



UNIVERSIDAD SIMÓN BOLÍVAR
DECANATO DE ESTUDIOS PROFESIONALES
COORDINACIÓN DE MECÁNICA

DESARROLLO DEL TURBOCOMPRESOR TKP-100 (K36)

Por:

Manuel Alejandro De Jesus Medina

INFORME DE PASANTÍA

Presentado ante la Ilustre Universidad Simón Bolívar
como requisito parcial para optar al título de
Ingeniero Mecánico

Sartenejas, Septiembre de 2017



UNIVERSIDAD SIMÓN BOLÍVAR
DECANATO DE ESTUDIOS PROFESIONALES
COORDINACIÓN DE MECÁNICA

“DESARROLLO DEL TURBOCOMPRESOR TKP-100 (K36)”

Por:

Manuel Alejandro De Jesus Medina

Realizado con la asesoría de:

Tutor Académico: Liomary Nazareth Lamas Taccetti.

Tutor Industrial: Jesús Núñez García.

INFORME DE PASANTÍA

Presentado ante la Ilustre Universidad Simón Bolívar
como requisito parcial para optar al título de
Ingeniero Mecánico

Sartenejas, Septiembre de 2017



UNIVERSIDAD SIMÓN BOLÍVAR
DECANATO DE ESTUDIOS PROFESIONALES
COORDINACIÓN DE INGENIERÍA DE MECÁNICA

RESUMEN

El desarrollo del turbo compresor *TKP-100 (K-36)* es un proyecto de creación de negocio que surge ante la solicitud de la empresa MAZVEN para la manufactura de un prototipo venezolano con la intención de sustituir las importaciones con fabricantes del país. A partir de un equipo proporcionado por la empresa se procedió a identificar las partes que lo componen y caracterizarlas con ayuda de la documentación conseguida por fabricantes de turbo compresores, asimismo se realizaron los modelos digitales de los componentes del equipo y se investigaron los elementos químicos y propiedades de los materiales utilizados por la empresa para la fabricación de las ruedas de compresión y turbina y sus carcasas respectivas. Del proyecto se generó la planimetría del turbo compresor, la cual servirá de referencia en los procesos de fabricación de los prototipos, posteriormente los planos deberán ser enviados a MAZVEN para su aprobación. Se documentó las partes del turbo compresor y se planteó los procesos de fabricación de cada uno de los elementos. También, se estableció la logística para brindar el servicio de reparaciones de equipos de la empresa MAZVEN contando con los servicios de proveedores y tiendas para el balanceo de la rueda de compresión y turbina, para la adquisición de repuestos y para la compra de modelos nuevos de fábrica.

Palabras clave: Turbo compresor, MAZVEN, TKP-100, K36

Dedicatoria

Dedico este trabajo a mis padres Manuel Alfaiate y Alida Medina quienes han mostrado amor y apoyo incondicional en mi formación como profesional y como persona, no es fácil poner en palabras lo agradecido que encuentro con ustedes por los años 26 que han estado a mi lado creyendo en mí. A mis hermanas Sara y Sandra quienes siempre se han ofrecido en ayudarme a pesar de mi terquedad, les agradezco por todos los consejos que me han dado y los por que me faltan por aprender. Finalmente, este trabajo va dedicado a mí mismo, porque el futuro que se veía como distante en el mar, ahora se encuentra cerca de la orilla. Una etapa nueva en mi vida comienza, otro viaje, otra aventura.

Agradecimientos y reconocimientos

Agradezco a mis profesores de carrera que de forma directa e indirecta contribuyeron a mi formación y madurez durante mi período universitario, en especial a mi tutora Liomary Lamas quien se ha mantenido pendiente durante mi pasantía. Al profesor Andrés Clavijo y al técnico de sección Ramiro García quienes me enseñaron durante mi estadía en el Laboratorio de Prototipos de la universidad. También agradezco al profesor Gerardo Fernández que, a pesar de no ser de la carrera, siempre me dio apoyo y consejos en los momentos que lo necesitaba. A mis amigos, los de carrera y los que me adoptaron, fueron muchas las experiencias que tuvimos en la universidad, compartir con cada uno de ellos ha sido un honor y una experiencia que han dejado marca en mí.

Quisiera dar un reconocimiento a las agrupaciones USB-Solar y al Centro Submarinista de la Universidad Simón Bolívar (CESUSIBO), formar parte de ellos y trabajar en sus proyectos y actividades hizo que redescubriera mis metas, mis pasiones y los diferentes aspectos de mi persona que aún no conocía. Estar con ellos requirió de sacrificios por ambas partes, pero definitivamente tuvo sus frutos, crecimiento personal y profesional, un lugar al cual pertenecer durante mi vida universitaria y mis amigos de aventura.

Finalmente agradezco a mi tutor industrial Jesús Núñez y a mis compañeras de trabajo Dayana Rodríguez y Ana María Oquendo, gracias por tenerme en esos cinco meses de trabajo, por las enseñanzas, paciencia y el apoyo que me han brindado.

Gracias a todos.

ÍNDICE GENERAL

Título	ii.
Acta final	iii.
RESUMEN	iv.
Dedicatoria.....	v.
Agradecimientos y reconocimientos	vi.
ÍNDICE GENERAL	vii.
ÍNDICE DE TABLAS	x.
ÍNDICE DE FIGURAS	xi.
LISTA DE ABREVIATURAS	xv.
INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO 1 DESCRIPCIÓN DE LA EMPRESA	3
CAPÍTULO 2 MARCO TEÓRICO	6
2.1. Origen de los turbocompresores	6
2.2 Turbocompresores en la actualidad	7
2.3. Descripción y funcionamiento del turbocompresor	10
2.3.1. Compresor	10
2.3.1.1Carcasa de compresión	10
2.3.1.2 Plato de compresión.	11
2.3.1.3 Manga de lanzador y anillo de pistón compresor	11
2.3.1.4 Collar de empuje.....	12
2.3.2. Zona de la Turbina.....	13
2.3.2.1 Conjunto eje-turbina.....	13
2.3.2.2 Carcasa de la turbina.....	14
2.3.2.3 Escudo Térmico	16
1.3.2.4 Anillos pistón turbina	16
2.3.3. Cartucho	17
2.3.4 Sistema de rodamientos	18
2.3.4.1 Bujes	19
2.3.4.2 Retenedores	20

2.3.4.3 Cojinete de empuje, aros de empuje y manga espaciadora	20
2.3.5. Rueda de compresión.....	21
2.3.6 Otros elementos	24
2.4. Funcionamiento	25
2.5 Ensayos Mecánicos y químicos.....	26
CAPÍTULO 3 METODOLOGÍA DE TRABAJO.....	30
3.1. Etapa de investigación.....	31
3.1.1 Datos del modelo.....	32
3.1.2. Materiales de la carcasa de la turbina hierro GGG 40, hierros SiMo y acero 1.4848.	36
3.1.3 Materiales de turbina Inconel 713C y MAR-M247.....	38
3.1.4 Materiales del rodete de compresión, 354 y 354-HIP (fundición)	39
3.1.5 Materiales del rodete de compresión, 7075 y 2618 (maquinado).....	39
3.1.6 Manipulación del equipo y documentación de partes y piezas.	40
3.1.7 Procesos de fabricación	44
3.1.8 Daños frecuentes en turbocompresores	47
3.2 Modelado asistido por computador (CAD)	47
3.3 Establecimiento del servicio de reparación	49
3.4. Desarrollo del rodete de compresión.....	51
CAPÍTULO 4 RESULTADOS Y DISCUSIÓN DE LOS MISMOS.....	54
4.1 Servicio de reparación	54
4.2 Desarrollo del rodete de compresión	55
4.3 Proceso de fabricación (ensayos mecánicos y químico)	57
4.4 Compra de nuevos equipos y repuestos.....	58
4.5 Modelado asistido por computador y planos.....	59
CONCLUSIONES	61
RECOMENDACIONES	62
Referencias	63
Apéndice A (publicaciones, archivos y formatos).....	72
Apéndice B (planos de piezas)	141

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 3.1. Información de la placa del turbocompresor K36.	33
Tabla 3.2. Información técnica del turbocompresor K36-62-04	34
Tabla 3.3. Información de turbocompresores serie C3.....	34
Tabla 3.4. Característica del hierro GGG 40.....	37
Tabla 3.5 características y composición general del hierro SiMo.....	37
Tabla 3.6. Características y composición general del acero 1.4848.....	38
Tabla 3.7. Características y composición general del INCONEL 713C	38
Tabla 3.8. Características y composición general del MAR-M247	39
Tabla 3.9. Características y composición general del aluminio 354	39
Tabla 3.10. Características y composición general del aluminio 7075	40
Tabla 3.11. Características y composición general del aluminio 2618	40
Tabla 3.12. Elementos del turbocompresor K36	43
Tabla 4.1. Cotización del servicio de reparación para el mes de marzo.....	54
Tabla 4.2. Cotización de referencia para un rodete de 102 mm de diámetro de salida	56
Tabla 4.3. Recomendaciones de los procesos de fabricación para cada pieza.	58

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Trabajos realizados para el año 2005	5
Figura 2.1. Motor "Ecoboost" 3.5-L de la empresa Ford	7
Figura 2.2. Comparación de motores de diferente cilindrada con la misma potencia	8
Figura 2.3. Motor diesel "EcoBlue"	9
Figura 2.4. Carcasa de compresión.....	10
Figura 2.5. Plato de compresión K36	11
Figura 2.6. a: Manga de lanzador. b: anillos pistón . c: montaje de los anillos en la manga	12
Figura 2.7. a. Collar de empuje. b. Posicionamiento en el turbocompresor.....	13
Figura 2.8. Conjunto eje turbina.....	13
Figura 2.9. Tuerca de la turbina.....	14
Figura 2.10. Carcasa de la turbina	15
Figura 2.11. a: Carcasa tipo abierta. b: Carcasa tipo dividida.....	15
Figura 2.12. a: Escudo térmico . b: Escudo del K36	16
Figura 2.13. a: anillos pistón. b: Montaje en la turbina	17
Figura 2.14. Vista de corte.....	17
Figura 2.15. Vista externa del cartucho	18
Figura 2.16. Ensamblaje del cartucho	19
Figura 2.17. Bujes lisos	19
Figura 2.18. Cartucho de rodamiento de bolas	20
Figura 2.19. Retenedores internos	20
Figura 2.20. Cojinete de empuje K36.....	21
Figura 2.21. a: rodete de compresión pared completa. b:rodete de compresión pared parcial.....	22
Figura 2.22. a: rodete de aluminio. b: rodete de titanio.....	22
Figura 2.23. Método de fundición a baja presión	23

Figura 2.24. Maquinado del rodete de titanio.....	23
Figura 2.25. Sujeción del rodete.....	24
Figura. 2.26. Eje azulado, falta de lubricación	26
Figura 2.27. Fuga de aceite por la zona de compresión	27
Figura 2.28. Abrasión por aceite sucio	27
Figura 3.1. Fases del Proyecto.....	31
Figura 3.2. Imagen de la placa del turbo compresor K36	32
Figura 3.3. Gráfica de funcionamiento del turbocompresor K36.....	35
Figura 3.4. Planos de medidas externas, K36.....	36
Figura 3.5. Ordenamiento de las piezas extraídas <i>TKP-100</i>	42
Figura 3.6 .Vista explosionada del modelo K36	44
Figura 3.7. Corazón de arena para geometría interna de la carcasa compresora.....	45
Figura 3.8. Vista explosionada de ensamblaje <i>TKP-100</i>	48
Figura 3.9 Archivo del rodete Matter and Form.....	52
Figura 3.10. Muestra digital de “ <i>KTS Turbobillet X</i> ”	53
Figura 4.1 Plano 2/3 del plato compresor <i>TKP-100</i> , parte trasera	60
Figura 4.2 Plano del cojinete de empuje <i>TKP-100</i>	60

LISTA DE ABREVIACIONES

TKP: turbo compresor en ruso (*турбокомпрессор*)

CA: compañía anónima

AO: Sociedad anónima en ruso (*Aktionernoye Obschestvo*)

MIG: siglas en inglés que se refiere a un tipo de soldadura mediante gas inerte con aporte continuo de material automatizado (*metal inert gas*)

rpm: revoluciones por minuto

CAD: siglas en inglés de diseño asistido por computadora (Computer-aid desing)

HIP: siglas en ingles de prensado isostático en caliente. (*hot isostatic pressing*)

CNC: siglas en inglés de control numérico por computadora (*computer numerical control*)

ISO: (internacional organization standarization)

ASSY: propiedades termodinámicas

YaMZ: siglas de los motores fabricados por la planta de motores *Yaroslavl* en Rusia

LPG: siglas en ingles de “gas licuado del petróleo” como combustible (*liquid petrol gas*)

NG: siglas in inglés de “gas natral” (*natural gas*)

DIN: siglas en Alemán de “Instituto Alemán de Normalización” (*Deutsches Institut für Normung*)

σ_y : resistencia a la fluencia.

σ_u : resistencia máxima.

stl.: siglas en inglés de lenguaje triangular estándar (Standard Triangle Language)

INTRODUCCIÓN

Antecedentes.

Como compañía fabricante PROTOTEK ES ha trabajado para brindar el mejor servicio de manufactura y asesoría mecánica, con el objetivo de contribuir con los Entes del Estado en materia tecnológica nacional. Siguiendo las metas del proyecto de sustitución de importaciones, para el desarrollo tecnológico de la nación, la empresa ha asistido en la reposición de piezas y elementos mecánicos utilizados en los camiones de la planta ensambladora MAZVEN, así como en la generación de planimetrías de los elementos para su aprobación por parte de los socios bielorrusos.

Justificación

La utilización de turbocompresor es importante en los camiones de carga porque aumenta la eficiencia de combustible del vehículo, sin embargo, actualmente la compra del equipo se dificulta por la falta de divisas y por los problemas para la adquisición de las mismas. Asimismo, dada la avería de un turbo compresor, el envío al lugar de fábrica implica pérdidas a la compañía, incluyendo los costos de traslado, reparación y el tiempo que pase el vehículo sin trabajar. Para cambiar este panorama se plantea la realización de los servicios de reparación, venta de piezas y realización de los componentes en el mercado nacional con fabricantes venezolanos.

Planteamiento del problema

La empresa PROTOTEK ES, CA fue encomendada por la compañía MAZVEN con el desarrollo de un turbocompresor de fabricación rusa, el cual es vital para el funcionamiento de los camiones MAZ en Venezuela, éste se denomina *TKP-100* y es fabricado por la compañía *Turbotekhnika, AO*. El objetivo de este proyecto es generar un prototipo con sus respectivos planos a partir de una muestra dada por la compañía MAZVEN; una vez aprobado se procederá a la fabricación del turbocompresor en Venezuela y además, la compañía PROTOTEK estará en la capacidad de brindar los servicios de venta de repuestos y reparación del mismo, siguiendo los planos de fabricación y la documentación que se genere a partir del desarrollo de este proyecto.

Para efectos del trabajo se estarán mencionando los turbocompresores modelos *TKP-100* y *K36*, siendo el primero de origen bielorruso y el segundo checoslovaco. Ambos son análogos en uso y funcionamiento, y la razón de que se manejan los dos equipos es porque la empresa cliente hizo entrega de los turbos compresores alegando que eran el mismo. Actualmente, existe la posibilidad que exista algún otro modelo en uso en MAZVEN, por lo que se tomarán precauciones hasta que se verifique que efectivamente el modelo *K36* sea el predominante en la empresa.

Objetivo general

Desarrollar un turbocompresor de origen ruso modelo *TKP-100* (*K36*), para la posterior fabricación de los kits de repuestos del modelo mencionado y generar los elementos impresos necesarios para la realización de los servicios de inspección, mantenimiento y reparación del turbocompresor.

Objetivos específicos

- Caracterizar el turbo compresor
- Establecer los elementos que componen el turbocompresor *K36*
- Determinar lo elementos de fabricación apropiados.
- Proponer materiales para la fabricación de los elementos.

CAPÍTULO 1

DESCRIPCIÓN DE LA EMPRESA

Prototek E.S. C.A. es una empresa Venezolana, dedicada a la consultoría industrial aplicada, capaz de ofrecer bienes, servicios y asesoría en sus áreas de experticia, de la más alta calidad y a los precios más competitivos

Fundada en 1997, luego de su fusión con **PROTOTEK CA** se alía con el Estado Venezolano formando una empresa **MIXTA** a través del proyecto de Extracción de Vanadio en 2009, mediante su asociación con la **Sociedad de Capital de Riesgo Venezuela (SCR)**, formalizando de esta manera dentro de sus estatutos, los principios que ha mantenido desde su fundación en el sentido de trabajar por el desarrollo de la soberanía tecnológica en el país, integrar a sus trabajadores a los beneficios que percibe la Empresa, formar y educar a su personal y contribuir con los Entes del Estado, en especial en las áreas de agua y energía en la solución de los problemas que confrontan por la escasez de tecnología propia.

Además *Prototek E.S. C.A.* soporta a varias cooperativas y asociaciones para-cooperativistas que apoyan el trabajo que realizan.

Misión:

El desarrollo de la Consultoría Industrial Aplicada, capaz de ofrecer bienes, servicios y asesoría técnica de la más alta calidad, en nuestras áreas de experticia, presentando ofertas de productos y servicios a nuestros clientes que superan a los de la competencia en cualquier área.^[68]

Visión: “Ofrecer en el momento oportuno y con la máxima calidad los productos y servicios que permitan satisfacer los requerimientos de nuestros clientes, tanto nacionales como extranjeros, con la tecnología y el capital humano idóneo”.^[68]

Objetivo: “Manufacturar equipos y sistemas con la tecnología adecuada a las necesidades de nuestros clientes con la máxima cantidad de valor agregado nacional”.^[68]

Para la facilidad de sus clientes y desempeño de sus actividades y proyectos **Prototek E.S. C.A.** dispone de oficinas en el **Centro Ciudad Comercial Tamanaco (CCCT)**, **Centro Profesional Urdaneta** e instalaciones fabriles en **Cúa, Edo Miranda**, donde poseen maquinarias industriales y personal altamente capacitado de última tecnología tales como soldadoras *MIG*, centro de mecanizado vertical, tornos a control numérico, entre otros.

Especializado en las áreas de ingeniería mecánica e ingeniería electrónica, **Prototek E.S. C.A.** cuenta con la experiencia en la realización de proyectos relacionados en sistemas de distribución y control plantas potabilizadoras de agua, fabricación de candados industriales, bridas y actuadores para apertura y cierre de válvulas, instalaciones de sistemas de refrigeración, sistemas de respaldo de energía ininterrumpida, instalación hidráulica/eléctrica y puesta en marcha de dos estaciones de bombeo de Ciudad Caribia para el abastecimiento de 15.000 viviendas, entre otras. ^[68]

Entre los clientes que ha tenido la empresa se encuentran **HIDROCAPITAL**, **HIDROVEN**, **HIDROANDES**, **HIDROPAEZ**, Fundación Instituto de Ingeniería, **FONACIT**, **WRANGLER**, **SCR VENEZUELA**, **IAFE**, **MAZVEN** y **VENEMINSK**. Asimismo, en la Figura 1 se presenta una breve descripción de los trabajos realizados por **PROTOTEK ES** en el área de aires acondicionados, ventilación y sistemas de bombeo.

ALGUNOS TRABAJOS DE RECIENTE DATA

DESCRIPCION	EMPRESA	CONTACTO
SUMINISTRO E INSTALACION DE SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO TIPO SPLIT PARA LA NAVE B. CAPACIDAD INSTALADA DE 100 TONELADAS DE REFRIGERACION. (ABRIL 2012). (INCLUYÓ CALCULOS)	TERMINAL DE LA BANDERA.	ING. CRISTOBAL CHINTEMI OFIC. (0212) 959 50 90 DIRECTOR
SUMINISTRO E INSTALACION DE TODOS LOS SISTEMAS DE VENTILACION E INYECCION FORZADA EN LAS AREAS COMERCIALES. 74000 CFM EN TOTAL, VENTILADORES VENAXIALES, 15000 KGS. DE DUCTERIA. INCLUYÓ VALIDACION DE PROYECTO EXISTENTE. (ABRIL 2011)	CENTRO COMERCIAL PLAZA MAYOR	ING. JEAN C. COLELLA OFIC. (0424) 1688126 DIRECTOR
REPARACION Y PUESTA EN OPERACIÓN DE 2 CHILLERS DE 320 TONS C/U INCLUYENDO EL REDISEÑO Y PUESTA A PUNTO DEL SISTEMA ELECTRO-MECANICO DE BOMBEO. (JULIO 2011)	CENTRO COMERCIAL PLAZA	ING. JEAN C. COLELLA OFIC (0424) 1688126
ARRANQUE Y PUESTA EN MARCHA DE 2 UNIDADES ENFRIADORAS DE AGUA (CHILLERS), CAPACIDAD 180 TONELADAS DE REFRIGERACION C/U. EN AMBULATORIO RENATO VALERA AGUIRRE, PTO.ORDAZ, EDO. BOLIVAR. (MAYO 2011).	CONSTRUCCIONES 18-18, C.A.	ING. LUIS LEAL 0414 372 71 75 DIRECTOR CONTRUCCION
ARRANQUE Y PUESTA EN MARCHA DE 3 UNIDADES ENFRIADORAS DE AGUA (CHILLERS), CAPACIDAD 250 TONELADAS DE REFRIGERACION C/U. EN HOSPITAL CARLOS FRAGACHAN, PTO.ORDAZ, EDO. BOLIVAR. (AGOSTO 2011). INCLUYO ADECUACION DE QUIROFANOS.	CONSTRUCCIONES 18-18, C.A.	ING. LUIS LEAL 0414 372 71 75 DIRECTOR CONTRUCCION

Figura 1. Trabajos realizados para el año 2005

CAPÍTULO 2

MARCO TEÓRICO

2.1. Origen de los turbocompresores

Es una tecnología desarrollada por el ingeniero suizo *Alfred Büchi*^[1] a raíz de su deseo de mejorar la eficiencia de los motores de combustión interna. En el año 1905 introduce la patente del turbocompresor (CH 35 259A 1905 ^[2]), señalando que los dichos equipos desaprovechan las dos terceras partes de su energía, perdiéndolos en los gases de escape.

Asimismo, abrió una planta experimental de turbocompresores en el año 1911 y para el año 1915 produjo su primer prototipo. De igual manera, demostró cómo sería utilizado en el motor de un avión para contrarrestar el problema de los motores ante la baja densidad de aire a altas altitudes, sin embargo la presentación fue un desastre. Para el año 1925 tuvo éxito en la instalación de un turbocompresor con un motor diesel, el resultado fue el aumento de la eficiencia del motor en más del 40%. En el año 1932 introdujo una segunda patente introduciendo una válvula de alivio para regular la cantidad de aire que entra al turbocompresor.

Por su parte, la industria marina fue la primera en aprovechar las ventajas de los turbocompresores, mientras que la industria automotriz adquirió la tecnología con mayor lentitud. En 1930 la tecnología fue adoptada por autos de carrera y que en 1938 la compañía Suiza *SAURER* produjo el primer camión con un turbo compresor instalado. Hoy en día la utilización de turbocompresores se ha vuelto comercial, desde vehículos privados hasta camiones de carga y tractores.

2.2 Turbocompresores en la actualidad.

Los turbocompresores son utilizados ampliamente en la industria aeronáutica permitiendo el funcionamiento de las aeronaves en altas altitudes; en la industria naval mejora la eficiencia y disminuye costos de traslados en el caso de barcos de carga, así como permite que los navíos cumplan con las normas medioambientales sobre las emisiones. En vehículos terrestres permite la reducción de emisiones de gases y la reducción en el uso de

combustible, en camiones de carga aumenta el torque generado, traduciéndose en mayor trabajo. La utilización de turbocompresores abarca el ámbito militar, comercial, particular y deportivo.

En vehículos a gasolina la utilización de turbocompresores se enfoca en la reducción de emisiones de gases ^[3]. En la actualidad, los fabricantes de autos poseen un gama de vehículos ecoamigables con el propósito de cumplir con las políticas ambientales del país en el que residen; como por ejemplo la empresa Ford posee la gama de motores "Ecoboost" (ver Figura 2.1) que en resumen son motores de menor cilindrada con un turbocompresor instalado en el vehículo, la Volkswagen llama a su gama ecológica motores "TSI" y la Renault y Nissan son los motores "TCi".



Figura 2.1. Motor "Ecoboost" 3.5-L de la empresa Ford ^[4]

Con la instalación de los turbocompresores en motores de menor cilindrada, es posible alcanzar la misma potencia que un motor de mayor tamaño con una menor utilización de combustible ^[5], así como se ve en la Figura 2.2.

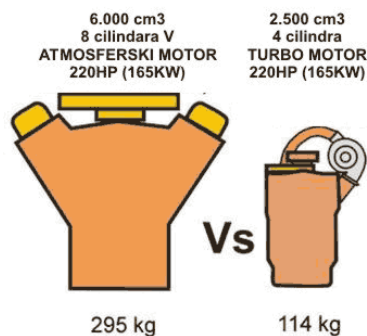


Figura 2.2. Comparación de motores de diferente cilindrada con la misma potencia ^[6]

A diferencia de los vehículos a gasolina, los motores diesel emiten menores concentraciones de monóxido de carbono debido a que poseen mayor eficiencia en el consumo de combustible, sin embargo las concentraciones de óxido de nitrógeno son mayores debido a que trabaja con temperaturas que permiten la oxidación del mismo. En este sentido, la utilización de los turbocompresores en motores diesel tiene el objetivo de aumentar el torque en los vehículos de carga además de la reducción de las emisiones. Si bien el uso general de los motores a diesel se encuentra en camiones de carga, autobuses y tractores, también existen vehículos particulares que utilizan estos motores ^{[7] [8]}.

Las empresas fabricantes de automóviles también poseen una gama de vehículos ecológicos diesel, la empresa Ford los cataloga como "TDCI", la Volkswagen los llama motores "TDI" mientras que la Renault y la Nissan lo tienen como "dCi".

La empresa de automóviles Ford sacó para el mes de abril del 2016 un nuevo motor diesel llamado "*EcoBlue*", el mismo cuenta con un turbocompresor pequeño instalado en el diseño y se espera que reemplace los modelos de motor anterior (ver Figura 2.3). La utilización de turbocompresores en vehículos diesel particulares permite obtener una potencia igual a los motores a gasolina de similar tamaño ^{[9] [10]}.



Figura 2.3. Motor diesel "*EcoBlue*" ^[9]

La utilización de turbocompresores también se refleja en lanchas y botes de menor tamaño, a pesar de que son vehículos marinos, la función del turbocompresor es la misma que en los vehículos terrestres, mayor eficiencia, reducción del uso de combustible y

disminución de las emisiones de gases (esta última posee mayor relevancia en buques de cargas comercial).

La industria naval utiliza turbocompresores para mejorar la eficiencia de los motores de barcos y cumplir con las normas medioambientales a los cuales son sometidos. Los turbos en esta industria son de mayores dimensiones y trabajan a menores revoluciones que sus análogos de menor tamaño. ^{[11][12][13]}

2.3. Descripción y funcionamiento del turbocompresor

El turbocompresor es básicamente la combinación de un compresor y una turbina montadas en un eje común, y consta de tres (3) zonas principales: compresor, cartucho y turbina.

2.3.1. Compresor

El lado de compresión normalmente hecha de aleación de aluminio y es la sección en que ocurre la compresión del aire. En ella se diferencian la rueda de compresión, la cubierta de compresión (o caracol), el anillo de pistón, el collar de empuje y el plato de compresión.

2.3.1.1 Carcasa de compresión

La carcasa de compresión posee forma de caracol cuyo camino funciona como un difusor, en ésta ocurre el aumento de presión y su forma de caracol optimiza el flujo de aire durante su recorrido, puede incluir álabes guías en la pared o puede ser lisa; el primero posee una alta eficiencia pero posee mayores restricciones al flujo de aire, se utilizan para un flujo de aire específico y constante (ver Figura 2.4.b) ^[15]. Para aplicaciones automovilísticas las carcasas no poseen álabes guías porque trabajan para un mayor rango de velocidades, y por ende de flujo de aire (ver Figura 2.4.a)



(a)



(b)

Figura 2.4. Carcasa de compresión ^[15]

a: carcasa de compresión del modelo K36 (pared lisa). b: con álabes.

2.3.1.2 Plato de compresión

El plato de compresión se ubica a las espadas de la rueda del rodete, siendo uno de los elementos de mayor tamaño posee una superficie lisa en la cual la rueda encaja sin hacer contacto con la placa; la espalda usualmente posee perfiles radiales, esta geometría permite disminuir la cantidad de material del cual está fundido sin afectar la resistencia del material (ver Figura 2.5.a). El plato está fabricada de aluminio y tiene la función de sellar el caracol de compresión, en éste se sujetan la abrazaderas de la turbina y a la vez se ubican los tornillos sostienen a la parte de compresión con el cartucho ^[16]. En el plato se instala el anillo de pistón y contiene los sellos de goma (*O` Rings*) evitando la fuga de aire y aceite del caracol y el cartucho respectivamente.



(a)



(b)

Figura 2.5. Plato de compresión K36

a: Vista trasera. b: Vista frontal

2.3.1.3 Manga de lanzador y anillo de pistón compresor

Estas piezas tienen la función de sellar el cartucho con la zona de compresión, específicamente no permite el que el aire a alta presión ingrese al cartucho. La manga se coloca con ajuste en el eje de la turbina y en la cavidad que posee en ella se instalan los anillos de pistón, siendo éstos los responsables del sellado entre el aceite y el aire a alta presión. Los anillos pistón se ajustan en el momento que sus caras hacen tope en la instalación dentro de la cavidad central del plato de compresión.

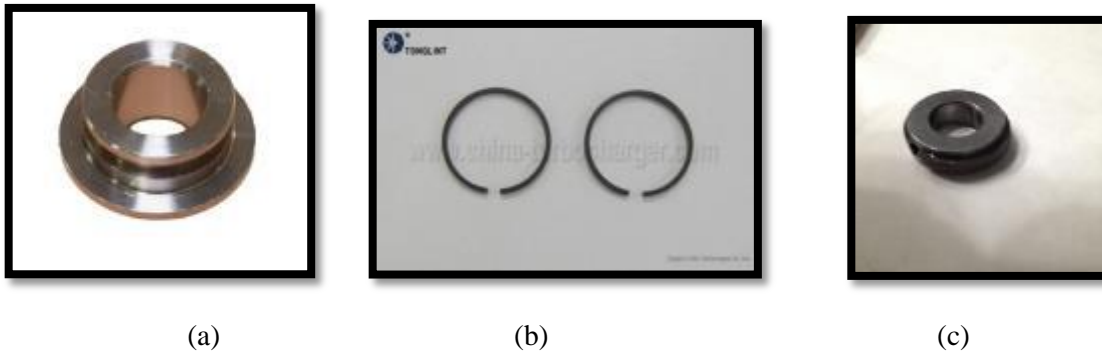


Figura 2.6. a: Manga de lanzador. b: anillos pistón ^[18]. c: montaje de los anillos en la manga

2.3.1.4 Collar de empuje

Esta pieza funciona de espaciador entre la manga y los anillos de empuje. Tiene la función restringir el movimiento axial de la manga, asegurando que la misma no salga de su ubicación ^[14].

