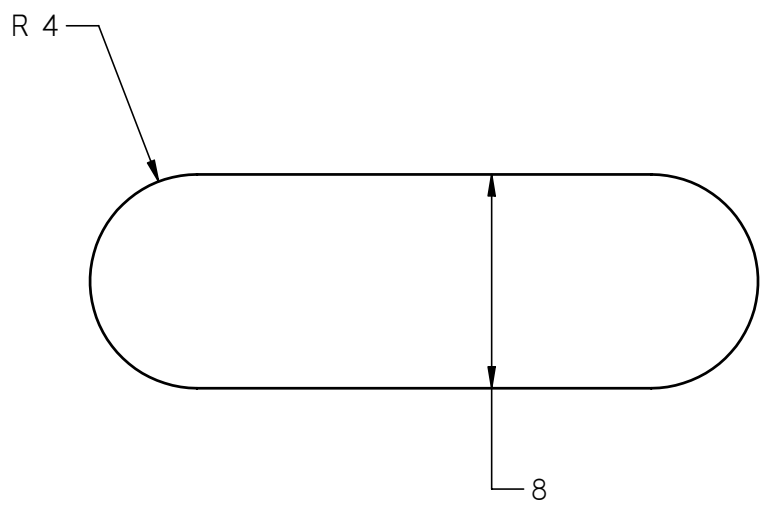
PLANO No

REVISIONES				
ZONA	REVISION	DESCRIPCION	FECHA	APROBADO



<p>NOTAS</p> <p>TODAS LAS DIMENSIONES ESTAN EN mm A MENOS DE QUE SE SE INDIQUE LO CONTRARIO</p>	MATERIAL		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER ESCUELA DE ING. MECANICA	
	PESO:		FECHA	
	DIBUJO	J. MARADEY O. PARDO		BASE CAJA DE RODAMIENTOS
	REVISO	O. GELVEZ		
	APROBO	O. GELVEZ		PLANO DE REFERENCIA CR 01-00-00
ESCALA:			PLANO No CR 01-01-00	

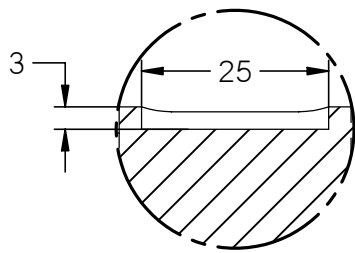
REVISIONES				
ZONA	REVISION	DESCRIPCION	FECHA	APROBADO



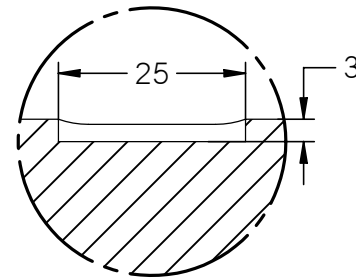
NOTAS	MATERIAL	FECHA	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER ESCUELA DE ING. MECANICA
TODAS LAS DIMENSIONES ESTAN EN mm A MENOS DE QUE SE SE INDIQUE LO CONTRARIO	PESO:		CUÑA
	DIBUJO	J. MARADEY O. PARDO	
	REVISO	O. GELVEZ	
	APROBO	O. GELVEZ	PLANO DE REFERENCIA CR 01-00-00
	ESCALA:		PLANO No CR 01-02-00

Technical drawing layout with grid lines labeled 1, 2, 3, 4 horizontally and A, B, C, D vertically.

