



TRABAJO FINAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

CÓDIGO DE PROYECTO: PFMEC-2016-164

Diseño de turbina de gas para uso didáctico

Diseño térmico y mecánico de una turbina a gas didáctica para prácticas del Laboratorio de Máquinas Térmicas, UNMDP.

Tutor

Martínez, Ricardo

Alumno

Sinagra, Gerónimo Eduardo

Matrícula 12.651

geronimosinagra@gmail.com



RINFI se desarrolla en forma conjunta entre el INTEMA y la Biblioteca de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional de Mar del Plata.

Tiene como objetivo recopilar, organizar, gestionar, difundir y preservar documentos digitales en Ingeniería, Ciencia y Tecnología de Materiales y Ciencias Afines.

A través del Acceso Abierto, se pretende aumentar la visibilidad y el impacto de los resultados de la investigación, asumiendo las políticas y cumpliendo con los protocolos y estándares internacionales para la interoperabilidad entre repositorios



Esta obra está bajo una [Licencia Creative Commons Atribución-
NoComercial-CompartirIgual 4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/4.0/).

Contenido

Capítulo 1	Introducción.....	7
1.1	Objetivo.....	7
1.2	Alcance	7
1.3	Justificación	8
Capítulo 2	Análisis básico de las turbomáquinas	10
2.1	Conceptos básicos y definición de turbomáquina.....	10
2.2	Clasificación de las Turbomáquinas	10
2.3	Tipos de turbomáquinas térmicas.....	11
2.3.1	Turbocompresores y Turbosoplantes (TC).....	11
2.3.2	Turbinas de vapor (TV)	11
2.3.3	Turbinas de Gas (TG)	12
2.4	Aplicaciones de los Motores TG	14
2.4.1	1° Aplicación: Producción de Energía	14
2.4.2	2° Aplicación: Propulsión Aeronáutica.....	14
2.4.3	3° Aplicación: Turbocompresores de uso automovilístico.....	16
2.5	Conclusiones preliminares acerca de las turbomáquinas térmicas.....	17
Capítulo 3	Análisis del producto.....	18
3.1	Mercado de las turbinas en pequeña escala	18
3.2	Equipamiento didáctico	18
3.3	Turbinas de aerodelismo	19
3.4	Comparación de modelos de turbina	22
Capítulo 4	Ciclo Termodinámico	24
4.1	Parámetros básicos de diseño	24
4.2	Ciclo Termodinámico Preliminar.....	24
4.3	Caudal Másico de Aire	28
4.4	Potencias	29
4.5	Conclusiones del capítulo	29
Capítulo 5	Compresor.....	30
5.1	Introducción	30
5.1.1	Rotor.....	31
5.1.2	Difusor	32

5.2	Procedimiento de Cálculo del TC Radial	33
5.2.1	Parámetros de Diseño.....	33
5.2.2	Selección del número de revoluciones n.....	33
5.2.3	Determinación de cantidad de escalonamientos	34
5.2.4	Cálculo de dimensiones principales	34
5.2.4.1	Criterios previos para u_{max} y β_2	34
5.2.4.2	Estimación simultanea de β_2 , u_2 y d_1/d_2	35
5.2.4.3	Número de álabes.....	38
5.2.4.4	Triángulo de entrada	39
5.2.4.5	Triángulo de salida.....	40
5.2.4.6	Trabajo interno, Rendimiento y Grado de Reacción	42
5.2.4.7	Estado termodinámico del gas	43
5.2.4.8	Altura de entrada y salida de álabes, b_1 y b_2	44
5.2.4.9	Diseño del Difusor.....	45
5.2.5	Esquemas del TC.....	46
Capítulo 6	Cámara de Combustión.....	48
6.1	Descripción General.....	48
6.2	Tipos de cámaras de combustión.....	49
6.2.1	CC Tubulares.....	49
6.2.2	CC Anulares.....	49
6.2.3	CC Tubo Anulares.....	50
6.3	Combustible	50
6.3.1	Tipos	50
6.3.2	Selección	51
6.3.3	Caudal Necesario.....	52
6.3.4	Cálculo de exceso de aire	52
6.4	Diseño de la cámara de combustión	53
6.4.1	Procedimiento de cálculo	53
6.4.2	Dimensiones básicas	54
6.4.2.1	Criterio Aerodinámico.....	54
6.4.2.2	Criterio Químico	55
6.4.2.3	Determinación de área de referencia	57
6.4.3	Dimensionamiento del tubo de llama.....	57
6.4.4	Longitud de zonas del combustor.....	58
6.4.5	Estimación de ingreso de aire en cada zona.....	59
6.4.6	Orificios de entrada de aire	59
6.4.7	Inyección de combustible	61

6.4.8	Esquemas de cámara de combustión	62
Capítulo 7	Turbina	64
7.1	Introducción	64
7.2	Diseño de escalonamiento de Turbina	64
7.2.1	Salto Entálpico destinado al escalonamiento (Δh_s).....	65
7.2.2	Selección del grado de reacción (σ).....	65
7.2.3	Selección de Ángulo de tobera.....	66
7.2.4	Estimación de rendimientos	66
7.2.4.1	Perdidas en toberas o corona fija y_1	66
7.2.4.2	Pérdidas en álabes o corona móvil y_2	67
7.2.4.3	Pérdida por velocidad de salida y_3	67
7.2.4.4	Pérdidas intersticiales y_4	67
7.2.4.5	Pérdidas por rozamiento de disco y_5	67
7.2.5	Cálculo de Velocidad Adiabática-Isoentrópica.....	67
7.2.6	Cálculo de coeficiente de velocidad periférica óptimo	68
7.2.7	Cálculo de Triángulos de velocidad.....	68
7.2.8	Cálculo de estados termodinámicos en cada punto	72
7.2.9	Cálculos geométricos	73
7.2.9.1	Diámetro medio de Rodete	73
7.2.9.2	Altura de álabes	73
7.2.9.3	Aerodinámica	74
7.2.9.4	Perfil seleccionado.....	78
7.2.9.5	Cantidad de álabes	82
7.2.9.6	Huelgo del rotor	83
7.3	Tobera de Escape.....	85
7.4	Esquemas de Unidad de Turbina	87
Capítulo 8	Selección de Materiales.....	89
8.1	Criterios de selección	89
8.2	Materiales seleccionados	89
8.2.1	Compresor	89
8.2.2	Cámara de combustión	90
8.2.3	Inyectores de combustible.....	91
8.2.4	Etapas de turbina.....	91
8.2.5	Tobera de Escape.....	93
8.2.6	Eje y soportes	93

Capítulo 9	Diseño Mecánico	94
9.1	Introducción	94
9.2	Solicitaciones Mecánicas	94
9.2.1	Rotor Compresor.....	94
9.2.1.1	Objetivo general y configuración:	94
9.2.1.2	Configuración de malla:.....	94
9.2.1.3	Material	94
9.2.1.4	Cargas de la pieza	95
9.2.1.5	Resultados	95
9.2.2	Rotor Turbina	98
9.2.2.1	Objetivo general y configuración:	98
9.2.2.2	Configuración de malla:.....	98
9.2.2.3	Material	99
9.2.2.4	Cargas de la pieza	99
9.2.2.5	Resultados	99
9.3	Eje de turbina.....	102
9.3.1	Diseño Preliminar	103
9.3.2	Velocidad crítica del Eje	103
9.3.3	Estimación preliminar	103
9.3.4	Verificación FEA.....	106
9.3.4.1	Objetivo general y configuración:	106
9.3.4.2	Configuración de malla	107
9.3.4.3	Materiales	107
9.4	Balaceo del conjunto rotor.....	110
9.5	Verificación de Esfuerzos sobre el eje.....	112
9.5.1	Cálculo	114
9.5.1.1	Material	114
9.5.1.2	Soportes	115
9.5.1.3	Resultados	115
9.6	Soporte de eje.....	118
9.6.1	Tipos de rodamientos.....	118
9.6.2	Selección de Rodamientos.....	119
9.6.3	Verificación de Rodamientos.....	122
9.6.4	Túnel de Eje.....	123
9.6.5	Ajustes y Tolerancias	123
Capítulo 10	Sistemas periféricos.....	125
10.1	Sistema de ignición	125

10.2	Circuito de combustible	126
10.2.1	Combustible gaseoso.....	126
10.2.2	Combustible Líquido	127
10.3	Circuito de lubricación	127
10.4	Sistema de giro	128
Capítulo 11	Instrumentación y Control	129
11.1	Variables a medir	129
11.2	Medición de Temperatura	129
11.3	Medición de Presión.....	132
11.4	Medición de Caudal de aire.....	133
11.5	Medición de velocidad de giro	134
11.6	Medición de empuje	135
11.7	Microcontrolador	136
11.8	Lectura de valores.....	137
Capítulo 12	Operación y prácticas	139
12.1	Condiciones de Seguridad	139
12.2	Procedimiento de Puesta en Marcha y Operación.....	140
12.3	Prácticas de Laboratorio	141
Capítulo 13	Conclusiones y Futuros Trabajos	145
13.1	Consideraciones generales	145
13.2	Trabajos futuros	146

Capítulo 1 *Introducción*

1.1 **Objetivo**

El presente Trabajo Final de carrera tiene por objeto el diseño térmico y mecánico de una turbina a gas didáctica, con el fin de ser utilizada como equipamiento para el desarrollo de prácticas de laboratorio durante el dictado de la asignatura de Máquinas Térmicas II.

1.2 **Alcance**

El alcance del trabajo se restringe a la obtención de la memoria de cálculo y planos constructivos del diseño de una turbina de gas didáctica, para su posterior construcción e implementación.

En los mismos se detallan la geometría de los diferentes componentes del equipo, los materiales y métodos de fabricación a utilizar en su construcción, instrumentos de medición y control necesarios para su funcionamiento, y las principales características inherentes al equipo a construir, que respondan a los requerimientos establecidos para el mismo. Las piezas de índole comercial son descriptas.

Se realizan simulaciones por elementos finitos (FEM) de las piezas sometidas a esfuerzos para realizar su verificación mecánica.

En forma adicional y a partir de los elementos de medición seleccionados, se listan los posibles ensayos o trabajos prácticos que podrán efectuarse durante los Cursos de Máquinas Térmicas a través del uso de la máquina en cuestión.

Una estructura de descomposición del producto de carácter general puede observarse en la **Fig. 1**.

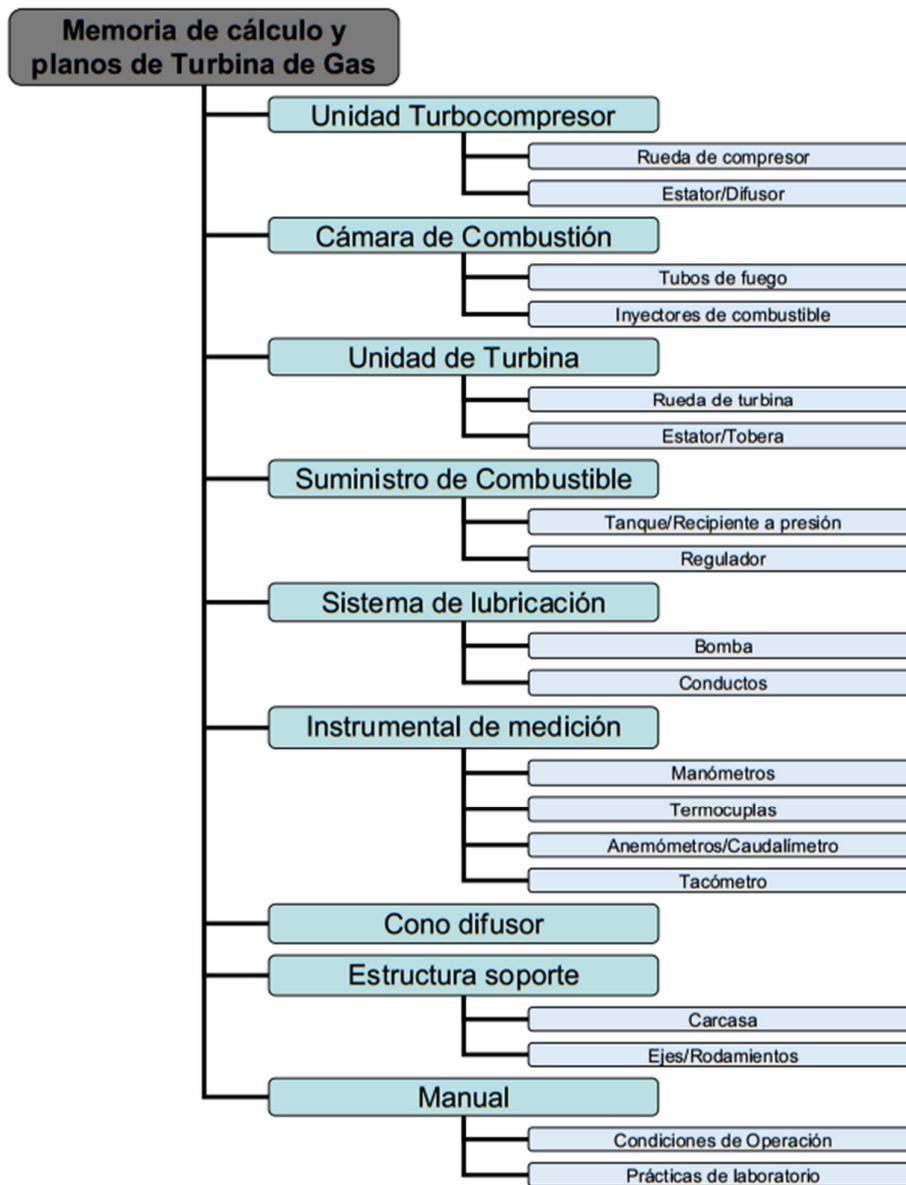


Fig. 1. Estructura de descomposición del producto.

1.3 Justificación

En la actualidad, y a lo largo de la historia reciente de la humanidad, las máquinas de fluido cumplen un rol central en el campo general de la transformación de la energía para sus diversos usos. Entre ellas, el grupo de las turbomáquinas térmicas (aquellas que operan con fluidos compresibles) es vital y está ampliamente difundido en todos los ámbitos de la industria.

En el sector de las máquinas térmicas utilizadas en el campo de las grandes potencias, las turbomáquinas predominan por sobre las de desplazamiento positivo (motores de combustión interna, típicamente).

Las turbomáquinas adoptan distintas clasificaciones según su fluido operante, sentido de conversión de energía, ciclo termodinámico, característica constructiva, etc. Esta clasificación será tratada brevemente en los capítulos siguientes.

Sin embargo, a modo de adelanto, es muy común agruparlas en algunos de los siguientes conjuntos: turbocompresores (TC), turbinas de vapor (TV) y turbinas de gas (TG).

Entre esos tres tipos de turbomáquinas térmicas mencionadas, las TG son las que ofrecen una mayor versatilidad en su funcionamiento: son utilizadas como máquinas motoras, generadoras de energía e incluso como motores en aplicaciones aeronáuticas.

Su velocidad de arranque, cantidad y vínculo de los ejes, tipos de unidad turbocompresora, combustibles y cámaras de combustión, tipos de unidad de turbina, entre otros aspectos, ofrecen un muy amplio espectro de configuraciones de máquinas con el que un Ingeniero puede encontrarse dentro de la Industria.

Su gran difusión en el ámbito industrial implica que el futuro Ingeniero Mecánico debe poseer una sólida formación respecto al diseño, construcción, puesta en marcha, operación y mantenimiento de este tipo de máquinas. Experiencias de profesionales que trabajan en el área indican y resaltan la necesidad de las actividades prácticas con este tipo de máquinas como medio de comprensión de los temas desarrollados en clases teóricas de grado.

En ese camino, la cátedra de Máquinas Térmicas II dictada para la carrera de Ingeniería Mecánica de la Facultad de Ingeniería de la UNMDP, aborda los principales temas relacionados con las turbomáquinas (especialmente las TG). Sin embargo, el laboratorio del área no cuenta con la posibilidad de realizar ensayos de laboratorio.

El presente proyecto surge entonces como respuesta al mencionado requerimiento durante el desarrollo de la materia Máquinas Térmicas II, de manera de facilitar al alumno afianzar los conceptos vistos en las clases teóricas de la asignatura.

Se propone para ello la realización del diseño de una turbina de gas simple, que sirva como primera aproximación al equipamiento del laboratorio con material adecuado.

Capítulo 2 *Análisis básico de las turbomáquinas*

2.1 Conceptos básicos y definición de turbomáquina

Las turbomáquinas térmicas constituyen un grupo importante y vital en el sector de las máquinas de fluido que operan en los distintos sectores de la industria, comercio y transporte. Conocer algunos conceptos básicos y su clasificación es importante para comprender su principio de funcionamiento.

Al hablar de **máquinas de fluido** se hace mención a aquellas que absorben energía de un fluido y restituyen energía mecánica a un eje y/o energía propulsiva en un chorro, o bien absorben energía mecánica de un eje y restituyen energía a un fluido.

A su vez, dentro de las máquinas de fluido existentes en la industria, puede darse una primera clasificación importante, dividiéndolas en:

- Máquinas de desplazamiento positivo o máquinas estáticas: se basan en el principio de desplazamiento positivo, donde el fluido experimenta cambios en su presión debido a la variación de volumen o a la adición o sustracción de calor. Deben su nombre a que, durante su pasaje por la máquina, el fluido queda positivamente confinado en ella. Ej. Máquinas de émbolo, bomba de engranajes, motor Wankel, etc.
- Turbomáquinas, máquinas de corriente o máquinas dinámicas: son aquellas cuyo funcionamiento se basa en la ecuación de Euler, es decir, el intercambio de energía se debe a la variación del momento cinético del fluido al pasar por el órgano rotativo de intercambio energético, denominado rodete.

2.2 Clasificación de las Turbomáquinas

Las turbomáquinas pueden ser clasificadas en forma básica a partir de los siguientes criterios:

Según la compresibilidad del fluido operante

- Turbomáquinas hidráulicas (TMH): aquellas donde la compresibilidad del fluido es prácticamente despreciable.
- Turbomáquinas Térmicas (TMT): aquellas donde la compresibilidad no es despreciable, y la variación del volumen específico a través de la máquina es fundamental para el cálculo.

Según el sentido de cesión de energía:

- Turbomáquinas Motoras (TMM): el fluido cede energía a la máquina. Ej. Turbina de Vapor, Turbina de Gas, etc.

- Turbomáquinas Generadoras (TMG): la máquina cede energía al fluido. Ej. Turbocompresores, Bombas roto-dinámicas.

Según la dirección del fluido dentro de la máquina:

- Turbomáquina Radial: durante su paso por el rotor, las partículas de fluido sólo se mueven en un plano perpendicular al eje de la máquina.
- Turbomáquina Axial: el fluido se mueve en dirección paralela al eje del rotor al pasar por este, sin componente radial de velocidad.
- Turbomáquina Diagonal: combinación de los dos tipos de máquinas descritas anteriormente.

Dentro de los distintos grupos de turbomáquinas térmicas, sin lugar a dudas el más importante y difundido a nivel industrial está caracterizado por las turbomáquinas axiales, que presentan un mayor grado de eficiencia energética.

2.3 Tipos de turbomáquinas térmicas

Una vez comprendido a qué se hace referencia cuando se menciona una “turbomáquina térmica” (TMT), es posible realizar una clasificación de las mismas en alguno de los siguientes grupos:

2.3.1 Turbocompresores y Turbosoplantes (TC)

Son máquinas generadoras destinadas a comprimir gas. La diferenciación se debe a la relación de compresión que pueden alcanzar. Convencionalmente se acepta que los turbosoplantes poseen una relación de compresión mayor que 1,1 y menor que 3,0; mientras que los compresores mantienen relaciones de compresión superiores a 3,0.

La utilización de los turbocompresores está ampliamente difundida tanto en su configuración radial como axial, siendo esta última la de mejor rendimiento.

2.3.2 Turbinas de vapor (TV)

Las TV son turbomáquinas térmicas motoras en la que el fluido operante es agua funcionando a través de Ciclo Rankine y las distintas variaciones de éste. En el mismo se realiza la cesión de calor para llevar el agua a presión a un estado de vapor sobrecalentado, que es utilizado luego en su expansión para ceder energía al órgano rotativo, del cual se obtiene energía mecánica en un eje. **Fig. 2.**

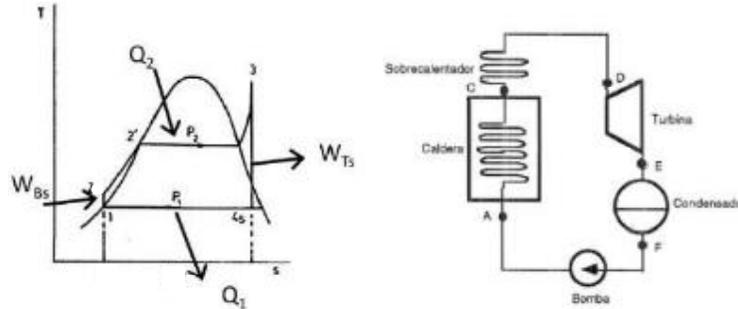


Fig. 2. Diagrama T-S del Ciclo Rankine básico con sobrecalentamiento. Derecha: equipamiento que dan lugar al ciclo. Observar la correspondencia de los puntos. [1]

En las TV el calor se extrae típicamente de la combustión de combustibles fósiles en distintos estados de agregación, operación que se realiza en calderas de muy variado tipo según la instalación. Otra alternativa ampliamente utilizada es la utilización de reactores atómicos en reemplazo de las calderas, en el cual el calor es liberado por la fisión del combustible atómico. De lo anterior puede concluirse que las TV son esencialmente máquinas de combustión externa, pues la adición de calor no proviene del propio seno del fluido.

Las TV, en comparativa con las TG, son máquinas que operan a grandes presiones y moderadas temperaturas. Por lo general son de gran tamaño y requieren de grandes instalaciones auxiliares. Por tanto, son de costosa instalación y de compleja puesta en marcha. A pesar de ello, este tipo de máquinas presentan de los mejores rendimientos térmicos entre las máquinas térmicas, alcanzándose rendimientos en alrededor del 50% si se utiliza en ciclo combinado con una TG.

Por su complejidad y rendimiento, el uso de las TV está casi exclusivamente asociado a la generación base de energía eléctrica en centrales térmicas y nucleares, aunque también son frecuentemente utilizadas como grupo motor de buques y submarinos nucleares.

2.3.3 Turbinas de Gas (TG)

Las turbinas de gas son turbo máquinas térmicas de combustión interna que basan su funcionamiento, de manera elemental, en el ciclo Joule-Brayton, y sus variaciones. En las mismas se utiliza de forma general aire atmosférico como fluido de trabajo, generando la cesión de calor a través de la combustión completa de un combustible fósil en una relación de mezcla global muy pobre. El combustible puede variar en función del diseño y lugar de utilización de la turbo máquina (gas, gas-oil, fuel-oil, combustible sólido, etc.).

Los motores TG incluyen en sí mismos una unidad turbocompresora (TC), que eleva la presión del aire atmosférico hasta presiones que rondan los 10-15 bar, para luego aportarle calor en una cámara de combustión que puede tener distintas configuraciones. Según el tipo de máquina y materiales con la que se construyen, los gases pueden alcanzar temperaturas superiores a los 1000°C a la salida de la cámara de combustión. Dependiendo de la aplicación para la que se utilice el motor TG, la energía térmica del fluido en ese estado puede ser utilizada completamente para impulsar el eje y obtener energía mecánica, o ser utilizado como medio de propulsión a través de la obtención de energía cinética, como se comentará más adelante. **Fig. 3.**

El ciclo Joule-Brayton no regenerativo e ideal (**Fig. 4**) consta de las siguientes transformaciones (el subíndice "s" indica una transformación ideal):

- 1-2s: Compresión adiabática en turbocompresor
- 2s-3': Adición de calor isobárica al fluido en la cámara de combustión
- 3-4's: Expansión adiabática en la turbina y cesión de energía al eje rotor
- 4's-1: Cesión de calor isobárica del fluido a la atmósfera u obtención de energía cinética.

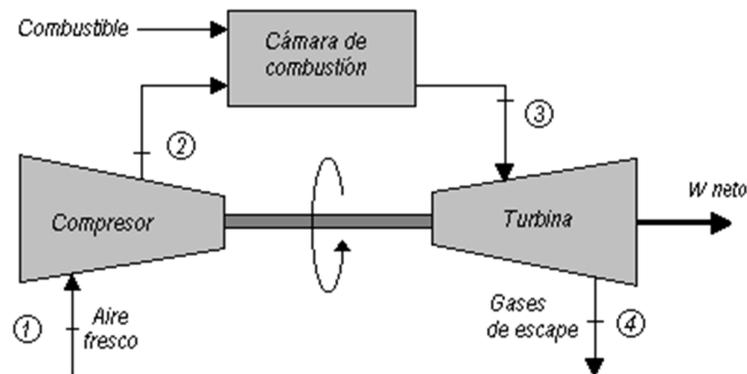


Fig. 3. Esquema de componentes básicos de una turbina de gas.

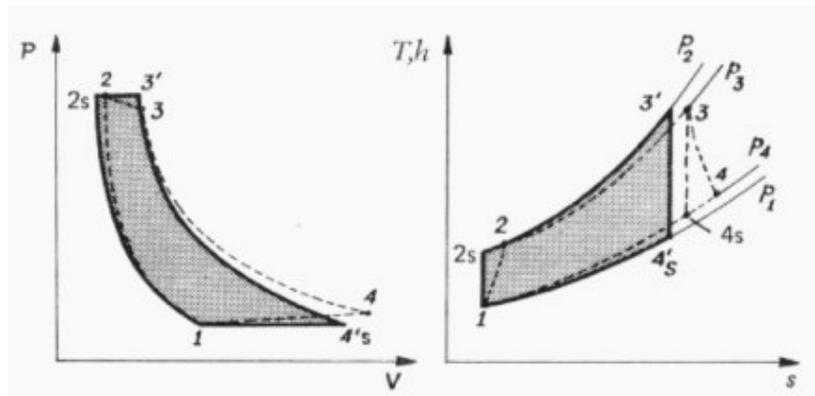


Fig. 4. Representación del ciclo de Joule-Brayton en los diagramas de Clapeyron y T-S. [1]

De lo anterior surge que los motores TG son máquinas de presiones relativamente bajas y temperaturas relativamente altas en comparación con las TV. Lo anterior implica que las TG sean máquinas de mayor potencia por unidad de peso, de mayor facilidad de mantenimiento y versatilidad, pudiendo incluso ser transportadas por no depender de instalaciones auxiliares de gran porte.

2.4 Aplicaciones de los Motores TG

2.4.1 1° Aplicación: Producción de Energía

Los motores TG encuentran aplicación en el campo de la producción de energía como unidades complementarias en los picos de demanda de energía eléctrica, dado su reducido tiempo entre la puesta en marcha hasta la erogación de potencia máxima. Son frecuentemente utilizadas también como equipos auxiliares de emergencia, como motores de potencia en estaciones turbocompresoras de gas natural, y propulsores marinos, entre otros usos.

La configuración básica de las TG empleadas para la generación de energía utiliza un solo eje que conecta la unidad TC con la unidad TG, girando ambos a la misma velocidad. Mediante el uso de una caja reductora, también se acopla el eje donde se requiere el trabajo mecánico. La unidad TG desarrolla suficiente trabajo para impulsar tanto al turbocompresor como la carga. Generalmente, se estima que el TC absorbe 2/3 partes del trabajo desarrollado, quedando una 1/3 parte de potencia mecánica útil para el eje conducido.

Otra configuración ampliamente utilizada es la denominada de “rueda libre”. En ella, el turbocompresor sólo es impulsado por algunas de las etapas de la unidad de turbina. Al conjunto anterior se lo suele denominar “Generador de gases”, mientras que las subsiguientes etapas o “rueda libre” impulsa el eje donde se obtiene el trabajo mecánico requerido. **Fig. 5.**

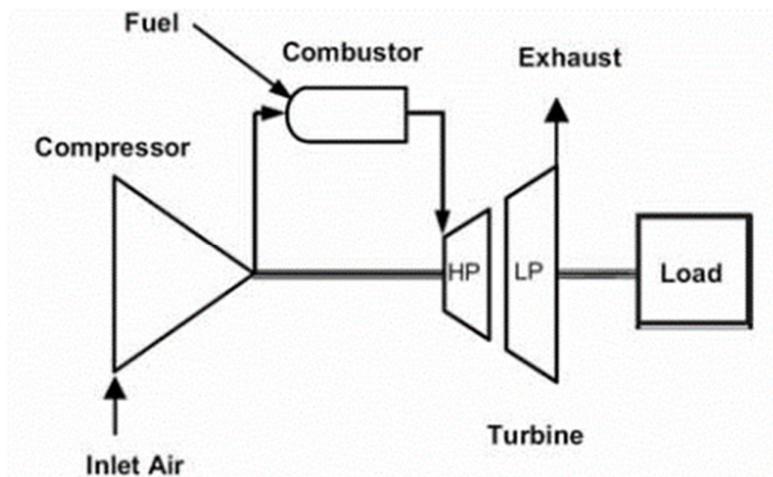


Fig. 5. Esquema de TG Ciclo Simple abierto. Configuración doble eje, con generador de gases y rueda libre. [1]

2.4.2 2° Aplicación: Propulsión Aeronáutica

A pesar de la amplia difusión en el uso de la generación de energía, la principal aplicación de los motores TG está relacionada con la propulsión aeronáutica. Prácticamente todas las aeronaves de mediano y gran porte, están impulsados por motores TG en alguna de las múltiples configuraciones que éste puede adoptar según la utilización requerida. La excepción radica en las aeronaves de pequeño porte, de los cuales una gran mayoría siguen siendo propulsados por hélices acopladas a motores alternativos.

Los motores TG utilizados para la propulsión aeronáutica pueden clasificarse de manera elemental en turborreactores, turbofans y turbopropulsores. El uso de cada una de estas configuraciones se corresponde con la velocidad de vuelo que se desea para la aeronave, en concordancia con su rendimiento propulsivo. En la Fig. 2.7 puede observarse una carta que compara el rendimiento propulsivo de los distintos tipos de motores en función de la velocidad de vuelo.

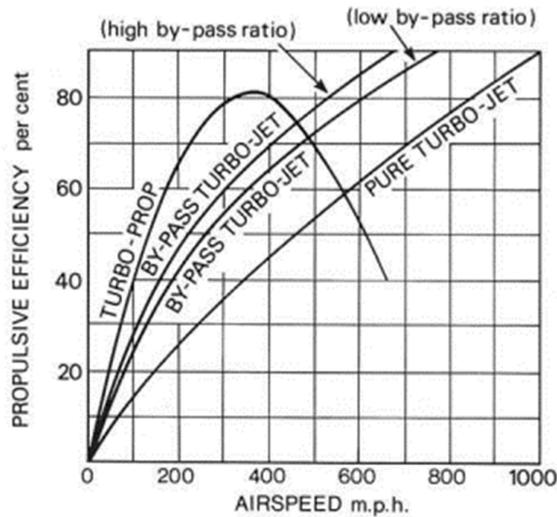


Fig. 6. Rendimiento propulsivo de los distintos motores de propulsión aeronáutica en función de la velocidad de vuelo deseada. [11]

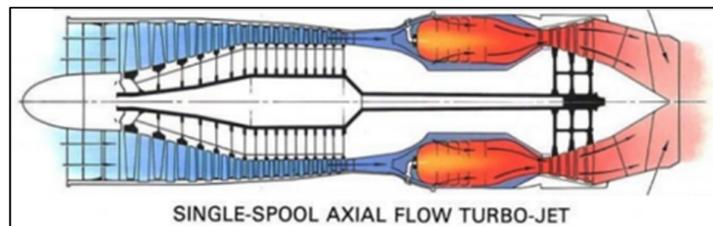


Fig. 7. Corte esquemático de un turborreactor puro. [11]

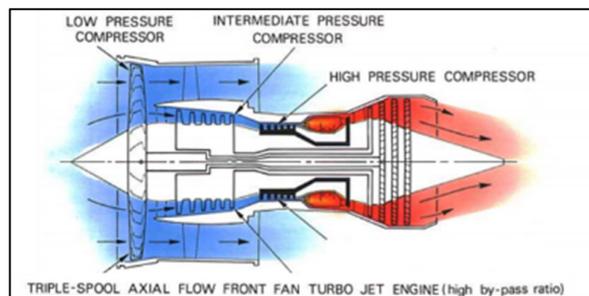


Fig. 8. Corte esquemático de turborreactor de dos flujos. de alta relación de by-pass, triple eje, vastamente utilizado en aviación comercial. [11]

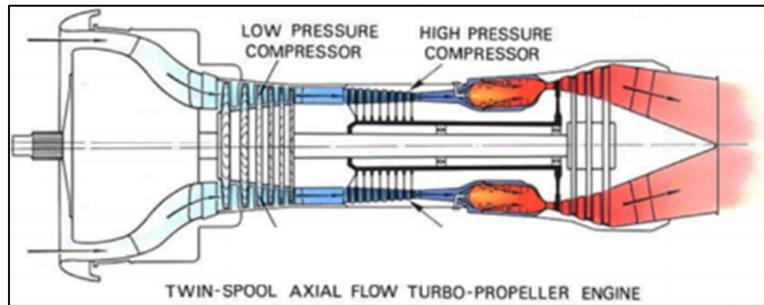


Fig. 9. Corte esquemático de un turbopropulsor. En la punta estriada de la izquierda se acopla el tren de engranajes que acciona la hélice. [1]

2.4.3 3° Aplicación: Turbocompresores de uso automovilístico

Otro caso particular y ampliamente conocido de las TG es su utilización como sobrealimentadores de motores alternativos de combustión interna, ya sea de uso automovilístico o en motores de generación de energía.

El sobrealimentador es básicamente una TG donde la cámara de combustión es reemplazada por el motor alternativo, cuyos gases de escape son expandidos en una unidad TG de una sola etapa y de rodete diagonal. Esta última impulsa un turbocompresor radial mono-etapa que eleva la presión del múltiple de admisión mejorando las prestaciones del motor a los distintos regímenes de trabajo y carga.

El eje que vincula la turbina y el compresor se monta en el cuerpo central del mismo a través de cojinetes deslizantes o bujes flotantes que requieren un flujo de aceite constante para su lubricación y refrigeración, el cual se extrae del sistema de lubricación del propio motor.

Solo algunos turbocompresores de última generación y de aplicaciones de competición poseen cuerpos centrales con rodamientos cerámicos o híbridos, que ofrecen menor fricción y mayor velocidad de respuesta ante la demanda del motor.

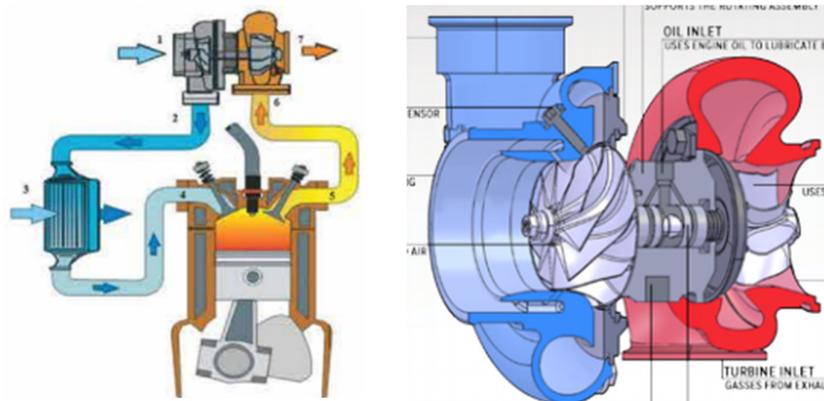


Fig. 10. Diagrama de funcionamiento y corte esquemático de un turbocompresor de uso **automovilístico** en motores de combustión interna [1]

2.5 Conclusiones preliminares acerca de las turbomáquinas térmicas

De lo analizado anteriormente se observa que existe un amplio espectro de configuraciones y usos de las TMT que pueden encontrarse hoy en día en el ámbito de la generación de energía, la propulsión aeronáutica y aplicaciones automovilísticas.

Entre todas las TMT descriptas puede afirmarse que las TG proporcionan la mayor versatilidad y posibilidad de uso, por tanto, el diseño de la turbina didáctica se centrará en este tipo de máquinas.

Analizando los distintos tipos de TG, los motores aeronáuticos presentan aun mayor versatilidad, pues pueden utilizarse tanto como propulsores como así también generadores de gases de máquinas estáticas una vez que han cumplido las horas límite de vuelo establecidas por diseño.

En el diseño de una TG para prácticas de laboratorio se opta, en primer término, por realizar una correcta selección del tipo de máquina y ciclo termodinámico que, intentando ser lo más básico posible, sea representativo de lo que puede encontrarse en el campo de aplicación. Para ello se hace necesario un análisis del producto.

Capítulo 3 *Análisis del producto*

3.1 Mercado de las turbinas en pequeña escala

Se realizó una búsqueda y un estudio de los diferentes tipos de máquinas con fines didácticos y aeromodelistas, obteniendo información básica de aquellas que se encuentran disponibles en mercado. Esto tiene por objeto reunir mínima información de referencia que permitan establecer los parámetros básicos de diseño de una turbomáquina de laboratorio.

Lo hallado puede englobarse en los grupos que a continuación se detallan.

3.2 Equipamiento didáctico

Los equipos didácticos de laboratorio ofrecidos en mercado responden a construcciones que hacen uso de turbocompresores de uso automovilístico como base, a los cuales se le añade simplemente una cámara de combustión intermedia entre el compresor y la turbina para dar lugar a un generador de gases.

Como ya se mencionó en el capítulo anterior, la energía de los gases de escape que salen de dicha configuración puede ser convertida en energía mecánica en un eje a través de una segunda turbina, o bien en empuje vía tobera de escape como un turboreactor de un solo flujo. Los equipos didácticos más completos ofrecen esta posibilidad dual. En ambos casos, se obtiene un ciclo termodinámico básico Joule-Brayton abierto sin regeneración, como lo observado frecuentemente en la industria.

La firma española Edibon o la estadounidense USDidactic ofrecen un equipo tal como el descrito anteriormente, cuyo esquema y parámetros de diseño puede observarse en la **Fig. 11**. En ambos casos se utiliza gas natural o gas licuado como combustible, y se monitorean los parámetros de temperatura y presión en cada punto del ciclo, como así también las velocidades de giro, gasto másico de aire y combustible, potencia desarrollada y datos de funcionamiento de los equipos auxiliares, todo ello para efectuar el análisis de laboratorio.

La implementación de un turbocompresor automovilístico implica la necesidad de contar con un circuito de aceite de lubricación y refrigeración para el cuerpo central del mismo, impulsado por una bomba de similares características a la utilizadas en automóviles, además del sistema de refrigeración del propio aceite.

Una alternativa diferente ofrecida por estas firmas se trata de turbinas como motores TG del tipo aeromodelistas, instaladas en bancos de pruebas donde se monitorean los mismos parámetros que los mencionados anteriormente. Por su similitud con tales motores, se incluyen en el grupo de la siguiente sección.

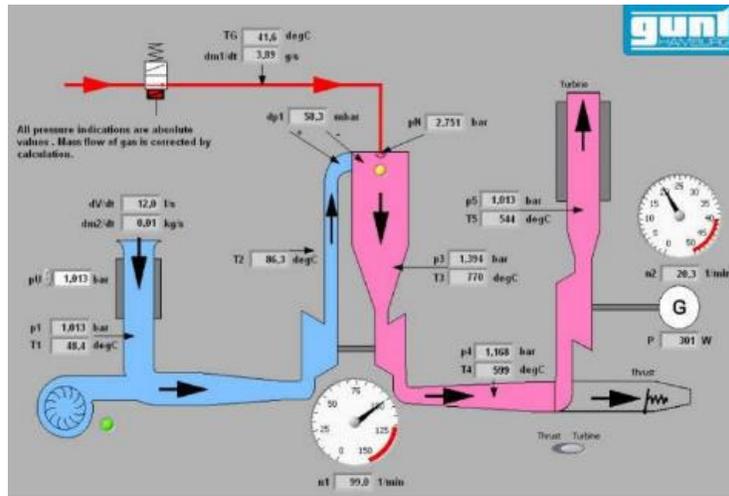


Fig. 11. Esquema de equipo didáctico de turbina doble eje, con posibilidad de funcionamiento con turbina libre o como turborreactor, de la firma US Didactic. [6]

Tabla 1. Parámetro de funcionamiento del esquema del equipo de la Fig. 11.

Generador de gases	Turbina Libre	Turborreactor
<u>Rango de velocidad:</u> 60,000...125,000rpm	Rango de velocidad: 10,000...40,000rpm	Empuje: 0...50N
Relación de compresión máx.: 2:2	Potencia mecánica: 0...2kW	Nivel de ruido a 1m de distancia max. 110 dB(A)
Consumo máximo de combustible: 120g/min	Potencia eléctrica: 0...1.5kW	
Presión de combustible: 2.5...4bar	Nivel de ruido a 1m de distancia max. 80dB(A)	

3.3 Turbinas de aeromodelismo

Las turbinas de aeromodelismo son ampliamente utilizadas para impulsar aviones a radio control (RC). Estos dispositivos se configuran como motores a reacción de un solo flujo, que funcionan con un ciclo abierto Joule-Brayton no regenerativo. El combustible utilizado durante la fase de arranque del motor es gas propano/butano, mientras que en vuelo se utiliza una mezcla de kerosene, Jet A1 y aceite.

Estas turbinas poseen un diseño básico, con un turbocompresor radial mono etapa impulsado por una turbina axial, la cual recibe los gases de combustión provenientes de una cámara de combustión anular. Este tipo de configuraciones reduce drásticamente el área frontal y el peso del conjunto en comparación con las máquinas en base a un turbocompresor de uso automovilístico, de los cuales suele utilizarse sólo el rodete del compresor como pieza base.

En la búsqueda de información realizada se hallaron fabricantes de diverso origen dedicados a la producción en serie de turborreactores a escala para aeromodelismo, así

como muchas experiencias de aficionados en la realización de turbinas caseras (“homemade”).

En la Tabla 2 se resumen las características técnicas de algunas de las turbinas que conforman el amplio espectro de los motores TG de uso aeromodelista revisadas para la concreción del presente estudio.

Tabla 2. *Parámetros de funcionamiento de algunas turbinas de aeromodelismo disponibles en mercado.*

Modelo	Tipo	Origen	Diametro [mm]	Longitud [mm]	Peso [g]	Empuje [kg]	RPM	Max. Temp.[°C]
SCRECKLING FD 3/64	Homemade	Alemania	110	265	870	2-2,5	75.000-85.000	630
KAMPS	Homemade	Alemania	110	235	1140	2,5-6	75.000-110.000	560
MW 54	Homemade	Gran Bretaña	89	150	650	5	160.000	600
KJ-66	Homemade	España	110	240	950	8,5	120.000	570
PT-75	Homemade	Gran Bretaña	111	235	1100	8	117.000	530
GT 2000	Homemade	Australia	110	240	1200	8	115.000	570
Phoenix 30,3	Homemade	Gran Bretaña	111	250	1800	10	110.000	480
JT-RCM	Homemade	Argentina	150	400	2400	12	125.000	620
TST	Homemade	Gran Bretaña	120	343	1700	4,1	85.000	650
JPX	Comercial	Francia	116	295	1800	6	118.000	630
Turbomin	Comercial	Suecia	146	320	4000	10	105.000	750
GWM	Comercial	USA	110	221	800	3	85.000	600
SP J-450	Comercial	Japón	110	335	1600	6,5	130.000	700
SP J-850	Comercial	Japón	120	335	1400	8,5	130.000	700
JetCat P80	Comercial	Alemania	112		1300	8	115.000	590
RAM 750	Comercial	USA	111	240	1300	9,7	134.000	675
RAM 1000	Comercial	USA	111	240	1400	13	138.000	675
AMT Mercury	Comercial	Holanda	100	225	1400	7,5	150.200	550
AMT Pegasus	Comercial	Holanda	120	270	2100	13,5	115.000	525
AMT Olimpus	Comercial	Holanda	130	270	2400	19	112.000	650
AMT Phoenix	Comercial	Holanda	216	356	8000	61	85.000	650
Phoenix MT	Comercial	USA	90	190	950	6,3	135.000	470
JetPol GTM100	Comercial	Polonia	110	310	1420	10	33.000-125.000	nd
JetPol GTM 140	Comercial	Polonia	115	340	1550	14	33.000-120.000	nd
PROMEDIO	-	-	118	274	1800	11	120.000	607

Sobre el final de la tabla anterior puede observarse un promedio que permite apreciar los valores típicos para el diseño de estos motores. Entre ellas, se destaca la temperatura máxima alcanzada por el fluido antes del ingreso en la unidad de turbina, la cual está limitada a por la resistencia de los materiales utilizados en su construcción.

Otro aspecto importante tenido en cuenta es la velocidad de giro del rotor, el cual está fuertemente influenciado por el diámetro de los rodets como así también del tipo de cojinetes utilizados. Respecto a estos últimos, casi la totalidad de los motores TG de aeromodelismo utilizan rodamientos lubricados por un flujo de aire con una pequeña cantidad de aceite (5ml/min típicamente), lo cual permite prescindir de un gran caudal de aceite y de la correspondiente bomba, aligerando el conjunto total.

La gran mayoría de los motores TG comerciales están controlados por gestión electrónica mediante un microprocesador que se adapta al uso RC y que trabaja sobre el caudal de combustible a través de la velocidad de giro bomba y el motor de arranque (generalmente eléctrico). Este último, por lo general, debe ser capaz de acelerar el rotor hasta aproximadamente un 25-30% de la velocidad nominal del motor para alcanzar un nivel de auto sostenimiento de la turbina. Fig. 12.

En la configuración más sencilla, los instrumentos de control y medición precinden de cualquier medio electrónico, siendo completamente analógicos, lo cual brinda una gran facilidad de construcción y control para el principiante que se inicia en el desarrollo de estos modelos. En cuanto al sistema de arranque, suelen utilizarse sopladores de aire que aceleran el rotor hasta la velocidad adecuada para el arranque, o bien motores eléctricos acoplados directamente al eje.

Los ensayos de laboratorio se realizan montándolos sobre un banco de pruebas, en el cual se censan los parámetros termodinámicos del gas en cada punto del ciclo, como así también el empuje neto que el motor es capaz de desarrollar a diferentes regímenes de giro.

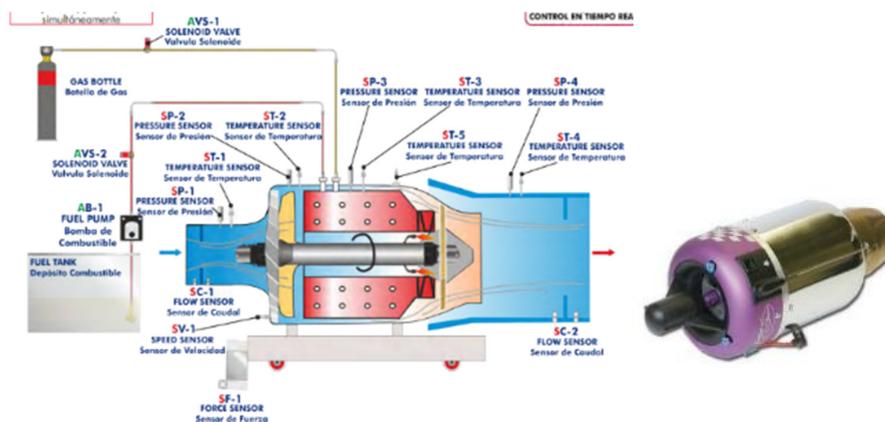


Fig. 12. Motor TG comercial para aeromodelismo JetCat P80 en vista general. Debajo: esquema de una sección transversal del motor, con la indicación de los sensores y actuadores presentes en un banco de pruebas típico. [6]

3.4 Comparación de modelos de turbina

De lo expuesto anteriormente, se observa que existen dos configuraciones sencillas y posibles que permitirían una construcción viable y probada de una turbina de gas didáctica para ensayos de laboratorio.

La utilización de un turbocompresor automovilístico provee una buena base para el proyecto, pues ahorra tiempos de cálculo y construcción de las geometrías de los rodetes y parámetros generales de la turbomáquina, además de la posibilidad de extraer de las curvas características del fabricante. Sin embargo, su utilización presupone la obtención en buen estado de tal elemento, que por lo general es de un costo elevado. Adicionalmente, este tipo de equipo exige un sistema auxiliar para la lubricación que complejiza el sistema en general.

Por contraparte, los turborreactores caseros presentan mayor simplicidad en cuanto al sistema de lubricación y diseño de las piezas, así como un menor volumen y peso. Al igual que los motores de aviación industriales, el mismo puede ser ensayado como un motor a reacción, como así también ser utilizado como generador de gases para impulsar un turboeje o turbina libre conectada a algún generador. Esta versatilidad es decisiva para el futuro uso en un laboratorio.

Por otro lado, la turbina está compuesta por un escalonamiento axial, cuyo diseño responde a los mismos criterios que los utilizados en escalonamientos de turbinas industriales o motores a reacción. Este aspecto desde el punto de vista didáctico es importante, pues acerca al estudiante al diseño utilizado en aplicaciones industriales.

Un último punto a favor de las turbinas homemade, es la existencia de diversas fuentes bibliográficas especializadas en el diseño de las mismas, que reúnen las experiencias previas de constructores y que pueden servir como guía para el presente trabajo.

Un resumen de la comparación establecida entre los dos modelos posibles de turbina se muestra en la Tabla 3.

Tabla 3. Comparación entre modelos de turbinas.

Turbina Aeromodelismo		Turbocompresor automovilístico	
X	Cálculo más complejo	✓	Cálculo sencillo o nulo
✓	Más liviano	X	Más pesado
✓	Menos voluminoso	X	Más voluminoso
✓	Sistema de lubricación simple por uso de rodamientos específicos	X	Sistema de lubricación con bomba por uso de cojinetes de deslizamiento
✓	Doble aplicación: turbina libre o motor a reacción	✓	Doble aplicación: turbina libre o motor a reacción
✓	Posee turbina de escalonamiento axial como las vistas en la industria	X	Posee turbina de escalonamiento diagonal, rara vez visto en la industria.
✓	Versatilidad para el cambio de escalonamiento de turbina	X	Poca versatilidad para desarrollo de variaciones en los escalonamientos
X	Poco conocimiento de las curvas características	✓	Conocimiento de curvas características a partir del fabricante

Analizando las ventajas y desventajas de cada tipo de turbina, se optó por realizar un diseño termomecánico de una micro-turbina de laboratorio del tipo utilizado para fines aeromodelistas, es decir, un motor a reacción (o turborreactor) de un solo flujo, dado que el mismo engloba las características de poco peso y volumen, simplicidad en los sistemas auxiliares y libertad en los parámetros de diseño.

Capítulo 4 Ciclo Termodinámico

4.1 Parámetros básicos de diseño

El diseño estará basado en el ciclo Joule-Brayton abierto no regenerativo, como el descrito en la sección 2.3.3 y mostrado en la Fig. 4. Este ciclo, está básicamente caracterizado por el estado termodinámico del gas a la salida de la cámara de combustión, determinado por su presión y fundamentalmente por su temperatura. Por ello, el cálculo del ciclo termodinámico del turborreactor se realiza a partir de la definición de estos dos parámetros.

En la Tabla 2, utilizada como guía práctica, se observa que en la mayoría de las turbinas tanto caseras como comerciales la temperatura máxima promedio es de aproximadamente 600°C. Esta temperatura máxima se adopta como el límite práctico para el diseño, aspecto que se relaciona directamente con los materiales utilizados habitualmente para la construcción de las turbinas a escala.

Teniendo en cuenta el rendimiento isoentrópico tanto de la turbina como del compresor, y la temperatura máxima del ciclo, existe una relación de compresión óptima que otorgará el mayor rendimiento. A continuación, se procede a realizar el cálculo correspondiente:

4.2 Ciclo Termodinámico Preliminar

Para el trazado del ciclo termodinámico de la turbina se utilizó el software Termograf®, el cual es un simulador termodinámico desarrollado por el Grupo de Didáctica de la Termodinámica de la Universidad de Zaragoza. Se realizó en el mismo un Ciclo Joule Brayton real no regenerativo, tomando como punto 1 del diagrama T-S, una condición de aire a la entrada de la turbina igual a $T_1 = 15^\circ\text{C}$ y $p_1 = 1$ bar; lo cual se corresponde en forma aproximada con la temperatura media de Mar del Plata en invierno. Tal como se mencionó previamente, el punto 3 (gases de salida de la cámara de combustión) es fijado a una temperatura de $T_3 = 600^\circ\text{C}$.

Para ello, se tuvieron en cuenta los siguientes aspectos:

- Por tratarse de un diseño preliminar del ciclo, no se consideran pérdidas en la boca de entrada de la máquina, en la cámara de combustión ni las pérdidas mecánicas en el eje.
- **Todo el trabajo desarrollado por la turbina es absorbido completamente por el compresor. ($W_T = W_C$).**
- El gas a la salida de la turbina, es expandido completamente en la tobera hasta la presión $p_4 = p_1$, con un rendimiento isoentrópico idéntico al del escalonamiento de turbina.

Para completar el trazado del ciclo real y los cálculos subsecuentes, es necesario fijar los rendimientos isoentrópicos tanto para el compresor (η_{ic}) como para la turbina (η_{iT}) y obtener a partir de ellos una relación de compresión ϵ_c adecuada.

Claudio Mataix, en su bibliografía Turbomáquinas [referencia] Térmicas, brinda de manera orientativa los siguientes valores de rendimientos de las etapas de las turbomáquinas para realizar un pre-diseño.

Tabla 4. Valores de rendimientos internos típicos de las turbinas.

Unidad	Símbolo	Valor
TC Radial de 1 escalonamiento	η_{iC}	0,7 a 0,85
TC Axial de múltiples escalonamientos	η_{iC}	0,82 a 0,92
Turbina Radial	η_{iT}	0,72 a 0,87
Turbina Axial	η_{iT}	0,84 a 0,94
Pérdida de presión en cámara de combustión	-	(0,02 a 0,06)* p_2
Rendimiento cámara de combustión	η_{cc}	0,94 a 0,98
Rendimiento Mecánico	η_m	0,97 a 0,99

Considerando en principio una máquina con compresor centrífugo y turbina axial, se adoptan para el cálculo preliminar $\eta_{iT} = 0.8$ y $\eta_{iC} = 0.7$ como valores conservativos, pudiendo los mismos ser recalculados en fases más avanzadas del diseño.

Establecidos los rendimientos isoentrópicos y la temperatura límite del ciclo, la teoría demuestra que para el ciclo Joule-Brayton real, existe una relación de compresión óptima que maximiza el trabajo mecánico, así como el rendimiento térmico.

A fin de determinar tales valores, se realizó un estudio de la variación de estos dos parámetros fundamentales del ciclo en función de la variación de la relación de compresión, graficándose las respectivas curvas. Los resultados de este estudio se observan en la **Fig. 13**.

Para la terna de valores adoptada, el rendimiento térmico tiene un máximo de 8.47% para una relación de compresión $\epsilon_c = 3.1$, en tanto que el máximo trabajo del ciclo es de 39.9933 kJ/kg para una relación de compresión $\epsilon_c = 2.6$.

Dado que la turbina será un equipamiento didáctico, y no reviste vital importancia el consumo de combustible, sumado a la dificultad en obtener grandes relaciones de compresión con un solo escalonamiento, se decide adoptar como punto de diseño de la turbina aquel en el que se obtiene el mayor trabajo del ciclo y, por tanto, una relación de compresión máxima $\epsilon_c = 2.6$.

Realizar el diseño en el punto de mayor rendimiento térmico ($\epsilon_c = 3.1$), implicaría una relación de compresión del orden del 20% superior a la adoptada, con la cual se conseguiría solo un 0.25% de mejora en el rendimiento térmico y una pérdida del trabajo del ciclo solo del 3%, lo cual no se justifica desde el punto de vista del cálculo.

Definido entonces el ciclo termodinámico, se trazó el mismo tanto en el diagrama T-S como en el P-V (**Fig. 14** y **Fig. 15**, respectivamente) obteniéndose las variables de estado para cada uno de los puntos de interés de la turbina, los cuales se resumen en la **Tabla 6**.

En ella figuran también los puntos de compresión y expansión ideales (adiabático-isoentrópicos), identificados con el subíndice "s". Los trabajos y balances de energía de

cada uno de los procesos como del ciclo en general, se resumen en la **Tabla 7**. Se observa que el trabajo teórico obtenido es de **40.18 kJ/kg**.

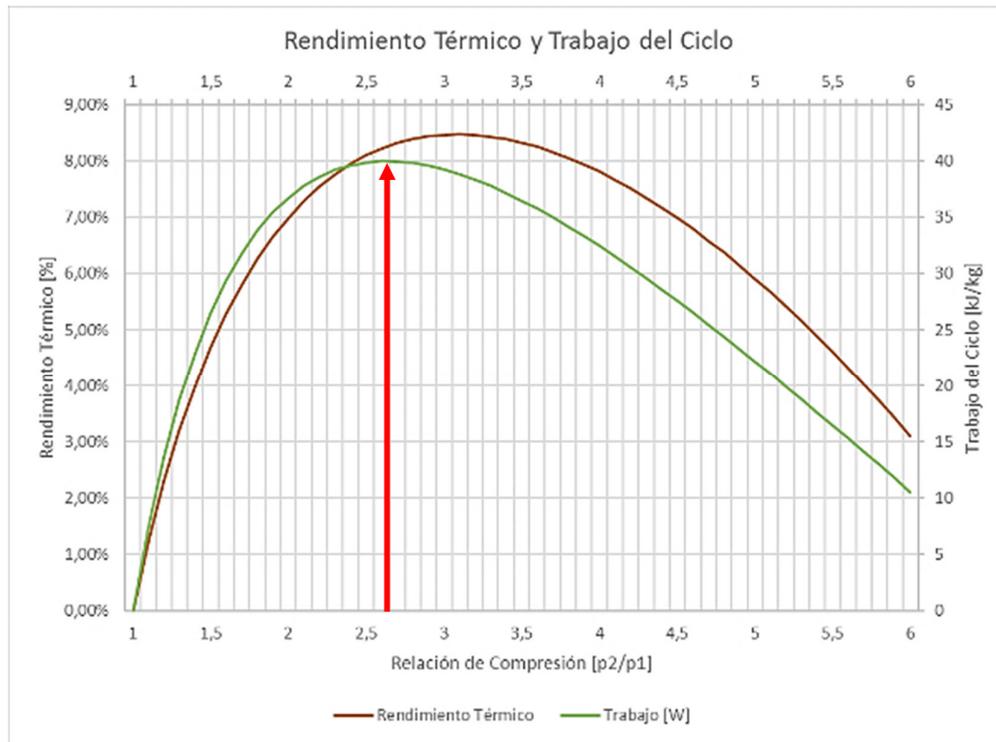


Fig. 13. Curvas de Rendimiento Térmico y Trabajo del Ciclo Termodinámico en función de relación de compresión, $T_3= 600^{\circ}\text{C}$ y para rendimientos isoentrópicos de turbina $\eta_{iT} = 0.8$ y compresor $\eta_{iC} = 0.7$. Se observa que las curvas poseen máximos para distintas relaciones de compresión.

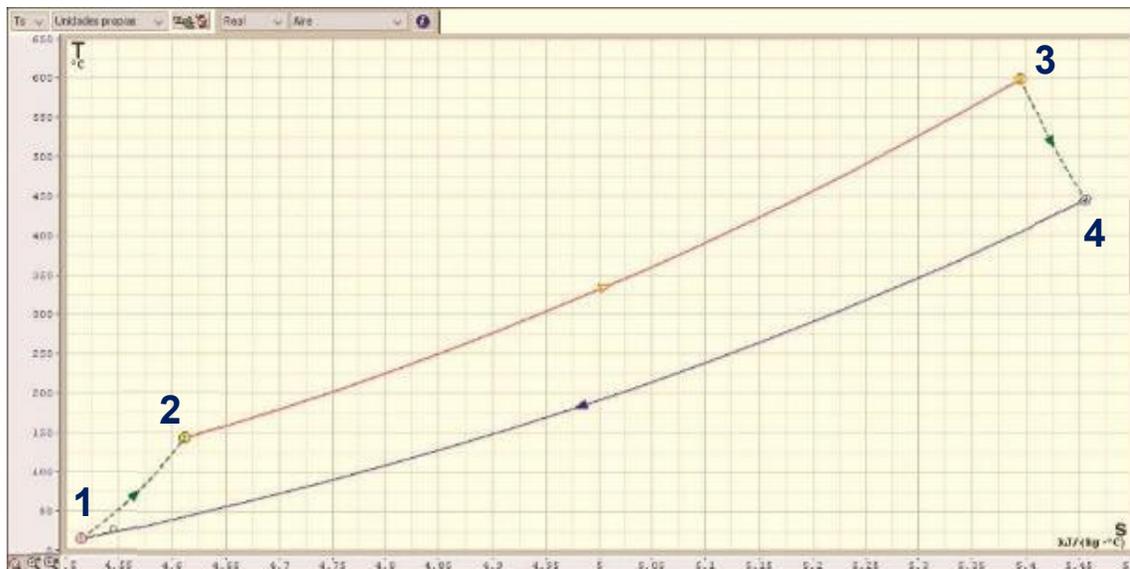


Fig. 14. Diagrama T-S del Ciclo Termodinámico adoptado. $T_3= 600^{\circ}\text{C}$, $\eta_{iT} = 0.8$, $\eta_{iC} = 0.7$.



Fig. 15. Diagrama P-v del Ciclo Termodinámico adoptado. $T_3 = 600^\circ\text{C}$, $\eta_{iT} = 0.8$, $\eta_{iC} = 0.7$.

Tabla 5. Propiedades del aire y del ciclo adoptadas para el cálculo.

Propiedades del Aire			
Calor específico a presión constante	C_p	1,0630	kJ/(kg·°C)
Calor específico a volumen constante	C_v	0,773	kJ/(kg·°C)
Constante Particular del Aire	R	0,290	kJ/(kg·°C)
Relación C_p/C_v	γ	1,375	
Relación de compresión	ϵ_c	2,60	
Temperatura máxima de ciclo	$T_{\text{máx}}$	600	°C
Rendimiento isoentrópico de compresor	η_c	0,7	
Rendimiento isoentrópico de turbina	η_t	0,8	
Pérdida de presión en cámara de combustión	ΔP_{cc}	1	

Tabla 6. Variables de estado de los puntos del ciclo termodinámico.

Variable de Estado	Símbolo	Punto del Diagrama						Unidad
		1	2s	2	3	4s	#4	
Presión	P	1	2,6	2,6	2,6	1	1	bar
Volúmen Específico	v	0,826	0,413	0,458	0,974	1,951	2,067	m³/kg
Temperatura	T	14,85	100,5	137,3	600,00	399,6	439,7	°C
Entalpía	h	305,15	396,28	435,33	927,17	714,22	756,81	kJ/kg
Entropía	s	4,51	4,51	4,61	5,42	5,42	5,46	kJ/(kg·°C)
Velocidad del Sonido	c	338,81	385,98	404,51	590,04	517,94	533,14	m/s

Tabla 7. Balances energéticos del ciclo termodinámico. Todos los valores son específicos.

Parámetro	Proceso	Símbolo	Valor	Unidad
Trabajo de Compresión	1-2	wc	130,18	kJ/kg
Trabajo de Compresión a.i.	1-2s	wc	91,12	kJ/kg

Adición de Calor	2-3	q1	491,84	kJ/kg
Trabajo de Expansión	3-4	we	170,36	kJ/kg
Trabajo de Expansión a.i.	3-4s	we	212,95	kJ/kg
Cesión de Calor	4-1	q2	451,66	kJ/kg
Trabajo neto del ciclo	Ciclo	wn	40,18	kJ/kg
Rendimiento Térmico	-	η_t	8,17	%

El trabajo neto del ciclo (W_n) que se observa en la Tabla 7, se corresponde y es idéntico al salto entálpico del fluido, disponible a la salida de la turbina, que se expande por la tobera de escape hasta la atmósfera. Se resalta que el rendimiento isoentrópico de la tobera se adoptó conservativamente como idéntico al del escalonamiento de turbina ($\eta_{tobera}=0.8$).

De esta manera, aplicando entre ambos puntos el primer principio de la termodinámica para sistemas abiertos en régimen permanente, es posible obtener la velocidad de salida del gas luego de la expansión adiabática en la tobera, en forma aproximada.

$$\frac{1}{2} c^2 = \Delta h_{tobera} = W_n \rightarrow c = \sqrt{2 W_n} = \sqrt{2 * 39990 \frac{J}{kg}} = 283.48 \frac{m}{s} \quad (1)$$

Esta velocidad de descarga del gas de escape en la atmósfera representa un número de Mach de $M = 0.52$.