Es un elemento circular hecho de acero cuyo diámetro interior se ajusta al tamaño del eje sin quedar apretado al mismo. Pueden existir variaciones de tamaño con diferentes diseños dependiendo del modelo del turbocompresor, pero el más sencillo consiste en un aro ancho con cuello de diámetro exterior más pequeño (ver Figura 2.7.a). El cuello se encuentra en dirección al cartucho mientras que la cara más ancha entra en contacto con la manga de lanzador (ver Figura 2.7.b).



(a)



(b)

Figura 2.7. a. Collar de empuje ^[20]. b. Posicionamiento en el turbocompresor

2.3.2. Zona de la Turbina

El lado de la turbina es la zona conformada por el conjunto eje-turbina, el dissipador de calor, los anillos de pistón y la carcasa de la turbina. Su función es captar la energía cinética de los gases de escape para su utilización en la compresión de aire. Esta zona marca el inicio del funcionamiento del turbocompresor por ser el mecanismo impulsor del equipo.

2.3.2.1 Conjunto eje-turbina

Se considera el corazón del turbocompresor siendo el único elemento que tiene relación con todas las piezas del turbocompresor. Se le llama conjunto porque la turbina y el eje forman un sólido rígido, unidos mediante soldadura por fricción.



Figura 2.8. Conjunto eje turbina. ^[21]

La turbina capta el movimiento de los gases y lo transmite a lo largo del eje hasta la zona fría del turbocompresor donde se requiere el trabajo. Normalmente está hecho de

acero debido a la altas temperaturas que tiene que resistir y su rango de trabajo puede sobrepasarlas cien mil revoluciones por minuto (100.000 rpm) y hasta llegar a las 250.000 dependiendo del modelo y el tamaño del turbocompresor, a mayor tamaño menor será la velocidad de giro alcanzada. ^[5]

El extremo de la turbina posee una tuerca en relieve utilizada para el desarme del equipo, esta permite restringir axialmente el eje para desenroscar la tuerca que asegura el rodete de compresión en el árbol; el otro extremo del conjunto eje turbina es enroscado y los cambios de secciones se ajustan al montaje del sistema de cojinetes del turbocompresor.



Figura 2.9. Tuerca de la turbina ^[22]

2.3.2.2 Carcasa de la turbina

Es una pieza sólida robusta de hierro fundido con una geometría interna en forma de caracol, tiene la función de direccionar los gases de escape de la forma más adecuada a los álabes de la turbina y así aprovechar la energía cinética de los mismos. Otro aspecto importante de la pieza es que sirve de soporte para el montaje del turbocompresor en el vehículo mediante la utilización de espárragos.



Figura 2.10. Carcasa de la turbina ^[23]

Existen dos diseños de la carcasa, puede ser abierta o dividida. La cubierta dividida se utiliza para motores de baja o media revolución, y garantiza la estabilidad del flujo de los gases de escape, siendo en este caso un flujo pulsante (ver Figura 2.11.b). La cubierta abierta presenta menos restricciones de flujo que la primera por poseer una menor área de superficie, son utilizadas en aplicaciones que requieran altas revoluciones ya que en estos casos el flujo de aire es más continuo (ver Figura 2.11.a). En resumen, el primer diseño es utilizado cuando la prioridad es el torque, mientras que el segundo se busca velocidad.^[26]



(a)



(b)

Figura 2.11. a: Carcasa tipo abierta.^[24] b: Carcasa tipo dividida

2.3.2.3 Escudo Térmico

Es un elemento que protege al cartucho evitando que los gases de escape entren en contacto directo con el mismo (ver Figura 2.12.), también permite el ajuste en la conexión de la turbina con el cartucho mediante las placas sujetadoras. La pieza puede estar formada de hierro o acero y encaja como un tapón en la parte trasera de la carcasa de la turbina (ver Figura 2.12.a). No se encuentra en contacto directo con partes móviles.^[26]



(a)



(b)

Figura 2.12. a: Escudo térmico ^[15]. b: Escudo del K36

1.3.2.4 Anillos pistón turbina

Tienen la función de no permitir la entrada de los gases al cartucho, además previene la fuga de aceite del mismo hacia la turbina, son colocados en el eje el cual posee hendiduras para el posicionamiento de los mismos (ver Figura 2.13) ^[17].



(a)



(b)

Figura 2.13. a: anillos pistón ^[27]. b: Montaje en la turbina.

2.3.3. Cartucho

El cartucho es la zona central del turbocompresor y usualmente está hecho de hierro fundido al igual que la carcasa de la turbina. Es el soporte central del turbocompresor sobrellevando las cargas del sistema de rodamientos y de temperatura del extremo de la turbina; en él se conecta el resto de los elementos turbocompresor. ^[15]

El sistema de rodamiento esta contenido dentro del mismo y en éste se realiza el intercambio de aceite que sirve de refrigerante al eje y los componentes rotatorios. Las dos

cavidades que se extienden desde la entrada de aceite lubrican los bujes o rodamientos del sistema. [28]



Figura 2.14. Vista de corte [29]

En el montaje del turbocompresor al vehículo se debe tomar en consideración la salida de aceite del cartucho se encuentra a veinte grados en cualquier dirección respecto a la vertical, esto asegura que no ocurra una acumulación de aceite y posterior fuga al motor.

Al sustraer la carcasa y el caracol del turbo compresor permanece el cartucho con el resto de las piezas que componen al equipo, usualmente esta configuración se alcanza momentos antes de comenzar el desarme del turbo compresor para la inspección o mantenimiento



Figura 2.15. Vista externa del cartucho [30].

2.3.4 Sistema de rodamientos

Es el conjunto más delicado del turbocompresor y dependiendo de modelo puede tener ciertas variaciones. El sistema está compuesto por bujes, retenedores, cojinete de empuje, aros de empuje, deflector de aceite de aceite y la manga espaciadora.

El sistema de rodamientos está contenido dentro del cartucho y usualmente está conformado por varios elementos individuales que en conjunto logran cumplir con la función de sostener al eje (ver Figura 2.16)

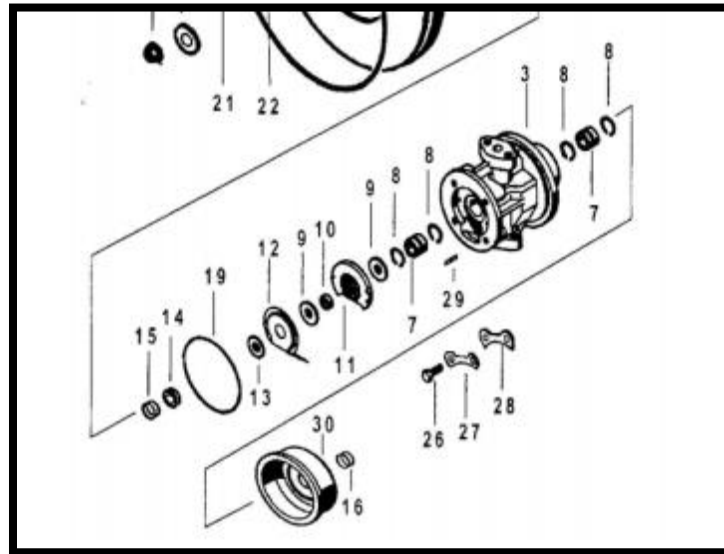


Figura 2.16. Ensamblaje del cartucho

2.3.4.1 Bujes.

Tienen la función de sostener el eje y soportar las cargas radiales previniendo el contacto metal con metal del cartucho, su velocidad de giro es aproximadamente la mitad de la velocidad del eje. Dependiendo del modelo del turbocompresor pueden ser de bolas, o lisos (estos a su vez pueden ser individuales o en dos partes).

Los bujes lisos están hechos de una aleación de bronce y la sustentación del eje se logra con la creación de una película de aceite entre el eje-buje-cartucho.



Figura 2.17. Bujes lisos. ^[31]

Los rodamientos de bolas presentan varias ventajas respecto a los bujes lisos, mejoran la respuesta del turbo compresor, disminuyen la cantidad de aceite requerido para la lubricación y mejoran el control sobre el movimiento del eje. Los rodamientos de bolas están contenido dentro de un cartucho y se consideran una sola pieza. ^[32]



Figura 2.18. Cartucho de rodamiento de bolas.

2.3.4.2 Retenedores

Son piezas estandarizadas que tienen la función de restringir el movimiento axial de los bujes en el turbocompresor. Estas pueden ser de dos tipos según si se posicionan en el eje (externo) o en una cavidad (interno), para los turbocompresores se utilizan 4 retenes internos. ^[33]



Figura 2.19. Retenedores internos.

2.3.4.3 Cojinete de empuje, aros de empuje y manga espaciadora

Este conjunto tiene la función de ajustar el eje y restringen el movimiento axial soportando cargas axiales producto de las aceleraciones. El cojinete de empuje está hecho de una aleación de bronce al igual que los bujes y el mismo posee canales internos para el paso de aceite lubricante hacia el eje. ^{[32] [35]}

Los cojinetes de empuje poseen diversos diseños según el modelo del turbocompresor, y pueden variar en la sujeción dentro del cartucho así como su relación con otros componentes. Sin embargo la función que cumplen no cambia.



Figura 2.20. Cojinete de empuje K36

2.3.5. Rueda de compresión

Es un elemento esencial del equipo encargado de acelerar el flujo de aire y cambiar su dirección en noventa (90) grados. Es la pieza de mayor complejidad geométrica del equipo y también la más frágil debido a las altas revoluciones que debe soportar. Entre los tipos de rodete se encuentran los curvados hacia atrás, rectos, curvados hacia adelante, y a su vez pueden ser con pared completa o parcial.

La pared parcial disminuye la cantidad de masa en la rueda de compresión y mejora el tiempo de reacción del mismo, sin embargo las ruedas de pared completa son más comunes en el mercado debido a que la utilización de paredes parciales requiere de diseños diferentes en el plato de compresión.

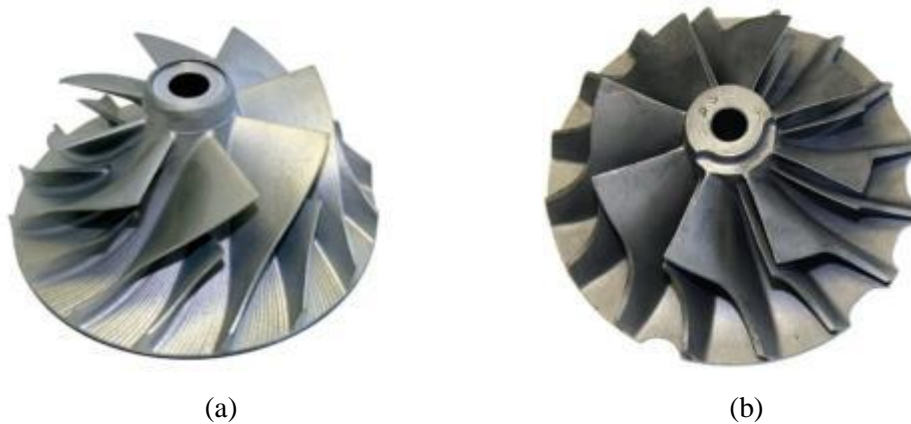


Figura 2.21. a: rodete de compresión pared completa. b: rodete de compresión pared parcial. ^[15]

El material predominante utilizado para su fabricación es aleación de aluminio (354, 354 HIP, 7075 y 2618), siendo el mismo un material ligero y fácil de procesar, sin

embargo, para regímenes de operación más severos o en casos que se requiera una mayor vida de la pieza, se utiliza titanio como material para los rodetes (ver Figura 2.22.b)



(a)

(b)

Figura 2.22. a: rodete de aluminio. ^[36] b: rodete de titanio. ^[37]

Las ruedas de compresión son fabricadas mediante fundición o por maquinado por control numérico. La maquinación del rodete requiere de una máquina CNC de 5 ejes por la misma forma compleja del canal entre los álabes, además el proceso permite la utilización de titanio como material de mecanizado a diferencia de la fundición, en que solo se puede utilizar aleaciones de aluminio.

El método de fundición a baja presión tiene la ventaja de eliminar el uso de mazarota del molde y simplifica el proceso de maquinado posterior a la fundición. El conducto que sirve de puente entre el metal fundido y el molde permite que haya un flujo continuo de material de aporte hacia la pieza mientras ésta se solidifica, previniendo la aparición de imperfecciones en el interior de la misma.

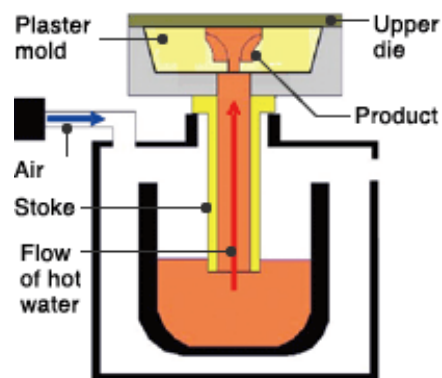


Figura 2.23. Método de fundición a baja presión. ^[38]

La fabricación de ruedas por control numérico se realiza a partir de elementos pre maquinados con la geometría externa de la rueda, optimizando el tiempo de fabricación y alargando la vida de la herramienta de maquinado utilizada.

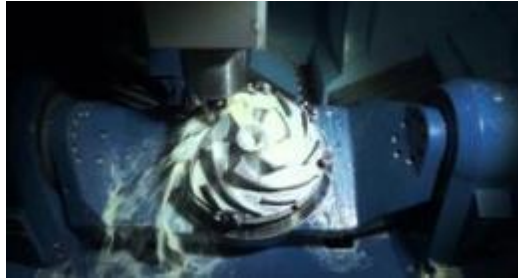


Figura 2.24. Maquinado del rodete de titanio ^[39]

Las ruedas de compresión se clasifican principalmente según el diámetro de entrada de aire, el diámetro de salida y el número de álabes que posee, otras dimensiones terminan de determinar el tipo de rodete. Otro aspecto importante es la forma en que el rodete es la forma en que se sujeta al eje, el mismo puede ser con un agujero pasante (*ThruBore*) o no (*Boreless*). Algunos modelos poseen álabes más pequeños llamados “*splitters*” los cuales aumentan la eficiencia en la compresión de aire.

Las velocidades extremas alcanzadas por las ruedas de compresión generan esfuerzos importantes que son magnificados por el agujero central que permite el paso del eje, al permitir que la rueda de compresión se enrosque directamente en el eje, se elimina el espacio vacío mejorando la resistencia de la pieza y disminuyendo el área esfuerzos. ^[40]

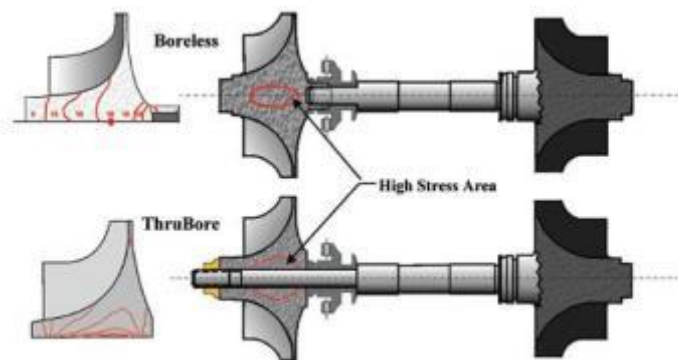


Figura 2.25. Sujeción del rodete ^[15]

2.3.6 Otros elementos

Las placas de sujeción son las responsables de mantener unida la carcasa de compresión al plato y la turbina al cartucho, poseen forma de medialuna y siguen la circunferencia del lugar a la cual pertenecen. La cantidad de placas depende de cada modelo, pero por lo general poseen cuatro en la zona de compresión y tres en la zona de la turbina.

Los sellos de gomas (*o'rings*) se ubican únicamente en la zona de compresión, específicamente son montados en el plato de compresión. El sello de mayor tamaño cubre la circunferencia del plato y garantiza el sello dentro del caracol de compresión, el de menor tamaño hace sello con el cartucho y no permite la fuga de aceite entre el plato y la sección media. En zonas de mayor temperatura no es posible colocar este tipo de sellos, por lo que se recurre a empaaduras en el caso de las conexiones de aceite, y los anillos pistón de la zona de la turbina.

2.4. Funcionamiento

El principio de funcionamiento consiste en aprovechar la energía cinética de los gases de escape para activar el rodete de compresión que se encuentra montado sobre el mismo eje de la turbina. El arreglo permite la compresión del aire de entrada utilizando los gases de escape como impulsores del trabajo. Las velocidades de funcionamiento pueden llegar a alcanzar hasta las ciento cincuenta mil revoluciones por minutos (150.000 rpm) y la temperatura de trabajo se encuentran alrededor de los setecientos cincuenta grados centígrados (750 °C). Una mayor cantidad de aire en el motor permite aumentar la proporción de combustible, resultando en un aumento de la potencia entregada por el motor.

La suspensión del eje del turbocompresor está garantizada con el sistema de rodamientos por película de aceite. De acuerdo con el modelo del turbocompresor, el mismo puede tener un sistema de bujes o un cojinete simple de gran tamaño (modelo GT1544z). Por lo general (en modelos como K27, K36, C12), el sistema de rodamientos

está dado por dos bujes concéntricos retenidos axialmente con retenes internos. Finalmente, el sistema de rodamientos posee un cojinete axial el cual soporta las fuerzas en ese sentido.

El aceite de trabajo del turbo es el mismo utilizado en el motor, el mismo lubrica el eje, es utilizado en la creación de la película de aceite para la sustentación y sirve de refrigerante para el turbocompresor. ^{[13] [15] [35]}

2.5 Daños más frecuentes en turbocompresores:

La mayoría de los problemas que presentan los turbo compresores están asociados al sistema de rodamientos y las ruedas de compresión y turbina, el desgaste en dichas piezas se debe a las altas temperaturas y velocidades de trabajo, producto de los rangos de operación de los mismos. En general, se puede establecer cinco categorías que agrupan la mayoría de los problemas asociados a los turbocompresores, estos son:

- Problemas de lubricación.
- Temperaturas extremas de operación.
- Material y trabajo del hombre.
- Objetos externos en el aire.
- Sustancias extrañas en el aceite.

La lubricación de los turbocompresores es fundamental para su funcionamiento, sin ella existiría contacto entre metal y metal, lo que se traduce en fricción y sucesivamente en el fallo temprano de piezas del sistema de rodamientos debido al desgaste. Sin embargo, el aceite cumple con otras dos funciones en el turbocompresor, permite la estabilización por medio de la película de aceite, y funciona como refrigerante del equipo. La falta de lubricación se identifica por el color azulado que obtiene el metal debido a la subida de temperatura generada en la zona donde falta la lubricación (ver Figura 27)



Figura. 2.26. Eje azulado, falta de lubricación.

El aceite contaminado tiene implicaciones directas en el sistema de rodamientos del turbocompresor, ocasionando que el mismo se vea perjudicado y en última instancia falle. El contenido de agentes y partículas extrañas en el aceite genera obstrucciones en el flujo del mismo hacia el cojinete de empuje y los bujes, cortando el suministro de aceite para la generación de la película en el sistema. Las obstrucciones también se pueden generar en las líneas de aceite, bloqueando la entrada al cartucho (falta de lubricación) o restringiendo la salida del cartucho (aumento de temperatura o fugas de aceite hacia el exterior y turbina).



Figura 2.27. Fuga de aceite por la zona de compresión

Si las partículas sólidas en de aceite son lo suficientemente finas, las mismas pueden inducir abrasiones dentro del turbocompresor que desgastan la superficie de los cojinetes, generando un espacio libre que permite mayor movimiento radial del eje.



Figura 2.28. Abrasión por aceite sucio

Los problemas de temperatura están relacionados específicamente con los gases de escape. Este problema, el cual si bien afecta directa e indirectamente al turbocompresor, es

una causa del malfuncionamiento del vehículo, como en la incorrecta utilización en la relación aire combustible y la falla del sensor de oxígeno en los gases de escape. Los elementos que se ven afectados directamente son las turbina, la carcasa de la turbina y el cartucho, pudiendo presentar grietas en la carcasa, destrucción de sellos y la turbina.

Asimismo, el equipo se somete a estas elevadas temperaturas cuando el operador realiza un apagado repentino, al detener el flujo de aceite la refrigeración se elimina el único medio para controlar la temperatura del turbocompresor, por ello se recuerda a los operadores que tengan este equipo tener prendido el motor a las mínimas revoluciones antes de apagarlo.

Trabajar a temperaturas superiores significa que el turbocompresor está recibiendo mayor energía de los gases de escape, esto se traduce a que el equipo alcanza mayores velocidades de giro que por último ocasionarán la ruptura de la rueda de compresión al no poder soportar los esfuerzos generados en el mismo.

De igual manera, la presencia de partículas sólidas en el aire sumado con 200.000 rpm, traen como consecuencia la abrasión del rodete de compresión y del interior de la carcasa de compresión. La destrucción del rodete es consecuencia de la falta (o malfuncionamiento) de un filtro de aire adecuado para el vehículo, ocasionando problemas en el balance del eje y disminuyendo la eficiencia de compresión hasta el punto de no realizar trabajo en el aumento de la presión del aire. Si el tamaño de la partícula es mayor ocasionará daños inmediatos en el rodete, un mayor desbalance y posiblemente la ruptura del eje.

El malfuncionamiento del turbocompresor no siempre está relacionado a que posee un problema que amerita reparación, en ocasiones se suele intercambiar el equipo por uno nuevo cuando el verdadero problema se encuentra en el motor. ^[43] ^[44]

CAPÍTULO 3

METODOLOGÍA DE TRABAJO

El trabajo de desarrollo del turbocompresor comienza con la adquisición del mismo por parte de la empresa MAZVEN. Para cumplir con los requerimientos dados por la compañía contratista, se vuelve vital que los miembros involucrados en el proyecto se familiaricen con el modelo mediante el desarme, listado e investigación de sus componentes, su fabricante y sus datos técnicos.

En líneas generales las etapas del desarrollo del turbocompresor K36 se distribuyen en:

1. Investigación técnica del modelo K36.
2. Documentación de las partes del turbo compresor.
3. Modelado digital CAD del turbocompresor.
4. Reparación de equipos.
5. Fabricación de piezas de repuesto.
6. Desarrollo del prototipo.

La metodología que se plantea para el desarrollo del turbocompresor comienza en primera instancia en la prestación del servicio de reparación de los turbocompresores de la empresa; luego se realizará la fabricación de las piezas requeridas y se establecerán las bases para la fabricación y venta de repuestos de kits de reparación. Como etapa final se plantea la fabricación del prototipo de la empresa, el mismo será sometido a pruebas de campo para comprobar su operatividad, una vez aprobado se procederá a conseguir la certificación de la planimetría y los componentes elaborados con el fabricante, para la construcción y venta de turbocompresores en Venezuela.

En la Figura 3.1 se presenta el desglose de las propuestas para la realización de cada fase del proyecto, asimismo se plantea las actividades que se derivan de cada una y las que pertenecen a la fase siguiente. Es importante resaltar que el esquema presentado no muestra la etapa de investigación, esta no solo es un requisito previo para trabajar el

desarrollo de cada sección, sino que puede estar presente en cada fase del desarrollo según las necesidades que se presenten.

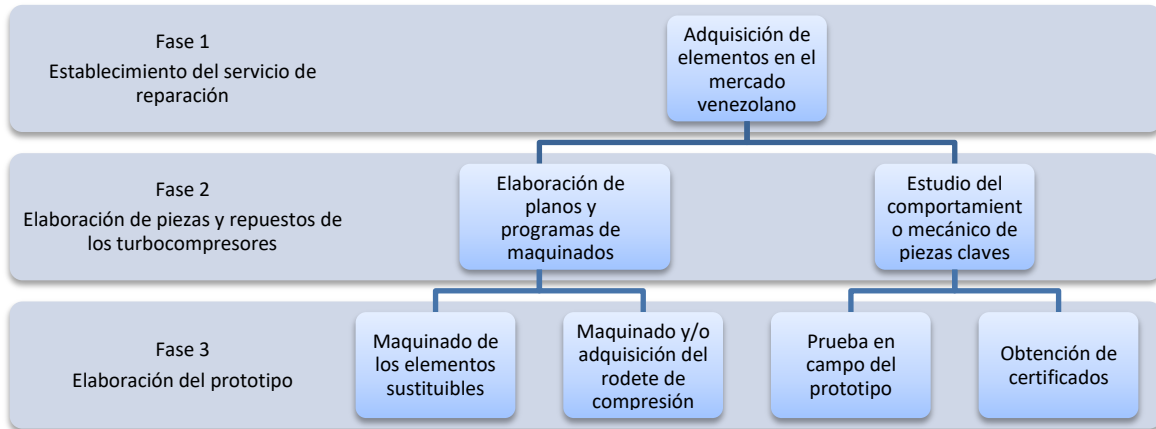


Figura 3.1. Fases del Proyecto

3.1. Etapa de investigación

El primer paso para la realización del proyecto es la documentación pertinente en el tema de turbocompresores: su funcionamiento, sus partes, los regímenes de funcionamiento, manipulación y su utilización en la actualidad.

Tras investigar con mayor detalle sobre el diseño del turbocompresor TKP-100, se descubrió que había altas probabilidades que el equipo en posesión haya sido modificado en la zona del cartucho alterando físicamente el sistema de rodamientos. A raíz de lo ocurrido se procedió a notificar a la empresa y se solicitó un equipo en nuevo estado para la realización de una comparación, el resultado fue la adquisición del turbo compresor K36, un modelo de distinto diseño que el primero, pero análogo.

Se llevó a cabo una investigación documental vía electrónica haciendo consulta a páginas de internet de fabricantes y comerciantes de turbocompresores, los cuales presentan información sobre el funcionamiento de turbo compresores, sus partes, los problemas frecuentes, los medios de fabricación y los materiales de los cuales están hechas las piezas importantes.

3.1.1 Datos del modelo

Tras una inspección a la placa del último turbocompresor entregado por la (ver Figura 3.2) se detallan información sobre el serial, modelo y proveniencia del equipo:



Figura 3.2. Imagen de la placa del turbo compresor K36

La información de la placa se presentan en la tabla 3.1 de la cual se detallan datos como el origen de fabricación, empresa fabricante, serial, el modelo del turbo compresor y las propiedades termodinámicas. Con los dos últimos datos se obtiene una coincidencia en dentro del catálogo de turbocompresores de la empresa anexo en el apéndice A.

Tabla 3.1. Información de la placa del turbocompresor K36.

País de origen:	República Checa
Fabricante:	Českábrojovka (ČZ a.s.)
TYPE:	0033 062 04
ASSY:	4067MNA/30.22
CUST:	K36 30 04
Serial:	497415 14078

Con la identificación detallada del turbocompresor el primer paso de investigación es encontrar información sobre el equipo en la página de la empresa ČZ a.s.,

específicamente se buscan planos existentes del equipo así como datos técnicos sobre sus regímenes de funcionamiento y lista de piezas. Después de efectuar la investigación correspondiente se encontraron detalles sobre los materiales utilizados para la fabricación de las partes de compresión y turbina, así como un catálogo con los modelos que fabrica la empresa.

Sin embargo, la información contenida en el catálogo resultó muy básica (apéndice A), contiene datos importantes como la gráfica del comportamiento y planos con las medidas generales del turbocompresor (ver Tabla 3.2)

Tabla 3.2. Información técnica del turbocompresor K36-62-04

Especificaciones Técnicas K36-62-04	
Propiedades termodinámicas 4067MNA/30.22	
Motor	Aplicabilidad: Automóviles MAZ
YaMZ-7511	Estándar: Euro 3
YaMZ-658	Peso (kg): 19,5
Compresor	
Diámetro de la rueda de salida (mm)	102
Diámetro de entrada de la rueda (mm)	68,3
Turbina	
Diámetro de la rueda de salida(mm)	86,4
Diámetro de entrada de la rueda(mm)	96,5
Sección(cm ²)	30

De la misma página del fabricante, se obtiene información técnica de las familias de turbocompresores (serie C3), así como el significado de algunos términos:

Sistema de enfriamiento: aire y aceite (cartucho y carcasa de turbina)

Combustible: diesel, LPG, NG

Euro 3: dícese de la clasificación del vehículo que en el que estará instalado (el número "3" se refiere a vehículos que transitan en carretera (ver Tabla 3.2).

Tabla 3.3. Información de turbocompresores serie C3. ^[45]

Tipo	K36
Potencia de motor	190-400 Kw
Desplazamiento del motor	11-16 l
Flujo de aire corregido	0.02-0.65 kg/s

De la gráfica presentada en la Figura 3.3 se observa que el rango de trabajo del turbocompresor está delimitado entre las treinta mil y noventa mil revoluciones por minuto (30.000-90.000 rpm) siendo alrededor de las setenta mil revoluciones el rango con mayor eficiencia del turbocompresor, además la relación de presión alcanzada por el equipo es alrededor de dos (2.0) en el rango de mayor eficiencia. Asimismo, en la Figura 3.4 se presentan los planos del equipo en el que se aprecian las algunas medidas externas del turbocompresor, las cuales sirven de referencia para la comparación con el equipo en físico.

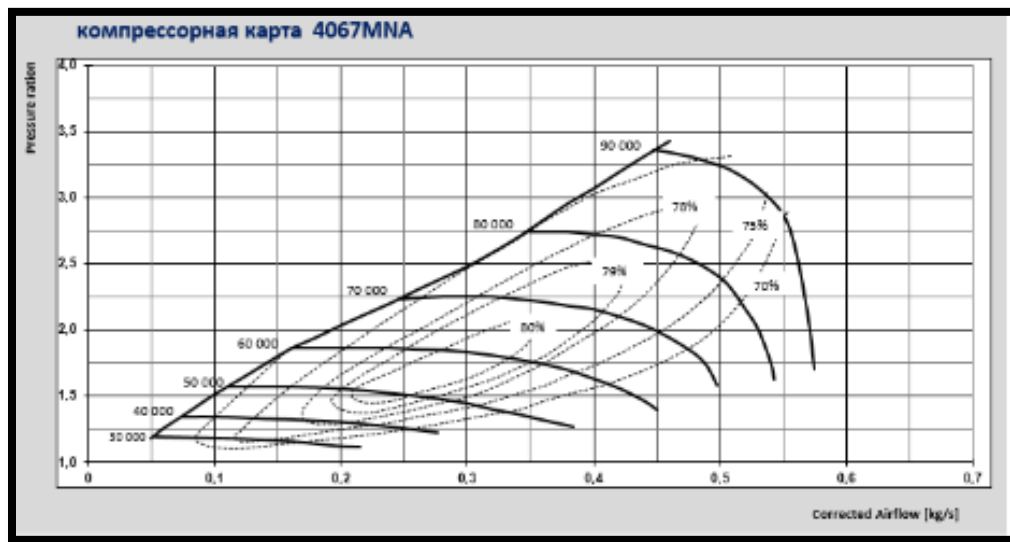


Figura 3.3. Gráfica de funcionamiento del turbocompresor K36

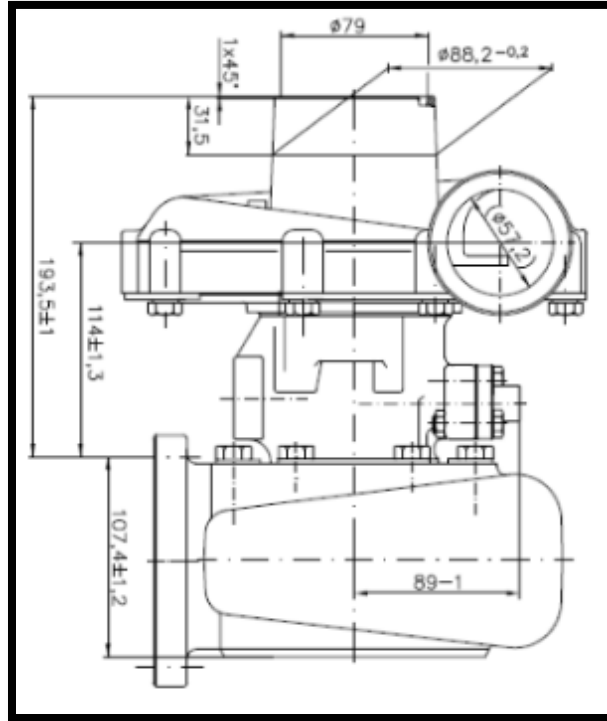


Figura 3.4. Planos de medidas externas, K36

Asimismo, la página de la empresa aporta información sobre los materiales utilizados en la fabricación de los equipos y las temperaturas de operación máximas establecidas por ellos.