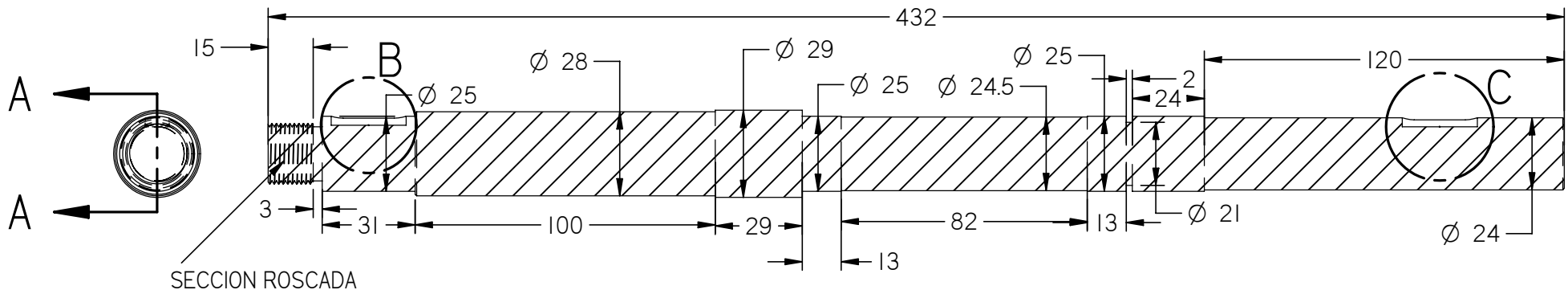
REVISIONES		FECHA	APROBADO
ZONA	REVISION	DESCRIPCION	



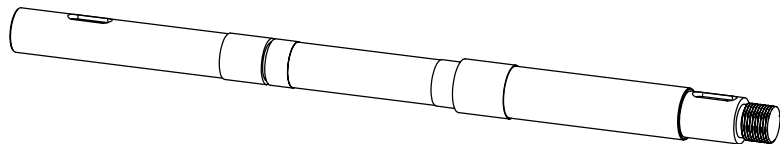
DETAIL B



DETAIL C

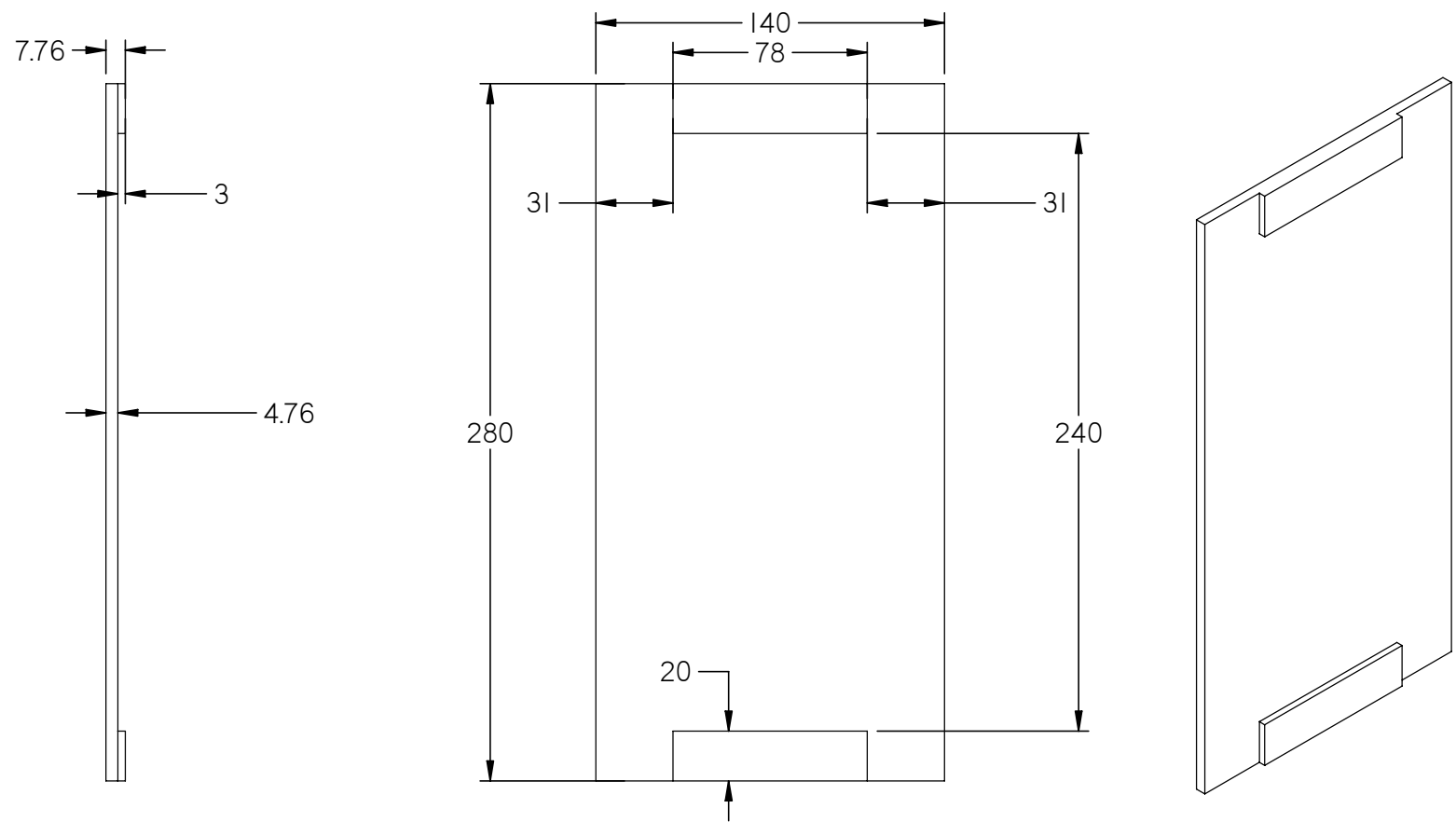


SECTION A-A
1:1,43



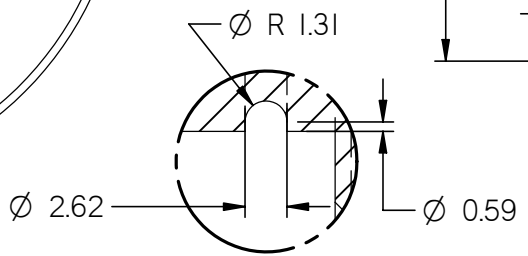
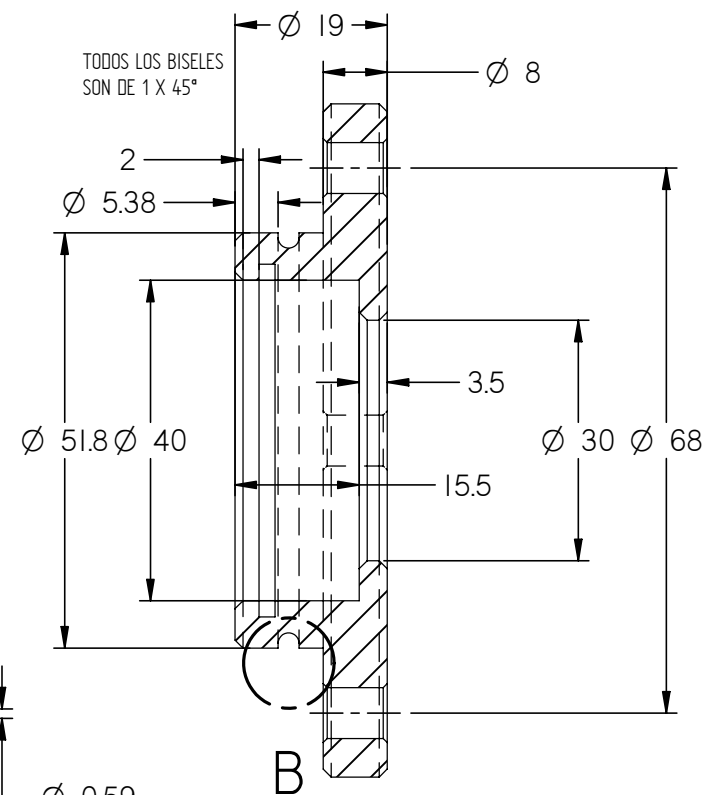
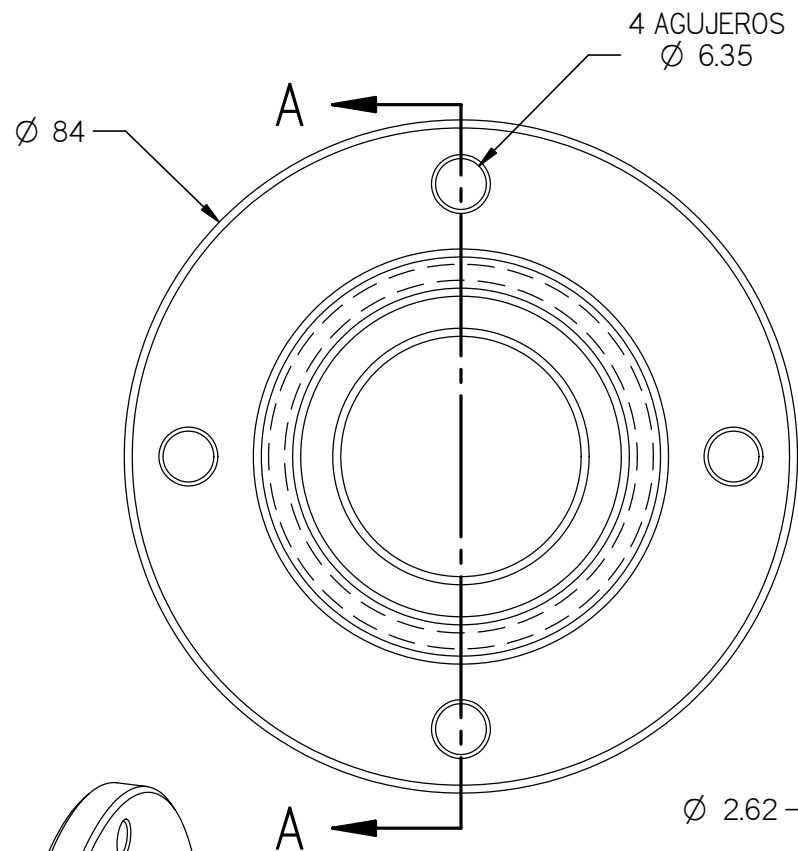
<p>NOTAS</p> <p>TODAS LAS DIMENSIONES ESTAN EN mm A MENOS DE QUE SE SE INDIQUE LO CONTRARIO</p>	MATERIAL		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER ESCUOLA DE ING. MECANICA	
	PESO:		FECHA	
	DIBUJO	J. MARADEY O. PARDO		EJE
	REVISO	O. GELVEZ		
	APROBO	O. GELVEZ		PLANO DE REFERENCIA CR 01-00-00
ESCALA: 1:1,43			PLANO No CR 01-03-00	

REVISIONES				
ZONA	REVISION	DESCRIPCION	FECHA	APROBADO



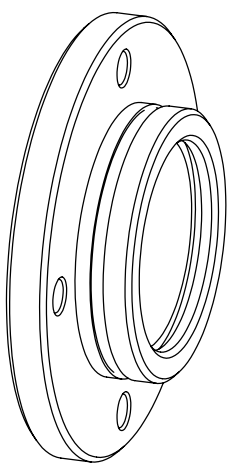
<p>NOTAS</p> <p>TODAS LAS DIMENSIONES ESTAN EN mm A MENOS DE QUE SE SE INDIQUE LO CONTRARIO</p>	MATERIAL	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER ESCUELA DE ING. MECANICA	
	PESO:	FECHA	TAPA LATERAL
	DIBUJO	J. MARADEY O. PARDO	
	REVISO	O. GELVEZ	
	APROBO	O. GELVEZ	PLANO DE REFERENCIA CR 01-00-00
ESCALA:		PLANO No CR 01-04-00	