Tomando a la turbina como volumen de control y aplicando el principio de la variación del impulso lineal, es factible hallar el valor del empuje específico que se lograría con la turbina funcionando en régimen estacionario bajo el ciclo estipulado.

$$E = \dot{m} \Delta V = \dot{m} (V_j - V_i) \rightarrow e = \frac{E}{\dot{m}} = (V_j - V_i) \quad (2)$$

Si se toma en consideración un volumen de control con una frontera suficientemente alejada de la boca de la turbina, tal que permita suponer la velocidad de entrada V_i nula, la expresión para el empuje específico toma la siguiente forma:

$$e = \frac{E}{\dot{m}} = (V_j - 0) = V_j = 283.48 \frac{N}{kg/s} \quad (3)$$

4.3 Caudal Másico de Aire

Los diagramas y cálculos precedentes representan valores específicos, es decir, por unidad de masa de aire que realiza el ciclo. El valor del caudal másico deseado se calcula a partir de la estimación del empuje requerido para la turbina a diseñar.

La Tabla 2 presenta un valor promedio de 11 kgf de empuje para las turbinas en mercado. Al ser un equipamiento didáctico en el que no es necesaria una alta potencia, y en línea con ese análisis, **se adopta para el diseño un empuje requerido de 10 kgf**, el cual representa un caudal másico de:

$$\dot{m}_a = \frac{E}{e} = \frac{98.1 \text{ N}}{282.81 \frac{\text{N}}{\text{kg/s}}} = 0.347 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (4)$$

4.4 Potencias

Una vez hallado el valor del caudal másico de aire, se calculan las potencias de accionamiento del compresor y turbina, como así también la adición de calor necesaria para el proceso isobárico 2-3 del ciclo. Para ello, basta multiplicar los valores específicos de la **Tabla 7** por el caudal másico calculado. Los resultados se resumen en la **Tabla 8**.

Como dato saliente, se observa que la turbina a diseñar poseerá una potencia neta de **N= 13.87 kW**.

La potencia calorífica que debe proporcionársele al aire durante el proceso 2-3, se obtiene del quemado de un combustible en la cámara de combustión. El cálculo del caudal de combustible necesario para suministrar tal potencia calorífica se desarrolla en la sección del diseño de la cámara de combustión.

Tabla 8. Potencias de accionamiento de la turbina.

Parámetro	Proceso	Símbolo	Valor	Unidad
Caudal Másico	Ciclo	m	0.347	kg/s
Potencia de Compresión	1-2	Nc	-44,99	kW
Adición de Calor	2-3	Q1	168,73	kW
Potencia de Expansión	3-4	Ne	58,86	kW
Cesión de Calor	4-1	Q2	-154,86	kW
Potencia neta del ciclo	Ciclo	N	13,87	kW

4.5 Conclusiones del capítulo

El análisis precedente se realizó de manera conservativa y preliminar para introducir una referencia sobre la cual basar el diseño. Por lo tanto, cualquier eventual aumento de los rendimientos internos de las partes mejorarían las prestaciones de la turbomáquina.

Es así que, una vez obtenidos en carácter preliminar todos los estados del ciclo termodinámico Joule-Brayton real bajo el cual funcionará la turbina, es posible comenzar a realizar el dimensionado de los elementos que la componen. Por lo tanto, todo el trabajo expuesto a continuación tiene como base lo calculado aquí .

Capítulo 5 Compresor

5.1 Introducción

Los turbocompresores, al igual que las restantes turbomáquinas, pueden ser clasificados según la dirección del flujo en radiales, diagonales y axiales. Los dos primeros tipos se denominan centrífugos.

Existen ciertas características de cada uno de estos tipos de compresores, que presentan ventajas relativas entre sí y que permiten realizar una correcta selección del tipo de rodete a usar. Tales características que se resumen en la **Tabla 9**.

Tabla 9. Comparación de TC centrífugos vs axiales.

TC Centrífugo	TC Axial
<p>Mayor robustez y sencillez Menor número de escalonamientos Mayor estabilidad de funcionamiento respecto a curva de bombeo o “surge”</p>	<p>Mejor rendimiento Mayor número de revoluciones para mismo caudal y presión Menor volumen, superficie frontal, peso y gasto másico para igual relación de compresión.</p>

Aunque el TC axial posee mejor rendimiento general, es en contraposición mucho más sensible a la variación de carga y por eso su rendimiento disminuye mucho más rápidamente al variar las condiciones de funcionamiento en relación al punto de diseño. Este punto es vital en el diseño de nuestra turbina, debido a que, al ser un modelo experimental, es necesario buena estabilidad en la fase de encendido.

En lo que respecta a pequeñas relaciones de compresión, si ésta es pequeña, podrá realizarse con un solo escalonamiento de TC radial, con lo cual el peso y volumen de la máquina será menor que si se empleara un TC axial, que necesariamente tendría varios escalonamientos. Además, la utilización de un TC radial permite el funcionamiento a menor número de revoluciones, lo que se traduce en menores solicitaciones al eje y rodamientos.

Valores típicos de relación de compresión para ambos tipos de compresores se detallan a continuación:

- Escalonamiento TC Radial: Máxima realizable: de 3 a 5.

Valores normales: de 1.5 a 2.5

- Escalonamiento TC Axial: Máxima realizable: de 1,5 a 2.

Valores normales: de 1.05 a 1.2

Debido a la baja relación de compresión empleada ($\epsilon_c = 2.6$) y a su mayor simplicidad, estabilidad y robustez, los compresores centrífugos parecen ser ideales para la fabricación de los motores a reacción de miniatura, adoptándose para este proyecto.

5.1.1 Rotor

Según su construcción, los rotores de los TC centrífugos pueden clasificarse como se indica en la Fig. 16, a saber:

- **Rodetes abiertos:** los álabes se fijan sólo al cubo del rodete. Poseen bajo rendimiento y baja resistencia mecánica.
- **Rodetes semiabiertos:** los álabes se fijan al cubo del rodete y a un solo disco lateral. Poseen buena resistencia mecánica y permite altas velocidades de rotación.
- **Rodetes cerrados:** los álabes se fijan tanto al cubo como a dos paredes que confinan el álabe. Presentan el mejor rendimiento gracias a la “tapa” que evita las pérdidas intersticiales, y funcionan bajo velocidades periféricas moderadas.

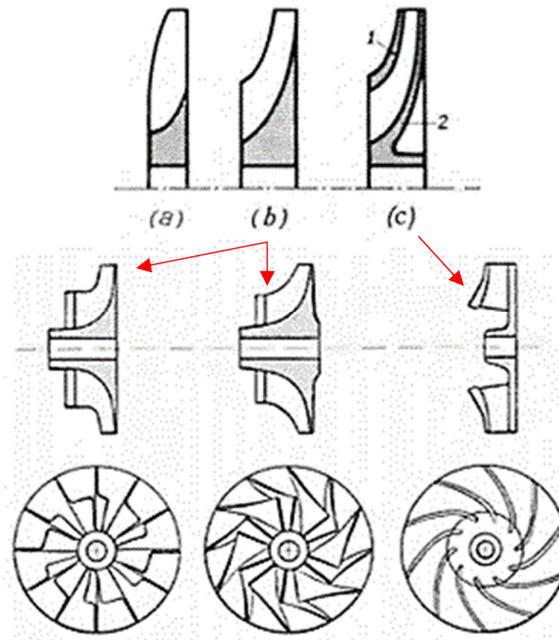


Fig. 16. Tipos de rodets de turbocompresor. a) Abierto b) Semiabierto c) Cerrado. Debajo: ejemplos de rodets semiabiertos (recto y retrocurvado) y cerrado. [2]

En cuanto a métodos constructivos, los rodets suelen fabricarse mediante mecanizado por arranque de viruta. Los álabes de los rodets del tipo cerrado poseen geometrías realizables por mecanizado en fresadoras universales, en tanto que para el mecanizado de los álabes de los rotores del tipo semiabierto es necesaria la utilización de fresadoras de 5 ejes. Por tales motivos, para el presente trabajo se desarrolla el cálculo y dimensionamiento para la **construcción de un rotor del tipo cerrado**, dejando abierta la posibilidad de implementar rodets semiabiertos extraídos de turbocompresores, según se consiga en plaza.

El parámetro característico que define a los TC centrífugos es el ángulo de salida β_2 , dado por la curvatura del álabe sobre el radio mayor. El grado de reacción del compresor depende fundamentalmente de este parámetro. (Fig. 17).

Un análisis básico realizado por Claudio Mataix, permite observar que los rotores con álabes rectos poseen un grado de reacción $\sigma=0,5$, en tanto que los compresores retro curvados (con ángulo de salida $<90^\circ$) poseen grados de reacción comprendidos entre $0,5 < \sigma < 1$. Por último, los rotores con álabes curvados hacia adelante (denominados comúnmente Scirocco), poseen grados de reacción comprendidos entre $0,5 < \sigma < 1$.

En forma general, el rendimiento de difusión en el rotor es mayor que en el difusor, por lo tanto, es deseable utilizar grados de reacción mayores. La selección de la geometría de los álabes se detallará en el procedimiento de cálculo.

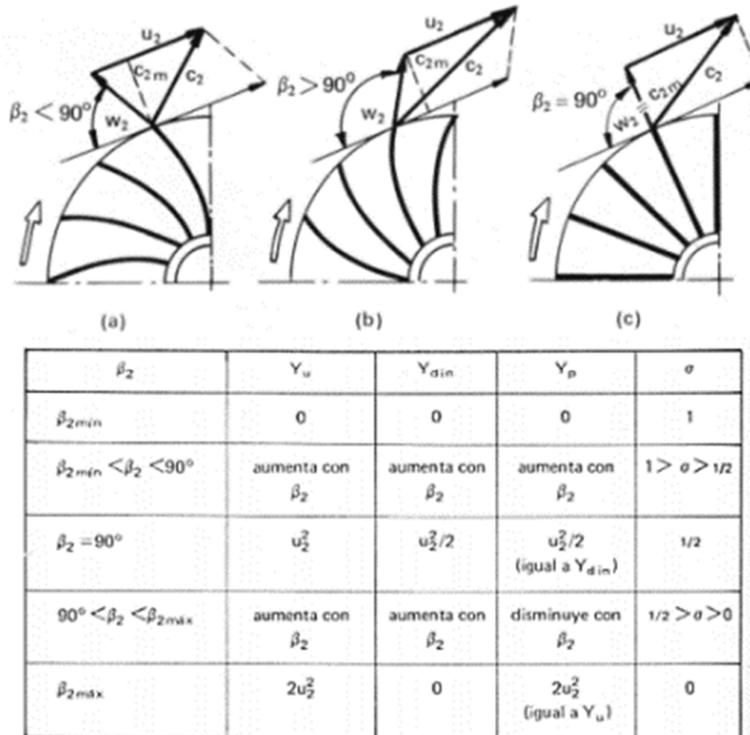


Fig. 17. Parámetros característicos de los turbocompresores radiales según el ángulo de salida β_2 [1]

5.1.2 Difusor

En el difusor, la energía cinética del fluido es transformada en presión estática a costa de una disminución de la velocidad de flujo, lo que permite acondicionar las condiciones de flujo previo al ingreso a la cámara de combustión. El difusor puede ser construido en diversas variantes, y pueden diferenciarse básicamente en aquellos que poseen una corona directriz de álabes y los que no (caja espiral). (Fig. 18).

Los álabes de los difusores con corona directriz habitualmente se construyen rectos, en forma de cuña o curvados hacia la dirección de giro del rodete (en orden de menor a mayor rendimiento de difusión, según la experiencia). El ángulo de incidencia debe coincidir con la velocidad absoluta del gas a la salida del rodete, de modo que ingrese en forma tangente a las paredes de los ductos que se forman entre los álabes.

A pesar de su menor rendimiento respecto a la corona directriz, la caja espiral posee la ventaja de permitir la autorregulación del compresor en diferentes regímenes de giro, dado que la ausencia de álabes evita el consecuente desprendimiento de corrientes.

Según marca la experiencia de constructores de microturbinas, y dado que el equipo a diseñar interesa que funcione en su punto nominal, **se realizará el diseño de un difusor con corona directriz.**

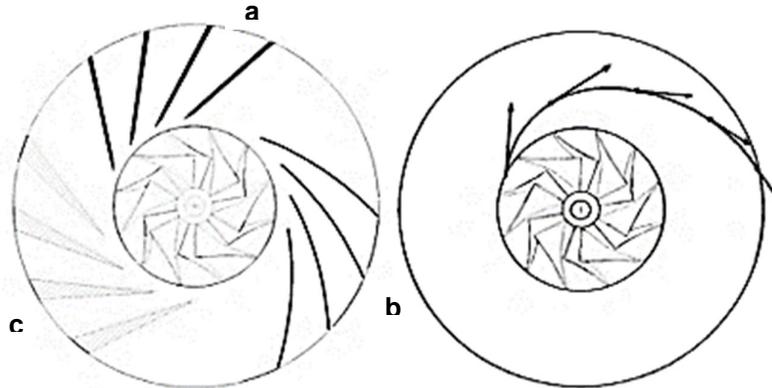


Fig. 18. Tipos de sistemas difusores. Izquierda: difusor con corona directriz de álabes, a) Álabes rectos. b) Álabes curvados. c) Álabes cuña. Derecha: Difusor sin álabes, flujo en espiral. [2]

5.2 Procedimiento de Cálculo del TC Radial

El cálculo de turbocompresores radiales se desarrolla en forma sencilla a partir del uso de tablas y ábacos obtenidos experimentalmente en análisis dimensionales llevados a cabo por investigadores y fabricantes.

Para el diseño del TC de la turbina, se seguirá el procedimiento de cálculo expuesto por Claudio Mataix en su obra "Turbomáquinas Térmicas" [1], y que está basado en la obra "Axial- Und Radialkompressoren Anwendung" de Bruno Eckert, en donde brinda gráficos de rendimientos a partir de los parámetros adimensionales de los rodetes.

Se confeccionó una planilla de cálculo a partir de dicho procedimiento, que fue utilizada para el diseño del turbocompresor.

5.2.1 Parámetros de Diseño

El procedimiento de cálculo exige el conocimiento de cuatro parámetros fundamentales para comenzar el diseño: caudal másico, estado inicial del gas, presión final o relación de compresión y el tipo de gas a comprimir. En nuestro caso, todos esos datos fueron obtenidos previamente.

- Caudal másico G
- Estado inicial del gas ($p_1= 1 \text{ bar}$ y $T_1=15^\circ\text{C}$)
- Presión final o relación de compresión ($\epsilon_c= 2.6$)
- Propiedades del aire

5.2.2 Selección del número de revoluciones n

En la Tabla 2 se observa que valores usuales de velocidad de rotación de los turborreactores a escala rondan los 100.000 rpm. Las experiencias indican que estos valores son típicamente alcanzables en las turbinas caseras, incluso para aquellas

realizadas con cojinetes de bolas convencionales y buena refrigeración. Una velocidad de rotación de $n = 100.000$ rpm se adopta para el diseño de esta turbina.

5.2.3 Determinación de cantidad de escalonamientos

Por tratarse de un proyecto didáctico, se selecciona un solo escalonamiento de turbocompresor radial, con el cual es factible alcanzar la relación de compresión y el caudal necesario.

5.2.4 Cálculo de dimensiones principales

Las dimensiones principales que deben determinarse de un rodete de TC radial son las siguientes: diámetro, ancho y ángulo de entrada al rodete (d_1 , b_1 y β_1 , respectivamente) y diámetro, ancho y ángulo de salida del mismo (d_2 , b_2 y β_2 , respectivamente). Además, diámetro de cubo d_c y diámetro de boca del rodete d_a . (**Fig. 19**)

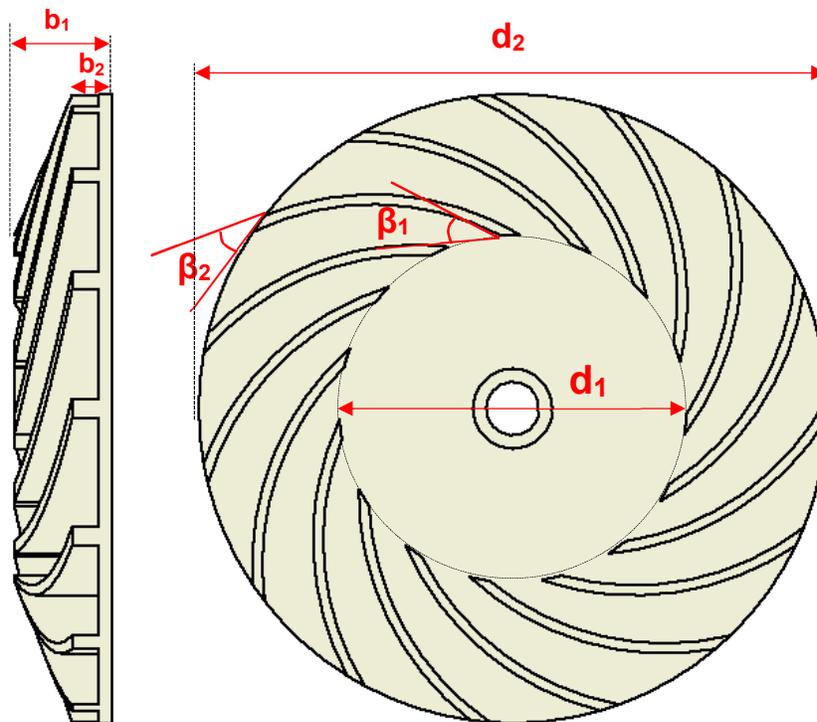


Fig. 19. Dimensiones básicas a determinar de un TC Radial.

5.2.4.1 Criterios previos para u_{\max} y β_2

Experimentalmente se observa que la difusión en la corona directriz es de peor rendimiento que la difusión en el rodete. Los rodetes con álabes retrocurvados ($\beta_2 < 90^\circ$), poseen mayor grado de reacción ($\beta_2 > 90^\circ$), y, en consecuencia, es menor la energía cinética que debe transformarse en presión estática en el sistema difusor. (Mataix, 3^o Edición, 2000). Por lo tanto, los rodetes retrocurvados minimizan las pérdidas, y es por ello que se decide la construcción de este tipo de rodetes.

5.2.4.2 Estimación simultánea de β_2 , u_2 y d_1/d_2

El análisis adimensional permite asegurar que cada de las turbomáquinas está caracterizada típicamente por coeficientes adimensionales de presión (ψ) y de caudal (φ_r). Ambos coeficientes son idénticos en todas las TM geoméricamente semejantes, y determinan la geometría óptima de la máquina para conseguir el mejor rendimiento según los requerimientos.

El **coeficiente de presión**, ψ , es la relación entre el salto a.i. del escalonamiento y una energía cinética hipotética, correspondiente a la velocidad periférica en el rodete.

$$\psi = \frac{\Delta Y_s}{u_e^2/2} \quad (5)$$

Siendo;

- ΔY_s : Salto adiabático isoentrópico del fluido en el escalonamiento [kJ/kg]
- u_e , velocidad periférica del rodete [m/s]

A su vez, el **coeficiente de caudal** de los turbocompresores radiales, φ_r , es el cociente entre el caudal volumétrico real en la arista de succión y un hipotético caudal que fluye a través de la superficie frontal del rodete con la velocidad periférica antes definida.

$$\varphi_r = \frac{Q_{bp}}{A u_e} = \frac{Q_{bp}}{\pi \frac{d_e^2}{4} u_e} = \frac{4 b_1 d_1 c_{1m}}{d_e^2 u_e} \quad (6)$$

Siendo:

- b_1 ancho a la entrada del rodete [m]
- d_1 diámetro de entrada [m]
- c_{1m} velocidad meridional a la entrada [m/s]
- d_e diámetro exterior del rodete [m]
- u_e , velocidad periférica del rodete [m/s]

Existe un único coeficiente adimensional que engloba a los dos anteriores, llamado **número específico de revoluciones adimensional**, n_0 , a través del cual puede realizarse la caracterización de las turbomáquinas.

$$n_0 = n Q^{1/2} \Delta Y_s^{-3/4} = 0.4744 \varphi_r^{1/2} \psi^{-3/4} \quad (7)$$

Los turbocompresores, particularmente, poseen un número específico de revoluciones adimensional σ que le es propio, y que se relaciona con n_0 a través de la siguiente expresión:

$$\sigma = \varphi_r^{1/2} \psi^{-3/4} = 2.108 \left(\frac{\rho_{est}}{\rho_{tot}} \right)^{1/2} n_0 \quad (8)$$

Siendo la relación entre densidad estática y total $\left(\frac{\rho_{est}}{\rho_{tot}}\right)^{\frac{1}{2}} \approx 1$ para la mayoría de los casos prácticos. De esta manera, todos los TC geoméricamente semejantes poseen el mismo σ y n_0 .

Eckert^[1] preparó un diagrama que permite la selección en forma simultánea de los parámetros β_2 , u_2 y d_1/d_2 para el punto óptimo de operación, a partir del cálculo del número específico de revoluciones de los turbocompresores σ . Este gráfico está construido para ángulos de entrada al rodete, $\beta_1 \approx 30^\circ$, que experimentalmente se observa como un valor cercano al óptimo para los TC radiales. Por lo tanto, al utilizar el gráfico, se define tal parámetro.

Para estimar las dimensiones principales del TC, se calcula σ a partir de los datos de funcionamiento requeridos:

$$\sigma = 2.108 n Q^{1/2} \Delta Y_s^{-3/4} \quad (9)$$

$$\sigma = 2.108 * \frac{100.000 \text{ rpm}}{60} * \left(0.29 \text{ m}^3/\text{s}\right)^{1/2} * \left(91.120 \text{ J/kg}\right)^{-3/4} = 0.3582$$

Con este valor, se ingresa al gráfico de Eckert y se busca el punto de mayor rendimiento en la Fig. 20. Los datos leídos del gráfico se observan en la **Tabla 10**.

Tabla 10. Parámetros obtenidos del gráfico de Eckert.

Coeficiente de Caudal	ϕ	0,09
Coeficiente de Presión	ψ	0,85
Ángulo de salida	β_2	40°
Relación de Diámetros	d_1/d_2	0,58
Rendimiento Eckert	η	≈0,82

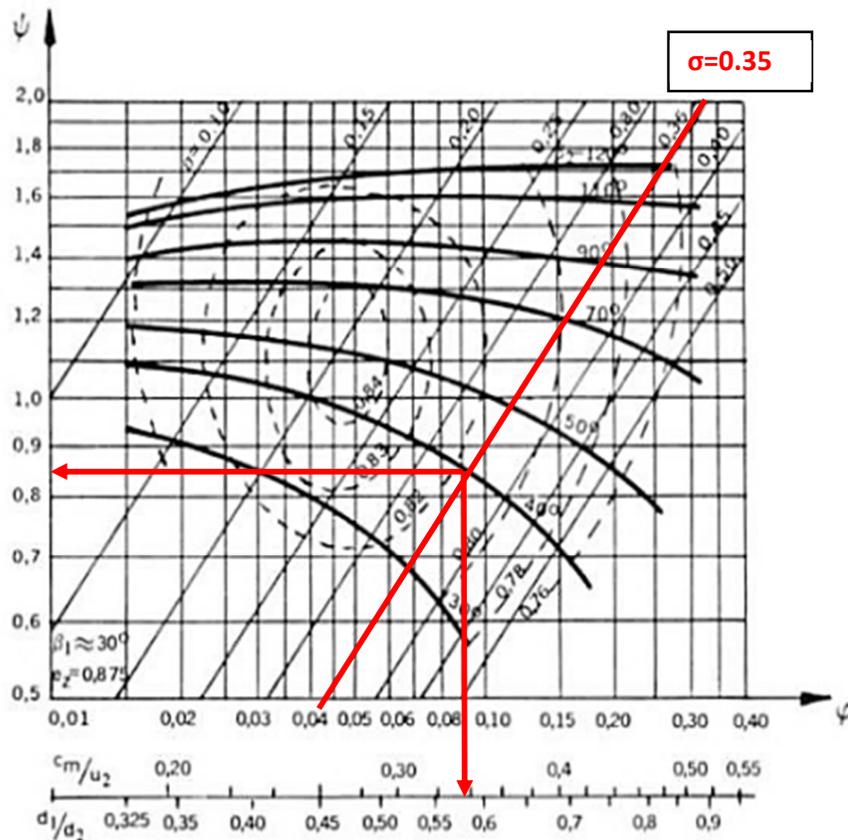


Fig. 20. Diagrama de Eckert para la estimación de las dimensiones principales de un TC radial. [1]

A partir del valor de ψ , y su propia definición, se calcula la velocidad periférica del rodete, u_2 , despejando de la ecuación (5):

$$\psi = \frac{\Delta Y_s}{u_2^2/2} \rightarrow u_2 = \sqrt{\frac{2 \Delta Y_s}{\psi}} = \sqrt{\frac{2 * 91.120 \text{ J/kg}}{0.85}} = 463 \text{ m/s} \quad (10)$$

Velocidad que para un régimen de giro de $n = 100.000 \text{ rpm} = 10.472 \text{ rad/s}$, sólo puede ser alcanzada mediante un rodete de diámetro exterior d_2 de:

$$d_2 = \frac{2 * u_2}{\omega} = \frac{2 * 463 \text{ m/s}}{10472 \text{ rad/s}} = 0.088 \text{ m} \quad (11)$$

La relación de diámetros se adopta $d_1/d_2 = 0,55$, valores típicos de los TC Radiales. Con ello, se obtiene el valor el diámetro menor del rodete:

$$d_1 = d_2 \frac{d_1}{d_2} = 0.088 \text{ m} * 0.55 = 0.0484 \text{ m} \approx 0.048 \text{ m} \quad (12)$$

5.2.4.3 Número de álabes

El número de álabes del rodete, z , está relacionado con el rendimiento del TC en cuanto que, al aumentar el número de álabes se disminuyen las pérdidas por deslizamiento (puesto que la corriente va mejor guiada), pero aumentan en cambio las pérdidas por rozamiento de superficie. El número óptimo de álabes es aquel que minimiza la suma de ambas pérdidas en el rodete.

Por otra parte, en un fluido sin viscosidad la forma misma del álabe no debería influir en el rendimiento, siempre y cuando respete los ángulos de entrada y de salida estipulados. Sin embargo, en un fluido real, la curvatura del álabe debería ser aquella que minimizara las pérdidas. Por simplicidad constructiva y capacidad de mecanizado disponible, se selecciona el trazado de los álabes como un solo arco de circunferencia.

Stepanoff propone una ecuación para el cálculo del número de álabes a través de la siguiente ecuación:

$$\frac{l}{t} = 2.38 \psi \quad (13)$$

Siendo,

Ψ , coeficiente de presión

l , longitud desarrollada del álabe

$t = \pi d_2/z$, paso del álabe

Por tanto, conocidos los valores de los parámetros, se calcula:

$$z_{rot} = 2.38 * \psi * \frac{d_2 \pi}{l} = 2.38 * 0.85 * \frac{88 \text{ mm } \pi}{38.96} = 16.93 = 17 \text{ álabes} \quad (14)$$

Este resultado es coherente con el que se obtiene empleando el gráfico que permite hallar el número óptimo de álabes z en función del ángulo medio $(\beta_1 + \beta_2)/2$ y la relación de diámetros d_2/d_1 . **Fig. 21.**

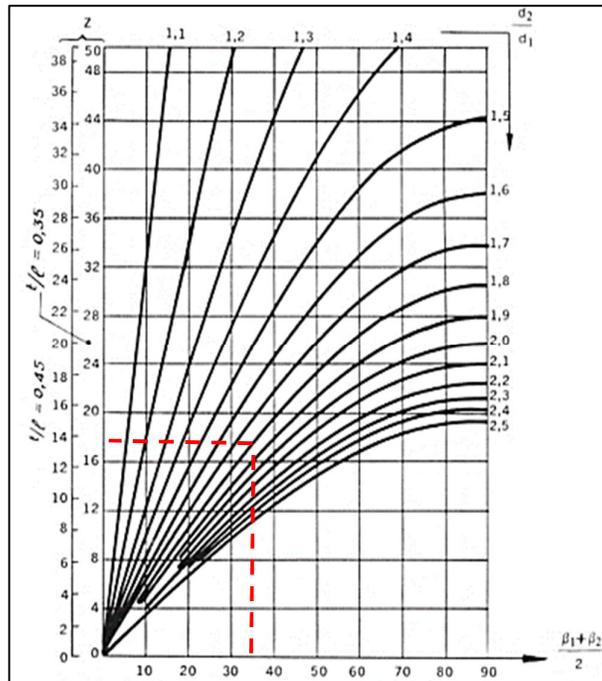


Fig. 21. Gráfico utilizado para el cálculo del número de álabes del rotor. ^[1]

5.2.4.4 Triángulo de entrada

Una vez definidos los ángulos materiales de los álabes del rodete, es posible trazar los triángulos de velocidad característicos tanto a la entrada como a la salida del mismo.

Bajo el diseño de un flujo entrante sin rotación respecto al eje de la máquina, la componente tangencial de la velocidad, c_{1u} , es nula y por lo tanto, $\alpha_1=90^\circ$. Definido también $\beta_1 = 30^\circ$, solo resta conocer las magnitudes de las velocidades u_1 y w_1 para la construcción del triángulo.

La velocidad tangencial del rodete, u_1 , se calcula a partir de la velocidad de giro ω y el diámetro menor d_1 .

$$u_1 = \frac{d_1}{2} * \omega = \frac{0.048 \text{ m}}{2} * 10472 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 251.327 \text{ m/s} \quad (15)$$

De esta manera, definidos los ángulos α_1 y β_1 y el vector u_1 , es posible hallar las velocidades c_1 y w_1 a través de relaciones trigonométricas.

$$c_{1m} = c_1 = u_1 \tan \beta_1 = 251.327 \frac{\text{m}}{\text{s}} \tan 30^\circ = 145.104 \text{ m/s} \quad (16)$$

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u_1^2} = \sqrt{\left(251.327 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2 + \left(145.104 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2} = 290.208 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (17)$$

Debe verificarse que la velocidad relativa entre el fluido y rodete, w_1 , sea menor que la velocidad del sonido para garantizar un flujo subsónico y evitar grandes pérdidas en el ingreso del fluido.

En la Tabla 6, se observa una velocidad del sonido $a_1=338,81$ m/s para las condiciones del fluido en el punto 1. Por lo tanto, en el ingreso al compresor se tiene un número de Mach:

$$Ma = \frac{w_1}{a_1} = \frac{290.208 \frac{m}{s}}{338,810 \frac{m}{s}} = 0.85 \quad (18)$$

Este último valor es admisible para rodetes de gran régimen de giro.

5.2.4.5 Triángulo de salida

En el trazado del triángulo de salida del rodete, debe tenerse en cuenta el efecto del factor de deslizamiento de la corriente, e_z . Si la teoría unidimensional de flujo se cumpliera, la corriente debería abandonar el rodete con un el ángulo material de los álabes β_2 , que se lograría con un número infinito de álabes que guiaran el fluido perfectamente.

Sin embargo, la experiencia indica que la velocidad relativa efectiva w_2 abandona el rodete con un ángulo $\beta'_2 < \beta_2$, efecto producido por un torbellino relativo entre los álabes. El factor e_z cuantifica el retraso de corriente, que disminuye al incrementar el número de álabes z (pues proporcionan un mejor guiado) o disminuir el ángulo material β_2 .

Eckert desarrolló una fórmula que concuerda con la experiencia para la estimación del factor de deslizamiento, la cual se observa a continuación:

$$e_z = \frac{1}{1 + \frac{\pi \sin \beta_2}{2z \left(1 - \frac{d_1}{d_2}\right)}} = \frac{1}{1 + \frac{\pi \sin 40^\circ}{2 * 17 \left(1 - \frac{48 \text{ mm}}{88 \text{ mm}}\right)}} = 0.877 \quad (19)$$

Para resolver el triángulo, se parte de la velocidad periférica u_2 y la velocidad meridional c_{m2} , esta última adoptada igual a c_{1m} como indican las buenas prácticas de diseño

$$c_{2m} = c_{1m} = 145.104 \text{ m/s} \quad (20)$$

$$u_2 = \frac{d_2}{2} * \omega = \frac{0.088 \text{ m}}{2} * 10472 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 460.767 \text{ m/s} \quad (21)$$

Por lo tanto, prosiguiendo con el cálculo:

$$c_{2u\infty} = u_2 - c_{2m} \cot \beta_2 = 460.767 \frac{m}{s} - 145.104 \frac{m}{s} \cot 40^\circ = 287.839 \text{ m/s} \quad (22)$$

El factor de disminución del trabajo, afecta a la velocidad c_{2u} de la siguiente manera:

$$c_{2u} = e_z c_{2u\infty} = 0.87 * 287.839 \frac{m}{s} = 250.420 \frac{m}{s} \quad (23)$$

$$c_2 = \sqrt{c_{2u}^2 + c_{2m}^2} = \sqrt{\left(250.420 \frac{m}{s}\right)^2 + \left(145.104 \frac{m}{s}\right)^2} = 289.422 \frac{m}{s} \quad (24)$$

Por último, se debe determinar el vector w_2 , lo cual se realiza a continuación:

$$w_{2r} = c_{2m} = 145.104 \text{ m/s} \quad (25)$$

$$w_{2u} = u_2 - c_{2u} = 460.767 \frac{\text{m}}{\text{s}} - 250.420 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 210.347 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (26)$$

$$w_2 = \sqrt{w_{2u}^2 + w_{2r}^2} = \sqrt{\left(210.347 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2 + \left(145.104 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2} = 255.540 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (27)$$

Y finalmente, se calculan los ángulos α_2 y β'_2 :

$$\beta'_2 = \arctan\left(\frac{w_{2r}}{w_{2u}}\right) = \arctan\left(\frac{145.104 \text{ m/s}}{210.347 \text{ m/s}}\right) = 34.6^\circ \quad (28)$$

$$\alpha_2 = \arctan\left(\frac{c_{2m}}{c_{2u}}\right) = \arctan\left(\frac{145.104 \text{ m/s}}{250.420 \text{ m/s}}\right) = 30^\circ \quad (29)$$

Ambos triángulos de velocidad calculados pueden observarse en la Fig. 22. Se observa que existe una disminución del ángulo de salida de $\alpha_2=5.4^\circ$ respecto al ángulo material del álabe, debido a la aplicación del factor de deslizamiento.

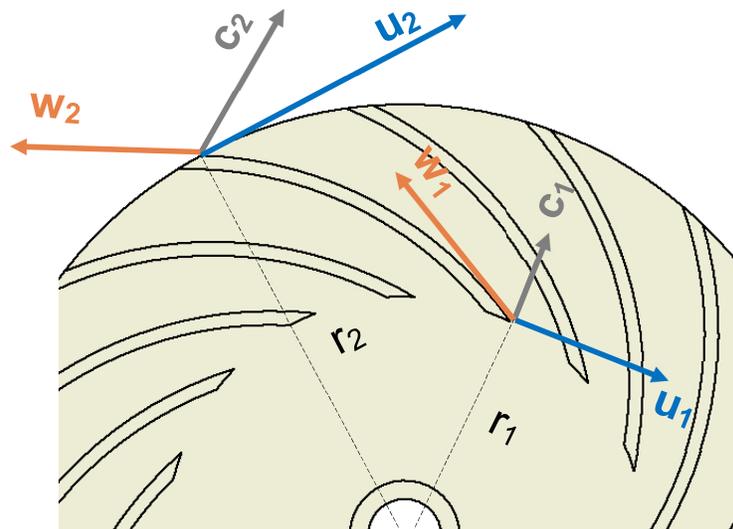
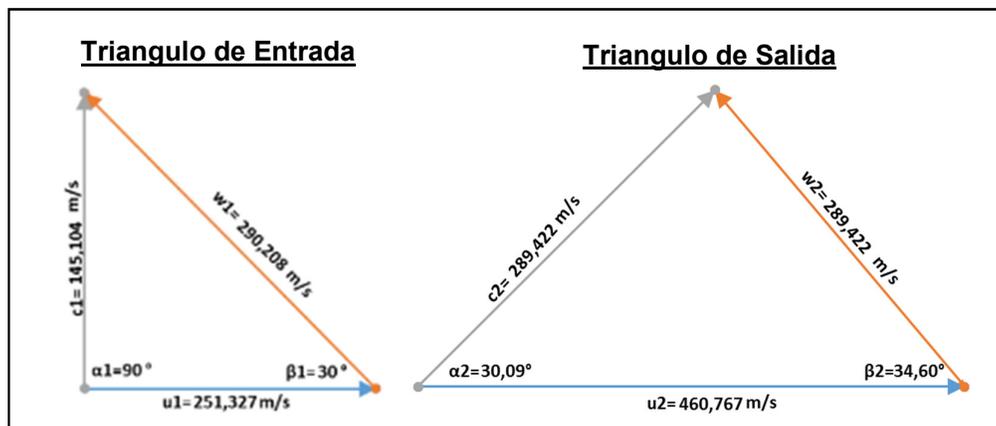


Fig. 22. Triángulos de velocidad a la entrada y a la salida calculados para el rodete del turbocompresor.
Debajo: posición respecto a los álabes.

5.2.4.6 Trabajo interno, Rendimiento y Grado de Reacción

A partir de los triángulos de velocidad trazados, se calcula a continuación el trabajo periférico ΔY_u que realiza el rodete sobre el gas. Según la ecuación de Euler o Ecuación General de la Turbomáquinas (EGTM), para los turbocompresores radiales:

$$\Delta Y_u = u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} \quad (30)$$

Siendo $c_{1u}=0$, entonces se tiene:

$$\Delta Y_u = u_2 c_{2u} = 460.767 \frac{m}{s} * 250.420 \frac{m}{s} = 115.38 \frac{kJ}{kg} \quad (31)$$

La segunda expresión de (30) permite analizar separadamente cuánta de la energía aportada por el rodete al fluido se transforma en un salto de entalpía por difusión dentro del rotor mismo, ΔY_{est} , y cuánto comunica en forma de variación de energía cinética del fluido que puede ser recuperada en el sistema difusor, ΔY_{din} .

$$\Delta Y_{est} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} = \quad (32)$$

$$\frac{\left(460.767 \frac{m}{s}\right)^2 - \left(251.327 \frac{m}{s}\right)^2}{2} + \frac{\left(290.208 \frac{m}{s}\right)^2 - \left(255.540 \frac{m}{s}\right)^2}{2} = 84.030 \frac{kJ}{kg}$$

$$\Delta Y_{din} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} = \frac{\left(289.422 \frac{m}{s}\right)^2 - \left(145.104 \frac{m}{s}\right)^2}{2} = 31.355 \frac{kJ}{kg}$$

El cociente entre la transformación energética en el rodete, ΔY_{est} , respecto al total del escalonamiento ΔY_u , nos brinda el grado de reacción del TC.

$$\sigma = \frac{\Delta Y_{est}}{\Delta Y_u} = \frac{84.030 \frac{kJ}{kg}}{115.38 \frac{kJ}{kg}} = 0.728 \quad (33)$$

El valor obtenido resulta conveniente, puesto que la experiencia indica que la transformación en el difusor tiene peor rendimiento que en el rodete, por lo que un grado de reacción $\sigma \geq 0.5$ es deseable.

Por otra parte, el cociente entre el trabajo periférico ΔY_u y el salto adiabático isoentrópico ΔY_s que efectivamente recibirá el fluido, permite estimar el rendimiento interno del turbocompresor:

$$\eta_{itc} = \frac{\Delta Y_s}{\Delta Y_u} = \frac{91.12 \frac{kJ}{kg}}{115.38 \frac{kJ}{kg}} = 0.7897 \quad (34)$$

Este valor de rendimiento calculado resulta convenientemente superior al estimado al momento de trazar el ciclo termodinámico ($\eta_{ITC}=0.7$), y en él no se tienen en cuenta las pérdidas mecánicas.

Las pérdidas hidráulicas totales están distribuidas en cada sección del TC (entrada, rodete y difusor), e iguales a la diferencia entre el trabajo periférico y el salto a.i. Por consiguiente, se tiene aproximadamente:

$$y_{total} = \Delta Y_u - \Delta Y_s = 115.38 \frac{kJ}{kg} - 91.12 \frac{kJ}{kg} = 24.26 \frac{kJ}{kg} \quad (35)$$

5.2.4.7 Estado termodinámico del gas

El conocimiento de las variables de estado del gas en cada uno de los puntos del TC es importante para realizar el dimensionado de las áreas de pasaje. Despreciando las pérdidas desde la entrada hasta el ingreso al rodete del TC, el fluido evoluciona en forma adiabática isoentrópica, manteniéndose los parámetros de estancamiento (h_{Etot} , T_{Etot} , p_{Etot}) iguales a las condiciones ambientales del aire aspirado (Punto 1 de **Tabla 6**).

Por tanto, conociendo la velocidad absoluta del fluido al ingreso del TC, c_1 , se tiene:

$$h_{Etot} = h_1 + \frac{c_1^2}{2} \rightarrow T_1 = T_{Etot} + \frac{c_1^2}{2 c_p} \quad (36)$$

$$T_1 = 288 K + \frac{(145.104 \text{ m/s})^2}{2 * 1.0630 \frac{kJ}{kg K}} = 277.95 K = 4.95^\circ C$$

$$p_1 = p_{Etot} \left(\frac{T_1}{T_{Etot}} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 1 \text{ bar} \left(\frac{277.95 K}{288 K} \right)^{\frac{1.375}{1.375-1}} = 0.88 \text{ bar} \quad (37)$$

$$v_1 = \frac{R T_1}{p_1} = \frac{0.29 \frac{kJ}{kg K} 277.95 K}{0.88 \text{ bar}} = 0.92 \frac{m^3}{kg} \quad (38)$$

Aplicando el primer principio de la termodinámica para sistemas abiertos en régimen permanente, se puede estimar la temperatura que alcanzará el fluido al salir del rodete debido a la difusión dentro del mismo. Para ello se supone el rendimiento del rodete igual al interno total del TC:

$$T_2 = T_1 + \frac{\eta_{rodete} \Delta Y_{est}}{2 c_p} = 277.95 K + \frac{0.789 * 84.030 \frac{kJ}{kg}}{2 * 1.0630 \frac{kJ}{kg K}} = 339.6 K = 66.45^\circ C$$

A una transformación de aire con un rendimiento isoentrópico $\eta=0.78$ le corresponde un índice de politropía $n=1.5$ para los puntos en cuestión, hecho verificado en Termograf®. Conocida entonces la transformación politrópica, se calculan las restantes variables de estado:

$$p_2 = p_1 \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n}{n-1}} = 0.88 \text{ bar} * \left(\frac{339.6 \text{ K}}{277.95 \text{ K}} \right)^{\frac{1.55}{1.55-1}} = 1.82 \text{ bar} \quad (39)$$

$$v_2 = \frac{R T_2}{p_2} = \frac{0.29 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} 339.6 \text{ K}}{1.82 \text{ bar}} = 0.54 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (40)$$

Del mismo modo es factible calcular las variables de estado del aire a la entrada y a la salida del difusor. Las condiciones a la salida del rodete (punto 2 en el presente análisis) son idénticas para la entrada del difusor (punto 3). Por lo tanto, sólo resta estimar las propiedades a la salida del difusor (punto 4).

Para cálculos prácticos, y según lo recomendado por bibliografía, asumiremos que la velocidad de flujo se reduce a $\frac{1}{4}$ a la salida del difusor, es decir $c_4 = 0.25 c_2 = 72.36 \text{ m/s}$.

$$T_4 = T_2 + \frac{\eta_{dif} c_2^2 \left(1 - \frac{c_4^2}{c_2^2} \right)}{2 c_p} = 339.6 \text{ K} + \frac{0.789 * \left(289.4 \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)^2 (1 - 0.25^2)}{2 * 1.0630 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}} \quad (41)$$

$$= 368.41 \text{ K} = 95.27 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$p_4 = p_2 \left(\frac{T_4}{T_2} \right)^{\frac{n}{n-1}} = 1.82 \text{ bar} * \left(\frac{368.41 \text{ K}}{339.6 \text{ K}} \right)^{\frac{1.55}{1.55-1}} = 2.33 \text{ bar} \quad (42)$$

$$v_4 = \frac{R T_4}{p_4} = \frac{0.29 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} 368.41 \text{ K}}{2.33 \text{ bar}} = 0.46 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (43)$$

Todas las variables de estado calculadas, corresponden entonces a estados estáticos. Para estimar los parámetros totales, bastaría suponer una transformación isoentrópica desde la velocidad de flujo en cada punto hasta el estancamiento. Esta transformación no se realiza por carecer interés práctico en el cálculo.

5.2.4.8 Altura de entrada y salida de álabes, b_1 y b_2

El cálculo de la altura de los álabes a la entrada y a la salida del rodete se determina a partir de la ecuación de continuidad, utilizando las velocidades de flujo y el volumen específico del fluido en cada uno de los puntos. Dado que los álabes materiales obstruyen en cierta medida el área de pasaje de aire, se adopta para el cálculo un ancho de álabe de 1 mm.

$$b_1 = \frac{\dot{m} v_1}{\pi d_1 c_{1m}} = \frac{0.347 \frac{\text{kg}}{\text{s}} 0.92 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}}{\pi 0.048 \text{ m} 145.104 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 14.51 \text{ mm} \quad (44)$$

$$b_2 = \frac{\dot{m} v_2}{\pi d_2 c_{2m}} = \frac{0.347 \frac{\text{kg}}{\text{s}} 0.54 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}}{\pi 0.088 \text{ m} 145.104 \frac{\text{m}}{\text{s}} 0.98} = 5.41 \text{ mm} \quad (45)$$

Se adopta en el diseño valores de ancho de rodete $b_1 = 15 \text{ mm}$ y $b_2 = 5 \text{ mm}$ para mayor simplicidad.

5.2.4.9 Diseño del Difusor

El diseño de la corona directriz de álabes del difusor se realiza con la premisa que la velocidad absoluta de entrada al mismo es idéntica a la velocidad de salida del rodete, es decir, $c_3=c_2$. Por tanto, el ángulo material α_3 será igual al ángulo α_2 .

El vano producido entre dos álabes consecutivos se comportará como un único conducto difusor, de cuyo ángulo de expansión dependerá la difusión del aire. Difusores de buen rendimiento poseen ángulos de expansión $\varepsilon= 10$ a 15° . La cantidad de álabes en la corona directriz dependerá el ángulo requerido en la difusión, relación que se establece a partir de la siguiente ecuación:

$$\varepsilon = \frac{360^\circ}{z_{dif}} \quad (46)$$

Por lo tanto, seleccionando un ángulo de expansión de $\varepsilon=15^\circ$ para minimizar las pérdidas de roce, se obtienen $z_{dif}= 24$ álabes.

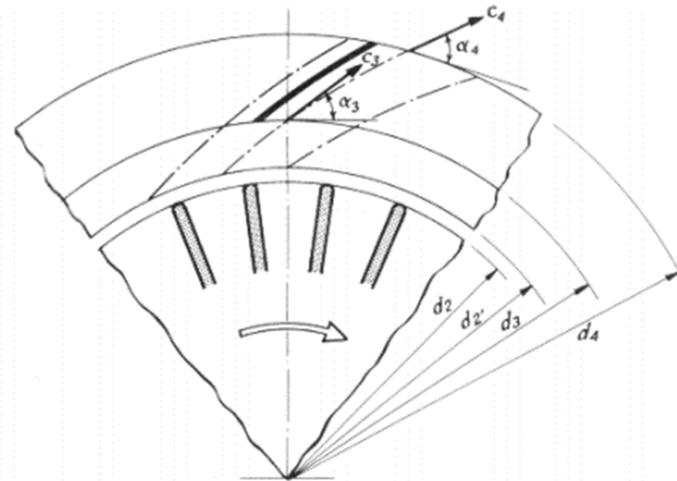


Fig. 23. Dimensiones a determinar de difusor. [1]

Los siguientes son valores recomendados en bibliografía para el dimensionado de las restantes partes del difusor:

$$\begin{aligned} b_3 &= b_4 = (1 \text{ a } 2)b_2 \\ d_2' &= 1.05 \text{ a } 1.1 d_2 \\ d_3 &\approx 1.1 d_2 \\ d_4 &= (1.45 \text{ a } 1.55)d_2 \\ \alpha_4 &= 30^\circ \text{ a } 40^\circ \end{aligned} \quad (47)$$

A partir de la adopción de los valores recomendados, se determinan los parámetros mencionados:

$$\begin{aligned} b_3 &= b_4 = 1 b_2 = 10 \text{ mm} \\ d_2' &= 1.045 d_2 = 92 \text{ mm} \\ d_3 &= 1.1 d_2 = 97 \text{ mm} \\ \alpha_4 &= 40^\circ \end{aligned} \quad (48)$$

A partir del caudal másico de diseño y el estado termodinámico a la salida del difusor, se calcula el área requerida para este punto:

$$A_4 = \frac{\dot{m} v_4}{c_4 \sin \alpha_4} = \frac{0.347 \frac{kg}{s} * 0.46 \frac{m^3}{kg}}{72.36 \frac{m}{s} \sin 40^\circ} = 0.003414 m^2 \quad (49)$$

Finalmente, con este último valor se obtiene el diámetro exterior mínimo requerido para obtener la difusión deseada en la corona directriz:

$$d_4 = \frac{A_4}{\pi b_3} + \frac{z_{dif} a_z}{\pi} = \frac{0.003414 m^2}{\pi 0.012 m} + \frac{24 * 0.002 m}{\pi} = 124 mm \quad (50)$$

Adoptando este valor como $d_4 = 130 mm$, se cumple con la recomendación de la Ecuación (47) y quedan determinadas las dimensiones principales de la corona directriz.

5.2.5 Esquemas del TC

En la **Fig. 24** se observa un esquema del rotor del TC diseñado a través del presente procedimiento, con y sin la correspondiente tapa, lo que permite apreciar la geometría de los álabes. Se adopta un radio de empalme entre el fondo y el cubo del rodete, para evitar zonas de flujo muerto. Lo mismo ocurre con el empalme entre álabes y fondo plano, para no generar aristas que funcionen como concentradores de tensión.

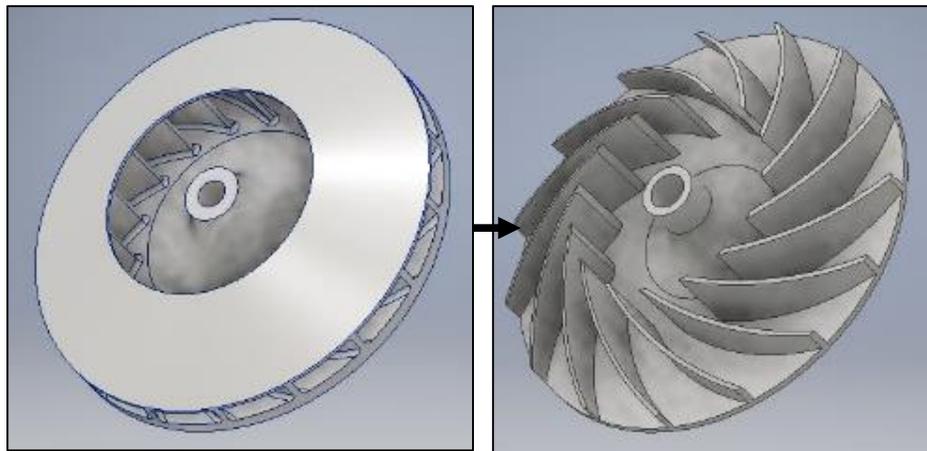


Fig. 24. Esquema del Rotor del TC diseñado. Izquierda: diseño con la tapa correspondiente. Derecha: tapa retirada para visualizar la geometría de los álabes

En el diseño del difusor, además de la corona directriz, se adoptaron álabes radiales para redireccionar el flujo en sentido axial, los cuales suprimen el movimiento rotacional del aire que fluye hacia la cámara de combustión. **Fig. 25.** La tapa del TC que cubre todo el sistema, se diseña en base al perfil del rodete y la geometría del difusor, al cual se fija mediante tornillos. Adicionalmente se proyecta un accesorio de terminación para la nariz del TC, que será la trompa de la turbina completa. **Fig. 26.**

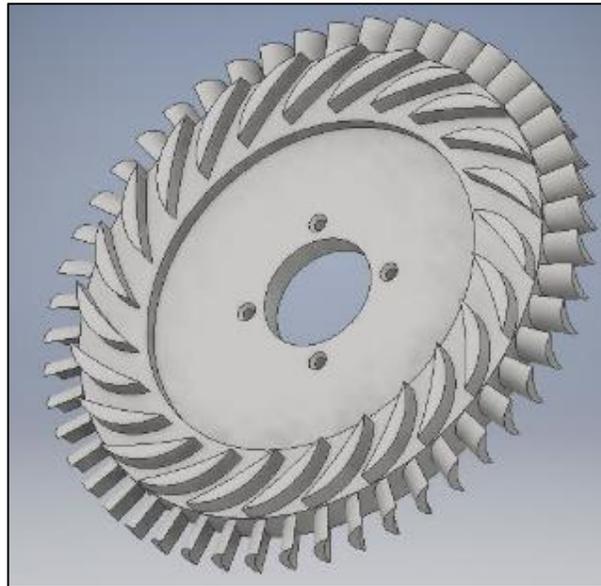


Fig. 25. Esquema del difusor, con corona directriz de álabes radiales. En el exterior se agrega una corona directriz axial para redireccionar el flujo.

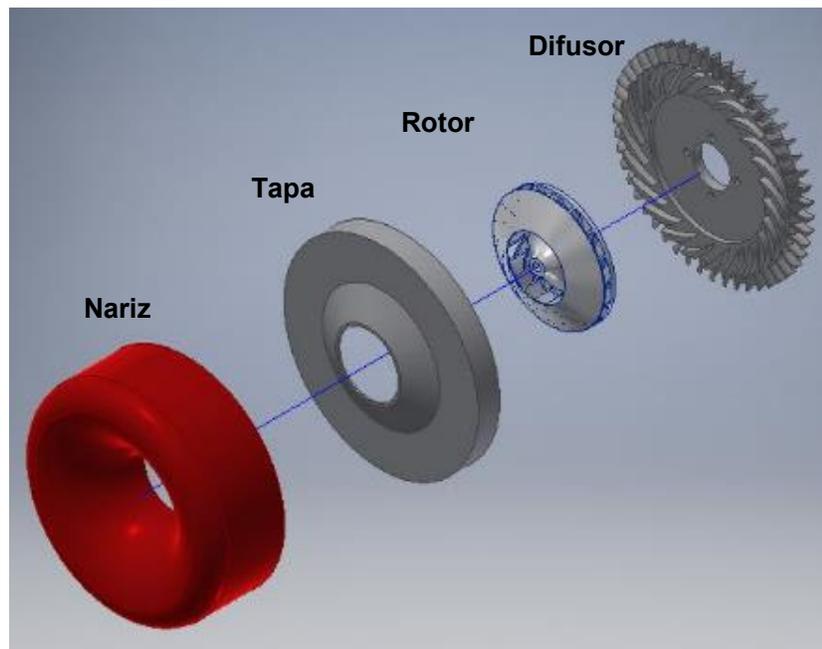


Fig. 26. Vista esquemática del conjunto TC, con sus diferentes partes diseñadas.

Capítulo 6 Cámara de Combustión

6.1 Descripción General

Como su nombre lo indica, la cámara de combustión (CC) de una turbina de gas es el lugar donde el aire proveniente del compresor y el combustible inyectado se mezclan generando una llama continua. El calor liberado eleva la temperatura de los gases de combustión, aprovechados luego en las etapas de turbina para extraer trabajo mecánico por la expansión de los mismos.

Las CC se diseñan de tal manera de obtener pérdidas de carga mínimas, combustión estable, distribución de temperatura homogénea y máxima eficiencia. La configuración básica de una CC consta de difusor, inyector/es de combustible, tubo de llama (liner), carcasa (casing) y el sistema de encendido.

La combustión tiene lugar dentro del tubo de llama, lugar donde se inyecta en forma directa el combustible. El tubo de llama tiene practicados orificios de diferentes diámetros, cuya distribución permite el ingreso del aire en diferentes etapas.

Típicamente, en una CC se pueden distinguir tres zonas diferentes. En la primera de ellas, llamada zona primaria o de combustión, se mantiene una temperatura media que puede variar entre los 1600 a 1900°C con una relación aire/combustible cercana a la estequiométrica y/o levemente rica, lo cual favorece la estabilidad de la combustión. Generalmente, en esta primera zona de combustión se tiende a generar una zona de recirculación del flujo, para fomentar una combustión lo más completa posible.

En la segunda zona, una masa de aire ingresa en la cámara generando un pequeño exceso de aire que permite completar la combustión. Sin embargo, mantener esta alta temperatura resulta inadmisibles por la resistencia de los materiales utilizados. Por ello, en la tercera zona, de dilución o mezcla, se permite el ingreso de aire fresco que se mezcla con los gases que salen de la zona de combustión, reduciendo así su temperatura hasta el valor admisible a la entrada de la turbina. De esto último se deduce que las TG son máquinas térmicas que funcionan con gran exceso de aire.

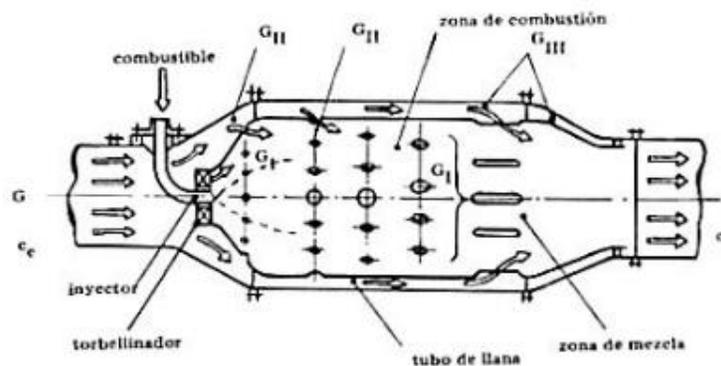


Fig. 27. Esquema de cámara de combustión y distribución de aire. [1]

A fin de evitar el sobrecalentamiento y consecuente daño térmico del tubo de llama, se realizan sobre él agujeros de muy pequeño diámetro, que originan una película de aire refrigerante sobre el mismo.

6.2 Tipos de cámaras de combustión

Según su configuración geométrica, se distinguen tres tipos de cámaras de combustión:

6.2.1 CC Tubulares

Las CC tubulares consisten en un arreglo de múltiples cámaras de combustión autónomas, generalmente dispuestas en forma de anillo alrededor del eje de la turbina. Cada tubo de llama posee un único inyector central y su propia carcasa, lo que le confiere mayor confiabilidad de operación, aunque una mayor pérdida de carga respecto al otro tipo de cámaras y la necesidad de contar con múltiples sistemas de encendido o tubos cruza llamas.

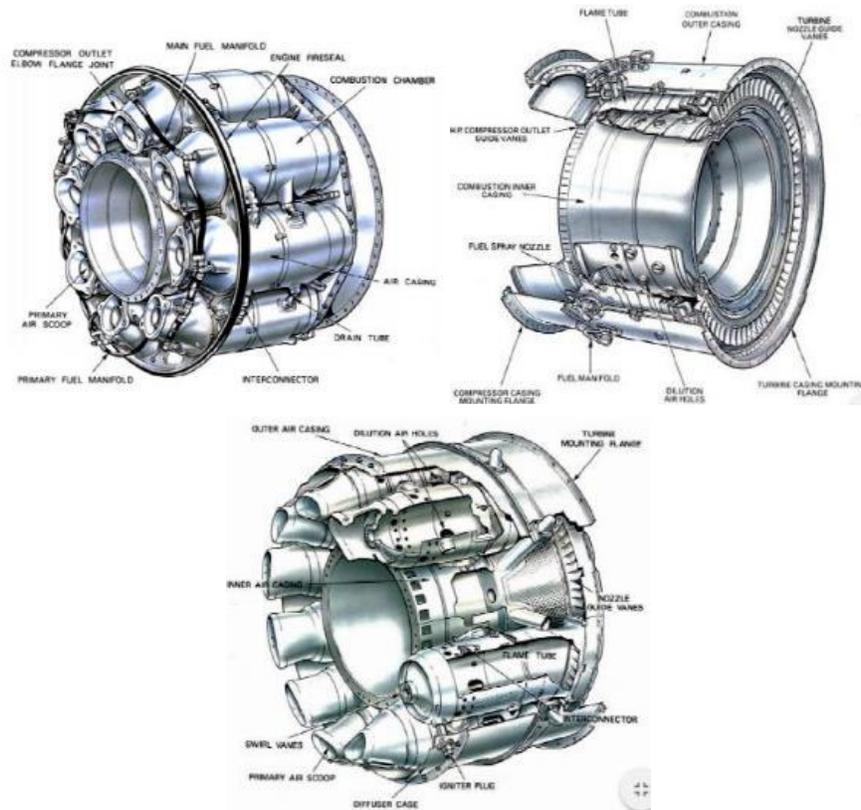


Fig. 28. Cámara de combustión Tubular. [4]

6.2.2 CC Anulares

En ellas existe un único tubo de llama y una única carcasa dispuestas concéntricamente al eje de la TG. Todos los inyectores de combustible descargan a la vez en el mismo tubo de llama, por lo que es necesario sólo una bujía para su arranque. Dada su simplicidad de diseño y construcción, las CC anulares presentan bajo costo, permiten diseños compactos y se obtienen las mínimas caídas de presión. Por contraparte, la distribución de la mezcla y la temperatura a la salida de la cámara son más difíciles de controlar. A pesar de ello, este tipo de cámaras es la mayormente utilizada en el diseño de microturbinas.

6.2.3 CC Tubo Anulares

Las CC tubo-anulares resulta de una combinación de las precedentes. Su configuración consta de una sola carcasa anular con múltiples tubos de llama dentro de ella. Respecto a las CC Anulares, esta disposición presenta mayor facilidad en el control de la relación aire/combustible y por tanto un perfil de temperatura más homogéneo de los gases a la salida. Sin embargo, debido a su complejidad, presentan por lo general altos costos de fabricación y diseños poco compactos.

6.3 Combustible

6.3.1 Tipos

El requerimiento principal para seleccionar un combustible es obtener la máxima liberación de energía durante la combustión. En la práctica la mayoría de las turbinas de gas a escala están diseñadas para funcionar con varios tipos de combustible, todos ellos hidrocarburos.

La propiedad fundamental de los combustibles es su poder calorífico, es decir, la cantidad de calor que puede desarrollarse por la combustión de una unidad de combustible (1 kg, 1 m³, etc). Precisamente esta propiedad permite expresar las cantidades de energía en unidades equivalentes de combustible. Para cada combustible es posible definir dos poderes caloríficos: uno superior (H_s) y otro inferior (H_i), según si el vapor de agua producido durante la combustión es aprovechado mediante su condensado o no, respectivamente. En consecuencia, en las turbinas de gas a escala sólo el poder calorífico inferior (H_i) tiene relevancia.

La selección de un combustible, dada la multiplicidad de variantes que pueden utilizarse, está fuertemente influenciada por el tipo de uso que se le dará a la turbina, por la necesidad de transportar el combustible, la disponibilidad en plaza, el riesgo de manipulación y el grado de complejidad con el que quiera construirse el sistema inyector.

En las turbinas de gas a escala, el camino más simple para obtener buenos resultados en el funcionamiento de una cámara de combustión es el uso de combustibles gaseosos como el metano, propano o el butano.

Con este tipo de combustibles, no es necesario una bomba de inyección, pues el gas presurizado fluye naturalmente hacia la cámara. La mezcla de aire-combustible se realiza con cierta sencillez, ya que sólo son necesarias algunas aberturas alrededor de la cámara de combustión, donde el flujo de gas inyectado arrastra suficiente aire para producir una mezcla combustible.

Por otro lado, el uso de combustibles líquidos tales como gasolina (nafta), gasoil o kerosene está ampliamente difundido en el ámbito de los motores a reacción a escala utilizados en aeromodelos. En comparación con los combustibles gaseosos, se destaca principalmente el bajo riesgo de manipulación, la facilidad para medir caudal de combustible inyectado en base al peso y la posibilidad de funcionamiento en vehículos móviles poseyendo un tanque de combustible.

Un método de inyección de combustible líquido en la CC es a través de la atomización, para lo cual se requieren bombas e inyectores de alta presión. Por tal motivo, este método está destinado para las grandes turbinas y se descarta para el presente diseño.