3.1.2. Materiales de la carcasa de la turbina hierro GGG 40, hierros SiMo y acero 1.4848.

Es un tipo de aleación mayoritariamente entre hierro, silicio y manganeso (ver Tabla 3.4). El grafito del material GGG tiene formación esférica, mejorando las resistencias y el módulo de Young del metal. Posee buena maquinabilidad y es utilizado en fundiciones.

[48]

Tabla 3.4. Característica del hierro GGG 40 (SAE D4512). [47] [49]

GGG 40 (hierro dúctil)	
Tmáx 700°C	Hierro
Densidad: 7300 Kg/m ³	Si: 2.50 %
σ_y : 250 MPa	C: 3.70 %
σ_u : 370-390 MPa.	Mn: 0.40%
Fusión: 1150 °C	

Los materiales “SiMo” son un tipo de hierro dúctil que posee un excelente desempeño en turbocompresores y sus especificaciones son estandarizadas por la norma “ASTM A1095-15”, las siglas “SiMo” se refieren a su contenido de silicio y molibdeno (ver Tabla 3.5). El aumento de silicio en la composición permite un aumento a la resistencia a la tracción, ruptura y a la fluencia a elevadas temperaturas, sin embargo disminuye la maquinabilidad y tenacidad de material, el molibdeno mejora las propiedades de fluencia y ruptura por esfuerzos. Asimismo, se utiliza el acero inoxidable DIN 1.4848 cuyas propiedades le permiten soportar las condiciones de trabajo del turbo compresor (ver tabla 3.6). [46] [51] [52]

Tabla 3.5 características y composición general del hierro SiMo [48]

SiMo 4-06 (hierro dúctil)		SiMo 5-07 (hierro dúctil)	
Tmáx 760°C	Hierro	Tmáx 800°C	Hierro
BHN: 240-320.	C: 2.5-3.4 %		C: 2.5-3.4 %
Elongación: hasta 5%.	Si: 4-6 %		Si: 5-7%
	Mo: hasta 2%		Mo: hasta 2%
	Mn: 0.2%		Mn: 0.2%
	Ni: 0.0-0.3%		Ni: 0.0-0.3%
	S<0.01%		S<0.01%

Tabla 3.6. Características y composición general del acero 1.4848 ^[53] ^[54]

Acero inox.1.4848 (Acero de fundición resistente al calor)			
Fusión: 1100°C.	σ_y : 350-550 MPa.	C: 0.3-0.5%	P: 0.04%
HBN: 213.	σ_u : 650-880 MPa.	Si: 1-2.5%	S: 0.03%
Tmáx: 1000°C (prototipo)	ρ : 7800 Kg/m ³	Mn: 2%	Ni: 19-22 %
		Cr: 24-27%	Mo: 0.5%

3.1.3 Materiales de turbina Inconel 713C y MAR-M247

INCONEL se refiere a una familia de súper-aleación de nickel-cromo (ver Tabla 3.7), posee buenas propiedades mecánicas bajo altas temperaturas y es ampliamente utilizada en la industria aeroespacial y turbinas a gas. ^[56] ^[57]

Tabla 3.7. Características y composición general del INCONEL 713C ^[55]

INCONEL 713C		
Tmáx 800°C	Cr: 11-14%	Ni: Base
Densidad: 7913 Kg/m ³ .	Fe: 5%	Al: 5.5-6.5%
σ_y : 690 MPa.	Si: 1%	S: 0.015%
σ_u : 760 MPa.	Ti: 0.25-1.25%	Mo: 3.5-5.5%
	Mn: 1%	C: 0.2 %

Es una aleación con muy buenas propiedades a altas temperaturas y es un material ideal para la fabricación de aspas de turbinas.

Por su parte el MAR-M247 Es una súper-aleación basada en nickel desarrollada cerca del año 1970 y es muy utilizada en alabes de turbinas debido a sus alta resistencia a las altas temperaturas, oxidación y resistencia a la fatiga, además es una aleación con buena moldeabilidad (ver Tabla 3.8). ^[59]

Tabla 3.8. Características y composición general del MAR-M247 ^[58] ^[60]

MAR-M247			
Densidad: 8540 Kg/m ³	Mo: 0.7%	C: 0.15%	Al: 5.5%
σ_y : 814 MPa.	B: 0.015%	Cr: 8.4%	Ti: 1%
σ_u : 859 MPa.	Ta: 3%	Hf: 1.5%	Co: 10%
Tmáx 1000°C	Ni: 66-68%	W: 10%	Zr: 0.05%

3.1.4 Materiales del rodete de compresión, 354 y 354-HIP (fundición)

El aluminio 354 es una aleación que posee bajas propiedades mecánicas pero buena moldeabilidad y soldabilidad. La composición química de la aleación le hace un buen candidato para aplicaciones en las carreras de autos, en la industria aeroespacial y en el área militar (ver Tabla 3.9). Las siglas HIP es el acrónimo de “*Hot Isostatic Pressure*” ó “Presión isostática en caliente”, es un tipo de tratado térmico que refuerza la estructura del aluminio quitando las micro porosidades en el interior de la pieza a través de presión a altas temperaturas aplicada con un gas inerte, usualmente argón. Acorde con la página de la empresa fabricante del turbo compresor, una rueda hecha con esta aleación puede alcanzar una velocidad máxima tangencias de 480 m/s, lo que se traduce a 89.876 rpm en la rueda de compresión del modelo K36 (102 mm de diámetro)^{[62][63]}

Tabla 3.9. Características y composición general del aluminio 354^{[61][64]}

Aluminio 354			
Densidad: 2800 Kg/m ³	Si: 8.6-9.4%	Fe: 0.2%	Cu: 1.6-2.0%
Módulo de Young: 70 GPa	Mn: 0.1%	Mg: 0.4-0.6%	Zn: 0.1%
σ_y : 285 MPa.	Ti: 0.2%	Otros: 0.15%	Al: base.
σ_u : 380 MPa.			

3.1.5 Materiales del rodete de compresión, 7075 y 2618 (maquinado)

Las ruedas de compresión maquinadas son conocidas por tener mayor resistencia que las fabricadas por fundición, las propiedades mecánicas son mayores a modo de que se pueda alcanzar mayores velocidades de operación. Los rodetes fabricados con las aleaciones 7075 (ver Tabla 3.10) y 2618 (ver Tabla 3.11) son capaces de alcanzar una velocidad máxima circunferencial de 550 m/s, para el tamaño del rodete del modelo K36 (102 mm de diámetro) se traduce en 102.983 rpm. Estas aleaciones pueden ser sometidas a un proceso térmico de envejecimiento (ver apéndice A)

Tabla 3.10. Características y composición general del aluminio 7075 ^[65]

Aluminio 7075		
Densidad: 2810 Kg/m ³	Al: 87.1-91.4 %	Mg: 2.1-2.9%
Módulo de Young: 71.1 GPa	Cr: 0.18- 0.28%	Mn: 0.3%
σ_y : 503MPa.	Cu: 1.2-2%	Si: 0.4%
σ_u : 572 MPa.	Fe: 0.5%	Ti: 0.2%
Dureza: 150 HB	Zn: 5.1-6.1%	
Fusión: 635 °C.		

Tabla 3.11. Características y composición general del aluminio 2618 ^{[66] [67]}

Aluminio 2618		
Densidad: 2810 Kg/m ³	Al: 93.7 %	Mg: 1.6%
Módulo de Young: 70 GPa	Cr: 2.30%	Ni: 1%
σ_y : 370MPa.	Cu: 1.2-2%	Si: 0.18%
σ_u : 440 MPa.	Fe: 1.1%	Ti: 0.07%
Fusión: 510 °C.	Zn: 0.1%	

3.1.6 Manipulación del equipo y documentación de partes y piezas.

El desarme del turbo compresor es un proceso importante para la documentación de los componentes internos del equipo, así como el posicionamiento y funciones de cada elemento dentro del sistema. Como primer paso se recopilan videos de internet sobre el despiece de varios turbocompresores con el fin de determinar el procedimiento óptimo para el desarme y armado del equipo. Luego de analizar los procedimientos, se enumeran los pasos para el desarme del turbocompresor:

1. Con un marcador se procede a asignar las posiciones relativas de los caracoles, cartucho, tapa de compresión, abrazaderas de la sección de la turbina y las abrazaderas de la compresión. Esto garantiza que el turbocompresor quede nuevamente en su condición inicial en el montaje.
2. Se retiran las abrazaderas de la sección de compresión con sus respectivos tornillos, liberando el caracol de compresión y permitiendo su extracción. Este procedimiento se hace análogamente con las abrazaderas de la sección de la turbina.

Finalmente, se separan los caracoles dejando solamente el cartucho, el plato de compresión y el conjunto eje-turbina.

3. La separación del cartucho facilita el afloje de la tuerca del rodete de compresión, la misma suele ser inversa. Utilizando una llave en la tuerca de la turbina se restringe el giro del eje y se procede a desenroscar la tuerca que sostiene a la rueda de compresión.

4. Seguidamente, se extrae el rodete de compresión. El mismo deberá salir suavemente a lo largo del eje. De lo contrario se debe utilizar una prensa que permita la liberación del eje del cartucho.

5. De la misma manera, se extrae el cartucho del eje, usualmente se sujeta el extremo de la turbina con una prensa.

6. Se retiran los tornillos del plato de compresión y el plato en ese orden, exponiendo el sistema de cojinetes del turbo.

7. Se procede a quitar el deflector de aceite, cojinete de empuje y los aros de empuje del cartucho, exponiendo los bujes y retenedores.

8. Con una pinza se extraen los retenes externos a ambos bujes, de manera que el primero se extraiga del lado de compresión y el segundo del lado de la turbina. De ser necesario se sacan los retenes faltantes para determinar su estado.

Durante los primeros desarme del turbocompresor se utilizó una hoja tipo bond de gran tamaño en la que las piezas son colocadas en el orden en que son extraídas (ver Figura 3.5); esto facilita el armado del equipo y permite la escritura de identificaciones de cada una de las piezas. Esta técnica ayuda a la familiarización del operador con el equipo a trabajar y establece seguimiento escrito de las piezas extraídas, asegurando la correcta instalación de cada una de ellas.



Figura 3.5. Ordenamiento de las piezas extraídas *TKP-100*.

El reiterado despiece del turbocompresor viene de mano con una primera observación detallada de las piezas y la determinación de una hipótesis sobre el funcionamiento que tenía en el sistema. Seguidamente, se procedió a investigar sobre cada una de las piezas individuales para corroborar las suposiciones hechas y también el principio de funcionamiento que gobierna cada componente.

Finalmente, se hace una lista de las piezas y partes que componen al turbocompresor a fin de que quede en la documentación del desarrollo del mismo. Para ello no sólo se procede a listar los elementos visibles en el desarmado, sino que se toma el catálogo de partes de MELETT, el cual se usa como referencia en la especificación de todas las partes del turbo.

Con la utilización del catálogo de partes (apéndice A) y la lista documentada del desarme del turbo compresor en físico se puede realizar una comparación para determinar de identificar cada una de los elementos del equipo, así como comparar el catálogo con las piezas obtenidas (ver Figura 3.6)

Tabla 3.12. Elementos del turbocompresor K36

Nº pieza	Pieza	Cantidad	Nº pieza	Pieza	Cantidad
1	Tornillos compresor M8x1,25	8	14	Collar de empuje	1
2	Arandela de presión	8	15	Deflector de aceite	1
3	Abrazaderas compresor	4	16	Separador	2
4	Tornillos turbina M8x1,25	6	17	Anillo espaciador	1
5	Tornillos allen	4	18	Cojinete de empuje	1
6	Tuerca inversa	1	19	Bujes	2
7	Arandelas, plato compresor	4	20	Retenedores internos	4
8	Anillos pistón (turbina y compresor)	4	21	Empacadura de aceite, entrada	1
9	Tornillos allen voluta de compresor	3	22	Empacadura de aceite, salida	1
10	O'ring tapa compresora	1	23	Abrazaderas turbina	4
11	O'ring voluta	3	24	Rueda compresora	1
12	O'ring turbina interior	1	25	Carcasa compresora	1
13	Manga lanzador	1	26	Carcasa de turbina	1

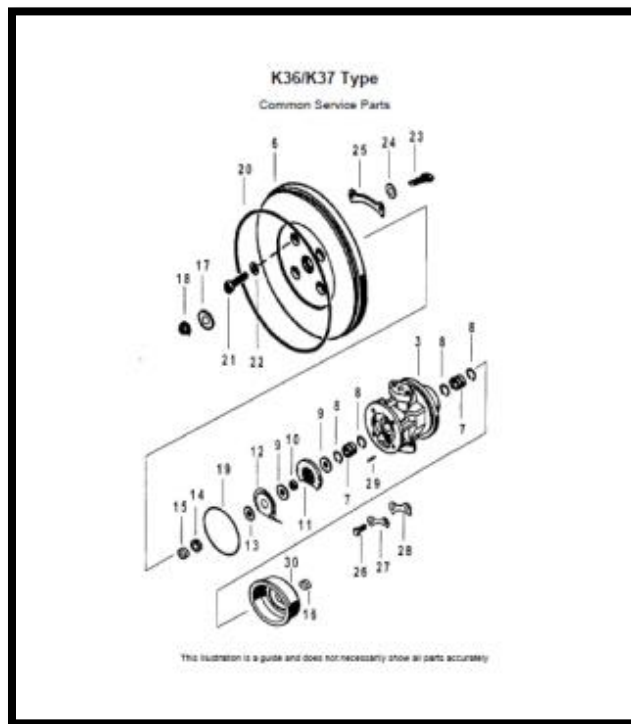


Figura 3.6 Vista explosionada del modelo K36

3.1.7 Procesos de fabricación

Parte de la investigación realizada consiste en la determinación del proceso de fabricación de cada una de las piezas obtenidas en el turbocompresor, de manera de determinar que piezas pueden ser fabricadas por la empresa y cuáles no. Cada elemento es analizado y discutido previamente para establecer los posibles métodos utilizados en su elaboración, esto ayuda a estrechar el rango de la búsqueda de información.

Elementos como tornillos, retenes, y sellos poseen medidas estándares y por lo tanto los mismos pueden adquirirse en el mercado venezolano, por el otro lado, los bujes, las abrazaderas, el cojinete de empuje, la manga de lanzador, el eje (solamente) y la manga espaciadora se pueden fabricarse mediante la utilización del torno, fresadora y maquinado por control numérico. Por su parte el reflector de aceite se realiza mediante el proceso de conformado.

La rueda de compresión se puede hacer mediante fundición y por maquinado con un centro de mecanizado de cinco ejes, siendo la segunda opción un proceso que genera una pieza de mayor resistencia. De la rueda de la turbina no se obtuvo suficiente información que indique la prevalencia de un proceso de fabricación, sin embargo, en vista de que el material utilizado posee buenas propiedades para la fundición, se plantea la realización del proceso mediante el método de cera perdida.

La carcasa de compresión se fabrica mediante fundición utilizando un corazón, comúnmente de arena, que le otorga la geometría interna (ver Figura 3.7). Análogamente la fabricación del cartucho y de la voluta de la turbina se realiza de manera obtener una sola pieza robusta de hierro. El escudo de calor se fabrica de la misma forma, sin embargo su geometría hace que el proceso sea más fácil que el de las carcasas. Posteriormente estos elementos requieren de un acabado superficial en las zonas que le sean requeridas para su montaje y para asegurar que las tolerancias sean las correctas.



Figura 3.7. Corazón de arena para geometría interna de la carcasa compresora [42]

Para el plato compresor se plantea que su fabricación se realiza mediante el proceso de inyección de aluminio. Tras inspeccionar la parte posterior de la pieza se determinan varios puntos característicos de este proceso. Asimismo los bordes del plato presentan un acabado superficial que se deriva de un proceso de torneado, específicamente para asegurar el acople del plato al cartucho y a la carcasa.

Es importante resaltar que el conjunto eje-turbina, a pesar de formar una sola pieza, se fabrican por separado y luego son unidos mediante soldadura por fricción.

La determinación de los materiales que componen los elementos es un complemento importante en el proceso de fabricación de la pieza, dependiendo de su naturaleza y propiedades mecánicas ésta puede tener mayor afinidad hacia un proceso en específico (sea material para fundición o maquinado), además permite la definición de valores en la manufactura del equipo (velocidad de giro de la herramienta, paso, lubricación).

En vista de la gran cantidad de elementos que componen el turbocompresor, se eligen piezas consideradas importantes para la determinación de sus propiedades, elementos:

1. Conjunto eje-turbina.
2. Bujes.
3. Cojinete de empuje.
4. Aros de empuje.
5. Manga de lanzador.

6. Difusor de calor.
7. Abrazadera turbina.
8. Abrazadera compresor.

Para la realización de los ensayos se realizó solicitud de los servicios al laboratorio E de la Universidad Simón Bolívar, y posteriormente al Instituto de Ingeniería en Sartenejas. Específicamente se requieren los ensayos de dureza, metalografía, análisis químicos y microscopía electrónica; decisión alcanzada luego conversar junto con las personas encargadas de los ensayos. La realización de los ensayos está planificada luego del comienzo del servicio de reparación de turbocompresores.

3.1.8 Daños frecuentes en turbocompresores

La investigación de daños frecuentes en turbocompresores permite avanzar en el entendimiento en la operación de los mismos, específicamente la mala operatividad que puede sufrir el equipo y la íntima relación que tiene con el resto de los sistemas del vehículo al cual se encuentra instalado.

La información es consultada en diferentes páginas y catálogos web de tiendas especializadas en la reparación de turbocompresores, siendo las mismas destinadas a brindar un mejor servicio a los clientes. Para mayor exactitud se compara la información de diferentes fuentes.

El fin último de esta sección de la investigación es dejar las bases para el diagnóstico de los turbocompresores que sean sujetos a las reparaciones, la información resultante estará plasmada en un formato impreso que servirá de guía durante el servicio de reparación de cada turbocompresor.

3.2 Modelado asistido por computador (CAD)

Con el manejo del programa de diseño “*Solid Works*” se proceden a modelar cada una de las piezas que conforman el turbocompresor para su ensamblaje virtual y posterior realización de los planos de fabricación del equipo. El dimensionamiento se llevó a cabo con la utilización de un calibrador. En la figura 3.8 se presenta el ensamblaje explosionado

del turbocompresor *TKP-100*, los planos del mismo se encuentran anexos en el apéndice A; el turbocompresor K36 sigue el mismo orden de su contraparte, variando el diseño en los bujes, el cojinete de empuje y la manga de lanzador.

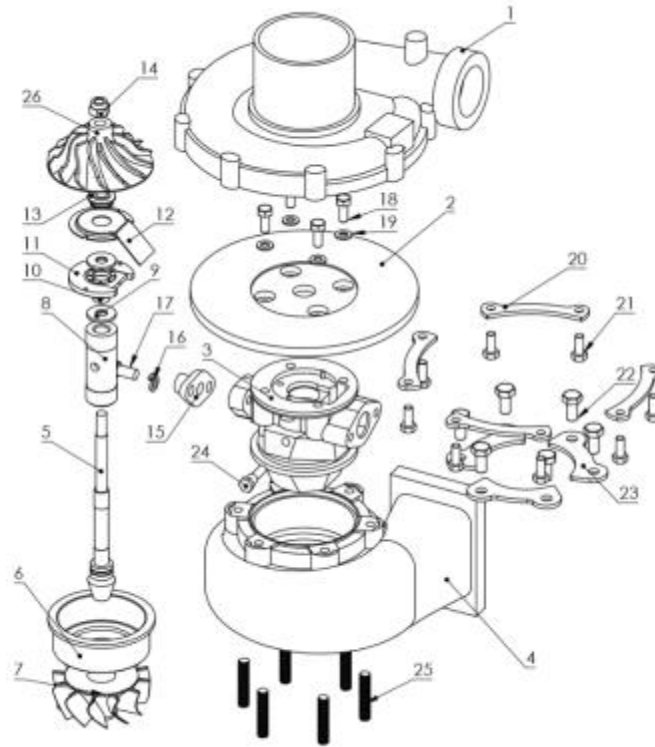


Figura 3.8. Vista explosionada de ensamblaje *TKP-100*

Las piezas complejas como el cartucho y las volutas se le elaboran un primer modelado de referencia, sabiendo que será necesario tomar las medidas internas y externas correctamente con métodos especializados o no convencionales. A pesar de que estas referencias posean medidas incorrectas, permiten que el ensamblaje del modelo computarizado sea completo y se pueda utilizar en publicidad del equipo.

El modelado del cartucho y las volutas requieren que las piezas sean cortadas para exponer la geometría interna de las mismas, sin embargo el procedimiento no puede realizarse debido a que el turbocompresor fue brindado como un préstamo y por lo tanto ninguna de sus partes puede sufrir daños que afecten la integridad del mismo. Para avanzar

se requiere la adquisición de un turbocompresor, el cual será utilizado para la caracterización geométrica y física del equipo.

En la creación del modelo computarizado de cada pieza se mantiene en consideración el proceso de fabricación de cada una, a modo de que cada operación utilizada fuera posible en la realidad. Este análisis se evidencia en la elaboración de los planos de cada pieza, donde las dimensiones mostradas son las necesarias para la fabricación en las máquinas como el torno y la fresadora.

3.3 Establecimiento del servicio de reparación

El servicio de reparación es el primer paso para el desarrollo del equipo en el país, permitiendo la obtención de experiencia en el manejo de los turbocompresores modelos K36. A mediano plazo se espera la fabricación de las piezas de repuestos necesarias en la sustitución de partes dañadas, avanzando un paso en el desarrollo del prototipo de la empresa.

De igual manera, el servicio de reparación del turbocompresor está planteado para especializarse en el modelo K36 prestado por MAZVEN siendo este el utilizado por los camiones de la empresa, cualquier otro modelo utilizado por los mismos no será considerado en el servicio.

El mismo incluye cambio de piezas de todo el sistema de cojinetes y de lubricación y balanceo del conjunto eje turbina, también se cuenta con un formato de control del servicio a fin de generar un historial de reparaciones y problemas. En el caso que el equipo haya sido modificado por terceros, no se brindará el servicio de reparación.

El formato de control cuenta con una lista obligatoria para la inspección del turbocompresor cubriendo los problemas más comunes que se presentan en el mismo, además cuenta con la lista de cada una de las piezas del turbocompresor con una calificación de estado a fin de establecer cuan desgastados se encuentran.

La reparación de los turbocompresores incluye un diagnóstico de las posibles razones de las fallas, siendo las mismas asociadas a un mal mantenimiento del vehículo o deterioro de algunos de los repuestos del mismo (bote de aceite del vehículo, filtro de aire dañado, bajo nivel de aceite, apagado repentino del motor, entre otros). En ciertos casos el

mal funcionamiento del turbocompresor y su estado es consecuencia del estado del vehículo, por lo que el equipo puede no requerir reparación.

El transporte de los turbocompresores entre Barinas y Caracas quedará a discreción de la empresa MAZVEN cubriendo los gastos de envío con la utilización de un vehículo propio de la empresa, por lo que se espera la obtención de al menos treinta (30) unidades a la vez. El lapso de reparación está establecido para quince (15) días hábiles y la misma podrá extenderse dependiendo de la situación del país para ese instante.

Inicialmente, se contará con la adquisición de kits de reparación del modelo para la sustitución del sistema de rodamientos del turbocompresor, permitiendo el desarrollo y estabilización del negocio. A mediano plazo los kits de reparación serán sustituidos por piezas maquinadas por la empresa una vez se hayan obtenido los estudios sobre el comportamiento mecánico de las mismas, lo que significa una mayor inversión en el proyecto. Elementos como retenedores y anillos de pistón serán adquiridos en el mercado Venezolano, pues su fabricación dependerá de que exista una mayor demanda en la reparación.

Dado el caso que el eje del turbocompresor o el rodete de compresión presenten daños severos, la empresa podrá sustituirlos con un costo adicional siempre y cuando se obtenga el permiso del cliente, de lo contrario el equipo no podrá ser reparado. Análogamente, si se determina durante el diagnóstico que los caracoles y/o el cartucho presentan daños severos, el turbocompresor no podrá ser reparado. En tales casos existe la opción de la sustitución el equipo por uno nuevo.

Para la compra de equipos nuevos se establece contacto mediante correo electrónico con un proveedor de turbocompresores checoslovacos CZ a.s. en el mercado europeo, luego de explicar los intereses de la empresa se le hace la solicitud de una cotización de repuestos y equipos. Se espera que a mediano plazo se establezca una relación comercial estable.

3.4. Desarrollo del rodete de compresión.

La fabricación del prototipo del rodete puede ser mediante el proceso de fundición o por maquinado, sin embargo ambos métodos no están disponibles a realizarse en

PROTOTEK por lo que se decidió contar con el servicio de fabricación de este elemento con empresas externas.

La pieza fundida puede hacerse en las instalaciones de la empresa Bronalven, C.A. ubicada en Maracay estado Aragua, donde es posible realizar la pieza luego que los ingenieros de la planta analizaran el rodete y el material de fundición a utilizar, la determinación de los detalles finales del trabajo requiere el original en físico para la realización del molde. Cabe destacar que la pieza obtenida de la fundición debe someterse a un proceso posterior de maquinado (torno y fresadora) para afinar los bordes de los álabes y quitar las irregularidades de la superficie interna y las caras paralelas.

Para la pieza maquinada se requiere de un equipo de cinco ejes y el modelo computarizado del cual se derivan los códigos de fabricación utilizados. El primer requisito, siendo un equipo especializado, no se encuentra disponible en el país, lo que dificulta la fabricación de dicha pieza.

Con el apoyo del Parque Tecnológico Sartenejas se realizó un escaneo digital al rodete de compresión con la finalidad de obtener un modelo computarizado (ver Figura 3.9). Para el proceso se utiliza el equipo “*Matter and Form*” en el que se aplica un escaneo durante seis (6) horas para la obtención el archivo de nube de puntos.

El programa que maneja el escáner cuenta con un comando que permite la limpieza de puntos incongruentes del rodete escaneado y posee la opción para exportar el archivo a un formato de superficie, mallado, objeto, etc, los cuales pueden ser utilizados por programas de modelado tales como *Solidworks*, *Meshlab* y *Meshmixer*.



Figura 3.9. Archivo del rodete *Matter and Form*.

Finalizada la búsqueda de empresas que puedan maquinarse el rodete en Venezuela, se toma la alternativa de acudir a la importación del elemento a una empresa que trabaje con turbocompresores y repuestos.

Para la fabricación e importación del rodete se establece comunicación con la empresa tailandesa “*KTS Turbobillet X*”, siendo esta una compañía especializada en el maquinado y venta de rodetes de compresión para cualquier modelo de turbocompresores (ver Figura 3.10). Con un amplio número de elementos en el catálogo de la empresa, se procede a revisar el número de parte del producto que cumpla con las medidas del rodete original.



Figura 3.10 Muestra digital de “*KTS Turbobillet X*”

Tras concluir que la pieza no se encuentra contemplada en el catálogo, se solicita el servicio de modelado digital que ofrece la empresa. En este se realiza el CAD a partir de una muestra proporcionada por el cliente para su escaneo, modelaje y posterior aprobación del mismo, seguidamente se procede a la fabricación y envío del producto. Antes de mandar el rodete a la empresa, se acuerda la realización del prototipo digital a partir del archivo obtenido en el escáner del Parque Tecnológico.

CAPÍTULO 4.

RESULTADOS Y DISCUSIÓN DE LOS MISMOS

4.1 Servicio de reparación

Se ha mantenido contacto permanente con el ingeniero encargado del proyecto en Barinas, Ing. Raúl Sanguino, y con el gerente de postventa de MAZVEN, Leonard Reimi, para conocer la situación de los turbocompresores a reparar. También, se establece una relación comercial con la empresa Turbotecnica para contar con los servicios como proveedor de kits de reparación y el balanceo del rodete y conjunto eje turbina. En la tabla 4.1 se presenta la cotización del servicio de reparaciones para el mes de marzo, abarcando la reposición de las piezas internas y balanceo.

Tabla 4.1 Cotización del servicio de reparación para el mes de marzo

ITEM	Cantidad	Descripción	Costo unitario (BsF)	Total (BsF)
1	1	Kit de reparación	700.000,00	700.000,00
2	1	Balanceo Rotores	35.000,00	35.000,00
3	1	Mano de obra	140.000,00	140.000,00
4	2	Transporte	50.000,00(c/u)	100.000,00
Subtotal				975.000,00
IVA 12%				117.000,00
Total				1.092.000,00

El servicio de reparación no logró iniciar debido a que no se ha recibido respuesta definitiva por parte de la empresa MAZVEN. A pesar de que el departamento de posventa haya recibido la cotización y haya aceptado el precio y las consideraciones presentadas, la respuesta recibida informa que la empresa se encontraba realizando los trámites para el envío de los turbocompresores desde Barinas.

El establecimiento del servicio de reparaciones es un proceso base para el desarrollo del prototipo del turbo compresor puesto que la misma tiene el objetivo de generar ganancias que pueden ser invertidas en las investigaciones de materiales, desarrollo

de prototipos y en la adquisición de piezas de los equipos a reparar, de las cuales se prevé que aporten información de utilidad sobre el funcionamiento de los turbo compresores, mediante la inspección visual y el análisis metalográfico.

Hasta la fecha se cuenta con tres formatos de control para la inspección y seguimiento de los turbocompresores que sean enviados a reparación (ver apéndice A), los mismos son provisionales y estarán sujetos a modificaciones acorde al desarrollo de las reparaciones de los turbocompresores.