REVISIONES				
ZONA	REVISION	DESCRIPCION	FECHA	APROBADO



DETAIL B

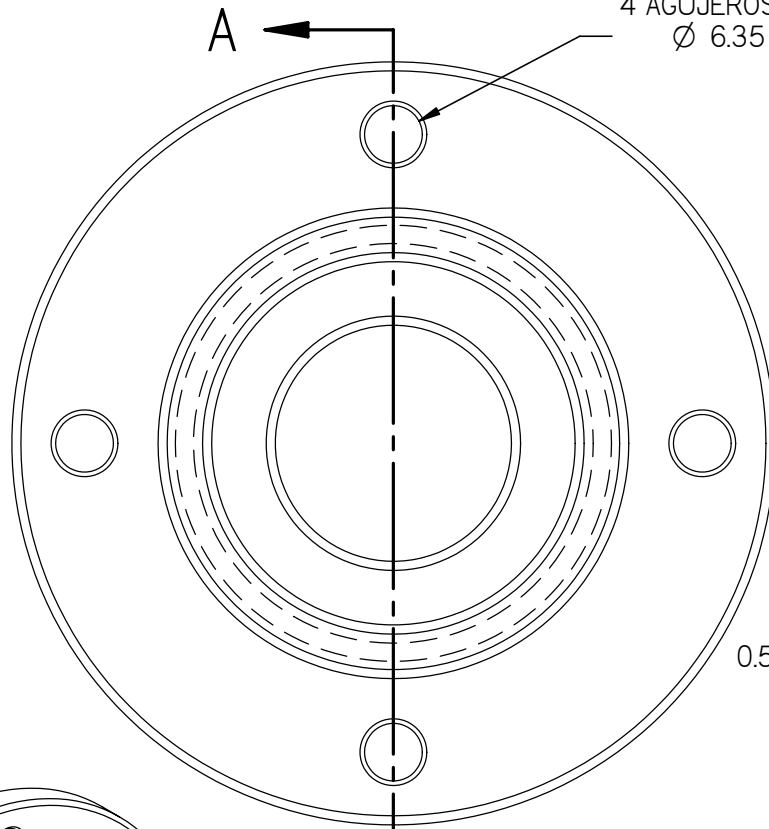
SECTION A-A



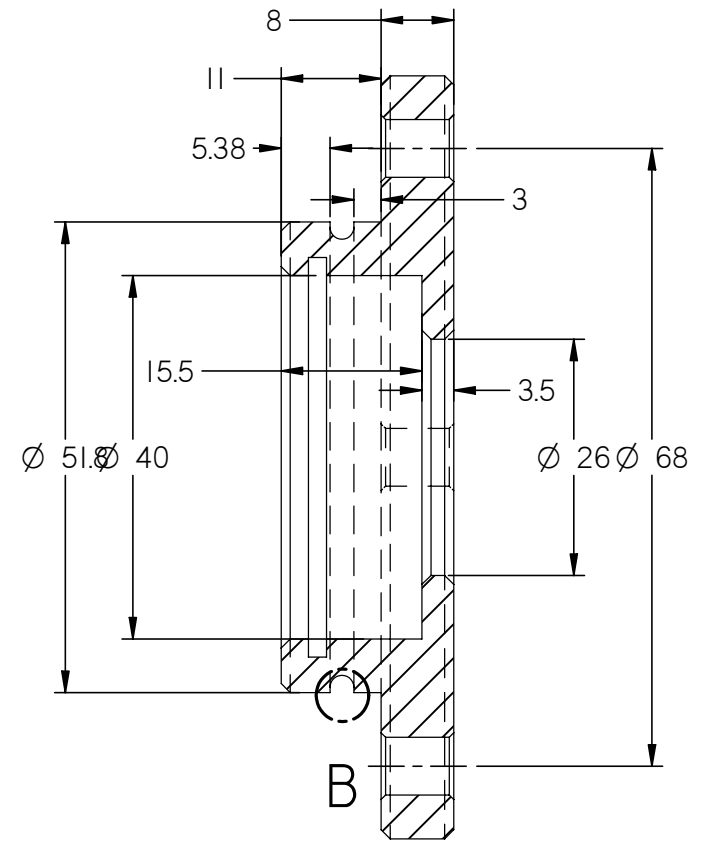
<p>NOTAS</p> <p>TODAS LAS DIMENSIONES ESTAN EN mm A MENOS DE QUE SE SE INDIQUE LO CONTRARIO</p>	MATERIAL		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER ESCUELA DE ING. MECANICA	
	PESO:		FECHA	
	DIBUJO	J. MARADEY O. PARDO		TAPA RETENEDORA DERECHA
	REVISO	O. GELVEZ		
	APROBO	O. GELVEZ		PLANO DE REFERENCIA CR 01-05-00
ESCALA:	⊙ □		PLANO No CR 01-05-00	

REVISIONES				
ZONA	REVISION	DESCRIPCION	FECHA	APROBADO

4 AGUJEROS DE
Ø 6.35

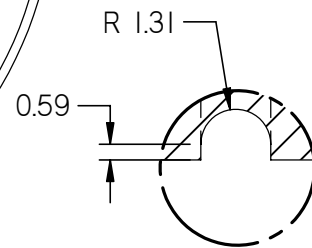


A

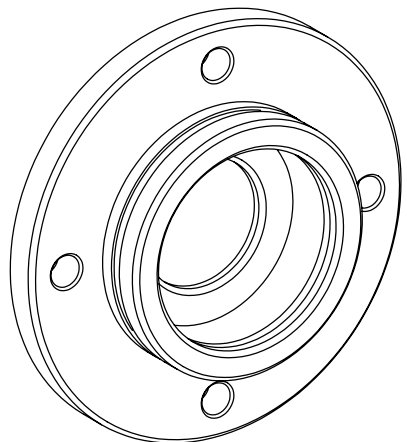


B

SECTION A-A



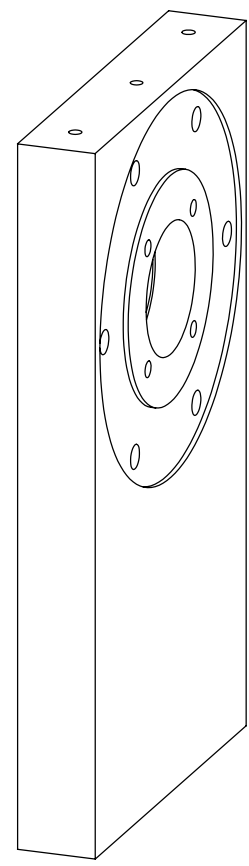
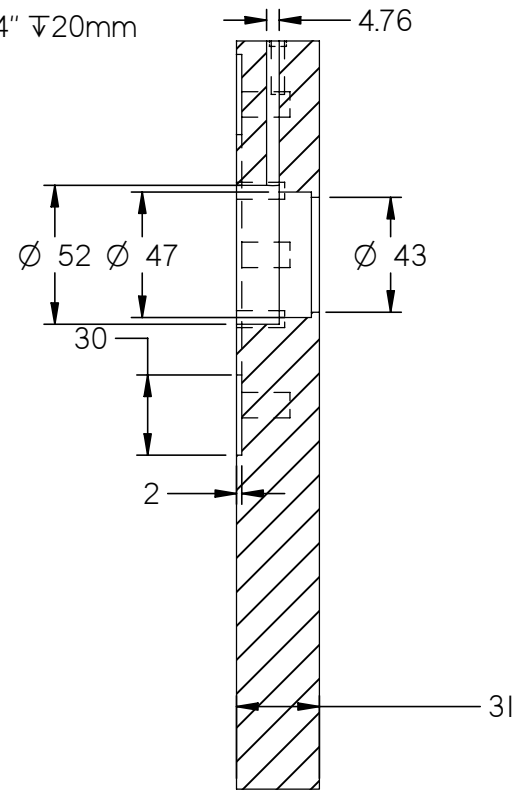
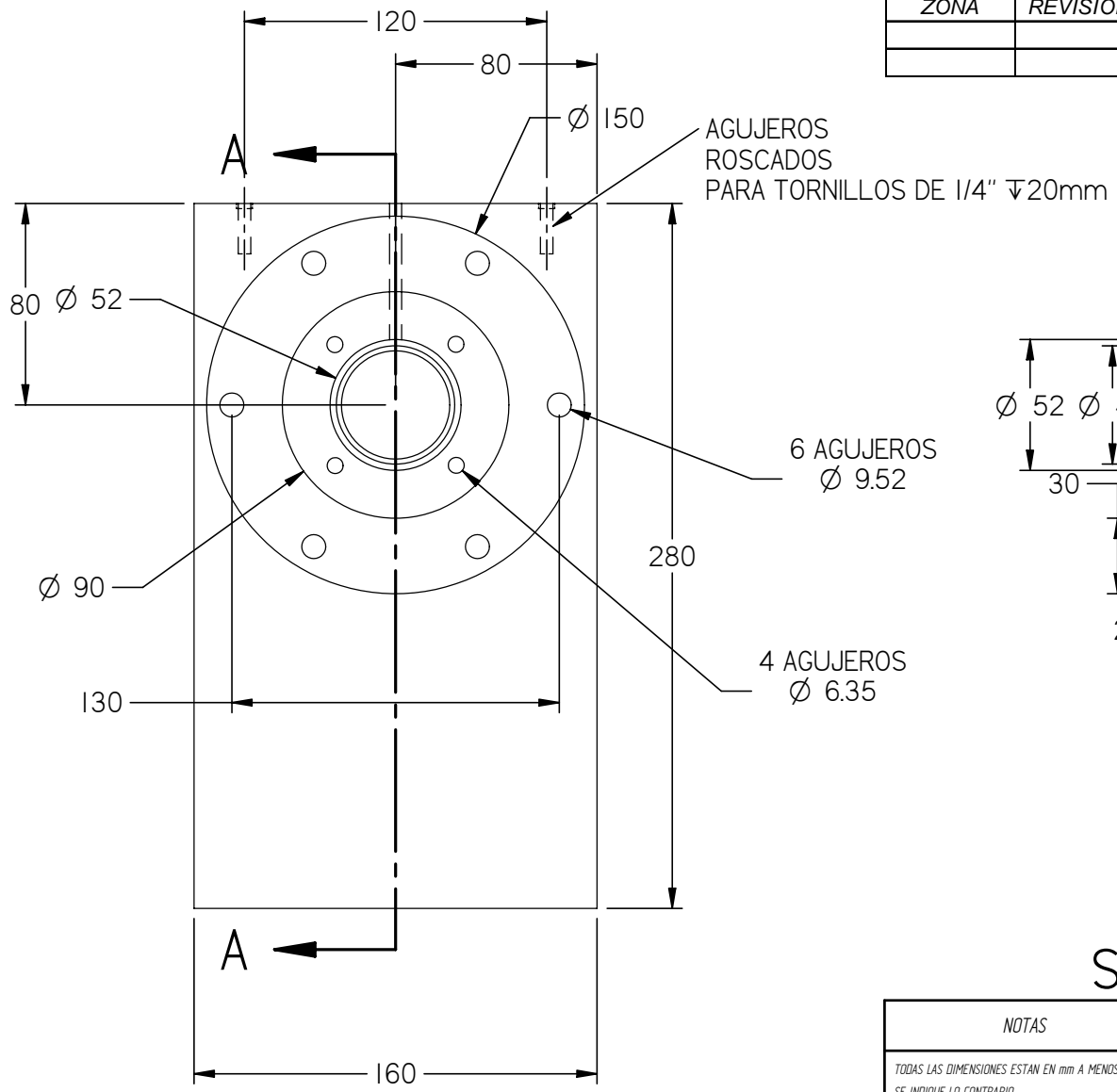
DETAIL B