Otro método, utilizado fundamentalmente en modelos a escala, es el de vaporización. En él, el combustible es inyectado a baja presión dentro de tubos evaporadores, donde el combustible volatiliza por la alta temperatura y se mezcla con el aire. Sin embargo, este tipo de sistema de inyección acarrea diversos problemas de operación en caso de no lograr una óptima evaporización, que es el proceso que domina el buen funcionamiento de la CC. Frecuentemente, el diseño de cámaras de combustión con este tipo de sistemas se realiza a través de prueba y error, evaluando en la práctica su funcionamiento.

6.3.2 Selección

La turbina diseñada presenta ciertas características que orientan la elección del combustible a utilizar. Por tratarse de las primeras experiencias en el laboratorio de máquinas térmicas, se opta por la utilización de un combustible gaseoso que presenta la mayor facilidad de construcción, capacidad de control y fiabilidad en el funcionamiento, pudiendo adaptarse a la posibilidad de funcionar con combustibles líquidos como kerosene o Jet A1.

Los combustibles gaseosos hidrocarburos de fácil acceso y mayor difusión comercial son el Metano (CH_4), el Propano (C_3H_8) y el Butano (C_4H_{10}). En Argentina, el Metano es mayormente conocido como Gas Natural, y tiene uso automovilístico y domiciliario, donde se distribuye a baja presión (0,02 Kg/cm²). Por su parte, el Propano y el Butano forman parte de los llamados Gases Licuados de Petróleo (GLP), que se comercializan en garrafas de 10 y 15 kg (Butano), como así también en cilindros de 45 kg (Propano). Una comparación entre estos tres hidrocarburos se lista en la Tabla 11.

Tabla 11. Características de hidrocarburos gaseosos comerciales. [7]

FUENTE	DENSIDAD	PODER CALORIFICO INFERIOR		PODER CALORIFICO SUPERIOR		Presión Máxima a 37,8°C	Comercialización
	Kg/lit	kcal/lit	kcal/kg	kcal/lit	kcal/kg	kg/cm ²	
Metano/Gas Natural	-	8.300/m ³	-	9.300/m ³	-	-	Red domiciliaria a 0,02 kg/cm ² Red Industrial 0,5 a 2 kg/cm ²
Propano	0,508	5588	11000	6102	12013	14,62	Garrafa/Cilindro 45 kg
Butano	0,567	6180	10900	6735	11878	4,92	Garrafas 10 y 15 kg

Por poseer accesibilidad en la adquisición del producto, capacidad de transportar el recipiente, y fundamentalmente por la presión de trabajo que permite la inyección de combustible dentro de la cámara de combustión, se selecciona como combustible de diseño de la turbina el Butano.

En caso de utilizar combustible líquido, dada su seguridad en la operación, costo y rendimiento, se selecciona eventualmente el Kerosene.

6.3.3 Caudal Necesario

El cálculo del caudal de combustible que es necesario quemar dentro de la cámara de combustión para lograr el salto térmico deseado en el fluido operante durante el ciclo, se realiza a partir de las siguientes consideraciones:

- La combustión es completa, es decir, el hidrocarburo se transforma completamente en dióxido de carbono (CO₂) y agua (H₂O).
- La combustión se realiza sólo en aire seco.
- El aire de combustión es modelado, en volumen o moles, como 20.9% O₂ y 79.1 N₂, despreciando trazas de otras especies.

De la Tabla 8 se tiene que la potencia calorífica a suministrar en la cámara de combustión ronda los 170 kW aproximadamente. Esta potencia tiene equivalencia a la combustión de un caudal másico de combustible (Butano), que puede hallarse dividiendo la potencia deseada por el poder calorífico inferior del butano:

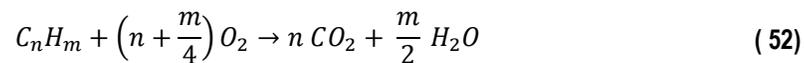
$$\dot{m}_c = \frac{\dot{Q}_1}{H_i} = \frac{170 \text{ kW}}{45636,12 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} = 0,00373 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \text{ de Butano} \quad (51)$$

Este valor obtenido representa una adición de masa de alrededor del 1% respecto al caudal de aire calculado para el ciclo. Con ello se verifica que es suficientemente aproximado estimar al ciclo como si por él sólo circulara aire, tal como se realizó durante el cálculo.

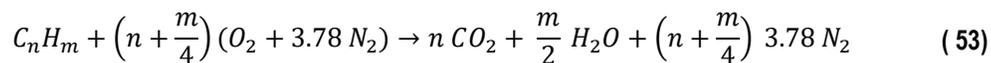
6.3.4 Cálculo de exceso de aire

Debe verificarse que el caudal de aire teórico estipulado para la TG sea el suficiente para poder quemar completamente el combustible necesario, y en caso de serlo, verificar el exceso de aire con que operará la máquina.

Un hidrocarburo general posee una formulación química que puede expresarse de la forma C_nH_m, cuya combustión, en base a las premisas enunciadas anteriormente, queda expresada a través de la siguiente ecuación de equilibrio.



El oxígeno de la reacción será aportado por el aire, del cual se adoptó la composición anteriormente mencionada. En relación de moles o volúmenes, por cada mol de Oxígeno se tendrá 3.78 moles de Nitrógeno. Incluyéndolo en la formulación de la reacción, se obtiene:



De la anterior, la relación molar estequiométrica de aire/combustible es:

$$\left(\text{Air}/\text{Fuel}\right)_{sto} = 4.78 \left(n + \frac{m}{4}\right) \frac{\text{mol}_{air}}{\text{mol}_{fuel}} \quad (54)$$

Y considerando los pesos molares de cada sustancia como $N_2=28$ kg/kmol, $C=12$ kg/kmol, $H=1$ kg/kmol, $O_2=32$ kg/kmol, se puede obtener la relación másica estequiométrica de la reacción:

$$\left(Air / Fuel \right)_{sto} = \frac{\left(n + \frac{m}{4} \right) (32 + 3.78 (28))}{(12 n + m)} \frac{kg_{air}}{kg_{fuel}} \quad (55)$$

Teniendo en cuenta que la formulación química del Butano= C_4H_{10} , y reemplazando en la ecuación (55) se obtiene:

$$\left(Air / Fuel \right)_{sto} = 15.45 \frac{kg_{air}}{kg_{fuel}} \quad (56)$$

Esta relación 15:1 se mantiene prácticamente constante para la mayoría de los compuestos hidrocarburos. Por lo tanto, los cálculos realizados para el butano son similares, bajo una buena aproximación, al del resto de los hidrocarburos. Con esta relación, y en base al caudal másico de combustible anteriormente calculado, es posible obtener entonces el caudal másico de aire estequiométrico, siendo:

$$\dot{m}_a^{sto} = \dot{m}_c \left(Air / Fuel \right)_{sto} = 0,00373 \frac{kg_{fuel}}{s} 15.45 \frac{kg_{air}}{kg_{fuel}} = 0,0576 kg_{air} \quad (57)$$

Comparando las ecuaciones (4) y (57), se obtiene el coeficiente de exceso de aire con que funcionará la turbina en su potencia nominal:

$$\lambda = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_a^{sto}} = \frac{0,347 kg_{air}}{0,0576 kg_{air}} = 6,00 \quad (58)$$

Es decir, la turbina funcionará con un caudal de aire seis veces mayor al necesario para quemar completamente el caudal de combustible requerido.

6.4 Diseño de la cámara de combustión

6.4.1 Procedimiento de cálculo

Para el dimensionamiento básico de la cámara de combustión, se utilizaron los lineamientos y procedimientos de cálculo basado en el trabajo "Preliminary design methodology for multi fuel gas turbine combustors" (Navia, 2010)^[3], basados en gran parte en la obra "Gas Turbine combustion, alternative fuels and emissions" (Lefebvre, 2010)^[4]

Le metodología utilizada para el dimensionamiento del combustor, tiene como objetivos determinar las dimensiones generales de la carcasa, tubo de llama y las distintas filas de orificios que introducen el aire para la combustión y dilución de los gases en las diferentes zonas de la cámara. Las geometrías utilizadas tienden a minimizar la dificultad de construcción y cálculo.

A continuación, se describe brevemente la metodología y se desarrollan los cálculos realizados para el diseño de la cámara de combustión de la turbina.

6.4.2 Dimensiones básicas

Para determinar la geometría básica del tubo de llama, primero es necesario determinar un área de referencia (A_{ref}), la cual se define como la máxima área transversal de la carcasa o casing de la cámara, en ausencia del propio tubo de llama. Siguiendo la bibliografía citada, la nomenclatura de las diferentes dimensiones de la CC se presenta en la **Fig. 29**.

El área de referencia está limitada por consideraciones aerodinámicas en cuanto a que mayores volúmenes de cámara representan mayores pérdidas de carga, aunque esto es preferible por la cinética de reacción. Para una cámara de combustión anular, el área de referencia se calcula mediante la ecuación (59).

$$A_{ref} = \left[\frac{\pi (2 D_{ref} + D_{in})^2}{4} \right] - \left(\frac{\pi D_{in}^2}{4} \right) = \pi (D_{ref}^2 + D_{ref} D_{in}) \quad (59)$$

El procedimiento consiste en calcular un área de referencia óptima según consideraciones aerodinámicas y según consideraciones químicas, seleccionando la mayor entre ellas.

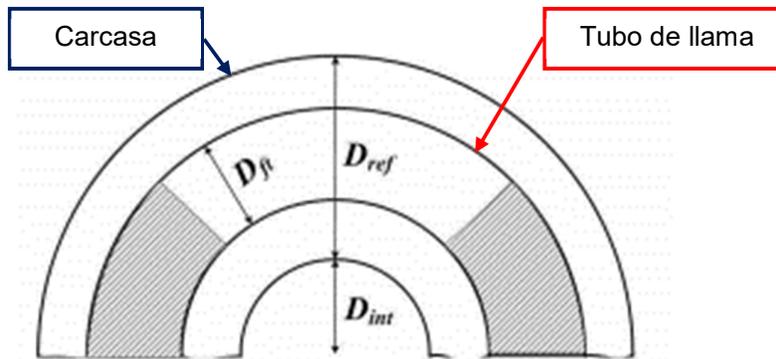


Fig. 29. Esquema transversal de cámara de combustión. Vista en dirección al flujo de gas. [3]

6.4.2.1 Criterio Aerodinámico

El criterio de diseño aerodinámico está relacionado con el cociente entre las pérdidas de carga total y la presión total a la entrada de la CC ($\Delta P_{3-4}/P_3$), y del cociente entre la pérdida de carga y la presión dinámica de referencia ($\Delta P_{3-4}/q_{ref}$). Valores típicos de estos dos cocientes pueden observarse en la Tabla 12.

Tabla 12. Pérdidas de carga típicas para cámaras de combustión. [3]

Combustor type	$\frac{\Delta P_{3-4}}{P_3} \%$	$\frac{\Delta P_{3-4}}{q_{ref}}$	$\frac{\dot{m}_3 \sqrt{T_3}}{A_{ref} P_3}$
Multi-can	5.3	40	3.0×10^{-3}
Annular	6.0	20	4.5×10^{-3}
Can-annular	5.4	30	3.5×10^{-3}

El área de referencia puede ser calculada mediante la ecuación (60) a partir de las propiedades del aire a la entrada de la CC.

$$A_{ref} = \left[\frac{R_{air}}{2} \left(\frac{\dot{m}_3 \sqrt{T_3}}{P_3} \right)^2 \left(\frac{\Delta P_{3-4}}{q_{ref}} \right) \left(\frac{\Delta P_{3-4}}{P_3} \right) \right]^{0.5} \quad (60)$$

$$A_{ref} = \left[\frac{290 \frac{J}{kg K}}{2} \left(\frac{0.346 \frac{kg}{s} \sqrt{368.41 K}}{233.000 Pa} \right)^2 \left(\frac{20}{0.06} \right) \right]^{0.5} = 0,006270 m^2 \quad (61)$$

6.4.2.2 Criterio Químico

El criterio químico está basado en la eficiencia de combustión η_{cc} , la cual se correlaciona con el área de referencia (A_{ref}) a través del parámetro θ , de acuerdo a la ecuación (62) establecida empíricamente (Lefebvre, 2010) y graficada en la Fig. 30.

$$\theta = \frac{P_3^{1.75} A_{ref} D_{ref}^{0.75} e^{\frac{T_4}{b}}}{\dot{m}_3} \quad (62)$$

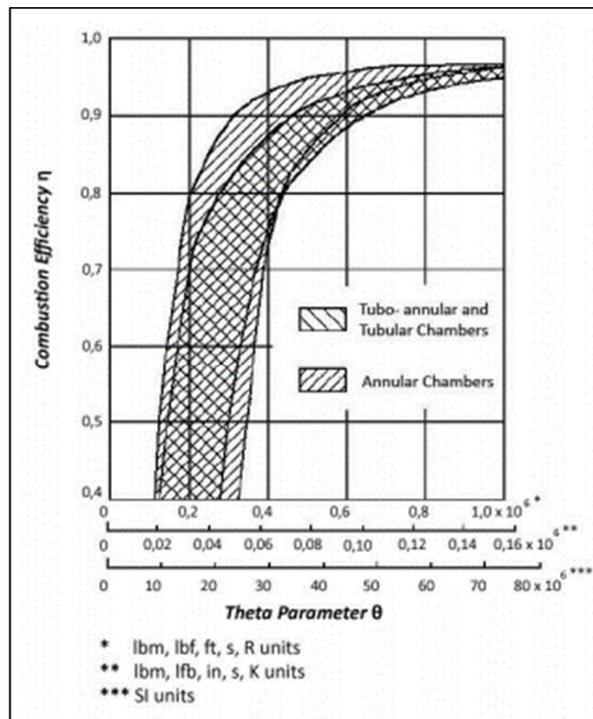


Fig. 30. Correlación entre eficiencia de combustión y parámetro theta expresado en ecuación (62). [3]

Donde el parámetro b es un factor de corrección de la temperatura, definido empíricamente por las ecuaciones (63).

$$\begin{aligned} b &= 245 \cdot (1.39 + \ln \phi_{PZ}) \quad \text{for } 0.6 < \phi_{PZ} \leq 1.0 \\ b &= 170 \cdot (2.00 + \ln \phi_{PZ}) \quad \text{for } 1.0 < \phi_{PZ} \leq 1.4 \end{aligned} \quad (63)$$

En ella, $\phi_{pz} = \frac{1}{\lambda_{pz}}$ es la relación de combustible-aire en la zona primaria de combustión, que en términos generales es próxima a la estequiométrica y/o con un pequeño exceso de aire ($\phi_{pz} = \frac{1}{\lambda_{pz}} \approx 0.95$), por lo que para turbinas a escala se utiliza la primera de las ecuaciones.

El área de referencia A_{ref} requerida por la cinética de reacción, se determina a partir de θ . Para ello, se ingresa en el gráfico con la eficiencia de combustión deseada, y se halla el valor de θ interceptando la curva inferior del área definida para cada tipo de cámara de combustión.

Operando con las ecuaciones (62) y (59), es posible llegar a la ecuación (64), cuya resolución numérica permite hallar el valor D_{ref} , y por consiguiente, el de A_{ref} .

$$D_{ref}^{2.75} + D_{ref}^{1.75} D_{in} - \frac{\theta * \dot{m}_3}{\pi P_3^{1.75} e^{\frac{T_4}{b}}} = 0 \quad (64)$$

Adoptando un diámetro interno o de túnel de eje $D_{in} = 0.03 \text{ m} = 30 \text{ mm}$, que es suficiente para adoptar un eje típico de turbina a escala, un rendimiento de combustión de $\eta_{cc}=0.95$ y una relación aire/combustible con un pequeño exceso de aire $\phi_{pz} = 0.95$ para la zona primaria de combustión, se calculó el área de referencia correspondiente, que puede observarse en la

Tabla 13. Cálculo de área de referencia A_{ref} según consideraciones químicas.

Parámetro	Valor	Unidad	Origen
D_{in}	0.03	m	Adoptado
ϕ_{pz}	0,95	-	Adoptado
η_{cc}	0,95	-	Adoptado
b	327,98	-	Calculado
θ	70×10^6	-	Obtenido de Fig. 30
\dot{m}_3	0.346	Kg/s	Cálculos previos
P_3	2.33	bar	Cálculos previos
T_4	600	°C	Adoptado
$\frac{\theta * \dot{m}_3}{\pi P_3^{1.75} e^{\frac{T_4}{b}}}$	0,000501333		Calculado
D_{ref}	0,053	m	Calculado
A_{ref}	0,013819866	m ²	Calculado

6.4.2.3 Determinación de área de referencia

Una comparación entre los resultados del cálculo según parámetros aerodinámicos y químicos, se observa en la Tabla 14, donde predomina el cálculo a partir de las consideraciones químicas.

Adoptando la carcasa exterior de la cámara como un cilindro de diámetro exterior igual al del difusor del TC, es decir, $D_e = 150$ mm, se facilita notablemente la construcción de la cámara de combustión. Considerando que el túnel de eje es de $D_{in} = 30$ mm, se obtiene una altura de referencia $D_{ref} = 0.060$ m, muy próximo al valor calculado.

Tabla 14. Comparación de cálculos de dimensiones básicas.

Parámetro	Diseño Aerodinámico	Diseño Químico	Adoptado	Unidad
Din	0,030	0,030	0,030	m
Dext	0,094	0,136	0,150	m
Dref	0,032	0,053	0,060	m
Aref	62,71	138,20	169,65	cm ²

6.4.3 Dimensionamiento del tubo de llama

La determinación de las dimensiones frontales del tubo de llama o “liner” se realiza a partir de la estimación del área que debe tener el mismo en relación al área total de la carcasa. En base a consideraciones empíricas, esta relación está en alrededor del 70% del área total disponible para cámaras de combustión anulares con buena performance.

De esta manera, el cálculo de las dimensiones frontales del liner se realizan a través de las ecuaciones (65), cuyos resultados se resumen en la Tabla 15. Se obtiene una anchura del área anular del tubo de llama de alrededor de 40 mm, con un diámetro medio de 90 mm.

$$A_{ft} = 0.7 \cdot A_{ref} \quad D_{ft} = \frac{A_{ft}}{(D_{in} + D_{ref}) \cdot \pi} \quad (65)$$

Tabla 15. Dimensionamiento de tubo de llama

Dimensión	Símbolo	Valor	Unidad
Relación de áreas	A_{ft}/A_{ref}	0,7	ad
Área de Liner	A_{ft}	118,755	cm ²
Altura de Liner	D_{ft}	0,040	m
Diámetro medio	D_m	0,090	m
Diámetro exterior Liner	D_{el}	0,130	m
Diámetro interior Liner	D_{il}	0,050	m

6.4.4 Longitud de zonas del combustor

Las longitudes tanto de la zona primaria como de la secundaria pueden ser determinadas a partir de la medida de la altura del liner, asumiendo como $L_{pz} = \frac{3}{4} D_{ft}$ para la zona primaria y $L_{sz} = \frac{1}{2} D_{ft}$ para la zona secundaria (Navia, 2010).

La longitud de la zona de dilución es dimensionada en función de la pérdida de carga $\Delta P_{3-4}/q_{ref}$ y de la calidad transversal de temperatura TQ. Este último parámetro es una relación entre la diferencia de la temperatura pico medida en algún sector de la salida y la temperatura promedio de escape de la cámara, en relación con el cambio de temperatura total experimentado por el gas. **Ecuación (66)**. Dicho valor está comprendido típicamente entre 0.05 y 0.30.

$$TQ = \frac{T_{max} - T_4}{T_4 - T_3} \quad (66)$$

Adoptando 50 K como máxima diferencia pico tolerable a la salida de la cámara, se calcula el TQ.

$$TQ = \frac{T_{max} - T_4}{T_4 - T_3} = \frac{50 \text{ K}}{873 \text{ K} - 371 \text{ K}} = 0.10 \quad (67)$$

La relación $L_{dz}/D_{ft} = f(TQ, \Delta P_{3-4}/q_{ref})$, es obtenida a través de las ecuaciones de la **Tabla 16**, utilizando la correspondiente al valor del factor de pérdida de carga adoptado precedentemente como $\Delta P_{3-4}/q_{ref} = 20$.

Tabla 16. L_{dz}/D_{ft} como función TQ para distintos valores del factor de pérdida de carga. ^[3]

$\Delta P_{3-4}/q_{ref}$	L_{DZ}/D_{ft}
15	$3.78 - 6TQ$
20	$3.83 - 11.83TQ + 13.4TQ^2$
30	$2.96 - 9.86TQ + 13.3TQ^2$
50	$2.718 - 12.64TQ + 28.51TQ^2$

$$L_{DZ}/D_{ft} = 3.83 - 11.83 * 0.10 + 13.4 * 0.10^2 = 2.78 \quad (68)$$

Obtenidas las relaciones, finalmente se calculan las longitudes finales de cada zona, como así también la longitud total del tubo de llama, resumidas en la **Tabla 17**.

Tabla 17. Longitudes finales de tubo de llama.

Parámetro	Relación L_{xx}/D_{ft}	Símbolo	Valor	Unidad
Longitud Zona Primaria	0.75	Lpz	0,0300	m
Longitud Zona Secundaria	0.5	Lsz	0,0200	m
Longitud Zona de Dilución	2.78	Ldz	0,111	m
Longitud total		Llt	0,161	m

6.4.5 Estimación de ingreso de aire en cada zona

La distribución del ingreso del aire a lo largo de la cámara de combustión se realiza de manera de garantizar que exista la mezcla o exceso de aire adecuado en cada una de las zonas de la cámara.

En la zona primaria es necesario un flujo de gas pequeño que garantice la estabilidad de la llama y que promueva una elevada temperatura, lo que se garantiza con una relación de mezcla aproximadamente estequiométrica o levemente rica, es decir $\lambda_{pz}=0.95$.

Por su parte, en la zona secundaria se diseña para que exista un coeficiente de exceso de aire $\lambda_{sz}=2$, lo cual permite terminar completamente la combustión del gas. Finalmente, el resto del aire hace su ingreso en la zona de dilución, existiendo a la salida el exceso de aire total del motor, es decir $\lambda_{dz}= 6$.

Por otra parte, un caudal de aire de refrigeración hace su ingreso a través de pequeños orificios practicados típicamente en cercanías de la zona primaria, cuyo fin es crear una película de aire adyacente a las paredes del tubo de llama. El caudal de refrigeración representa aproximadamente 1.75% del caudal proveniente del compresor.

En base a lo anterior, la Tabla 18 resume la distribución de aire en cada una de las zonas consideradas.

Tabla 18. Distribución de aire en cada zona de la cámara.

Variable		Caudal Refrigeración	Zona Primaria	Zona Secundaria	Zona de Dilución
		cool	pz	sz	dz
Exceso de aire	λ_{xz}	-	0,95	2,00	6,00
Caudal másico	m_{xz} [kg/s]	0,006	0,055	0,060	0,225
	%	2%	16%	17%	65%
Caudal acumulado	[kg/s]	0,006	0,061	0,121	0,346
	%	2%	18%	35%	100%

6.4.6 Orificios de entrada de aire

Una vez determinados los flujos másicos de aire que ingresan en cada una de las zonas del tubo de llama, es necesario determinar el tipo, número y distribución de los orificios que permiten el ingreso de fluido.

La determinación del tamaño de los orificios es realizado a través de un proceso iterativo que permite conocer el área de orificios necesaria. donde el coeficiente de descarga $C_{d,h}$ relacionado a un orificio es desconocido en un principio. El procedimiento general es descrito a continuación (Navia, 2010)^[3].

1. Calcular la relación de sangrado o bypass β , definido como

$$\beta = \frac{\dot{m}_h}{\dot{m}_{an}} \quad (69)$$

Donde \dot{m}_h es el flujo de aire que fluye a través de los orificios y \dot{m}_{an} el flujo de aire a través del área anular entre el tubo de llama y la carcasa.

2. Establecer un valor razonable de coeficiente de descarga $C_{d,h}$ a través de los orificios. Para procesos iterativos, el valor inicial es tomado típicamente como $C_{d,h}=0.5$.
3. Determinar el área total de los orificios para cada fila a través de la ecuación (70), asumiendo como pérdida de presión a través de los orificios $(\Delta P_{ft}/P_3)=0.6$

$$\frac{\Delta P_{ft}}{P_3} = \frac{143.5 \dot{m}_h^2 T_3}{P_3^2 C_d^2 A_h^2} \quad (70)$$

4. Calcular el coeficiente de área de orificios (α) y el coeficiente (μ), que no es más que la relación entre el coeficiente de sangrado y el coeficiente de área de los orificios.

$$\alpha = \frac{A_h}{A_{an}} = \frac{\text{Área de orificios}}{\text{Área anular}} \quad (71)$$

$$\mu = \frac{\beta}{\alpha} = \frac{\text{Coeficiente de sangrado}}{\text{Coeficiente de área de orificios}} \quad (72)$$

5. Calcular el factor de pérdida de carga en la cámara (K) utilizando la ecuación (73)

$$K = 1 + \delta^2 \left\{ 2\mu^2 + \left[4\mu^4 + \left(\frac{\mu}{\delta} \right)^2 (4\beta - \beta^2) \right]^{0.5} \right\} \quad (73)$$

Donde δ es el factor de pérdida de momento cinético, que varía de acuerdo al tipo de orificio utilizado, utilizando típicamente 0.8 para orificios planos y 0.6 para orificios con hundimiento de bordes.

6. Calcular nuevamente el valor del coeficiente de descarga $C_{d,h}$ a través de la ecuación (74)

$$C_{d,h} = \frac{(K - 1)}{\delta [4K^2 - K(2 - \beta)^2]^{0.5}} \quad (74)$$

El proceso de cálculo se repite iterativamente hasta obtener un coeficiente de descarga $C_{d,h}$ con la suficiente precisión requerida. Típicamente, si la sexta iteración se obtiene un $C_{d,h}$ cercano al obtenido en la segunda iteración, se da por concluido el cálculo.

Con el valor de $C_{d,h}$ final, se calcula nuevamente el área total de los orificios para la fila, y definiendo el número de orificios se determina finalmente su diámetro a través de la ecuación (75).

$$d_h = 2 \sqrt{\frac{A_h}{\pi N_h}} \quad (75)$$

Para cámaras de combustión anulares, los orificios deben ser distribuidos tanto en el diámetro mayor como en el diámetro menor del tubo de llama. La distribución de la cantidad de orificios se realiza en forma proporcional a la relación de áreas anulares de pasaje de flujo exterior e interior respectivamente.

Los resultados de la secuencia de cálculo aplicada al caso en estudio se resumen en la Tabla 19, donde se observa finalmente el número, diámetro y distribución de los orificios del tubo de llama.

Tabla 19. Cálculo de orificios de tubo de llama.

Variable		Zona de la cámara			
		cool	pz	sz	dz
Exceso de aire	λ	-	0,95	2,00	6,00
Caudal másico	m_h [kg/s]	0,006	0,055	0,060	0,225
Coefficiente de sangrado	β	0,01745201	0,15815999	0,17480842	0,64957958
Coefficiente de descarga	C_{dh}	0,59404121	0,59056482	0,59017864	0,5810951
Área total de orificios	A_h [m ²]	0,000040979	0,00037356	0,00041315	0,00155926
Coefficiente de orificios	α	0,00725393	0,06612617	0,07313464	0,27601292
	μ	2,40587081	2,39179143	2,3902274	2,353439
Factor de pérdida	K	10,5299532	10,7279474	10,7487866	11,1869715
Orificios totales	N_h	54	54	36	36
Orificios en pared interna	N_h int	18	18	12	12
Orificios en pared externa	N_h ext	36	36	24	24
Diámetro calculado	d_h [mm]	0,98	2,97	3,82	7,43
Diámetro adoptado		1	3	4	7,50

6.4.7 Inyección de combustible

La introducción del combustible en las cámaras de combustión anulares se realiza a través de inyectores distribuidos simétricamente alrededor del eje de la misma. En la construcción de turbinas caseras diferentes configuraciones son utilizadas, las cuales permiten generar el ingreso del gas combustible de manera de favorecer la creación de una zona de recirculación en la zona primaria de combustión.

La forma más habitual es a través del denominado flujo revertido, en el cual el combustible se introduce a contracorriente del flujo principal. Un número de 8 a 12 inyectores representa un valor aceptable para las dimensiones de la cámara de combustión calculada, seleccionándose en el presente diseño un total de 10 inyectores.

La inyección revertida suele realizarse a través de tubos curvados que se originan en la parte delantera o pequeños tubos rectos con origen en el fondo del liner.

El diámetro de los tubos se adopta semejante al de los orificios de la zona primaria del tubo de llama (\varnothing 3 mm), seleccionándose tubos comerciales de diámetro exterior \varnothing 6,35 mm y espesor $t=0,5$ mm; descontándose de los que deben practicarse sobre el lateral.

La adopción de tales tubos garantiza una premezcla del aire que entra en la cámara y también la posibilidad de utilizarlos como tubos de vaporización en el caso de hacer un posterior uso de combustible líquido.

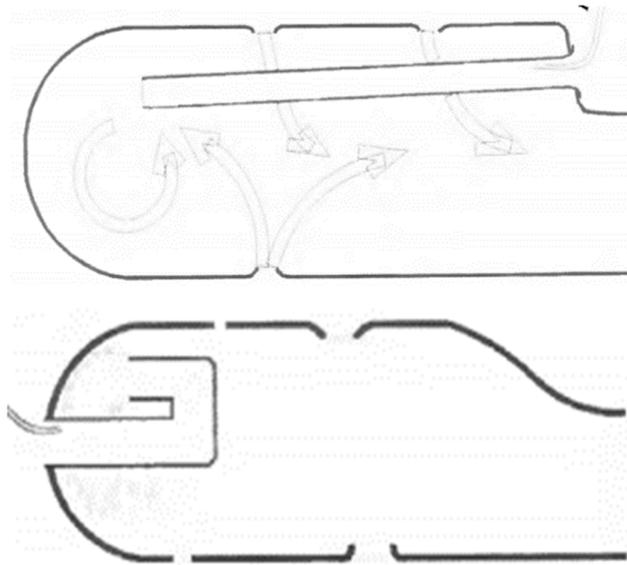


Fig. 31. Diferentes tipos de tubos de inyección de combustible. [2]

6.4.8 Esquemas de cámara de combustión

En base a todas las dimensiones calculadas anteriormente, se realizaron esquemas del tubo de llama de la cámara de combustión, como así también del múltiple de inyección de combustible. (Fig. 32 a Fig. 34).

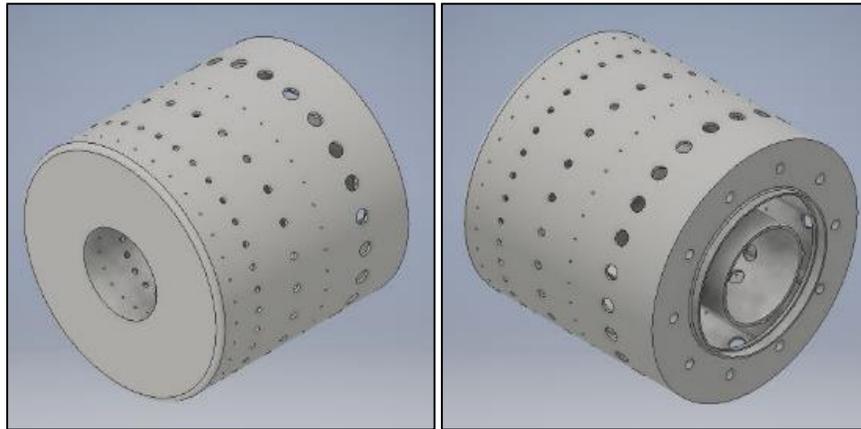


Fig. 32. Vistas isométricas del tubo de llama.

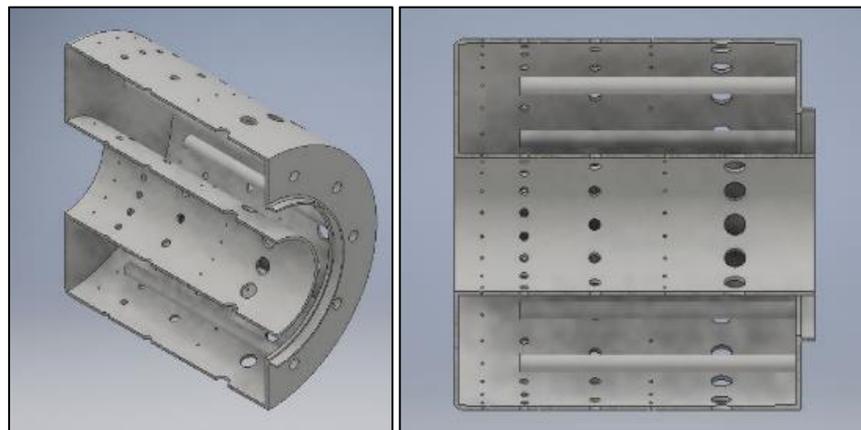


Fig. 33. Vistas seccionadas del tubo de llama. Se observa el tubo interior y los tubos de inyección de mezcla primaria de aire y combustible.

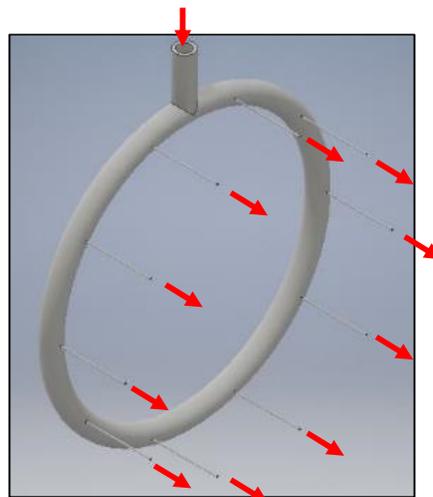


Fig. 34. Múltiple de inyección de combustible. Se indica el flujo en cada uno de los 10 inyectores.

Capítulo 7 Turbina

7.1 Introducción

El módulo TG de una turbina a gas o turborreactor es la sección donde el gas que proviene a alta temperatura de la cámara de combustión intercambia energía con el eje de la máquina que impulsa el compresor.

Para ello, el gas se expande en un cuerpo de toberas acelerándose y adquiriendo una rotación en la dirección de rotación del rotor. El flujo de gas acelerado es direccionado hacia los álabes del rotor, haciéndolo girar generalmente a gran velocidad, y proveyendo de esta manera la energía necesaria para impulsar el eje que lo conecta con el compresor.

El torque aplicado al eje es gobernado por la magnitud del flujo de gas y la variación de energía cinética entre la entrada y la salida de los álabes del rotor.

Al igual que las otras turbomáquinas térmicas, las turbinas pueden ser radiales, diagonales o axiales, de una o más etapas. En el presente trabajo se realiza el diseño de una unidad de turbina axial mono-etapa, configuración que es la más utilizada en turborreactores y que demuestra ser una alternativa altamente viable para motores caseros como el que trata el diseño de este proyecto.

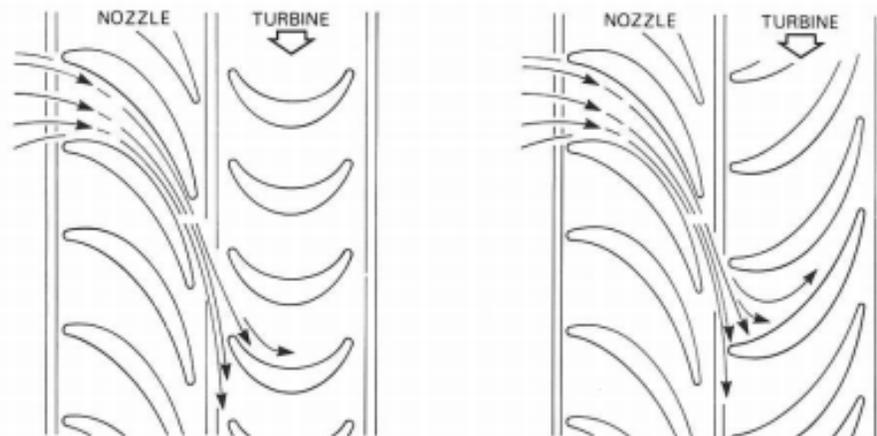


Fig. 35. Esquema de escalonamiento axial. Izquierda: escalonamiento de acción. Derecha: escalonamiento de reacción. [11]

7.2 Diseño de escalonamiento de Turbina

En el estudio inicial del proyecto es necesario hacer algunas hipótesis estimando rendimientos, coeficientes de velocidad, etc. como así también fijando libremente algunos ángulos y dimensiones. A lo largo del diseño estos valores se van confirmando y/o corrigiendo de manera que el proyecto final concuerde lo más posible con los estudios teóricos y experimentales. Los parámetros básicos y necesarios a considerar en el diseño de un escalonamiento de turbina son los siguientes:

- Salto Entálpico disponible
- Grado de reacción
- Caudal másico
- Velocidad de Rotación

Como es habitual, el diseño de esta etapa se realiza considerando el método unidimensional.

7.2.1 Salto Entálpico destinado al escalonamiento (Δh_s)

La energía que podría ser aprovechada en una expansión adiabática e isoentrópica del gas desde la salida de la cámara de combustión ($T_3= 600^\circ\text{C}$, $P_3= 2.24 \text{ bar}$) hasta la presión de descarga ($P_1= 1 \text{ bar}$, atmosférica) en el escape de la turbina, es definido como el salto entálpico disponible. Para los mencionados estados del gas, el salto disponible es calculado en la ecuación (76).

$$\begin{aligned} \Delta h_{st} &= C_p * [T_0 - T_1] = C_p * \left[T_0 - T_0 * \left(\frac{P_0}{P_1} \right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \right] = \\ &= 1.063 * \left[873 \text{ K} - 873 \text{ K} * \left(\frac{2.24 \text{ bar}}{1 \text{ bar}} \right)^{\frac{1-1.37}{1.37}} \right] = 182.66 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \end{aligned} \quad (76)$$

En el diseño de un turborreactor, sólo una parte del salto Δh_{st} se destina como fuente de energía para mover el compresor. El restante salto entálpico a.i. disponible se utiliza para la aceleración del gas que permita obtener empuje por variación de momento cinético.

El cociente entre la energía suministrada al rodete y el salto entálpico a través del escalonamiento es definido como rendimiento periférico η_u .

Según la ecuación (31), la energía de accionamiento del compresor es de $\Delta Y_{u-TC} = 115.38 \text{ kJ/kg}$, y partiendo de valor típico del rendimiento periférico del escalonamiento de turbina de $\eta_u = 0.70$, es posible estimar el salto a.i. que debería destinarse a la TT para mover el TC. Ecuación (77).

$$\Delta h_s = \frac{\Delta Y_{u-TC}}{\eta_u} = \frac{115.38 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{0.70} \cong 165 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (77)$$

Este valor representa cerca del 90% del salto a.i disponible, por lo que casi la totalidad de la expansión del gas se realizará en el escalonamiento, quedando sólo un 10% destinado a la tobera.

7.2.2 Selección del grado de reacción (σ)

El grado de reacción es un coeficiente adimensional muy utilizado en el estudio de las TM, que caracteriza un escalonamiento. El mismo se define como el cociente entre la energía de expansión que tiene lugar en el rodete y el salto entálpico disponible. Se define entonces como escalonamiento de acción aquel en que la expansión ideal se realiza únicamente en la corona fija, asignándosele un grado de reacción $\sigma = 0$. Por su parte, escalonamiento de reacción se define como aquel en que la expansión del fluido se realiza parte en la corona fija y parte en la corona móvil, por lo que el grado de reacción oscila entre $0 < \sigma < 1$.

En la elección del grado de reacción intervienen múltiples factores. En los escalonamientos de reacción las pérdidas en las coronas fijas y móviles (y_1 e y_2) son menores, y exigen mayor velocidad periférica.

El hecho de exigir mayor velocidad periférica para un mismo salto entálpico y velocidad de rotación, implica rotores de mayor diámetro medio, con la consecuente facilidad de mecanizado y menores tolerancias de fabricación.

En el diseño de escalonamientos para turbinas homemade es habitual utilizar un grado de reacción 0.5 por la simetría de los triángulos de velocidad y de los perfiles alares, además de que se obtienen mejores rendimientos periféricos que en los escalonamientos de acción.

Por lo tanto, para el presente diseño se adopta un grado de reacción $\sigma = 0.5$.

7.2.3 Selección de Ángulo de tobera

El ángulo material del cuerpo de toberas incide notablemente en el rendimiento y el perfil de los álabes móviles del escalonamiento. Según las experiencias de constructores de turbinas caseras, ángulos en el rango de los 30° - 35° ofrecen una buena solución práctica. (Kamps, 1995).

A menor ángulo se obtiene una mayor deflexión en la dirección del gas, garantizando un mayor intercambio energético con el rodete. Por esa razón, para el presente diseño se selecciona un ángulo $\alpha_1 = 30^\circ$.

7.2.4 Estimación de rendimientos

El rendimiento energético de un escalonamiento de turbina debe ser estimados a priori para realizar un correcto diseño del mismo. Si se habla de un rendimiento es porque en toda TT existen pérdidas energéticas debido a procesos irreversibles del fluido que realiza el ciclo. De modo general, la pérdida energética de todo el escalonamiento puede interpretarse como la suma de diferentes pérdidas clasificadas según el origen de las mismas.

A continuación, se exponen brevemente el origen de tales pérdidas según bibliografía (Mataix, 3^o Edición, 2000) y se realiza la estimación de los valores tomados en cuenta para el presente diseño.

7.2.4.1 Perdidas en toberas o corona fija y_1

Las pérdidas de salto entálpico en las coronas fijas se deben principalmente al rozamiento en la capa límite y el desprendimiento de la misma, siendo en forma general, proporcionales a la superficie mojada. Esto implicaría menores pérdidas a menores superficies.

Sin embargo, las pérdidas aumentan también al hacerse la tobera excesivamente corta, ya que esto implica un ángulo de convergencia mayor a los 10 a 12° recomendados, favoreciendo el desprendimiento de la corriente y mayor rozamiento.

La variación del número de toberas también tiene su efecto, ya que al disminuirlo la corriente va peor guiada con el consecuente rozamiento adicional que se produce en el fluido.

Todas estas variables de las pérdidas en la corona fija se cuantifican con el coeficiente K_f , que relaciona la velocidad que alcanza el fluido a la salida del arreglo de toberas versus la velocidad que teóricamente debería alcanzar si no existieran tales pérdidas. El coeficiente K_f alcanza valores que están típicamente entre 0.93 y 0.97. Para el presente proyecto se toma **$K_f=0.95$** .

A su vez, el mismo coeficiente K_f puede relacionarse con el rendimiento a.i. de la expansión en la tobera mediante la expresión (79).

$$\eta_{tobera} = k_f^2 \quad (78)$$

7.2.4.2 Pérdidas en álabes o corona móvil y_2

Las pérdidas de entalpía del fluido debido a su paso por la corona de álabes móviles del rodete, se deben principalmente a las mismas razones expuestas para la corona fija. Estas pérdidas se cuantifican con el coeficiente K_m , análogo al coeficiente K_f descrito con anterioridad. Por cuestiones de simplificación en el cálculo, para el presente proyecto se toma **$K_m=0.95$** , valor representativo según bibliografía.

7.2.4.3 Pérdida por velocidad de salida y_3

La energía cinética que posee el fluido cuando deja atrás el escalonamiento de turbina es considerado desde el punto de vista del intercambio de energía en el rodete como energía perdida que no es aprovechada por el escalonamiento.

En el caso del presente análisis, la velocidad del fluido a la salida del escalonamiento de turbina no es considerada una pérdida, pues posteriormente es aprovechada para generar empuje en la sección de la tobera de escape de gases.

7.2.4.4 Pérdidas intersticiales y_4

Se denominan pérdidas intersticiales a la energía del fluido que fluye por el intersticio entre el rotor y su carcasa, ya que al pasar por allí y no por el rodete, no intercambia energía con éste. Las pérdidas intersticiales son directamente proporcionales al área, y por ende al huelgo rotor-carcasa.

Estas pérdidas también son proporcionales al diferencial de presión entre la entrada y la salida del propio rodete, siendo mínima para los escalonamientos de acción.

7.2.4.5 Pérdidas por rozamiento de disco y_5

El rodete de una TM puede asimilarse a un disco que no gira en el vacío sino en una atmósfera del fluido mismo que atraviesa la máquina. El fluido se adhiere al disco por su viscosidad y circula desde el eje al exterior por la cara contigua al disco, volviendo desde el exterior al eje por la carcasa. Se originan así corrientes anulares que absorben parte de la energía. En el presente diseño, estas pérdidas se desprecian por ser muy pequeñas generalmente.

7.2.5 **Cálculo de Velocidad Adiabática-Isoentrópica**

La velocidad a.i. C_s se define como la velocidad teórica que adquiriría el fluido si toda la energía disponible para la TT se transformase adiabática e isoentrópicamente en energía cinética hasta la presión final. Esta velocidad de referencia es un parámetro característico de los escalonamientos de TT, y útil para proseguir con los cálculos de coeficientes y triángulos de velocidad.

$$\Delta h_s = \frac{1}{2} C_s^2 \rightarrow C_s = \sqrt{2 * \Delta h_s} = \sqrt{2 * 165 \frac{kJ}{kg}} = 574,46 \frac{m}{s} \quad (79)$$

7.2.6 Cálculo de coeficiente de velocidad periférica óptimo

El coeficiente de velocidad periférica v_0 se define como el cociente entre la velocidad periférica del rodete u_0 en el diámetro medio del mismo y la velocidad a.i. C_s .

$$v_0 = \frac{u_0}{C_s} \quad (80)$$

Dicho coeficiente es característico de los escalonamientos y por lo tanto, su estimación es un paso fundamental en el cálculo de una TT.

La bibliografía especializada en el tema^[1], ofrece una ecuación que permite obtener el valor óptimo de este coeficiente, suponiendo válidas las siguientes hipótesis:

- Método unidimensional de cálculo
- Igual velocidad de flujo axial a la entrada y a la salida del rodete ($C_{1a}=C_{2a}$).

$$v_0 = \frac{k_f \cos \alpha_1}{2 \sqrt{1-\sigma}} = \frac{0.95 \cos 30}{2 \sqrt{1-0.5}} = 0.5817 \quad (81)$$

Finalmente, a partir de la definición de éste, es posible obtener el valor de velocidad periférica óptimo:

$$u_0 = v_0 * C_s = 0.5817 * 574,46 \frac{m}{s} = 334.20 \frac{m}{s} \quad (82)$$

Por tratarse de un escalonamiento axial, esta velocidad periférica óptima es idéntica tanto para la entrada como para la salida del rodete, es decir $u_0=u_1=u_2$.

7.2.7 Cálculo de Triángulos de velocidad

La construcción de los triángulos de velocidad del escalonamiento de la turbina se realiza a partir de los cálculos realizados y los valores de rendimiento estimados precedentemente. La Fig. 36 muestra a continuación un esquema con la nomenclatura de ángulos y vectores absolutos (c_x) y relativos al rodete (v_x) del fluido.

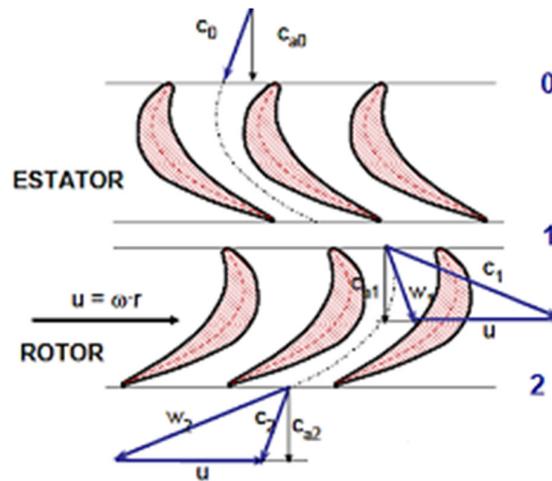


Fig. 36. Nomenclatura adoptada para la construcción de los triángulos de velocidad del escalonamiento de turbina.^[1]

Despreciando la energía cinética del fluido al salir de la cámara de combustión por tratarse de velocidades relativamente bajas a las que se producen en el escalonamiento, y teniendo en cuenta el rendimiento k_f adoptado, es posible calcular la velocidad absoluta que se desarrolla en el cuerpo de toberas y que ingresa al rodete.

$$C_1 = k_f * C_s * \sqrt{1 - \sigma} = 0.95 * 574,46 \frac{m}{s} * \sqrt{1 - 0.5} = 385.90 \frac{m}{s} \quad (83)$$

Como se dijo, esta velocidad C_1 tendrá un ángulo $\alpha_1=30^\circ$ respecto a la velocidad periférica, lo cual implica que sus componentes en dirección tangencial y axial serán respectivamente:

$$c_{1a} = c_1 * \sin \alpha_1 = 385.90 \frac{m}{s} * \sin 30^\circ = 192.95 \frac{m}{s} \quad (84)$$

$$c_{1u} = c_1 * \cos \alpha_1 = 385.90 \frac{m}{s} * \cos 30^\circ = 334.20 \frac{m}{s} \quad (85)$$

Si se comparan las ecuaciones (85) y (82), se observa que $c_{1u}=u_0$, por lo tanto, se deduce que el de entrada al rodete es un triángulo rectángulo con $\beta_1 = 90^\circ$. Esto quiere decir que el flujo entra al cuerpo de toberas móviles del rodete sin rotación relativa al mismo, siendo,

$$w_1 = c_{1a} = 192.95 \frac{m}{s} \quad (86)$$

Es habitual que en escalonamientos con grado de reacción $\sigma=0.5$ se utilicen álabes con idéntica geometría tanto para el cuerpo de toberas como para el rotor. Tal condición implica las siguientes condiciones:

$$\begin{aligned} \alpha_1 &\approx \beta_2 \\ \beta_1 &\approx \alpha_2 \end{aligned} \quad (87)$$

De lo anterior se desprende que el ángulo de salida del fluido β_2 debería estar próximo a los 30° . Sin embargo, para el presente proyecto se adopta un valor de $\beta_2=35^\circ$ que permite utilizar un diámetro de rodete prácticamente constante, como se demostrará más adelante.

De esta manera, considerando el rendimiento para las toberas móviles k_m adoptado y sin despreciar la velocidad de ingreso al rodete w_1 , es posible determinar la velocidad de salida w_2 . Para ello, se plantea el balance energético entre la entrada y la salida del rodete.

$$\frac{w_2^2}{2} = \frac{w_1^2}{2} + \frac{\sigma * k_f^2 * C_s^2}{2}$$

$$w_2 = \sqrt{w_1^2 + \sigma * k_f^2 * C_s^2} = \sqrt{\left(192.95 \frac{m}{s}\right)^2 + 0.5 * 0.95^2 * \left(574.46 \frac{m}{s}\right)^2} = \quad (88)$$

$$w_2 = 431.44 \frac{m}{s}$$

Cuyas componentes axial y tangencial son, respectivamente:

$$w_{2a} = w_2 * \sin \beta_2 = 431.44 \frac{m}{s} * \sin 35^\circ = 247.56 \frac{m}{s} \quad (89)$$

$$w_{2u} = w_2 * \cos \beta_2 = 431.44 \frac{m}{s} * \cos 35^\circ = 353.41 \frac{m}{s} \quad (90)$$

De aquí se observa que $w_{2u} \neq u_2$, por lo que el fluido tendrá una componente de rotación a la salida del rodete, la cual estará definida por la velocidad c_2 , siendo sus componentes axial y tangencial:

$$c_{2a} = w_{2a} = 247.56 \frac{m}{s} \quad (91)$$

$$c_{2u} = u_0 - w_{2u} = 334.20 \frac{m}{s} - 353.41 \frac{m}{s} = -19.22 \frac{m}{s} \quad (92)$$

Donde el signo negativo de c_{2u} implica que la rotación es de sentido opuesto a la velocidad de giro del rotor. De la misma manera, se calcula la velocidad

$$c_2 = \sqrt{c_{2a}^2 + c_{2u}^2} = \sqrt{\left(247.56 \frac{m}{s}\right)^2 + \left(-19.22 \frac{m}{s}\right)^2} = 248.20 \frac{m}{s} \quad (93)$$

$$\alpha_1 = \tan^{-1} \frac{c_{2a}}{c_{2u}} = \tan^{-1} \frac{247.56 \frac{m}{s}}{-19.22 \frac{m}{s}} = 94.44^\circ \quad (94)$$

Con lo anteriormente calculado, se trazan de manera polar los triángulos de velocidades a la entrada y a la salida del rodete, respectivamente. (Fig. 37).

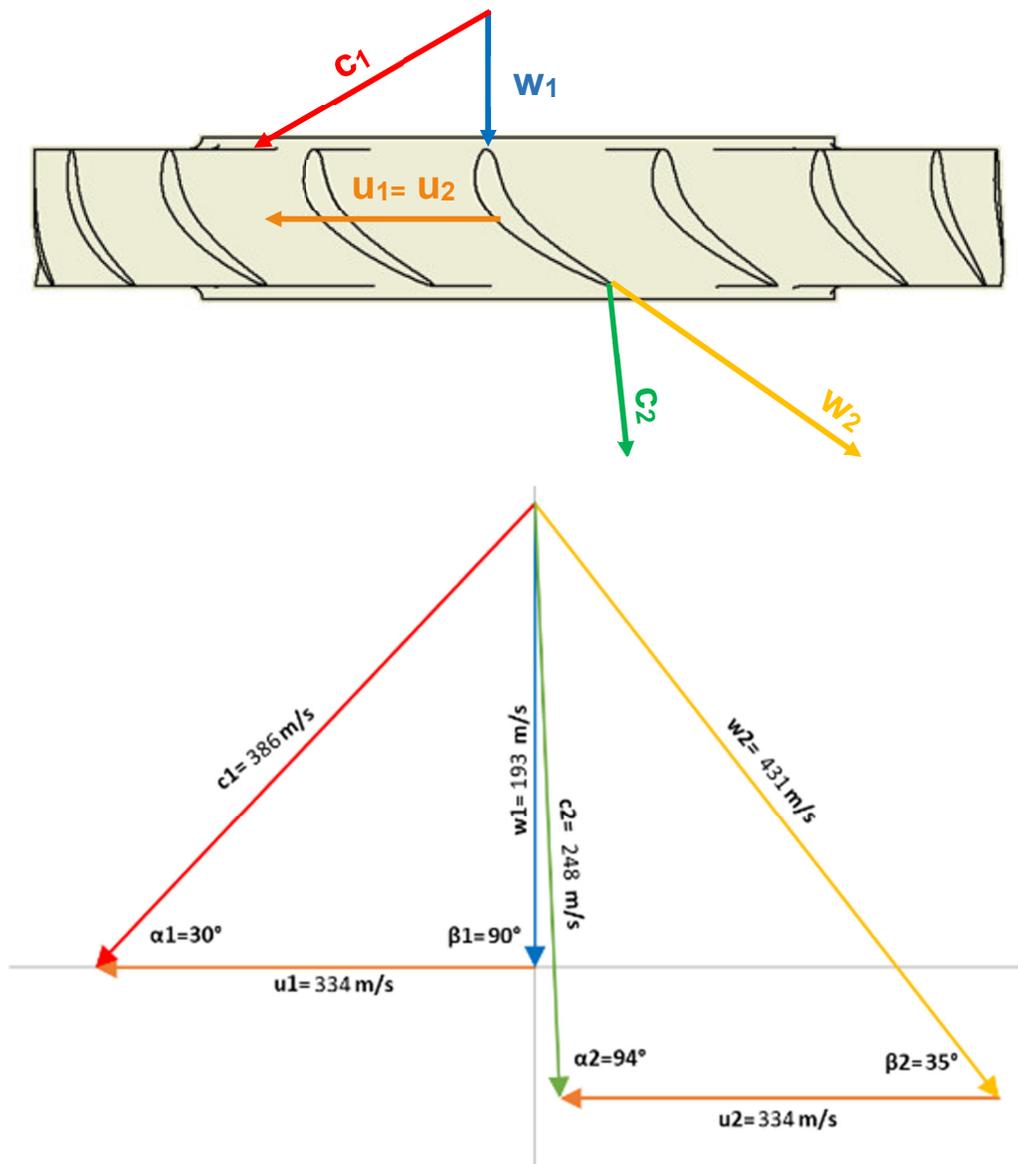


Fig. 37. Triángulos de velocidad de TG. Arriba: señalado sobre el rotor. Debajo: diagrama polar, donde se indican ángulos y magnitudes.

Con los triángulos de velocidades definidos, se calcula el trabajo transmitido desde el fluido hacia el rodete a través de la ecuación correspondiente para máquinas axiales:

$$\Delta Y_{u-turbina} = u_0 (c_{1u} - c_{2u})$$

$$\Delta Y_{u-turbina} = 334.20 \frac{m}{s} * \left[334.20 \frac{m}{s} - \left(-19.22 \frac{m}{s} \right) \right] = 118.11 \frac{kJ}{kg} \quad (95)$$

Comparando la ecuación (31) con la (95) se observa que el trabajo suministrado por el fluido a la turbina ($\Delta Y_{u-TG} = 118.11 \text{ kJ/kg}$) es cerca de un 2% superior al necesario para mover el turbocompresor ($\Delta Y_{u-TC} = 115.38 \text{ kJ/kg}$), lo cual es suficiente si se quieren estimar las pérdidas por huelgo.

A su vez, se calcula y comprueba que el rendimiento periférico del escalonamiento está acorde con los valores estimados.

$$\eta_u = \frac{\Delta Y_{u-TG}}{\Delta h_s} = \frac{118.11 \frac{kJ}{kg}}{165 \frac{kJ}{kg}} \cong 0.716 \quad (96)$$

7.2.8 Cálculo de estados termodinámicos en cada punto

La expansión del gas en el escalonamiento de la unidad TG hace necesario conocer el estado termodinámico del gas la entrada (punto 1 de Fig. 36) y a la salida del rodete (punto 2), con especial interés en el volumen específico del fluido, variable fundamental para el posterior cálculo de áreas.

En primer término, se calculan los valores de presión y temperatura que alcanzaría el gas en una expansión a.i., Luego, aplicando el rendimiento a.i. de la expansión (relacionado con los coeficientes k_f y k_m adoptados, según (79) se corrige la temperatura de salida, obteniéndose la real. Finalmente, se calcula el volumen específico del gas a través de la ecuación general de los gases.

A la salida de la cámara de combustión, se supuso como condiciones de diseño que el gas posee una temperatura $T_3= 600^\circ\text{C}$ y una presión $P_3= 2.24 \text{ bar}$. Por la ecuación de gases ideales, se obtiene el volumen específico del gas en dicho punto:

$$v_0 = \frac{R * T_0}{p_0} = \frac{0.29 \frac{kJ}{kgK} * 873 K}{2.24 \text{ bar}} = 1.133 \frac{m^3}{kg} \quad (97)$$

Prosiguiendo con los cálculos, se determinan los parámetros termodinámicos a la salida del cuerpo de toberas, es decir, a la entrada del rodete.

$$T_1^{ai} = T_0 - \frac{(1 - \sigma)\Delta h_s}{c_p} = 873 K - \frac{(1 - 0.5)165 \frac{kJ}{kg}}{1.063 \frac{kJ}{kg K}} = 795.38 K = 522.38^\circ\text{C} \quad (98)$$

$$p_1 = p_0 * \left(\frac{T_0}{T_1}\right)^{\frac{\gamma}{1-\gamma}} = 2.24 \text{ bar} * \left(\frac{873 K}{795.38 K}\right)^{\frac{1.37}{1-1.37}} = 1.59 \text{ bar} \quad (99)$$

$$T_1 = T_0 - \frac{k_f^2(1 - \sigma)\Delta h_s}{c_p} = 873 K - \frac{0.95^2 * (1 - 0.5)165 \frac{kJ}{kg}}{1.063 \frac{kJ}{kg K}} = 803 K = 530^\circ\text{C} \quad (100)$$

$$v_1 = \frac{R * T_1}{p_1} = \frac{0.29 \frac{kJ}{kgK} * 803 K}{1.59 \text{ bar}} = 1.467 \frac{m^3}{kg} \quad (101)$$

Del mismo modo, se calcula el estado termodinámico del gas a la salida del rodete

$$T_2^{ai} = T_1 - \frac{\sigma * \Delta h_s}{c_p} = 803 \text{ K} - \frac{0.5 * 165 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{1.063 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}} = 717.78 \text{ K} = 444.78 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (102)$$

$$p_2 = p_1 * \left(\frac{T_1}{T_2^{ai}} \right)^{\frac{\gamma}{1-\gamma}} = 1.58 \text{ bar} * \left(\frac{803 \text{ K}}{717.78 \text{ K}} \right)^{\frac{1.37}{1-1.37}} = 1.09 \text{ bar} \quad (103)$$

$$T_2 = T_1 - \frac{k_f^2 * \sigma * \Delta h_s}{c_p} = 803 \text{ K} - \frac{0.95^2 * 0.5 * 165 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{1.063 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}} = 725 \text{ K} = 452 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (104)$$

$$v_2 = \frac{R * T_2}{p_2} = \frac{0.29 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} * 725 \text{ K}}{1.09 \text{ bar}} = 1.930 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (105)$$

Los parámetros calculados con anterioridad, se resumen en la **Tabla 20**.

Tabla 20. Parámetros termodinámicos en los diferentes puntos de la unidad TG.

Parámetro	Símbolo	Unidad	0	1	2
Temperatura	T_n	K	873	803	725
Presión	p_n	bar	2,23	1,59	1,09
Volumen Específico	V_n	m^3/kg	1,134	1,467	1,930

7.2.9 Cálculos geométricos

A partir de los parámetros termodinámicos calculados anteriormente, se realiza el dimensionado de los componentes de la unidad TG.

7.2.9.1 Diámetro medio de Rodete

El diámetro medio del rodete y del cuerpo de toberas (NGV, de sus siglas en inglés), se estima a partir de la velocidad periférica óptima u_0 de la ecuación (82) y la velocidad de giro seleccionada, estimada como máxima en 100.000 rpm.

$$d_m = \frac{u_0}{\frac{\pi}{60} n} = \frac{334.20 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{\frac{\pi}{60} \frac{1}{\text{s}} * 100.000 \text{ rpm}} = 0.0638 \approx 64 \text{ mm} \quad (106)$$

7.2.9.2 Altura de álabes

Conociendo la velocidad de flujo (componente axial) en cada sección de la turbina y planteando conservación de la masa a través de la ecuación de continuidad, se calculan las áreas frontales necesarias tanto para la salida del NGV como del rotor.

$$A_1 = \frac{\dot{m} * v_1}{c_{1a}} = \frac{0.346 \frac{kg}{s} * 1.467 \frac{m^3}{kg}}{192.95 \frac{m}{s}} = 0.002630705 m^2 \quad (107)$$

$$A_2 = \frac{\dot{m} * v_2}{c_{2a}} = \frac{0.346 \frac{kg}{s} * 1.930 \frac{m^3}{kg}}{247.56 \frac{m}{s}} = 0.00270000 m^2 \quad (108)$$

Se observa que el área de salida del rotor es sólo un 2,63% superior a la de entrada, por lo que prácticamente permanece constante, permitiendo facilitar la construcción al mantener un mismo diámetro sin errores apreciables. Como se dijo, este efecto fue logrado al ajustar por tanteos el ángulo de salida del rotor en $\beta_2 = 35^\circ$.

En estos casos de similitud entre ambas áreas, y a los efectos prácticos de dimensionar en forma general el escalonamiento de turbina, es deseable utilizar para ello el área de salida del rotor. (Kamps, 1995).

De esta manera, conocido el diámetro medio, es posible entonces calcular la altura de los álabes tanto del cuerpo de toberas como del rotor.

$$A_1 \approx A_2 = * l_b \rightarrow l_b = \frac{A_2}{\pi * d_m} = \frac{0.0027 m^2}{\pi * 0.064 m} = 0.0135 m = 13.5 mm \quad (109)$$

Tal dimensión de álabes arroja un diámetro de base y punta de los álabes del escalonamiento que se detallan a continuación.

$$d_p = d_m + l_b = 64 mm + 13.5 mm = 77.5 mm \quad (110)$$

$$d_b = d_m - l_b = 64 mm - 13.5 mm = 50.5 mm \quad (111)$$

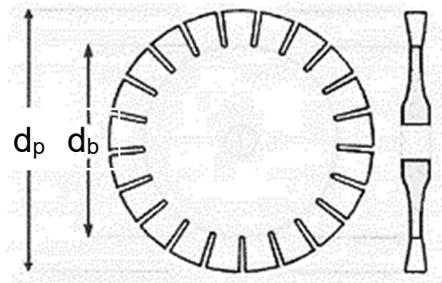


Fig. 38. Dimensiones de diámetro de base y punta de álabes. [2]

De esta manera quedan dimensionadas en forma general las dimensiones básicas del escalonamiento de turbina, según Fig. 38.