4.2 Desarrollo del rodete de compresión

Se evaluó la posibilidad de fabricar el rodete con la empresa Bronalven mediante fundición. Según lo explicado por el personal de ventas, la realización de un modelo definitivo implica la fabricación de prototipos por parte de ellos, lo que conlleva a costos elevados en el desarrollo.

Se generó una primera aproximación del rodete de compresión a computadora con la utilización del programa *Matter and Form*, además se cuenta con los archivos originales del escaneo los cuales podrán ser sometidos a modificaciones en el software predeterminado del equipo o en otro programa. La calidad del CAD es baja y posee muchas irregularidades en la superficie, los álabes son diferentes entre sí poseyendo alturas distintas. La importación del archivo original modificado genera archivos “.stl.” que pueden llegar a tener hasta quinientas mil caras o superficies, saturando la capacidad de operación de la computadora; lo mismo ocurre con el archivo objeto el cual es compatible con el programa *Solid Works*.

El archivo original del escaneo enviado a la empresa “*KTS Turbobillet X*” no mostró mejores resultados, a pesar de ser trabajados por personas experimentadas el modelo obtenido no cumple con las condiciones de fabricación de la pieza. Según el equipo de diseño las tolerancias para la fabricación del rodete de compresión son de cinco micras, siendo la tolerancia del equipo escáner alrededor de cuarenta y cinco micras.

El gerente de ventas llamado ChingAik, en representación de la empresa “*KTS Turbobillet X*”, ofreció la generación del CAD del rodete sin costo alguno, y explica que en la empresa cuentan con máquinas escáner especializadas con tolerancias de dos micras

capaces de hacer el trabajo, para ello se hace indispensable el envío del rodete hacia las instalaciones en Tailandia.

Asimismo, se recibió la cotización de la producción y envío del rodete en base a la medida del diámetro de salida de la rueda (ver Tabla 4.1 y Apéndice A). Si bien el modelo no se encuentra en existencia en el catálogo, si se encuentran ruedas con las mismas características geométricas y medidas muy parecidas a muestra.

Tabla 4.2. Cotización de referencia para un rodete de 102 mm de diámetro de salida.

Descripción	Precio Lista	Descuento	Precio unitario	Tiempo de espera	Requerimientos
102mm rueda de salida	USD 151.13	30%	USD 105.79	6-7 semanas al confirmar el dibujo	MOQ 10pcs

Debido a las limitaciones en el manejo del turbocompresor, el desarrollo del modelo CAD de la rueda de compresión se mantiene suspendido hasta que sea posible la entrega de la muestra a las instalaciones en Tailandia.

4.3 Proceso de fabricación

Se obtuvo cotización del instituto de ingeniería para la realización de los ensayos mecánicos y químicos a piezas catalogadas como importantes del turbocompresor, siendo en total seis piezas ferrosas y dos no ferrosas (ver apéndice A). El precio cotizado para la fecha fue **Bs.F 1.141.094,90**, e incluye los ensayos de dureza, análisis químico, microscopia electrónica y metalografía para cada una de las piezas (ver Apéndice A)

Tras analizar la oferta se decidió realizar los ensayos a las piezas no ferrosas (bujes y cojinete de empuje) en primera instancia por considerarlos elementos críticos para el funcionamiento del sistema de rodamientos.

Sin embargo, en vista que la realización de los ensayos significa la destrucción de las piezas durante el proceso, el análisis de las propiedades de los elementos del equipo no se pudo realizar debido al compromiso de devolver el turbo compresor en óptimas condiciones. La determinación de las características físicas y químicas de los componentes

del turbo compresor requiere muestras que puedan ser destruidas, ya sean obtenidas del servicio de reparación o por la compra de un kit original de reparación.

En la tabla 4.3 se presentan las recomendaciones de los procesos de fabricación de cada una de las piezas que conforman al turbocompresor, siendo las mismas planteamientos de la fabricación de los prototipos para cada elemento. En la primera columna se presentan los procesos principales mientras que la primera fila determina los procesos secundarios necesarios para el acabado o culminación de cada pieza.

Tabla 4.3. Recomendaciones de los procesos de fabricación para cada pieza.

	Fundición	Inyección	Torneado	Fresado	Compra	S. fricción	Conformado
Fundición			C. compresora y turbina, cartucho.	Cojinete de empuje, R. compresora y turbina		R. Turbina	
Inyección			Plato compresor	R. Compresora			
Torneado			Bujes			Eje	
Fresado				Abrazaderas (compresor y turbinas)			
Compra					Tornillos, arandelas, retenes, sellos y empacaduras, tuerca inversa, R. compresión y turbina, Eje- Turbina		
S. fricción							
Conformado							Reflector de aceite

S. fricción: soldadura por fricción

R. Compresora y turbina: Rueda compresora y turbina

C. compresora y turbina: Carcasa compresora y turbina.

4.4 Compra de nuevos equipos y repuestos:

Se establece contacto con el proveedor de turbo compresores, el equipo K36 checoslovaco tiene el costo de 435.00 euros y el mismo debe ser pre pagado para su envío,

ya sea vía aérea o marítima. Los siguientes precios se obtuvieron para la fecha del 28 de abril, por lo que no refleja el precio actual del equipo:

- El precio de Venta para una Pieza Turbo Compresor K36 puesto en su planta (DDP) en bolívares es de Bs. 3.340.000BsF. + IVA. (**Vía Aérea**).
- Tiempo de Entrega: 30 días contra depósito del 50%.
- Forma de Pago. 50% contra pedido y 50 % contra entrega en Venezuela.
- El precio de Venta para una Pieza Turbo Compresor K36 puesto en su planta (DDP) en bolívares es de Bs. 2.910.000BsF. + IVA. (**Vía Marítima**).
- Tiempo de Entrega: 65 días contra depósito del 50%.
- Forma de Pago. 50% contra pedido y 50 % contra entrega en Venezuela.

No fue posible conseguir cotización de partes y repuestos en visto que la empresa fabricante del turbo compresor no ofrece precio de las mismas. Sin embargo se cuenta con la posibilidad de adquirir los kits de reparación en publicaciones en internet.

4.5 Modelado asistido por computador y planos.

Se cuenta con los modelos CAD de las partes del turbo compresor *TKP-100* (modelo análogo al K36 checoslovaco), así como el ensamblaje de los mismos. La realización de estos elementos permitió analizar los detalles de cada uno, conocer la complejidad para la fabricación de cada pieza. En general, la mayor diferencia entre ambos modelos se encuentra en el sistema de rodamientos, variando el diseño del cojinete de empuje y el diseño de los bujes (el *TKP-100* es una pieza completa). El modelo de las carcasas y el cartucho son estimados debido a que no se cuenta con la geometría interna, se plantea su modificación en el momento que se adquiriera un equipo propio que pueda ser sometido trabajos destructivos permitiendo la obtención y análisis de las cavidades internas de las partes.

Se cuenta con los planos de los elementos que conforman al turbocompresor modelo *TKP-100* y K36 (ver Apéndice B). Los mismos servirán de referencia durante el proceso de fabricación, debido a que no se obtuvo documentación sobre los elementos internos de los

turbocompresores, asimismo la planimetría será debera ser revisada y aprobada por la empresa MAZVEN y asociados para formalizar la fabricación del turbo compresor en el país. En la figura 4.1 y 4.2 se presentan los planos del plato compresor y cojinete de empuje del modelo TKP-100 respectivamente.

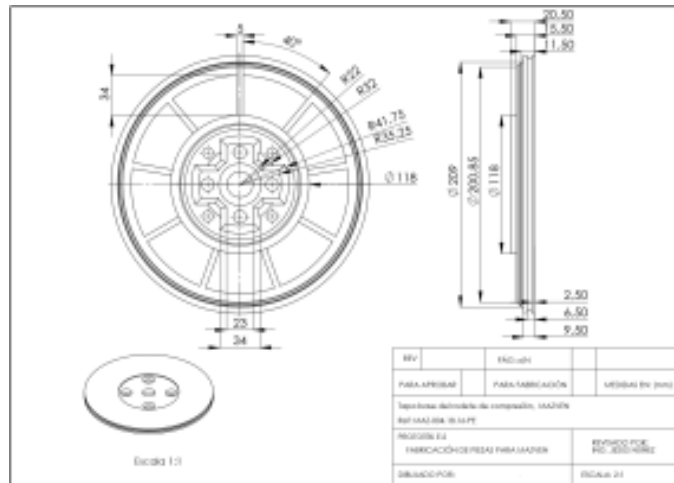


Figura 4.1 Plano 2/3 del plato compresor *TKP-100*, parte trasera

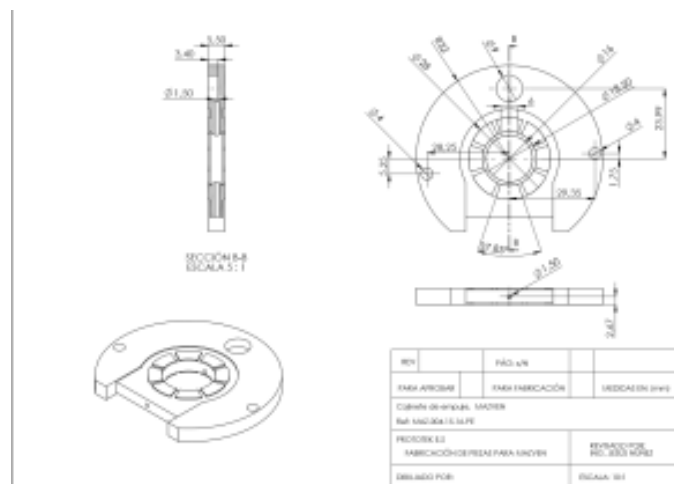


Figura 4.2 Plano del cojinete de empuje *TKP-100*

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Conclusiones

Se estableció el servicio de reparaciones de turbo compresores para la empresa MAZVEN y se espera respuesta de la misma para el arreglo de los equipos. También se cuenta con proveedores para la adquisición de equipos originales y kits de reparación.

Se plantearon los procesos de fabricación recomendados para cada una de las piezas que componen al turbocompresor, así como la composición teórica y de los materiales ferrosos de las carcasas, rueda de compresión y turbina.

Se cuenta con los servicios de la empresa tailandesa “TKP Turbobillet” para la generación del modelo computarizado del rodete de compresión, también se generó la planimetría de los elementos del turbo compresor.

Recomendaciones

El desarrollo del turbocompresor requiere de la realización de prototipos, estudios y análisis de las piezas lo que implica una inversión importante, en caso de que el servicio de reparaciones no se inicie, se deberán explorar otras opciones de negocio que puedan contribuir con la culminación de los ensayos.

Es importante la realización de los ensayos mecánicos para obtener información sobre la composición del material y sus propiedades para comparar con los datos obtenidos a través de la documentación obtenida y buscar posibles aleaciones equivalentes en el mercado venezolano.

La adquisición de un equipo nuevo directamente del distribuidor es importante para la obtener piezas originales en buen estado, además brinda la oportunidad de realizar cortes de sección a las carcasas y al cartucho para el estudio interno. También es posible la importación de kits de reparación con empresas como *Melett*, lo que significa una inversión menos costosa en comparación con la primera.

Se plantea establecer a largo plazo la creación de un banco de pruebas para verificar el funcionamiento de los turbocompresores, así como la adquisición de un equipo para la medición del balanceo de las ruedas.

RERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Malcom Summers, “ABB turbochargers-history and milestones”, PERPETUAL PIONEERING, *ABB Review Feb. 2007*, pp.86-90. Disponible y en internet: https://library.e.abb.com/public/90afc44dee46dde9c12572ff002fc62c/85-90%202M750_ENG72dpi.pdf, consultado el 29 de agosto de 2017.
- [2] Christopher Mitchell, “Ball Bearing Turbocharger-Technology development”, *SCHAEFFLER*, 2014, pp 6-7 (28). Disponible y en internet: http://www.schaeffler.us/remotemedien/media/_shared_media/03_worldwide/02_websites_worldwide/usa_2/schaeffler_symposium_1/engine_1/schaeffler_symposium_usa_2014_ball_bearing_turbocharger.pdf, consultado el 29 de agosto de 2017.
- [3] Jorn Madslie, “Turbo gives petrol cars a boost as diesel faces backlash”, *BBC NEWS/BUSINESS*, 10 de noviembre 2015. Disponible en internet: <http://www.bbc.com/news/business-34731463>, consultado el 29 de agosto de 2017.
- [4] Mihnea Radu, “Ford EcoBoost Turbo Engines Explained”, *Autoevolution*, 10 de Marzo de 2013. Disponible en internet: <https://www.autoevolution.com/news/ford-ecoboost-turbo-engines-explained-56142.html>, consultado el 29 de agosto de 2017.
- [5] Mike Vousden, “How do turbos work, and how do they differ from superchargers?”, *CARWOW*, febrero 03 2016. Disponible en internet: <https://www.carwow.co.uk/guides/glossary/how-turbos-work-superchargers-explained>, consultado el 29 de agosto de 2017.
- [6] “Advantages of turbochargers”, *Turbo Servis Užice*, Disponible en internet: <http://www.turboservis.rs/?eng.prednosti-turbokompresora>, consultado el 29 de agosto de 2017.
- [7] Goldasz Stephen, “Do turbos work better on petrol or diesel engines?” *Car Keys*, 11 de Julio 2017. Disponible en internet: <https://www.carkeys.co.uk/guides/do-turbos-work-better-on-petrol-or-diesel-engines>, consultado el 29 de agosto de 2017.

[8] “Ventajas de la turboalimentación por gases de escape”, BorgWarner. Disponible en internet: <http://www.turbos.bwauto.com/products/turbochargerAdvantages.aspx>, consultado el 29 de agosto de 2017.

[9] BIRMINGHAM, U.K., “ALL-NEW FORD ECOBLUE ENGINE IS DIESEL GAME CHANGER- CLEANER, MORE FUEL EFFICIENT, MORE POWER, MORE TORQUE”, FORD, 26 de abril 2017. Disponible en internet: <https://media.ford.com/content/fordmedia/feu/en/news/2016/04/26/all-new-ford-ecoblue-engine-is-diesel-game-changer--cleaner--mor.html>, consultado el 29 de agosto de 2017.

[10] “FORD 2.0-LITRE ECOBLUE ENGINE”, FORD, abril 2017, pp 1. Disponible en internet: https://media.ford.com/content/dam/fordmedia/Europe/en/2016/04/EcoBlue_engine_EU.pdf, consultado el 29 de agosto de 2017.

[11] Scott Fratcher, “Marine turbo chargers, love or hate them they are here to stay”, yachtweek.com. Disponible en internet: <http://yachtwork.com/report-turbo.htm>, consultado el 29 de agosto de 2017.

[12] Anish Wankhede, “How Variable Geometry Turbocharger for Marine Engines Works?”, Marine Insight, 28 de diciembre de 2015.

[13] “TPL-B Our 2-Stroke turbocharging propulsion booster”, ABB Turbo Systems Ltd., pp 8. Disponible en internet: <http://pdf.nauticexpo.com/pdf/abb-turbocharging/tpl-b/30710-85865.html#open>, consultado el 29 de agosto de 2017.

[14] “Turbochargers 101”, Turbo Repair, 2017. Disponible en internet: http://www.turborepair.com/index.php?option=com_content&view=article&id=129&Itemid=136, consultado el 29 de agosto de 2017.

[15] Jay K. Miller, “TURBO: Real World High-Performance Turbocharger System” CarTech Inc., 2008, pp 19-31 (160). Disponible en internet: <https://books.google.co.ve/books?id=hhiVyuHS76UC&printsec=frontcover&dq=TURBO:+REAL+WORLD+HIGH-PERFORMANCE+TURBOCHARGER+SYSTEMS&hl=en&sa=X&ved=0ahUKEwjfsNC>

N9PzVAhVFCpoKHZ9pAeoQ6AEIJDA#v=onepage&q=TURBO%3A%20REAL%20WORLD%20HIGH-PERFORMANCE%20TURBOCHARGER%20SYSTEMS&f=false, consultado el 29 de agosto de 2017.

[16] “Turbo technology-turbocharger parts and what they do”, AET Turbos. 22 de enero de 2014. Disponible en internet: <http://www.aet-turbos.co.uk/blog/story/turbo-technology-turbocharger-parts-and-what-they-do>, consultado el 29 de agosto de 2017.

[17] “Common turbocharger problems”, MIKE TURBOS, 2017. Disponible en internet: <http://miketurboinc.com/pages.php?pageid=24>, consultado el 29 de agosto de 2017.

[18] “High-Precision Turbocharger Piston Ring K361 Single Rings for MAN Diesel Truck”, Tooglint. Disponible en internet: <http://www.china-turbocharger.com/sale-7517695-high-precision-turbocharger-piston-ring-k361-single-rings-for-man-diesel-truck.html>, consultado el 29 de agosto de 2017.

[19] Michael Knowling, “All you need to know about sleeve and ball bearing turbos”, Turbo Tech-Part One, 2006. Disponible en internet: <http://www.autospeed.com/cms/article.html?&title=Turbo-Bearing-Tech-Part-One&A=111628>, consultado el 29 de agosto de 2017.

[20] “42CrMo Thrust Collar and Spacer S500 S510 Cartridge Schwitzer Turbocharger Spare Parts for Komatsu Truck P139 Engine” TONGLINT. Disponible en internet: <http://www.china-turbocharger.com/sale-7534194-42crmo-thrust-collar-and-spacer-s500-s510-cartridge-schwitzer-turbocharger-spare-parts-for-komatsu-t.html>, consultado el 29 de agosto de 2017.

[21] “Turbocompresor Turbina Eje y rueda KKK K03 K04 KP31 KP35 KP39 BV39”. Ebay, 16 de junio 2017. Disponible en internet: <http://www.ebay.com/itm/Turbocharger-Turbine-Shaft-and-Wheel-KKK-K03-K04-KP31-KP35-KP39-BV39-Turbo-/320939900734>, consultado el 29 de agosto de 2017.

[22] “HX35W HX35Y HE351 Dodge Cummins 5.9L Auto Trans Turbine Wheel Shaft Holset Turbo HX35”, TraderGreg, 2017. Disponible en internet: <http://tradergreg.ecrater.com/p/22263173/hx35w-hx35y-he351-dodge-cummins>, consultado el 29 de agosto de 2017.

[23]“T31 Turbine Housing P Trim - 4 Bolt”, ATPTurbo. Disponible en internet: http://www.atpturbo.com/mm5/merchant.mvc?Screen=PROD&Product_Code=ATP-HSG-017&Category_Code=GTH, consultado el 29 de agosto de 2017.

[24] “BorgWarner AirWerks S300SX Turbine Housing for 80mm Turbine Wheel: T4 Open 0.88 A/R #31161” Extreme PSI. Disponible en internet: <https://www.extremepsi.com/store/product.php?productid=31161>, consultado el 29 de agosto de 2017.

[25] “Diseño y función de un turbocompresor: Turbine” BorgWarner. Disponible en internet: <http://www.turbos.bwauto.com/products/turbochargerTurbine.aspx>, consultado el 29 de agosto de 2017.

[26] Brock Fraser, “Turbocharger internal turbine heat shield having axial flow turning vanes-US 20160003096 A1”, Borgwarner Inc., Patente 7 de enero 2016. Disponible en internet: <https://www.google.com/patents/US20160003096>, consultado el 29 de agosto de 2017.

[27] “K24 K26 K27 turbo repair kits Turbine seal ring and compressor seals ring piston ring AAA Turbocharger Parts”, AliExpress, no especifica fecha de publicación. Disponible en internet: https://www.aliexpress.com/store/product/K24-K26-K27-turbo-repair-kits-Turbine-seal-ring-and-compressor-seals-ring-piston-ring-AAA/936968_1528286444.html, consultado el 01 de septiembre 2017.

[28] “Bearing Housing”, SHENGYI INDUSTRY CO.,LTD, no especifica fecha de publicación. Disponible en internet: <http://www.syturbo.com/Bearing-housing/>, consultado el 01de septiembre de 2017.

[29] “CHARGING - BTD develops future-oriented charging systems”, BTD, no especifica fecha de publicación. Disponible en internet: <http://www.btd.be/aktuelles/motor/aufladesysteme/>, consultado el 01de septiembre de 2017.

[30] “Kushaagra Enterprises (Brand Of Kauzer Technologies & System Pvt Ltd)”, Indiamart, no especifica fecha. Disponible en internet:

<https://www.indiamart.com/kushaagraenterprises/automobile-spares.html>, consultado el 01de septiembre de 2017.

[31] “Journal Bearing vs Ball Bearing”, HYBRIDturbos.com, 2016. Disponible en internet: <http://www.hybridturbos.com/technical/journal-vs-ball-bearing>, consultado el 01de septiembre de 2017.

[32] “Journal Bearings vs. Ball Bearings”, Honeywell Garrett, 2017. Disponible en internet: https://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/journal_bearings_vs_ball_bearings, consultado el 01de septiembre de 2017.

[33] “Holset Turbos, How a Turbocharger Works”, HOLSET turbochargers, no especifica fecha de publicación. Disponible en internet: <http://www.myholsetturbo.com/turbo.html>, consultado el 01de septiembre de 2017.

[34] Li-Jun Qiu, Jia Yang ,Su-Ying Xu, “The Analysis and Design of Turbocharger Thrust Bear”, Advance Materials Research, Vol. 308-310, agosto 2011, pp. 1333-1336. Disponible en internet: <http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.933.3578&rep=rep1&type=pdf>, consultado el 01de septiembre de 2017.

[35] Michael Knowling, “Turbo Bearing Tech - Part One” 2006. Disponible en internet: <http://www.autospeed.com/cms/article.html?&title=Turbo-Bearing-Tech-Part-One&A=111628>, consultado el 01de septiembre de 2017.

[36] “Billet Aluminum Compressor Wheel - TD04HL-16T”, ARD TUNING, no especifica fecha de publicación. Disponible en internet: http://www.ardideas.com/Billet-Aluminum-Compressor-Wheel--TD04HL-16T-_p_102.html, consultado el 01de septiembre de 2017.

[37] “SUMALAYA TURBO ENGINEERING CO., LTD.”, SUMALAYA turbo engineering, 2017. Disponible en internet: <https://sumalaya.en.taiwantrade.com/product/turbo-titanium-billet-compressor-wheel-704808.html>, consultado el 01de septiembre de 2017.

[38] “Compressor Wheel Casting for Turbochargers”, UACJ, 2017. Disponible en internet: <http://www.uacj.co.jp/english/products/cast-forg/compr-wheel.htm>, consultado el 01 de septiembre de 2017.

[39] totalrace, “Machining 500mm titanium compressor wheel in 5 axis” , Youtube, junio 2013. Disponible en internet: <https://www.youtube.com/watch?v=c0PjJ6ICN-U>, consultado el 01 de septiembre de 2017.

[40] Edwin R. Deacon, William R. Swihart, Jonathan R. Heim, “Boreless hub compressor wheel assembly for a turbocharger, US 5176497 A”, Patente, 1993. Pp 9 pdf. Disponible en internet: <https://www.google.com/patents/US5176497>, consultado el 01 de septiembre de 2017.

[41] “Brinell Hardness Testing”, Newage hardness testing/AMETEK, 2017. Disponible en internet: <http://www.hardnesstesters.com/test-types/brinell-hardness-testing>, consultado el 01 de septiembre de 2017.

[42] Codice Network, “How a turbocharger is made”, Youtube, septiembre de 2011. Disponible en internet: <https://www.youtube.com/watch?v=0oXMH9sp7LM&t=123s>, consultado el 01 de septiembre de 2017.

[43] Jay K. Miller, “TURBO: Real World High-Performance Turbocharger System” CarTech Inc., 2008, pp 127-135 (160). Disponible en internet: <https://books.google.co.ve/books?id=hhiVyuHS76UC&printsec=frontcover&dq=TURBO:+REAL+WORLD+HIGH-PERFORMANCE+TURBOCHARGER+SYSTEMS&hl=en&sa=X&ved=0ahUKEwjfsNCN9PzVAhVFCpoKHZ9pAeoQ6AEIJDA#v=onepage&q=TURBO%3A%20REAL%20WORLD%20HIGH-PERFORMANCE%20TURBOCHARGER%20SYSTEMS&f=false>, consultado el 01 de septiembre de 2017.

[44] “Turbocharger maintenance and rebuilding guide” CarTech, agosto de 2015. Disponible en internet: <https://www.carttechbooks.com/techtips/turbocharger-maintenance-and-rebuilding-guide/>, consultado el 01 de septiembre de 2017.

- [45] “SPECIFICATION” CZ as, 2015. Disponible en internet: <http://www.czas.cz/?pageid=20102&subid=1>, consultado el 01 de septiembre de 2017.
- [46] “Specialty Irons CGI, ADI and SiMo” AFS, no especifica fecha de publicación. Disponible en internet: <http://www.afsinc.org/content.cfm?ItemNumber=6910>, consultado el 01 de septiembre de 2017.
- [47] “Cast Iron (GG 25, GGG40, GGG60)”, ALLMESON, no especifica fecha de publicación. Disponible en internet: <http://allmeson.com/products/cast-iron-gg25-ggg40-ggg60>, consultado el 01 de septiembre de 2017.
- [48] “Cast Iron GGG40 - Ductile Iron”, DANDONGFUNDING ENGINEERING MACHINERY CO., LTD, no especifica fecha de publicación. Disponible en internet: <http://www.iron-foundry.com/cast-iron-ggg40-ductile.html>, consultado el 01 de septiembre de 2017.
- [49] “GGG-40 (DIN) ductile cast iron grade”, MATBASE, no especifica fecha de publicación. Disponible en internet: <https://www.matbase.com/material-categories/metals/ferrous-metals/cast-iron/material-properties-of-ggg-40-din-1693-1-2-cast-iron-grade.html#properties>, consultado el 01 de septiembre de 2017.
- [50] “DUCTILE IRON DATA FOR DESIGN ENGINEERS”, DUCTILE IRON SOCIETY, 2013. Disponible en internet: <http://www.ductile.org/didata/Section5/5intro.htm#SILICON-%20MOLYBDENUM%20DUCTILE%20IRONS>, consultado el 01 de septiembre de 2017.
- [51] “High Silicon Molybdenum”, BAS Castings, 2013. Disponible en internet: <http://www.bascastings.co.uk/high-silicon-molybdenum/>, consultado el 01 de septiembre de 2017.
- [52] “GX40CrNiSi25-20 (1.4848)”, SteelNumber, 2017. Disponible en internet: http://www.steelnumber.com/en/steel_composition_eu.php?name_id=901, consultado el 01 de septiembre de 2017.

- [53] “1.4848”, SteelGRADES. 2016. Disponible en internet: <http://www.steel-grades.com/Steel-Grades/Mould-Steel/1-4848.html>, consultado el 01 de septiembre de 2017.
- [54] “Inconel™ 713C Alloy”, Forge Group, 2017. Disponible en internet: <http://www.steelforge.com/inconel-713c/>, consultado el 01 de septiembre de 2017.
- [55] “Cast Grade: Alloy 713”, MetalTek, no especifica fecha de publicación. Disponible en internet: <https://www.metaltex.com/alloy-browser/specialty-alloys/vacuum-cast-nickel-cobalt-alloys/713>, consultado el 01 de septiembre de 2017.
- [56] “Inconel 713C Alloy”, American Elements, 2017. Disponible en internet: <https://www.americanelements.com/inconel-713c-alloy>, consultado el 01 de septiembre de 2017.
- [57] “Cast Grade: MAR-M-247®”, MetalTek, no especifica fecha de publicación. Disponible en internet: <https://www.metaltex.com/alloy-browser/specialty-alloys/vacuum-cast-nickel-cobalt-alloys/mtek-mm247>, consultado el 01 de septiembre de 2017.
- [58] K. Harris, G.L. Erickson and R.E. Schwer, “MAR M247 Derivations-CM247 LC DS Alloy CMSX Single Crystal Alloys Properties & performance”, Cannon-Muskegon Corporation-Michigan, no especifica fecha de publicación, pp 10. Disponible en internet: http://www.tms.org/superalloys/10.7449/1984/Superalloys_1984_221_230.pdf, consultado el 01 de septiembre de 2017.
- [59] “Super Alloy Mar M 247™”, AZO MAterials, 2017. Disponible en internet: <https://www.azom.com/article.aspx?ArticleID=7808#3>, consultado el 01 de septiembre de 2017.
- [60] “Using HIP to Improve Aluminum Castings” AFS, no especifica fecha de publicación. Disponible en internet: <http://www.afsinc.org/content.cfm?ItemNumber=6927>, consultado el 01 de septiembre de 2017.
- [61] “Hot isostatic pressing”, Bodycote, no especifica fecha. Disponible en internet: <http://www.bodycote.com/en/services/hot-isostatic-pressing.aspx>, consultado el 01 de septiembre de 2017.

[62] autor desconocido, “ASM Handbook Volume 2: Properties and Selection: Nonferrous Alloys and Special-Purpose Materials”, ASM Handbook comitee, volume 2, fecha de publicacion desconocida, pp 123-15. Disponible extracto en internet: <https://materialsdata.nist.gov/dspace/xmlui/bitstream/handle/11115/190/Foundry%20Products.pdf?sequence=3>, consultado el 01 de septiembre de 2017.

[63] Alan Druschitz, “High strength, high toughness, weldable, ballistic quality, castable aluminum alloy, heat treatment for same and articles produced from same WO 2007097817 A2”, patente, agosto 2007. Disonible en internet: <https://www.google.com/patents/WO2007097817A2>, consultado el 01 de septiembre de 2017.

[64] “7075 Aluminium Sheet”, Bozhong Group, 2014. Disponible en internet: <http://www.sino-aluminum.com/products/7075-aluminium-sheet>, consultado el 01 de septiembre de 2017.

[65] “Aluminium / Aluminum 2618 Alloy (UNS A92618)”, AZOMaterials, 2017. Disponible en internet: <https://www.azom.com/article.aspx?ArticleID=6617>, consultado el 01 de septiembre de 2017.

[66] “2618A Aluminium Alloy”, Smiths, 2016. Disponible en internet: <https://www.smithmetal.com/2618a.htm>, consultado el 01 de septiembre de 2017.

[67] Autor desconocido, “AD801499”, AFML ltr, 12 de enero de 1972, pp 22 (204). Disponible en internet: <http://www.dtic.mil/dtic/tr/fulltext/u2/801499.pdf>, consultado el 01 de septiembre de 2017.

[68] “20120502 NUESTRA EMPRESA”, PROTOTEK ES, CA., 2013, pp (10).