A

NOTAS	MATERIAL	FECHA	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER ESCUELA DE ING. MECANICA
TODAS LAS DIMENSIONES ESTAN EN mm A MENOS DE QUE SE SE INDIQUE LO CONTRARIO	PESO:		TAPA RETENEDORA IZQUIEDA
	DIBUJO	J. MARADEY O. PARDO	
	REVISO	O. GELVEZ	
	APROBO	O. GELVEZ	PLANO DE REFERENCIA CR 01-00-00
	ESCALA:	⊙ □	PLANO No CR 01-06-00

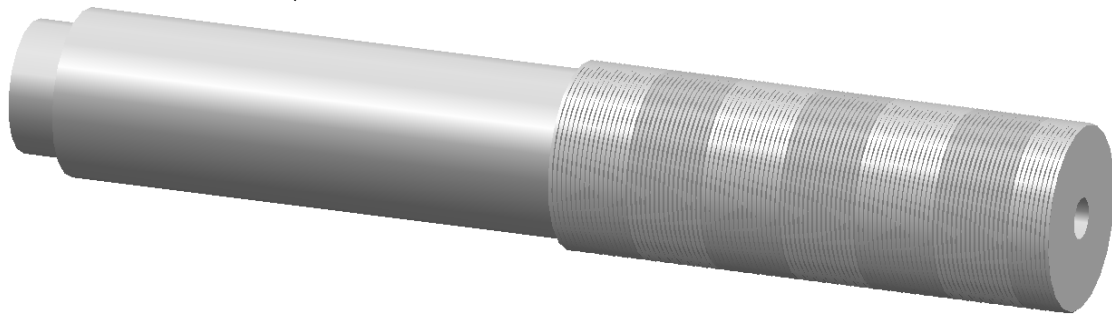
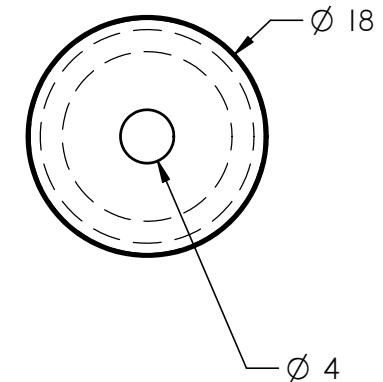
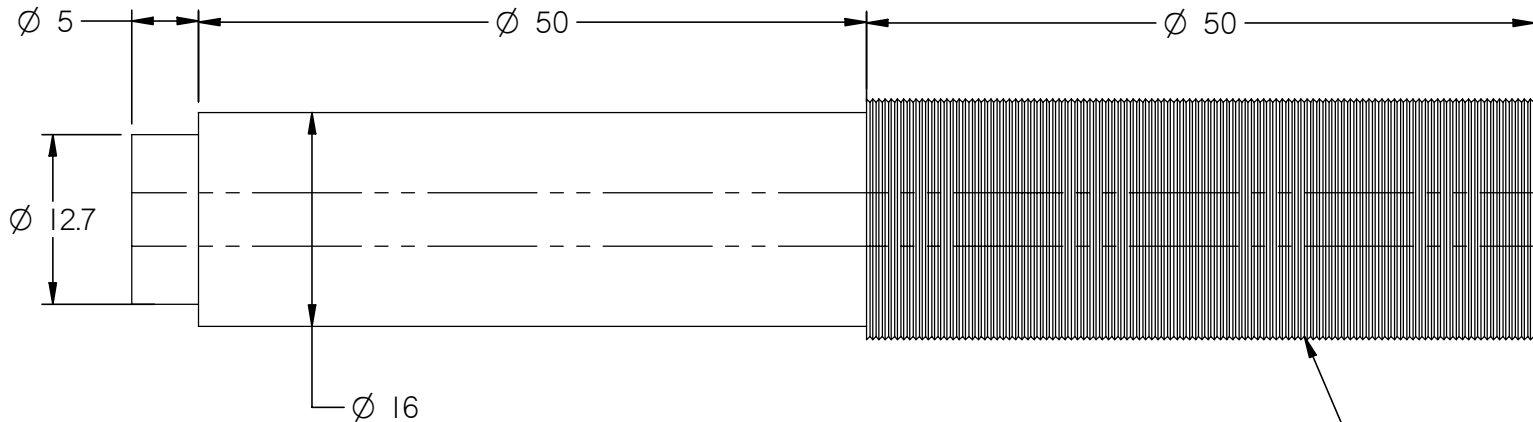
REVISIONES				
ZONA	REVISION	DESCRIPCION	FECHA	APROBADO



SECTION A-A

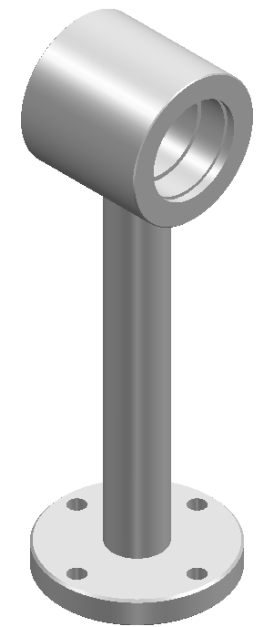
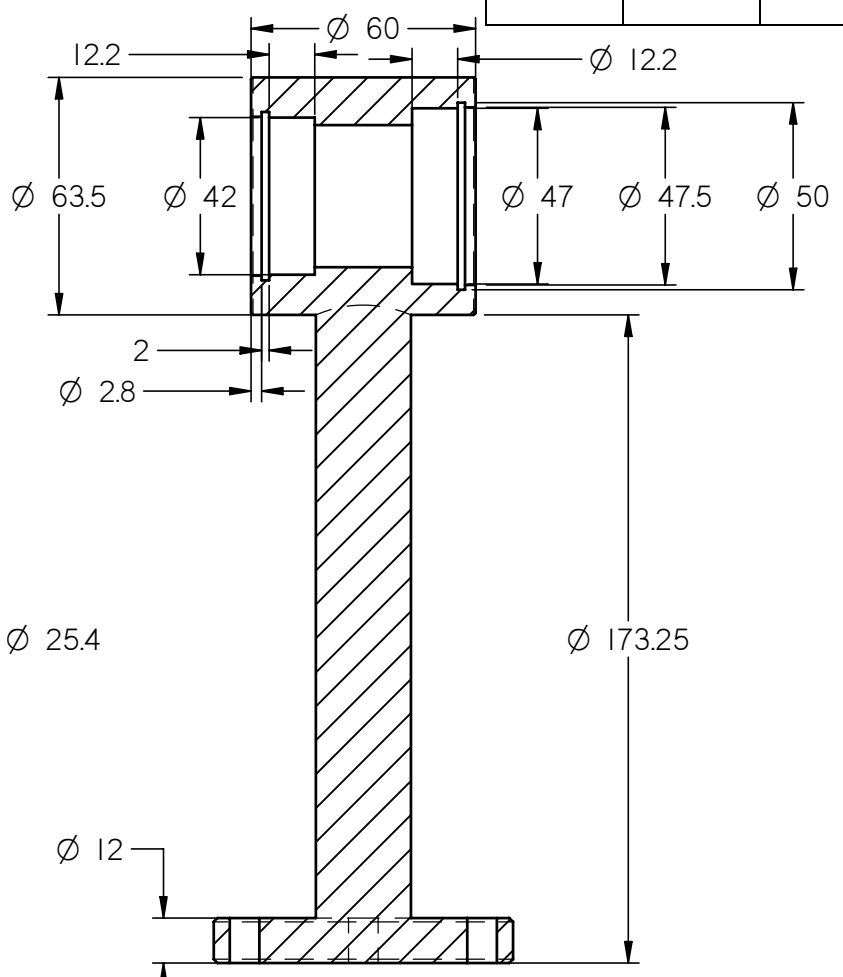
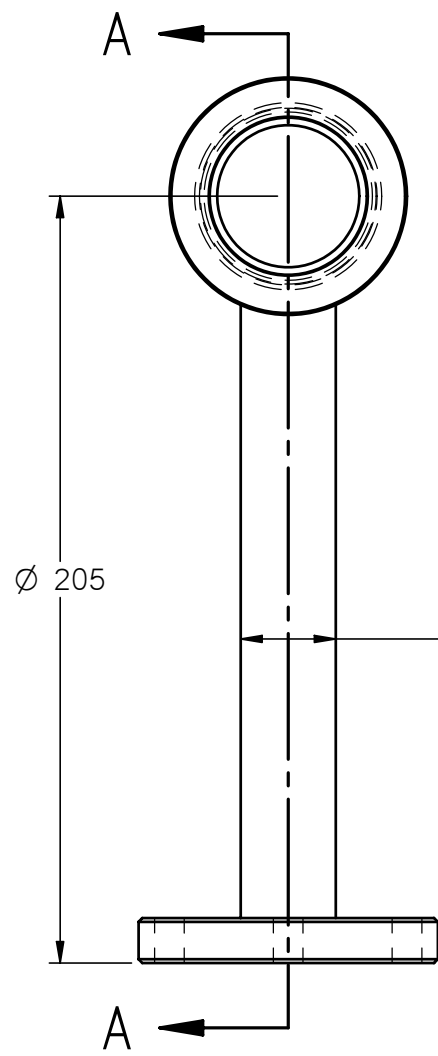
NOTAS TODAS LAS DIMENSIONES ESTAN EN mm A MENOS DE QUE SE SE INDIQUE LO CONTRARIO	MATERIAL		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER ESCUELA DE ING. MECANICA	
	PESO:		FECHA	
	DIBUJO	J. MARADEY O. PARDO		TAPA RODAMIENTO
	REVISO	O. GELVEZ		
	APROBO	O. GELVEZ		PLANO DE REFERENCIA CR 01-00-00
ESCALA:			PLANO No CR 01-08-00	