7.2.9.3 Aerodinámica

En el método unidimensional utilizado se calculan los triángulos de velocidad en la mitad del álabe, diámetro d_m . El desarrollo de un cilindro coaxial con el eje de la máquina de diámetro d_m puede verse al pie de la Fig. 39. Cada álabe da origen en este desarrollo cilíndrico a un perfil, habiendo tantos perfiles como álabes. El conjunto de los perfiles constituye lo que se denomina enrejado. En una turbina de un solo escalonamiento, se

tienen dos enrejados: uno correspondiente a la corona fija o toberas, y el de la corona móvil o rotor.

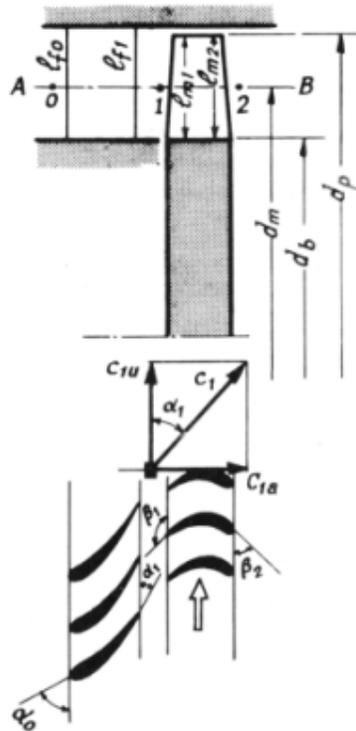


Fig. 39. Desarrollo coaxial del escalonamiento. [1]

En los perfiles están prescritos los ángulos α_0 y α_1 , de entrada y salida de los álabes fijos, y los ángulos β_1 y β_2 , de entrada y salida de los álabes móviles, respectivamente. Aunque estos perfiles teóricamente podrían ser cualesquiera con tal de que mantuvieran estos ángulos, para reducir a un mínimo las pérdidas hay que utilizar formas adecuadas.

El fundamento del cálculo aerodinámico de los perfiles de una TM es el siguiente: un ala de avión que se mueve con movimiento de traslación en el aire en reposo y una paleta de TM axial que gira con el rodete en un fluido en movimiento, mecánicamente constituyen el mismo problema si se consideran en uno y otro las velocidades relativas del fluido con respecto al ala de avión o paleta de la máquina en reposo.

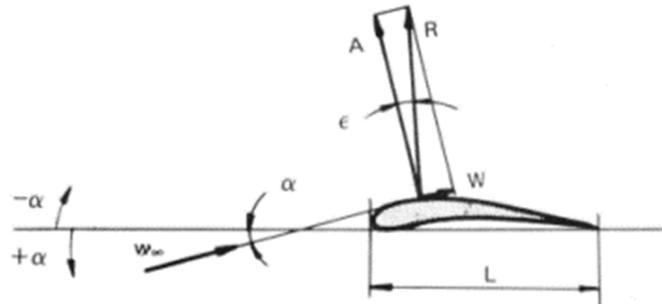


Fig. 40. Perfil aislado en una corriente uniforme en el infinito.^[1]

A diferencia de diseño aerodinámico de los TC axiales, el proceso de expansión de las TT es un proceso de aceleración. Este proceso es favorable a la corriente, e impide el desprendimiento de la capa límite, excepto en algunos puntos tales como el borde de entrada en los álabes. Es por ello que en las TT se pueden aceptar ángulos de desviación producido por los álabes mayores que en los TC.

En resumen, los álabes en las TT guían bien la corriente por ser corriente acelerada, y porque el mayor número de álabes determina mejor la trayectoria relativa del fluido, mientras lo contrario sucede en los TC.

En la calidad aerodinámica de un perfil de ala de avión, de la cual depende el rendimiento cuando se lo utiliza como perfil de TT o TC, influye en primer lugar su curvatura, segundo la relación de espesor máximo a la longitud, y por último la posición del punto de espesor máximo desde el borde de ataque, estando entre el 30 al 50% los valores más favorables. Por el contrario, el influjo del espesor mismo en las características aerodinámicas es poco importante, siempre que se mantenga la misma línea media.

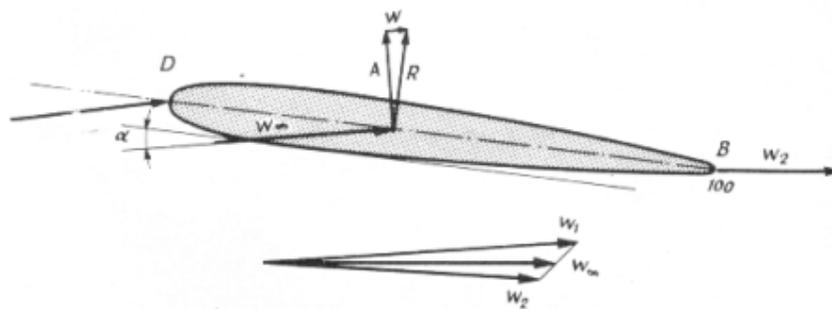


Fig. 41. Diagrama con nomenclaturas típicas de un perfil alar.^[1]

Las velocidades w_1 y w_2 son las velocidades relativas (medias) antes y después del perfil, según la teoría unidimensional y el método de triángulos de velocidad empleado. El vector w_∞ es la mediana del triángulo definido por w_1 y w_2 , y juega el mismo papel que la velocidad en el infinito o velocidad de la corriente imperturbada en el análisis aerodinámico de un perfil alar.

La fuerza R es la resultante de todas las fuerzas que el fluido ejerce sobre el álabe (incluidas las debidas a la viscosidad). En aerodinámica, esta fuerza se descompone en dos direcciones: normal (A) y paralela (W) a w_∞ . La componente normal A es el empuje ascensional ("lift"), y la componente paralela W es la resistencia o arrastre ("drag"). Esta última no existe en el fluido perfecto.

En el estudio de las TM axiales resulta más interesante descomponer R en la dirección periférica y axial, denominada T y S respectivamente.

La cuerda L del perfil se suele definir en aeronáutica como el segmento rectilíneo que une las intersecciones de la línea media con los bordes de ataque y de estela, o sea la cuerda geométrica del arco de curva que constituye la línea media.

El ángulo de ataque α es el formado entre la línea de referencia y el vector w_∞ , considerándose positivo cuando w_∞ incide sobre el intradós del perfil.

La línea de empuje ascensional cero es la paralela al vector w_∞ , que pasa por el borde de salida, cuando el ángulo de ataque es tal que el empuje ascensional es nulo (usualmente $<0^\circ$).

La luz del perfil L es, para el caso de las máquinas axiales, la longitud radial del álabe. Se llama relación de forma lambda al cociente de la luz por la cuerda del perfil, es decir

El comportamiento de las paletas de las TM axiales, aun siendo semejante en todo al de los perfiles de ala de avión, no es idéntico debido a las dos siguientes causas:

- El rodete de los Tm axiales se mueve no como un perfil de ala en un medio infinito, sino en el interior de un cuerpo o carcasa, donde el intersticio es muy reducido. No pudiendo tener lugar en las puntas de los álabes las corrientes secundarias que se generan en un ala de avión finita que dan origen a la resistencia de arrastre inducido, el álabe de una TM se comporta como un perfil de luz infinita.
- En una TM axial el perfil no trabaja aisladamente, o sea, como perfil aislado, sino que trabaja en un enrejado, de manera que el flujo sobre un perfil queda afectado por la proximidad de los otros perfiles.

De lo anterior, se deduce que los datos tomados de catálogos aerodinámicos necesitan dos correcciones para ser utilizado en el diseño de las TM: corrección por luz infinita y corrección por enrejado.

Este método de diseño se denomina método indirecto y utiliza los coeficientes de empuje ascensional y arrastre de un perfil alar, aplicando las correcciones indicadas.

Según la teoría de modelos, para que exista semejanza dinámica entre el modelo y el prototipo sobre el cual se extraen datos, se ha de realizar manteniendo el número de Reynolds igual en el modelo y en el prototipo.

En el caso de un perfil aislado, el número de Reynolds se define según.

$$Re = \frac{\rho w_{\infty} L}{\mu} = \frac{w_{\infty} L}{\nu} \quad (112)$$

Siendo,

- ρ [kg/m³], densidad del fluido
- w_{∞} [m/s], velocidad incidente en el perfil
- L [m], longitud de la cuerda
- μ [Pa .s], viscosidad dinámica del fluido
- ν [m²/s], viscosidad cinemática del fluido

En un perfil de una geometría dada se definen, además, los siguientes coeficientes adimensionales que relacionan las fuerzas que experimenta el perfil alar con la presión dinámica que se ejerce sobre el área proyectada.

Coficiente de empuje ascensional C_l

$$C_l = \frac{A}{\rho \frac{w_{\infty}^2}{2}} * \frac{1}{L * l_b} \quad (113)$$

Coficiente de arrastre C_d

$$C_d = \frac{W}{\rho \frac{w_{\infty}^2}{2}} * \frac{1}{L * l_b} \quad (114)$$

Donde,

- A [N], fuerza de empuje ascensional, perpendicular a w_{∞}
- W [N], fuerza de arrastre, paralela a w_{∞}
- $\rho \frac{w_{\infty}^2}{2}$ [Pa], presión dinámica correspondiente a w_{∞}
- $L * l_b$ [m²], área proyectada del perfil

Si se realiza la semejanza dinámica (es decir, los números de Reynolds son iguales), los coeficientes C_a y C_w también lo serán en el modelo y el prototipo.

Entonces, para la teoría adimensional, los valores de C_a y C_w definen el comportamiento de un perfil alar, el cual depende típicamente de la propia geometría del perfil, de las condiciones del fluido (Re) y del ángulo de ataque α con que el flujo incide sobre el perfil.

7.2.9.4 Perfil seleccionado

La definición del perfil de álabe a utilizar se realiza seleccionando uno de entre las geometrías conocidas y utilizadas en turbomáquinas.

Los triángulos de velocidad definidos para el escalonamiento indican que el álabe del rotor debe tener un ángulo de desviación de flujo de 55°, en tanto que el de la tobera debe ser de 60°.

Un álabe que presenta similares características a las necesarias, y que es utilizado en escalonamientos de turbinas, es el RAF 19, desarrollado por la fuerza aérea británica para sus motores. El mismo presenta un ángulo de desviación de 66.6° , próximo al necesario para el presente diseño del escalonamiento.

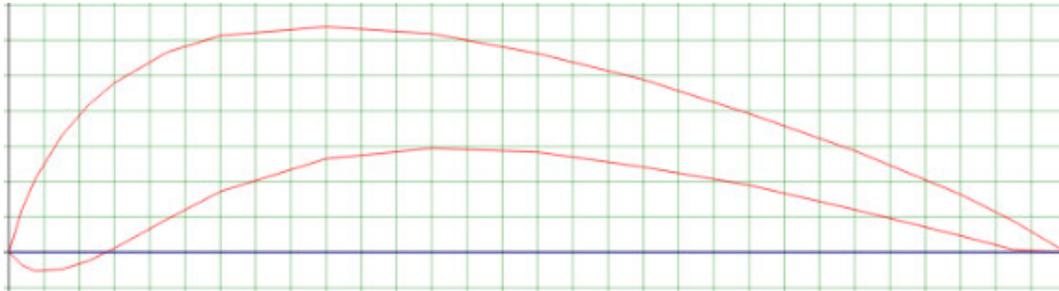


Fig. 42. Perfil adimensional del airfoil RAF 19. [12]

Se decide entonces realizar el escalonamiento con este perfil alar, inclinando su cuerda en 40° para acondicionar la superficie a los ángulos β_1 y β_2 , de entrada y salida del flujo de gas en los álabes móviles, de modo que el flujo sea tangencial a la superficie.

Por facilidad constructiva, se adopta además una longitud de cuerda de álabe $L = 15$ mm. con un espesor al 150%. Medidas menores de estos valores dificultarían la construcción de los perfiles, teniendo en cuenta que los diámetros mínimos de las fresas de mecanizado rondan los 4 mm.

Con la medida y la inclinación de la cuerda establecidas, el ancho del rodete es de aproximadamente 12 mm, una medida que es posible de mecanizar con facilidad. Un esquema de la posición relativa del álabe se aprecia en la Fig. 43.

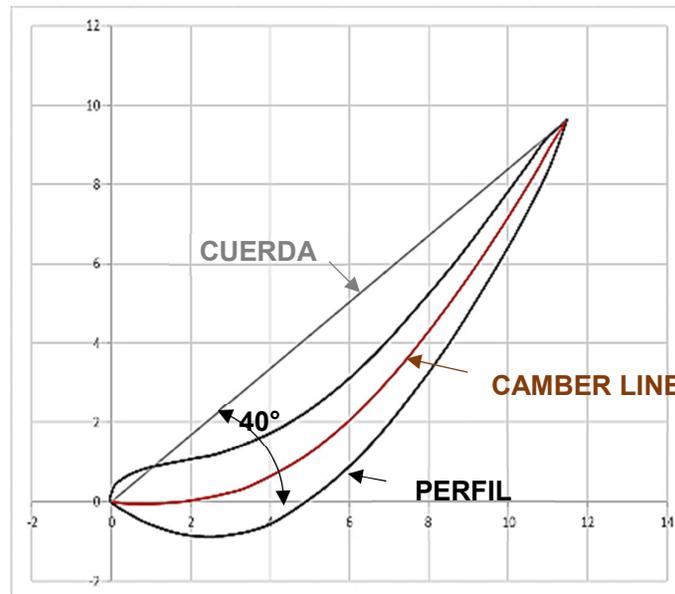


Fig. 43. Airfoil RAF 19 utilizado, con la inclinación indicada para los ángulos del triángulo de velocidad establecido. Se indican líneas de referencia del perfil. Ejes en milímetros.

A partir de los triángulos de velocidad contruidos, se determina el vector w_∞ y su ángulo β_∞ relativo al eje de la máquina, recordando w_∞ es la mediana del triángulo que forman w_1 y w_2 . Por tanto:

$$w_{\infty a} = \frac{w_{1a} + w_{2a}}{2} = \frac{192,946 \frac{m}{s} + 247,464 \text{ m/s}}{2} = 220,20 \text{ m/s}$$

$$w_{\infty u} = \frac{w_{1u} + w_{2u}}{2} = \frac{0 \frac{m}{s} + 353,42 \text{ m/s}}{2} = 176,71 \text{ m/s} \quad (115)$$

$$w_\infty = \sqrt{w_{\infty a}^2 + w_{\infty u}^2} = \sqrt{(220,20 \text{ m/s})^2 + (176,71 \text{ m/s})^2} = 282,34 \text{ m/s}$$

$$\beta_\infty = \tan^{-1} \frac{w_{\infty u}}{w_{\infty a}} = \tan^{-1} \frac{176,71 \text{ m/s}}{220,20 \text{ m/s}} = 38.74^\circ$$

Un esquema general del enrejado de álabes del rotor, con los diagramas vectoriales de los triángulos de velocidades, se establece en la Fig. 44. En ella se observa que cada álabes del rotor funcionaría, según la analogía planteada, como un perfil alar que recibe una corriente de aire en el infinito $w_\infty = 282 \text{ m/s}$ y con un ángulo de ataque $\alpha_{ataque} = +1.26^\circ$, por lo que, por ser éste último positivo, la corriente incide en el intradós según la referencia de la Fig. 41.

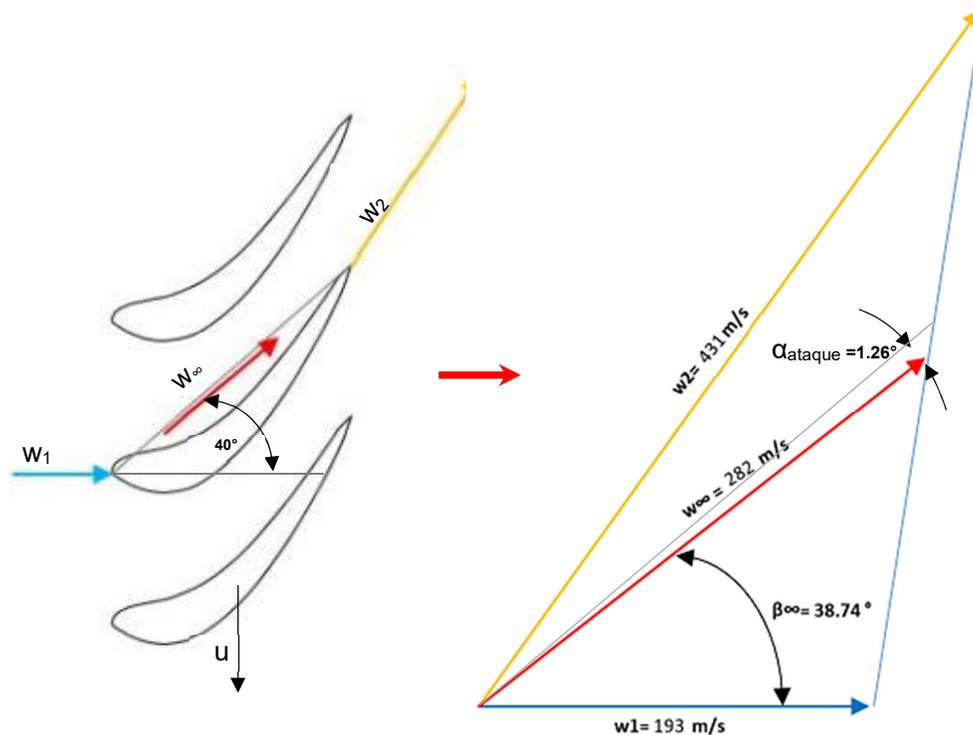


Fig. 44. Diagrama de triángulo de velocidad del rotor, con el vector w_∞ y la posición relativa del perfil alar con la inclinación dada.

La página airfoertools.com presenta un gran abanico de curvas para los coeficientes adimensionales característicos que definen cada perfil alar, en función del número de

Reynolds y para cada ángulo de ataque. Por lo tanto, para obtener dichos datos, se calcula el número de Reynolds correspondiente, según (112).

$$Re = \frac{w_{\infty} L}{\nu} = \frac{282,34 \frac{m}{s} * 0.015 m}{0.0000475 \frac{m^2}{s}} = 89160 \quad (116)$$

Con dicho valor, se extrajeron las curvas características del RAF 19, para un $Re=100.000$ y $N_{crit}=9$, valor standard. Las mismas se observan en la Fig. 45, donde se señalan los valores de los coeficientes de sustentación y arrastre obtenidos para el ángulo $\alpha_{ataque} = +1.26^{\circ}$ adoptado en el punto de funcionamiento nominal de la máquina.

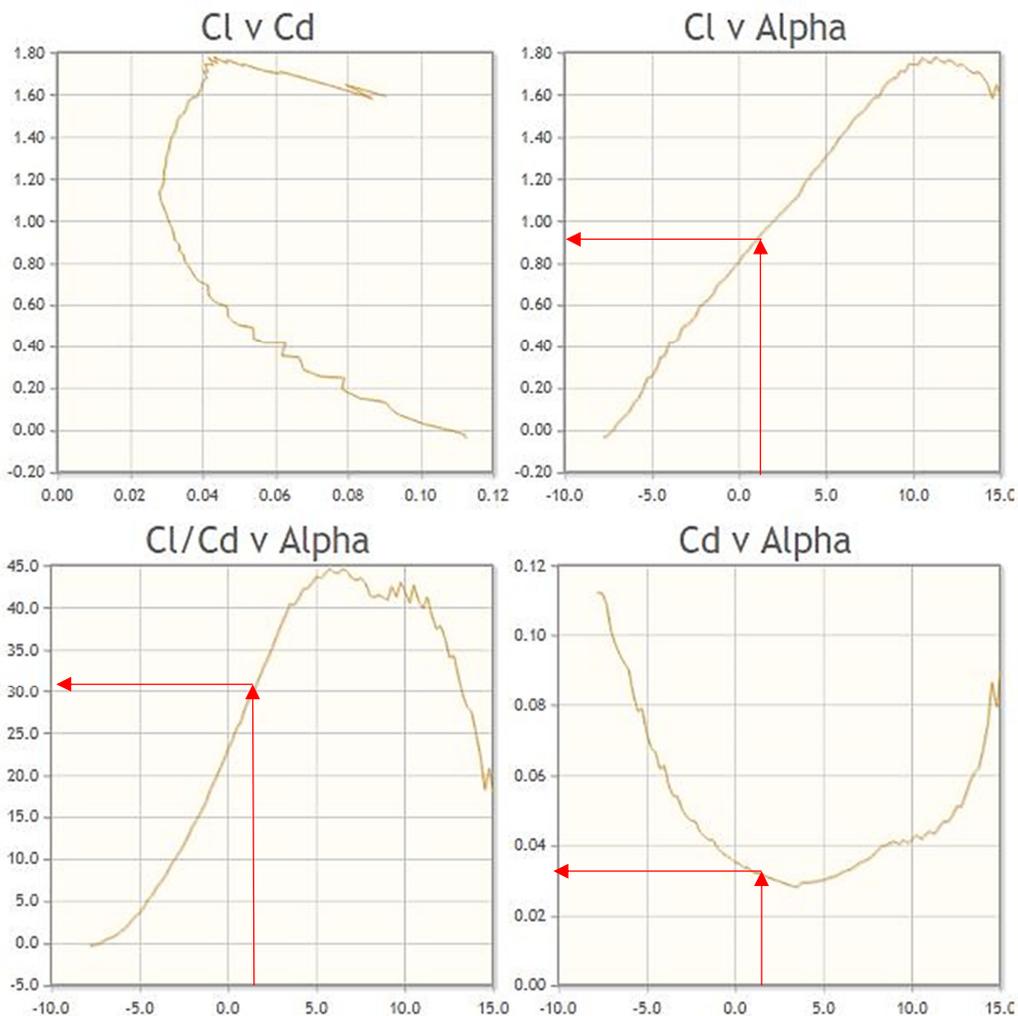


Fig. 45. Curvas características del perfil RAF 19, $Re= 100.000$ y $N_{crit}=9$. Se señalan los valores de los coeficientes para el ángulo de ataque adoptado en el punto nominal. [12]

7.2.9.5 Cantidad de álabes

En el análisis de empuje ascensional de un enrejado de álabes, Joukowski^[1] deduce la ecuación fundamental del diseño aerodinámico de las paletas de las TM axiales. En la deducción, se llega a la ecuación (117), que vinculan los parámetros aerodinámicos y geométricos del perfil con el trabajo desarrollado por el rotor, basado en la teoría unidimensional como la utilizada hasta aquí.

$$t = \frac{C_l u L w_\infty}{Y_u} \quad (117)$$

Esta ecuación es válida para flujo irrotacional, potencial e incompresible (válido por aproximación en el presente diseño) y flujo según teoría unidimensional.

A partir de ella es posible estimar el paso t , y con él la cantidad de álabes necesarios para el escalonamiento para el rotor, a partir del diámetro medio. En la ecuación, el valor de C_l obtenido de los gráficos es el correspondiente a longitud infinita, por lo que no hay que corregirlo. Si se debe corregir por enrejado, cuyo factor de corrección se toma como $k=2$, valor apropiado según experiencia. (Mataix, 3° Edición, 2000).

$$t_{r1} = \frac{2 * 0.93 * 334.2 \frac{m}{s} * 0.015m * 282,34 \frac{m}{s}}{2 * 118.11 * 10^3 \frac{m^2}{s}} = 0.011 m \quad (118)$$

$$z_{r1} = \frac{\pi d_m}{t_{r1}} = \frac{\pi 0.064 m}{0.011 m} \approx 18 \text{ álabes} \quad (119)$$

El número de álabes también puede ser verificado mediante gráficos y tablas en relación a la longitud de la cuerda, como el graficado en la Fig. 46. Para los ángulos seleccionados en el triángulo de velocidades, la relación óptima entre paso y cuerda del enrejado está alrededor de $t/L=0.87$, lo cual implicaría un paso y una cantidad de álabes de

$$t_{r2} = 0.87 * L = 0.87 * 0.015 m = 0.013 m \quad (120)$$

$$z_{r2} = \frac{\pi d_m}{t_{r2}} = \frac{\pi 0.064 m}{0.013 m} \approx 17 \text{ álabes} \quad (121)$$

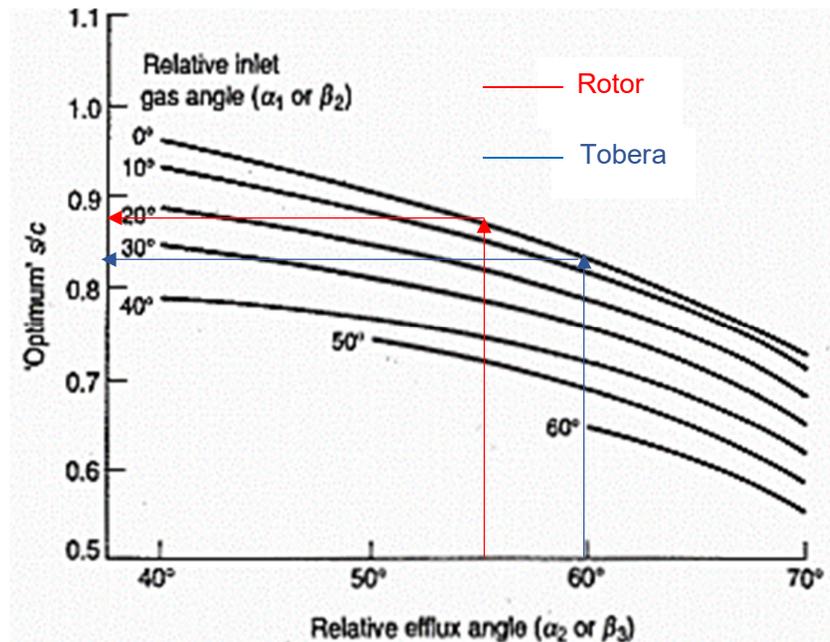


Fig. 46. Gráfico de relación de paso y cuerda óptimo. El mismo toma los ángulos los complementarios a los utilizados en el presente trabajo. [5]

Se observa que ambos métodos coinciden en forma aproximada en la cantidad de álabes para el rotor, estando entre 16 y 18 álabes. Es usual evitar que el rotor y el cuerpo de toberas tengan números de álabes que sean múltiplos entre sí, para reducir la probabilidad de introducir esfuerzos por resonancia. Por lo tanto, se selecciona para el rotor un número de 17 álabes, que da un paso final de:

$$t_{rotor} = \frac{\pi d_m}{z_{rotor}} = \frac{\pi 0.064 m}{17} \approx 0.0118 m \quad (122)$$

Suficiente para introducir una fresa de mecanizado para la construcción del rodete.

Por su parte, del triángulo de velocidad se obtiene que el cuerpo de toberas debe tener un ángulo de desviación de 60°, con un ángulo de entrada nulo según el gráfico. De allí se obtiene que para el enrejado de toberas una relación $t/L=0.83$, por lo tanto

$$t_{tobera} = 0.82 * L = 0.82 * 0.015 m = 0.0123 m \quad (123)$$

$$z_{tobera} = \frac{\pi d_m}{t_{tobera}} = \frac{\pi 0.064 m}{0.0123 m} \approx 16 \text{ álabes} \quad (124)$$

Número de álabes que satisface las condiciones de fabricación y no es múltiplo del seleccionado para el rotor, quedando así determinada la geometría del escalonamiento.

7.2.9.6 Huelgo del rotor

Por supuesto, debe haber una pequeña distancia entre el rotor de la turbina y su carcasa para proveer un huelgo que permita el movimiento relativo. Naturalmente, es necesario mantener esta "ruta de escape" tan pequeña como sea posible, de otra manera el gas fluiría por fuera de los álabes en lugar de atravesarlos.

Este huelgo está determinado en primera instancia por la carga térmica del motor. Cuando el motor enciende desde el frío, los álabes de la turbina adquieren casi instantáneamente la temperatura del gas, pero toma tiempo que la carcasa exterior alcance la temperatura de trabajo. El huelgo entre las piezas debe ser entonces suficiente para evitar que los álabes de la turbina rocen la carcasa al expandirse térmicamente más rápido. El caso inverso también debe ser considerado: cuando el motor se apaga la carcasa se enfría más rápidamente y puede tocar la punta de los álabes del rotor que aún se mantienen calientes.

En motores industriales el huelgo entre carcasa y rotor es de alrededor de 2 o 3 milésimas partes del diámetro del rotor. En términos prácticos, estos valores no son posibles para motores a escala. Una extrema precisión en la construcción podría hacerlo posible, pero de cualquier modo una distribución desigual de la temperatura del gas a la salida puede causar distorsión en el rotor y el resto de la estructura, produciendo un inevitable roce entre las partes.

En los motores caseros a escala se suelen aceptar valores de alrededor de 5 milésimas partes del diámetro del rotor, y aprender a convivir con las consecuentes pérdidas.

La distancia entre el extremo de los álabes del rotor y la carcasa suele estar en el rango de los 0,3-0,5 mm, dependiendo del diámetro del rotor. Sin embargo, cualquier estrechamiento del huelgo producirá una mejora en el rendimiento de la etapa de turbina.

En la **Fig. 47** se observa un gráfico extraído de bibliografía que da cuenta del porcentaje de pérdidas para un álabe de una altura básica de 10 mm, con el cual es posible estimar las pérdidas por huelgo.

Un huelgo de 0,35 mm, para el álabe de 13,5 mm de altura calculado, equivale porcentualmente a un huelgo de 0,26 mm aprox. para el álabe de 10 mm del gráfico, según el cual se sufriría una pérdida cercana al 2,5%. Esto se compensa con el pequeño exceso de potencia que tenía la turbina respecto a la necesaria para accionar el compresor (ecuación (31) vs ecuación (95)).

El huelgo de 0.35 mm se encuentra dentro de los valores probados para los motores a escala, representando 4,5 milésimas partes del diámetro del rotor (77,5 mm). De esta manera, el diámetro del rotor será menor al de la carcasa en 0,7 mm.

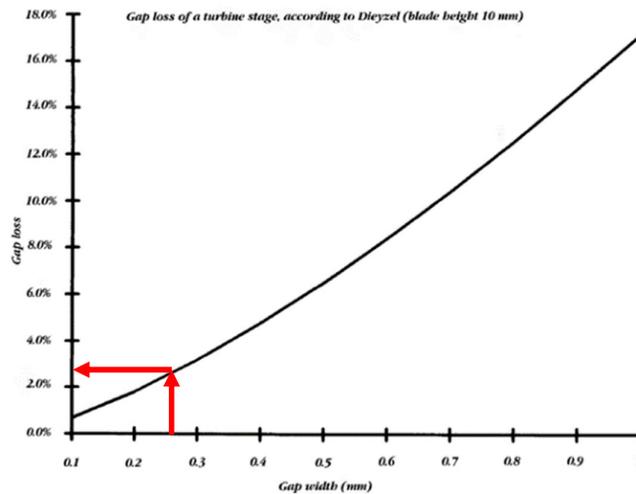


Fig. 47. Estimación de pérdidas por huelgo en el rotor. [2]

7.3 Tobera de Escape

En la tobera de escape, ubicada a continuación del escalonamiento, se realiza la última expansión del gas hasta la presión de descarga, que en el presente caso es la atmosférica. En dicha expansión, el gas adquiere aún más velocidad, incrementando el empuje del motor.

La descarga desde el rotor se realiza en un área frontal anular ocupada por los álabes, y debe ser conducida hacia el exterior por la tobera cuya geometría debe ser diseñada de manera de minimizar las pérdidas.

De la Tabla 20, se obtiene que la temperatura y presión del gas a la salida del rotor es de $T_2 = 725 \text{ K} = 452 \text{ °C}$ y $p_2 = 1.09 \text{ bar}$, el cual debe ser expandido hasta una presión $p_{\text{ATM}} = p_3 = 1 \text{ bar}$.

Si el gas se expandiera en forma adiabática-isoentrópica entre dichas presiones, alcanzaría la siguiente temperatura de descarga T_3^{ai} .

$$T_3^{ai} = T_2 * \left(\frac{p_2}{p_3}\right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = 725 \text{ K} * \left(\frac{1.09 \text{ bar}}{1 \text{ bar}}\right)^{\frac{1-1.37}{1.37}} = 708.55 \text{ K} \quad (125)$$

Lo que implica un salto adiabático isoentrópico y teórico en la tobera de

$$\Delta h_{tobera}^{a.i.} = c_p (T_2 - T_3^{ai}) = 1.063 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} * (725 \text{ K} - 708.55 \text{ K}) = 17.85 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (126)$$

Debido a las pérdidas por fricción que tienen el lugar en la tobera, no todo el salto energético disponible se transforma en energía cinética, sino que parte de él se transforma en el fluido como un ligero incremento de temperatura. Este efecto se tiene por la turbulencia generada detrás del rodete, donde el flujo permanece con un pequeño swirl rotacional.

Suponiendo un rendimiento energético de la tobera como $\eta_{tobera} = 0.7$, se calcula la temperatura que alcanzaría el gas en el escape:

$$T_3 = T_2 - \frac{\eta_{tobera} * \Delta h_s}{c_p} = 725 \text{ K} - \frac{0.7 * 17.85 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{1.063 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}} = 711.32 \text{ K} = 438.32 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (127)$$

Para dicha temperatura, el gas alcanza una velocidad y un volumen específico que se calculan a continuación:

$$c_3 = c_2 + \sqrt{2 * \eta_{tobera} * \Delta h_{tobera}^{a.i.}} = 248 \frac{\text{m}}{\text{s}} + \sqrt{2 * 0.7 * 17.85 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} * 10^3} = 405 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (128)$$

$$v_3 = \frac{R * T_3}{p_3} = \frac{0.29 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} * 711.32 \text{ K}}{1 \text{ bar}} = 2.062 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (129)$$

Con estos valores se calcula finalmente el área de salida de la tobera, y con ella el diámetro de la boca de escape, suponiendo ésta de forma circular.

$$A_3 = \frac{\dot{m} * v_3}{c_3} = \frac{0.346 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 2.062 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}}{405 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 0.00176 \text{ m}^2 \quad (130)$$

$$D_3 = \sqrt{\frac{4 * A_3}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 * 0.00176 \text{ m}^2}{\pi}} = 0.047 \text{ m} \quad (131)$$

Para lograr una salida única circular, es necesario adoptar una tobera conformada por dos conos concéntricos, cuyas bases están ubicadas sobre el diámetro de punta y de base de los álabes del rodete.

Se graficó y analizó dimensionalmente este tipo de disposición de tobera, para estimar las longitudes tanto del cono interno como el externo. Para que la divergencia entre los conos no dé lugar a una región con incremento de área que origine un efecto de difusión, ambos deben tener aproximadamente la misma longitud, o bien el cono interno ser de mayor longitud que el exterior.

Por su parte, según bibliografía (Mataix, 3° Edición, 2000), se recomienda que los ángulos de expansión en la tobera no sean superiores a 10-15°. Con una longitud de tobera $L_t=75 \text{ mm}$ se logra un ángulo de expansión de 15°, lo cual resulta favorable para el diseño.

Intentar obtener ángulos de expansión más pequeños, implicaría longitudes de tobera mucho mayores, incrementando grandemente las pérdidas por roce. (Fig. 48).

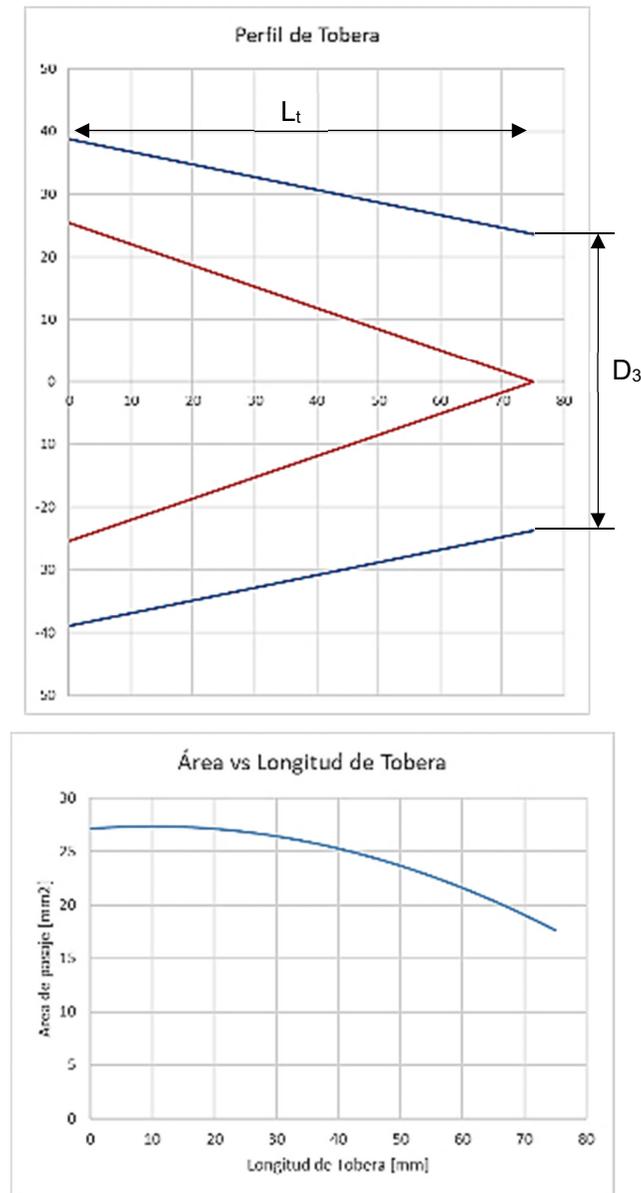


Fig. 48. Diseño de Tobera. Arriba: gráfico del perfil de los conos concéntricos. Debajo: área de pasaje a lo largo de la tobera.

7.4 Esquemas de Unidad de Turbina

Un esquema del cuerpo de toberas (NGV), del rotor y de la tobera de escape pueden observarse en las Fig. 49 a Fig. 51, respectivamente. El rotor se plantea realizar en una sola pieza con álabes mecanizados en fresadora CNC, en tanto que el cuerpo de toberas se proyecta fabricar por soldadura de secciones de tubos. Por su parte, el cono de escape se realiza a partir de chapas roladas y soldadas.

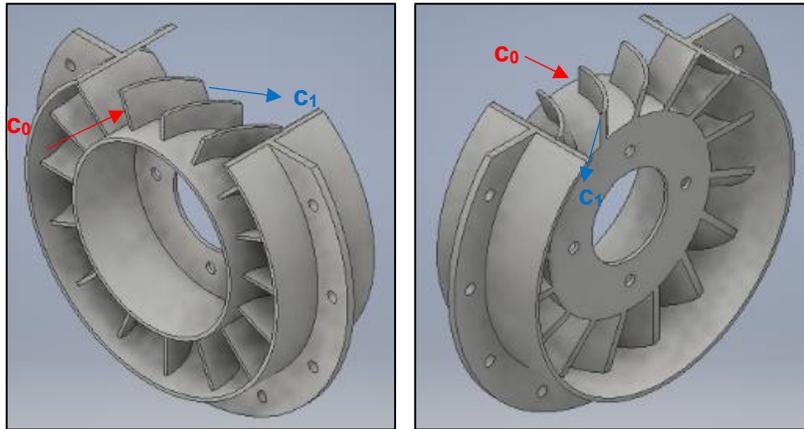


Fig. 49. Cuerpo de toberas, álabes fijos o NGV, vistas en isometría con corte para observar los álabes. Flujo de izquierda a derecha. Se señalan velocidades absolutas del fluido.

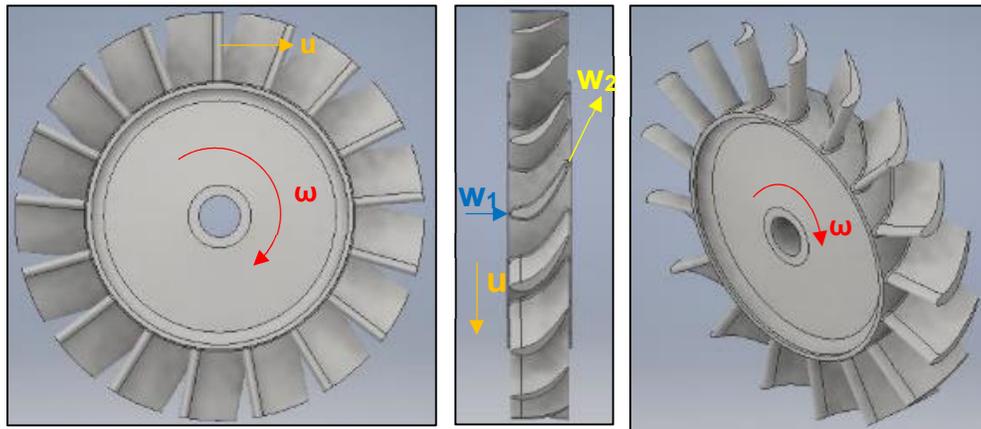


Fig. 50. Rotor de turbina. Se indica sentido y velocidad de rotación y velocidades relativas del fluido.

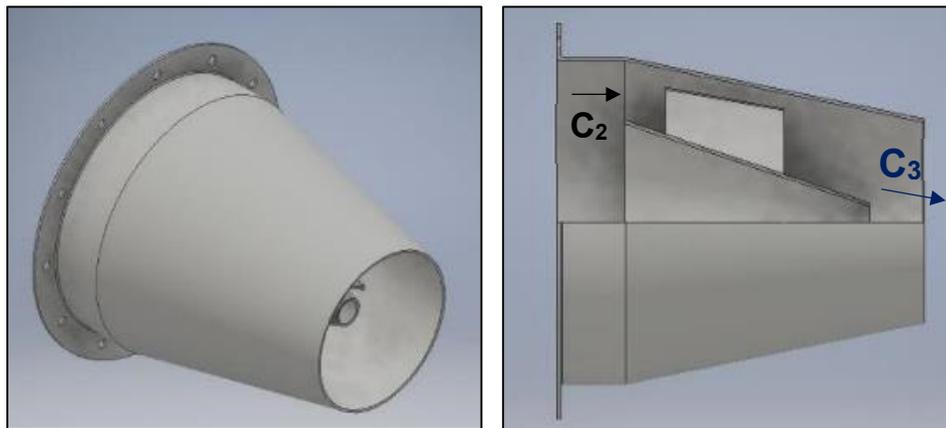


Fig. 51. Esquema de tobera. Izquierda: vista isométrica. Derecha: corte longitudinal. Se observan los conos concéntricos, vinculados con soportes radiales

Capítulo 8 Selección de Materiales

8.1 Criterios de selección

La selección del material correcto para cada una de las piezas es una solución de compromiso entre la disponibilidad del material, las propiedades mecánicas requeridas y su facilidad de fabricación por mecanizado y soldadura.

A continuación, se realiza un resumen pieza por pieza de los materiales elegidos para su construcción, los cuales se encuentran a disposición del Laboratorio de Máquinas Térmicas para la futura construcción de la turbina.

A excepción de los elementos de índole comercial, todo el resto de los materiales fueron conseguidos sin costo alguno a partir de aportes de personas y empresas allegadas al proyecto.

8.2 Materiales seleccionados

8.2.1 Compresor

Para la construcción del rodete del compresor se selecciona como material el Aluminio grado 2005 T3, conocido comercialmente como aluminio "Camplo", un tipo de los denominados Duraluminios. Las aleaciones de aluminio de la serie 2xxx tienen como principal elemento de aleación al cobre, con una adición secundaria de magnesio. Para obtener propiedades mecánicas óptimas, estas aleaciones son sometidas a tratamientos térmicos de envejecimiento por precipitación de fases secundarias, donde se incrementa la tensión de fluencia y se reduce la ductilidad, sin grandes efectos sobre el límite de rotura. La tapa se realiza por estampado y soldadura TIG al rodete.

Tratamiento Térmico	T3
Tensión de Fluencia	275 MPa
Tensión de Rotura	430 MPa

Elemento	Mín.	Máx.
Silicio	0,10	0,80
Hierro	0,10	0,80
Cobre	3,50	5,00
Manganeso	0,10	0,80
Magnesio	0,20	1,00
Cromo		0,10
Zinc		0,30
Titanio		0,20
Bismuto		0,20
Plomo	1,00	2,00
OTROS		0,15
Aluminio	Balance	

Fig. 52. Propiedades mecánicas y composición química del aluminio 2005 T3 seleccionado.

Para el difusor del compresor y su correspondiente tapa, por no estar sometidos a grandes esfuerzos mecánicos ni a una temperatura muy elevada, se selecciona una aleación de aluminio del tipo 6082, una aleación de aluminio con Si = 1.82 % w/w. Todas las piezas del compresor se construyen mediante mecanizado por arranque de viruta,

realizando las operaciones de cilindrado en torno, y el tallado de los álabes en fresadora CNC. Los materiales mencionados ya se encuentran disponibles.

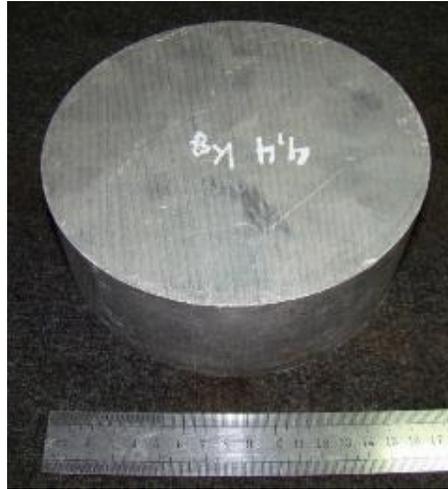


Fig. 53. Tocho de aluminio 6082 para mecanizado de compresor.

8.2.2 Cámara de combustión

Para la construcción de la cámara de combustión se selecciona acero inoxidable del tipo AISI 304, el cual presenta buenas propiedades mecánicas para la temperatura de operación. El 304 es un tipo de acero inoxidable austenítico con buenas propiedades en altas temperaturas.

La cámara de combustión consiste en tres cilindros concéntricos (uno de carcasa y otros dos de tubo de llama), con el tubo de llama compuesto por una tapa ciega sobre la sección frontal y una tapa anular en la sección posterior que conecta con el NGV. La construcción de la carcasa y del cilindro exterior se simplifica notablemente partiendo de un recipiente de acero inoxidable de uso gastronómico de espesor 1,5 mm, al cual se retira un disco del fondo mediante mecanizado en torno. Para el cilindro interior del tubo de llama, se utiliza un tubo de acero inoxidable de 2" de espesor 1,5 mm. Sobre ambas piezas, los agujeros de circulación de aire se efectúan por taladrado con brocas de acero rápido.

La tapa posterior se mecaniza en torno en chapa de 3 mm, generando los encastrados correspondientes y los agujeros para instalar los tubos evaporadores de inyección de combustible, también de acero inoxidable con diámetro exterior \varnothing 6,35 mm y espesor $t=0,5$ mm, los cuales serán soldados o abocardados a la tapa posterior de la cámara.

La soldadura entre todos los componentes se realizará con soldadora MIG/TIG y electrodo correspondiente. Todos los materiales anteriormente mencionados se encuentran disponibles.

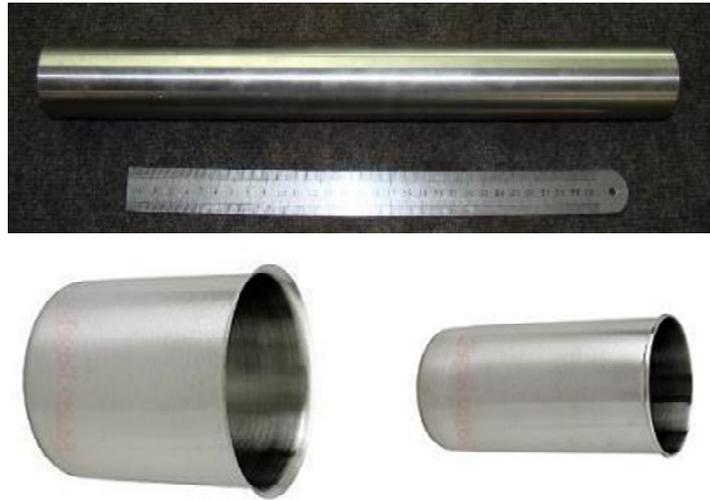


Fig. 54. Materiales a utilizar en la construcción de la cámara de combustión, todas ellas de AISI 304.

8.2.3 Inyectores de combustible

Dado que los sistemas de inyección de combustible no estarán expuestos a alta temperatura por encontrarse en una zona de circulación de aire relativamente frío, los manifolds serán realizados a partir de tuberías de cobre flexible tipo L de medida nominal 3/8" conformados manualmente, mientras que los capilares inyectores serán fabricados utilizando agujas hipodérmicas del tipo 18G x 1 1/2" (rosas).

Ambas piezas serán unidas a través por brazing o soldadura fuerte utilizando como aporte una varilla de plata al 33%, comúnmente conocido en la jerga como soldadura a la plata.



Fig. 55. Tubería de cobre flexible y agujas hipodérmicas para fabricación de los sistemas de inyección de combustible.

8.2.4 Etapa de turbina

Debido a la temperatura que se estima alcanzarán los gases a la salida de la cámara de combustión (600°), el material ideal para el cuerpo de toberas y rodete de turbina debería ser una aleación base níquel. El costo de este tipo de aleaciones es elevado, y tratándose de una turbina de orden experimental, para el cuerpo de toberas se opta por utilizar aceros inoxidables accesibles comercialmente, como el AISI 304 o 316. Las sollicitaciones mecánicas, el costo y la disponibilidad en plaza justifican la elección de

un acero AISI 304, sumado a que la soldadura de este tipo de material tiene menor complejidad.

El cuerpo de toberas se realiza entonces en tres piezas. Una pieza central cilindrada en torno a partir de una placa de espesor $t=1/2''$ sobre la que se tallan los álabes en fresadora CNC utilizando un plato divisor. La misma encastra en un caño de acero inoxidable 3" mecanizado en torno con herramienta de interiores, para dar la medida al túnel donde se alojará el rodete. Un anillo exterior cilindrado en torno, taladrado y roscado, a partir de una placa de espesor $3/8''$, servirá de guía para el armado de las restantes partes. Todas las piezas se unen entre sí por proceso de soldadura, y los materiales para su construcción se encuentran disponibles.



Fig. 56. Muestras de material AISI 304 destinadas a la construcción de la etapa de turbina.

Por su parte, debido a que el rotor de la turbina estará sometido a grandes esfuerzos y temperaturas, se opta por seleccionar un material del tipo Incoloy® 800 HT, del cual se consiguió un recorte de las dimensiones necesarias para mecanizarlo. El mismo se genera a partir del mecanizado en torno y fresadora CNC de una chapa de espesor $t=1/2''$.

Las propiedades mecánicas del Incoloy® 800 HT, combinado con su resistencia a la corrosión en alta temperatura, hace esta aleación muy útil para muchas aplicaciones que involucran exposición a alta temperatura en períodos largos de tiempo y en atmósferas corrosivas. Es ampliamente utilizada en la industria del procesamiento de hidrocarburos para diferentes aplicaciones, desde producción de vapor sobrecalentado hasta tubos de reactores.

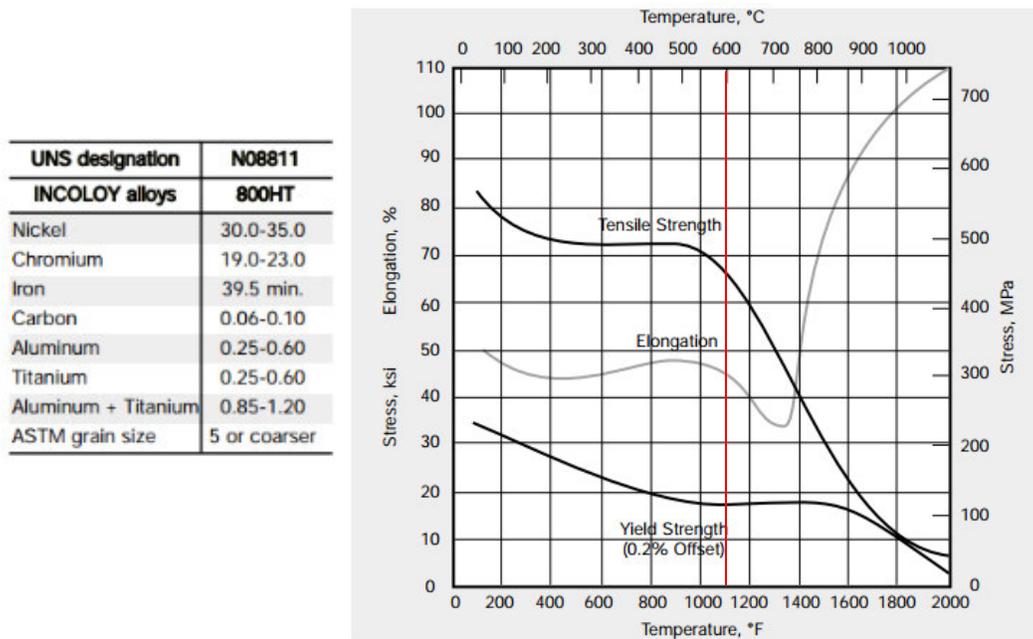


Fig. 57. Composición química y propiedades mecánicas del Incoloy® 800 HT en altas temperaturas. La línea roja señala el punto máximo de operación de la turbina.

8.2.5 Tobera de Escape

Los conos concéntricos y rayos centradores de la tobera de escape se realizarán a través de corte en pantógrafo, rolado y soldadura de chapa de acero inoxidable AISI 304 de espesor $t=0,8$ mm.

8.2.6 Eje y soportes

El eje de la turbina se fabricará de acero AISI 4340, un acero al medio carbono y baja aleación al cromo-níquel-molibdeno, que le confieren altas propiedades mecánicas y elevada resistencia a la fatiga. El material base será una varilla de bombeo utilizada en pozos de extracción de petróleo, el cual será mecanizado en torno.

Por su parte, dado que no debe soportar grandes sollicitaciones, el túnel de eje será fabricado a partir de un macizo de acero al carbono convencional mecanizado en torno.

Capítulo 9 Diseño Mecánico

9.1 Introducción

9.2 Solicitaciones Mecánicas

La resistencia y el correcto diseño de los rotores tanto del compresor como de la turbina fue verificado mediante análisis de elementos finitos (FEA). Para ello se generaron dos modelos elásticos en el software Autodesk Inventor®, considerando como carga únicamente los esfuerzos generados por la aceleración centrípeta debido a la rotación a la velocidad máxima (100.000 rpm).

9.2.1 Rotor Compresor

Durante la simulación del rotor del compresor se optimizó el espesor de la base para minimizar las tensiones en ella, siendo de 4 mm totales, otorgándole buena rigidez al conjunto. Se adoptó un radio de acuerdo en el fondo de los álabes de 1 mm, lo cual es posible mecanizar con fresas esféricas. (Fig. 58 y Fig. 58).

Las máximas tensiones de Von Mises (Fig. 59), de 244.4 MPa, se obtienen sobre el radio de acuerdo del álabe, en la zona de entrada al compresor. Este valor presenta un coeficiente de seguridad de 1.84 para la condición más severa de funcionamiento para el aluminio 7075 T6 seleccionado, por lo que se verifica la resistencia mecánica de la pieza diseñada. (Fig. 63).

Por su parte, el máximo desplazamiento hallado está en el orden de los 70 μm , lo cual resulta poco significativo. (Fig. 62).

A continuación, se resumen los resultados obtenidos de la simulación.

9.2.1.1 Objetivo general y configuración:

Objetivo del diseño	Punto único
Tipo de simulación	Análisis estático

9.2.1.2 Configuración de malla:

Tamaño medio de elemento (fracción del diámetro del modelo)	0.1
Tamaño mínimo de elemento (fracción del tamaño medio)	0.2
Factor de modificación	1.5
Ángulo máximo de giro	60 gr
Crear elementos de malla curva	Sí
Elementos	369.014
Nodos	586.883

9.2.1.3 Material

Nombre	Aluminio 7075 T6	
General	Densidad de masa	2.81 g/cm ³
	Límite de elasticidad	450 MPa
	Resistencia máxima a tracción	530 MPa

Tensión	Módulo de Young	71.7 GPa
	Coefficiente de Poisson	0.33 su
	Módulo cortante	26.9549 GPa
Nombre(s) de pieza	01- Rotor TC.ipt	

9.2.1.4 Cargas de la pieza

Tipo de carga	Cargas de la pieza
Velocidad angular	
Magnitud	600000.000 gr/s
Vector Z	600000.000 gr/s

9.2.1.5 Resultados

Nombre	Mínimo	Máximo
Volumen	31753.5 mm ³	
Masa	0.0892274 kg	
Tensión de Von Mises	0.290641 MPa	244.4 MPa
Desplazamiento	0 mm	0.0716132 mm
Coefficiente de seguridad	1.84125	15 su

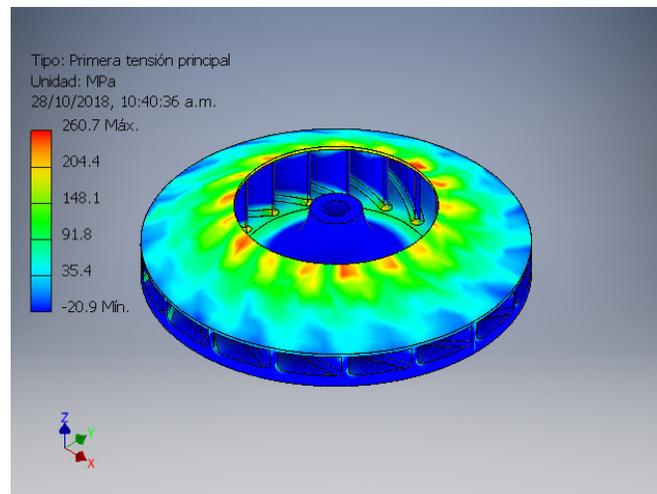


Fig. 58. Análisis FEA del Rotor de compresor. Tensiones de Von Mises. Vista superior.

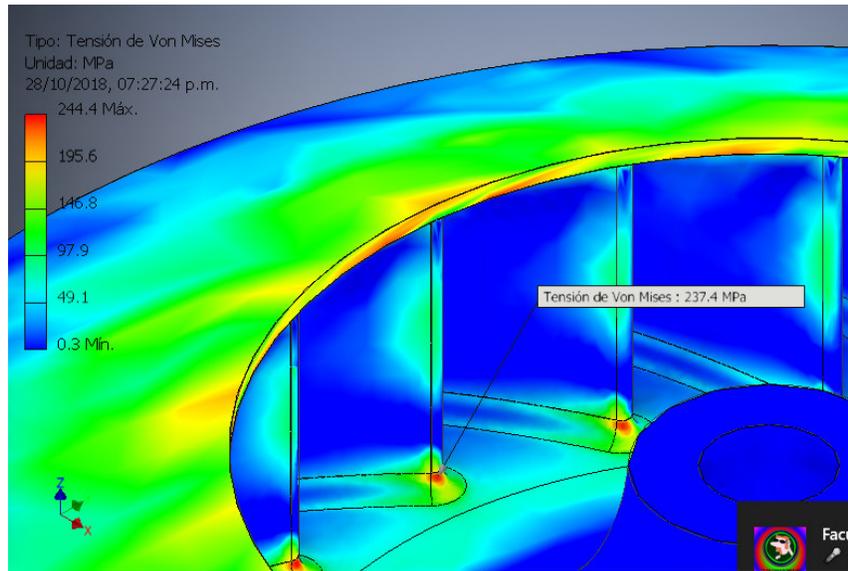


Fig. 59. Tensiones de Von Mises máximas en el radio de acuerdo de los álabes.

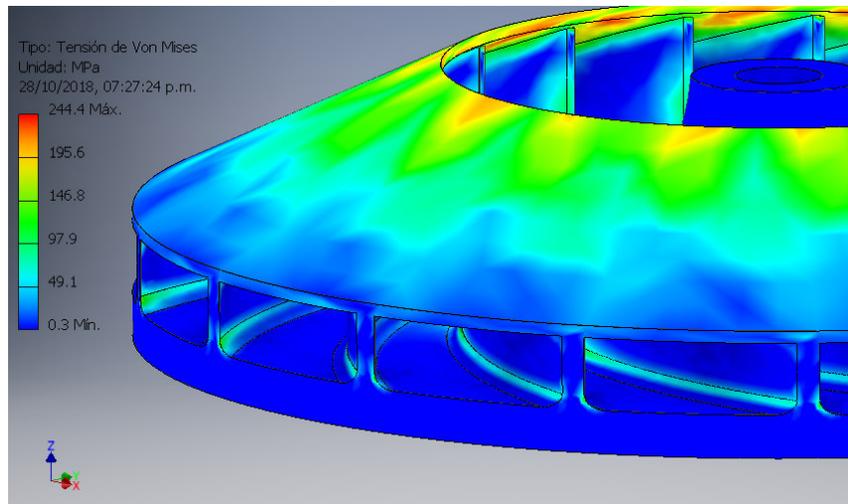


Fig. 60. Diámetro mayor del rodetes. Tensiones de Von Mises

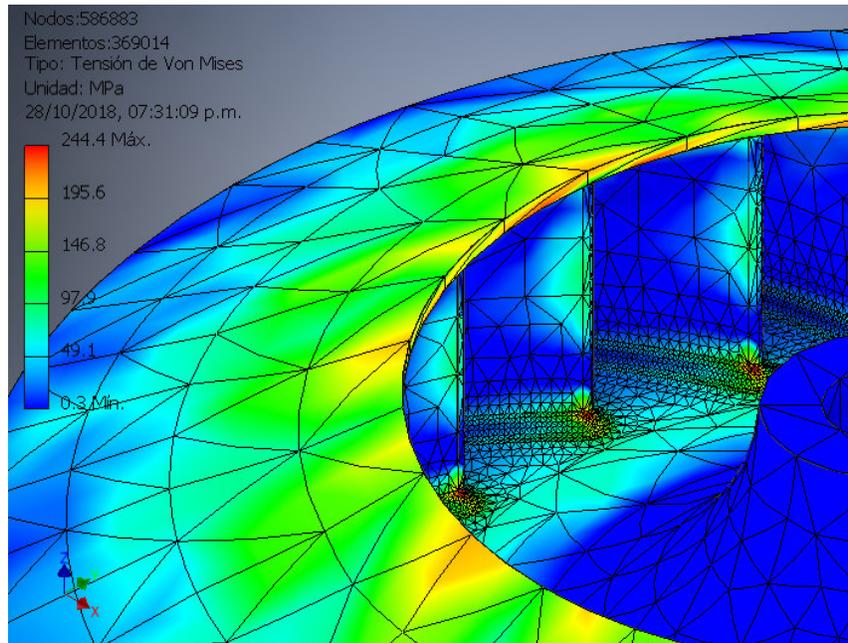


Fig. 61. Vista de Malla del rotor del compresor. Se observa el refinamiento de los elementos en los radios de acuerdo.

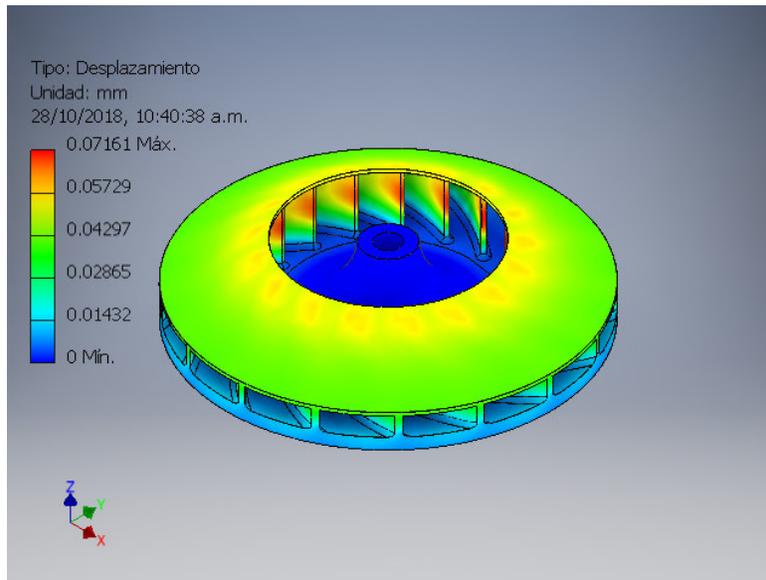


Fig. 62. Desplazamientos de rotor de compresor. No se observan valores significativos.