Apéndice A

Estado de los elementos del turbo	Bien	Mal	Falta	Otro	Observaciones
Rodete de compresión					
Eje turbina					
Pistón					
Cuello					
Anillos de pistón (compresión)					
O' ring de compresor					
O'ring de aceite					
Difusor de aceite					
Anillo de empuje 1					
Cojinete de empuje					
Manga de espaciamento					
Anillo de empuje 2					
Retenedores superiores					
Buje superior					
Retenedores inferiores					
Buje inferior					
Difusor de calor					
Anillos de pistón (turbina)					
Empacaduras					
1 Entrada de aceite					
2 Salida de aceite					
Abrazaderas media luna					
1 Compresor					
2 Turbina					
Caracol compresor					
Cartucho					
Caracol Turbina					
Tornillos					
1 Abrazadera compresor x8					
2 Abrazadera turbina x6					
3 Plato compresor x4					
4 Conexión de aceite x4					
Arandelas de presión x 12					
Arandelas x 4 (plato)					

Resivado por: _____	Observaciones: _____ _____
------------------------	-------------------------------



PROTOTEK E.S.
 Empresa cliente: MAZVEN

SEGUIMIENTO DE SERVICIOS
 A TRUBOCOMPRESORES



Item	Serial	2017												Total de servicios
		Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic	
1														0
2														0
3														0
4														0
5														0
6														0
7														0
8														0
9														0
10														0
11														0
12														0
13														0
14														0
15														0
16														0
17														0
18														0
19														0
20														0
21														0
22														0
23														0
24														0
25														0
26														0
27														0
28														0
29														0
30														0
31														0
32														0
33														0
34														0
35														0

INSPECCIÓN DE TURBOS

PROTOTEK



Modelo : _____	Fecha de inspección : _____
Serial : _____	Dueño : _____
Fabricante : _____	Código de inspección : _____

Estado de los elementos del turbo	Bien	Mal	Falta	Otro	Observaciones
Rodete de compresión					
Eje turbina					
Pistón					
Cuello					
Anillos de pistón (compresión)					
O ' ring de compresor					
O'ring de aceite					
Difusor de aceite					
Anillo de empuje 1					
Cojinete de empuje					
Manga de espaciamento					
Anillo de empuje 2					
Retenedores superiores					
Buje superior					
Retenedores inferiores					
Buje inferior					
Difusor de calor					
Anillos de pistón (turbina)					
Empacaduras					
1 Entrada de aceite					
2 Salida de aceite					
Abrazaderas media luna					
1 Compresor					
2 Turbina					
Caracol compresor					
Cartucho					
Caracol Turbina					
Tornillos					
1 Abrazadera compresor x8					
2 Abrazadera turbina x6					
3 Plato compresor x4					
4 Conexión de aceite x4					
Arandelas de presión x 12					
Arandelas x 4 (plato)					

Resivado por: _____

Observaciones: _____ _____ _____
--

Política general de KTS Turbobillet X



KTS
turbobillet

X

- Performance
- Technology
- Selection
- Delivery
- Lowest Risk

1. General Policy

1.1 Tier Pricing and Benefits

Tier Pricing and benefits applies if you can prove, via website/facebook/brochure/etc, that you are in the turbo trade/reman/rebuilt/service and/or race tuning.

KTS operates on a fair, transparent pricing* favouring qualified trade customers. We have no intention to compete with you on end user customers. We usually do not sell MFS billet via eBay, unless for clearance.

More discounts and benefits are afforded as you progress per ANNEX A.
Automotive Trade: 100% of List price, any quantity.
End User : 200% of list price.

*with very few exemption made or when in response to competition

1.2 Quick Price Guide

We price by the diameter of maximum exducer.

BCCW GT17-49	List USD35	-30%	=USD28/EU21
BCCW T04E-75	List USD75	-20%	=USD61/EU46
BCCW HX40-83	List USD91	-20%	=USD73/EU55
BCCW S400-101	List USD101	-20%	=USD81/EU61
BCCW HX80-113	List USD165	-20%	=USD132/EU100

'Design Surcharges' are added for special designs:

• Through Bore	NR	0%
• Ballless Bore	NR	10% > higher material usage
• Some Threaded	NR	10% > higher material usage
• Racing	R	10%-20%

All new developments are the latest 'BCCW' type design.

Our earlier design 'Radial' type is now no longer produced and now with clearance sales.

Price of wheel doesn't include 2D & 3D drawing.
2D drawing to be provided separately, charges apply (See Pt 4.7) or waiver possible under tier program. (See Annex A, Pt 4)

3D drawing is KTS know-how and we do not release or sell.

1.3 Non Exclusive

MFS products are Non-exclusive across most markets. Practically, it is challenging to enforce non-cross-selling for components, which by nature is sold as part of an assembly.

KTS is aware of your needs to protect your design/idea.
See Pt 3.3



2. Delivery

2.1 Priority Development

Our standard development leadtime is 4-6 weeks, excluding time for you to confirm your drawings.

Priority leadtime are accorded to Tier Customers.

2.2 Emergency Development - VOR

At KTS, an 'Emergency Development' order can be activated when a vehicle is off the road or engine is down order. This is a piece of equipment that is out of usage and non-revenue producing for your customer, and needing an urgent supply of compressor wheel. KTS offers a VOR program where we commit delivery for up to 10pcs per pin, within 7 calendar days of receiving the sample and/or drawing and passing to your specified courier service, otherwise FREE and we pay penalty USD600 credit.

Other Terms:

- OE sample with pin provided
- Made to performance design
- Made to KTS design recommendation to save time
- Calendar Day includes Saturday and Sunday, but excludes local public holidays and its spillover
- Not valid in event of force majeure, riots, civil disobedience, strikes, fire, act of god, power outage, internet disruption, or any event that are beyond KTS's control that prohibits the usual production of VOR items.

Fee: USD600 per pin

3. Lowest Risk

3.1 MOQ- 1pc

We offer the most business-friendly, zero pain solution to make a billet compressor wheel.

MOQ1, provided all 4 conditions meet:

- Made to Performance Design
- OE Sample,
- Known pin or application, AND
- Made to same filament/blade number



In the absence of which, various classes of development purchase and MOQ surcharge will apply, as per Annex B.

Our MOQ policy discourages requested designs that do not significantly lead to performance and excitement, or are similar to what that has already been produced.

On selected cases, we can waive such surcharges on basis of cooperation after you provide us comparison dyno data and/or consent KTS to use such data for marketing.

3.2 Performance Guarantee

KTS has accumulated good experience in designing performance wheels. Our billets are achieving 5-10% power and torque gains with 90% success rate by only changing from cast stock wheel to specific KTS billets. No other changes were carried out.

We can make recommendation on design features, but are unable to provide a compressor map. It is more viable that you dyno the turbo setup at your site, and provide feedback to us for future design changes, if any required.

PIN classified as 'Performance Design' are guaranteed to perform better on dyno than stock wheel, otherwise we will compensate you 5X the credit of the originally supplied wheel per project

Subject to:

- Submission of pre and post dyno chart,
- No other modification done except a change of KTS wheel, AND
- Proper workmanship of turbo/manifold assembly/assembly, eg no air leakage, no filter blockage, correct wastegate setting

Other terms:

- Our administration of this program is on assumption of honesty by the customer. KTS cannot physically verify all information submitted to us and therefore if KTS have reasons to believe such claims are non-bona-fide, this guarantee is void for the pin and/or all other pin customers may have purchased.
- We reserve the right at our sole discretion without assigning the reasons and/or without giving prior notice.
- The credit is for you to utilize on new design of the wheel that KTS may repropose.
- Some pin are excluded from this GP.
- No cash refunds
- Being converted from 'PRODN' to 'Caststock-GST'.

5X Free Credit
if poorer performance.

MORE SEXY
MORE POWER

PROVEN TESTED
EXPERIENCE



All Sizes All Model

PERFORMANCE
EXPERIENCE

4. Engineering Policy

4.1 Design Possibilities

KTS strongly recommends a combination of upgraded designs that will increase performance, rather than a similar OE geometry as a mere replacement for the same compressor housing.

We can recommend and/or take your instruction to customize to your target geometry: Blade Thickness, Blade Height, No of blades, Cut Back of Inducer, Tapered Tip of Exducer, Trailing Angle, Nose Diameter, Hub Slimness, Backdisc Reduction and Weight Reduction, etc.

Blade Curvature. KTS has a huge library of curvature and we can select closest to your sample. We do not take reference from OE curvature.

Our design team will create 2D drawings in pdf for your approval prior to production. You can also request FOC details 2D drawings of custom wheel in dxf file for your sole cnc machining of housing.

See Pt 4.7 for charges if it is OE fitment drawing

Cancellation of customized order is allowed prior to design confirmation. When confirmed, produced and/or shipped, we do not accept cancellation or exchange.

4.2 Balancing

Starting Jul 2016, all KTS wheels are balanced on dual plane with weights correction on backdisc & nose, unless requested by customer to use single plane.

Note: Wheels below 120mm exducer are audited for imbalance by CIMAT vertical balancing machine. No balancing cut are required for the nose most of the time.

We highly recommend to VSR especially for small wheels 60mm exducer and below.

Tip: if residual unbalance is high, rotate the wheel every 90 degrees and try the balance audit again.

4.3 Material - Aluminum

KTS selects aluminum A2000 series high strength, low weight aerospace grade material, made by Alcoa. We are confident of the mechanical properties of this grade and our MFS come with a 4-year limited warranty.

Good News: KTS has replaced many OE titanium MFS with our aluminum MFS and these are producing excellent performance and durability in the field for the last 3 years of service. Please consider Aluminum, instead of Titanium, for aftermarket and to save cost.

4.4 Material - Titanium



Tier customers can request to use titanium. Please contact your sales person for more detail.

4.5 Visit to KTS Factory

We welcome invited customers to visit our factory and witness the KTS technology — a fleet of:

- 20 units 5-axis milling machines and
- 12 units Okuma turning machines
- 05 units Mutoyo/Zeiss Metrology/CMM

Commitment

KTS is the world's biggest operator of 5 AXIS machines for aftermarket billet wheels. It is our commitment for technology, selection and delivery.

A visit to KMC will confirm the authenticity of all information, pictures, processes, technologies and equipment depicted by KTS in all our marketing to be true, ongoing and property of KTS.

Please contact your sales person for more detail.

4.6 Flank vs Point Mill

KTS specialise in Flank mill, where blade surfaces are milled in a single pass and this is economical and saves time. KTS adds in other performance feature that makes up for efficiency and power, eg taper tip, slim nose, slim hub, high pitch, high blade, etc.

Point milling brings the tool over the blade using multiple passes and this increases machining time. Point Mill allows for more complicated geometry and OE are claiming a 2% increase in efficiency. Both Flank and Point mill are adopted by OEs.

Point mill is option in KTS with 70% surcharge.

4.7 Measurement of OE Wheels

Using cutting-edge metrology, we can provide accurate measurement of wheel outer profile and provide you in dxf/iges/prt formats.

Fee applies even if such OE wheel is used in a customs project. No required to sign of Non-Disclosure Agreement.

Fee: USD200 per p/n



5. Others

5.1 Customisation>

Ink Printing & Engraving P/N on Wheel

Starting 2013, we ink print our p/n and batch data on the back disc. Prior to this, markings were carried out by machine engraving on nose.

Tier customers can request for your own p/n to be machine engraved on the nose, or ink printed on back disc, subject to:

- Space constraint
- Above 20pcs per p/n per single order
- Not exchangeable

5.2 Customisation>

Engraving Logo on Wheel



Starting 2016, tier customers can request for your own logo to be machine engraved on blade, subject to:

- New production (Old stock is cleared)
- Above 30pcs per p/n per single order
- Not exchangeable

5.3 Customisation>

Laser Marking Logo on Wheel



Starting Apr 2017, tier customers can request for your own logo to be laser marked on blade, subject to:

- Above 10pcs per p/n per single order
- Not exchangeable

5.4 Customisation>

Color anodizing on Wheel



Tier customers can request color anodizing on wheel. Please contact your sales person for more detail.

5.5 Customisation>

White Box with your labels

To further your convenience and own branding, we offer many sizes of plain white box. Wheels are wrapped securely with bubble pack.

Tier customers can request for box labels with your specified company info, logo and p/n.

Commencement date to be announced.

5.6 Free MFS



Loan us an OE wheel with p/n not available in KTS and made to Performance Design, you will receive an equivalent MFS credit from KTS for the same p/n. 2x Double, if applied to any twin turbo or prestige engine. Pre authorization required.

5.7 Forecast Inventory

To further improve delivery, you can provide us a non-committal forecast or alert. Based on your forecast p/n and quantity, we will incorporate into our production parameters, with the objective of having them in stock whenever possible.

5.8 Business Referrals

With over 600 turbo specialist, turbo manufacturers, tuners and race teams as our customers, we have privileged knowledge of the network. KTS will be pleased to make independent referrals to you about viable replacement suppliers, as well as making some recommendations of hazards to avoid!!!

5.9 Sponsorship

KTS intent to sponsor serious race teams around the world our billet compressor wheel that can make a difference in your next race-LeMan, Dakar, WRC, Drag, Time Attack, etc

Depending on the level of data you can disclose for our marketing, we can offer:

- FOC wheels
- Waiver of surcharges, and/or
- Tier upgrades for specified time



Turbo shop, tuners and race team managers are welcomed to discuss such possibilities.

MORE SEXY
MORE POWER

POWER BOOSTED
EXCITING



All Sizes All Model

PERFORMANCE &
EXCITEMENT

Annex A Tier Pricing and Benefits

	Units	Notes	Tier			
			Starter	Bronze	Silver	Gold
<i>Annual Minimum Order</i>	all p/n combined		0	25	250	500
1-49pcs per p/n	list less %		-10%	-20%	-30%	-40%
50-99pcs per p/n	list less %		NA	-22%	-33%	-43%
100-199pcs per p/n	list less %		NA	-24%	-36%	-46%
200-399pcs per p/n	list less %		NA	NA	-40%	-50%
400 pcs onwards per p/n	list less %		NA	NA	NA	NA
Benefits						
① Fee Waiver-Exclusive P/N	p/n per year	3.3a	0	0	0	2
② Fee Waiver-Unpublish P/N	p/n per year	3.3b	0	0	2	4
③ Fee Waiver-Vehicle Off Road (VOR)	p/n per year	2.2	0	0	2	4
④ Fee Waiver-Measurement of OE Wheels ^{*1}	p/n per year	4.7	0	0	4 ^{*4}	6
⑤ Fee Waiver-MOQ Surcharge ^{*1}	p/n per year	3.1	0	0	8	12
⑥ Total Fee Waiver ^{*1}	Annual Amount		USD 0	USD 0	USD 3,200	USD 6,800
⑦ Guarantee-Performance		3.2	No	Yes	Yes	Yes
⑧ Lowest Risk-4 year Warranty		3.5	Yes	Yes	Yes	Yes
⑨ Lowest Risk-4 year Exchange		3.6	Yes	Yes	Yes	Yes
⑩ Priority-Development		2.1	5	4	3	2
⑪ Customised Ink Printing/Engraving on wheel		5.1 ^{*4}	No	No	Yes	Yes
⑫ Customised labelling for white box		5.5	No	No	Yes	Yes
⑬ Invitation to Kuala Lumpur and KTS Factory		4.5	NA	NA	Yes	Yes
⑭ Credit Terms	US\$ max limit/days		1000/30	2000/30	5000/30	10000/30

- You are most welcome to upgrade to the next tier at any time by achieving the 'Annual Minimum Order' at any point of time
- Your tier pricing is valid for the next 12 months, during which, you need to maintain the respective 'Annual Minimum Order'
- We can backdate discounts if you achieve any Annual Minimum Order within 2 months of commencement, and no later.
- No carried forward of Fee Waiver, into next qualifying period.
- KTS reserves the right to decline/reverse orders if believe that such use is for other purposes e.g. reverse engineering, R&D, etc.

^{*1} Calculated based on Class C surcharge of USD100. The max surcharge is Class F USD400 (Only applicable to surcharge and not MOQ)

^{*2} Represents the maximum amount of waiver possible under each tier, assuming ^{*1}

^{*3} Sign letter of Non-Disclosure Agreement, stating for sale CNC machining of housing only and not for release to third party

^{*4} Case example: if Silver tier request 6 OE drawings, 4 OE drawings is waiver and 2 OE drawings is chargeable



Annex B MOQ Flowchart*1



Waiver of MOQ surcharges is possible via:

- Order 10pcs or above
- Tier Benefits
- Sponsorship

*1 Chart follows in sequence of flow

*2 Series of design

*3 Not applicable during first development

*4 Bore size abnormal to OE attracts one-time surcharge:

Abnormal bore size	One-time surcharge
Below 7mm	USD100
7 to 10mm	USD200
Above 10mm	Please contact your sales person for more detail

MORE SEXY
MORE POWER

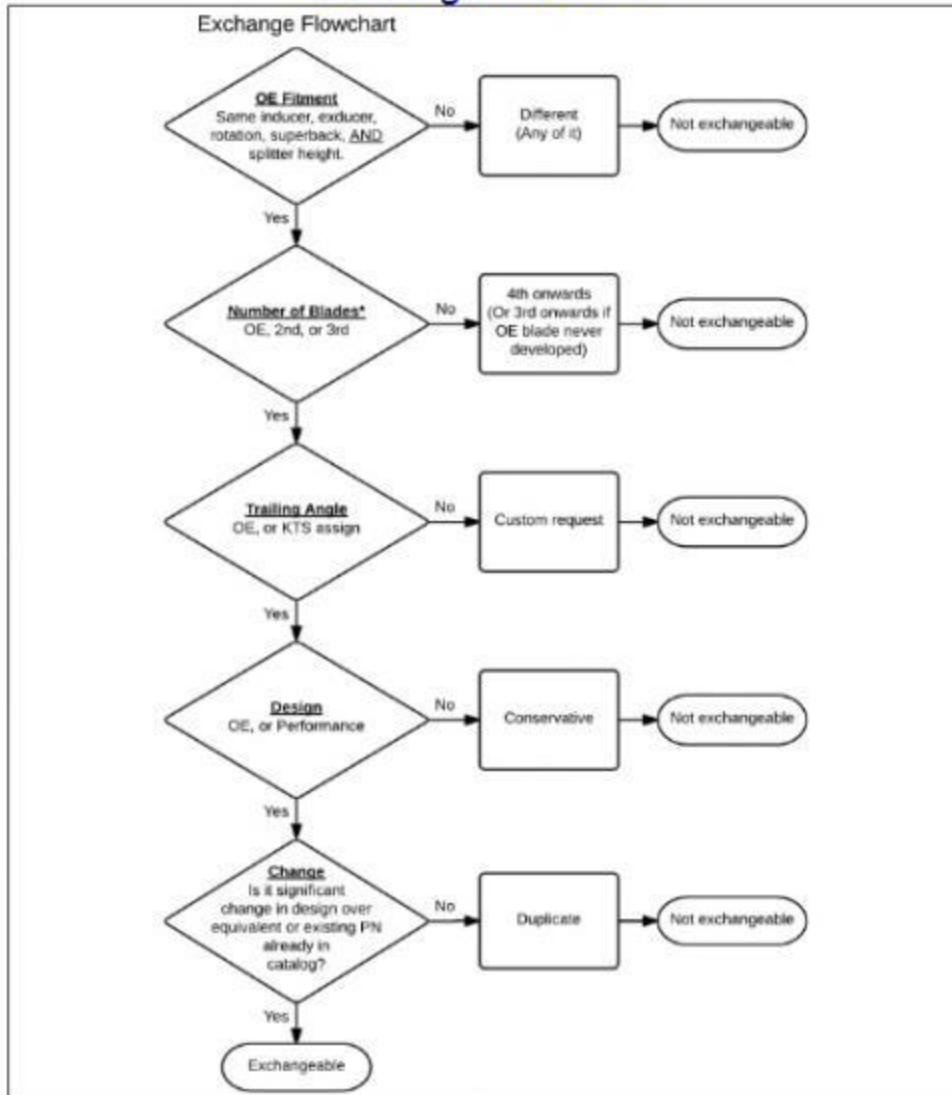
PROVEN TRUSTED
EXGINEERING



All Sizes All Model

PERFORMANCE &
EXOTENMENT

Annex C Exchange Flowchart



*Case example: Number of blades - if OE is S-5 then S-5(OE), 6-6(2nd) and 7-7(3rd) is developed in KTB, subsequent blade number such as 11-0(4th onwards) is not exchangeable.
- if OE is S-5 then 6-6(1st) and 7-7(2nd) is developed in KTB, subsequent blade number such as 11-0(3rd onwards) is not exchangeable except S-5(OE) that may be developed subsequently.

All references belong to their respective owners | subject to change with prior notice | No relationship implied | sales@stonorcollects.com
ETS_Police_C_17023-Annex

MORE SEXY
MORE POWER

PROVEN, TRUSTED,
EXCITEMENT



All Sizes All Model



PERFORMANCE &
EXCITEMENT

Scenario FAQ

Description	Original	1st Dev	2nd Dev	Conclusion
<p>Example 1</p> <p>I. As per OE design II. Provide OE sample III. Provide P/N IV. Same blade characteristic V. Same filament characteristic</p>				Class A 0 + MOG 1
<p>Example 2</p> <p>I. Performance design II. Provide OE sample III. Provide P/N IV. Change blade characteristic (blade height, tapered tip) V. Change filament characteristic (None)</p>				Class A 0 + MOG 1
<p>Example 3</p> <p>I. Performance design II. Provide non-OE sample III. Provide P/N IV. Change blade characteristic (blade height, tapered tip) V. Change filament characteristic (None)</p>				Class B USD30 + MOG 3 Reason Unknown wheel unable to call elsewhere, same applied to lack of P/N (Non-OE)
<p>Example 4</p> <p>I. Performance design II. Same as existing OE P/N III. Change blade characteristic (blade height, tapered tip) IV. Change filament characteristic (None)</p>				Class B2 USD30 + MOG 5 Reason To reflect machining cost/time constraint. (blade height)
<p>Example 5</p> <p>I. Performance design II. Provide OE sample III. Provide P/N IV. Change blade characteristic (blade height, tapered tip, number of blades) V. Change filament characteristic (None: In-house, unknown)</p>				Class B3 USD30 + MOG 5 Reason To reflect development & machining cost/time constraint. (In-house)
<p>Example 6</p> <p>I. Performance design II. Provide OE sample III. Provide P/N IV. Change blade characteristic (blade height, tapered tip, number of blades) V. Change filament characteristic (None)</p>				Class C3 USD30 + MOG 5 Reason To reflect development & machining cost/time constraint. (Number of blades)
<p>Example 7</p> <p>I. NOT performance design II. Provide non-OE sample III. Provide P/N IV. Same blade characteristic V. Same filament characteristic</p>				Class F USD40 + MOG 3 Reason Not a performance design & unknown wheel unable to call elsewhere, same applied to lack of P/N (NOT performance design, non-OE)

Cotización de ensayos mecánicos y químicos

Gobierno Bolivariano de Venezuela <small>Ministerio del Poder Popular para Educación Universitaria, Ciencia y Tecnología</small>		ZAMORA <small>LABORATORIO DE ENSAYOS</small>	
RAZÓN SOCIAL: FUNDACION INSTITUTO DE INGENIERIA		RIF: G-20004650-3	
DIRECCIÓN FISCAL: Carretera Nacional Hoyo de la Puerta Urb. Monte Eleno El Afío de Sahonejas, BARRIA-EDO. MIRANDA. Zona Postal 1080. Teléfono: (0212) 903-4690 Fax: (0212) 903-4782			
OFERTA DE SERVICIOS TECNOLÓGICOS CTM-Feb 2017			
NÚMERO DE OFERTA	FECHA DE LA OFERTA	VALIDEZ DE LA OFERTA (DÍAS)	
4-41-17003	04/05/2017	Cinco (5) Días	
DATOS DEL CLIENTE/RECEPTOR DEL SERVICIO:			
RAZÓN SOCIAL			RIF
PIROTOK			
PERSONA DE CONTACTO:		TELÉFONO:	MÓVIL:
Ing. Manuel De Jesús			4141524562
DIRECCIÓN FISCAL:			
DATOS DEPENDENCIA EJECUTORA DEL SERVICIO			
CENTRO EJECUTOR DEL SERVICIO		UNIDAD EJECUTORA DEL SERVICIO:	
CENTRO DE TECNOLOGÍA DE MATERIALES		Unidad de Ensayos No Destructivos	
PERSONA CONTACTO EN EL ÁREA TÉCNICA		TELÉFONO:	FAX:
Anahela Figueroa		212-9034720	(0212) 903-4785
PERSONA CONTACTO UNIDAD ADMINISTRATIVA		TELÉFONO:	FAX:
Caracterización Químico Metalúrgica de Ocho (8) Piezas Pertenecientes a un Turbo Compresor			
1	Análisis Químico		
1.1	Análisis Químico (6 Muestras Ferrosas)		
1.1.1	Determinación de C y S	Muestra	06 8.265,00 49.590,00
1.1.2	Determinación de Si, Cr, Mn, Ni, Mo, Ti	Elemento	36 4.120,00 148.320,00
1.2	Análisis Químico (2 Muestras No Ferrosas)		
1.2.1	Determinación de Cu, Zn, Ni, Sn, Pb, Ti	Elemento	12 4.120,00 49.440,00
1.2.2	Digestión de Cu, Zn, Ni, Sn, Pb, Ti	Muestra	02 2.987,25 5.974,50
2	Análisis Metalográfico (8 Muestras)		
2.1	Preparación de la Muestra	Muestra	08 18.875,00 151.000,00
2.2	Honorarios Profesionales	HH	24 7.000,00 168.000,00

 Gobierno Bolivariano de Venezuela Ministerio del Poder Popular para Educación, Ciencia y Tecnología		 ZAMORA	
RAZÓN SOCIAL: FUNDACIÓN INSTITUTO DE INGENIERÍA		RIF: G-20004650-3	
DIRECCIÓN FISCAL: Carretera Nacional Hoyo de la Puerta 17b. Monte Bana 5, Años de Safanejas, MARUTA-EDO. MIRANDA. Zona Postal 1090. Teléfono: (0212) 903-6470 Fax: (0212) 903-4782			
OFERTA DE SERVICIOS TECNOLÓGICOS			
C1M-Feb 2017			
NUMERO DE OFERTA	FECHA DE LA OFERTA	VALIDEZ DE LA OFERTA (DÍAS)	
4-41-17003	04/05/2017	Cinco (5) Días	
2.3	Uso del Microscopio óptico y analizador de imágenes	Muestra	08
3	Ensayos de Dureza (8 Muestras)		
3.1	Uso del equipo	HE	03
3.1	Honorarios Profesionales	HH	03
4	Microscopía Electrónica de Barrido	Sesión	01
5	Elaboración del Reporte Técnico		
5.1	Honorarios Profesionales PDET V	HH	24
Gastos Administrativos 10%			
TOTAL DEL SERVICIO			1.141.074,70
CONDICIONES GENERALES DE LA OFERTA			
<p>ENTREGA DE RESULTADOS: 30 días hábiles contados a partir del momento de aprobación de la oferta. Es importante destacar que el Instituto considerará que el cliente está completamente satisfecho con los resultados del proyecto, si no recibe comunicación expresa de su parte dentro del lapso de cinco (5) días hábiles, contados a partir de la fecha de entrega formal del Informe o Reporte Técnico (en formato digital)</p> <p>ACEPTACIÓN DE LA OFERTA: En caso de aceptación de la presente oferta, el cliente debe enviar por escrito una comunicación firmada y sellada dirigida al Instituto de Ingeniería, al correo electrónico del técnico y/o asistente administrativo que lo asesora en el servicio.</p>			
LA ORDEN DE COMPRA O SERVICIO DEBE CONTENER			
<p>Datos completos de Facturación: Nombre de la Empresa, RIF, Dirección Fiscal Completa, Persona Contacto, Teléfono, Correo Electrónico y Fax.</p> <p>Datos del Cliente para el Informe: Nombre de la Empresa, RIF, Dirección Fiscal Completa, Persona Contacto, Teléfono, Correo Electrónico y Fax.</p> <p>FORMAS DE PAGOS: Para todo lo relacionado con los pagos, y antes de realizarlos, se recomienda al cliente comunicarse con la Persona Contacto de Administración para aclarar cualquier detalle relacionado a la Oferta.</p> <p>PAGOS EN CHEQUES: Los pagos mediante cheque se realizarán a nombre de FUNDACION INSTITUTO DE INGENIERIA y deberán ser entregados en la oficina de Facturación y Cobranza del Instituto de Ingeniería, a la Persona Contacto de Administración.</p> <p>PAGOS MEDIANTE DEPÓSITOS BANCARIOS O TRANSFERENCIAS: Podrán realizarse en la Cuenta Corriente del Banco Venezuela N° 0102-0552-21-0000059899 o Banco del Tesoro N° 0163-0903-6-8-9033002818 RIF- G-20004650-3 a nombre del FUNDACION INSTITUTO DE INGENIERIA.</p> <p>El comprobante del Depósito Bancario original o la Transferencia Electrónica debe hacerse llegar a la oficina de Facturación y Cobranza del Instituto de Ingeniería, a la Persona Contacto de Administración; bien sea personalmente, por mensajería o al número de fax arriba indicado, debidamente identificados con el N° de Oferta y la empresa que lo realiza.</p> <p>OPORTUNIDAD DE PAGO: El pago (Ver condiciones de pago) de los servicios se realizará al momento de la entrega o retiro del Informe Técnico correspondiente a los Ensayos o Análisis solicitados.</p> <p>CANCELACIÓN DE LA OFERTA: En caso de cancelar los trabajos descritos en la Oferta de Servicios, después de Aceptada (emitida Orden de Compra o Servicio por el Cliente) y antes de la finalización del mismo, por causas imputables al Cliente; éste deberá cancelar los trabajos ya ejecutados para la fecha en que se reciba la comunicación para la cancelación de la oferta.</p>			
CONDICIONES PARA LA PRESTACIÓN DEL SERVICIO			
<p>CONDICIONES DE PAGO:</p> <p>Los pagos de la presente oferta se realizarán contra presentación del informe respectivo, el cliente tendrá cinco (05) días hábiles para realizar el pago, en caso, de que los servicios de la presente oferta no se ejecutaren por causa imputable al cliente en el tiempo establecido, se realizará una educación de los montos de acuerdo a la normativa legal vigente para la fecha.</p> <p>El total reflejado en esta oferta <u>no contempla el Impuesto al Valor Agregado (IVA)</u>. El mismo será calculado de acuerdo al ordenamiento legal en la materia vigente en el momento de emitir la factura.</p>			
CONDICIONES PARTICULARES DEL SERVICIO			

FORD 2.0-LITRE ECOBLUE DIESEL ENGINE



Go Further

Ford EcoBlue is a completely new generation of high-performance diesel engines for Ford cars and commercial vehicles. Powerful, clean, refined and extremely efficient with low running costs, Ford EcoBlue diesels build on the performance and technology of Ford's award-winning EcoBoost petrol engines. Ford EcoBlue is launched as a state-of-the-art 2.0-litre 4-cylinder diesel offering up to 170 PS.