REVISIONES		FECHA	APROBADO
ZONA	REVISION	DESCRIPCION	



NOTAS	MATERIAL	FECHA	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER ESCUELA DE ING. MECANICA
TODAS LAS DIMENSIONES ESTAN EN mm A MENOS DE QUE SE SE INDIQUE LO CONTRARIO	PESO:		TORNILLO MICRTOMETRICO
	DIBUJO	J. MARADEY O. PARDO	
	REVISO	O. GELVEZ	
	APROBO	O. GELVEZ	PLANO DE REFERENCIA FR 01-06-00
	ESCALA:		

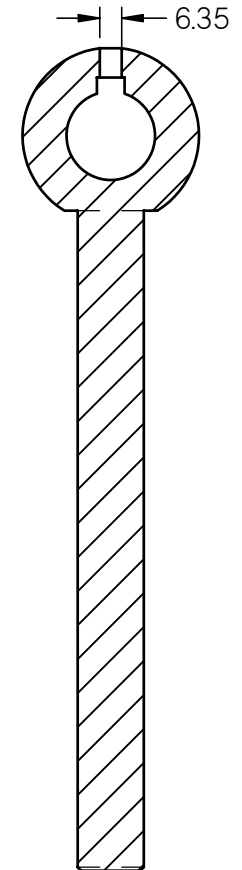
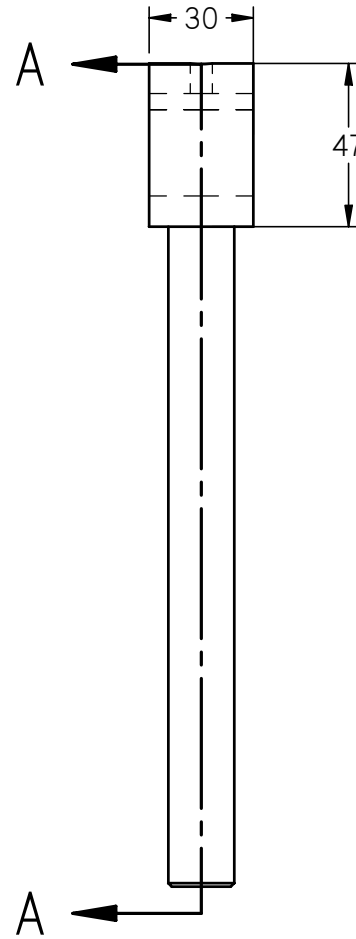
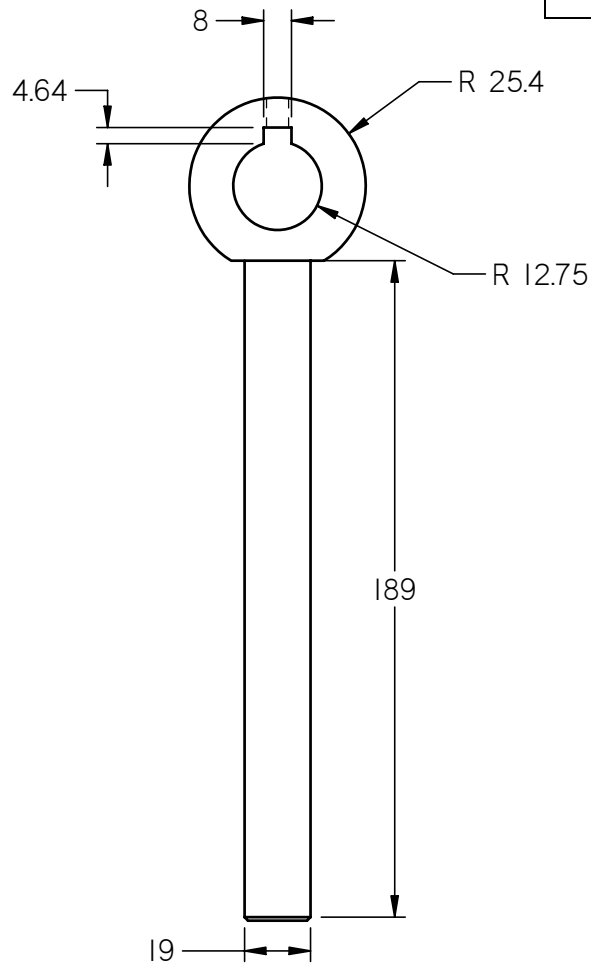
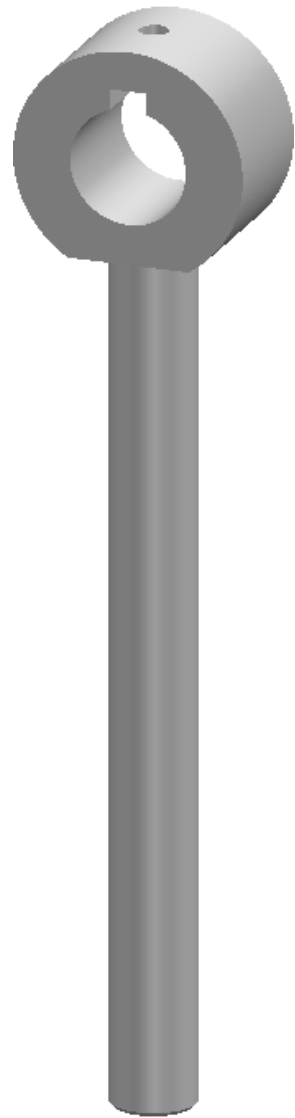
REVISIONES		FECHA	APROBADO
ZONA	REVISION	DESCRIPCION	



SECTION A-A

NOTAS	MATERIAL	FECHA	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER ESCUELA DE ING. MECANICA
TODAS LAS DIMENSIONES ESTAN EN mm A MENOS DE QUE SE SE INDIQUE LO CONTRARIO	PESO:		base eje del freno
	DIBUJO	J. MARADEY O. PARDO	
	REVISO	O. GELVEZ	
	APROBO	O. GELVEZ	PLANO DE REFERENCIA FR 01-00-00
	ESCALA:		PLANO No FR 01-06-00