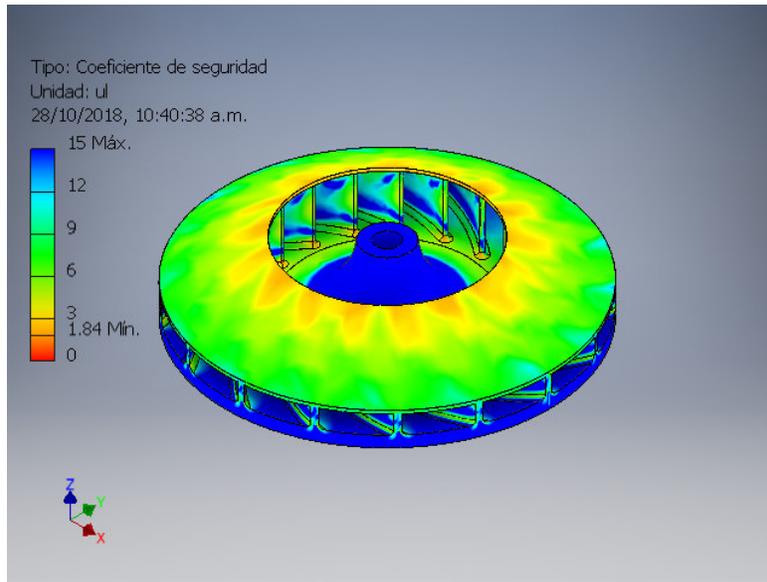


Fig. 63. Coeficiente de seguridad. El mínimo es de 1.17 para la condición más severa de funcionamiento, por lo que se verifica el diseño de la pieza.

9.2.2 Rotor Turbina

Se resumen a continuación los resultados del análisis elástico efectuado sobre el rotor de la turbina. Se trabajó por tanteo modificando el perfil lateral del disco y el radio de acuerdo de los álabes, con el objeto de minimizar el peso del rotor y mejorar el diseño.

Las máximas tensiones de Von Mises obtenidas fueron de 215 MPa, ubicadas sobre el radio de acuerdo de 1 mm del lado del intradós de los álabes y en proximidades del borde de ataque. Esto arroja un coeficiente de seguridad de 1.62 para la aleación Incoloy 800 HT seleccionada a la temperatura de funcionamiento ($T \approx 550^\circ\text{C}$), suficiente considerando que el análisis se trata del caso extremo en la máxima velocidad de giro.

Por su parte, los desplazamientos en sentido radial debido a las cargas no son significativos como para afectar el huelgo entre rotor y estator de turbina.

De lo anterior, se verifica que el diseño realizado está apto para la velocidad de giro máximo solicitada.

9.2.2.1 Objetivo general y configuración:

Objetivo del diseño	Punto único
Tipo de simulación	Análisis estático

9.2.2.2 Configuración de malla:

Tamaño medio de elemento (fracción del diámetro del modelo)	0.1
Tamaño mínimo de elemento (fracción del tamaño medio)	0.2
Factor de modificación	1.5
Ángulo máximo de giro	60 gr
Crear elementos de malla curva	Sí

Elementos	225.767
Nodos	357.084

9.2.2.3 Material

Nombre	Aleación 800 HT	
General	Densidad de masa	8 g/cm ³
	Límite de elasticidad	350 MPa
	Resistencia máxima a tracción	780 MPa
Tensión	Módulo de Young	160 GPa
	Coefficiente de Poisson	0.37 su
	Módulo cortante	58.40 GPa
Nombre(s) de pieza	Rotor Turbina.ipt	

9.2.2.4 Cargas de la pieza

Tipo de carga	Cargas de la pieza
Velocidad angular	
Magnitud	600000.000 gr/s

9.2.2.5 Resultados

Nombre	Mínimo	Máximo
Volumen	24362.5 mm ³	
Masa	0.1949 kg	
Tensión de Von Mises	0.187517 MPa	215.705 MPa
Desplazamiento	0 mm	0.02482 mm
Coefficiente de seguridad	1.62259 su	15 su

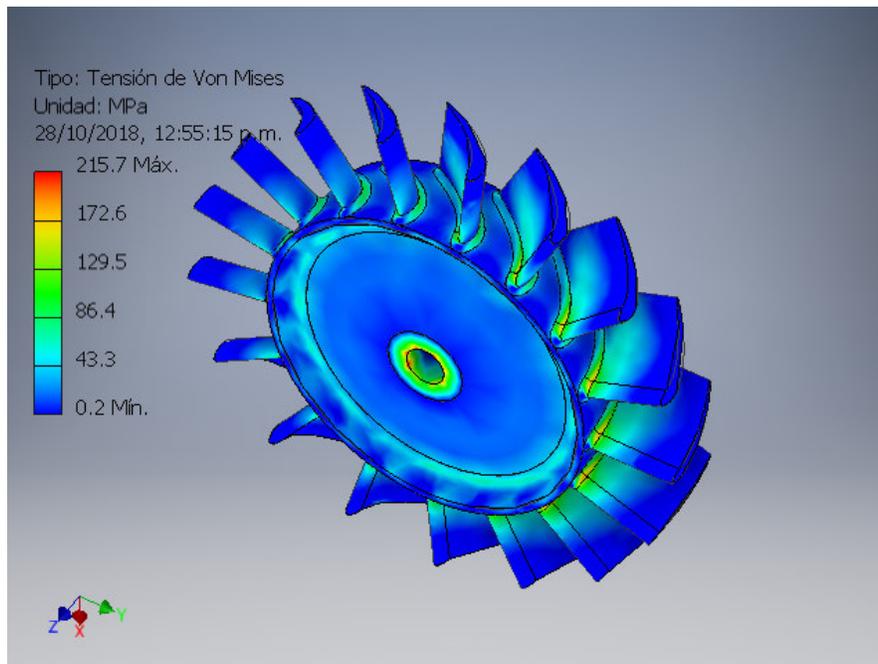


Fig. 64. Análisis FEA de rotor de Turbina. Tensión de Von Mises, vista general.

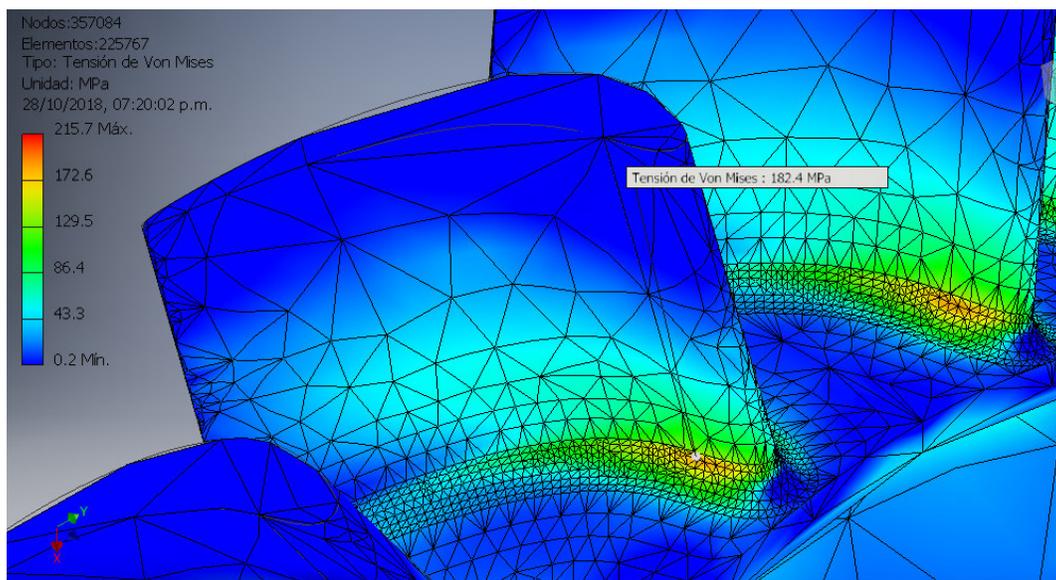


Fig. 65. Vista de malla de álabe, lado intradós. Se observa malla refinada en el radio de acuerdo. Tensión de Von Mises.

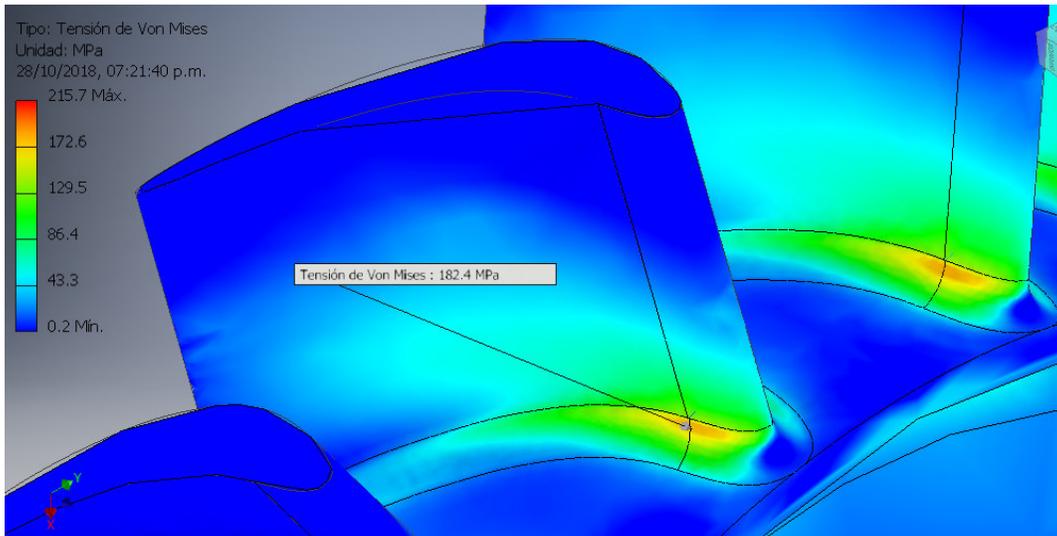


Fig. 66. Tensión de Von Mises máxima, sobre el radio de acuerdo del lado intradós de los álabes.

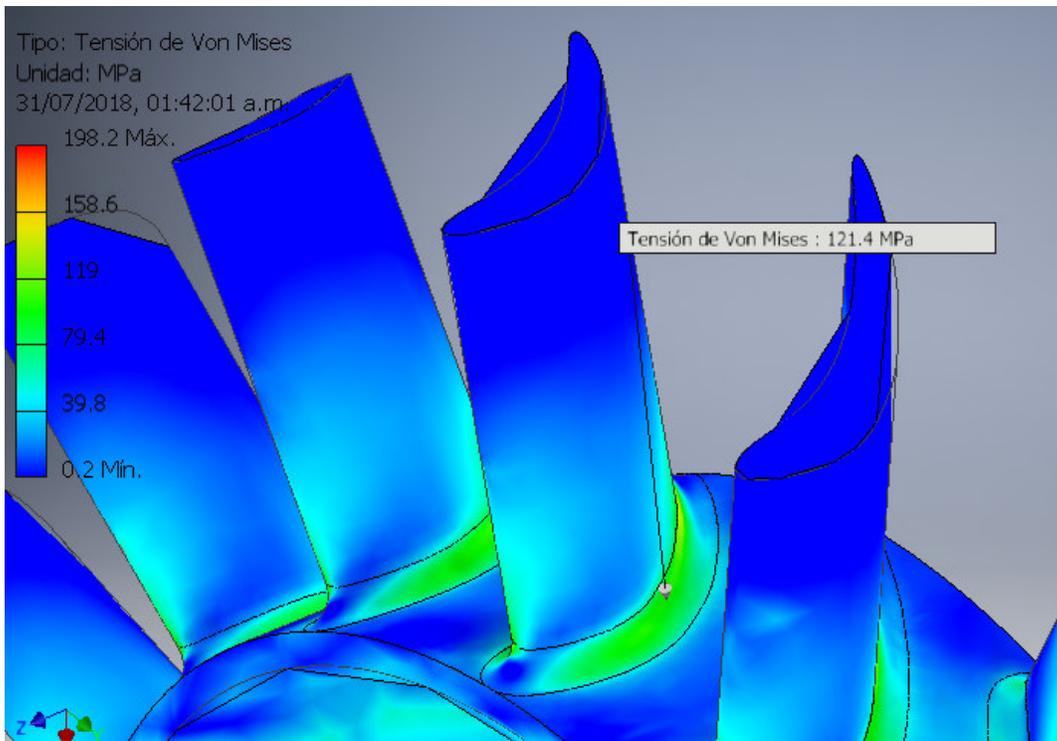


Fig. 67. Tensión de Von Mises, lado extradós de álabes. Concentración de tensiones en radio de acuerdo.

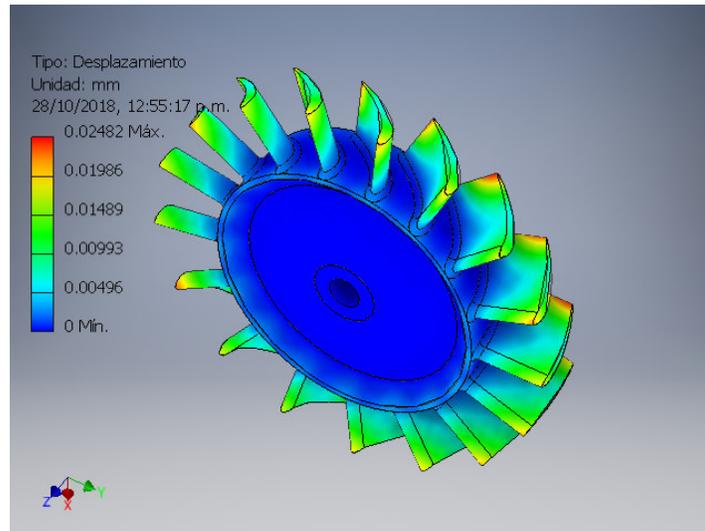


Fig. 68. Desplazamientos absolutos de rotor de turbina. Los resultados no son significativos.

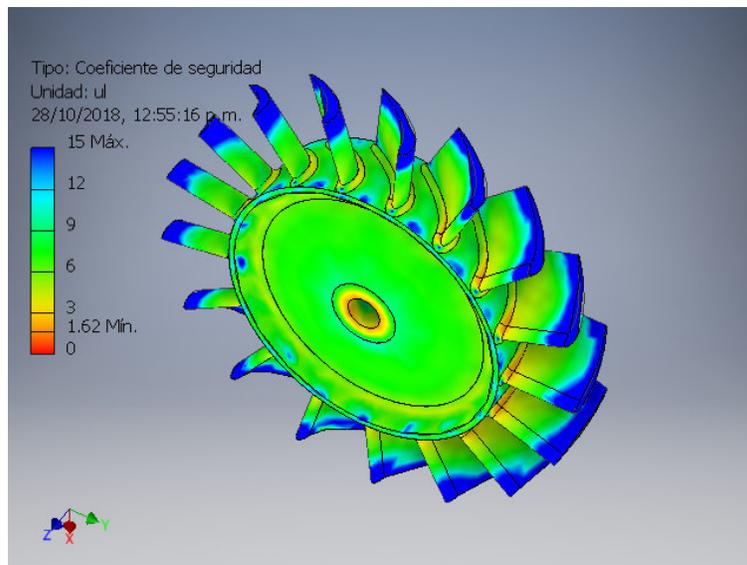


Fig. 69. Coeficiente de seguridad respecto a tensión de fluencia. Todos los valores hallados están por encima de la unidad, por lo que se verifica el diseño.

9.3 Eje de turbina

El eje de la máquina es la pieza que vincula y transmite potencia desde la etapa turbina para impulsar el rotor del compresor. Junto a los correspondientes rodets, que fueron previamente verificados, forma el único conjunto móvil de la máquina. Debido a la elevada velocidad de giro el correcto diseño de este elemento es vital para el funcionamiento de la turbina.

A continuación, se resumen los criterios utilizados para el diseño preliminar y el cálculo aproximado de velocidad crítica, lo que posteriormente fue verificado a través de análisis por elementos finitos.

9.3.1 Diseño Preliminar

El eje de las turbinas homemade o de uso aeromodelista son esencialmente piezas macizas de revolución logradas a través del mecanizado en torno de aceros de alta resistencia.

Debido al relativamente bajo torque y cargas radiales a las que está sometido, el diseño principalmente debe centrarse de manera de alejar la velocidad crítica del eje de la velocidad de giro nominal deseada. Como se verá más adelante, para lograr esto último las variables importantes a tener en cuenta son la distancia entre apoyos, la masa de los rotores y su distancia a los apoyos, y el diámetro de la sección principal del eje.

La sujeción de los rodets al eje se realiza normalmente a través de tuercas de rosca izquierda y arandelas de fricción, a fin de que los esfuerzos torsionales de los rodets tiendan a ajustar la unión. Típicamente se utilizan roscas métricas M8 izquierda de paso fino, y se seleccionan en este diseño.

Por otro lado, como se explicará más adelante, el soporte del eje se realiza a través de rodamientos rígidos de bolas. En el ámbito aeromodelista está ampliamente difundido el uso de rodamientos ISO 608 en sus diferentes variantes de materiales, por lo que para el presente diseño se seleccionan los mismos.

Considerando el espaciado necesario para alojar la cámara de combustión y los estatores, se realiza un diseño preliminar con una sección central de 140 mm de longitud y 18 mm de diámetro, con los rebajes necesarios para los rodamientos y los extremos roscados.

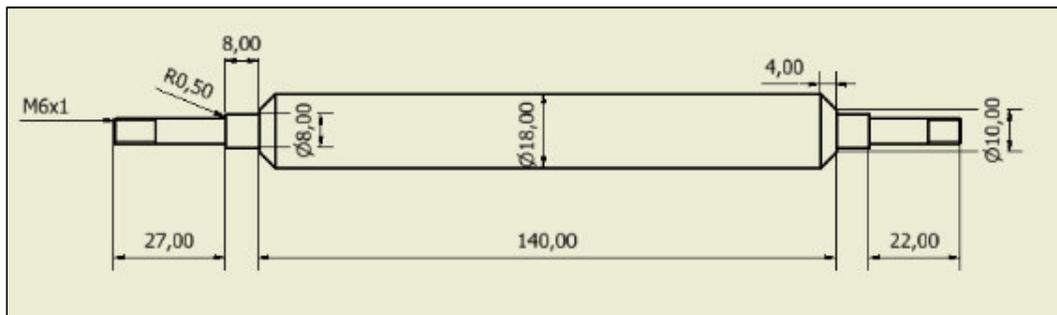


Fig. 70. Dimensiones generales del eje diseñado.

9.3.2 Velocidad crítica del Eje

9.3.3 Estimación preliminar

Es bien sabido que, a ciertas velocidades, los árboles rotatorios se vuelven dinámicamente inestables, y que es probable que se desarrollen grandes vibraciones. Este fenómeno se debe a efectos de resonancia, y puede demostrarse que la velocidad crítica de un eje es aquella para la cual el número de revoluciones/seg. es igual a la frecuencia de su vibración lateral natural.

Un eje o sistema de una masa, será un sistema de un solo grado de libertad, y tendrá por tanto una sola velocidad crítica. Para sistemas de n masas, esto es n grados de libertad, habrá n velocidades críticas.

Normalmente, sólo la velocidad crítica más baja (primera) y ocasionalmente la segunda tienen relevancia. Las otras son generalmente tan altas que están muy alejadas de las velocidades de operación.

En la primera velocidad crítica, la flexión del eje sigue la forma más sencilla posible. En la segunda, la flexión sigue la segunda forma más sencilla, etc. Se ha demostrado experimentalmente que la curva de deflexión estática de un eje es una buena aproximación a la curva de deflexión del mismo durante la vibración.

En esta sección del trabajo, se estima analíticamente la primera velocidad crítica del eje, a fin de corroborar que el diseño adoptado cumple a priori con los requerimientos mínimos. Posteriormente esto es verificado a través de análisis de elementos finitos.

La velocidad crítica de un eje puede ser estimada mediante la siguiente expresión, denominada ecuación de Dunkerley, obtenida a través de métodos energéticos:

$$\frac{1}{\omega_n^2} = \sum_{i=1}^N \frac{1}{\omega_i^2} \quad (132)$$

Donde ω_n es la frecuencia crítica del sistema, en tanto que ω_i es la frecuencia crítica de la i -ésima masa actuando por sí sola en el sistema y en ausencia de las restantes. La ecuación de Dunkerley da un valor inferior de la frecuencia crítica real, lo cual hace este método conservativo. La razón de ello es que emplea la deflexión de una de las masas actuando por sí sola.

La frecuencia de cada masa ω_i se puede calcular empleando la siguiente ecuación general, deducida también a partir de métodos energéticos:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{g}{\delta}} \quad (133)$$

Donde g es la gravedad y δ es la flecha o deflexión estática del sistema en el punto de ubicación la masa. En el conjunto bajo análisis existen tres masas: los dos rotores y el propio eje, que no puede ser despreciado.

Para una masa suspendida en voladizo sobre un eje simplemente apoyado, como el caso de los rotores, la ecuación toma la siguiente forma:

$$\omega_{rotor} = \sqrt{\frac{3 * E * I}{m * (l + c) * c^2}} \quad (134)$$

$I = \pi d^4/64$ [m⁴], momento de inercia del área transversal del eje de sección circular
 $E = 210 \times 10^9$ [Pa], módulo de elasticidad del material AISI 4340
 L [m], distancia entre apoyos,
 C [m], distancia del centro de masas de cada rotor al apoyo más cercano,
 m [kg], masa de cada rotor.

Como se dijo, en el presente caso la masa del eje no es despreciable, por lo que también debe ser calculada su frecuencia natural. Para un eje que soporta su propio peso en flexión, la velocidad crítica adopta la siguiente forma:

$$\omega_{eje} = \pi^2 \sqrt{\frac{EIg}{ql^4}} \quad (135)$$

Donde q [N/m], es la carga distribuida sobre el eje, es decir, el propio peso por unidad de longitud. Se observa que la frecuencia de vibración de un eje está fuertemente influenciado por la longitud entre los apoyos.

Tabla 21. Parámetros para cálculo de velocidad crítica.

Parámetro	Símbolo	Valor	Unidad
Masa Turbina	m_t	0,194	kg
Masa Compresor	m_c	0,085	kg
Masa eje	m_e	0,250	kg
Distancia entre apoyos	l	0,140	m
Distancia Turbina - Apoyo	c_t	0,0115	m
Distancia Compresor - Apoyo	c_c	0,01814	m
Diámetro eje	d	0,018	m
Momento de Inercia Eje	I	6,40E-09	m^4
Módulo de Elasticidad Acero	E	2,10E+11	N/m^2

De esta manera, considerando las variables geométricas del eje diseñado, establecidas en la Tabla 21, se calculan las frecuencias naturales de cada masa por separado, siendo:

$$\omega_{compresor} = \sqrt{\frac{3 * 210 * 10^9 Pa * 6.4 * 10^{-9} m^4}{0.085 kg * (0.130 m + 0.018 m) * (0.018 m)^2}} = 35106 \frac{1}{s} \quad (136)$$

$$\omega_{turbina} = \sqrt{\frac{3 * 210 * 10^9 Pa * 6.4 * 10^{-9} m^4}{0.190 kg * (0.130 m + 0.115 m) * (0.115 m)^2}} = 34178 \frac{1}{s} \quad (137)$$

$$\omega_{eje} = \pi^2 \sqrt{\frac{210 * 10^9 Pa * 6.4 * 10^{-9} m^4 * 9.81 \frac{m}{s^2}}{19.6 \frac{N}{m} (0.140 m)^4}} = 15835 \frac{1}{s} \quad (138)$$

Aplicando la ecuación de Dunkerley, se halla la frecuencia natural de todo el sistema eje-rotoros.

$$\frac{1}{\omega_n^2} = \frac{1}{\omega_{compresor}^2} + \frac{1}{\omega_{turbina}^2} + \frac{1}{\omega_{eje}^2}$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{1}{\frac{1}{35106 \frac{1}{s}} + \frac{1}{34178 \frac{1}{s}} + \frac{1}{15835 \frac{1}{s}}}} = 13297 \frac{1}{s} \quad (139)$$

$$\omega_n = 13297 \frac{1}{s} * \frac{30}{\pi} = 126981 \text{ rpm}$$

Se observa que, a priori, la velocidad crítica del sistema es superior a la velocidad de giro planteada para el presente diseño, y cumpliría con el margen de seguridad del 20% habitualmente aceptado para este tipo de máquinas, con el objeto de evitar grandes vibraciones del motor.

9.3.4 Verificación FEA

Los resultados obtenidos anteriormente fueron verificados a través de un análisis de elementos finitos (FEA). Para ello, se generó un modelo en Autodesk Inventor® y se investigaron las frecuencias naturales del conjunto rotor apoyado sobre sendos rodamientos ISO 608. El conjunto tiene un peso aproximado de 0,600 kg.

El análisis modal se realizó barriendo un rango de frecuencias de 0-15000 Hz (0-900.000 rpm). Se hallaron las primeras tres frecuencias naturales de vibración lateral del eje (**Fig. 71**), más una frecuencia de vibración axial (**Fig. 72**), que se resumen en la **Tabla 22**. Se observa que todas las correspondientes velocidades críticas están por encima de 127.000 rpm, por lo que se concluye que el diseño propuesto es acorde a las velocidades de funcionamiento planteada.

Adicionalmente, se verifica que la estimación realizada por la ecuación de Dunkerley tiene una buena aproximación para la primera frecuencia natural de vibración lateral, con un error cercano al 1%.

Tabla 22. Resultados del análisis modal de conjunto rotor.

Modo de Vibración	Frecuencia [Hz]	Velocidad crítica [rpm]
Vibración lateral- 1º Modo	2125.72	127.543,2
Vibración lateral- 2º Modo	6224.99	373.500
Vibración lateral- 3º Modo	12146.81	728.808,6
Vibración Axial	2749.77	164.986,2

9.3.4.1 Objetivo general y configuración:

Objetivo del diseño	Punto único
Tipo de simulación	Análisis modal
Fecha de la última modificación	21/07/2018, 09:47 p.m.
Número de modos	Indefinido
Rango de frecuencia	0 - 15000
Calcular modos precargados	No
Precisión mejorada	No

9.3.4.2 Configuración de malla

amaño medio de elemento (fracción del diámetro del modelo)	0.08
Tamaño mínimo de elemento (fracción del tamaño medio)	0.2
Factor de modificación	1.5
Ángulo máximo de giro	60 gr
Crear elementos de malla curva	No
Usar medida basada en pieza para la malla del ensamblaje	Sí
Nodos	377.564
Elementos	241.825

9.3.4.3 Materiales

Nombre	Acero	
General	Densidad de masa	7.85 g/cm ³
	Límite de elasticidad	207 MPa
	Resistencia máxima a tracción	345 MPa
Tensión	Módulo de Young	210 GPa
	Coeficiente de Poisson	0.3 su
	Módulo cortante	80.7692 GPa
Nombre(s) de pieza	Eje	
Nombre	Aluminio 7075 T3	
General	Densidad de masa	2.7 g/cm ³
	Límite de elasticidad	275 MPa
	Resistencia máxima a tracción	430 MPa
Tensión	Módulo de Young	68.9 GPa
	Coeficiente de Poisson	0.33 su
	Módulo cortante	25.9023 GPa
Nombre(s) de pieza	Rotor 88mm.ipt	
Nombre	Acero inoxidable	
General	Densidad de masa	8 g/cm ³
	Límite de elasticidad	250 MPa
	Resistencia máxima a tracción	540 MPa
Tensión	Módulo de Young	193 GPa
	Coeficiente de Poisson	0.3 su
	Módulo cortante	74.2308 GPa
Nombre(s) de pieza	Rotor Turbina.ipt	
Nombre	Acero	
General	Densidad de masa	7.85 g/cm ³
	Límite de elasticidad	207 MPa
	Resistencia máxima a tracción	345 MPa

Tensión	Módulo de Young	220 GPa
	Coeficiente de Poisson	0.275 su
	Módulo cortante	86.2745 GPa
Nombre(s) de pieza	BS 292: Pieza 1 (I) (Métrico) 608 - 8 x 22 x 7 BS 292: Pieza 1 (I) (Métrico) 608 - 8 x 22 x 7	

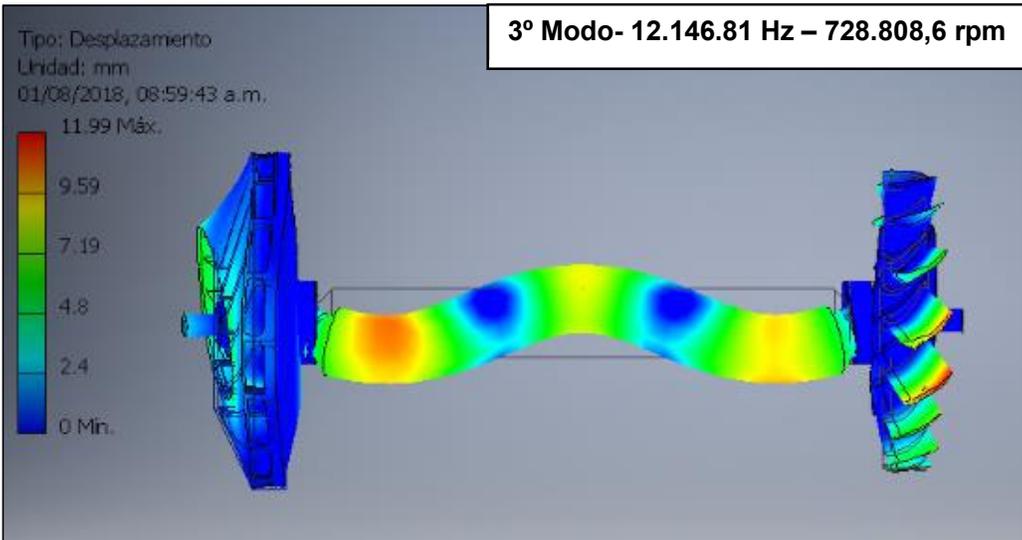
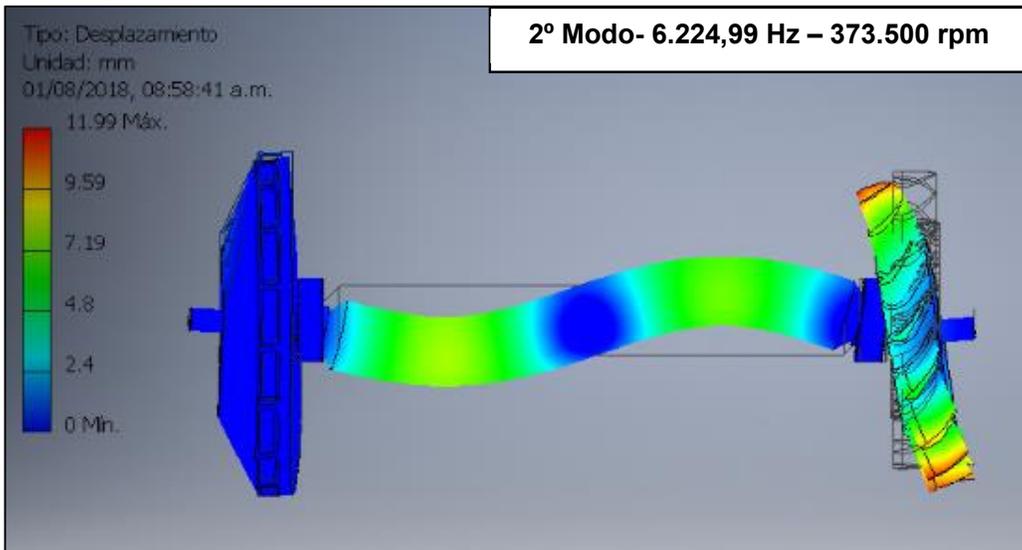
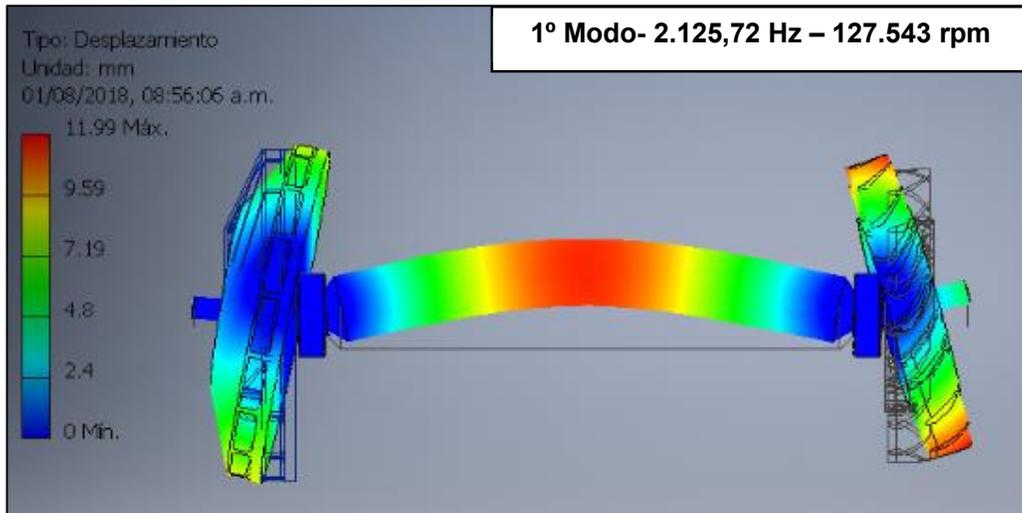


Fig. 71. Primeros tres modos de vibración lateral del conjunto rotor.

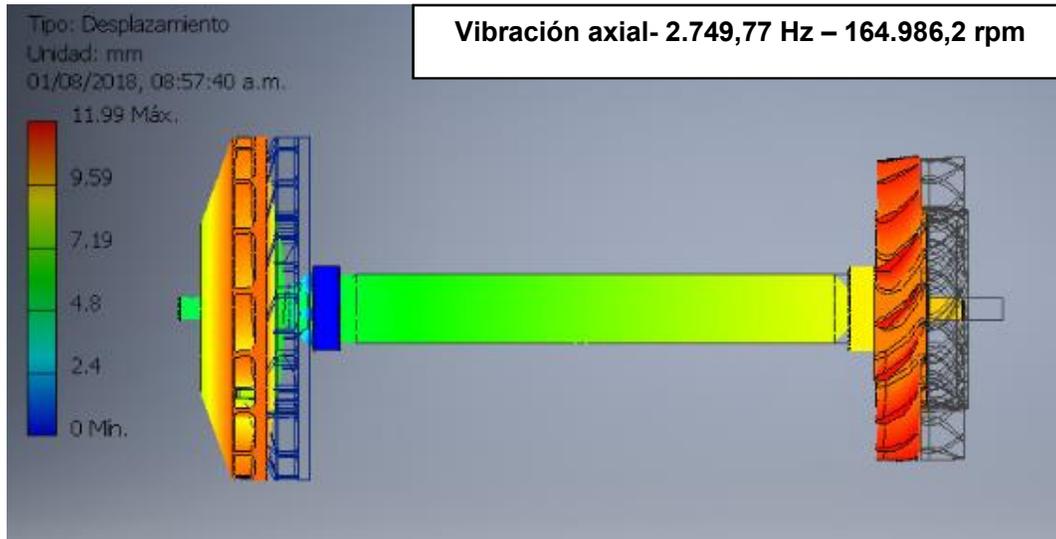


Fig. 72. Modo de vibración axial del eje.

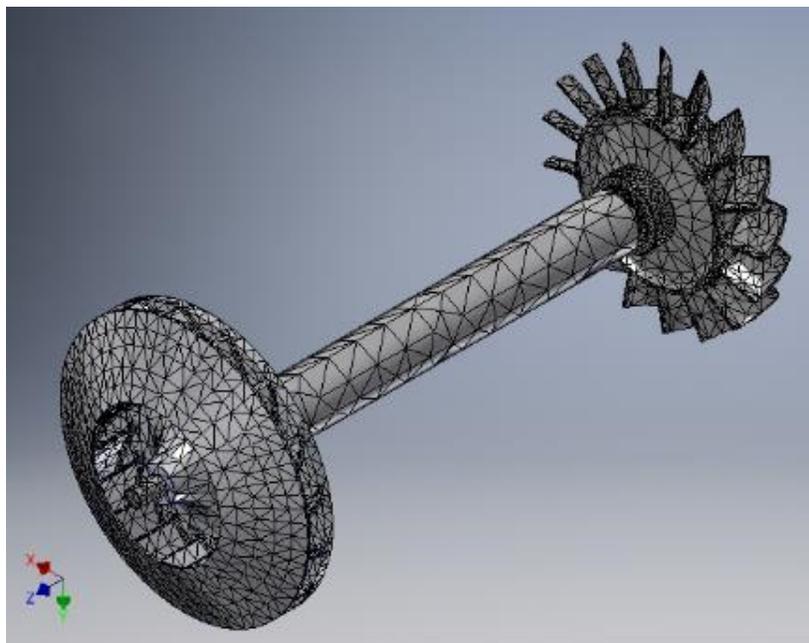


Fig. 73. Vista de malla del conjunto rotor.

9.4 Balanceo del conjunto rotor

El balanceo del conjunto rotor de la turbina se realizará en máquina específica, puesta a disposición para tal fin por la firma MDP Turbos. El equipo se trata de una balancadora o equilibradora marca ToB, modelo RGA (**Fig. 74**), utilizada habitualmente para el balanceo de piezas tales como:

- Rotores de pequeños motores eléctricos

- Inducidos de motores eléctricos
- Fresas de alta velocidad
- Turbos sobrealimentadores
- Bombas centrífugas
- Poleas
- Pequeños cigüeñales
- Rodillos de impresión
- Rotores de alternador de automotores
- Cualquier otra pieza que pueda ser montada y rotar sobre la balanceadora.

En ella se monta el conjunto rotor TC-eje-rotor TG, sin los rodamientos. El método de equilibrado es el de balanceado dinámico en dos planos, y se utiliza una correa plana a velocidad constante para el arrastre del rotor. La cantidad de material que se debe aportar o quitar en ambos planos de equilibrado se leen en un display digital y la posición se obtiene en forma estroboscópica. El desequilibrio, la velocidad de rotación y el último sensor leído quedan memorizados en el equipo de medición.

Los datos técnicos de la balanceadora se resumen en la **Tabla 23**. La misma permite lograr un equilibrio por debajo de 0,5 g mm/kg, lo cual es suficiente para turbocompresores que giran por encima de 150.000 rpm, valor 50% superior al máximo admitido para la turbina diseñada en el presente trabajo. Por tanto, el equipo resulta acorde a las necesidades del proyecto.

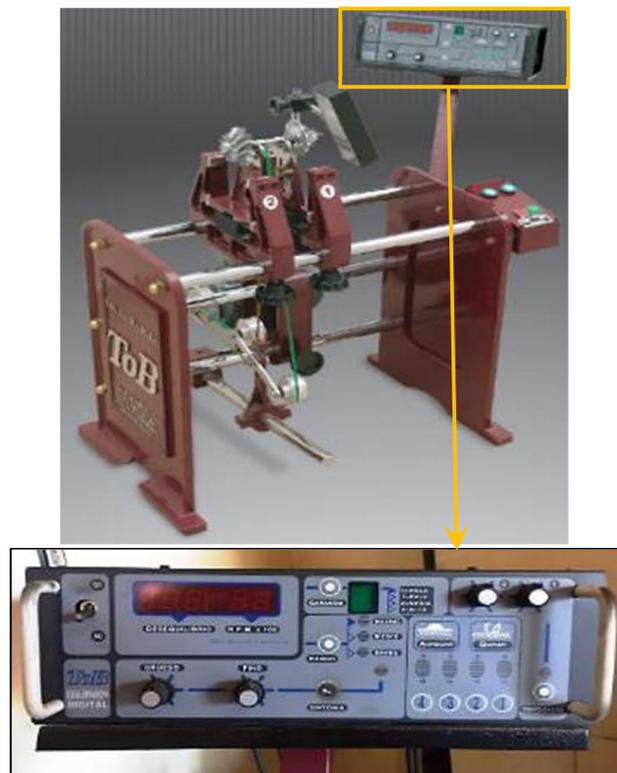


Fig. 74. Balanceadora ToB-RGA a utilizar en el equilibrado del conjunto rotor. ^[13]

Tabla 23. Datos técnicos de balanceadora ToB – RGA.

Dimensiones max. de la Pieza:	
Largo	600 mm
Diámetro	550 mm
Peso	15 Kg (7.5 Kg/sensor)
Residual	<0.5 g x mm / Kg
Velocidad	300 a 6300 rpm
Motor	1/2 HP
Alimentación	220 Vca / 50 Hz
Indicaciones:	
de ángulo	estroboscópica
de desequilibrio	digital
de velocidad	digital
*Filtro	sintonizable
Ancho x Alt. x Prof.	1100 x 860 x 530 mm
Peso	42 Kg

El posible desbalanceo residual máximo para la rueda del compresor, considerando que su peso estimado es de 0.085 kg, es de $\delta=0.043$ g. mm. Para la turbina, con un peso de 0.195 kg, su desbalanceo residual máximo es de $\delta=0.0975$ g.mm.

Con dichos valores, se pueden calcular las fuerzas de desbalanceo máximas a las que podría estar sometido el eje, que actúan en los planos de los rodetes.

$$F_{comp}^{desb} = \delta_{comp} \omega^2 = 0.043 \text{ g mm} * \left(10472 \frac{\text{rad}}{\text{s}}\right)^2 * 10^{-6} \frac{\text{kg m}}{\text{g mm}} = 4.72 \text{ N} \quad (140)$$

$$F_{turbina}^{desb} = \delta_{turbina} \omega^2 = 0.0975 \text{ g mm} * \left(10472 \frac{\text{rad}}{\text{s}}\right)^2 * 10^{-6} \frac{\text{kg m}}{\text{g mm}} = 10.70 \text{ N} \quad (141)$$

9.5 Verificación de Esfuerzos sobre el eje

Como se mencionó anteriormente, las masas desbalanceadas del conjunto rotor producen fuerzas centrífugas perturbadoras que inducen vibraciones laterales del eje.

La primera frecuencia crítica se encuentra en $N_{CRIT}=127.543$ rpm y responde aproximadamente a la forma que adopta el árbol bajo la deflexión estática por las cargas de las masas. Al alcanzar esta velocidad de giro, la amplitud de vibración tendería a infinito de no ser por el amortiguamiento propio del material.

Estas vibraciones, sumadas al esfuerzo torsional y los esfuerzos axiales debido a los rodetes, inducen tensiones variables en el eje que deben ser verificadas a la fatiga.

A continuación, se estiman las tensiones que sufre el eje cuando es perturbado por el desbalanceo máximo permisible de los rodetes del compresor y turbina (Ecuaciones (140) y (141)). Dichos valores se afectan por el factor de amplificación que, en términos

generales, está expresado por la ecuación (142) para sistemas masa-resorte sin amortiguamiento.

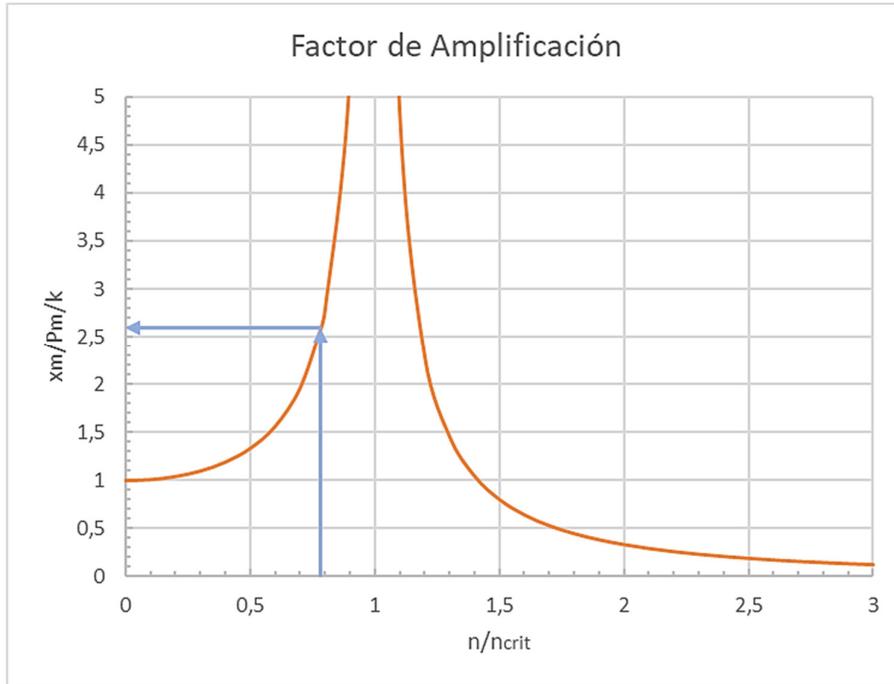


Fig. 75. Factor de amplificación sin amortiguamiento. Se señala el caso analizado para la vibración lateral del eje, para $n/n_{crit} = 0.784$.

$$f_A = \frac{1}{1 - \frac{n^2}{n_{crit}^2}} = \frac{1}{1 - \frac{(100.000 \text{ rpm})^2}{(127.543 \text{ rpm})^2}} = 2.596 \quad (142)$$

Para el caso particular que nos ocupa, este factor toma el valor de 2.596. Se toma el caso de mayor severidad, es decir, tomando que el desbalanceo de las masas son coplanares y ubicadas sobre un mismo lado del eje.

A su vez, se tienen en cuenta los esfuerzos axiales que el fluido ejerce sobre los rotores del compresor y turbina, calculados por variación de momento cinético.

$$F_{comp}^{axial} = \dot{m} (V_{entrada}^{axial} - V_{salida}^{axial}) = 0.346 \frac{kg}{s} * \left(30.66 \frac{m}{s} - 0 \right) = 10.61 \text{ N} \quad (143)$$

$$F_{turbina}^{axial} = \dot{m} (w_{2a} - w_{1a}) = 0.346 \frac{kg}{s} * \left(247.46 \frac{m}{s} - 192.95 \frac{m}{s} \right) = 18.87 \text{ N} \quad (144)$$

Por último, se considera el momento torsor del árbol que transmite potencia de la turbina hacia el compresor. Teniendo en cuenta que la potencia de compresión se estima en $P_c = 45 \text{ kW}$ (Tabla 8), se obtiene el momento torsor aplicado al eje:

$$M_t = \frac{P_C}{n} = \frac{45 * 10^3 \text{ N} \frac{m}{s}}{100.000 \text{ rpm} * \frac{\pi}{30} \frac{1}{s}} = 4.30 \text{ Nm} \quad (145)$$

A partir de las consideraciones precedentes, se resumen a continuación las cargas que se aplican sobre el eje para la condición de velocidad de funcionamiento y desbalanceo máximo, **Tabla 24**.

Tabla 24. Cargas sobre el eje.

Fuerza por desbalanceo de Compresor	F_{comp}^{desb}	12,24	N
Fuerza Axial Compresor	F_{comp}^{axial}	10,61	N
Fuerza por desbalanceo de Turbina	$F_{turbina}^{desb}$	27,75	N
Fuerza Axial Turbina	$F_{turbina}^{axial}$	18,87	N
Momento torsor	Mt	4,30	Nm
Carga Resorte	Fr	10	N

Para el cálculo de tensiones en el eje debido a las cargas precedentes, se utilizó el módulo Design Accelerator de Autodesk Inventor®. El mismo utiliza una planilla de cálculo que divide al eje en secciones, realizando los cálculos por sección tal cual como se realizan de manera manual.

Los resultados de este análisis muestran que la máxima tensión equivalente, calculada por criterio de Tresca-Guest, es de tan solo **7.43 MPa**, estando en el radio de acuerdo del rebaje del lado turbina. Este valor se encuentra muy por debajo tanto de la tensión de fluencia como el de la resistencia a la fatiga de los aceros aleados que se utilizarán para la construcción del eje, como el AISI 4340. **Por lo tanto, se verifica su resistencia estática y a la fatiga para las condiciones más severas de funcionamiento**, estando el diámetro ideal por debajo de los 4 mm.

Del cálculo se obtienen también las reacciones en los apoyos, que será la carga máxima que soportarán los rodamientos a utilizar. A continuación, se resumen los resultados del cálculo.

9.5.1 Cálculo

9.5.1.1 Material

Material		Acero 4340
Módulo de elasticidad	E	206000 MPa
Módulo de rigidez	G	80000 MPa
Densidad	ρ	7860 kg/m ³

9.5.1.2 Soportes

Soporte	Tipo	Ubicación desde extremo	Fuerza de reacción		Elasticidad	Tipo
			Y	Fuerza axial		
1	Fijo	26 mm	12.749 N	1.740 N	0.093 $\mu\text{m/N}$	Rodamientos rígido de bolas
2	Libre	174 mm	30.145 N			Rodamiento rígido de bolas

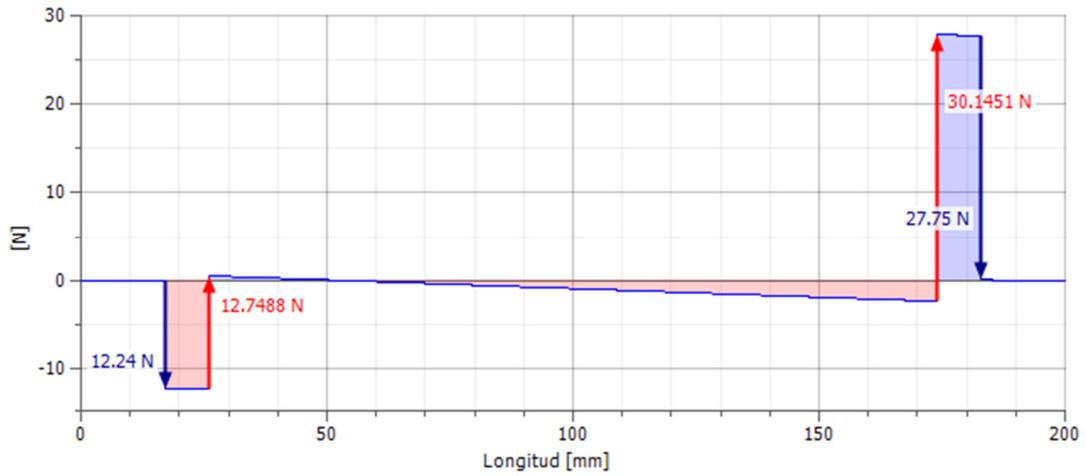
9.5.1.3 Resultados

Longitud	L	200.000 mm
Masa	Masa	0.296 kg
Tensión por flexión máxima	σ_B	6.568 MPa
Tensión de corte máxima	τ_s	0.983 MPa
Tensión Equivalente máxima	σ_{red}	7.433 MPa
Flexión máxima	$f_{m\acute{a}x}$	2.372 μm

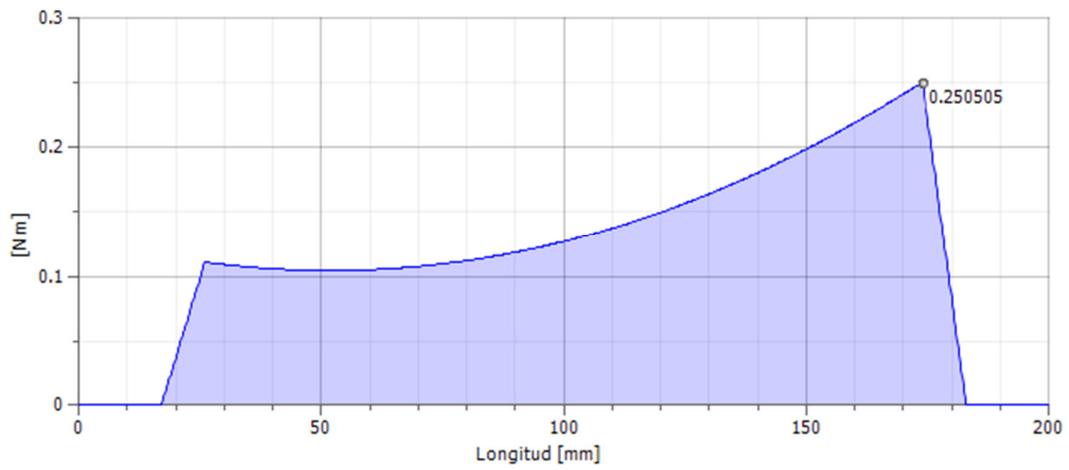
Vista preliminar



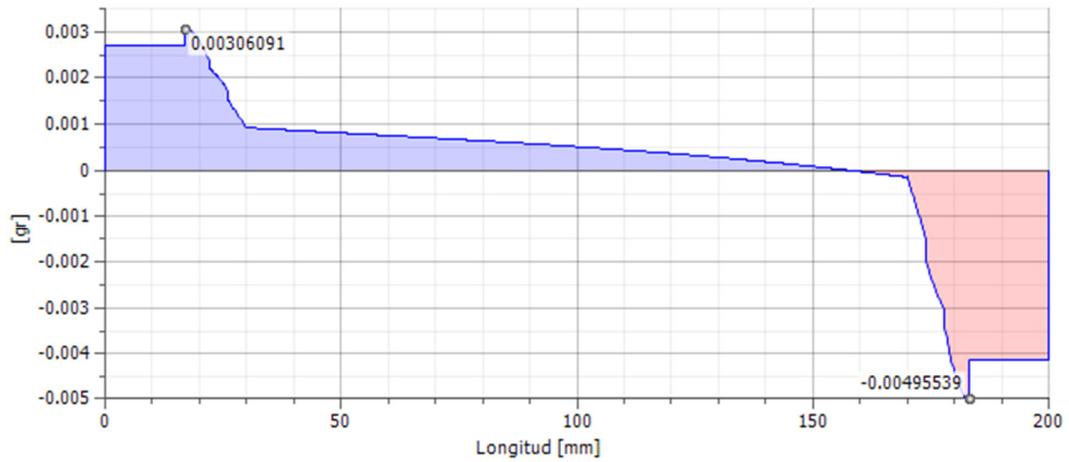
Fuerza de corte



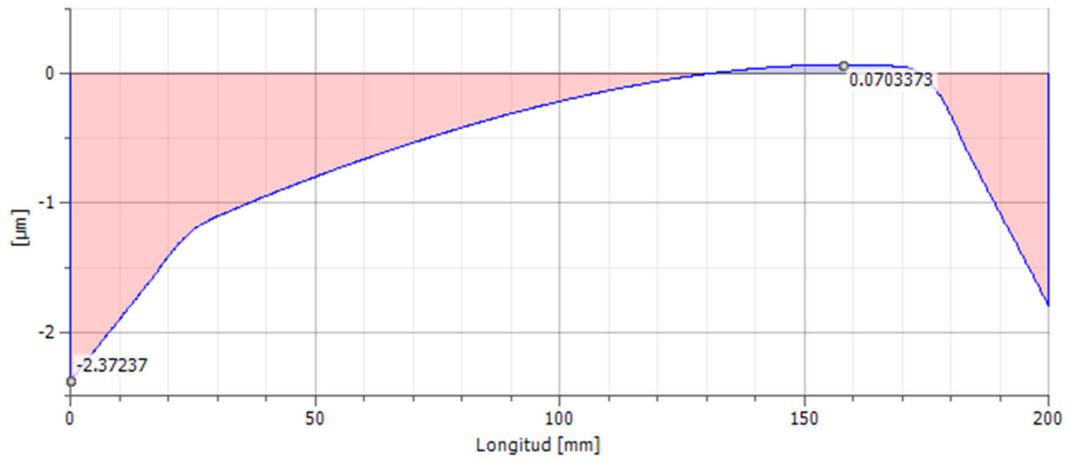
Momento flector



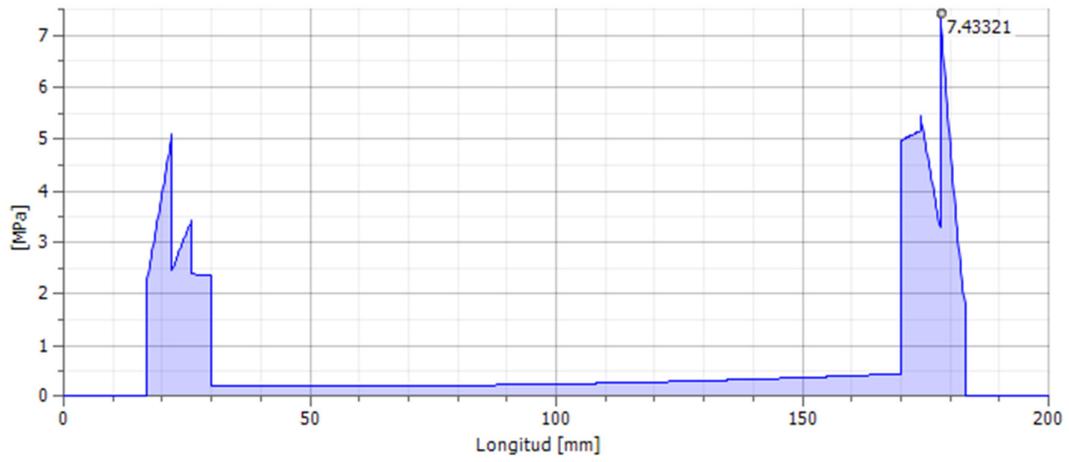
Angulo de flexión



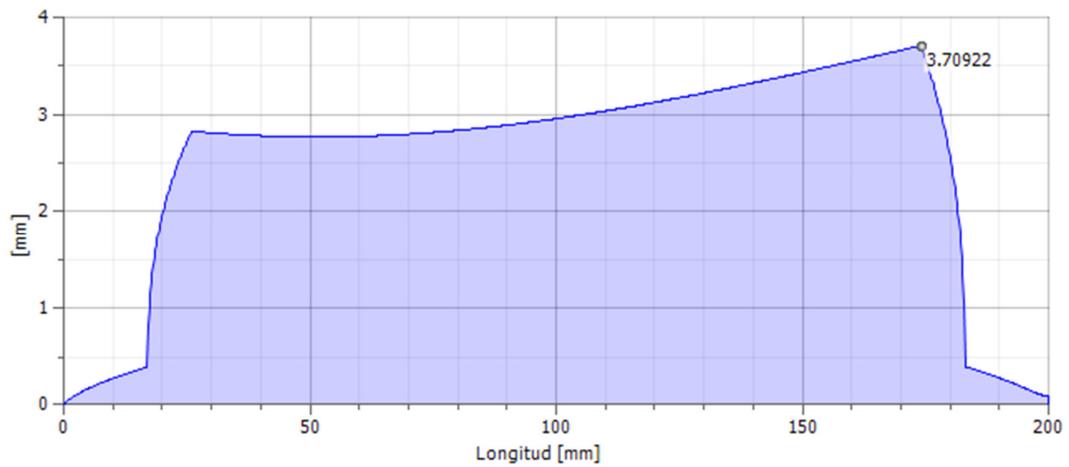
Flexión, Plano YZ



Tensión Equivalente



Diámetro ideal



9.6 Soporte de eje

9.6.1 Tipos de rodamientos

Como se mencionó previamente, para los apoyos del eje se prevé el uso de rodamientos ISO 608 comerciales que sean capaces de resistir las sollicitaciones mecánicas y térmicas a las que deben estar sometidos.

La experiencia en modelos a escala de motores de uso aeromodelista indica que en condiciones de giro de hasta 100.000 rpm, se puede esperar una vida útil cercana a las tres horas (veinte vuelos) utilizando rodamientos convencionales de acero y una correcta lubricación.

Sin embargo, existen rodamientos construidos con materiales cerámicos que ofrecen propiedades superiores a los convencionales de acero, volviéndolos ideales para el tipo de aplicación que se requiere en la turbina.

Los cerámicos han sido probados y utilizados en la construcción en cojinetes de bolas, de rodillos y cojinetes deslizantes. Su potencial para resistir la fatiga, la alta temperatura y la pérdida de lubricación es mejor que el de los metales, lo que hace que la cerámica sea atractiva para rodamientos de bolas y rodillos. Hay varios tipos de cojinetes cerámicos disponibles comercialmente, agrupados en una de dos categorías: totalmente cerámicos o híbridos.

Los rodamientos híbridos están formados por elementos rodantes cerámicos dentro de pistas de acero, mientras que los cojinetes completamente cerámicos tienen tanto las pistas como los elementos rodantes de cerámica.

Los elementos rodantes de cerámica ofrecen muchas ventajas sobre tradicionales de acero. Los efectos centrífugos son proporcionales a la masa de los elementos, por lo que la sustitución del acero (densidad $7,8 \text{ g/cm}^3$) por nitruro de silicio (densidad $3,1 \text{ g/cm}^3$) reduce enormemente la tensión en la pista exterior.

Normalmente, los rodamientos totalmente cerámicos se utilizan en aplicaciones especializadas de alta temperatura y alta velocidad, donde los convencionales de acero no son utilizables o en los casos donde la lubricación es un problema. Esto incluye la necesidad de una mejor resistencia a la corrosión, menor densidad, mayor dureza, mayor resistencia a la compresión y mayor vida útil a la fatiga.

Las cerámicas típicas que se han usado para los materiales de rodamientos, junto con algunas de sus propiedades mecánicas, se muestran en la tabla a continuación.

Tabla 25. Cerámicas utilizadas en rodamientos y sus propiedades. [14]

Material	Densidad (g/cm ³)	Módulo Elástico (GPa)	Dureza Vickers (kgf/mm ²)	Tenacidad (MPa √m)
Alumina (99.9%)	3.96	300-400	1500-1650	4-6
Carburo de Silicio (sinterizado)	3.15	200-450	2400-2800	4-5
Nitruro de Silicio (sinterizado)	3.11	280-310	1700-2200	5-8.5
SiAlON*	3.24	280-300	1650-1800	6-8
Zirconia (TZP)	6.05	200-210	1200-1300	8-12
* SiAlON es una mezcla de Nitruro de Silicio (Si ₃ N ₄) y Alúmina (Al ₂ O ₃). ‡Tetragonal Zirconia Polycrystal.				

Otras cerámicas se utilizan en aplicaciones especializadas, pero la elección final de dependerá de una serie de factores, como el entorno en el que se usarán los rodamientos, la temperatura de operación y el costo.

9.6.2 Selección de Rodamientos

En el presente diseño se seleccionan rodamientos de dimensiones comerciales del tipo ISO 608 estándares. Su amplia difusión comercial asegura su fácil adquisición y una rápida intercambiabilidad de los rodamientos en caso de falla, además de brindar la posibilidad de experimentar con rodamientos de acero convencional durante las primeras pruebas, ya que su costo es relativamente bajo. Para el diseño definitivo, se selecciona el uso de rodamientos cerámicos o híbridos con bolas de nitruro de silicio que ofrecen virtualmente una vida ilimitada.

Los rodamientos ISO 608 presentan dimensiones estándares que se resumen en la Fig. 76, donde se detallan también las medidas mínimas y máximas recomendadas para los resaltes.

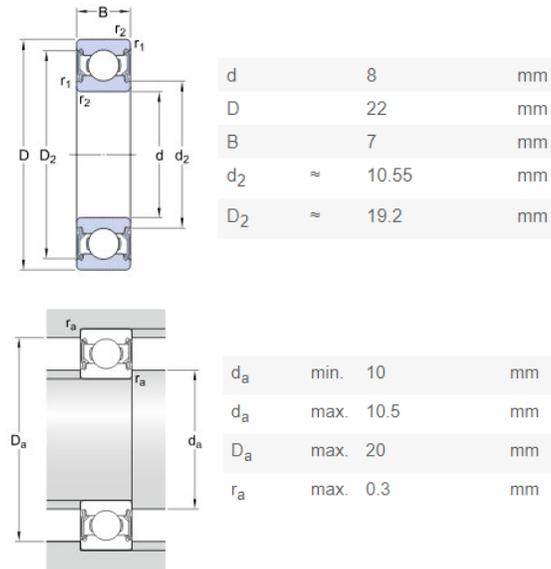


Fig. 76. Dimensiones generales y resaltes de los rodamientos ISO 608. [15]

Respecto a materiales de construcción, tipo de jaulas y tipos de sellos, se pueden encontrar en el mercado varios tipos de este rodamiento. Para aplicaciones de relativa baja carga y alta velocidad, como en el caso de la turbina diseñada, es preferible el uso de rodamientos del tipo “full complement”, es decir, sin jaulas guías para las bolas. Esto previene la rotura del rodamiento por deformación de las jaulas debido a los altos esfuerzos centrífugos a los que estarían sometidas.

Por otro lado, es preferible también el uso de rodamientos sin sellos, que introducirían un rozamiento indeseado en el giro de la turbina.