KEY CUSTOMER BENEFITS

- Fuel consumption and CO₂ emissions cut by up to 13 per cent
- Improved performance with low-rpm torque increased by 20 per cent
- Enhanced refinement with reduced noise at idle reduced by 4 decibels
- Ultra-low exhaust emissions in line with Euro Stage VI standards

KEY DATA

Type	Direct injection turbo-diesel
Cylinders	4 in-line
Capacity	1995cc
Bore x Stroke	84 x 90 mm
Comp. ratio	16.5:1
Max power	105–170 PS (77–125 kW)
Max torque	360–405 Nm



HIGH-PRESSURE DIRECT FUEL INJECTION

- Latest generation 2000 bar common rail injection
- 9-hole pilot injection
- Capable of up to 6 injections per cycle
- Gas-driven high efficiency aluminium injection pump

COMPUTER-OPTIMISED STRUCTURE

- Compact high-strength cast iron block
- Laser frame bottom end construction
- Moulded acoustic cover for cylinder head
- Design optimised for minimum noise and vibration

STATE-OF-THE-ART LOW-FRICTION DESIGN

- Overhead 2.0-litre design with optimised bore-to-stroke ratio
- Offset crankshaft layout to reduce piston side load
- Interleaved main bearing shells
- Belt-on-oil camshaft and oil pump drive shafts
- Optimised valve train and camshaft module



ADVANCED ALUMINIUM CYLINDER HEAD

- 16-valve DOHC layout
- Thin-coating pistons for increased efficiency
- Compact, lightweight ultra-fine control valve modules
- Integrated inlet supercharger
- Optimised low-friction bearing design

HIGH-PERFORMANCE VARIABLE GEOMETRY TURBOCHARGER

- Advanced variable-geometry design for increased low-end torque
- Maximum wheel speed: 240,000 rpm
- High-pressure compressor wheel machined from solid
- Gas-driven actuator for faster response

ULTRA-HIGH EFFICIENCY COMBUSTION CHAMBER

- Concept developed by SAE research centre
- Precision five-main-shaft intake design
- Optimised geometry for performance and maximum torque output
- Maximum efficiency combustion process

COMPREHENSIVE EXHAUST AFTER-TREATMENT

- Features a SCR catalyst with diesel reactor for NOx reduction
- Close-coated oxidation catalyst and particulate filter
- SCR channel integrated in cylinder head

04/2016



US 20160003096A1

(19) **United States**

(12) **Patent Application Publication**
FRASER

(10) **Pub. No.: US 2016/0003096 A1**

(43) **Pub. Date: Jan. 7, 2016**

(54) **TURBOCHARGER INTERNAL TURBINE
HEAT SHIELD HAVING AXIAL FLOW
TURNING VANES**

Publication Classification

(71) Applicant: **BORGWARNER INC**, Auburn Hills,
MI (US)

(51) **Int. Cl.**
F01D 25/08 (2006.01)
F01D 9/02 (2006.01)

(72) Inventor: **Brock FRASER**, Asheville, NC (US)

(52) **U.S. Cl.**
CPC : F01D 25/08 (2013.01); **F01D 9/02** (2013.01)

(21) Appl. No.: **14/767,316**

(22) PCT Filed: **Feb. 19, 2013**

(57) **ABSTRACT**

(86) PCT No.: **PCT/US13/26652**

§ 371 (c)(1),

(2) Date: **Aug. 12, 2015**

A turbocharger internal heat shield (1) is provided having axial flow turning vanes (2). Additionally, the heat shield may have a volute divider wall extender (5).

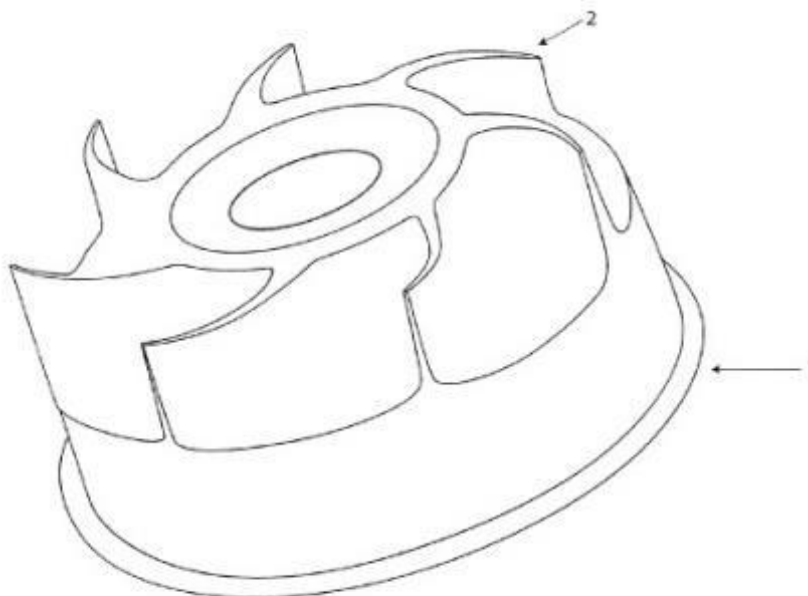


FIG. 1

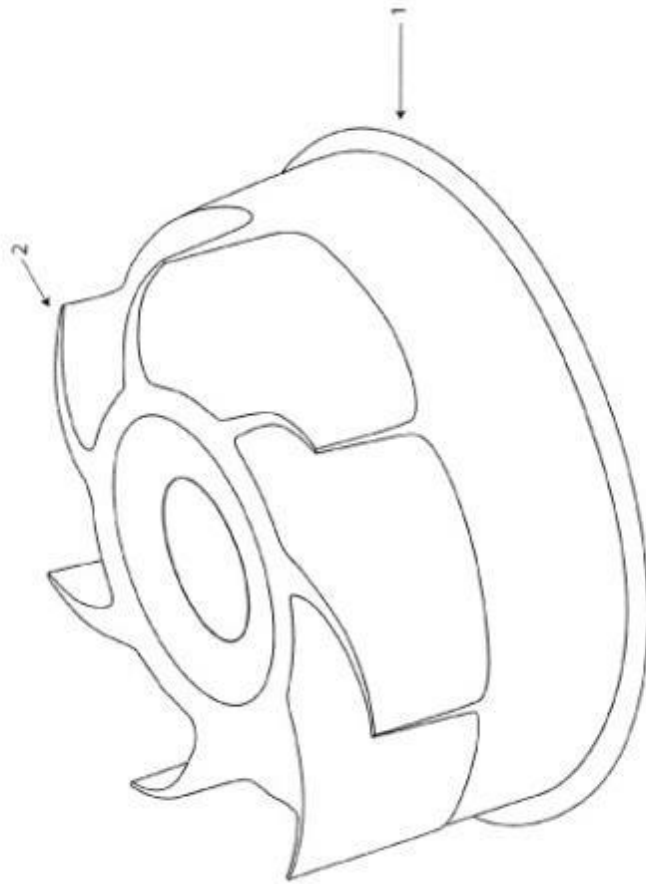
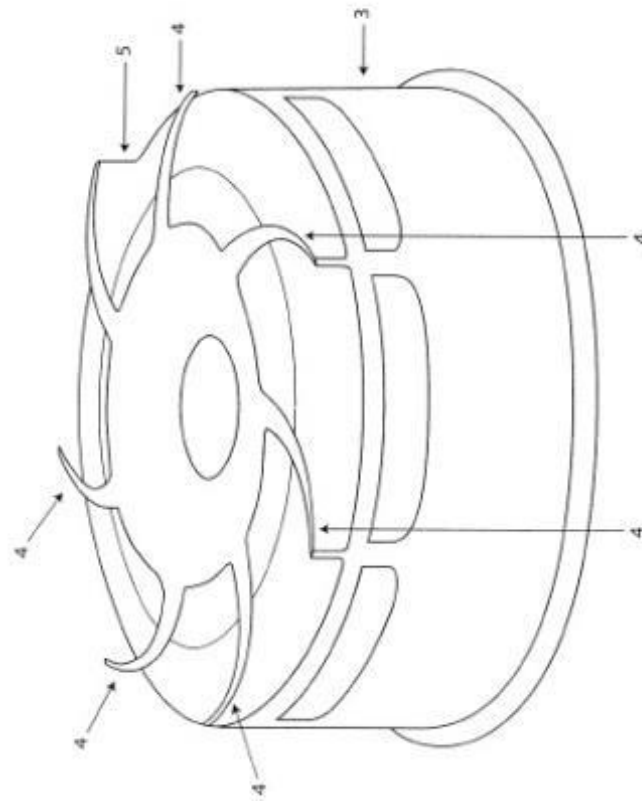
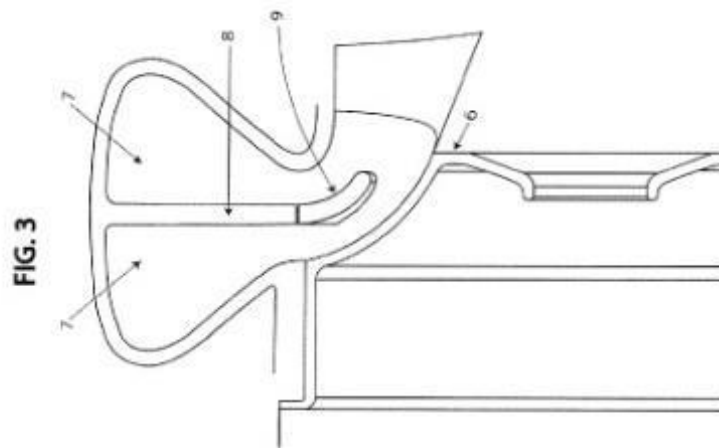


FIG. 2





**TURBOCHARGER INTERNAL TURBINE
HEAT SHIELD HAVING AXIAL FLOW
TURNING VANES**

BACKGROUND OF THE INVENTION

[0001] 1. Field of the Invention

[0002] This invention relates to a turbocharger for an internal combustion engine. More particularly, this invention relates to turbocharger having an axial flow turbine wheel and an internal heat shield having turning vanes. Optionally, for a twin exhaust gas volute the heat shield may have a divider wall extender.

[0003] 2. Description of Related Art

[0004] A turbocharger is a type of forced induction system used with internal combustion engines. Turbochargers deliver compressed air to an engine intake, allowing more fuel to be combusted, thus boosting an engine's horsepower without significantly increasing engine weight. Thus, turbochargers permit the use of smaller engines that develop the same amount of horsepower as larger, normally aspirated engines. Using a smaller engine in a vehicle has the desired effect of decreasing the mass of the vehicle, increasing performance, and enhancing fuel economy. Moreover, the use of turbochargers permits more complete combustion of the fuel delivered to the engine, which contributes to the highly desirable goal of a cleaner environment.

[0005] Turbochargers typically include a turbine housing connected to the engine's exhaust manifold, a compressor housing connected to the engine's intake manifold, and a center bearing housing coupling the turbine and compressor housings together. A turbine wheel in the turbine housing is rotatably driven by an inflow of exhaust gas supplied from the exhaust manifold. A shaft rotatably supported in the center bearing housing connects the turbine wheel to a compressor impeller in the compressor housing so that rotation of the turbine wheel causes rotation of the compressor impeller. The shaft connecting the turbine wheel and the compressor impeller defines an axis of rotation. As the compressor impeller rotates, it increases the air mass flow rate, airflow density and air pressure delivered to the engine's cylinders via the engine's intake manifold.

[0006] In a turbocharger, the turbine wheel may be either a radial flow wheel in which the exhaust gas is directed along the radius of the wheel, or an axial flow wheel in which the exhaust gas is directed along the axis of the turbine wheel. Frequently, the bearing housing is shielded from the heat of the exhaust gases by a heat shield which is placed between the turbine wheel and the bearing housing.

[0007] U.S. Pat. No. 7,631,497 relates to a turbocharger with a heat shield positioned between the turbine wheel and the bearing housing, wherein the heat shield defines a gap between the turbine wheel, and the heat shield and is provided with at least one rib extending into the gap. In this gap, in the case of a conventional flat heat shield, the turbine wheel backface may act in the manner of a centrifugal pump, pumping gas out from within the gap, creating a region of reduced pressure adjacent the outboard side of the turbine shaft bearing, and drawing oil out the shaft bearing and into the space between the turbine wheel backface and the heat shield. The inventive heat shield has raised structures designed to interfere with the rotational and centrifugal flow of gas in the gap between heat shield and turbine wheel backface, thus prevent oil bypass.

[0008] U.S. Pat. No. 6,739,134 relates to an exhaust-gas turbocharger for an internal combustion engine having a turbine in the exhaust-gas tract and a compressor, driven by the turbine, in the intake tract, the turbine having a flow channel with a radial flow-inlet cross-section and a semi-axial flow-inlet cross-section, and a flow ring being provided which limits the two flow-inlet cross-sections. The turbine is furnished with variable turbine geometry for the changeable adjustment of the flow-inlet cross-section. To improve efficiency, the position of the flow ring in the housing of the exhaust-gas turbocharger is variably adjustable.

SUMMARY OF THE INVENTION

[0009] In many turbochargers the exhaust gas volute conveys the exhaust gas to the turbocharger in a direction which is radial to the turbine wheel. In turbochargers having an axial turbine wheel, it is necessary to turn the exhaust gas to the axial direction before it gets to the turbine wheel. It has been discovered that a heat shield having turning vanes may be used to redirect or guide the exhaust gas before it gets to the turbine wheel.

BRIEF DESCRIPTION OF THE DRAWINGS

[0010] Advantages of the present invention will be readily appreciated as the same becomes better understood by reference to the following detailed description when considered in connection with the accompanying drawings wherein:

[0011] FIG. 1 shows a heat shield with turning vanes;

[0012] FIG. 2 shows a heat shield with turning vanes and a volute divider wall extender; and

[0013] FIG. 3 shows a heat shield, and a volute having a divider and a divider wall extender.

DETAILED DESCRIPTION OF THE
EMBODIMENTS

[0014] FIG. 1 shows a heat shield (1) with turning vanes (2).

[0015] FIG. 2 shows a heat shield (3) with turning vanes (4) and a volute divider wall extender (5).

[0016] FIG. 3 shows a heat shield (6), a volute (7), with a divider wall (8) and a volute divider wall extender (9).

[0017] The exhaust gas from the engine is conducted to the turbine housing by the exhaust gas volute (7). The exhaust gas volute (7) allows the exhaust gas to enter the turbine housing in a direction which is radial to the turbine wheel. If an axial turbine wheel is being used, the gas must be turned to an axial direction before it arrives at the turbine wheel. Exhaust gas directed toward a flat bearing housing face will turn to the axial direction. Often a heat shield (1) and (3) is placed over the wall of the bearing housing to shield the bearing housing from the hot exhaust gases. Exhaust gases directed toward the heat shield (1) and (3) will turn to the axial direction. However, it has now been discovered that vanes (2) and (4) in the heat shield (1) and (3) wall will efficiently redirect the exhaust gas from the radial to the axial direction. The vanes (2) and (4) guide the exhaust gas along the wall of the heat shield (1) and (3) and thereby optimize the angle of incidence on the turbine wheel blades' leading edges. Instead of relying on the natural vectors of the gas leaving the housing volute and the turning vector imposed by the heat shield surface, addition of the turning vanes (2) and (4) can force the gas incidence angle to be more optimized for what the wheel blade angles are expecting. By better organizing the flow into a more specific

flow vector, improved efficiency is achieved. The number of vanes can vary. Four to eight turning vanes has been found to be satisfactory.

[0018] In multi-cylinder engines, cylinders from opposing banks fire alternatively. In the case of a "V" engine the banks are separated across the engine. In the case of an inline engine, the banks could simply be the front half of cylinders versus the back half of cylinders. The exhaust gas is conducted to turbine housing in separated portions of the volute. The separate gas streams serve to preserve the pulse of pressure which occurs when the exhaust gas is released from the cylinder. The preservation of the pulses is desirable because the extra pulse of pressure can start the turbine moving faster. This is helpful in reducing turbo lag. In the region where the exhaust gases are admitted to the turbine housing, a separator or divider wall (8) between the two halves of the volute can help preserve the separation between exhaust gases from each cylinder bank, and thus maintain the pressure pulses. A drawback of using an axial flow wheel and a heat shield in a turning arrangement is that the wheel is now spaced far away from the turbine housing, and hence far away from the housing divider

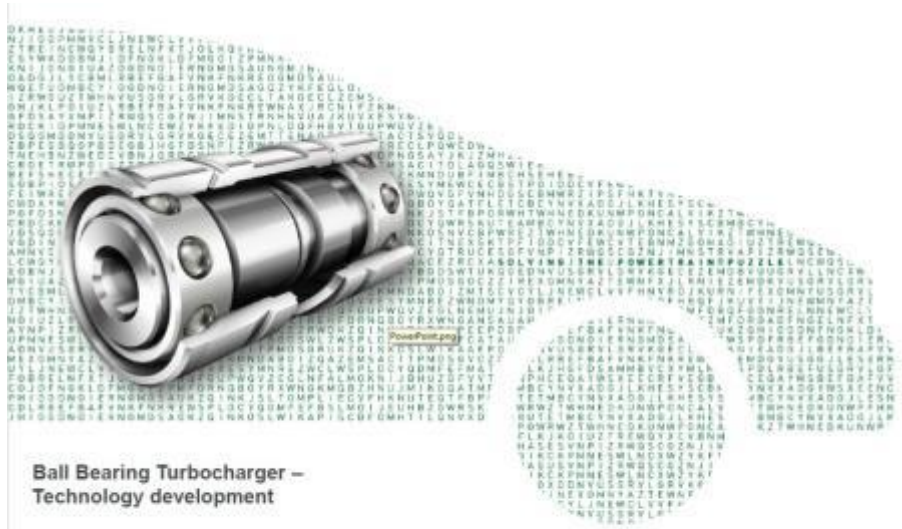
wall (8) and the pulse separation. By adding a divider wall extension (5) and (9) to the heat shield, the preservation of pulses can be maintained all the way downstream to the wheel inlet.

[0019] While the invention has been shown and described with respect to the particular embodiments, it will be understood by those skilled in the art that various changes and modifications may be made without departing from the scope of the present invention as defined in the following claims.

What is claimed:

1. A heat shield (1) for use in a turbocharger having an axial flow turbine wheel, having turning vanes (2) which turn the flow of exhaust gas to the axial direction.
2. A heat shield (1) according to claim 1 having 4 to 8 turning vanes (2).
3. A heat shield (1) according to claim 1 having 7 turning vanes (2).
4. A heat shield (1) according to claim 1 further comprising a volute divider wall extender (5).

* * * * *



**Ball Bearing Turbocharger –
Technology development**

Christopher Mitchell



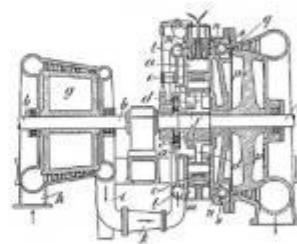
SCHAEFFLER

Turbocharger - Origin **SCHAEFFLER**



Alfred Büchi (1879-1959)

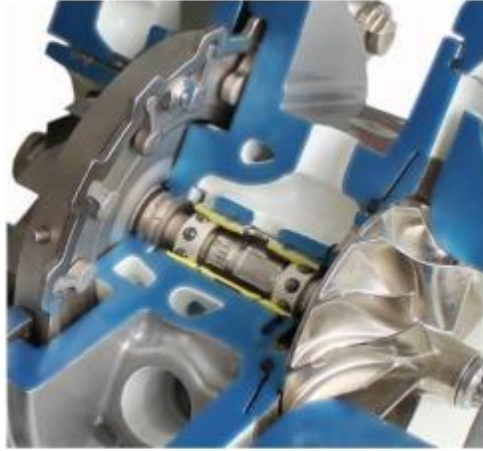
Exhaust Driven Precompression



Patent CH 35 259A 1905

Ball Bearing Guided Turbo Charger

SCHAEFFLER




Real World Data

SCHAEFFLER

Fuel Economy	Performance
<ul style="list-style-type: none"> Friction power loss - 50% in the bearing system Fuel consumption - 2.5% (dir. cor. to CO₂ emission) 	<ul style="list-style-type: none"> Engine rated power increase + 5% Engine torque increase + 10% @ ISO soot "Kick-down" performance + 2%
<p>Friction Reduction</p>	<p>Power & Torque</p>
<p>Convenience</p> <ul style="list-style-type: none"> Cold start improvement + 80% Drive away torque improved Transient response - 41% to boost @ 1500rpm 	<p>Performance</p> <ul style="list-style-type: none"> Applicable to existing hardware Compatible with low viscosity engine oil
<p>Cold Start - Vehicle</p> <p> turbo Cold Start 2°C Cold Engine at 1500rpm Minimum Percent Boost of map (Compressors, impeller)</p>	

Data source: Honeywell

Megatrend			
CO ₂ Reduction / Efficiency Improvement			
Subtrends			
Down-Sizing	Down-Speeding	Dr	Turbocharger Ball Bearing
Main Technology			
<ul style="list-style-type: none"> Forced Induction/ Boosting Stratified DI / HCCI Variable Valve Train 	<ul style="list-style-type: none"> Low rpm provision of power Optimised Transmission e.g. Continuously Variable Transmission Dual Clutch Transmission 	<ul style="list-style-type: none"> L C L L 	 <ul style="list-style-type: none"> ✓ ~ + 5% Power increase ✓ ~ + 20% Torque increase ✓ ~ - 2.5% CO₂ Emission ✓ Superior cold start behaviour ✓ Superior transient response



T: +44 (0) 1484 894887
F: +44 (0) 1484 891116
E: info@veeva.com

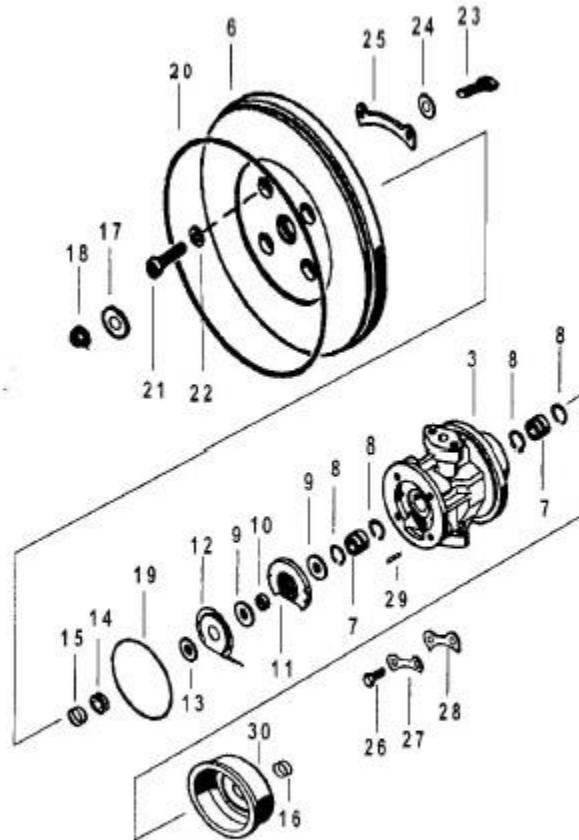
Borg Warner K36/K37 Type Turbos

Common Service Parts
Oversize Service Parts
Major Replacement Parts
(Shaft & Wheels, Compressor Wheels etc)

All manufacturer names, numbers, symbols and descriptions used herein are for reference purposes only
and do not imply that any part listed is the product of these manufacturers.

K36/K37 Type

Common Service Parts



This illustration is a guide and does not necessarily show all parts accurately



Tel: +44 (0) 1484 864887
 Fax: +44 (0) 1484 801116
 E: info@melett.com

K36/K37 Type

Repair Parts & Service Kits

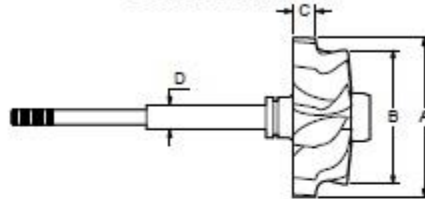
All parts are available for purchase as individual components or in the following popular Repair Kits

Key	Part Description	MELETT Part Number	Qty Per Turbo	Service kit	Service kit
				K36 1301-036-761	K37 1301-037-761
7	Bearing Std	1301-036-100	2	2	2
8	Snap Ring	1301-036-140	4	4	4
9	Thrust Ring	1301-036-240	2		
10	Spacer Sleeve	1301-036-220	1		
11	Thrust Bearing	1301-036-321	1	1	1
12	Oil Deflector	1301-036-310	1		
13	Oil Control Sleeve	1301-036-260	1		
14	Flinger Sleeve	1301-036-200	1		
15	Piston Ring - Comp.	1160-400-180	2	2	2
16	Piston Ring - Turbine	1160-400-180	2	2	2
17	Shaft Nut Washer	1301-036-365	1	1	1
18	Shaft Nut	1301-036-360	1	1	1
19	"O" Ring S/P to B/Hsg K33/35	1301-033-160	1	1	1
20	"O" Ring Comp Hsg to S/P K37	1260-404-165	1		1
20	"O" Ring Comp Hsg to S/P K36	1301-036-160	1	1	
21	Bolt Seal Plate	1301-036-620	4	4	4
22	Washer Seal Plate	1301-036-681	4	4	4
23	Bolt C/Hsg to Seal plate K36	1301-036-810	8		
24	Spring Washer C/Hsg K36	1301-036-690	8		
25	Clamp Plate - Comp. K36	1301-036-480	4	4	
26	Bolt Turbine Housing	1301-036-800	6	6	6
27	Lockplate	N/A	3		
28	Clamp Plate - Turbine	1301-036-600	3		
29	Roll Pin T/Brg ret. In B/Hsg	N/A	2		
				Similar To E334-711-0000	Similar To E334-711-0001

All manufacturers names, numbers, symbols and descriptions used herein are for business purposes only and do not imply that any part listed is the product of these manufacturers.

K36 Type Major Replacement Parts - Detail

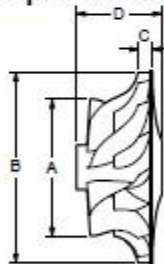
Shaft & Wheel




Melett Part No.	To replace KKK...	(A) Inducer ø mm's	(B) Exducer ø mm's	(C) Tip width mm's	D (Shaft OD)	Shaft Length (Comp wheel) mm's
1301-038-436	5336-120-2101	96.5	81.0	14.7	14.3	70.6
1301-038-438	5336-120-2102	96.5	86.3	14.7	14.3	70.6
1162-303-435	5336-120-2103	96.5	96.4	14.7	14.3	83.2
1301-038-437	5336-120-2104	96.5	81.0	14.7	14.3	79.2
1162-303-438	5336-120-2117	96.5	81.1	14.7	14.3	83.0

Melett's fully qualified Engineers are available to answer any technical enquiry regarding limits, tolerances, and turbo set-up configurations. Email: Engineer@melett.com

Compressor Wheel



Melett Part No.	To replace KKK...	KKK Trim	(A) Inducer ø mm's	(B) Full ø mm's	(C) Tip width mm's	(D) Total Hub Length	No. of Blades
1301-038-400	5334-123-2002	3766	62.4	94.0	8.3	36.1	12
1301-038-403	5334-123-2008	3666	69.5	94.0	8.0	36.1	12
1301-038-426	5336-123-2000	4064	63.9	102.0	7.8	47.8	14
1301-038-418	5336-123-2001	4064	63.9	102.0	7.8	47.8	14
1301-038-416	5336-123-2008	4060	69.9	102.0	7.0	47.8	14

 **ČZ a.s. – Turbo division**

■ **Турбокомпрессоры**

КАТАЛОГ



Ваш специалист по коммерческой дизельных двигателей

ČZ Inc. является многоотраслевой компанией с традицией более чем 80 лет машиностроительного производства. Более 80 процентов его производства для автомобильной промышленности.

Производство турбокомпрессоров началось на основании лицензии компании KKK в 1982 году. Тема данного лицензионного K27, K36 и были турбокомпрессоры типа. В 1986 году все обязательства, вытекающие из настоящей лицензии, мы закрыты.

Дальнейшее развитие и, в основном, дополнение типов с единой семьи C1 в 1993 году была проведена с собственной разработки Turbo дивизии.

В настоящее время ČZ в Турбо разделе производит серии турбокомпрессоров трех унифицированных семейств - C1, C2, C3 для дизельных двигателей с мощностью 25 - 400 кВт. Благодаря постоянному дальнейшему развитию мы расширяем ассортимент. Новый ТК семьи C0 для всех топливных двигателей мощностью до 50 кВт.

ČZ Турбокомпрессоры

- высокое качество и мощность
- дизайн и изготовлены в ČZ
- могучий конструкция
- 100% контроль в ČZ
- длительный срок службы
- тот же процесс изготовления как OE

ČZ a.s., Division Turbo сертифицирована:

ISO 9001:2008

ISO 14001:2004

Безопасность и гигиена труда



КОНТАКТ

Завод:
ČZ a.s., Turbo division
Tovarní 202
386 01 Strakonice
Czech Republic



Телефон:
+420 383 342 087
Эмаль:
czturbo@czas.cz
www.czas.cz

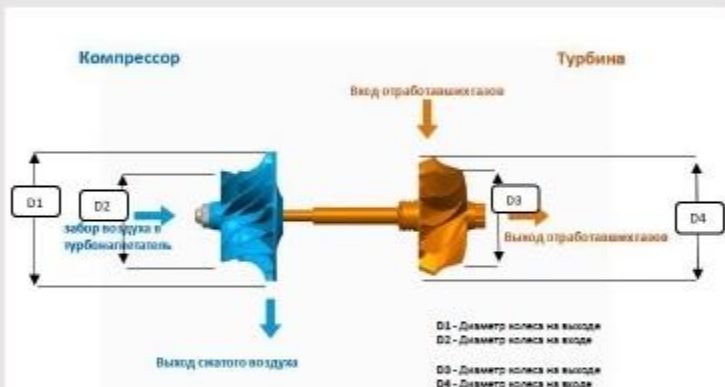


Основная информация

Каждая базовая модель турбокомпрессоров имеет возможность подготовки решения с водяным охлаждением корпуса подшипников.

Для тяжелых режимов работы компрессора возможно применение высокопрочного материала с механической обработкой колеса компрессора.

Колеса турбины, изготовленные из сплавов с высоким содержанием никеля, применимы при экстремальных температурах выхлопных газов.



Информация, представленная в настоящем документе, носит информативный характер.

Убедитесь, что вы покупаете только оригинальные турбокомпрессоры CZ или запасные части к ним. Купить оригинальную продукцию можно обратившись к официальному дилеру CZ в РФ.