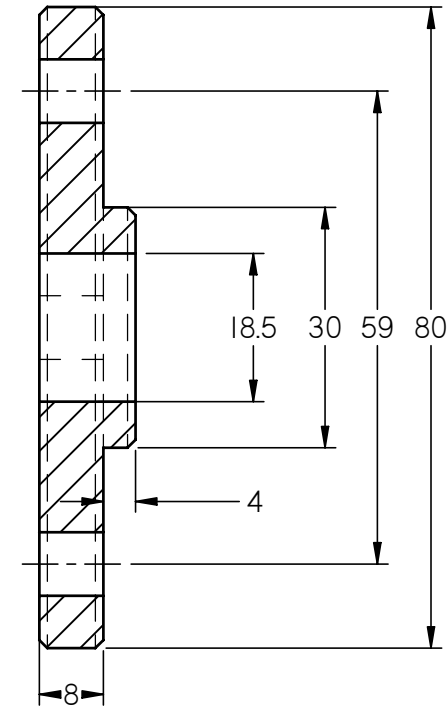
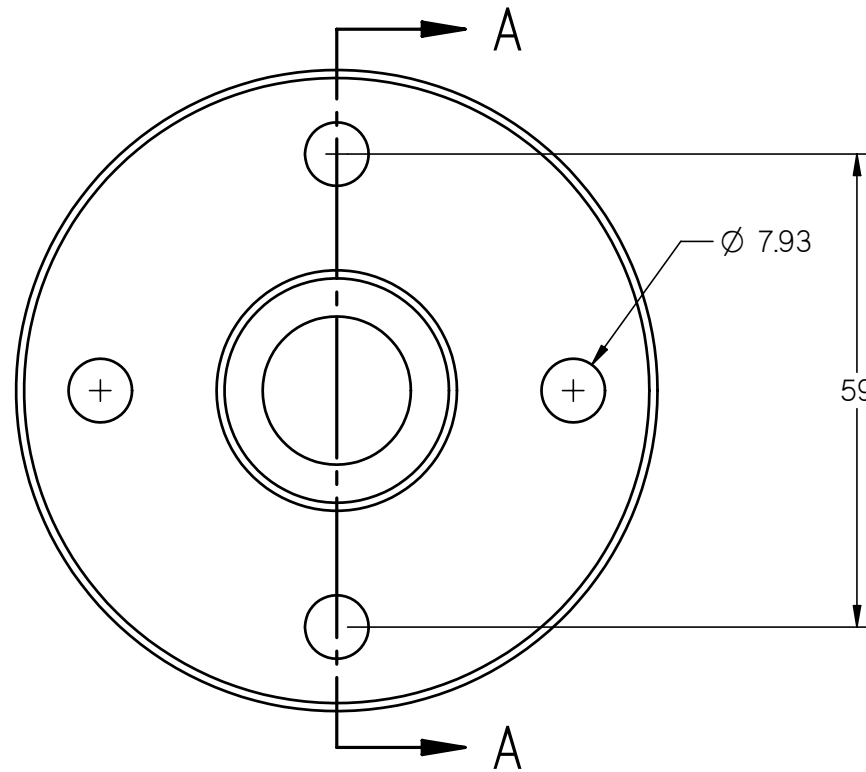
REVISIONES		FECHA	APROBADO
ZONA	REVISION	DESCRIPCION	



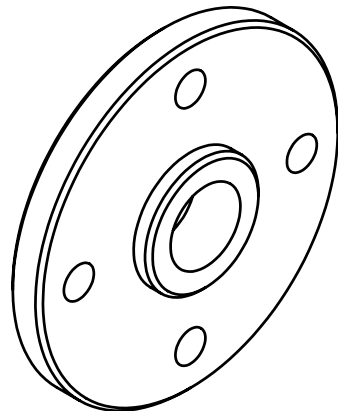
SECTION A-A

<p>NOTAS</p> <p>TODAS LAS DIMENSIONES ESTAN EN mm A MENOS DE QUE SE SE INDIQUE LO CONTRARIO</p>	MATERIAL	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER ESCUELA DE ING. MECANICA	
	PESO:	FECHA	BRAZO FRENO
	DIBUJO	J. MARADEY O. PARDO	
	REVISO	O. GELVEZ	
	APROBO	O. GELVEZ	PLANO DE REFERENCIA FR 01-02-00
ESCALA:		PLANO No FR-01-02-00	

REVISIONES		ZONA	REVISION	DESCRIPCION	FECHA	APROBADO

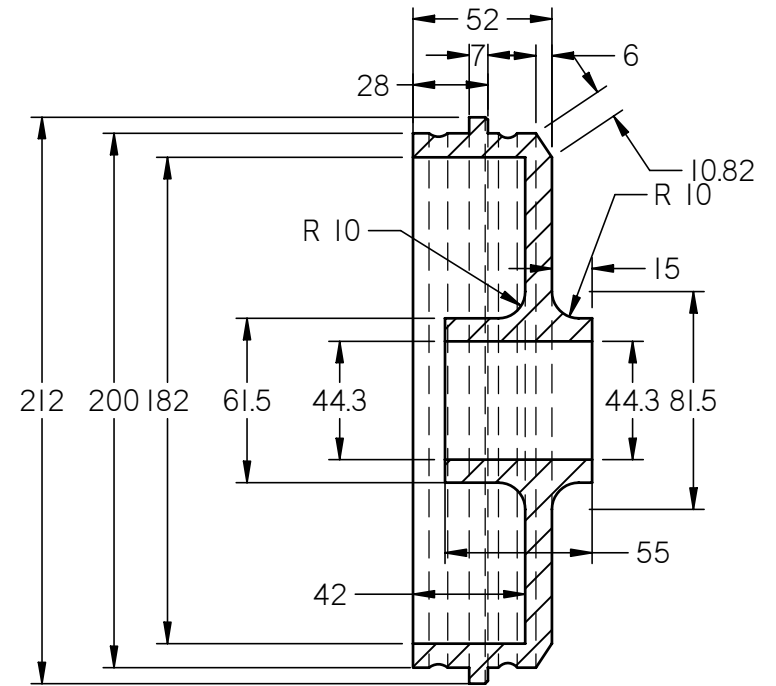
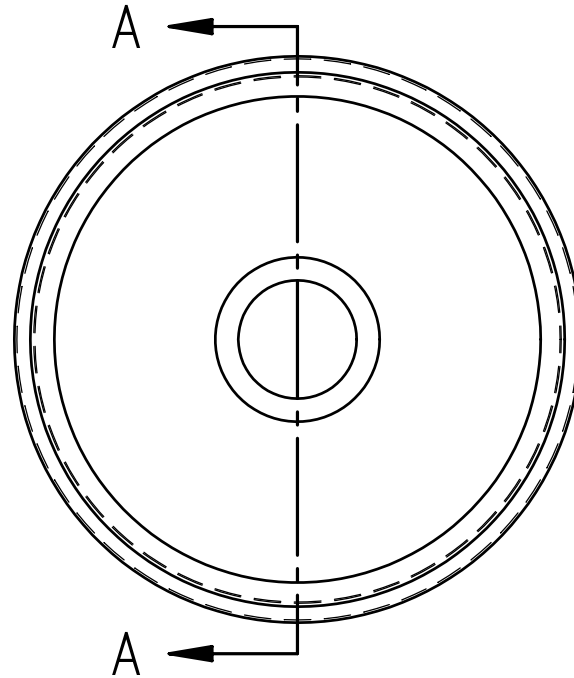
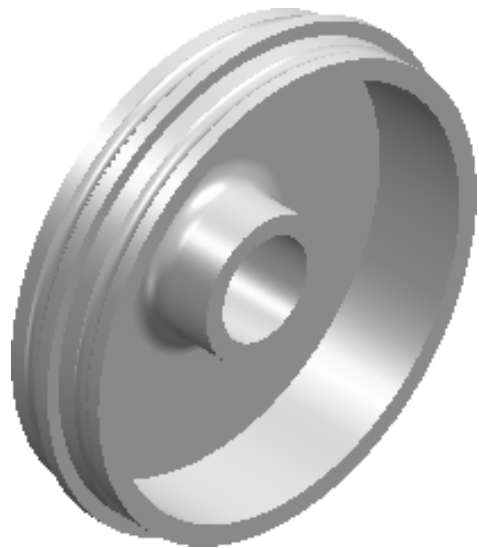


SECTION A-A



NOTAS	MATERIAL	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER ESCUELA DE ING. MECANICA	
TODAS LAS DIMENSIONES ESTAN EN mm A MENOS DE QUE SE SE INDIQUE LO CONTRARIO	PESO:		FECHA
	DIBUJO	J. MARADEY O. PARDO	
	REVISO	O. GELVEZ	
	APROBO	O. GELVEZ	
	ESCALA:	⊙ □	
		BRIDA FRENO	
		PLANO DE REFERENCIA FR 01-00-00	
		PLANO No FR-01-01-00	