La empresa Boca Bearings comercializa una amplia gama de rodamientos de uso auto y aeromodelista para motores como el diseñado en el presente trabajo. En su modelo de dimensiones ISO 608, ofrece rodamientos híbridos “full complement” cuyas pistas están fabricadas en acero inoxidable 440C (martensítico), mientras que las bolas son de Nitruro de Silicio (Si₃N₄). Los datos técnicos de estos rodamientos se observan en la



ABEC/ISO RATING	ACEB#7 / ISO P4
MATERIAL DE PISTAS	ACERO INOXIDABLE 440C
MATERIAL DE BOLAS	CERÁMICO-NITRURO DE SILICIO Si ₃ N ₄
SELLOS	ABIERTOS
JAULAS	FULL COMPLEMENT
CARGA ESTÁTICA	1697 N
CARGA DINÁMICA	3296 N
TEMPERATURA DE TRABAJO	220°C
RPM CON GRASA	140.000 rpm
RPM CON ACEITE	156.000 rpm

Fig. 77. Rodamiento híbrido ISO 608 Full Complement, con pistas de acero AISI 440C y bolas de Nitruro de Silicio.^[16]

Una versión completamente cerámica de este tipo de rodamientos es comercializada por la firma ZEN™ Bearings, cuyas pistas son fabricadas en Zirconia (óxido de zirconio) con bolas de Nitruro de Silicio (Si_3N_4). Con esto se obtiene un rodamiento mucho más liviano (14g aprox.), con mayor resistencia a la temperatura y la posibilidad de funcionar sin lubricación. Además, el coeficiente de expansión térmica del óxido de zirconio ($\alpha=11 \times 10^{-6}/\text{K}$) es muy similar a la de los aceros al carbono de fácil mecanización ($\alpha=15 \times 10^{-6}/\text{K}$), por lo que no reviste inconvenientes durante una posible expansión térmica.



ABEC/ISO RATING	ACEB#7 / ISO P4
MATERIAL DE PISTAS	CERÁMICO- ÓXIDO DE ZIRCONIO ZrO_2
MATERIAL DE BOLAS	CERÁMICO-NITRURO DE SILICIO Si_3N_4
SELLOS	ABIERTOS
JAULAS	FULL COMPLEMENT
CARGA ESTÁTICA	827 N
CARGA DINÁMICA	1976 N
TEMPERATURA DE TRABAJO	240°C
RPM CON GRASA (X1000)	150.000 rpm
RPM CON ACEITE (X1000)	168.000 rpm

Fig. 78. Rodamiento cerámico ISO 608 Full Complement, con pistas de óxido de zirconio y bolas de Nitruro de Silicio.^[17]

Cualquiera de los dos rodamientos descritos previamente, satisfacen los requerimientos de la turbina, seleccionándose en el presente diseño los rodamientos completamente cerámicos. Los mismos fueron adquiridos y se encuentran disponibles para el montaje definitivo, como así también un juego de rodamientos convencionales de acero para prototipos y pruebas. (Fig. 79).



Fig. 79. Rodamientos de acero (izquierda) y cerámicos (derecha) adquiridos para el prototipo y montaje final de la turbina, respectivamente.

9.6.3 Verificación de Rodamientos

Las cargas axiales y radiales que se generan en los apoyos debido a la rotación del eje, deben ser comparadas con la carga límite de fatiga de los rodamientos. En la sección 9.5.1.2 Soportes se observan las reacciones en los apoyos, que no son otras que las cargas aplicadas sobre los rodamientos para la condición de máxima sollicitación.

La carga límite de fatiga P_u para un rodamiento de acero convencional se define como el nivel de carga debajo del cual no se producirá la fatiga del metal. Para que esto sea válido, la película de lubricante debe separar completamente los elementos rodantes de los caminos de rodadura y no debe haber mellas, de contaminantes o de daños relacionados con el manejo, en las superficies de rodadura

La carga límite a la fatiga de un rodamiento ISO 608 de acero convencional, según lo informado por la firma SKF, es de 57 N. Para los rodamientos cerámicos, este valor no es debidamente informado, pero se estima superior por la calidad de materiales.

Debido a la casi nula carga axial, las cargas equivalentes son las que se detallan en la Tabla 26, donde se observa que son inferiores al límite de fatiga del rodamiento, y prácticamente despreciables frente a las capacidades de carga informadas por los fabricantes de rodamientos. Esto implicaría que, en principio, el rodamiento no fallará por fatiga.

Tabla 26. Cargas sobre los rodamientos

Rodamiento	Fuerza de reacción		Carga Equivalente	Porcentaje al límite de fatiga [Pu= 57 N]	Porcentaje Capacidad Estática [Co= 827 N]	Porcentaje Capacidad Dinámica [C= 1976 N]
	Fuerza Radial	Fuerza axial				
Lado Compresor	12.75 N	1.74 N	12.75 N	22.37 %	1.54 %	0.65 %
Lado Turbina	30.15 N	-	30.15 N	52.88 %	3.65 %	1.53 %

Sin embargo, es posible de igual manera realizar el cálculo de vida esperada para los rodamientos aplicando la ecuación carga-vida, la cual para rodamientos de bolas toma la forma

$$L C^3 = \text{constante} \quad (146)$$

De esta manera, aplicando una vida nominal de $L_{10} = 10^6$ rev para la capacidad de carga dinámica $C=1976$ N, se estiman las vidas esperadas para ambos rodamientos tanto en revoluciones como en horas, considerando una velocidad de giro $n= 100.000$ rpm.

Tabla 27. Cálculo de vida de rodamientos.

Rodamiento Compresor			
Carga Equivalente 1	P_1	12,75	N
Vida Esperada 1	L_1	$3,72 \times 10^{11}$	rev
		62041	hs
Rodamiento Turbina			
Carga Equivalente 2	P_2	30,15	N
Vida Esperada 2	L_2	$2,81 \times 10^{11}$	rev
		46919	hs
Rodamiento Cerámico			
Carga Dinámica	C	1976	N
Vida	L10	1000000	rev
Exponente	a	3	

Se observa que, en caso de que el rodamiento fallara por fatiga, lo haría sólo después de 46.919 horas (rodamiento turbina), lo cual es considerado vida infinita para el presente diseño y por lo tanto, su uso será hasta rotura.

Se prevé realizar una inspección visual de los rodamientos junto al mantenimiento anual de la turbina.

9.6.4 Túnel de Eje

La longitud del túnel se diseña en función de la longitud del eje y del voladizo requerido para cada rotor. Estos últimos se ajustan a través de separadores que actúan sobre la pista interna de cada rodamiento, y cuya medida se prediseña y se termina de ajustar en el momento del armado.

Una parte importante en el diseño del túnel de eje es el resorte de empuje, que genera una precarga en los rodamientos. La precarga garantiza que ambas pistas de cada rodamiento se encuentren transfiriendo carga a través de todos los elementos rodantes, evitando así que se produzcan vibraciones de alta frecuencia debido a la alternancia de los elementos rodantes que entran en contacto.

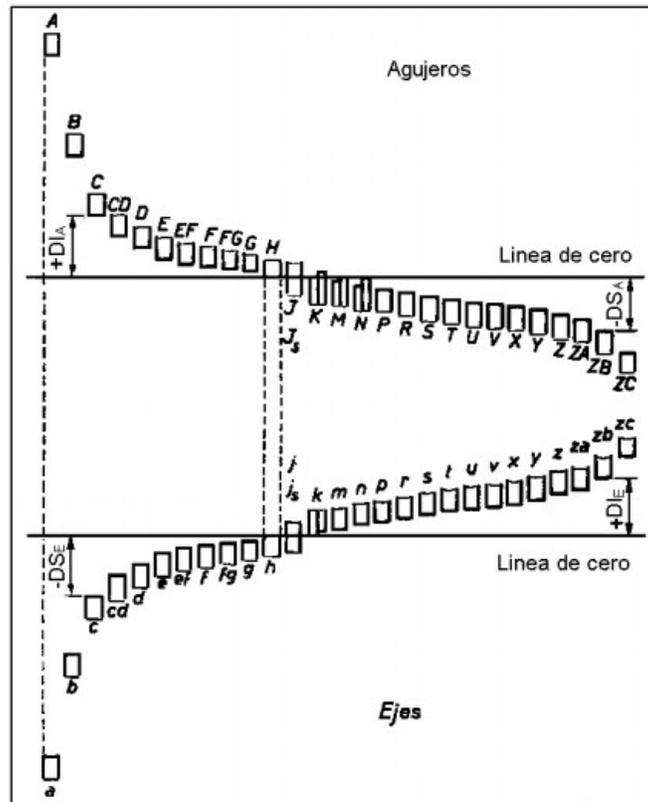
La experiencia de las construcciones homemade indica que la fuerza de precarga debe estar en el orden de los 10 N y no debería superar los 15 N. Ello se logra a través de un resorte comercial del diámetro exterior de las pistas del rodamiento, es decir, de 22 mm y una rigidez aproximada entre 5-10 N/mm.

9.6.5 Ajustes y Tolerancias

Para la manufactura de piezas, la norma ISO 286 establece 19 grados de precisión llamados "calidades", desde el más preciso al más basto. En general, la calidad 7 se asigna para precisiones normales obtenidas con rectificado, escariado o brochado y torneado fino, mientras que la calidad 8 es obtenible con buenas herramientas y

máquinas-herramientas de corte, como las que serán utilizadas en la construcción de la turbina.

Una serie de letras designa la posición de la tolerancia establecida respecto a la medida nominal D_n , ya sea para un el sistema de Agujero Único (A, B, C...) o Eje Único (a, b, c...).



En forma general, los ejes se ajustan al aro interior con un sistema AU, y el aro exterior con el alojamiento, según EU. Tanto para los ejes como para los alojamientos, predominan en general los ajustes indeterminados, porque brindan a la vez buen centrado y fácil desmontaje. No obstante, muchas aplicaciones requieren ajustes móviles o prensados.

Con el objeto de fijar su posición, la pista externa del rodamiento del lado del compresor debe ir con ajuste indeterminado con cierta tendencia al apriete en su asiento, en tanto que el del lado de la turbina debe tener un ajuste deslizante en su pista exterior para permitir la expansión axial térmica del eje por temperatura. Para el primero se designa un ajuste J8, mientras que para el segundo se adopta un ajuste H8.

Por otro lado, las pistas interiores de los rodamientos se ven sometidas a carga alternativa, por lo que deben estar fijadas al eje. Así, su ajuste debe realizarse de manera indeterminada con tendencia al juego. Para el diseño adoptado, se adoptan tolerancias del tipo j9.

De esta manera, quedan determinan las tolerancias del eje y el asiento de los rodamientos.

Capítulo 10 Sistemas periféricos

10.1 Sistema de ignición

Para la puesta en marcha y correcto funcionamiento de la turbina, es necesario un sistema de encendido que realice la ignición de la mezcla combustible, al menos durante la operación de arranque. Una vez en régimen de temperatura, la combustión se auto sostiene con el ingreso de mezcla fresca, sin necesidad de un sistema externo que mantenga la reacción.

Esta operación debe realizarse de manera segura para evitar inconvenientes en el manejo del hidrocarburo combustible. En los modelos homemade, la ignición se realiza desde el exterior de la turbina, acercando una fuente caliente al escape de la turbina una vez que se la misma se encuentra girando y existe un flujo de combustible. Este procedimiento resulta en cierta medida peligroso, por lo que se opta por realizar de manera remota.

Para ello, se opta por el sistema más simple que puede hallarse en mercado, como ser el de los encendidos electrónicos utilizados en cocinas domésticas marca Longvie®, de bajo costo comercial.

Dicho encendido consiste en un módulo electrónico, con alimentación 220 VCA y 6 salidas hacia bujías que se ubicarán en el fondo de la cámara de combustión, cerca de la zona de mezcla. Las bujías poseen un cuerpo cerámico resistente a altas temperaturas, con una forma adecuada para su anclaje en el tubo de llama.

Al conectarlo a la red a través del accionamiento de un interruptor, el módulo genera picos de tensión en las bujías en forma continua, cesando únicamente al cortar el suministro de energía. El arco voltaico se generará entre el extremo metálico de la bujía y el tubo de llama, siendo la fuente de calor para la ignición inicial de la mezcla combustible.

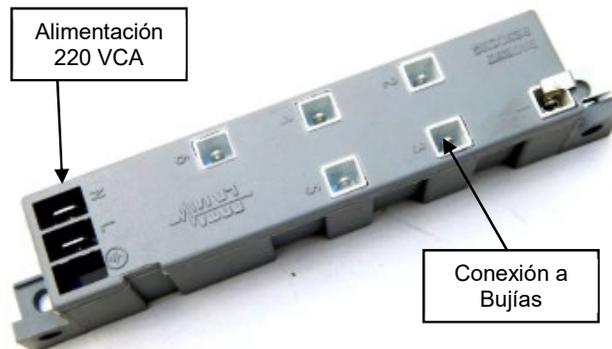


Fig. 80. Módulo electrónico generador de chispas, modelo Longvie®.

<https://articulo.mercadolibre.com.ar/MLA-623030920-encendido-electrico-cocina-longvie-original-56-salidas- JM>

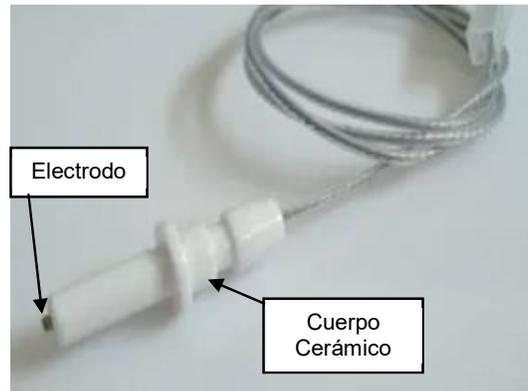


Fig. 81. Bujías de encendido Lognvie®, aptas para uso con módulos electrónicos.
(<https://articulo.mercadolibre.com.ar/MLA-738033514-bujia-con-cable-hornalla-cocina-anafe-longvie-110-original-JM>).

10.2 Circuito de combustible

El sistema de inyección de combustible representa uno de los sistemas periféricos de mayor importancia en la turbina, pues de su regulación depende el régimen de funcionamiento.

Como se mencionó en la sección 6.4.7, la inyección de combustible se realizará a contracorriente a través de tubos acoplados al fondo del tubo de llama, los cuales pueden oficiar como tubos de premezcla en el caso de combustible gaseoso, o tubos vaporizadores para el caso de combustible líquido.

Los manifold de inyección para cada combustible se realizarán a partir de tubo de cobre para gas de \varnothing 5/16", al cual se soldarán por brazing agujas hipodérmicas de acero inoxidable de calibre 18G (1,2 mm) y longitud 1 ½", cuyo código de color es el rosa.

10.2.1 Combustible gaseoso

El sistema de inyección de gas constará básicamente de una garrafa o bombona de gas butano de 10 kg, con su correspondiente regulador de presión de 0-6 bar. Las conexiones se realizarán con acoples rápidos específicos para gas, utilizando un racor pasa muro para introducir la cañería dentro de la turbina y conectarla al manifold.



Fig. 82. Regulador de presión y bombona típica de GLP-butano.
(<https://articulo.mercadolibre.com.ar/MLA-668328446-regula-061-presion-glp-propano-gas-garrafa-ferrolan-lacueva-JM>).

10.2.2 Combustible Líquido

En la cámara de combustión, la mezcla se forma a partir de la vaporización del combustible líquido (kerosene, Jet A1, etc) introducido en los tubos de vaporización o de pre-mezcla. Por lo tanto, el sistema no requiere alta presión, siendo posible el uso de bombas de combustible automovilísticas de baja presión.

El sistema en general se conforma de un tanque con pescante para la succión y una bomba genérica de 12V con su correspondiente filtro, ambos aptos para hidrocarburos. En línea con ellas se conecta una válvula de corte de seguridad y otra by-pass para controlar el flujo de combustible que circula hacia la turbina. Además del by-pass, puede utilizarse también la tensión de la bomba para regular su funcionamiento, generando un doble comando para mayor precisión.

El tanque de combustible debe tener, además de la boca de succión, dos conexiones adicionales. En una de ellas se conectará el retorno de combustible del by-pass, mientras que la otra deberá conectarse a la carcasa de la turbina, para compensar la diferencia de presión entre la cámara y la atmósfera.

La conexión entre las partes se realizará con mangueras tipo cristal que permitan observar y controlar el correcto flujo de combustible.

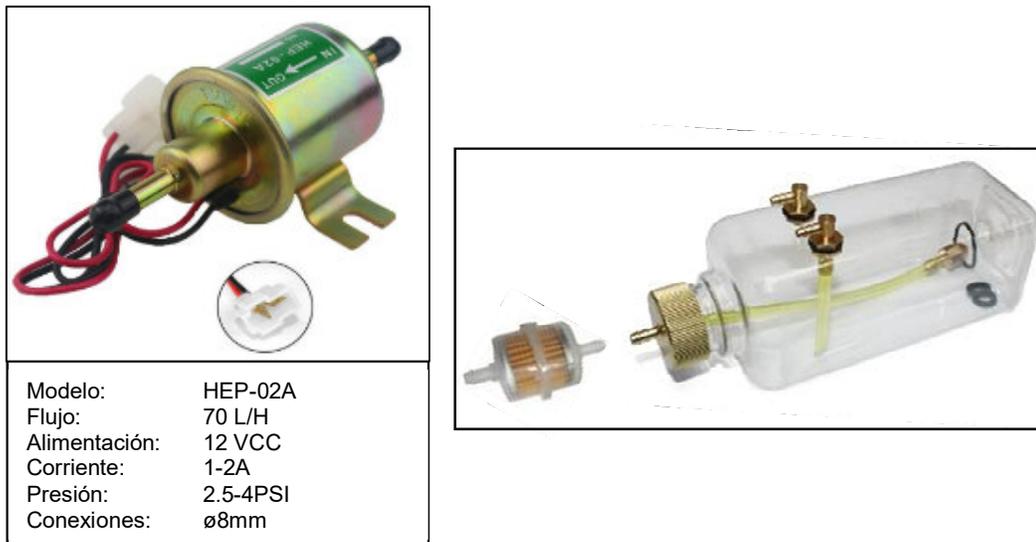


Fig. 83. Bomba de combustible genérica y Tanque de combustible de tres conexiones y filtro.
<https://www.amazon.com/Transparent-Plastic-Metal-Airplane-Aircraft/dp/B01K9CAXL4>.

10.3 Circuito de lubricación

Como se dijo, en el caso de las primeras pruebas de funcionamiento de la turbina se utilizarán rodamientos de acero convencionales. Por lo tanto, será necesario un circuito de lubricación que introduzca pequeñas cantidades de aceite en el sector de los rodamientos para lubricar y refrigerar.

El sistema constará simplemente de un recipiente similar al utilizado como tanque de combustible, que deberá estar en un plano superior al de la turbina y también conectado a la presión de la carcasa, impulsando por gravedad el flujo de aceite por las tuberías

de capilares de cobre hacia los rodamientos. El sistema será calibrado para un flujo de aceite recomendado de 5ml/min repartido entre ambos rodamientos.

10.4 Sistema de giro

Para el encendido de la turbina, es necesario llevar al rotor a un régimen de giro cercano al 15-20% de la velocidad nominal, punto donde habitualmente las turbinas logran autosostenerse en funcionamiento. A mayor velocidad de rotación inducida, más simple será el arranque de la turbina. Esta tarea generalmente es llevada a cabo de dos maneras diferentes.

La primera y más sencilla, es inducir el giro del rotor a través de la inyección de aire comprimido en la admisión de la turbina, ya sea mediante un compresor común del tipo taller o un soplador comercial.

La segunda alternativa, más avanzada, es impulsar mecánicamente el eje del rotor. Para ello se utilizan motores de 12VCC que se alojan mediante soporte en la sección frontal del compresor y se acoplan directamente al eje a través de una superficie de roce, y cuyas velocidades de giro alcanzan 15.000 rpm.

Para las pruebas iniciales, se considera apropiado el arranque por inyección de aire, reservando la utilización de motores eléctricos para el arranque automatizado en versiones posteriores. Un motor apropiado para dicho fin, es el Mabuchi RS-550VC-7525, disponible en el mercado argentino y cuyas características se resumen en la Fig. 84.

MODEL		VOLTAGE		NO LOAD		AT MAXIMUM EFFICIENCY				
		OPERATING RANGE	NOMINAL V	SPEED r/min	CURRENT A	SPEED r/min	CURRENT A	TORQUE mNm	gcm	OUTPUT W
RS-550VC	7525	6.0 - 14.4	12	17600	1.2	15730	10.1	58.3	594	95.9



Fig. 84. Motor Mabuchi RS-550VC-7525. Datos técnicos. (https://www.amazon.com/RS-550-Motor-6-24V-Speed-Torque/dp/B07B918JV8/ref=sr_1_fkmr1_3?ie=UTF8&qid=1535050640&sr=8-3-fkmr1&keywords=mabuchi+rs+550).

Capítulo 11 Instrumentación y Control

11.1 Variables a medir

Las mediciones de las variables termodinámicas de la turbina durante su funcionamiento, se deben realizar de manera de poder definir cada uno de los estados termodinámicos del ciclo.

Como es sabido de la termodinámica, conociendo al menos dos de las variables de estado de un gas, es posible determinar todas las restantes. Por lo tanto, para definir ciclo, bastara conocer la temperatura y la presión del gas en cada punto.

Se seleccionan estas variables debido a que son las que presentan mayor facilidad para su lectura, debido a la multiplicidad de equipos disponibles en mercado y también a su relación directa con los diagramas de los ciclos termodinámicos.

Por otro lado, para el cálculo de trabajo y eficiencia que caracteriza el funcionamiento de la turbina, es necesario conocer otros parámetros tales como:

- Caudal de aire
- Consumo de combustible
- RPM del rotor
- Empuje del motor TG

El conocimiento de todos los parámetros mencionados contribuye a un mejor monitoreo y control de las variables operativas de la turbina, como así también brinda información para la realización de las prácticas de laboratorio, fin último del proyecto.

A continuación, se realiza una descripción de los sensores a utilizar para cada variable, incluyendo los elementos electrónicos básicos que se necesitan para poder realizar las lecturas, en caso de que se lo requiera.

11.2 Medición de Temperatura

Los sensores más comúnmente utilizados para la medición de temperatura en amplios rangos son las llamadas termocuplas o termopares. Existen otros sensores de temperatura basadas en silicio, como el LM35, por ejemplo, pero que están normalmente limitados a un rango de temperatura por debajo de los 150°C, lo que no satisface las necesidades del proyecto.

Las termocuplas son sensores de temperatura formados por dos alambres compuestos de metales de distintas aleaciones. Dichos alambres se unen en uno de sus extremos formando la llamada junta caliente, la cual se somete al medio a medir. En el extremo opuesto, llamado junta fría, se genera un fem (Fuerza Electromotriz) cuyo valor en mV varía de acuerdo a la temperatura del medio. Estos valores de tensión, generados a partir del fenómeno conocido como “Efecto Seebeck”, son finalmente traducidos a unidades de temperatura como °C ó °F mediante equipos destinados a tal fin, obteniendo el valor de temperatura medido.

Este tipo de sensores son económicos, intercambiables, tienen conectores estándar y son capaces de medir un amplio rango de temperaturas. Existe una gran variedad de tipos de termocuplas (Tipo K, Tipo J, Tipo E, Tipo T, Tipo R, Tipo S) con distintas configuraciones, sin embargo, las más utilizadas son del tipo “J” y “K”.

Se seleccionan de lo disponible en el mercado termocuplas tipo K de bajo costo, que son apropiadas para el presente proyecto. Las termocuplas Tipo K poseen una junta del tipo cromel/alumel. El cromel es una aleación de Ni-Cr, y el alumel es una aleación de Ni-Al. Tienen un rango de temperatura de $-200\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $+1372\text{ }^{\circ}\text{C}$ y una sensibilidad $41\text{ }\mu\text{V}/^{\circ}\text{C}$ aproximadamente. Posee buena resistencia a la oxidación y el rango de temperaturas es acorde a las mediciones que se quieren realizar.

Las termocuplas se alojan dentro de cobertores de acero inoxidable que poseen una rosca externa que permite la instalación en los puntos de medición.



Fig. 85. Termocupla tipo K comercial.

La forma más sencilla y directa de realizar la lectura de las termocuplas es a través de multímetros con adquirentes preparados para tal fin. El laboratorio tiene disponible para su utilización en el presente proyecto un multímetro Fluke 189. El mismo tiene capacidad para adquirir termocuplas tipo K, y sus características se resumen en la



Especificaciones básicas	
Función	Rangos/Descripción
Tensión de CC	0 a 1000 V
Tensión de CA, RMS real	2,5 mV a 1000 V – ancho de banda de 100 kHz
Exactitud básica	Tensión de CC: 0,025 % Tensión de CA: 0,4 %
Corriente CC	0 a 10 A (20 A durante 30 segundos)
Corriente CA, RMS real	25 μA a 10 A (20 A durante 30 segundos)
Resistencia	0 a 500 M Ω
Conductancia	0 a 500 nS
Capacitancia	0,001 nF a 50 mF
Prueba de diodos	3,1 V
Temperatura	$-200\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $1350\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($-328\text{ }^{\circ}\text{F}$ a $2462\text{ }^{\circ}\text{F}$)
Frecuencia	0,5 Hz a 1000 kHz

Fig. 86. Multímetro Fluke 189 y sus especificaciones básicas. Se resalta el rango de medición de temperaturas para termocuplas tipo K.

La dificultad del uso de multímetro para la lectura de las termocupas radica en la imposibilidad de medir las temperaturas en todos los puntos de interés en forma simultánea.

Una alternativa viable para solucionar este inconveniente es adoptar el uso de microcontroladores tipo Arduino Uno o similares, también de bajo costo y amplia difusión comercial. Para ello basta utilizar módulos acondicionadores de señal MAX6675, también de bajo costo.

El módulo acondicionador de termocupla MAX6675 es un convertidor analógico/digital especializado para termopares tipo K. Con este módulo es posible conectar fácilmente un termopar a cualquier microcontrolador a través de una interfaz SPI unidireccional.

Dentro de su circuito se encuentra la electrónica necesaria para amplificar, compensar y convertir a digital el voltaje generado por el termopar, lo que hace muy sencilla la tarea de conectar un termopar a un microcontrolador, ya que toda la electrónica necesaria y las terminales apropiadas para facilitar su uso.

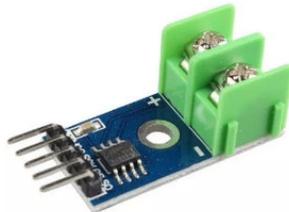


Fig. 87. Módulo acondicionador MAX6675. (<https://articulo.mercadolibre.com.ar/MLA-689418715-modulo-termometro-max6675-termocupla-tipo-k-arduino-JM>)

El MAX6675 se conecta con un microcontrolador mediante una interfaz de 3 líneas compatible con el estándar SPI, y a continuación se listan sus características principales:

- Alimentación: 3.3 V a 5 V
- Corriente de funcionamiento: 50 mA
- Consumo máximo: 1.5 mA
- Temperatura rango de medición: 0°C a 1024°C
- Resolución de la temperatura: 0.25°C
- Modo de salida: SPI señal digital
- Temperatura de trabajo: -20°C a +85°C
- Interfaz compatible con SPI solo de lectura
- Resolución: 12 bits, 0.25°C
- Medición hasta 1024°C
- Frecuencia de reloj SPI máxima F_{scl}: 4.3 Mhz
- Tiempo de conversión: 0.17 seg. máximo 0.22 seg.
- Numero de pines: 5
- Terminal de 2 tornillos (para conectar termopar)
- Compatible con Arduino
- Dimensiones: 38 mm X 16 mm

11.3 Medición de Presión

Debido a la inexistencia de sensores electrónicos de presión que presenten bajo costo y fácil acceso, y ante la necesidad de simplificar los sistemas de lectura, la medición de presión de los distintos puntos de la turbina se realizará a través de instrumentos analógicos, precisamente de manómetros.

Recordando que la presión máxima del ciclo está en torno a los 2,33 bar absolutos (o 1,33 bar manométricos), se selecciona para el presente proyecto un manómetro de la firma Genebre con fondo de escala de 2,5 bar, el cual tiene amplia difusión en el mercado y bajo costo. Las características del instrumento se resumen en la **Fig. 88**.

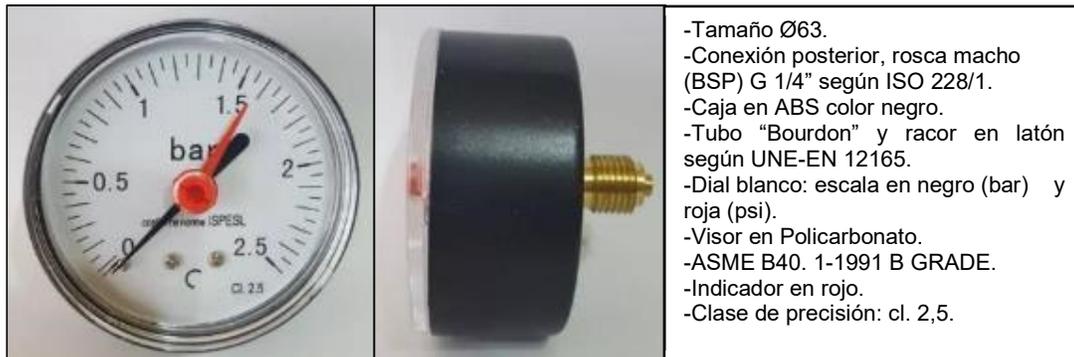


Fig. 88. Manómetro seleccionado para medición de presión. (<https://articulo.mercadolibre.com.ar/MLA-712949254-manometro63-indicador-rojo-salida-post14-0-25-bar-genebre- JM>)

El sistema de lectura se complementa con conectores neumáticos que se roscan en los puntos de medición, conectados a los instrumentos a través de mangueras neumáticas de poliuretano de 10 bar de presión máxima. Un resumen de las características de estos elementos se observa en la **Fig. 89**.



Fig. 89. Conexiones y manguera para manómetro (<https://articulo.mercadolibre.com.ar/MLA-659738997-conector-neumatico-recto-4mm-con-rosca-m5-impresora-3d- JM>)

11.4 Medición de Caudal de aire

La determinación del caudal másico de aire que circula por la turbina es esencial para los cálculos de trabajo del ciclo termodinámico y para relevar curvas características del gasto de la misma.

Un caudal másico de aire puede ser medido en forma directa a través de caudalímetros de hilo caliente como los utilizados en automóviles de turismo. Sin embargo, estas piezas tienen un valor elevado en el mercado.

En pos de minimizar gastos, se propone la medición indirecta. La misma consiste en medir la velocidad de flujo del gas que ingresa a la turbina, en un área de referencia conocida. De esta manera, es posible calcular el caudal volumétrico, y conocidas las variables de estado del gas en el punto de medición (p y T , típicamente), se estima el caudal másico.

El instrumento seleccionado para la medición se trata de un termo-anemómetro HoldPeak HP-846A (Fig. 90), el cual se encuentra ya disponible para prácticas de laboratorio. Dentro de sus características se destaca la posibilidad de leer directamente caudales volumétricos (m^3/min) ingresando un área predeterminada y la lectura adicional de temperatura de fluido, restando conocer simplemente la presión en el punto de medición para poder estimar el caudal másico de fluido.

Debido a sus condiciones de operación, este equipo se dispondrá en la canalización de ingreso de aire a la turbina, utilizando un área frontal igual al diámetro mayor de la turbina.



Función	Unidad	Velocidad de Flujo	Resolución	Menor valor de lectura	Precisión
Rango de velocidad medible	m/s	0.0-45.0	0.001	0.3	$\pm 3\% \pm 0.1$
	ft/min	0.0-8800	0.01/0.1/1	60	$\pm 3\% \pm 20$
	Knots	0.0-88.0	0.001/0.01	0.6	$\pm 3\% \pm 0.2$
	Km/h	0.0-140.0	0.001	1.0	$\pm 3\% \pm 0.4$
	Mph	0.0-100	0.001/0.01	0.7	$\pm 3\% \pm 0.2$
Rango de flujo medible	CMM: 0-999900m ³ /min/CFM: 0-999900 ft ³ /min				
	Unidad	Rango	Resolución	Área	
	CMM(M ³ /MIN)	0-999900	0.001-100	0.001-9999	
	CFM(FT ³ /MIN)	0-999900	0.001-100	0.001-9999	
Rango medible de Temperatura	Unidad	Escala	Resolución	Precisión	
	°C	0.0-45.0	0.1	$\pm 1.0^{\circ}C$	
	°F	32.0-113.0	0.1	$\pm 1.8^{\circ}F$	
Condiciones de Operación	Temperatura			Humedad	
	Equipo	0-50°C(32-122°F)		$\leq 80\%RH$	
	Turbina	0-60°C(32-140°F)			

Fig. 90. Anemómetro HoldPeak HP-846A a utilizar para medición de caudal de aire.

11.5 Medición de velocidad de giro

Dado que los esfuerzos sobre el rotor directamente proporcionales con la velocidad del giro, esta es un parámetro importante en el funcionamiento de la turbina que es necesario monitorear.

Para la medición de esta variable se propone la utilización de un tacómetro digital, el cual opera sin contacto con el eje, midiendo a través de la reflexión de un haz láser en una banda reflectiva adhesiva que se coloca sobre el punto del rotor donde se desea hacer la medición.

El instrumento seleccionado es el tacómetro GRALF DT2234A, equipo de bajo costo y que puede ser adquirido en el mercado, cuyas características se resumen en la **Fig. 91**. El punto de medición se escoge sobre el lado del cono del compresor, puesto que es el lugar más frío y de fácil acceso de la turbina.



Fig. 91. Características del Tacómetro digital GRALF DT2234A para control de velocidad de giro.
(<https://articulo.mercadolibre.com.ar/MLA-695130715-tacometro-digital-laser-sin-contacto-gralf-dt2234a-rpm-funda-JM>)

Una alternativa viable para el control de la velocidad de giro es el uso de un sensor óptico infrarrojo de corto alcance, como el dispositivo CNY70. (**Fig. 92**). El mismo opera con un emisor (fotodiodo) y un receptor (fototransistor). El fotodiodo emite un haz de radiación, que es recibida por el fototransistor cuando el haz se refleja sobre una superficie u objeto, pudiendo ser esta una banda reflectiva colocada en el eje del lado del compresor.

El CNY70 puede ser utilizado en forma digital o analógica. En el presente caso será utilizado de manera digital, contando los cambios de estado del sensor por unidad de tiempo para estimar la velocidad de giro del rotor. Para ello, la implementación del CNY70 requiere la programación a través de un microcontrolador que sea capaz de realizar el conteo del cambio de estado del sensor.

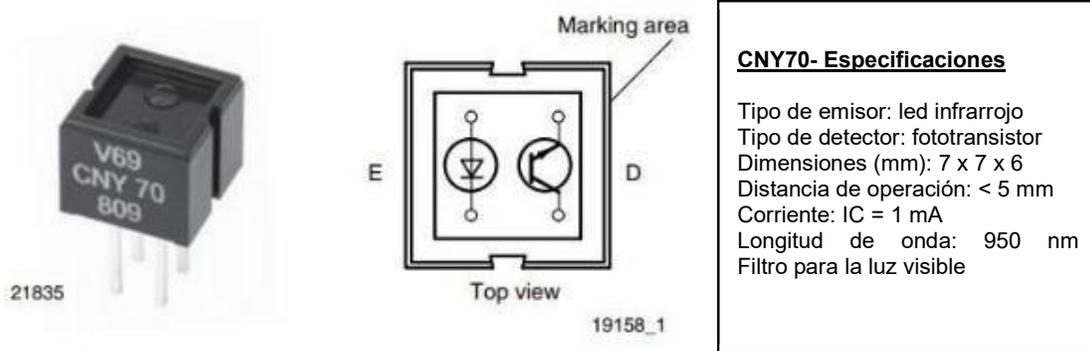


Fig. 92. Sensor óptico infrarrojo CNY70 para implementar con microcontrolador.
<https://articulo.mercadolibre.com.ar/MLA-622950677-sensor-optico-reflectivo-infrarrojo-cny70-arduino-pic-avr-JM>

11.6 Medición de empuje

La medición del empuje que genera la turbina durante su funcionamiento puede ser registrada a través de una celda de carga de amplia difusión comercial. Para ello, la turbina debe ser montada en una guía móvil, que permita su desplazamiento axial.

Las celdas se comercializan con diferentes capacidades de carga nominales, siendo las más adecuadas para el presente proyecto las de 10 o 20 kgf.

Para su implementación con microcontroladores, las celdas se comercializan con un módulo acondicionador de señal HX711. Este módulo es una interface entre las celdas de carga y el microcontrolador, permitiendo poder realizar lecturas de manera sencilla a través de una entrada analógica. Las características de ambos elementos se resumen en la

Fig. 93.

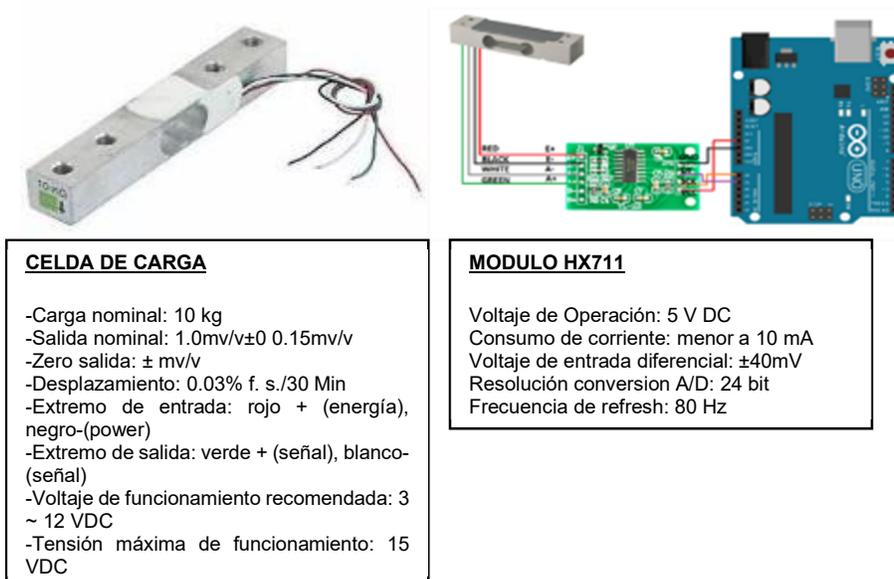


Fig. 93. Celda de carga y módulo HX711 propuesto para la medición de empuje de la turbina, con

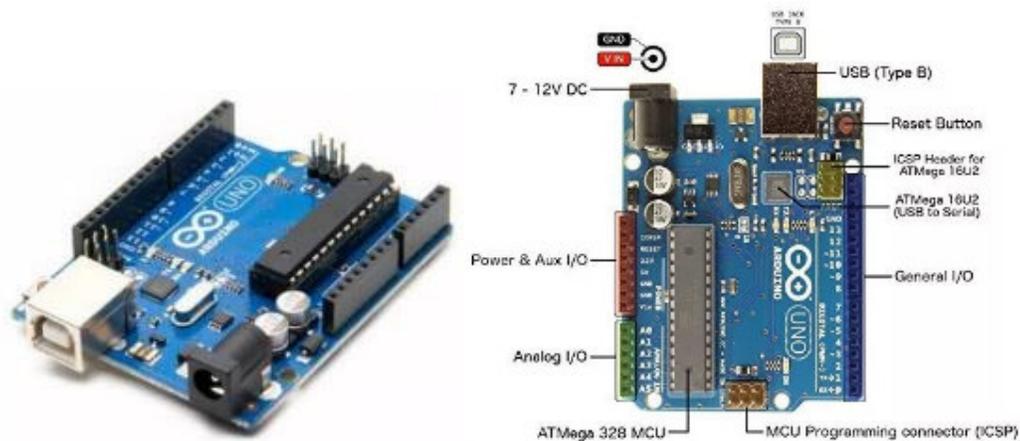
esquema de conexión. (<https://articulo.mercadolibre.com.ar/MLA-724441653-celda-carga-sensor-peso-10kg-interfaz-hx711-mona-JM>).

11.7 Microcontrolador

Debido a su amplia difusión y accesibilidad, se propone el uso de un microcontrolador Arduino UNO R3, el cual es recomendado para principiantes en el mundo de la electrónica y el control. Se trata de uno de los hardware más populares para la realización de proyectos de código abierto y basa su funcionamiento en una sencilla placa de I/O (Entradas y salidas) y un entorno de desarrollo libre (open source) que puede ser descargada de forma totalmente gratuita.

Cada uno de los 14 terminales digitales pueden ser usadas como entrada o salida, utilizando las funciones propias de programación. Cada puerto puede recibir o proveer una corriente máxima de 40 mA. Esto resulta suficiente para la cantidad de mediciones que deben ser realizadas por el microcontrolador en la turbina.

Por lo tanto, la plataforma Arduino resulta adecuada para el presente proyecto para la implementación de un sistema SCADA, acrónimo de Supervisory Control And Data Acquisition (Supervisión, Control y Adquisición de Datos). Las características del equipo se resumen en la Fig. 94.



Microcontroller	ATmega328
Operating Voltage	5V
Input Voltage (recommended)	7-9V
Input Voltage (limits)	6-20V
Digital I/O Pins	14 (of which 6 provide PWM output)
Analog Input Pins	6
DC Current per I/O Pin	40 mA
DC Current for 3.3V Pin	50 mA
Flash Memory	32 KB (ATmega328) (0.5 KB used by bootloader)
SRAM	2 KB (ATmega328)
EEPROM	1 KB (ATmega328)
Clock Speed	16 MHz

Fig. 94. Resumen de las características del microcontrolador ARDUINO UNO.
(<https://articulo.mercadolibre.com.ar/MLA-619903679-arduino-uno-r3-original-cable-usb-chip-desmontable-atmel-JM>)

Los diferentes valores monitoreados por el microcontrolador serán mostrados a través de un display que permita la visualización rápida de todas las variables, teniendo la opción de realizar la muestra de valores a través de una PC.

El dispositivo seleccionado es un display LCD de bajo costo con controlador HD44780, de 4 hileras de 20 caracteres, con backlight y caracteres blancos en fondo azul. El mismo se presenta ideal para utilizar con Arduino, PIC y cualquier otro microcontrolador.

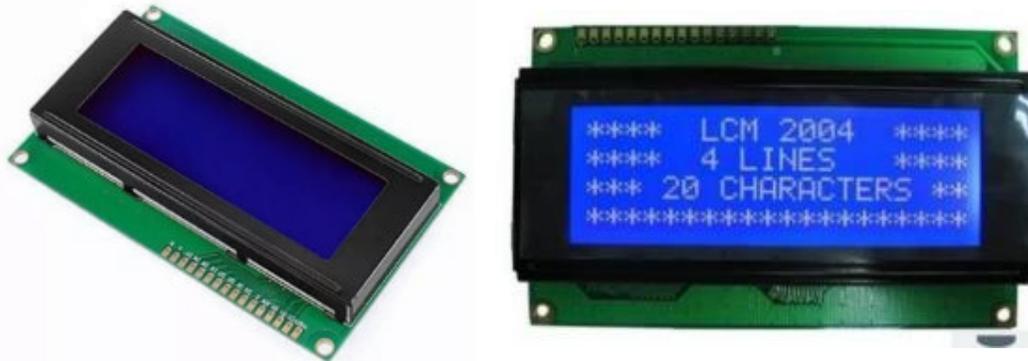
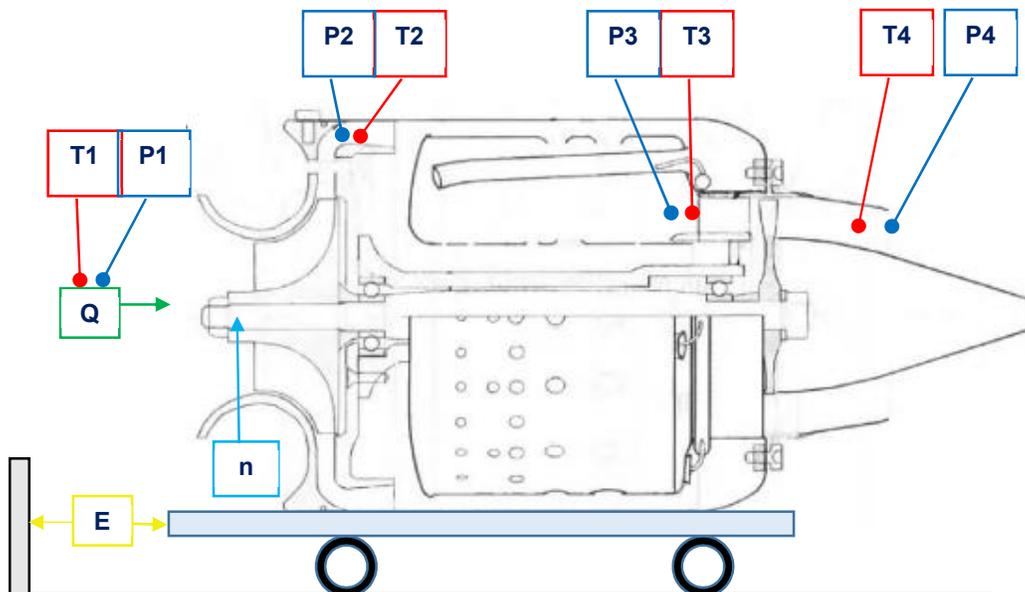


Fig. 95. Display LCD de 4 líneas y 20 caracteres, seleccionado para la muestra de valores monitoreados por microcontrolador ARDUINO UNO.

11.8 Lectura de valores

En la **Fig. 96**, se resumen los métodos de medición y se señalan los lugares físicos donde se realizará la medición de las variables, eligiéndose esos puntos por ser representativos y por presentar mayor facilidad para su colocación. Cabe resaltar que en debido a las altas temperaturas en la sección de salida (T_3 y T_4), no existe posibilidad de utilizar manómetros o accesorios que soporten dicha condición, por lo que se suponen las presiones $P_3=P_2$ y $P_4=P_1$, sin cometer grandes errores.



Símbolo	Variable	Instrumento de medición	Visualización de resultados
Q	Caudal volumétrico de aire [m ³ /min]	Anemómetro HoldPeak HP-846A	Display de instrumento
n	Velocidad de Giro [rpm]	Tacómetro Graf DT2234A	Display de instrumento
E	Empuje de Turbina [kgf]	Celda de carga +Módulo HX711 +Microcontrolador Arduino UNO	Display LCD Arduino
T1	Temperatura de Entrada [°C]	Anemómetro HoldPeak HP-846A	Display de instrumento
T2, T3, T4	Temperaturas [°C]	Termocupla tipo K +Multímetro Fluke 189 ó +Módulo MAX6675 +Microcontrolador Arduino UNO	Display LCD Arduino
P1, P2	Presión [bar]	Manómetro analógico Genebre	Relojes
P3, P4	Estimadas como P3=P2 y P1=P4		

Fig. 96. Esquema de las variables y puntos de medición a efectuar con la instrumentación de la turbina.

Capítulo 12 Operación y prácticas

12.1 Condiciones de Seguridad

Las turbinas en general y los modelos a escala de motores a reacción presentan peligros inherentes a su funcionamiento, ya sea a régimen nominal o durante su puesta en marcha. Por lo tanto, una serie de normas de seguridad deben ser tenidas en cuenta durante la operación de estos equipos.

En general, cualquier motor en cuyo extremo se aloja una hélice resulta peligroso en el plano de rotación bajo cualquier circunstancia. Un álabe fracturado o alguna partícula succionada pueden ser expulsados radialmente a gran velocidad. Por tanto, una primera medida de seguridad es evitar que el operador o cualquier espectador de la turbina se ubiquen a los lados de la misma, especialmente en el plano de los rodetes. Las zonas seguras, por consecuencia, están ubicadas por delante y por detrás de la turbina.

Debe asegurarse que el motor esté firmemente anclado a su asiento, mientras que el frente de la turbina debe estar libre de suciedad y cualquier elemento pequeño que pueda ser introducido. Para ello es posible utilizar una malla protectora que evite la introducción de objetos que pueden dañar la turbina o ser despedidos a alta velocidad.

La emisión de gases resultante implica que la turbina debe ser puesta en marcha siempre en un lugar ventilado, por lo que su ubicación será en la sala del banco de motores con el forzador de aire siempre conectado para extraer los gases de combustión.

En todo momento deberá tenerse al alcance de la mano un extinguidor del tipo ABC, ya sea de polvo químico o dióxido de carbono, cuya eventual utilización no causaría daños al equipamiento.

La característica más peligrosa de los motores a reacción es su tendencia a la sobrevelocidad por embalamiento. En principio, estos motores no tienen una velocidad de rotación máxima. Por lo tanto, si el flujo de combustible es abierto sin restricciones, el motor acelerará hasta que algún componente no resista las tensiones o la temperatura de funcionamiento, con la consecuente rotura y todos los peligros de daño que acarrea.

La operación del flujo de combustible debe ser entonces controlada cuidadosamente, y diseñada de tal manera que sea imposible sobrealimentar el motor. Esta precaución debe tenerse también durante la fase de encendido, puesto que el combustible no quemado inmediatamente tiende a acumularse y puede producir efectos indeseados al encenderse, incluso produciendo explosiones. Por ello previo a la inyección de combustible la turbina deberá estar en rotación y con el sistema de encendido conectado, generando una fuente caliente de manera continua.

En base a los requerimientos de seguridad establecidos anteriormente, se realizó un procedimiento de puesta en marcha y operación de la turbina.

12.2 Procedimiento de Puesta en Marcha y Operación

El presente procedimiento de puesta en marcha presenta pasos secuenciales que, por razones de seguridad, deberán ser respetados en el orden establecido. El mismo será modificado o detallado a partir de las experiencias de laboratorio futuras, con el objeto de perfeccionar medidas de seguridad y facilitar el encendido y operación de la turbina una vez construida.

Acción		Observación
1	Conexión de dispositivos de medición	Verificar visualmente que los mismos se encuentran en buen estado y funcionan correctamente
2	Prelubricar los rodamientos	Aplicar presión manualmente sobre el recipiente de aceite lubricante, sin excederse
3	Inyectar aire de encendido	Acercar soplador de aire a la admisión de la turbina, o darle arranque mediante motor eléctrico externo.
4	Conectar sistema de ignición	Conectar en forma continua el sistema generador de chispa, o acercar una fuente caliente al escape de la turbina
5	Inyectar gas combustible	Abrir lenta y gradualmente el regulador de presión de gas butano, propiciando el ingreso de combustible a la cámara de combustión.
6	Verificar el encendido de la mezcla	La verificación puede hacerse visualmente mediante ventana de inspección en carcasa, por utilización de un espejo en el escape de la turbina. Habitualmente el encendido está acompañado de un sonido característico proveniente de la cámara de combustión
7	Verificación de llama en el escape de la turbina.	Para evitar el daño de los elementos, se controla que no existan llamas que se prolonguen más allá de la cámara de combustión y salgan al exterior. En caso de existir, reducir el caudal de combustible.
8	Incrementar flujo de combustible	Continuar inyectando combustible, ya sea líquido o gaseoso, de manera gradual. Deberá Incrementarse la velocidad de giro y presión en la cámara de combustión. El tip de los álabes debe comenzar a calentarse por la temperatura de escape, pudiendo alcanzar colores anaranjados-rojizos.
9	Verificación de presión	Con un medidor de presión por columna de agua, (1 cm = 1mbar) verificar que existe un diferencial de presión mínimo de 50 mbar.
10	Retirar la alimentación externa de aire,	Se debe desconectar la inyección de aire por soplador, o apagar el motor de arranque externo, verificando el auto-sostenimiento de la turbina. Registrar velocidad mínima de autosostenimiento.
11	Verificación de roces	En cualquier momento de la operación, si se oye rozamiento de los rotores con la carcasa o se percibe vibración excesiva, deberá desconectarse automáticamente el sistema, refrigerando con el forzador de aire.
12	Regulación por inyección de combustible	La regulación del régimen de funcionamiento de la turbina se realizará a través de la regulación manual de la inyección de combustible, sin exceder los límites especificados y de manera gradual, a fin de evitar choque térmico de los elementos de la turbina.

13	Registrar datos	Registrar datos de los equipos de medición requeridos en la práctica, ya sea en forma manual o automática. Deberá prestarse atención continuamente a la indicación de temperatura de cámara de combustión y a la velocidad de giro, sin sobrepasar los límites establecidos.
14	Disminución de velocidad de giro	Disminuir la inyección de combustible hasta alcanzar la velocidad mínima de auto-sostenimiento de la turbina, idéntica a la indicada en el paso 10. La disminución debe ser gradual, a fin de evitar el choque térmico de los elementos.
15	Apagado	Finalizar la inyección de combustible, cerrando todas las válvulas de paso y apagando el sistema continuo de encendido
16	Refrigerar	Acercar soplador de aire a la admisión de la turbina, o conectar motor eléctrico externo de arranque. Mantener 5 min para el correcto enfriamiento de los elementos, verificando por las termocuplas se alcance la temperatura ambiente.
17	Apagado de instrumentos de medición	Verificar visualmente el estado de los mismos
18	Inspección visual	Verificar de manera manual el giro libre del rotor, e inspeccionar visualmente el estado de los rotores de compresor y turbina.

12.3 Prácticas de Laboratorio

El objetivo del diseño de la presente turbina es poder realizar prácticas de laboratorio durante la materia Máquinas Térmicas II. La construcción de la misma y la implementación de la instrumentación planteada, brindará la posibilidad a los alumnos de adquirir datos útiles y empíricos para la realización de trabajos prácticos, como así también observar en primera persona los principios de funcionamiento de las turbomáquinas.

Los parámetros básicos de cualquier turborreactor aeromodelista son en general la velocidad de rotación, la presión máxima alcanzada y el empuje del motor, el cual representa la potencia útil. Sin embargo, implementando los sistemas de medición, es posible adquirir otros datos que complementan la información.

Obteniendo los valores de presión y temperaturas en cada uno de los puntos indicados en la Fig. 96, es posible trazar el ciclo termodinámico del funcionamiento de la turbina, ya sea de manera analítica o a través de software específico, como Termograf®.

De dicho ciclo es posible extraer información del rendimiento térmico del motor, de la potencia generada por empuje (el cual puede ser contrastado con la medición directa a través de celda de carga), consumo específico (cantidad de combustible consumido por cada unidad de energía generada), rendimiento de las etapas de compresión y de turbina, entre otros.

Un resumen de los parámetros medidos y otras constantes puede verse en la Tabla 28. Haciendo uso de la termodinámica, otros parámetros de interés y diversas características del funcionamiento del motor pueden ser deducidos. En la Tabla 29 se detallan algunos de ellos, donde figuran también algunas ecuaciones básicas para su cálculo.

Tabla 28. Parámetros medidos y constantes

Parámetros medidos y constantes		
Velocidad de rotación	n	rpm
Presiones	P _i	bar
Temperaturas	T _i	K
Área de salida tobera de escape	A	m ²
Consumo de combustible	\dot{m}_c	kg/s
Caudal de aire	\dot{m}	Kg/s
Empuje del motor	E	N
Constante del aire	R	kJ/kg K
Calor específico del aire	C _p	kJ/kg K
Poder calorífico del combustible	H _i	kJ/kg

Tabla 29. Parámetros deducidos de mediciones

Parámetro	Ecuación	Unidad
Velocidad periférica	$u = n * d_2 * \frac{\pi}{60}$	m/s
Relación de compresión	$\varepsilon = \frac{P_0 + P_3}{P_0}$	ad
Densidad de gas al escape	$\rho_4 = \frac{P_4}{R T_4}$	kg/m ³
Caudal másico	$\dot{m} = \frac{F}{c} = \sqrt{A * E * \rho_4}$	kg/s
Velocidad de escape	$c_4 = \frac{E}{\dot{m}} = \sqrt{\frac{E}{A * \rho_4}}$	m/s
Potencia Jet	$P_{jet} = \frac{1}{2} * \dot{m} * c_4^2$	W
Rendimiento Térmico	$\eta = \frac{P_{jet} + \dot{m} * c_p * (T_4 - T_0)}{\dot{m}_c * H_i}$	ad
Empuje Específico	E/masa de turbina	N/kg

Con los parámetros enumerados en las tablas precedentes, es posible proponer las siguientes actividades y prácticas de laboratorio:

TP 1: Reconocimiento de TG

En primer término, se propone al alumnado reconocer los principios básicos de funcionamiento del motor TG, a través de la observación de la turbina didáctica y los elementos que la conforman. Se explican detalladamente todas las variables medidas y los instrumentos utilizados, proponiéndose un trabajo de investigación acerca de cuáles

son los parámetros típicos de temperatura, presión y régimen de funcionamiento de diversas TG industriales (uso para generación, uso aeronáutico, etc.).

TP 2: Ciclo Termodinámico de TG

Fijando el motor a un régimen de velocidad de giro nominal, se plantea un trabajo práctico a partir de la lectura de los datos leídos. El mismo, consistirá en:

- Trazado del Ciclo Termodinámico
- Cálculo de rendimiento térmico
- Cálculo de trabajo y rendimiento isoentrópico del compresor
- Cálculo de trabajo y rendimiento isoentrópico de turbina
- Trabajo y potencia neta del ciclo
- Rendimiento térmico del ciclo
- Calor q_1 aportado en cámara de combustión
- Calor q_2 cedido en escape
- Rendimiento de combustión

El trazado del ciclo se realizará para diferentes temperaturas T_3 , y como alternativa, se podrá realizar pulverizaciones de agua en la entrada de la turbina con el objeto de bajar la temperatura de admisión T_1 , y poder observar la variación del ciclo ante esto.

TP 3: Características de los motores aéreos

A partir de lo aprendido en el trabajo anterior, se propone realizar un mapeo del funcionamiento del motor, construyendo curvas características en función de la velocidad de giro y condiciones atmosféricas.

Se propone la construcción de las curvas de los siguientes parámetros, a determinar a partir de la práctica:

- Relación de compresión
- Caudal másico de aire
- Potencia del Jet
- Empuje
- Empuje específico
- Consumo
- Consumo específico
- Temperatura T_4 de escape
- Rendimiento térmico del ciclo
- Rendimientos isoentrópicos de compresor y turbina

Con ello, se deberá identificar:

- Régimen de empuje máximo
- Régimen de rendimiento óptimo
- Régimen de consumo específico mínimo
- Régimen ideal de turbina (máximo rendimiento)
- Régimen ideal de compresor (máximo rendimiento)

TP 4: Diseño de escalonamiento de turbina

A partir del punto de máximo rendimiento del motor, se plantea a los alumnos la posibilidad de diseñar un escalonamiento de turbina que impulse un generador eléctrico o hélice de propulsión.

Dicha etapa de turbina deberá estar a continuación del escape del motor, obteniéndose del conjunto una configuración de generador de gases (motor original) + rueda libre que impulse una carga.

Capítulo 13 Conclusiones y Futuros Trabajos

13.1 Consideraciones generales

El diseño de las turbomáquinas, debido a la naturaleza de estas, involucra la necesaria aplicación de conocimientos que están incluidos dentro de un vasto campo de la Ingeniería Mecánica.

Muchos de los conocimientos mencionados son abordados separadamente y en forma básica en las diferentes materias que la FI UNMDP brinda para la especialidad. El presente trabajo final ha sido desarrollado, entonces, de manera de reunir en una aplicación práctica los conceptos y conocimientos adquiridos en las cátedras de la carrera, entre las que se puede mencionar:

- Termodinámica
- Mecánica de los Fluidos y Máquinas Fluidodinámicas
- Máquinas Térmicas I y II
- Estática y Dinámica del Sólido
- Metalurgia Física y Aplicada
- Metrología Dimensional
- Tecnología Mecánica I
- Cálculo de Elementos de Máquinas
- Dibujo I y II
- Prototipos Mecánicos Virtuales
- Electrónica
- Control

Adicionalmente los temas o estudios implicados en el diseño de la turbina que no fueron desarrollados en las cátedras, fueron estudiados exhaustivamente a través de la búsqueda de información bibliográfica confiable, disponible en diferentes fuentes.

Hoy en día, en el ámbito industrial, las turbomáquinas representan máquinas de vanguardia donde preponderan las técnicas más avanzadas de diseño, análisis y construcción, ya sea en el aspecto mecánico, metalúrgico, termodinámico o fluidodinámico.

Los conceptos aquí aplicados son los básicos de cada materia, y representan una muy buena primera aproximación para el diseño de una turbina, en especial para una con carácter didáctico. De hecho, estos conceptos fueron utilizados en los primeros desarrollos de las turbomáquinas industriales, por lo que en definitiva su aplicación no pierde validez.

Adicionalmente, durante el trabajo se prestó especial atención a realizar el diseño de las piezas en función de la posibilidad de fabricarlas con el instrumental que la Facultad posee, sin recaer en costosos métodos de construcción externos. Misma importancia tuvo el aspecto económico, considerando minimizar el costo de los materiales a utilizar.

Por lo anterior, el presente trabajo tiene relevancia al ser analizado desde los siguientes puntos de vista:

1º Como una alternativa económica para equipar el laboratorio de máquinas térmicas sin la necesidad de recurrir a la compra de equipamiento costoso o inaccesible.

2º Como un desafío técnico-ingenieril para la asignatura de máquinas térmicas, en cuanto a lo que el diseño, construcción y puesta en funcionamiento del equipo implica.

3º Como una primera aproximación al estudio de las modernas técnicas de diseño y construcción actual.

4º Como precedente que afirma la posibilidad de realizar futuros desarrollos de máquinas didácticas de bajo costo, dentro del ámbito de la facultad, que permitan seguir equipando el laboratorio para complementar las prácticas.

13.2 Trabajos futuros

El presente trabajo abre las puertas para poder seguir desarrollando diversos trabajos complementarios al equipo en cuestión. Entre ellos se puede nombrar:

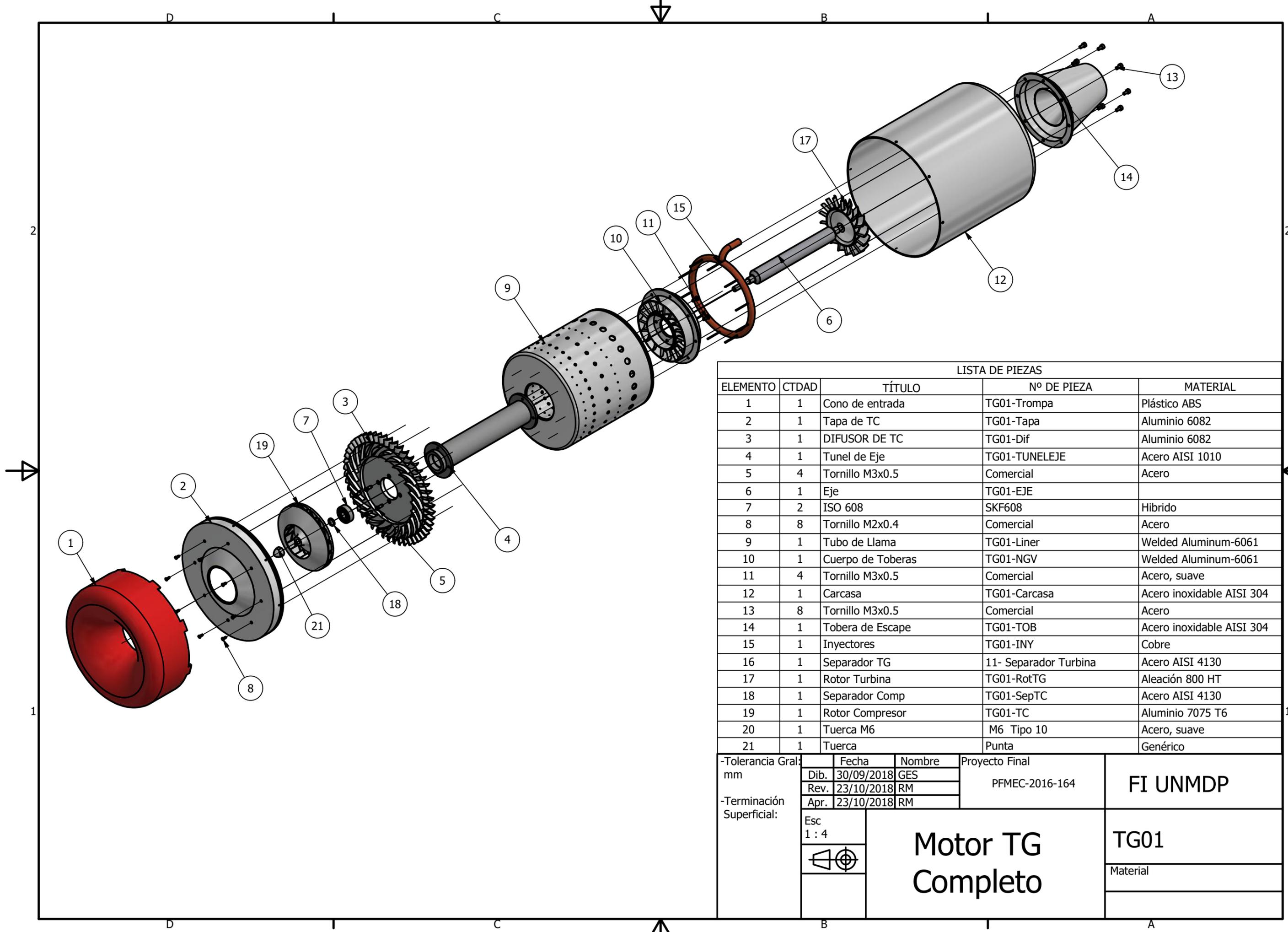
- Construcción de turbina y perfeccionamiento de métodos constructivos de las piezas.
- Diseño e implementación de escalonamiento de baja presión para impulsar un alternador/generador, logrando una configuración generadora de gases + rueda libre. Esto debe ser desarrollado cuando el motor aquí diseñado muestre un buen funcionamiento y fiabilidad.
- Desarrollo e Implementación de sistema de Instrumentación y adquisición SCADA, con la implementación de los sensores detallados en el presente trabajo y también un lazo de control para realizar todas las operaciones de puesta en marcha y funcionamiento del motor, gestionando el motor de manera electrónica.
- Diseño e implementación de control de temperatura de aire de admisión, a través de pulverización de agua u otro método efectivo.
- Optimización de los diseños aerodinámicos, térmicos y de combustión mediante implementación de modelos CFD, que permitan un rediseño con mayor precisión de los elementos.
- Desarrollo de nuevos métodos de construcción de las piezas.
- Estudio de mercado y análisis económico para estudiar la posibilidad de comercializar el motor como impulsor aeromodelista o bien como equipo didáctico.
- Diseño de una TV de índole didáctica para el laboratorio de Máquinas Térmicas.