Список турбокомпрессоров

Производитель двигателей	ČZ часть номер	Страна
AM3 (Altaj Diesel)	OE K27-179-01	7
	OE K27-180-01	8
	OE K27-207-01	9
GAZ	OE C12-179-01	10
	OE C12-182-01	11
	OE C12-184-01	12
	OE C12-191-01	13
	OE C13-104-01, -02, -05	14
	OE K27-49-02, -04	15
ЯМЗ	OE K36-29-01	16
	OE K36-30-01	17
	OE K36-62-04	18
	OE K36-87-01, -02, -03	19-20
	OE K36-88-01, -02, -04	21
	OE K36-97-14, -18, -19	22
	AFT C23-279-01, -02	23
КАМАЗ	OE K27-115-01, -02	24
	OE K27-145-01, -02	25

OE = оригинальный турбокомпрессор
 AFT = вторичный рынок (Аналоги OE)





Список турбокомпрессоров

Производитель двигателей	ČZ часть номер	Страна
MMZ	OE C14-101-02	26
	OE C14-126-01	27
	OE C14-127-01, -02	28
	OE C14-174-01	29
	OE C14-178-01	30
	OE C14-179-01	31
	OE C14-180-01	32
	OE C14-192-01	33
	OE C14-194-01	34
	OE C14-195-01	35
	OE C14-196-01	36
	OE C14-197-01	37
	OE C14-198-01	38
	OE C14-199-01	39
	OE C14-212-02	40
	OE C15-505-01	41
	OE K27-43-01	42
	OE K27-523-02	43
	OE K27-538-02	44
	OE K27-541-01	45
OE K27-542-01	46	
OE K27-543-01	47	
OE K27-544-01	48	
OE K27-546-02	49	
OE K27-551-01	50	

OE = оригинальный турбокомпрессор
 AFT = вторичный рынок (Аналоги OE)





Список турбокомпрессоров

Производитель двигателей	ČZ часть номер	Страна
ММЗ	OE K27-554-01	51
	OE K27-559-01	52
	OE K27-562-01	53
	OE K27-563-01	54
	OE K27-61-01, -02, -03, -04, -05, -06	55-56
Рыбинский моторный завод (Сатурн)	OE K27-47-01	57
Тутаевский моторный завод	OE K36-86-01	58-59
	OE K36-91-01	60
Владимирский Тракторный Завод (ВТЗ)	OE C13-114-01	61
ЗМЗ	OE C12-192-01	62
Челябинский тракторный завод (ЧТЗ)	OE K27-94-01	63
Дизель Пром	OE K36-54-01, -02	64
	OE K36-55-01, -02	65
Мерседес-Бенц	AFT C23-290-01	66
Андориа	AFT K27-552-01	67

OE = оригинальный турбокомпрессор
 AFT = вторичный рынок (Аналоги OE)





Техническая спецификация

К36-62-04

термодинамические характеристики

4067MNA/30.22

Двигатель	Применяемость	Стандарт
ЯМЗ-7311 ЯМЗ-638	Автомобили МАЗ	ЕВРО 3
✓ Компрессор		
Диаметр колеса на выходе, мм		102
Диаметр колеса на входе, мм		68,3
✓ Турбина		Вес (кг)
Диаметр колеса на выходе, мм		19,5
Диаметр колеса на входе, мм		86,4
Диаметр колеса на входе, мм		96,5
Сечения, см ²		30

Компрессорная карта 4067MNA

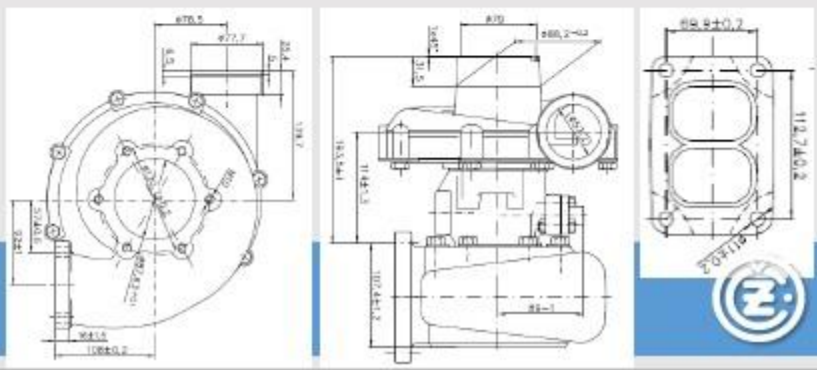
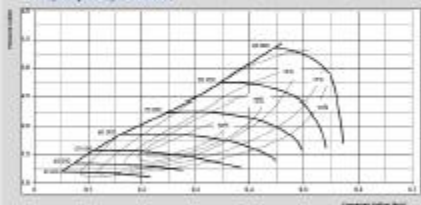


ABB turbochargers – history and milestones

Malcolm Summers

ABB exhaust gas turbochargers are hard at work all around our planet – on the world's oceans and high in the Himalayas, from the icy Arctic wastes to the simmering Australian outback. Out of an idea born a century ago has grown a high-tech product that is efficient and reliable in the extreme.



PERPETUAL PIONEERING

Like so many other innovative ideas before and since, the exhaust gas turbocharger was initially slow to progress after its announcement to the world in 1905. In a patent filed that year, Swiss engineer Alfred Buechi described a "highly supercharged compound engine" with diesel engine, axial compressor and axial turbine mounted on a common shaft. While Buechi continued to develop his idea, inventors elsewhere were having some success with mechanical superchargers. But Buechi had like-minded competitors, too. By 1920 small exhaust gas turbochargers were being used in aircraft in France and the USA. Heavy-duty turbochargers were not yet considered to be economically viable.

Alfred Buechi. His 1905 patent is recognized as the starting point for exhaust gas turbocharging.



World's first turbocharger for a large diesel engine, delivered in 1924



Progress at last

Things changed in 1923 with the publication in Germany of a report on successful low-pressure supercharging trials with a four-stroke diesel engine. Brown Boveri, one of the two founding companies of ABB, now made the decision to apply its extensive know-how in building turbines and compressors to the development of turbochargers.

The period between 1945 and 1960 saw the world's merchant fleet double in size, and marked the final breakthrough for turbocharging.

That same year Swiss Locomotive and Machine Works (SLM) had a two-stroke experimental engine under test which needed bringing up to a higher power level with better fuel consumption. Brown Boveri recommended using an exhaust gas turbocharger that would feed into the scavenging blowers, and SLM subsequently placed an order for such a machine. In June 1924 turbocharger VT402, the world's first heavy-duty exhaust gas turbocharger, left the Baden works of Brown Boveri.

Interest was also high in the maritime community. One year earlier, in 1923, the Vulkan shipyard in Germany had ordered two large passenger ships, each to be powered by two turbo-

charged 10-cylinder, four-stroke MAN engines. The turbochargers were designed and built under Buechi's supervision. Launched in 1926, these two ships were the first in maritime history to have turbocharged engines.

The "Buechi Syndicate"

In 1925 Buechi took out a new patent in his own name that would win him world renown. Detailing the advantages of pulse operation for low-pressure supercharging, it was the breakthrough that everyone had been waiting for. A new company, popularly known as the "Buechi Syndicate" was set up the following year. Buechi was put in charge of engineering and customer relations, Brown Boveri was to build the turbochargers and SLM would provide the diesel engines for tests and trial runs.

An improved, larger turbocharger designated VT592 was supplied to SLM in 1927 for a second experimental engine. The results were impressive. Licensing agreements were now being concluded between the syndicate and leading engine manufacturers. First test runs on diesel-electric locomotives took place. Turbochargers were also recommending themselves for more economic operation of stationary diesel power plants.

In 1932 specifications were formulated for a standardized range of turbochargers. Nine sizes were chosen, cre-

Footnote

The syndicate was dissolved in 1961.

This ALCO 8-cylinder, 600 horsepower engine was typical of the engines being supercharged by Brown Boveri in the late 1920s (here with a VTx 300).



PERPETUAL PIONEERING

responding to compressor diameters from 110 to 750 mm. Wide use of modules and as many standard parts as possible allowed fitting to an enormous range of engines. Design features included externally mounted ball bearings, which made service work considerably easier.

The VTR.0 is launched

From 1940 on, Brown Boveri had a new range of turbochargers under development. Denoted VTR, these had an open radial-flow compressor (hence the R) and light rotor, flexibly mounted external roller bearings and a self-lubricating system. Component standardization allowed large-scale production. The market introduction of the VTR.0 series in 1945 is a significant milestone in the BBC/ABB turbocharger story. With a compressor efficiency of 75 percent for a pressure ratio of 2, it was only the start of what was to come, but the VTR.0 marked the beginning of a new era.

Turbocharging's triumphant march

The period between 1945 and 1960 saw the world's merchant fleet double in size, and marked the final breakthrough for turbocharging. Boost pressures increased slowly but steadily during this period. The original VTR turbochargers could be equipped with either a low-pressure or a high-pressure compressor, but the latter was hampered by a restricted volumetric

flow rate. Compressor development in the following years would erase this disadvantage, pushing the pressure ratio at full load steadily towards 3.

In 1925 Buechi took out a new patent in his own name that would win him world-renown. Detailing the advantages of pulse operation for low-pressure supercharging, it was the breakthrough that everyone had been waiting for.

Continuous refinement of turbocharging technology had, by the early 1950s, set the stage for the next pioneering act. In October 1952, the 16,000-tonne tanker *Dertke Maersk* was launched. Built by the Danish shipyard A. P. Møller, it was the first ship to be powered by a turbocharged two-stroke diesel engine (B&W, 6 cylinders). Two VTR630 side-mounted turbochargers raised the engine's output from 5530 to 8000 horsepower. *Dertke Maersk* was the first milestone in two-stroke marine turbocharging.

There were several important collaborations with engine builders during this period, showing once again the

importance of the relationship between the engine OEM and turbocharger supplier. It was important to explain the new technology and how to make the best use of the exhaust energy in pulse operation, especially how the exhaust pipes were to be designed.

From 1955 on, Brown Boveri signed a number of important license agreements. One was to have special significance: In 1958 a license was granted to Ishikawajima-Harima Heavy Industries (IHI) in Japan to manufacture BBC/ABB turbochargers. IHI, which was then building engines under license from Sulzer, went on to expand throughout Asia, and in doing so secured a dominant position for ABB turbochargers in that region.

Shipbuilding was now at a record level, crude oil prices were low and fuel costs had become insignificant. The diesel engine industry was booming. The VTR.0 was in its heyday, with overall turbocharger efficiency at around 56 percent. Engines with BBC/ABB turbochargers were continually breaking records for output and efficiency.

Enter the VTR.1

The 1950s and 1960s saw the development of new compressors with higher efficiencies and pressure ratios as well as increased air flow rates. Bearing designs were improved and mount-

Progress of turbocharger technology from 1924 to 1945. Designed for the same engine size, the more compact VTR630 on the left achieves a much higher boost pressure than the earlier VT402.

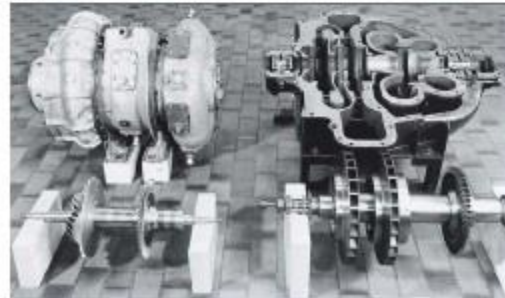


ABB Review 2/2007

Sulzer 32,400-horsepower 6 FLAG two-stroke diesel engine with three VTR114 turbochargers, manufactured by IHI, Tokyo.



07

PERPETUAL PIONEERING

ings were reinforced. In 1970, compressors with an even higher air flow rate were introduced and the gas outlet housing was enlarged. The turbine intake was also reworked.

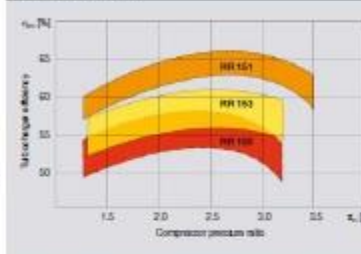
All of these improvements were incorporated in 1971 in a new series - the VTR.1. From now on, Brown Boveri could offer turbochargers with an overall efficiency of almost 60 percent for a wide range of applications. In the past, efficiency had risen steadily but slowly. This was the first big leap.

VTR.4 gives a further boost

By the mid-1970s the VTR.1 had taken the original VTR concept as far as it could go. A new turbocharger range with completely re-designed components was on the drawing board. Following prototype tests, the VTR.4 was introduced to the trade press in late 1978 and launched on the market the year after. Freed from the constraints imposed by the first VTR, it ramped up efficiency by five percent and more and increased the maximum compressor pressure ratio to over 4. The VTR.4 contributed to the spectacular rise in thermal full-load efficiency of large engines at this time from 38-40 percent to peak values of 44-46 percent.

The need for a compact version with as many of the VTR.4 turbocharger's components as possible was answered

RR.1 turbocharger with mixed-flow turbine and compressor wheel with back-swept blades



in 1980 with the VTC.4. This opened up new opportunities in the US market and was successfully deployed on locomotives in India, later also in China. Changing market conditions subsequently called for the development of an uncoupled version of the VTR.4.

Another breakthrough came in 1985 with the RR.1. Mainly intended for high-speed four-stroke engines, the RR.1 set new standards of efficiency for small turbochargers, an area of business Brown Boveri had first entered seriously in 1968 with the RR150.

In the years that followed, the RR.1 contributed to the popularity of the high-speed engine in applications ranging from emergency gensets through marine propulsion to off-highway vehicles. Designed for an

engine output range of about 500 to 1800 kW, it can also take much of the credit for the wide use of turbochargers on gas engines in Europe and in the USA.

Further development of the VTR.4 turbocharger was meanwhile also under way, producing peak efficiencies close to 75 percent with the VTR.4E in 1989 and pressure ratios of more than 4 with the VTR.4P, introduced to the market in 1991.

The TPS/TPL generation leap

In 1989, following the merger of ASEA and BSC to form ABB, ABB Turbo Systems Ltd was set up to handle the new group's turbocharger business. The change of name coincided with another development: Market studies in the mid-1980s had shown that new, benchmark turbochargers were needed in all the main areas of business. The engine-building industry was consolidating. Fewer, but stronger and more innovative companies were developing new generations of diesel and gas engines. For these engines, more efficient turbochargers capable of higher pressure ratios and flow rates were essential.

In the early 1990s, ABB began to develop a new generation of compact, lighter high-performance turbochargers as successors to the VTR, VTC and RR. Two new families, the TPS and the TPL, were designed from the ground up.

Container ships are an important market segment for the largest ABB turbochargers.



PERPETUAL PIONEERING

The TPS debuts

Since the launch of the first RR turbochargers in 1968, the high- and medium-speed diesel and gas engine market had been changing fast. ABB therefore set about developing an entirely new generation of small heavy-duty turbochargers in four frame sizes to cater to the foreseeable needs of this sector. Two compressors were initially developed, achieving pressure ratios of up to 4.5 and peak efficiencies of more than 84 per cent.

Developments in the diesel and gas engine markets also led in the mid-1990s to a version of the TPS with variable turbine geometry (VTG). An ‘adjustable’ turbocharger was soon to be the ideal solution for diesel engines with the increasingly popular single-pipe exhaust systems as well as for gas engines, which require precise control of the air-to-fuel ratio, so-called ‘lambda regulation’.

Launch of the TPL

The TPL turbocharger family was developed for large modern diesel and gas engines with outputs from 2500 kW upwards. For this range, ABB’s engineers designed new axial turbines, a new, innovative bearing assembly and two new centrifugal compressor stages.

The first of the new-generation TPL turbochargers to be introduced to the market was the TPL-A. This was developed for four-stroke diesel and gas engines in the power range of 2500 kW to 12,500 kW and became a

runaway success soon after its market launch in 1996. Five frame sizes cover the requirements of applications that range from main and auxiliary marine engines to stationary diesel and gas power plants.

Three years later ABB launched the first of its TPL-B turbochargers. These were developed primarily for the large, modern two-stroke marine diesel engines rated from 5000 to 25,000 kW (per turbocharger) being built for large ocean-going vessels.

The steady improvement in turbocharger and engine efficiency has always relied on close cooperation between ABB and the leading engine-builders.

Initially, four frame sizes were considered to be enough to satisfy market demand in the medium term. However, it was later decided to develop a fifth, even more powerful turbocharger (TPL91) to take account of shipbuilders’ plans to build even larger ‘post-Panamax’ container vessels. ABB’s engineers were challenged once more: The turbocharger was to be designed for use on engines with power outputs in excess of 100,000 brake horsepower and yet still be compact. This was achieved by designing a new, shorter rotor and a new constant-pressure turbine and diffuser. Mounting of the engine was

also made easier by an integrated oil tank.

A new turbocharger for the traction market

The TPL was also the basis for the TPI, a new railroad turbocharger launched by ABB in 2002. Designed specifically to meet demand for extra power and robustness as well as better environmental performance in traction applications, it features an integral high-efficiency turbine, an improved single-entry gas inlet casing and a unique foot fixation.

The pressure ratio benchmark is raised again

The continuing trend in engine development towards higher specific power is accompanied today by an urgent need to reduce emissions, and this has led to most modern engines having some version of the so-called Miller cycle²⁷ incorporated. For these and future advanced engines ABB has developed the TPS-F family. Three new series cover the engine power range of 500 to 3300 kW and achieve full-load pressure ratios of up to 5.2 with an aluminium-alloy compressor wheel.

The TPS-F was also the first ABB turbocharger to feature recirculation.

Footnote

²⁷ The basic principle underlying the Miller process is that the effective compression stroke can be made shorter than the expansion stroke by suitably shifting the inlet valve’s timing. If the engine output and boost pressure are kept constant, this will reduce the cylinder filling and lower the pressures and temperatures in the cylinder, thereby reducing the emissions.

Assembly of the TPL91-B turbocharger

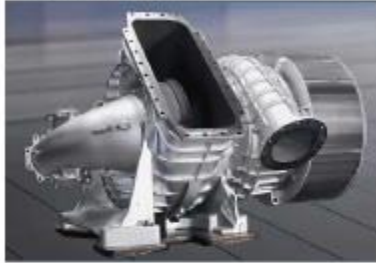


TPS-F turbocharger



PERPETUAL PIONEERING

■ The TPL_{TC}-C turbocharger has been developed for advanced four-stroke engines



technology – a bleed slot around the compressor wheel which, by improving the flow field, increases the stage margin. The effect of this slot is to enlarge the map width without compromising the compressor's high efficiency.

A turbocharger for advanced four-stroke engines

The new millennium has seen the four-stroke engine market continue to push for more output and lower emissions. ABB therefore decided to make use of the TPL's modular platform to introduce new components and innovative technologies in a new series – the TPL_{TC}-C – that caters especially to this future market ■

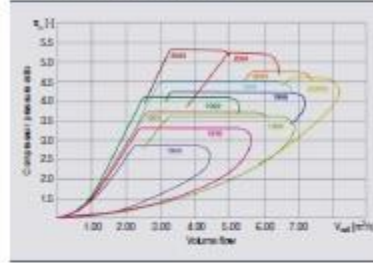
Developed for advanced four-stroke, medium-speed diesel and gas engines

■ **How turbocharging works**

The output of an internal combustion engine is determined by the amount of air and fuel that can be pressed into its cylinders and by the engine's speed. Turbochargers supply air to the engine at a high pressure, so more air is forced into the cylinders and is available for combustion.

The engine's exhaust gas, at approximately 600 °C, is directed at high velocity onto the blades of a turbine, which drive a compressor wheel mounted on the same shaft. As it rotates, the wheel sucks in air through a filter/separator, compresses it and feeds it via an after-cooler to the air receiver, from where it passes to the cylinders.

■ Progress in the compressor performance of ABB turbochargers since 1950 (full load, with an aluminium compressor)



in the power range of 3,000 to 10,000 kW (per turbocharger), the TPL_{TC}-C offers two different turbines: one for quasi-constant pressure as well as pulse-charging systems, and one specifically for quasi-constant pressure systems. An innovative feature of the compressor is optional air cooling. This extends the field of application for aluminium alloy wheels, offering users an economic alternative to titanium impellers when very high pressure ratios are required.

A century of progress

In the 100-plus years since Bosch's 1905 patent¹⁾, the exhaust gas turbocharger has become indispensable to the diesel and gas engine industry. Investment in research and development over the decades has brought quantum leaps in technology and design – well documented by the progress demanded, and achieved, in turbocharger performance over the years ■

The continuing trend in engine development towards higher specific power is accompanied today by an urgent need to reduce emissions.

The steady improvement in turbocharger and engine efficiency has always relied on close cooperation between ABB and the leading engine-builders. It is this cooperation that

sets the development goals and which will, in all probability, become closer as the demands made on the "turbocharging system", and not just the turbocharger as a component, increase.

In the technologically advanced TPS and TPL turbochargers, ABB has worthy successors to the highly successful VTR and RR series. With the market continuing to demand higher boost pressures and efficiencies, not least because of the contribution they make to reducing engine emissions, the future belongs to turbochargers that combine these qualities with highest performance and long times between overhauls.

Malcolm Summers
ABB Turbo Systems Ltd.
Ebdon, Switserland
malcolm.summers@ch.abb.com

Footnote

¹⁾ A complete history of the ISO/ABE turbocharger can be read in the centenary issue of Turbo Magazine, no. 2/2005, published by ABB Turbo Systems

102

**4 – 6 % SILICON DUCTILE IRONS
FOR HIGH TEMPERATURE SERVICE**by
Hans Roedter, Sorelmetal Technical Services

The demand for more environmentally friendly vehicles with increased fuel efficiency has expanded the need for specialised materials like SiMo (high silicon and high silicon-molybdenum) Ductile Iron. These vehicles usually have smaller engines running at higher temperature and at higher compression rate. This requires, for exhaust manifolds and turbo charger housings, special materials designed to operate at high temperature: SiMo Ductile Iron meets the requirements. Moreover, these castings are able to perform and maintain dimensions for many thousands of cycles that can range from below freezing temperatures to those greater than 1400°F (750°C). These properties also make SiMo materials suitable for large turbine castings and many types of furnace applications.

Ductile Iron containing higher silicon and molybdenum has been developed to meet these desired characteristics. Increasing silicon content promotes the stability of the microstructure and properties at high temperature by forming a highly ferritic matrix structure and by raising the austenite transformation temperature. SiMo Ductile Iron also has a high

resistance to growth and oxidation, which is much improved, when compared to gray iron, because of the nodular form of the graphite. It is also more resistant to creep (plastic deformation under load), which increases at higher stress levels and higher temperatures.

Regular Ductile Iron has a silicon content of 2.0 – 3.0%. Increasing the silicon concentration above these levels improves resistance to scaling and increases yield strength, but lowers toughness and elongation. Therefore, the material can be very brittle at room temperature. It usually has a ferritic structure, but may also contain pearlite and carbides. Oftentimes a heat treatment is necessary to transform pearlite and carbides, if present, in order to reduce this brittleness. The addition of molybdenum and other alloying elements may be necessary to improve the serviceability and properties of the material at high temperature.

There are several grades of this material which are used; they are described in the table below.

Composition	Hardness	Elongation	Applications
4-5 % Si	240 BHN max.	5 – 18 %	Heat resistance up to 1400°F (750°C).
4 - 5 % Si, 0.5 – 2 % Mo	200 – 260 BHN	5 – 15 %	Heat resistance up to 1600°F (880°C). High temperature resistance.
4 - 6 % Si up to 2 % Mo	240 – 320 BHN	Up to 5 %	Heat resistance up to 1740°F (950°C). Very high temperature resistance.
4 - 6 % Si 2 % Mo, V, Ni Up to 2 % Cr	> 300 BHN	Very brittle	Good heat resistance. High temperature wear resistance.

**SiMo Production
Chemistry**

Desired chemistry is generally obtained in the same manner as regular Ductile Iron. Only the carbon, silicon and molybdenum contents need to be adjusted

to get the right composition. In addition all returns should be kept separate to reduce alloying costs and, especially when using Mo, to keep it out of regular ferritic castings.

The carbon content is lower than in regular Ductile Iron, to 2.5% - 3.4%. Usually high carbon content contributes to reduce the shrinkage tendency; however, if the carbon equivalent is too high, the iron becomes less fluid and defects looking like cold shuts may be seen. The main cause of these defects is not directly related to pouring temperature or pouring and filling time, but rather to the high carbon content and the tendency of high silicon materials to form oxides at melting temperatures. It is thus necessary to fill the mould quickly, but with minimum turbulence. The benefit of a reduced carbon content is the increase in mechanical properties.

High carbon along with higher silicon and cerium contents may promote "chunk graphite" and/or graphite flotation in these castings. Sometimes gas defects are related also to a too high carbon content. For all these reasons it is important to watch and set the carbon content carefully. Many of the defects found in SiMo castings are related to the carbon content.

Manganese content must be kept below 0.40% and preferably at about 0.20%. Using Sorelmetal to control manganese and keep the other residual elements in check is always advisable. This helps to promote a ferritic structure and reduce the brittleness. Phosphorus and sulphur should be maintained as low as possible. Molybdenum should also be maintained at the low end of the specification, since it is a strong carbide-promoting element and has a high tendency to segregate into intercellular regions. It therefore also increases the possibility for shrinkage porosity and reduces machinability.

Ferro-molybdenum is normally added to the melt in the furnace, at the end of the melting operation, but before taking a chemistry sample. Such a procedure ensures a homogeneous distribution of the element in the melt and a recovery of Mo of about 95%.

Pouring Temperature

Pouring temperature should be about 100°F (40°C) higher than the normal pouring temperature used for castings with similar section sizes.

Shake-out

Since SiMo is somewhat brittle as-cast it is necessary to take care at the shake-out and during fettling. A very common defect of SiMo is cracked castings due to rough handling.

Heat treatment

Most SiMo is made without any heat treatment. However, sometimes it is advisable to heat treat it to dissolve the carbides, improve machinability and eliminate stresses induced during solidification. If the amount of Mo carbides is high it is necessary to heat treat at or above 1650°F (900°C) to dissolve them.

Note: The reader is also referred to Suggestion Sheet 71 for further information on this same topic.

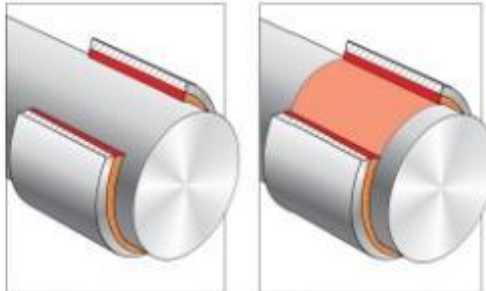
Typical SiMo Castings.



REV - March 2006

General Description - Bushings

Bushings, also known as "Plain Bearings", are designed for use in numerous applications and offer features and benefits unavailable with many rolling-element bearings. Bushings are distinguished from rolling-element bearings primarily by the fact that they consist of only one part. That one part may be built up of different materials, layered and combined into a load carrying system. Depending on the application, bushings are available for operation with supplemental lubrication or to run "dry", with no additional lubrication. Bushings are available impregnated with lubricant, with lubricant "plug" inserts, or with inherently low coefficients of friction. Bushing materials include cast or machined metals, stabilized polymers ("plastics"), fiber-wound composites, and combinations of different types of materials. Selecting the right bushing for each project requires detailed knowledge of the application requirements and experience with bushing technology. AST's bearing experts are available to help with advice and guidance to make the selection process as easy as possible.



of the bearing.

The Self-Lubricating Bushing Concept

Self-lubricating bushings are used where the bearing must operate without lubricant or with marginal lubricant. Our focus is on ensuring that the bearing gives the best performance and the longest life under various conditions. The working principle of self-lubricating bushings is that, during the initial run-in period of the bearing, there will be a solid lubricating film created by the transfer of a small amount of material from the bearing layer. This film directly contacts the moving parts, protecting and lubricating the mating components and extending the service life

The Advantages of Self-Lubricating Bushings

- **Elimination Of Oil Holes And Grooves** - Cost for machining oil holes and oil grooves is unnecessary. Self-lubricating eliminates the need for the extra oiling system.
- **Reduction Of The Machinery Running Cost** - With maintenance free features, the lubricant oil is dramatically reduced; machinery running cost will also be decreased.
- **Maintenance Free Operation** - Self-lubricating bushings solve the problem of oiling operation and oiling devices, also saving bearing maintenance costs.
- **Simplified Mechanical Design And Manufacture** - With above advantages, thin wall thickness, higher load, and excellent wear resistance, mechanical designs can be simplified and made more economical.
- **The Environment Is Protected** - The self-lubricating bearing materials work without oil and meet the ROHS directive.



TECHNICAL INFORMATION



Metal-Polymer Composite Bushings

AST has successfully supplied PTFE and thermoplastic metal-polymer bushings to the market since the very beginning. They consist of metal backing bonded to a porous bronze sintered layer with a PTFE or thermoplastic based Polymer bearing lining layer. The metal backing provides mechanical strength while the bronze sintered layer provides a strong mechanical bond between the backing and the bearing lining. The PTFE based polymer offers exceptionally low friction even under dry conditions and the thermoplastic based polymer is designed for operating with marginal lubrication. This structure promotes dimensional stability and improves thermal conductivity.



Bi-metallic Composite Bushings

Bi-metallic material shells cover self-lubricated AST850 series and pre-lubricated AST800 series bushings. The AST850 series combines a bi-metallic shell backed with a sintered bronze alloy which is uniformly dispersed with solid lubricants. This bearing layer offers low friction and good performance under limited lubrication. The AST800 series has a steel shell backed with a lead bronze lining material for oil/grease lubricated applications. These bearing structures provide high load capacity with good fatigue properties. Tighter tolerance control can be achieved by re-machining the assembled bearing.



Bronze Wrapped Bushings

These bushings are wrapped from a cold formed homogenous bronze (CuSn8) with exceptional material properties. Depending on the lubrication conditions, the bearing can be provided with diamond shaped lubricant indents (for grease) or through holes (for grease or oil). With this design, a lubricant film rapidly builds up during the initial run-in period of the mating parts and thereafter running friction is considerably reduced. The AST09G material has graphite embedded into the diamond indentations to provide good lubrication conditions on start-up, even when operated with no added lubrication. This bearing design provides high load carrying capacity, good fatigue properties, dimensional stability, and improved thermal conductivity. Tighter tolerance control can be achieved by re-machining the assembled bearing.



AST Bearings LLC
115 Main Road
Montville, NJ 07045-9299

"Value Beyond the Part™"
www.ASTBearings.com

U.S. Toll Free (800) 526-1250
Headquarters (973) 335-2230
Fax (973) 335-6987



TECHNICAL INFORMATION



Metallic Self-lubricating Bushings

Metallic bearing materials consist of high strength metal backing embedded with solid lubricants. The metal provides high load capacity and the solid lubricants provide low friction during operation. These bushings are precision machined with tighter tolerance to provide accurate fits after installation. This bearing design provides high load carrying capacity, good fatigue properties, dimensional stability, and improved thermal conductivity. Tighter tolerance control can be achieved by re-machining the assembled bearing.



Filament Wound Plastic Self-lubricating Bushings

AST CR series composite bushings consist of a continuous-wound glass fiber encapsulated in a high temperature epoxy resin with a variety of low friction wear resistant bearing linings. The reinforced composite structure enables the bearing to support high static and dynamic loads while providing excellent wear resistance. This bearing can be used for extremely high impact load applications and in highly corrosive media.



Injection Molded Plastic Self-lubricating Bushings

AST-EPB plastic bushings are made of a variety of resins combined with reinforcing fibers and solid lubricants to provide excellent wear resistance and low friction in both dry and lubricated operating conditions over a wide range of applications. EPB material is an economic solution for mass production designs.



AST Bearings LLC
115 Main Road
Montville, NJ 07045-9299

"Value Beyond the Part™"
www.ASTBearings.com

U.S. Toll Free (800) 526-1250
Headquarters (973) 335-2230
Fax (973) 335-6987



UNDERSTANDING TURBOCHARGERS – THE ENGINEERS MANUAL

TURBOCHARGER SERVICE & FAULT FINDING

WHY TURBOCHARGE?