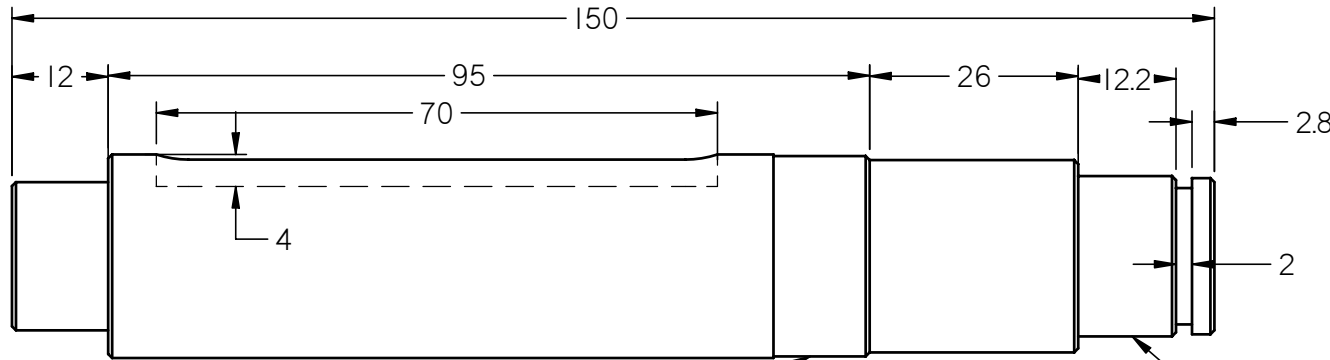
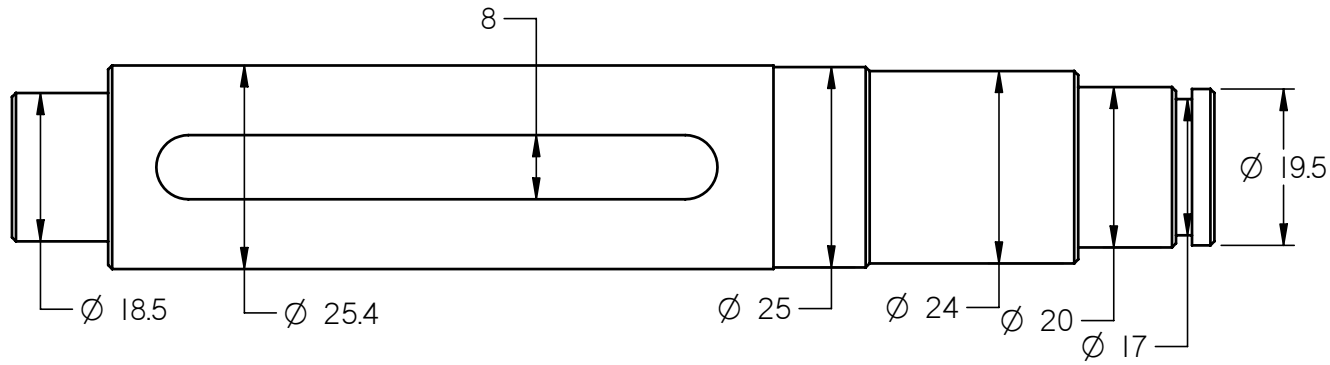
REVISIONES				
ZONA	REVISION	DESCRIPCION	FECHA	APROBADO



SECTION A-A

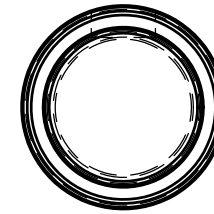
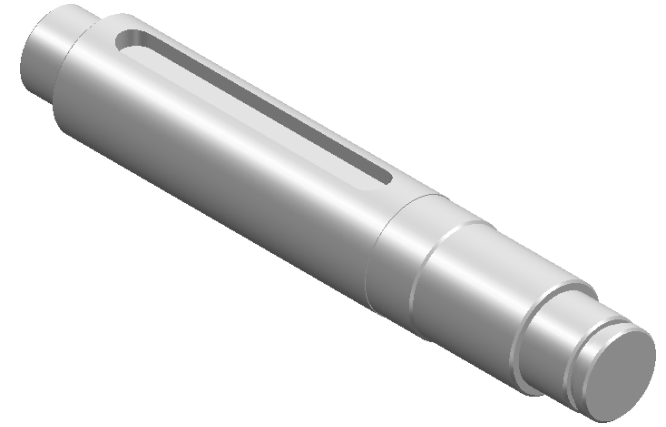
<p>NOTAS</p> <p>TODAS LAS DIMENSIONES ESTAN EN mm A MENOS DE QUE SE SE INDIQUE LO CONTRARIO</p>	MATERIAL	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER ESCUELA DE ING. MECANICA	
	PESO:	FECHA	CAMPANA FRENO
	DIBUJO	J. MARADEY O. PARDO	
	REVISO	O. GELVEZ	
	APROBO	O. GELVEZ	PLANO DE REFERENCIA FR-01-00-00
ESCALA:		PLANO No FR 01-03-00	

REVISIONES				
ZONA	REVISION	DESCRIPCION	FECHA	APROBADO



AJUSTE PARA
RODAMIENTO 6005
h7 +0.00
+0.01

AJUSTE PARA
RODAMIENTO 6004
h7 +0.00
+0.01



TODOS LOS BISELES
1x45°

NOTAS	MATERIAL	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER ESCUELA DE ING. MECANICA	
TODAS LAS DIMENSIONES ESTAN EN mm A MENOS DE QUE SE SE INDIQUE LO CONTRARIO	PESO:	FECHA	EJE FRENO
	DIBUJO	J. MARADEY O. PARDO	
	REVISO	O. GELVEZ	
	APROBO	O. GELVEZ	PLANO DE REFERENCIA FR 01-00-00
	ESCALA:		PLANO No FR-01-04-00

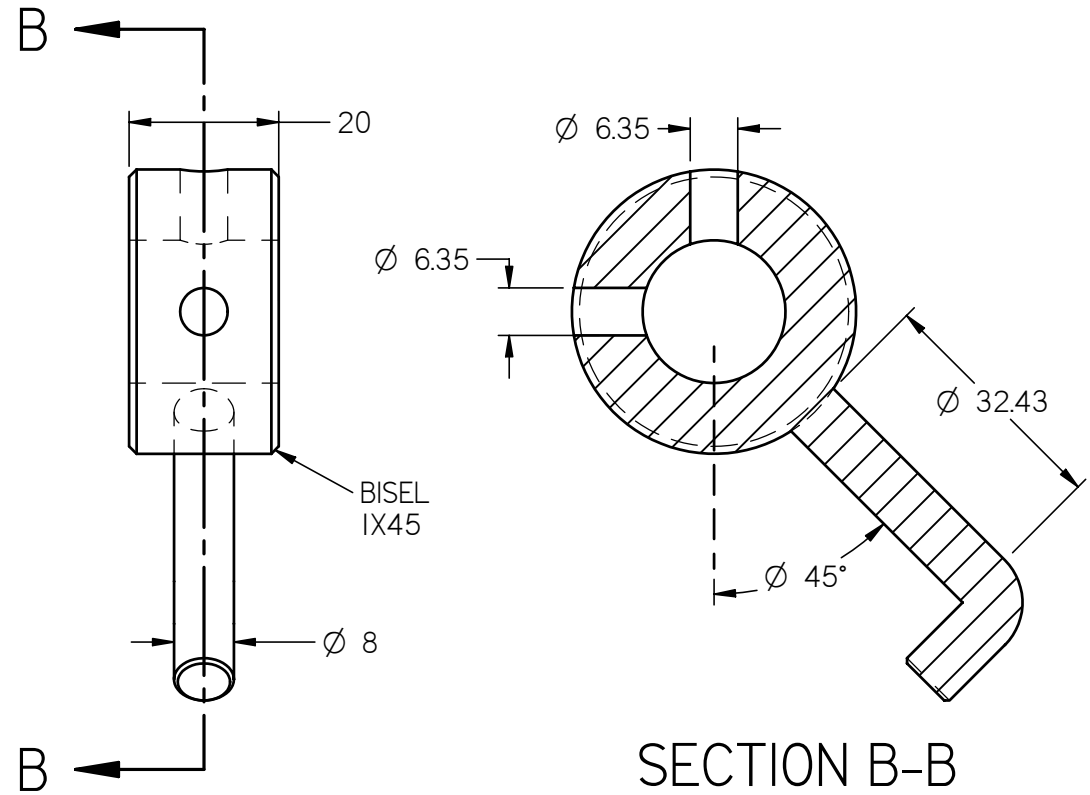
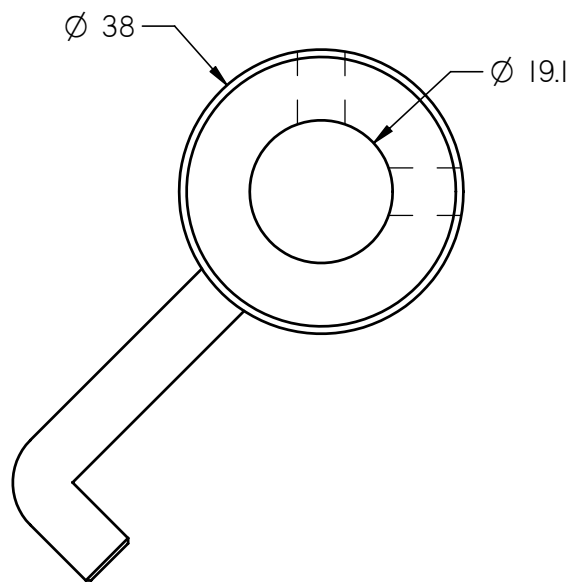
4