Bibliografía

- [1] Mataix, C. (3^o Edición, 2000). *Turbomáquinas Térmicas*. Madrid: CIE.
- [2] Kamps, T. (1995). *Model Jet Engines*. Baden Baden, Alemania: Traplet.
- [3] Navia, J. A. (2010). *Preliminary design methodology for multi fuel gas turbine combustors*. Sao Jose dos Campos, Brasil.
- [4] Lefebvre, A. (2010). *Gas Turbine Combustion, Alternative fuels and emissions*. New York: CRC Press.
- [5] Saravanamuttoo. (2001). *Gas Turbine Theory*.
- [6] Didactic, U. (s.f.). *Thermal Engineering and HVAC - Power Engines and Machines Gas Turbines*. Obtenido de US Didactic Web Site: <http://www.usdidactic.com/teaching-lab-equipment/thermo-gas-turbine-jet-engine.htm>
- [7] CADIGAS. (s.f.). *Cámara Argentina de Distribuidores de Gas*. Recuperado el 16 de 11 de 2017, de <http://www.cadigas.org.ar/presentaciones.php>
- [8] Edibon. (s.f.). *Termodinámica- Turbinas Térmicas*. Obtenido de Edibon Web Site: <http://www.edibon.com/es/area/90-thermodynamics-thermotechnics/96-thermodynamics-thermal-turbines>
- [9] Kaddah, K. S. (1964). *Discharge coefficient and jet deflection studies for combustor liner air-entry holes*. Cranfield.
- [10] MEyM. (16 de 11 de 2017). *Ministerio de Energía y Minería*. Obtenido de <http://www.energia.gov.ar/contenidos/verpagina.php?idpagina=3622>
- [11] Rolls-Royce. (1996). *The jet Engine*. Derby: Rolls-Royce.
- [12] Airfoiltools.com
- [13] Tob Equilibradoras www.equitob.com
- [14] TWI Bearings <https://www.twi-global.com/technical-knowledge/faqs/faq-use-of-ceramics-as-bearing-materials/>
- [15] SKF
- [16] Boca Bearings <https://www.bocabearings.com/products/d608-602c-1889>
- [17] Zen Bearings

Apéndice A

Planos de Turbina

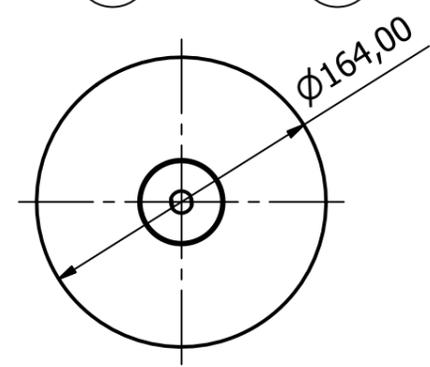
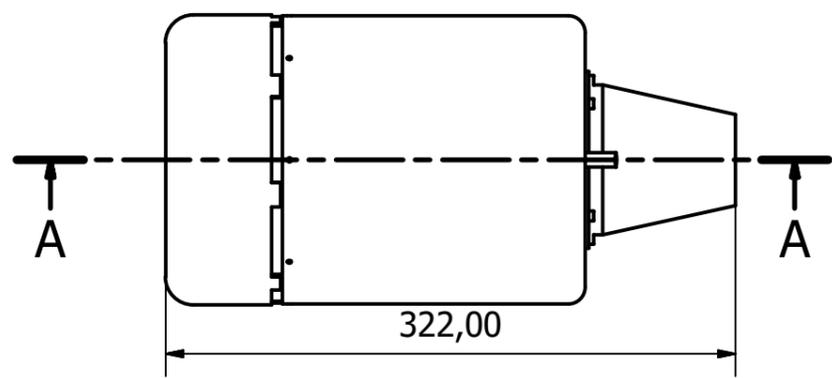
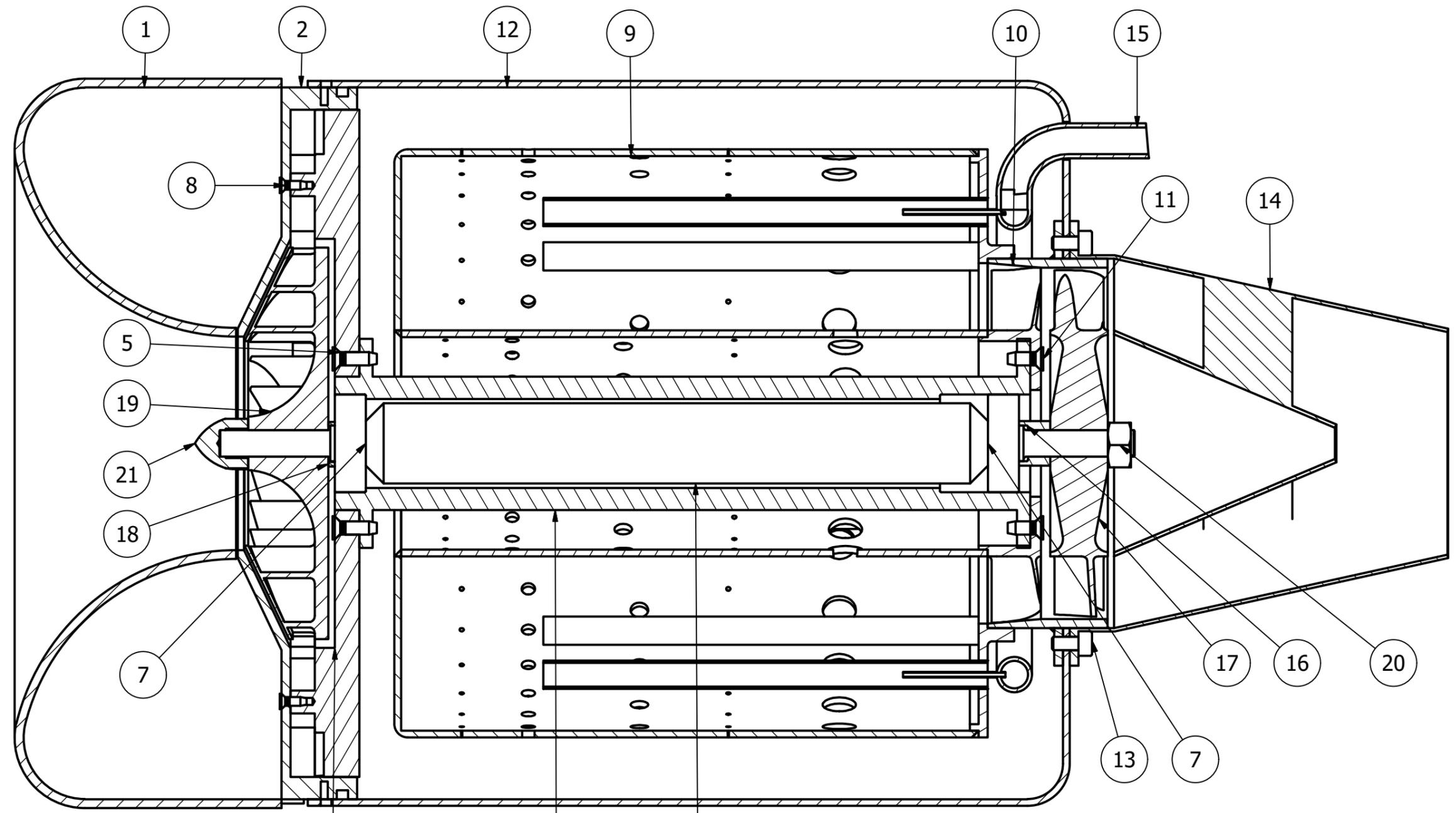


LISTA DE PIEZAS

ELEMENTO	CTDAD	TÍTULO	Nº DE PIEZA	MATERIAL
1	1	Cono de entrada	TG01-Trompa	Plástico ABS
2	1	Tapa de TC	TG01-Tapa	Aluminio 6082
3	1	DIFUSOR DE TC	TG01-Dif	Aluminio 6082
4	1	Tunel de Eje	TG01-TUNELEJE	Acero AISI 1010
5	4	Tornillo M3x0.5	Comercial	Acero
6	1	Eje	TG01-EJE	
7	2	ISO 608	SKF608	Hibrido
8	8	Tornillo M2x0.4	Comercial	Acero
9	1	Tubo de Llama	TG01-Liner	Welded Aluminum-6061
10	1	Cuerpo de Toberas	TG01-NGV	Welded Aluminum-6061
11	4	Tornillo M3x0.5	Comercial	Acero, suave
12	1	Carcasa	TG01-Carcasa	Acero inoxidable AISI 304
13	8	Tornillo M3x0.5	Comercial	Acero
14	1	Tobera de Escape	TG01-TOB	Acero inoxidable AISI 304
15	1	Inyectores	TG01-INY	Cobre
16	1	Separador TG	11- Separador Turbina	Acero AISI 4130
17	1	Rotor Turbina	TG01-RotTG	Aleación 800 HT
18	1	Separador Comp	TG01-SepTC	Acero AISI 4130
19	1	Rotor Compresor	TG01-TC	Aluminio 7075 T6
20	1	Tuerca M6	M6 Tipo 10	Acero, suave
21	1	Tuerca	Punta	Genérico

-Tolerancia Gral: mm -Terminación Superficial: Esc 1 : 4	Fecha	Nombre	Proyecto Final PFMEC-2016-164	FI UNMDP	
	Dib.	30/09/2018			GES
	Rev.	23/10/2018			RM
	Apr.	23/10/2018			RM
Esc 1 : 4		Motor TG Completo		TG01	
				Material	

A-A (1:1)



-Tolerancia Gral: mm	Fecha	Nombre	Proyecto Final	FI UNMDP
	Dib. 30/09/2018	GES	PFMEC-2016-164	
	Rev. 23/10/2018	RM		
-Terminación Superficial:	Apr. 23/10/2018	RM		
	Esc 1:4	<div style="text-align: center; font-size: 24px; font-weight: bold;">Motor TG Completo</div>		
			TG01	
			Material	

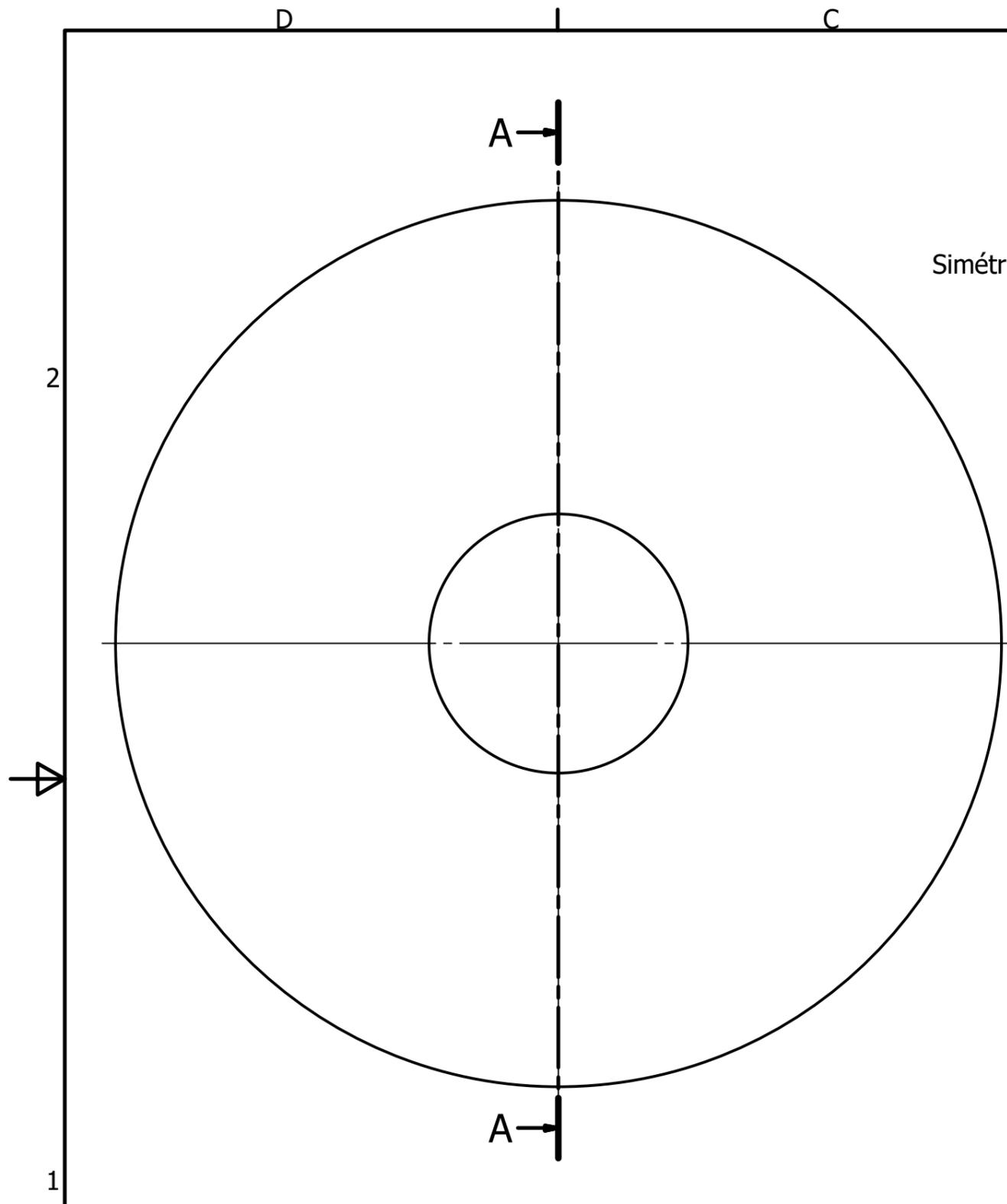
D I C B I A

2 2

1 1

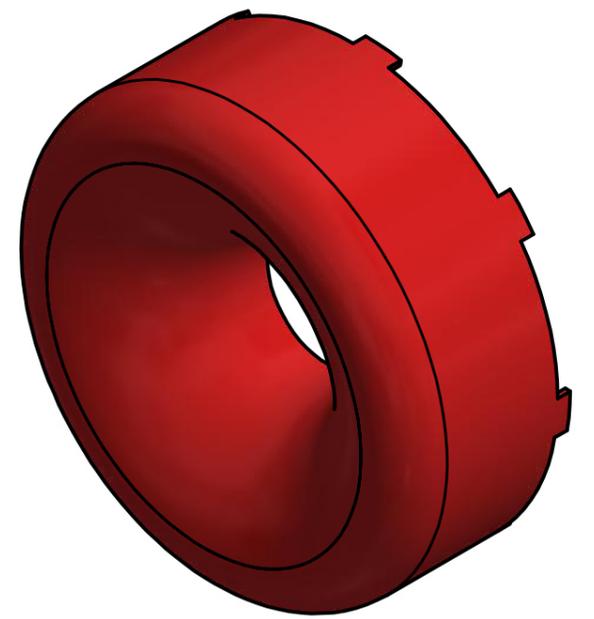
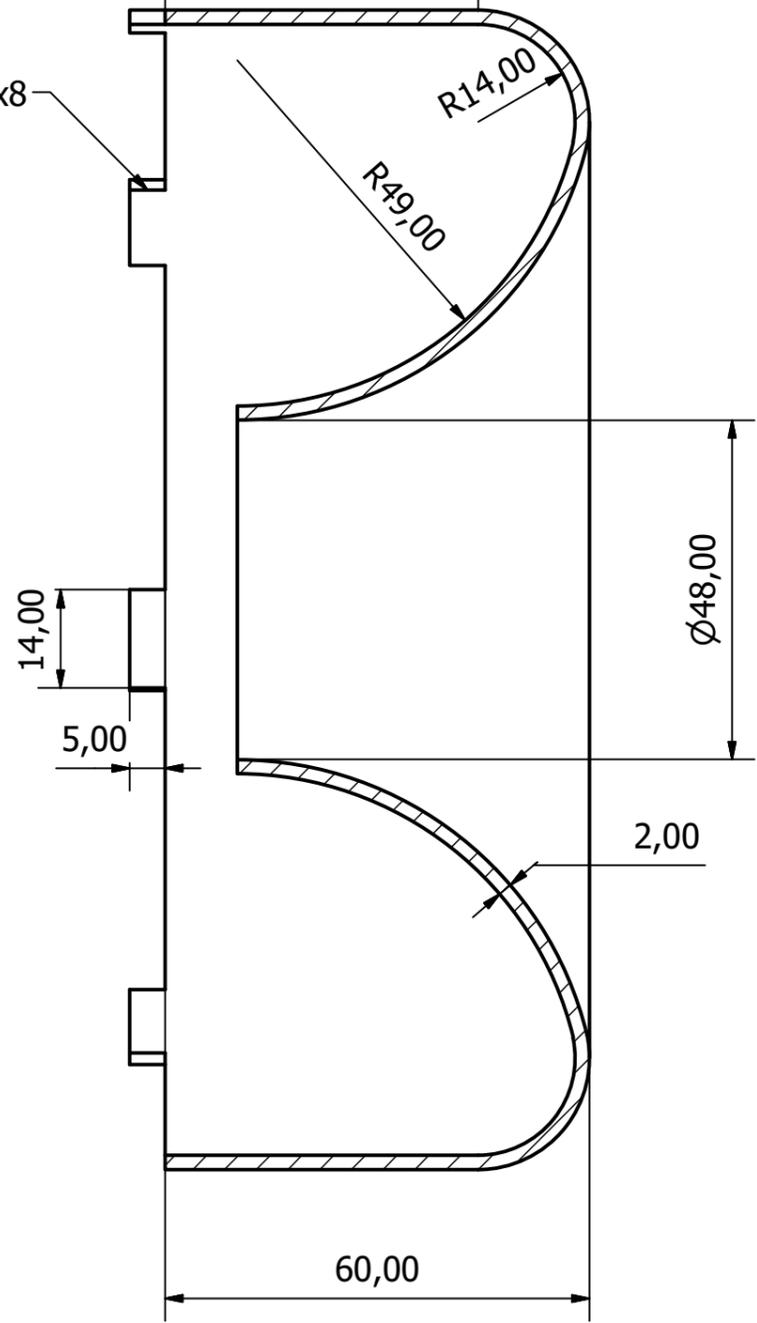
D I C B I A

D I C B I A

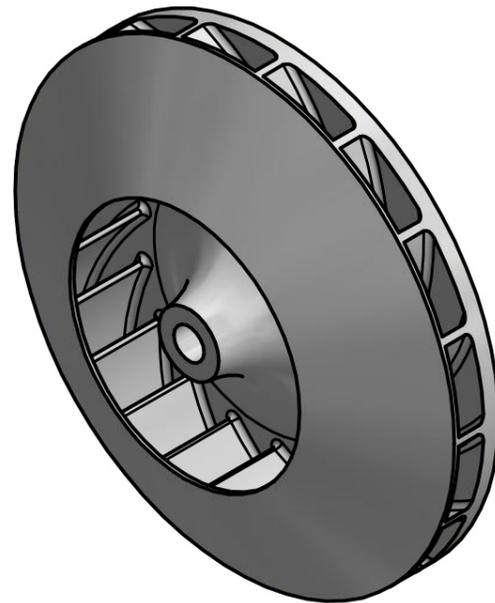
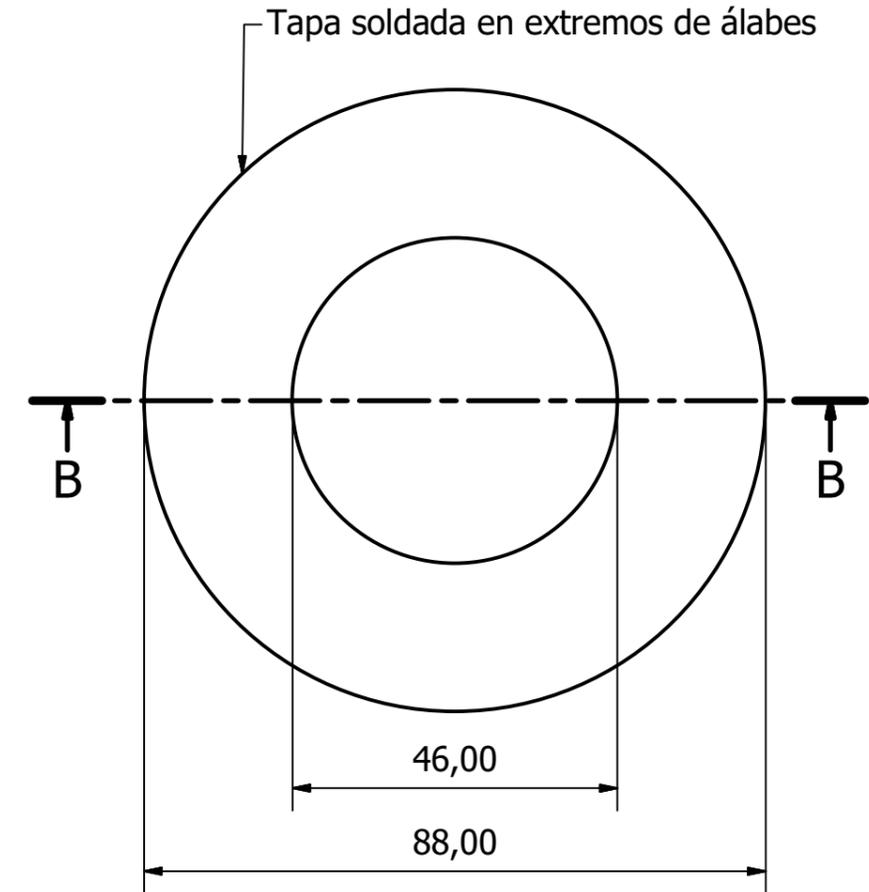
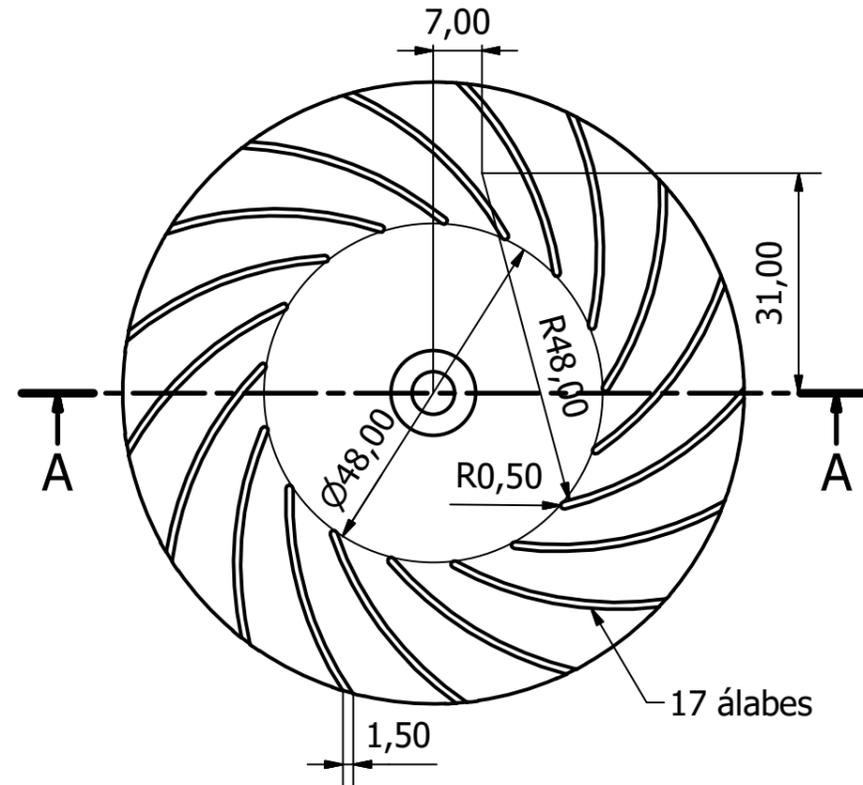
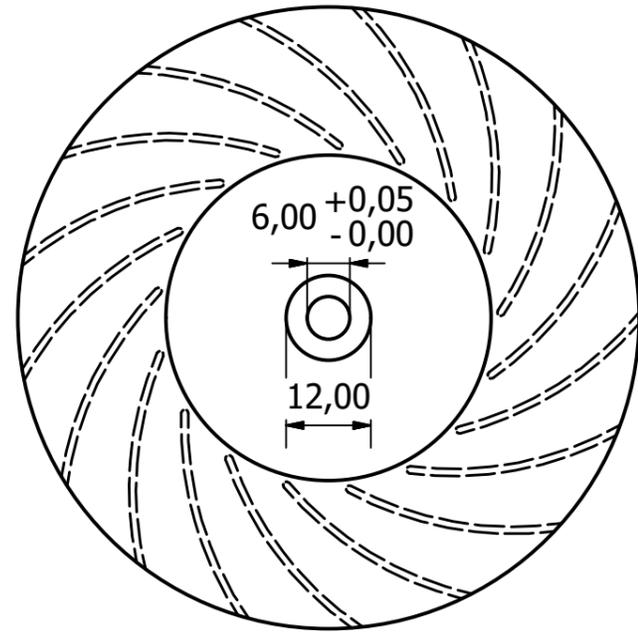
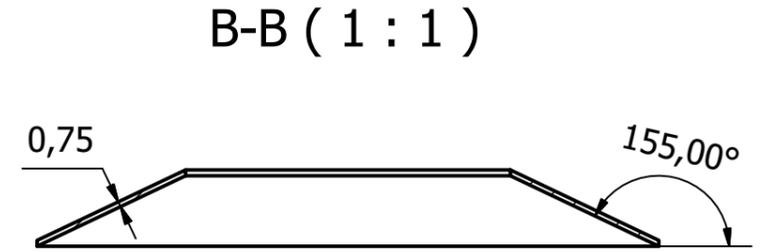
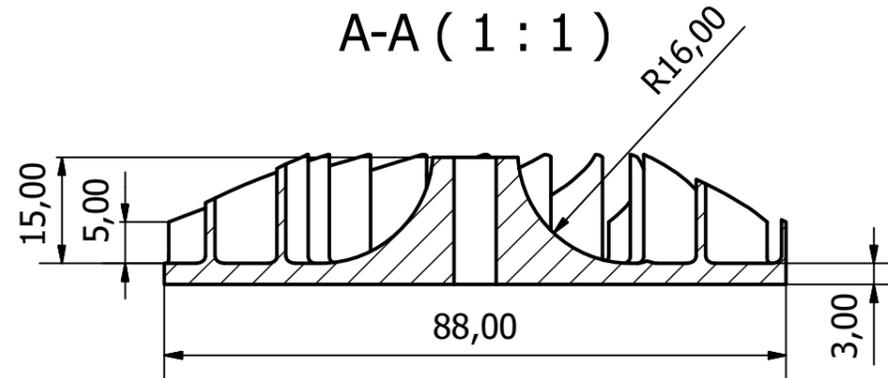
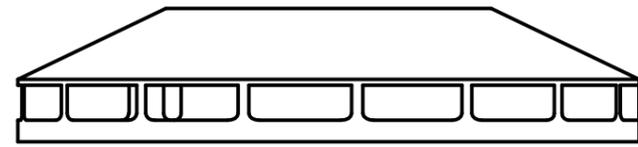


Simétrico x8

A-A (1:1)
44,30

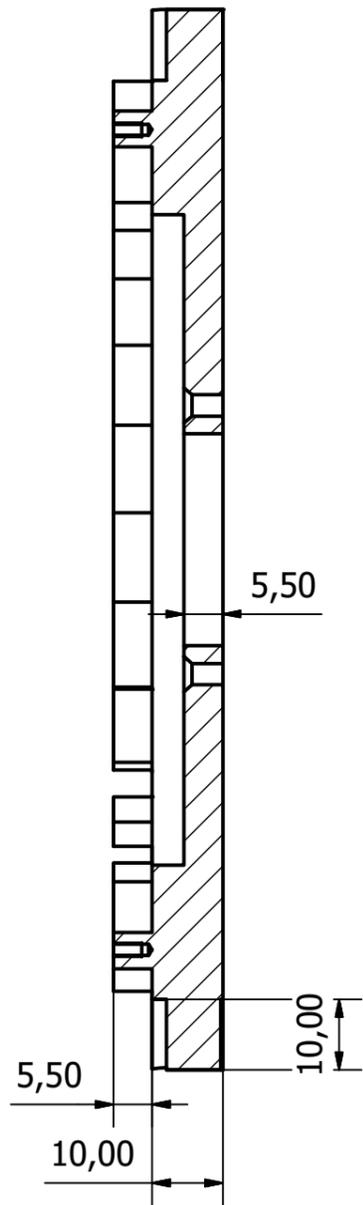


-Tolerancia Gral: 0.1 mm	Fecha	Nombre	Proyecto Final PFMEC-2016-164	FI UNMDP
	Dib. 30/09/2017	GES		
	Rev. 06/10/2018	RM	TG01-Trompa	
	Apr. 06/10/2018	RM		
-Terminación Superficial: Impresión 3D	Esc 1 : 1	Cono de entrada		Material Plástico ABS



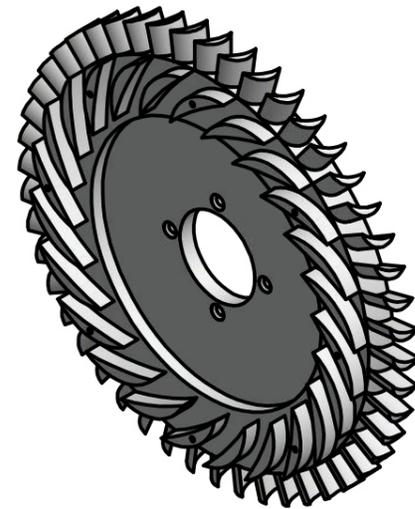
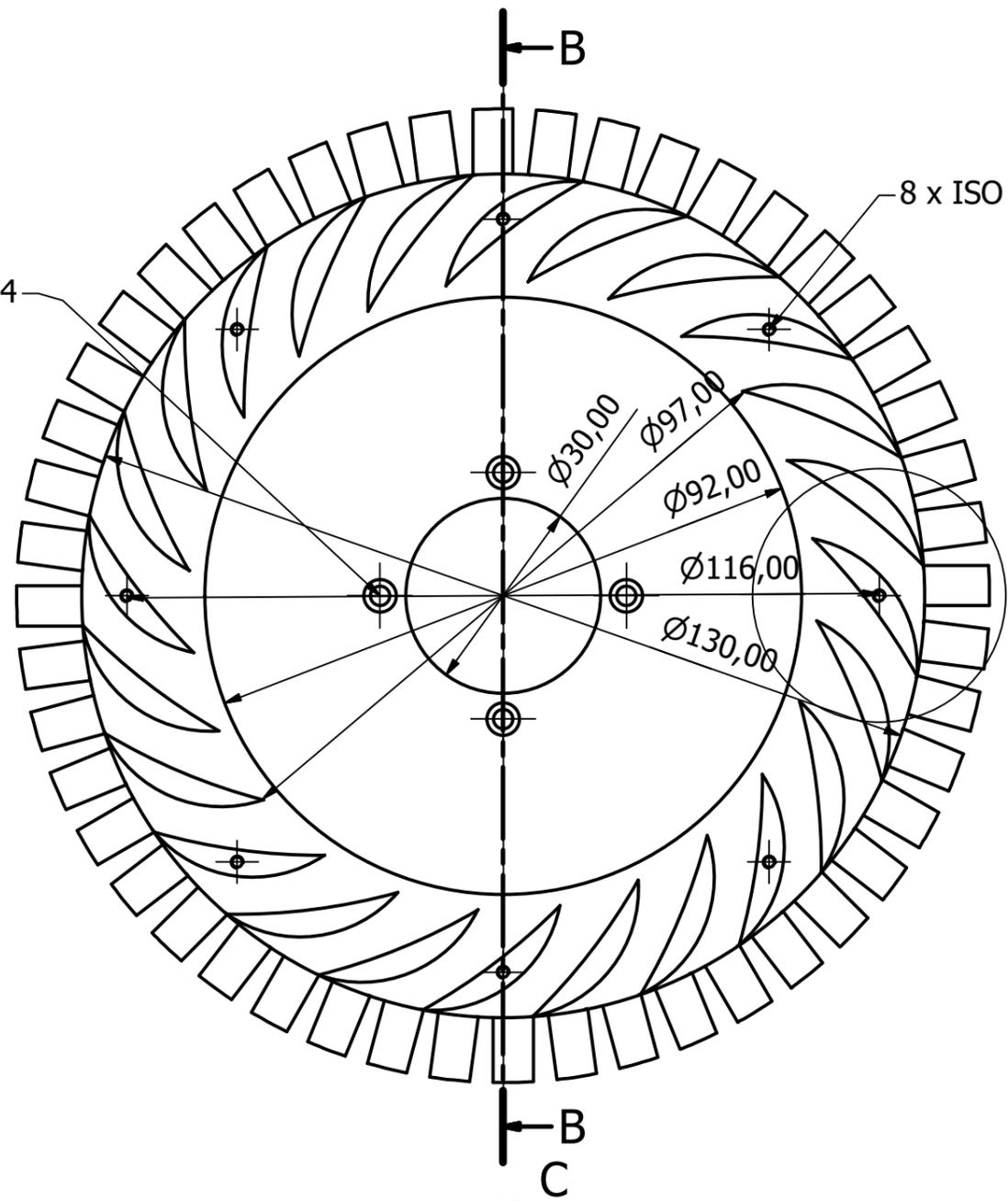
-Tolerancia Gral: 0.1 mm	Fecha	Nombre	Proyecto Final	FI UNMPD
	Dib. 10/09/2017	GES	PFMEC-2016-164	
	Rev. 20/10/2018	RM		
-Terminación Superficial: Mecanizado	Apr. 20/10/2018	RM		
	Esc 1 : 1	<h1 style="text-align: center;">Rotor Compresor</h1>		
			Material Aluminio 7075 T6	

B-B (1 : 1)

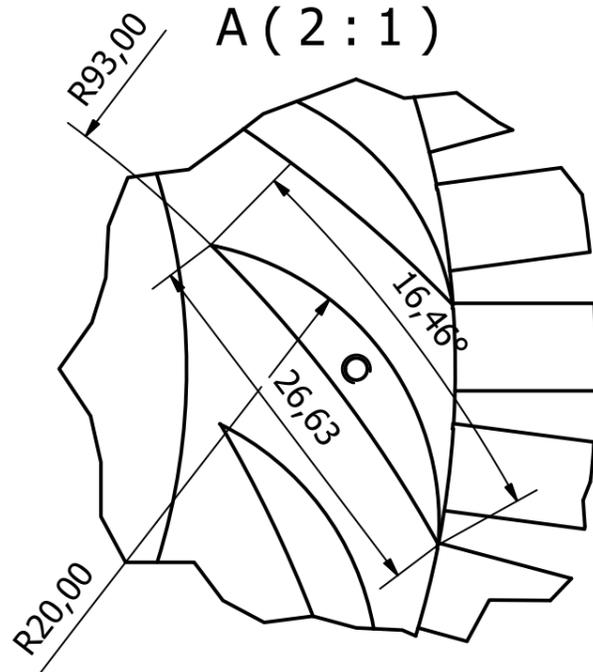


4 x M3x0,4

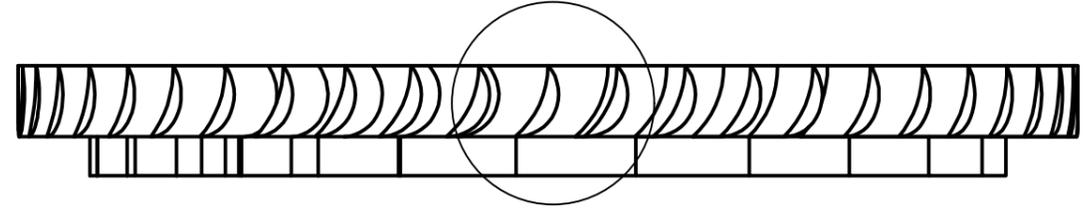
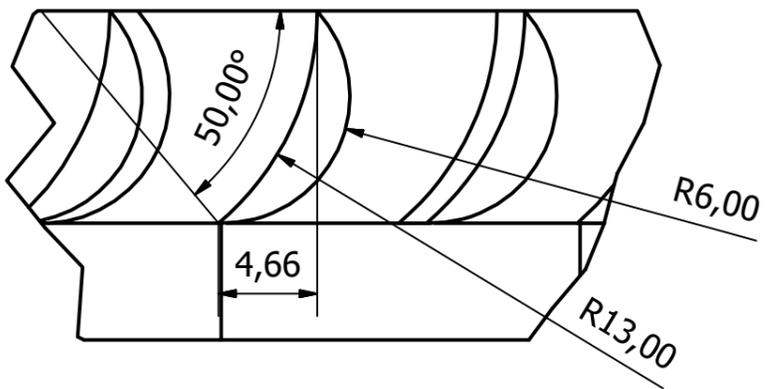
8 x ISO M2x0,4



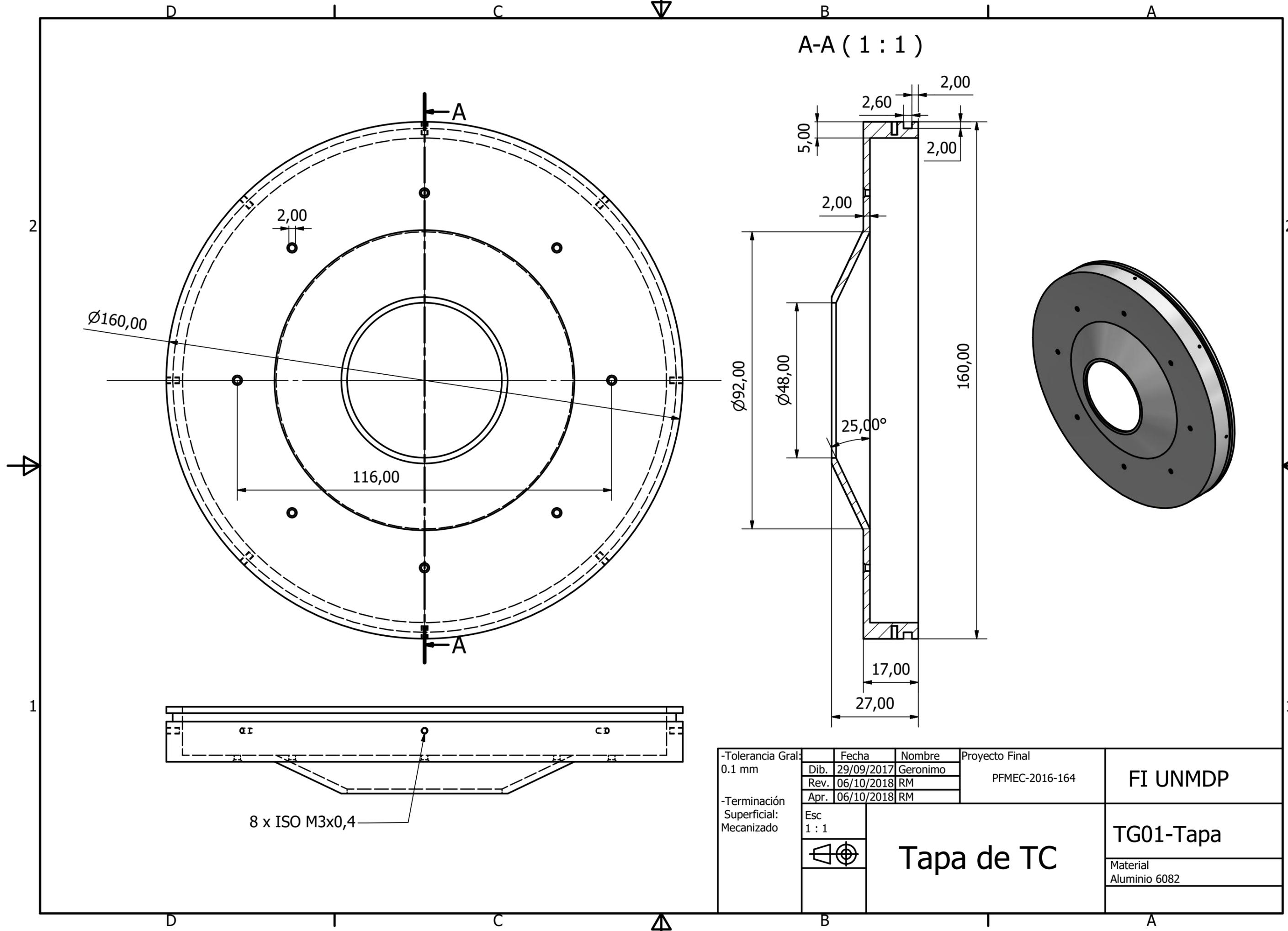
A (2 : 1)



C (3 : 1)



-Tolerancia Gral: 0.05 mm	Fecha	Nombre	Proyecto Final	FI UNMDP
	Dib. 12/09/2017	GES	PFMEC-2016-164	
	Rev. 06/10/2018	RM		
-Terminación Superficial: Mecanizado	Apr. 06/10/2018	RM		TG01-Dif
	Esc 1 : 1	DIFUSOR DE TC		Material Aluminio 6082



A-A (1 : 1)

Ø160,00

2,00

116,00

Ø92,00

Ø48,00

25,00°

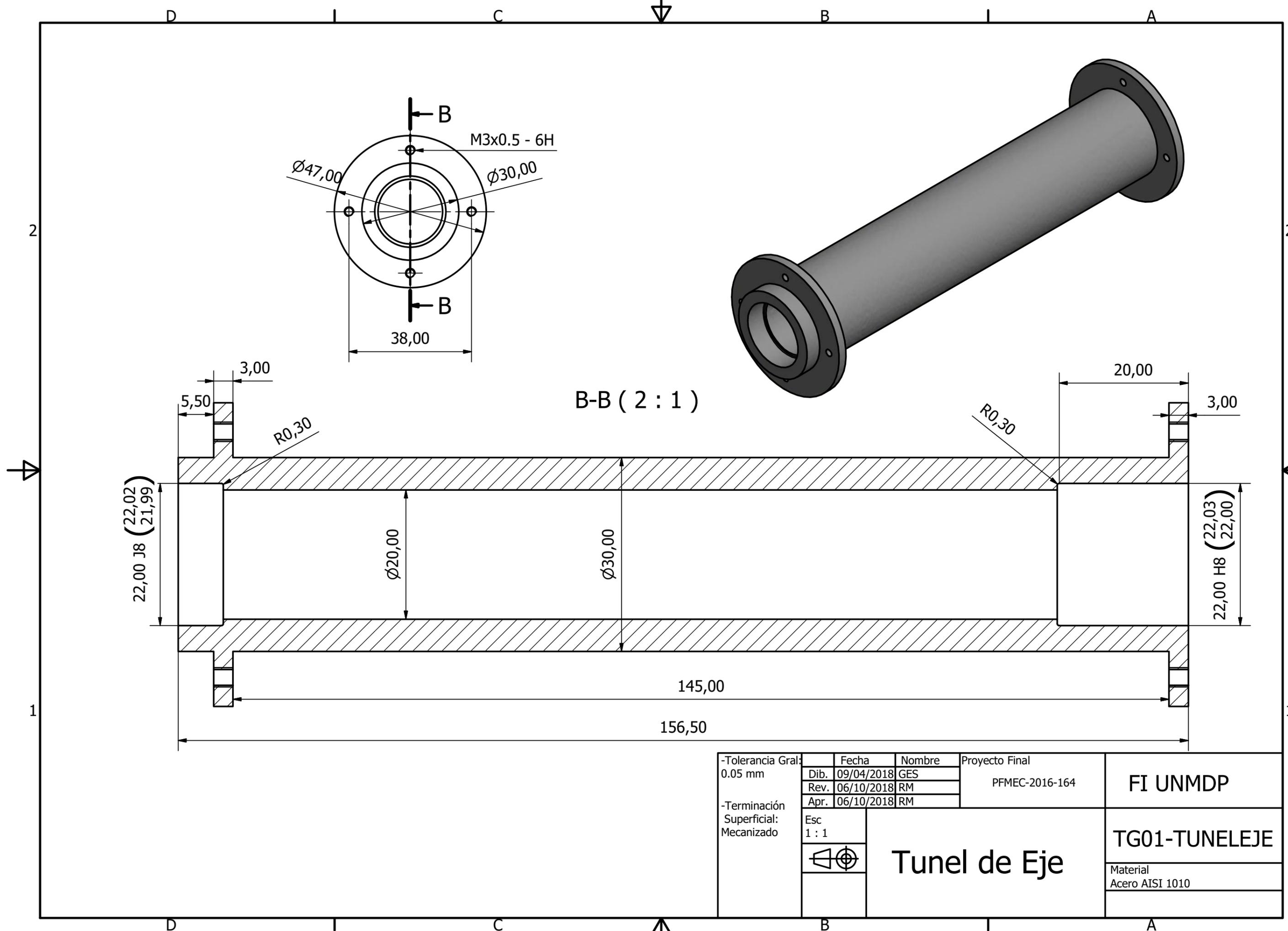
160,00

17,00

27,00

8 x ISO M3x0,4

-Tolerancia Gral: 0.1 mm	Fecha	Nombre	Proyecto Final PFMEC-2016-164	FI UNMDP
	Dib. 29/09/2017	Geronimo		
	Rev. 06/10/2018	RM		
-Terminación Superficial: Mecanizado	Apr. 06/10/2018	RM		
	Esc 1 : 1	Tapa de TC		
			TG01-Tapa	
			Material Aluminio 6082	



22,00 J8 (22,02 / 21,99)

Ø20,00

B-B (2 : 1)

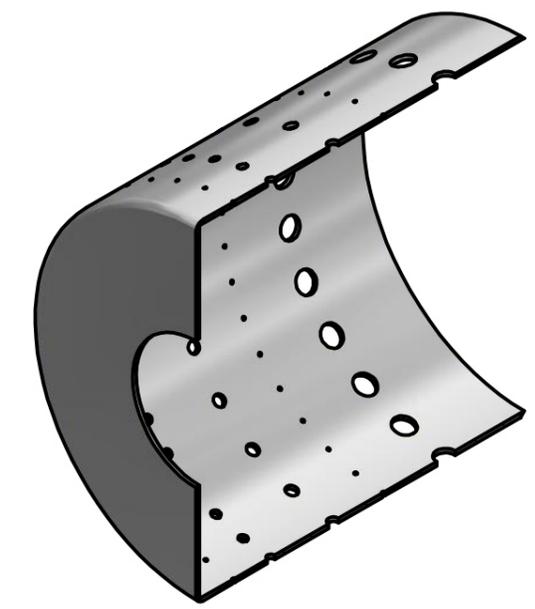
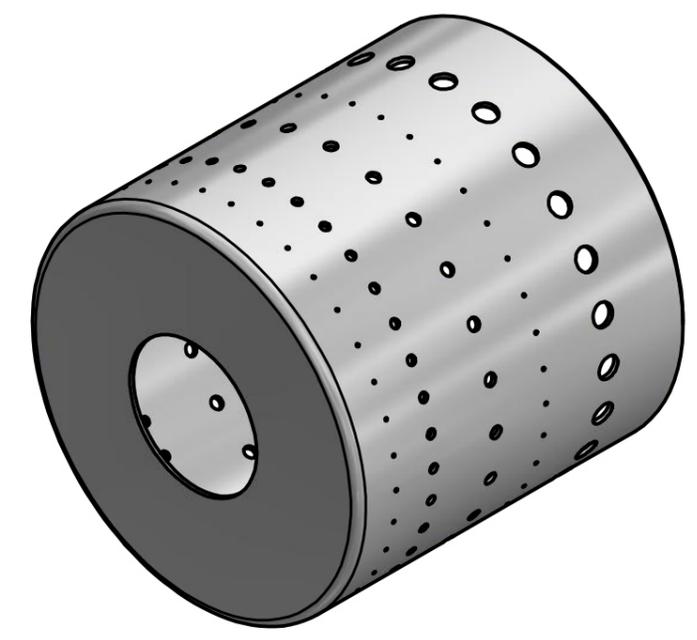
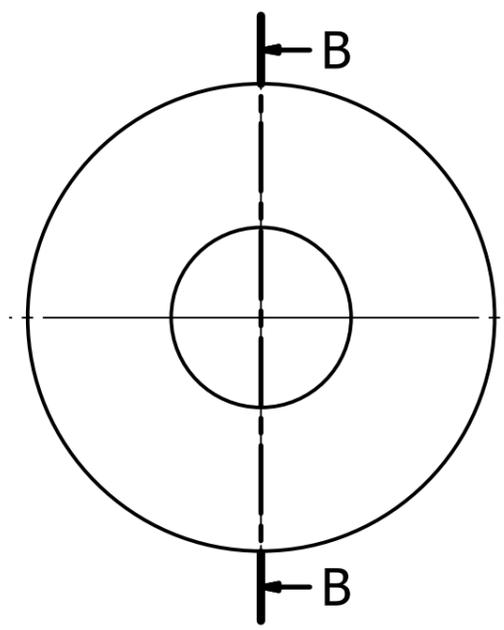
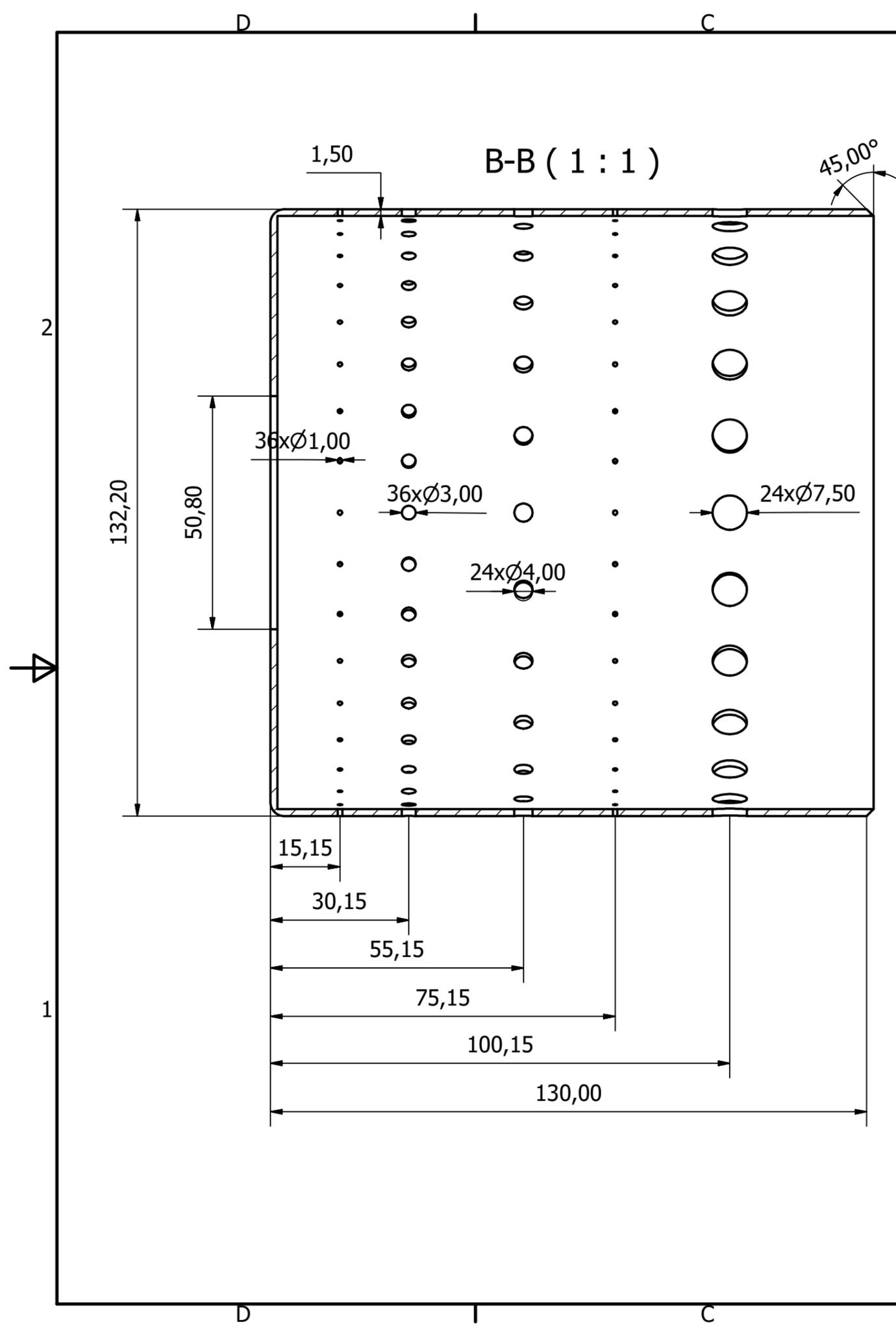
Ø30,00

145,00

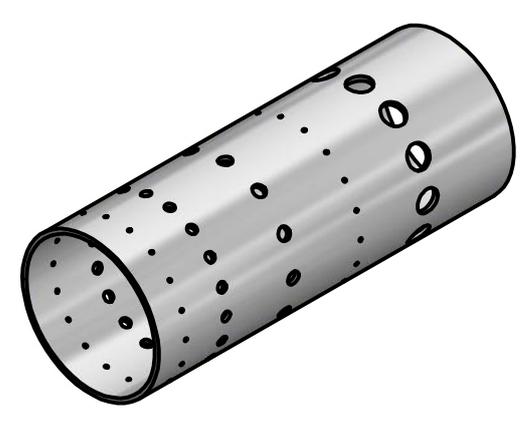
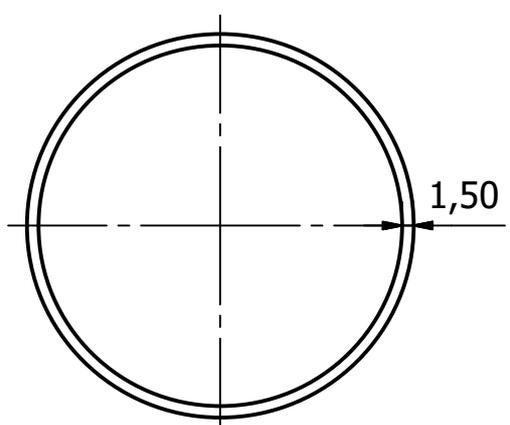
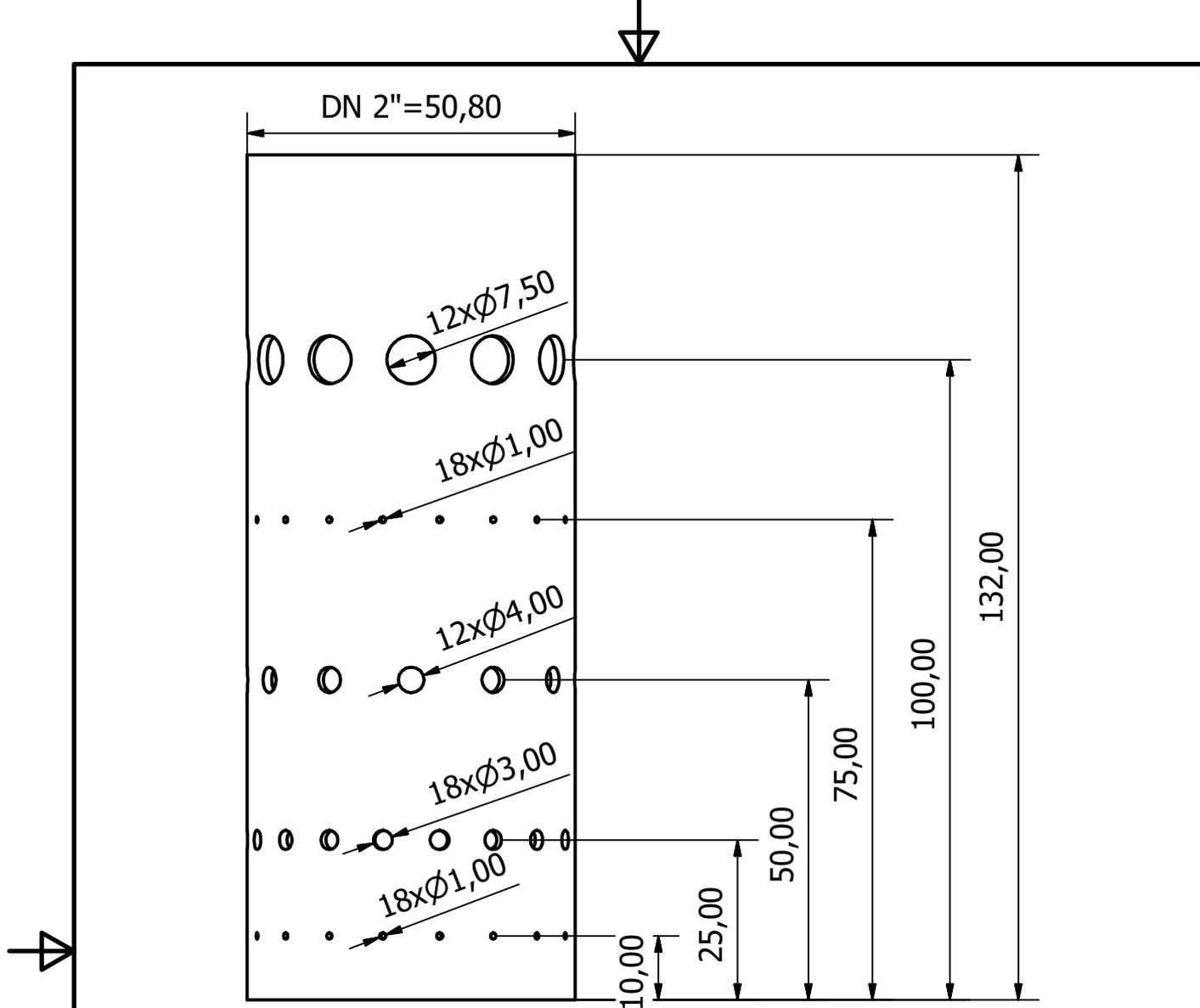
156,50

22,00 H8 (22,03 / 22,00)

-Tolerancia Gral: 0.05 mm	Fecha	Nombre	Proyecto Final	FI UNMDP
	Dib. 09/04/2018	GES	PFMEC-2016-164	
	Rev. 06/10/2018	RM		
	Apr. 06/10/2018	RM		
-Terminación Superficial: Mecanizado	Esc 1 : 1	Tunel de Eje		TG01-TUNELEJE
				Material Acero AISI 1010

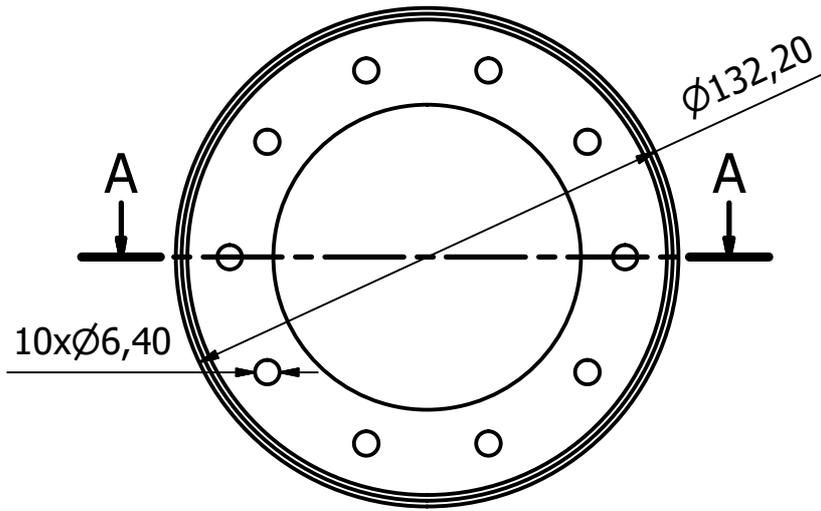


-Tolerancia Gral: 0.05 mm	Fecha	Nombre	Proyecto Final PFMEC-2016-164	FI UNMDP
	Dib. 12/01/2018	GES		
	Rev. 07/10/2018	RM		
	Apr. 07/10/2018	RM		
-Terminación Superficial: Mecanizado	Esc 1 : 2	<h1>Tubo de Llama Cilindro Ext.</h1>		TG01-LinerExt
				Material Acero inoxidable AISI 304

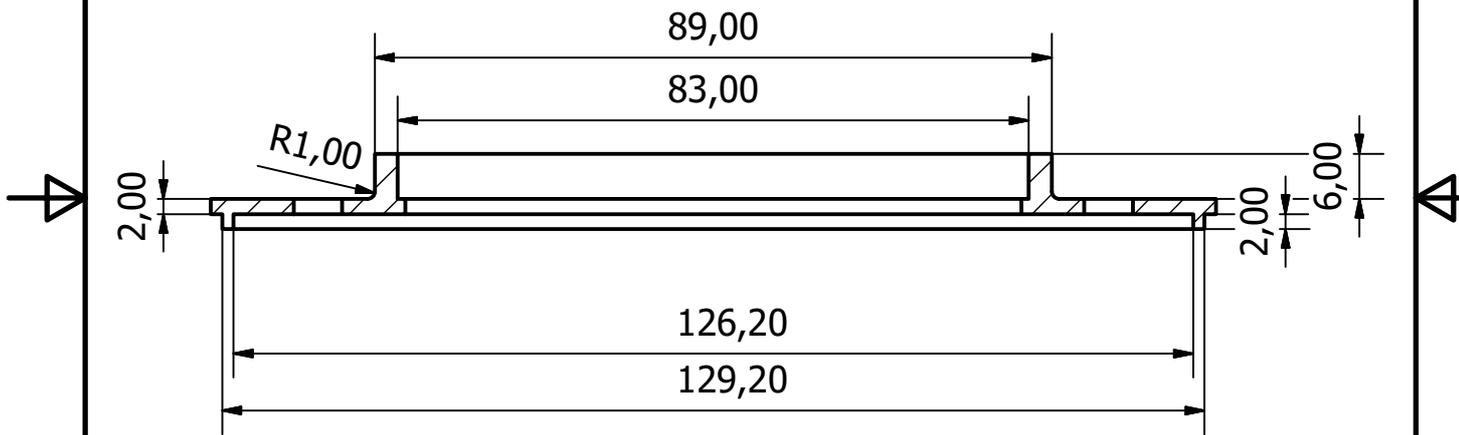


-Tolerancia Gral: 0.1 mm	Fecha	Nombre	Proyecto Final PFMEC-2016-164	FI UNMDP
	Dib. 12/01/2018	GES		
	Rev. 07/10/2018	RM		
	Apr. 07/10/2018	RM		
-Terminación Superficial: Original tubo 2"	Esc 1 : 1	<h1 style="text-align: center;">Tubo de Llama Cilindro Int.</h1>		TG01-LinerInt
				Material Acero inoxidable AISI 304