3

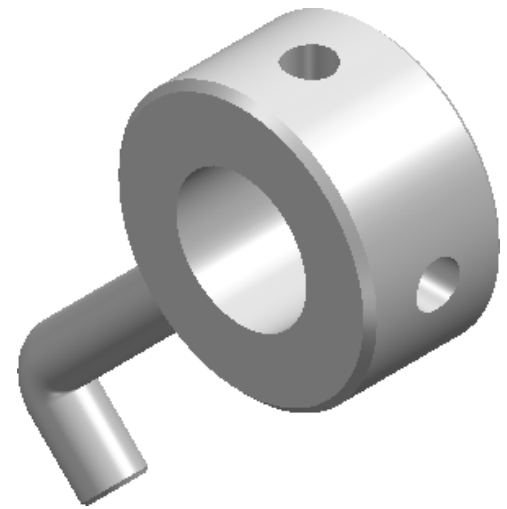
2

1

REVISIONES				
ZONA	REVISION	DESCRIPCION	FECHA	APROBADO



SECTION B-B



<p>NOTAS</p> <p>TODAS LAS DIMENSIONES ESTAN EN mm A MENOS DE QUE SE SE INDIQUE LO CONTRARIO</p>	MATERIAL	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER ESCUELA DE ING. MECANICA	
	PESO:	FECHA	GANCHO DE FRENO
	DIBUJO	J. MARADEY O. PARDO	
	REVISO	O. GELVEZ	
	APROBO	O. GELVEZ	PLANO DE REFERENCIA FR-01-00-00
ESCALA:		PLANO No FR-01-05-00	

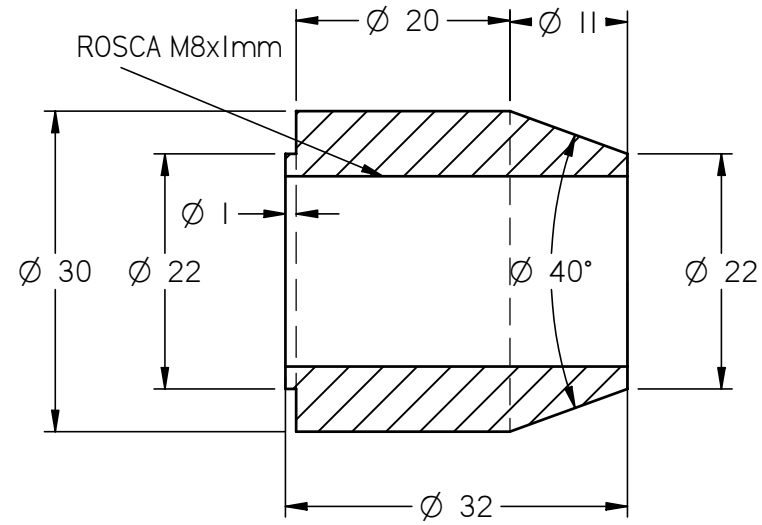
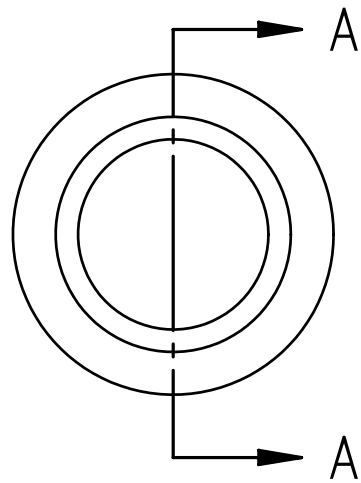
4

3

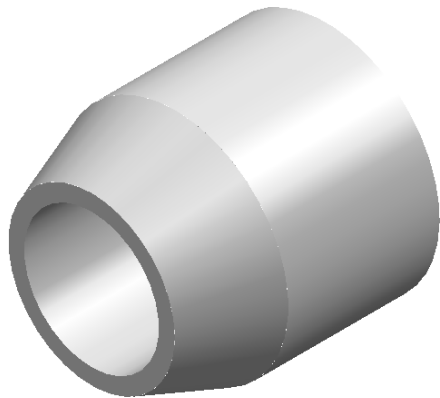
2

1

REVISIONES		FECHA	APROBADO
ZONA	REVISION	DESCRIPCION	

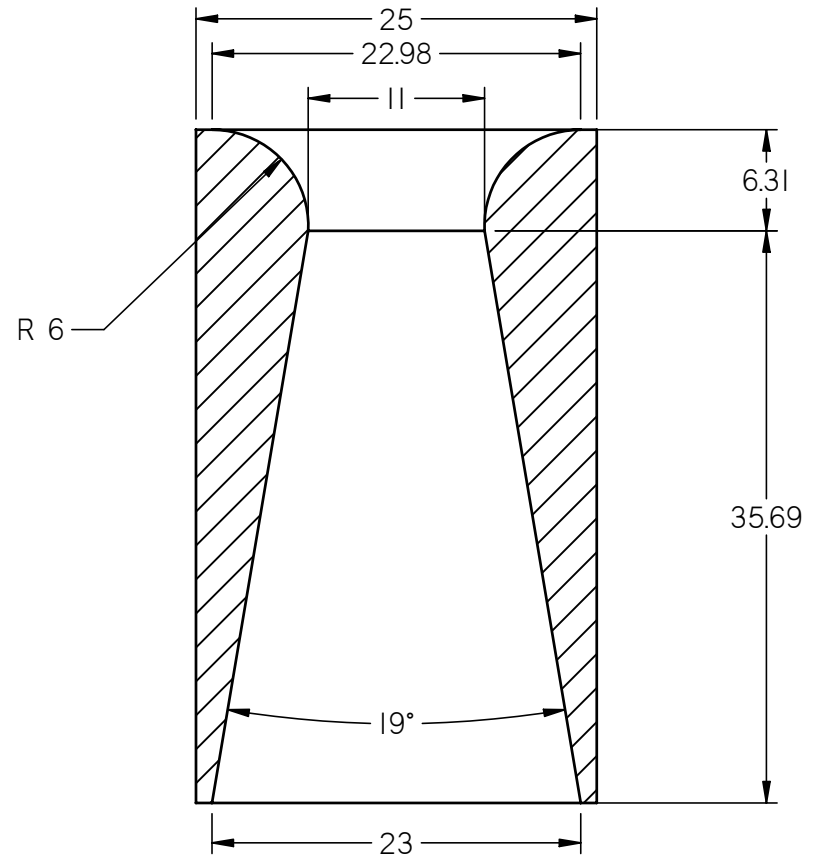
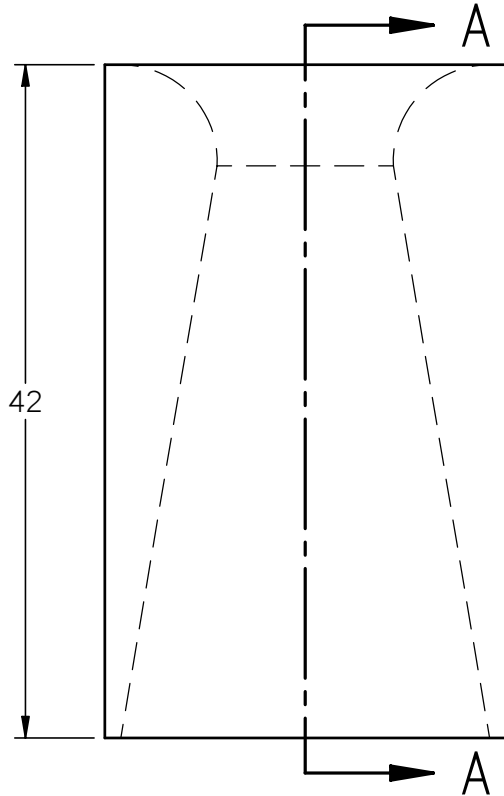
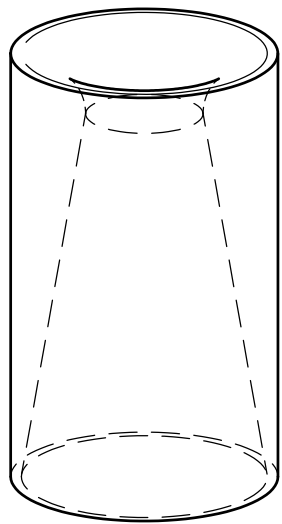


SECTION A-A



NOTAS	MATERIAL	FECHA	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER ESCUELA DE ING. MECANICA
TODAS LAS DIMENSIONES ESTAN EN mm A MENOS DE QUE SE SE INDIQUE LO CONTRARIO	PESO:		TUERCA TORNILLO MILIMETRICO
	DIBUJO	J. MARADEY O. PARDO	
	REVISO	O. GELVEZ	
	APROBO	O. GELVEZ	PLANO DE REFERENCIA FR 01-08-00
	ESCALA:		PLANO No FR-01-08-00

REVISIONES				
ZONA	REVISION	DESCRIPCION	FECHA	APROBADO



SECTION A-A

<p>NOTAS</p> <p>TODAS LAS DIMENSIONES ESTAN EN mm A MENOS DE QUE SE SE INDIQUE LO CONTRARIO</p>	MATERIAL	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER ESCUELA DE ING. MECANICA	
	PESO:	FECHA	TOBERA
	DIBUJO	J. MARADEY O. PARDO	
	REVISO	O. GELVEZ	
	APROBO	O. GELVEZ	PLANO DE REFERENCIA
ESCALA:		PLANO No TB 01-00-00	