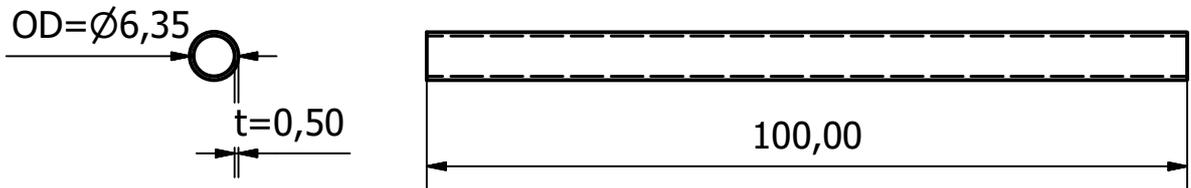
Tapa Posterior de Liner



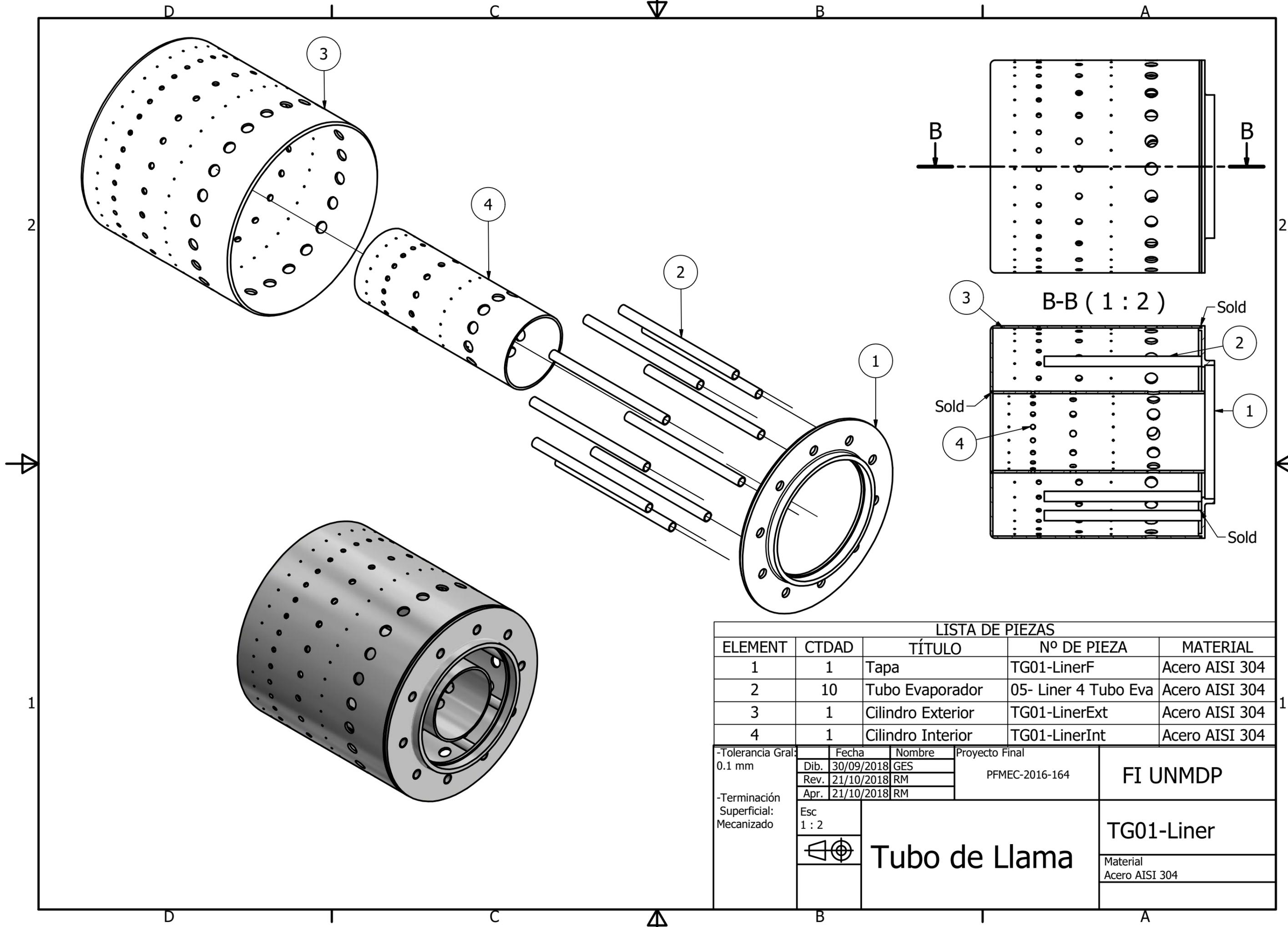
A-A (1 : 1)



Tubos Vaporizador/Pre Mezcla



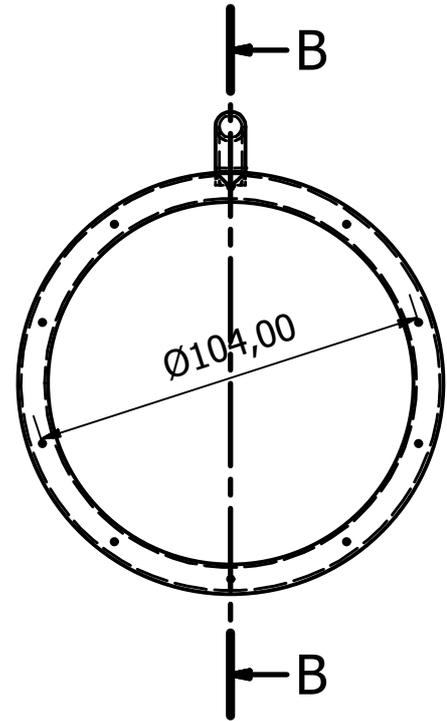
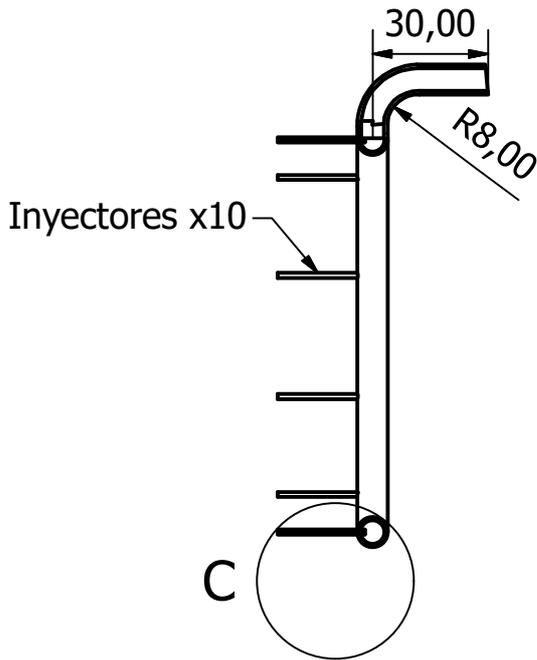
-Tolerancia Gral: 0.05 mm	Fecha	Nombre	Proyecto Final PFMEC-2016-164	FI UNMDP
	Dib. 12/01/2018	Geronimo		
	Rev. 12/10/2018	RM		
	Apr. 12/10/2018	RM		
-Terminación Superficial: Mecanizado	Esc 1 : 2	Tapa de Tubo de Llama		TG01-LinerF
				Material Acero inoxidable AISI 304



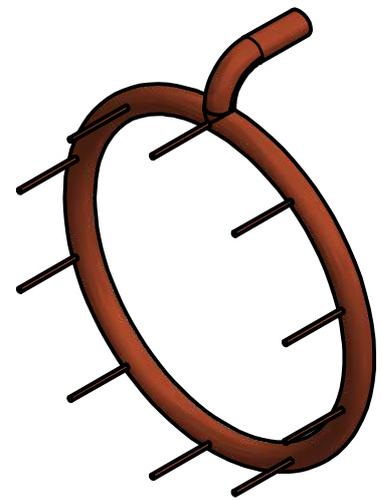
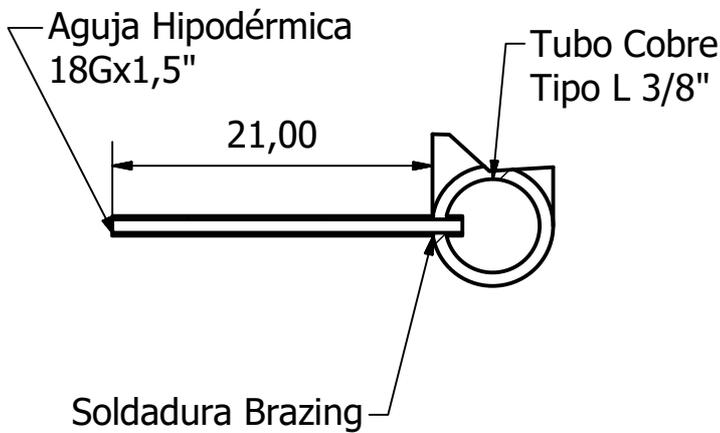
LISTA DE PIEZAS				
ELEMENT	CTDAD	TÍTULO	Nº DE PIEZA	MATERIAL
1	1	Tapa	TG01-LinerF	Acero AISI 304
2	10	Tubo Evaporador	05- Liner 4 Tubo Eva	Acero AISI 304
3	1	Cilindro Exterior	TG01-LinerExt	Acero AISI 304
4	1	Cilindro Interior	TG01-LinerInt	Acero AISI 304

-Tolerancia Gral: 0.1 mm	Fecha	Nombre	Proyecto Final PFMEC-2016-164	FI UNMDP
	Dib. 30/09/2018	GES		
	Rev. 21/10/2018	RM		
	Apr. 21/10/2018	RM		
-Terminación Superficial: Mecanizado	Esc 1 : 2	Tubo de Llama		TG01-Liner
				Material Acero AISI 304

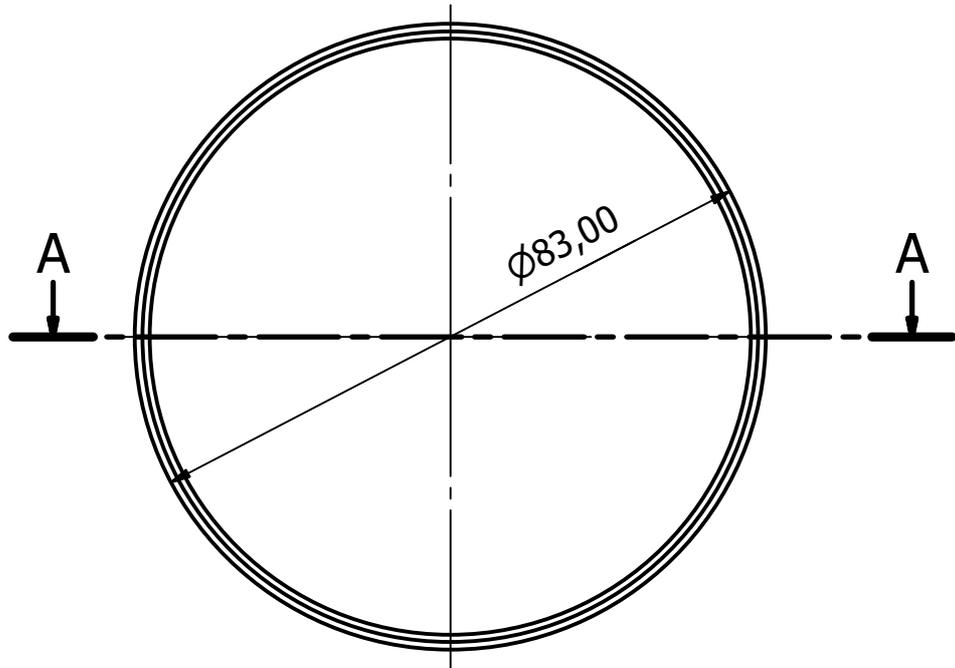
B-B (1 : 2)



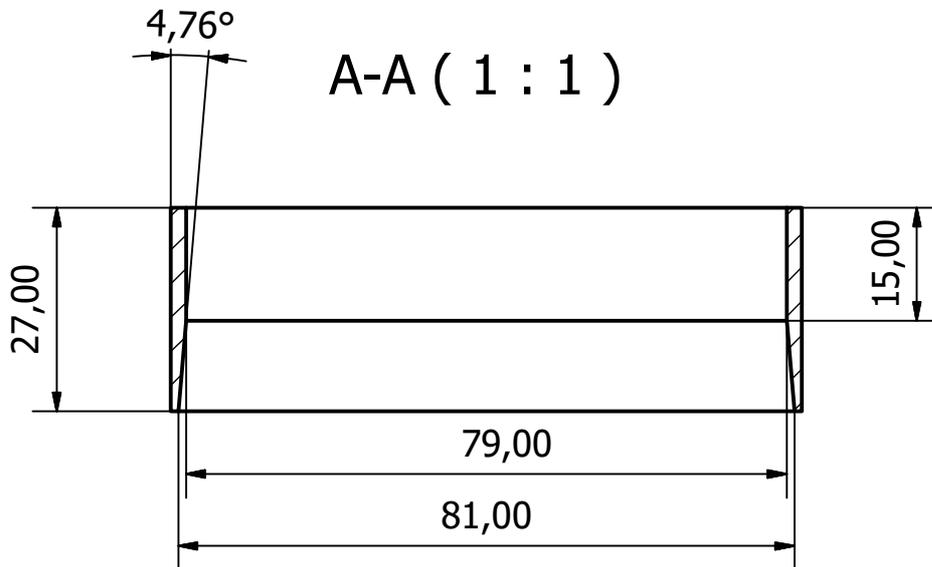
C (2 : 1)



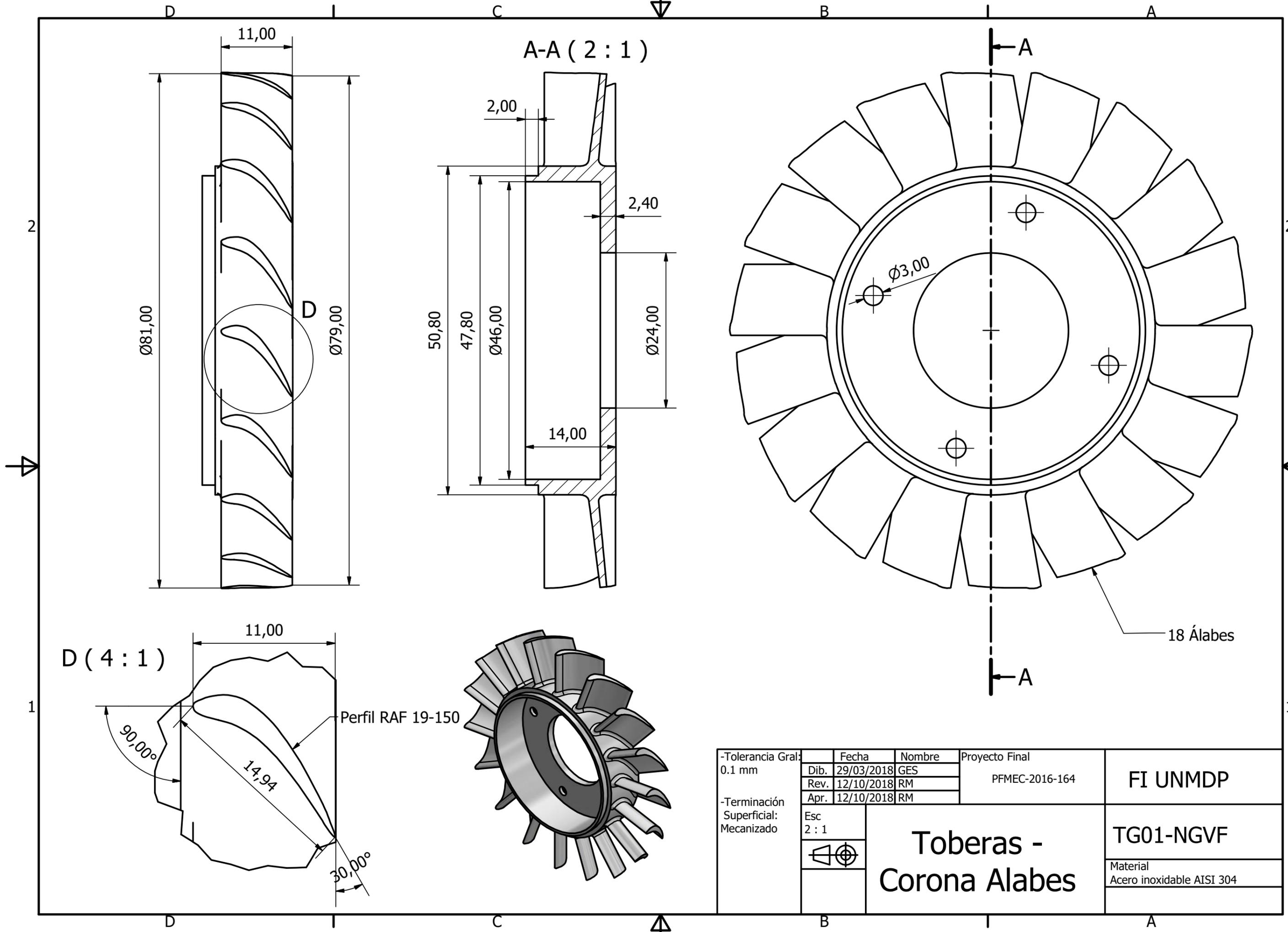
-Tolerancia Gral: 1 mm	Fecha	Nombre	Proyecto Final PFMEC-2016-164	FI UNMDP
	Dib.	GES		
	Rev.	RM		
	Apr.	RM		
-Terminación Superficial: Comercial	Esc	Inyectores de Combustible		TG01-INY
	1 : 2			Material
				Cobre



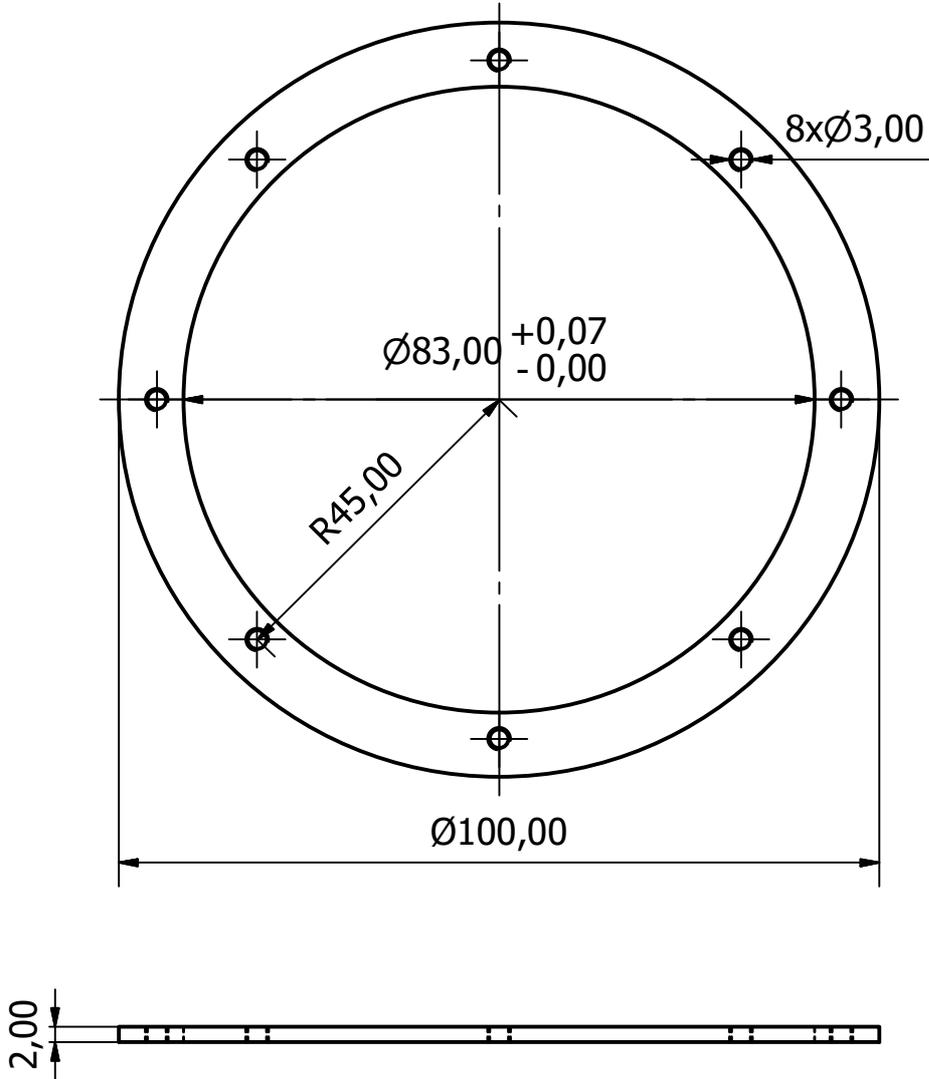
A-A (1 : 1)



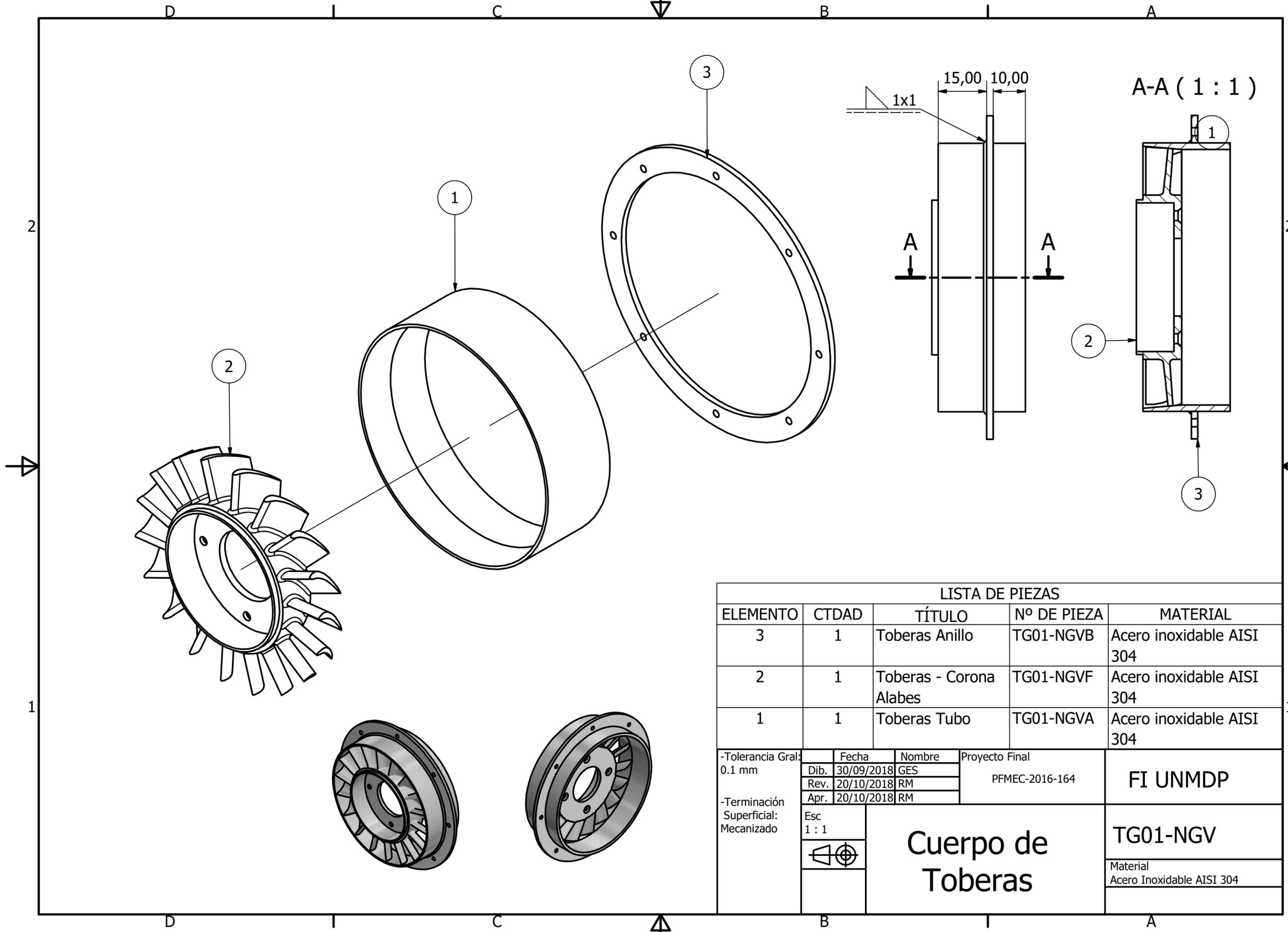
-Tolerancia Gral: 0.05 mm	Fecha	Nombre	Proyecto Final PFMEC-2016-164	FI UNMDP
	Dib. 29/03/2018	GES		
	Rev. 12/10/2018	RM		
	Apr. 12/10/2018	RM		
-Terminación Superficial: Mecanizado	Esc 1 : 1	Toberas Tubo		TG01-NGVA
				Material Acero inoxidable AISI 304



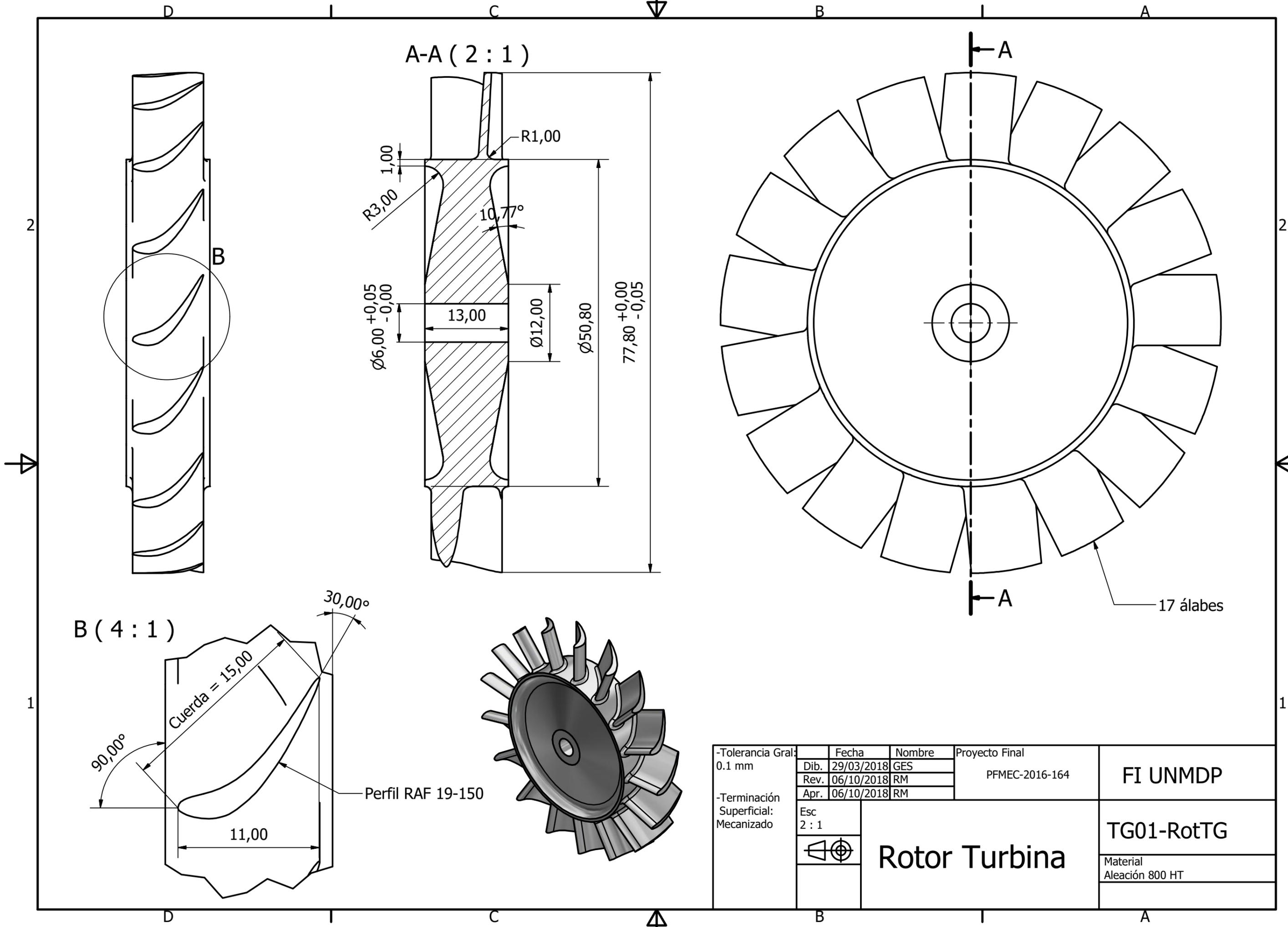
-Tolerancia Gral: 0.1 mm	Fecha	Nombre	Proyecto Final PFMEC-2016-164	FI UNMDP
	Dib. 29/03/2018	GES		
	Rev. 12/10/2018	RM		
-Terminación Superficial: Mecanizado	Apr. 12/10/2018	RM	Toberas - Corona Alabes	TG01-NGVF
	Esc 2 : 1			Material Acero inoxidable AISI 304



-Tolerancia Gral: 0.1 mm	Fecha	Nombre	Proyecto Final PFMEC-2016-164	FI UNMDP
	Dib.	GES		
	Rev.	RM		
	Apr.	RM		
-Terminación Superficial: Mecanizado	Esc 1 : 1	Toberas Anillo		TG01-NGVB
				Material Acero inoxidable AISI 304



LISTA DE PIEZAS				
ELEMENTO	CTDAD	TÍTULO	Nº DE PIEZA	MATERIAL
3	1	Toberas Anillo	TG01-NGVB	Acero inoxidable AISI 304
2	1	Toberas - Corona Alabes	TG01-NGVF	Acero inoxidable AISI 304
1	1	Toberas Tubo	TG01-NGVA	Acero inoxidable AISI 304
-Tolerancia Gral: 0.1 mm	Fecha	Nombre	Proyecto Final	
	Dib. 30/09/2018	GES	PFMEC-2016-164	
	Rev. 20/10/2018	RM		
	Apr. 20/10/2018	RM		
-Terminación Superficial: Mecanizado	Esc	<div style="text-align: center; font-size: 2em; font-weight: bold;">Cuerpo de Toberas</div>		
	1 : 1			
			FI UNMDP	
			TG01-NGV	
			Material Acero Inoxidable AISI 304	



A-A (2 : 1)

B (4 : 1)

17 álabes

R1,00

R3,00

10,77°

Ø6,00 +0,05 -0,00

13,00

Ø12,00

Ø50,80

77,80 +0,00 -0,05

Cuerda = 15,00

30,00°

90,00°

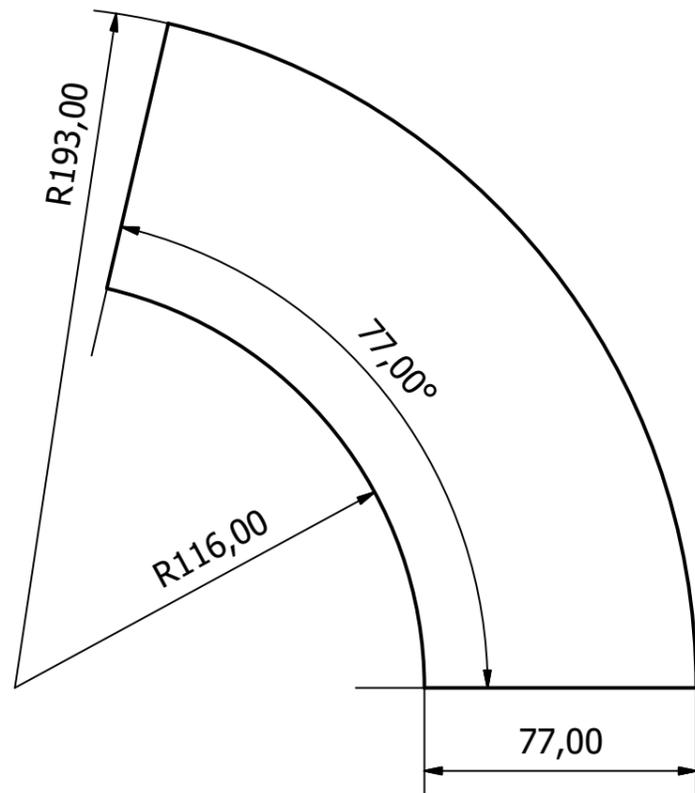
11,00

Perfil RAF 19-150

-Tolerancia Gral: 0.1 mm	Fecha	Nombre	Proyecto Final	FI UNMDP
	Dib. 29/03/2018	GES	PFMEC-2016-164	
	Rev. 06/10/2018	RM		
-Terminación Superficial: Mecanizado	Apr. 06/10/2018	RM		TG01-RotTG
	Esc 2 : 1			Material Aleación 800 HT

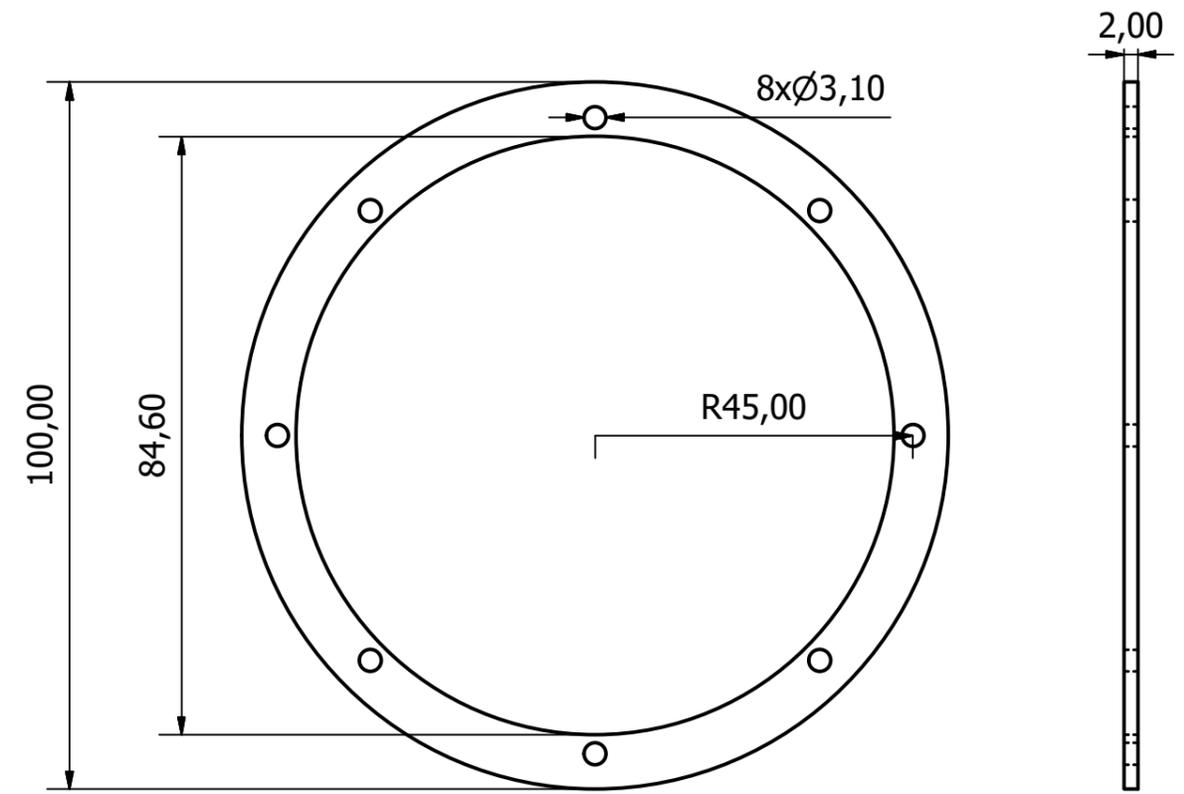
Rotor Turbina

Desarrollo de cono exterior

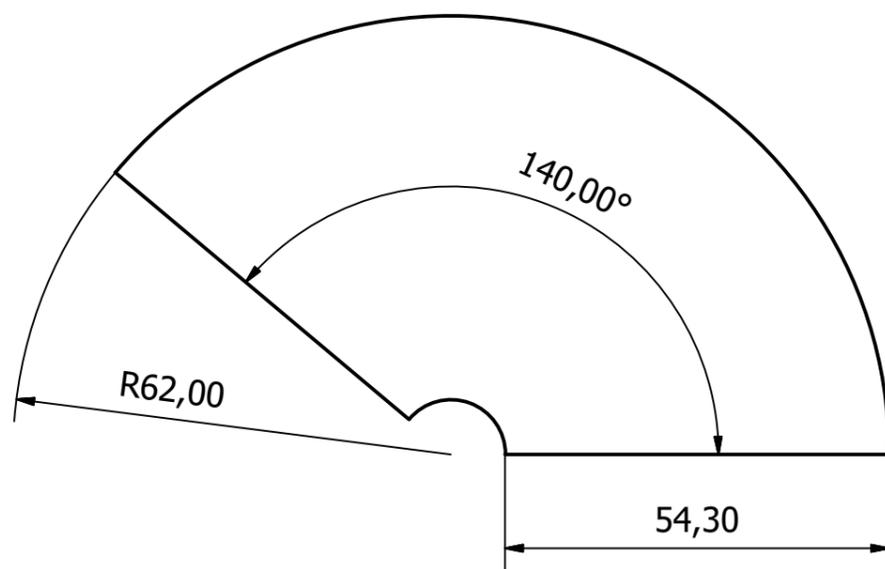


Chapa espesor 0.8 rolada y soldada por generatriz

Anillo de fijación

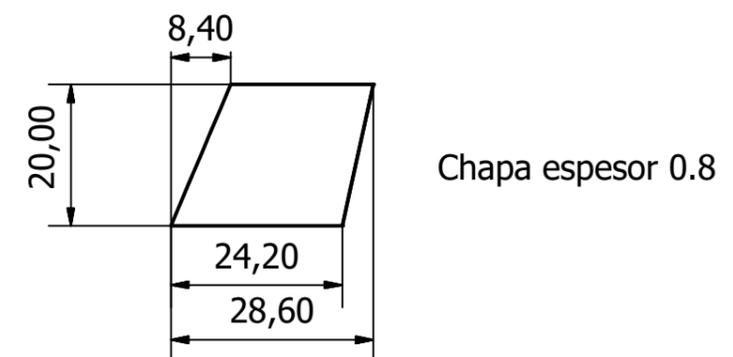


Desarrollo de cono exterior

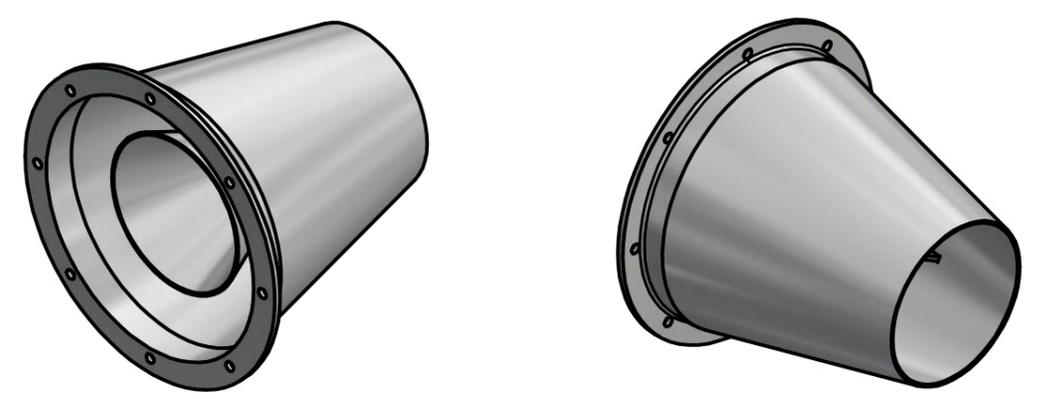
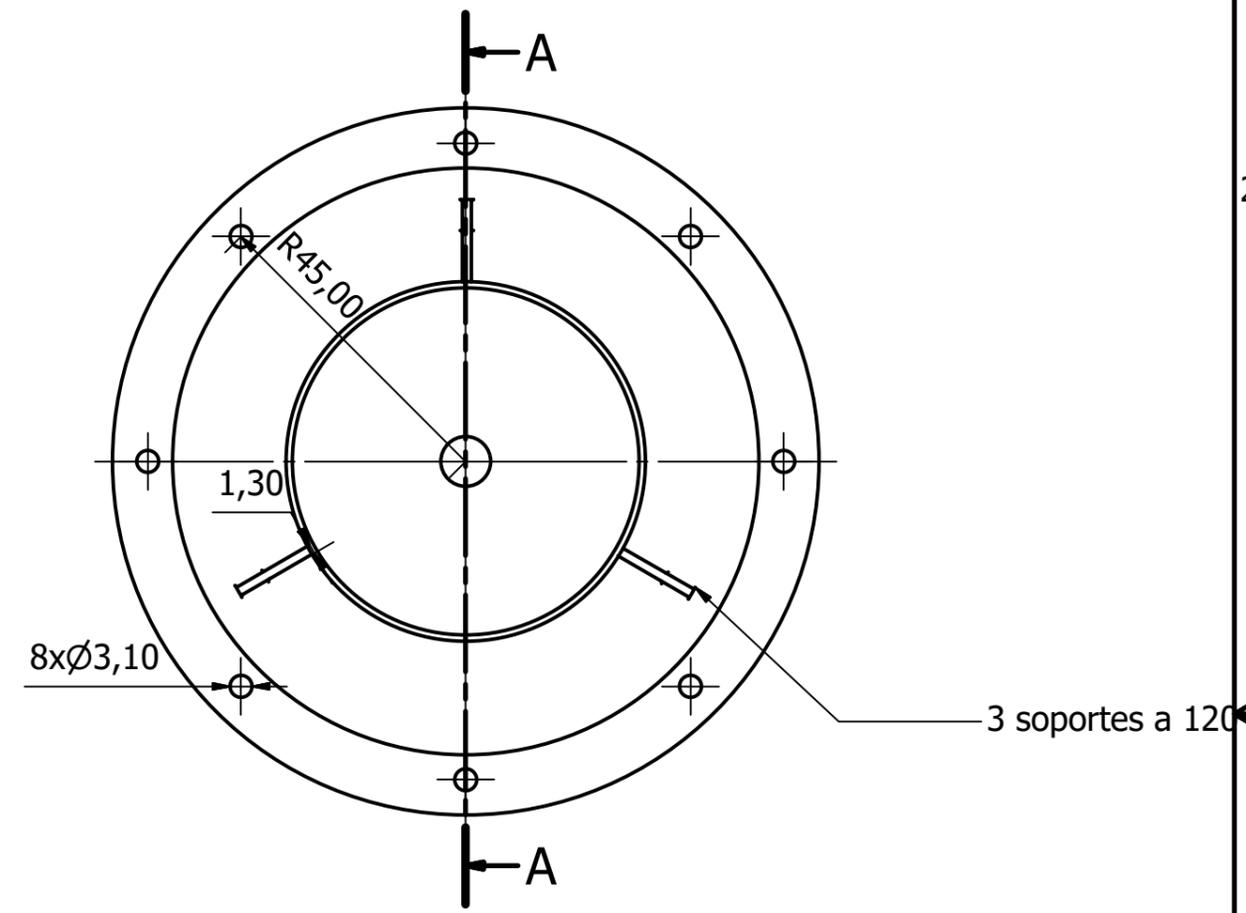
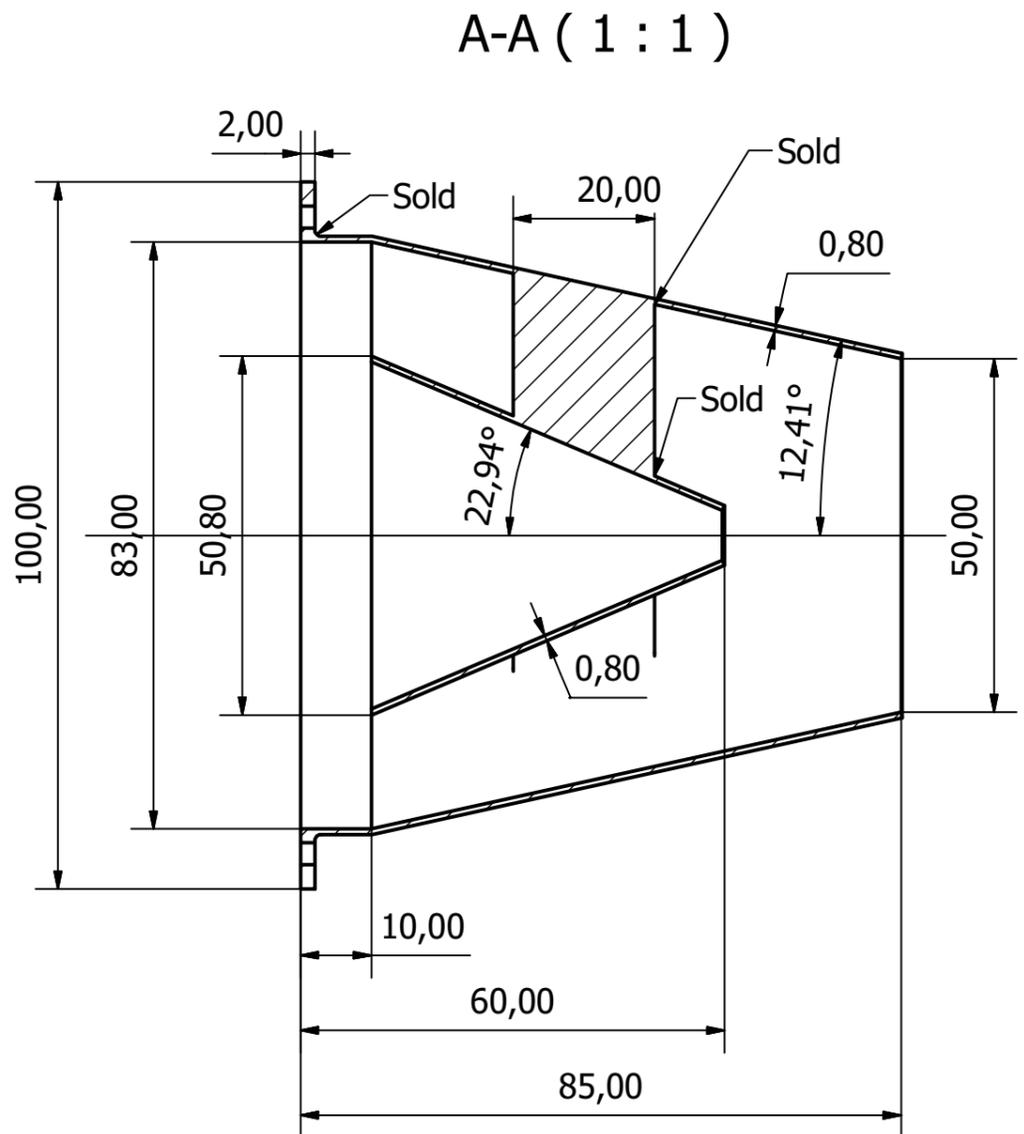


Chapa espesor 0.8 rolada y soldada por generatriz

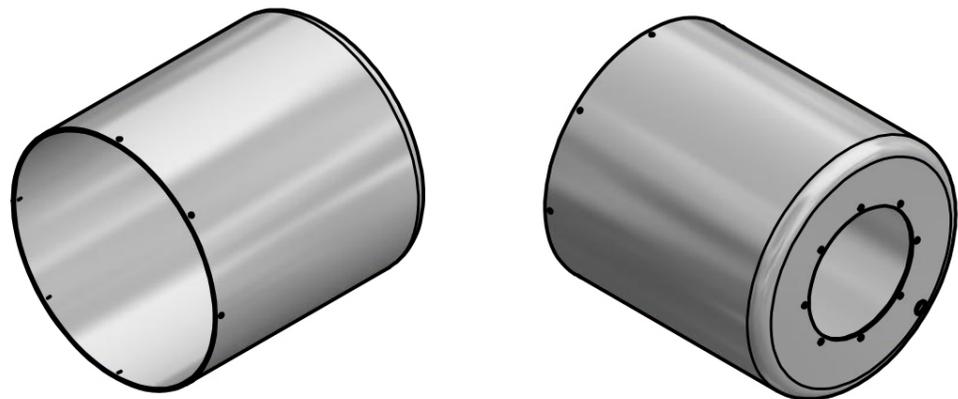
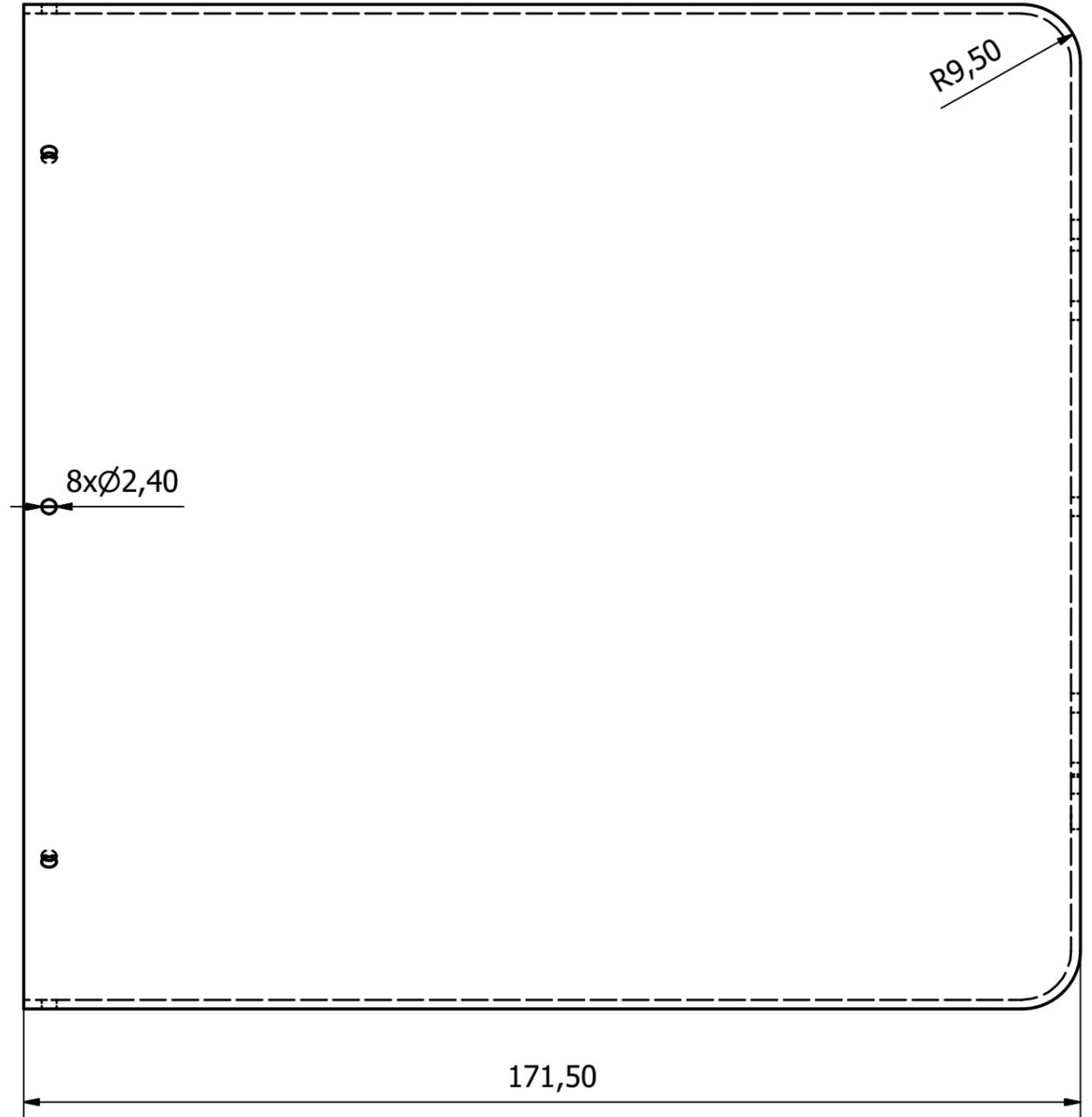
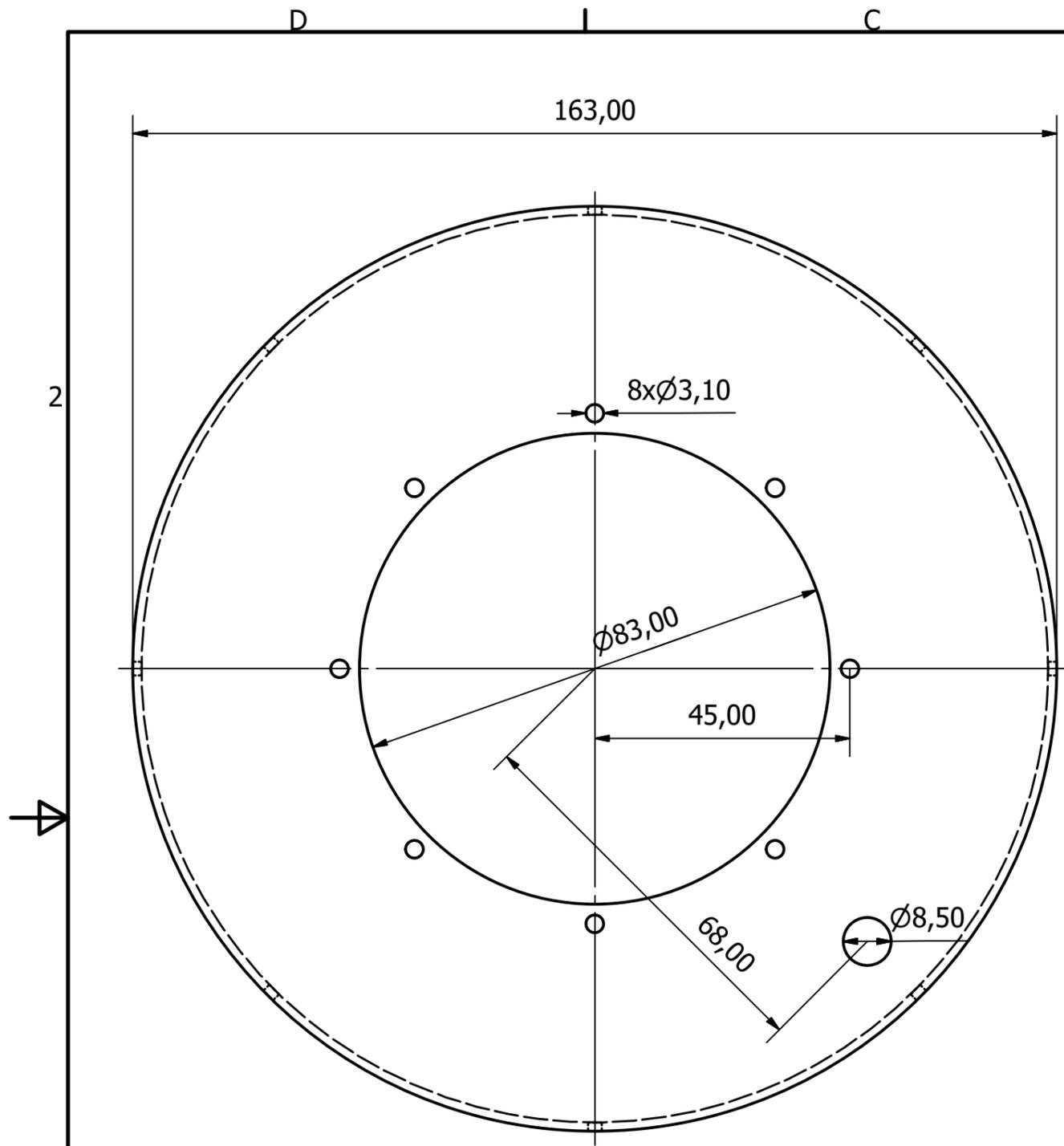
Soporte x3



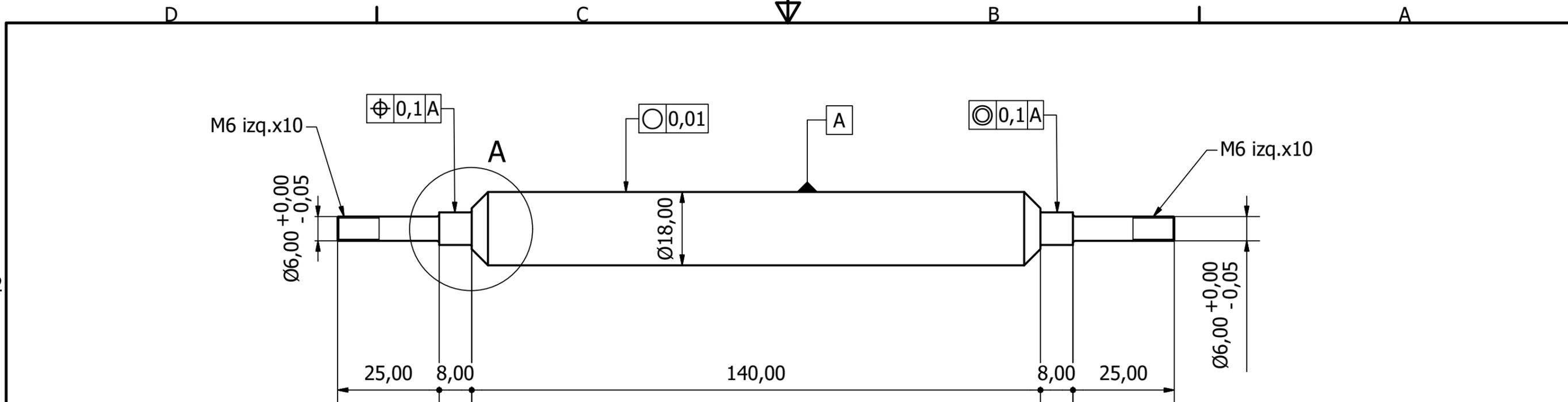
-Tolerancia Gral: 0.1 mm	Fecha	Nombre	Proyecto Final	FI UNMDP
	Dib. 15/10/2018	GES	PFMEC-2016-164	
	Rev. 15/10/2018	RM		
	Apr. 15/10/2018	RM		
-Terminación Superficial: Comercial chapa 0.8 mm	Esc 1:2	Desarrollos de piezas de Tobera		TG01-TOB 1 a 4
				Material Acero Inoxidable AISI 304



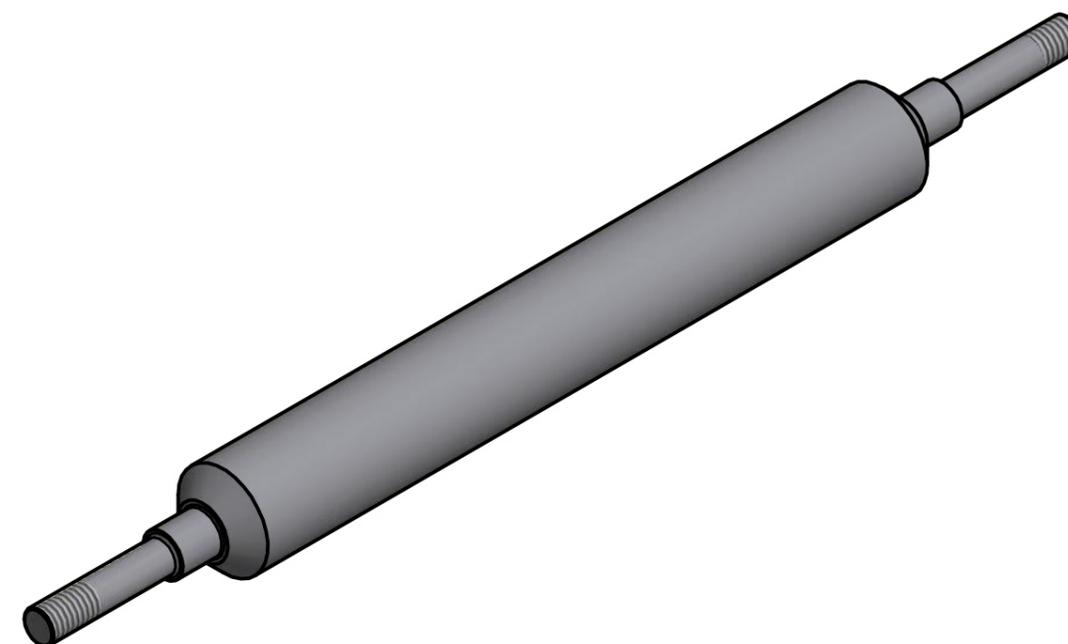
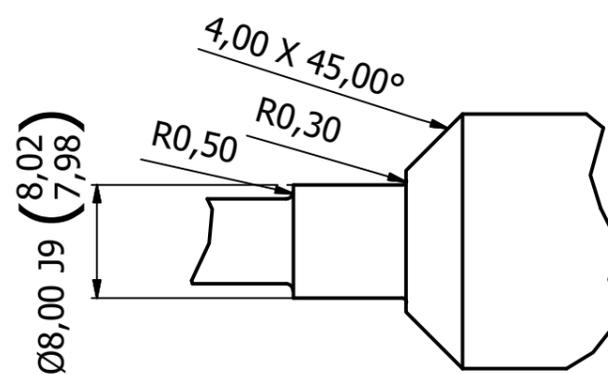
-Tolerancia Gral: 0.1 mm	Fecha	Nombre	Proyecto Final	FI UNMDP
	Dib. 03/04/2018	GES		
	Rev. 15/10/2018	RM		
	Apr. 15/10/2018	RM		
-Terminación Superficial: Comercial chapa 0.8 mm	Esc	Tobera de Escape		TG01-TOB
	1 : 1			
				Material



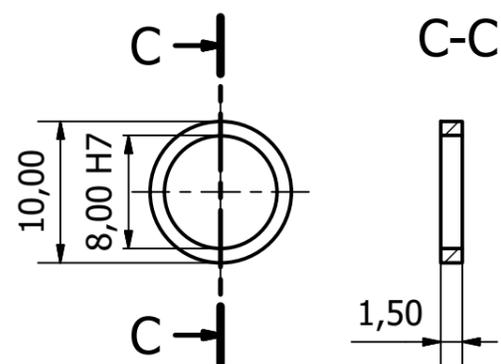
-Tolerancia Gral: 0.2 mm	Fecha	Nombre	Proyecto Final	FI UNMDP
	Dib. 09/04/2018	GES	PFMEC-2016-164	
	Rev. 15/10/2018	RM		
	Apr. 15/10/2018	RM		
-Terminación Superficial: Comercial tubo	Esc 1 : 1	Carcasa d		TG01-Carcasa
				Material Acero inoxidable AISI 304



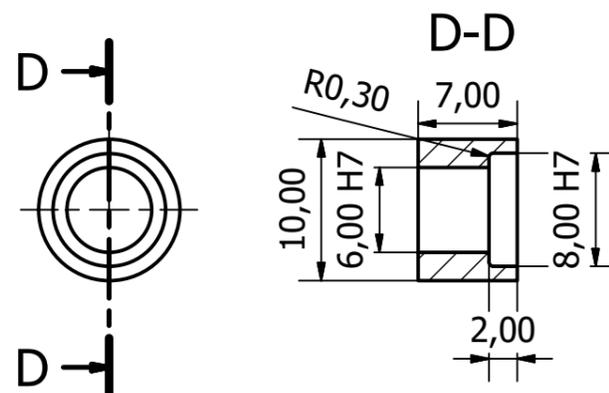
Alojamiento de Rodamiento
Detalle A (2 : 1)



Separador lado Compresor



Separador lado Turbina



-Tolerancia Gral: 0.1 mm	Fecha	Nombre	Proyecto Final	FI UNMDP
	Dib. 16/07/2018	GES	PFMEC-2016-164	
	Rev. 21/10/2018	RM		
	Apr. 21/10/2018	RM		
-Terminación Superficial: Mecanizado	Esc 1 : 1	Eje		TG01-EJE
				Material Acero AISI 4340