Ever since the introduction of diesel engines the demand has always been for small engines capable of producing maximum power. Add to this the present environmental problems of lead pollution etc., plus the economics of the diesel engine user and you have an area in which the Turbocharger can play a major part.

We have already given some reasons for Turbocharging i.e. the power of an engine is controlled by the ratio of air to fuel. Size and weight of engines have become important, no-one wants to lose a large amount of the power from the engine simply to propel the excess weight down a road, or to have huge vehicles just to carry normal loads.

Under normal circumstances the addition of a Turbocharger to a naturally aspirated engine will increase the power output by approximately 30%. Remember, this means basically the same size engine giving more power to be used by the operator. In the early days it was common practice to put a Turbocharger onto a naturally aspirated engine, now Turbocharged engines are designed to take into account the higher stress thermal and mechanical loadings placed on the engine and other ancillary equipment by the Turbocharger.

To summarize, Why Turbocharge:-

1. Power to weight ratio.
2. Environmental – lead pollution etc.
3. Improved output.
4. Cost effectiveness.

Whilst it appears very easy to assemble and fit a Turbocharger to an engine, the identification of faults and their causes presents even a highly skilled engineer with many difficulties. We will try in this paper to examine some of the major causes of Turbocharger malfunction and the manner in which we can identify these.

Under normal circumstances a supplier of Turbochargers will not give any indication of why a unit has failed unless he is specifically requested to do so; in many ways this is a great pity for, by inspecting the old unit, it is sometimes possible to advise the owner of a possible engine malfunction which with preventive maintenance will avoid expensive and unwarranted down-time and continued failure of each unit fitted.

WHAT IS A TURBOCHARGER?

Very simply, a Turbocharger is a kind of air pump taking air at ambient pressures (atmospheric pressure), compressing to a higher pressure and passing the compressed air into the engine via the inlet valves. At the present time, Turbochargers are used basically on diesel engines, but there is now a move towards the turbo charging of production petrol engines.

As all engines are dependent on air and fuel we know that increase in either of these elements within set limits will increase power from the engine but if we increase the fuel we must be capable of burning of all of it. In order to meet our requirements for power, this requires air; putting in more air presents far more problems than putting in more fuel. Air is around us all the time and is under pressure, (at sea level this pressure is about 15 p.s.i.) It is this pressure that forces air into the cylinders. To increase the air flow, an air pump (Turbocharger) is fitted and compressed air is blown into the engine.

This air mixes with the injected fuel allowing the fuel to burn more efficiently so increasing the power output of the engine. One other side of Turbo charging, which may be of interest, is an engine, which works regularly at high altitudes, where the air is less dense, and where Turbocharging will restore most of the lost power caused by the drop in air pressure. An engine's power at 8,000 feet is only 75% of its power at sea level.

HOW DOES A TURBOCHARGER WORK?

The waste exhaust gases of the engine are utilized to drive a turbine wheel, which is connected to a compressor wheel by a shaft. The compressor or air wheel sucks in air through the air filters and passes this into the engine. As the waste gases are expelled from the engine, they are directed to the turbine or hot wheel of the Turbocharger and so complete the cycle.

MAJOR TURBOCHARGER PROBLEMS

As we have already stated in the introduction, the main purpose of this paper is to examine service faults and to try to get some understanding of the problems, which arise.

Whilst there are many and varied problems which will cause Turbocharger malfunction, they can be split into five groups as follows:-

- (1) Lack of lubricating oil or oil delay.
- (2) Foreign material or dirt in the lubricating system.
- (3) Oil break-down.
- (4) Foreign material in exhaust or air-filtration systems.
- (5) Material and workmanship.

(1) Lack of lubricating oil or oil delay

As the Turbocharger revolves at very high speeds, up to 100,000 r.p.m. the need for oil is of paramount importance. Oil is required at the correct flow rate and pressure to do the following:-

1. Lubricate the thrust and journal bearings.
2. Stabilise the rotating shaft and journal bearings.
3. Act as a coolant before high Turbocharger speeds are reached.

As the Turbocharger speed and the engine load increases, so the need for oil both as a lubricant and as a coolant increases. If there is a delay for a short period of time in the oil reaching the Turbocharger then bearing failure will occur. Oil delay can be recognised very simply by the blueing of the bearings or the shaft. The blueing is simply the colour of the shaft when it has been exposed to excessive heat.

(2) Foreign material or dirt in the lubricating system

Many operators assume, quite wrongly, that if they operate the engines with dirty or contaminated oil, the oil filters will remove any foreign matter before the oil reaches the engine and, in our case, the Turbocharger bearings. IT CAN BE A VERY COSTLY MISTAKE. All of these materials can cause damage to the bearings when the amount is sufficient to cause bearing wear and bearing-housing bore wear or if the particles of dirt are large enough to block the internal oil passages of the Turbocharger so causing the unit to become starved of oil. The Turbocharger bearings are most likely to fail before the main engine bearings, simply because the Turbocharger rotates at much higher speeds than the engine. A unit with 80,000 r.p.m. will have a blade tip speed on the compressor wheel of 700 miles per hour. New designs of Turbochargers have blade speeds of over 1,000 miles per hour.

(3) Oil break-down

Diesel lubrication is a very important part of the engine and although modern oil technology has gone a long way in providing good oils, we still have two basic problems to contend with:-

- (a) Oil deterioration.
- (b) Outside contamination.

(a) Oil deterioration

The high temperatures that are present in modern diesel engines can cause oils to crack or break-down. This action produces carbonaceous (tarry) materials, which stick to the engine rings and cause other troubles.

Oxidisation is caused by the hydrocarbons in the oil mixing with the oxygen; this produces organic acids of which there are two main types: those with low boiling points and those with highly corrosive.

These products are responsible for several of the problems on diesel engines and Turbochargers. If the acids are allowed to become concentrated, they will attack the bearings etc., causing pitting and subsequent failure. Also they react to the remaining oil to form sludge, this is then deposited throughout the engine, particularly in the filters aggravating the Turbocharger oil supply. Heavier oxidation causes hard varnish to appear.

Where sludge is allowed to accumulate in the oil systems, as this passes through the Turbocharger it is thrown by centrifugal force from the rotating shaft against the walls and internal surfaces of the bearing housing where it can stick and impede the free oil flow. In time the build-up will cause problems with oil drainage, resulting in oil leaking from the

(3) Oil oxidation

A hard deposit of baked oil builds up at the turbine end. Turbine seal leakage can occur; if the hard carbon flakes away, damage can be caused to the bearings. Sludge will be apparent in the Turbocharger, particularly round the bearing housing outlet bore.

(4) Foreign material in either the exhaust or air induction systems

This is fairly obvious to detect, the turbine or compressor wheel could have sections of a blade of blades broken off there may be indentations at the entrance to the compressor cover. Rubbing of the compressor wheel, due to the unbalance of the rotating assembly caused by any broken blades. At the turbine end, damage can be caused by broken valves, pistons or fuel injector tips. Small particles, such as sand, erode the leading edges of the blades. Large hard particles tend to rip or tear the blades. Soft materials, such as shop towels or rubber, roll the blades back in the opposite direction of the wheel rotation.

TROUBLE-SHOOTING PROCEDURES – CAUTION!

Do not place hands or fingers near the Turbocharger air inlet bore while the engine is running. Air pressure drop at this location can draw fingers onto the compressor wheel blades and cause injury. Every Turbocharged engine system when operating has its own distinctive sound or noise level. In many cases malfunction can be detected when the noise level changes. If the noise level changes to a higher pitch, it can indicate an air leak between the air cylinder and the engine or a gas leak in the exhaust system between the Turbocharger and the engine.

Noise level cycling from one level to another can indicate a blocked air cleaner or restriction in front of the Turbocharger air inlet or heavy dirt built-up on the compressor housing or on the compressor wheel. Sudden reduction in a noise level, with a resultant black or blue smoke and excessive oil leakage, indicate a complete failure.

NOISE AND AIR LEAK CHECK

With the engine running, check the Turbocharger for uneven noise and vibrations (this can indicate a malfunction in the shaft and wheel assembly). If suspicious conditions are apparent, shut down immediately to protect the Turbocharger and engine form further damage. Examine the Turbocharger as per the recommended inspection procedures. If any damage is evident, the Turbocharger will have to be removed. If the Turbocharger is assumed to be functional, check the air system as follows:-

With the engine not running, check the air cleaner for restricted condition. Check all the hose clamps for tightness. Check that the intake manifold gasket is fitted and is in good condition. Check the air hoses for cracks or deterioration. A pin hole in the air hoses can lose 10% of the Turbocharger's power.

WITH THE ENGINE RUNNING AT IDLE:-

1. Where starting fluid is used on the engine, spray lightly the air tubes and connections between the air cleaner and Turbocharger. Leaks will be indicated by an increase in engine speed, this is caused by the air pressure drop in this part of the air system causing the starting fluid to be drawn through the compressor wheel into the engine.
2. Air leaks between the Turbocharger and the engine can be checked by feel and by application of a light-weight oil or soap suds on the cross-over tubes connections or hoses. Exhaust gas leakage between the engine block and turbine inlet flange will also create a change in the noise level and reduce Turbocharger performance. Check the exhaust system as follows:-
 - 2.1. Check the manifold gaskets for leakage.
 - 2.2. Check manifold bolts for tightness.
 - 2.3. Check the manifold for cracks or porosity.
 - 2.4. Check the manifold Turbocharger inlet gasket for leaks.
 - 2.5. Check the manifold Turbocharger inlet flange for contamination.
 - 2.6. Check the manifold flange (Turbocharger) for contamination.
 - 2.7. Check the Turbocharger inlet flange bolts for tightness.
 - 2.8. An obvious sign of exhaust gas leakage is heat discoloration around the leaking part.

RECOMMENDED INSPECTION PROCEDURE (FIELD SERVICE)

1. Remove inlet and exhaust tubing from the Turbocharger.
2. Inspect both wheels for blade damage caused by foreign material. The compressor wheel is easily examined by looking through the compressor air inlet opening. A light is necessary when examining turbine wheel blade tips, as they are positioned inside the turbine housing and you must look between the turbine wheel blades from the exhaust outlet end of the turbine housing.
3. Examine the outer blade tip edges, both wheels adjacent to their respective housing bores and check for wheel rub.
4. Rotate the shaft and wheel by hand and feel for smooth turning drag or binding conditions; push the shaft to one side and rotate to feel for rub.
5. Lift up and down both ends of the shaft at the same time and feel for excessive bearing clearance. If clearance is normal, very little shaft movement will be detected. If the shaft is rocked up and down at one end only in a unit having bearing clearances of .003 to .006 inches, the movement at the opposite end of the shaft could be .015 inches to .020 inches.
6. If the shaft and wheel rotates freely, no wheel damage, binding or rubs have been noticed, it can be assumed that the Turbocharger is serviceable.

GENERAL FACTORS AFFECTING TURBOCHARGERS - SERVICE LIFE

An analysis of Turbochargers removed from service indicates that approximately 40% of the troubles are due to foreign material going through either the turbine or the compressor. An additional 40% are due to lubrication failures. The remaining 20% are of a miscellaneous nature.

Some of the foreign material damage is the result of pieces of burned or broken valves and combustion cups passing through the exhaust system into the turbine. Other turbine damage is due to casting fins that may break out of the manifolds and ports.

Occasionally improperly installed gaskets will permit pieces of the gasket to overhang a port and break off into the exhaust system.

Damage due to nuts and washers that have dropped into the exhaust system is also altogether too frequent.

Occasionally engines suffer from scuffed and broken pistons, pieces of these pistons will damage turbine wheels.

Compressor wheel breakage also occurs due to foreign material, although not as frequently as turbine wheel damage. Sometimes pieces of the air cleaner will break loose and go through the compressor. There have also been instances where hose connections fail and pieces of rubber or wire reinforcing from the hose get into the compressor wheel.

Again, carelessness in allowing nuts, bolts and washers to get into the intake system, sometimes cause compressor wheel failures.

Lubrication failure may be any one of a number of types; undersized or plugged oil lines are quite common. It is essential to have an adequate supply of oil at full engine oil pressure for the Turbocharger bearings; the Turbocharger runs at very high speeds and will very quickly overheat with **even a momentary failure** of the oil supply.

The oil supply to the Turbocharger should first pass through a good filter of adequate size so that there is always full oil pressure at the Turbocharged bearings. With an adequate supply of clean oil, Turbocharge bearings will run for thousands of hours with no measurable wear. Failures may occur due to extreme exhaust temperatures encountered in excessive altitude operation. Inlet restrictions due to plugged air cleaners, collapse in hose connections or undersized air pipes, have the effect of reducing the air supply to the engine and result in excessive exhaust temperatures.

Both inlet restriction and the excessive altitude operation can cause turbine housing cracking or even turbine wheel failures due to excess temperature.

With any Turbocharger it is possible to accumulate enough dirt in the compressor housing to reduce the air flow capacity and efficiency of the compressor, if the air cleaning system is not properly maintained. Reduced air flow will cause the engine to run hotter and may result in burnt valves and pistons which in turn will cause Turbocharger failure.

Leaking gaskets or connections on either the intake or exhaust system of the engine will cause a reduction in the air supply to the engine and will result in high exhaust temperatures.

Sometimes air connections and exhaust connections are made in such a manner that the thermal expansion of the exhaust manifold and other parts connected to the Turbocharger will produce very high loads on the Turbocharger. These high loads result in housing distortions that cause the compressor and turbine wheels to rub.

Excessively heavy piping that is supported only by the Turbocharger may cause housing distortion.

Turbocharger mountings that are not sufficiently rigid to prevent excessive vibrations in the Turbocharger can also cause distortions and failures.

In conclusion, it can be stated that very few Turbocharger failures would occur if no foreign material were permitted to enter the turbine or compressor; if precautions were taken to prevent excessive exhaust temperatures and if the Turbocharger was always supplied with an adequate amount of clean oil.



US005176497A

United States Patent [19]

Deacon et al.

[11] Patent Number: **5,176,497**

[45] Date of Patent: **Jan. 5, 1993**

[54] BORELESS HUB COMPRESSOR WHEEL ASSEMBLY FOR A TURBOCHARGER

[73] Inventors: **Edwin R. Deacon**, Skelmersdale, England; **William R. Swihart**, Torrence, Calif.; **Jonathan R. Heim**, Shelbyville, Ill.

[73] Assignee: **Allied-Signal Inc.**, Morristown, N.J.

[21] Appl. No.: **644,082**

[22] Filed: **Jan. 22, 1991**

[51] Int. Cl.¹ **F01D 25/16**

[52] U.S. Cl. **415/230; 415/172.1; 415/200; 416/204 A; 403/361; 417/407**

[58] Field of Search **415/170.1, 172.1, 203, 415/200, 206, 229, 230, 915, 104, 107; 416/204 R, 204 A, 244 R, 244 A; 403/296, 340, 343, 361; 417/405, 406, 407, 423.13, 424.2**

[56] References Cited

U.S. PATENT DOCUMENTS

- 2,649,050 4/1951 Dibdin .
- 3,961,867 6/1976 Wollenweber .
- 4,128,283 12/1978 Palmer .
- 4,157,834 6/1979 Burdette .
- 4,340,317 7/1982 Heitmann et al. .

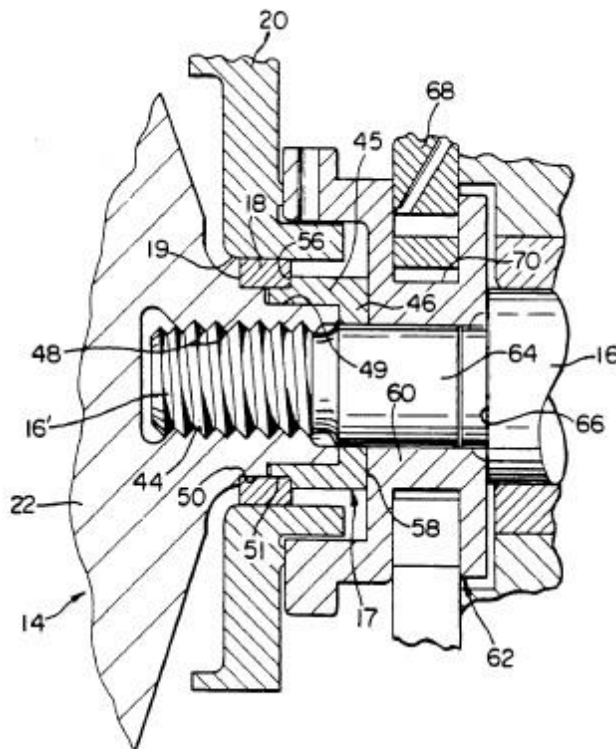
- 4,613,281 9/1986 Lubieniecki .
- 4,705,463 11/1987 Joco .
- 4,850,820 7/1989 Gutknecht .
- 4,944,660 7/1990 Joco 416/204 A
- 4,986,733 1/1991 Fleury et al. .

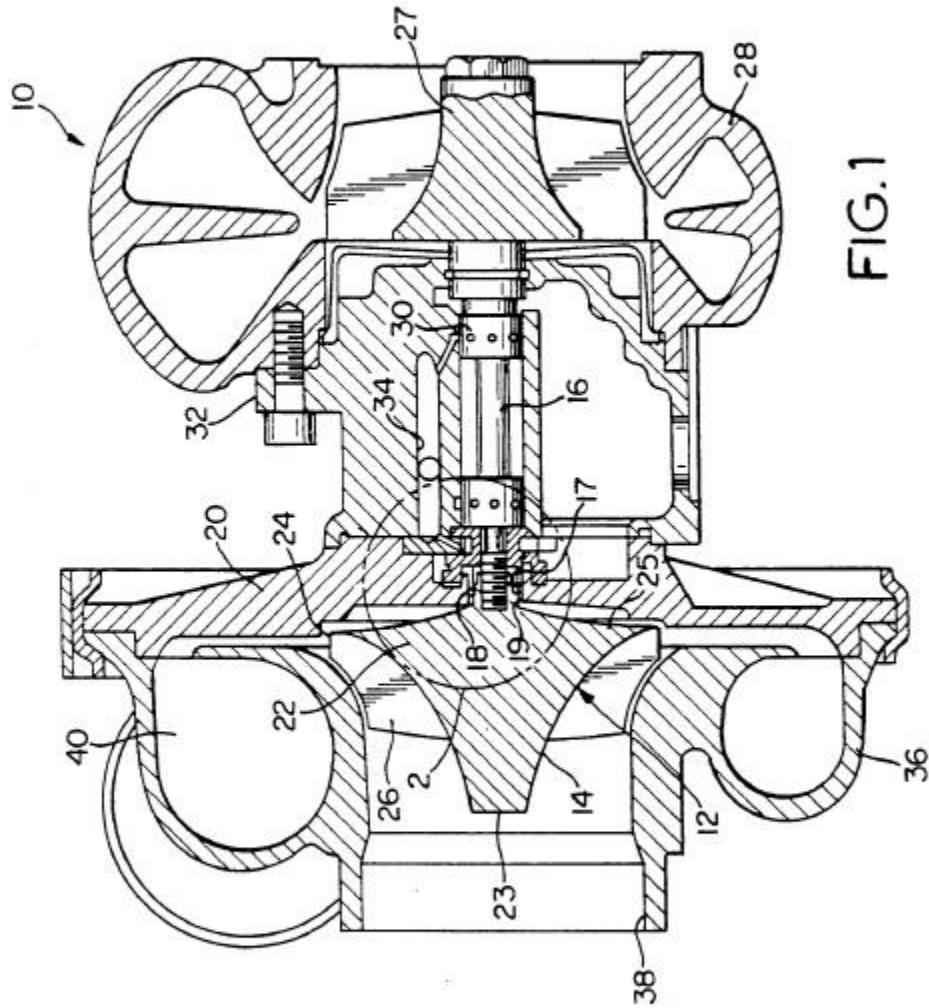
Primary Examiner—Edward K. Look
Assistant Examiner—Christopher M. Verdier
Attorney, Agent, or Firm—Ken C. Decker

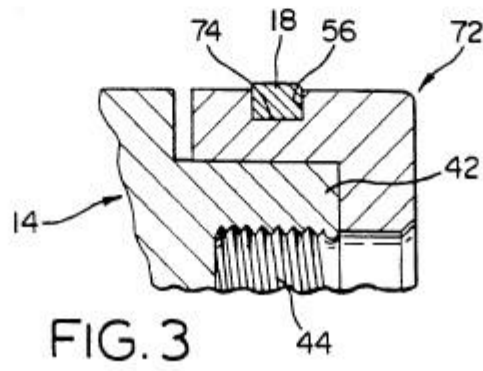
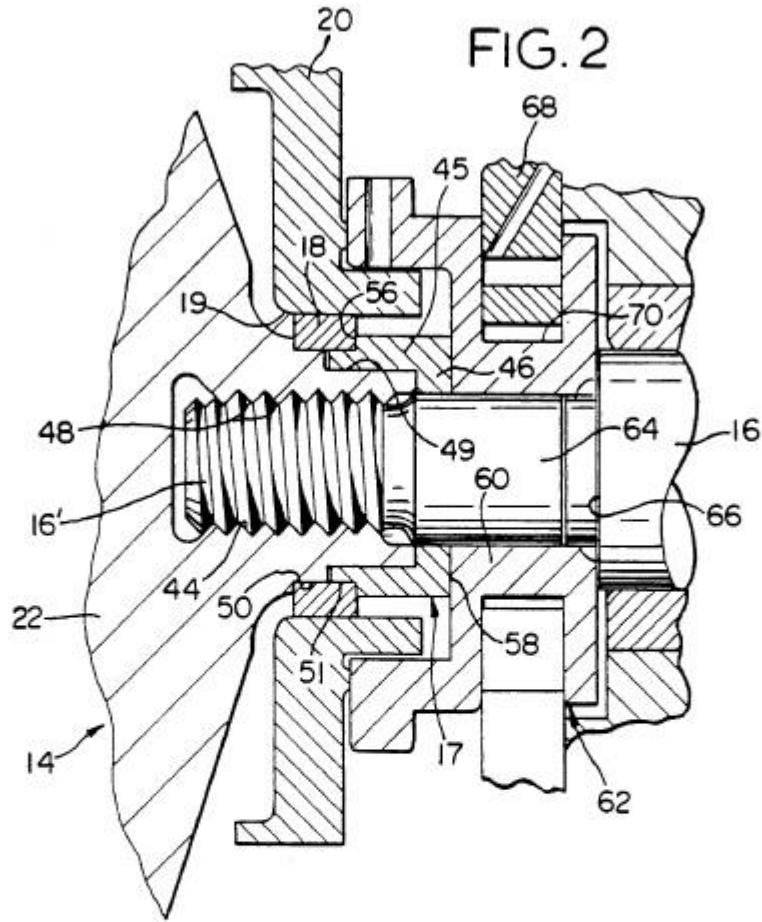
[57] ABSTRACT

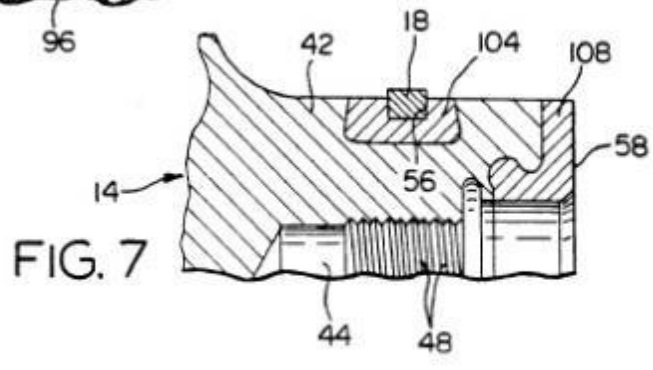
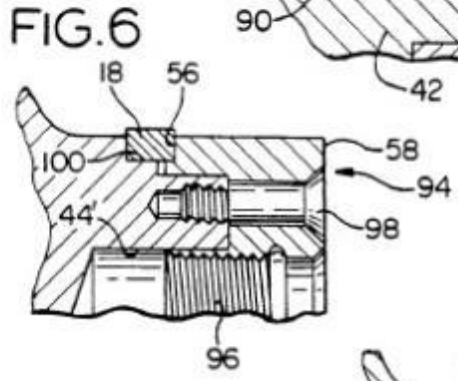
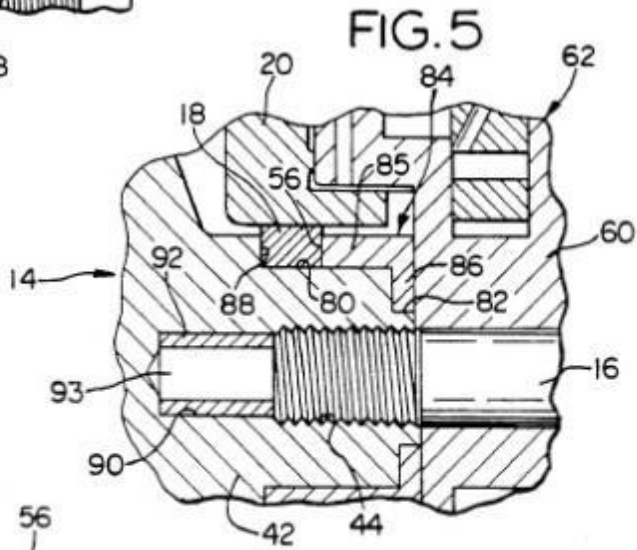
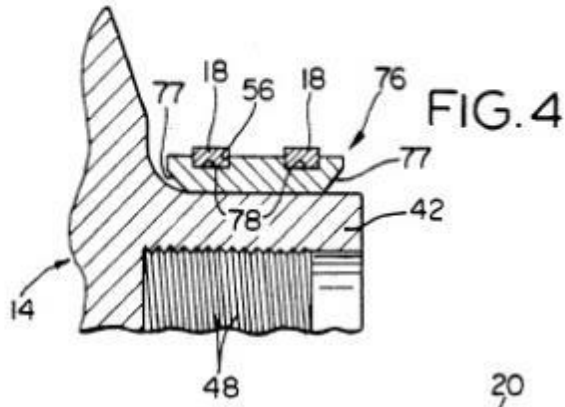
An improved compressor wheel assembly for a turbocharger or the like includes a centrifugal compressor wheel having a boreless hub to substantially improve wheel fatigue life. The compressor wheel is formed as by casting from an aluminum alloy to include an integral mounting sleeve extending coaxially from the boreless hub and adapted for connection as by threading with a turbocharger shaft. An annular spacer ring of wear resistant material is mounted on the wheel mounting sleeve and defines wear resistant surfaces for supporting one or more seal rings within the bore of a compressor backplate opening, and for axially engaging an adjacent thrust bearing unit associated with the turbocharger shaft.

20 Claims, 3 Drawing Sheets









BORELESS HUB COMPRESSOR WHEEL ASSEMBLY FOR A TURBOCHARGER

BACKGROUND OF THE INVENTION

This invention relates generally to improvements in turbocharger compressor wheels and the like, and related compressor wheel assemblies designed for extended wheel fatigue life. More particularly, this invention relates to an improved compressor wheel assembly of the boreless hub type, wherein the compressor wheel assembly includes a spacer ring of wear resistant material for contacting adjacent turbocharger structural surfaces.

Centrifugal compressor wheels in general are well known in the art for use in turbochargers and the like, wherein the compressor wheel comprises an aerodynamically contoured array of impeller blades supported on a central wheel hub section which is mounted in turn onto a rotatable shaft for rotation therewith. In the context of a turbocharger, by way of example, the wheel hub section conventionally includes a central axial bore through which the shaft extends, and a threaded nut is fastened over the shaft at a nose end of the compressor wheel to hold the hub section tightly against a shaft shoulder or other diametrically enlarged structure such as a thrust bearing unit on the shaft. The rotatable turbocharger shaft thereby drives the compressor wheel in a direction such that the contoured blades axially draw in air for discharge radially outwardly at an elevated pressure into a volute-shaped chamber of a compressor housing. The pressurized air is then supplied from the housing to the air intake manifold of a combustion engine for mixture and combustion with fuel, all in a well known manner.

In recent years, improvements in compressor technology and design have resulted in progressive increases in compressor efficiency and flow range, together with more rapid transient response characteristics. For example, compressor wheels for turbochargers are known wherein the contoured impeller blades exhibit compound and highly complex curvatures designed for optimum operational efficiency and flow range. Such complex blade shape is most advantageously and economically obtained by a casting process wherein the wheel hub section and blades are integrally formed desirably from a lightweight material, such as aluminum or aluminum alloy, chosen for its relatively low rotational inertia consistent with rapid wheel accelerations and decelerations during transient engine operating conditions. Cast compressor wheels of this general type, however, have occasionally exhibited a relatively short, finite fatigue life resulting in undesired occurrences of wheel fatigue failure during operation. More specifically, when the compressor wheel is rotated at very high speeds, the cast aluminum material is subjected to relatively high centrifugal loading in a tangential direction particularly near the center, wherein the hub region of the compressor wheel must support the rapidly rotating wheel mass by the action of radial and tangential stresses. The impact of these stresses is especially severe when the compressor wheel is operated at a relatively high speed, rapid speed cycle environment as encountered, for example, in many modern turbocharger installations. Unfortunately, as previously described, the hub region of the compressor wheel normally includes a major void in the form of the central bore for receiving the rotatable shaft, wherein the cen-

tral bore acts a major stress riser rendering the wheel highly susceptible to fatigue failure in the hub region. This fatigue failure problem is compounded by the presence of any metallurgical imperfections, such as dross, voids, and/or inclusions which sometimes occur inherently during the casting process and tend to congregate in the hub region of the compressor wheel.

Improvements in cast compressor wheels have been proposed in the form of a compressor wheel having a boreless hub section to eliminate the stress riser site provided by the conventional shaft bore. While such alternative wheel designs theoretically provide extended fatigue life, a variety of significant design problems have been encountered.

For example, boreless hub compressor wheels have normally included an internally threaded sleeve extending coaxially from the boreless hub for attachment to the threaded end of a rotatable turbocharger shaft. This threaded sleeve is formed to avoid any internal bore within the centrifugal compressor wheel along the axial span between the nose end and a plane corresponding with the maximum diameter of the wheel. To avoid undesired axial extension of the turbocharger or the like, the threaded sleeve is fitted through an adjacent bore or opening in a compressor backplate for direct attachment to the rotatable shaft, with one or more seal rings being carried about the sleeve for sealing contact with the backplate. However, assembly of the various components, including threaded attachment of the sleeve to the shaft while seating one or more seal rings within the backplate opening, can be extremely difficult. Moreover, when the threaded sleeve is cast integrally with the compressor wheel from the same lightweight material, the sleeve possesses inadequate structural hardness to support the seal ring or rings without undue wear, or to engage adjacent structural surfaces such as a thrust bearing unit without undue wear.

Alternative boreless compressor wheel designs have envisioned welded attachment of a separate sleeve formed from a suitable hard bearing material onto a boreless hub wheel, as disclosed in U.S. Pat. No. 4,705,463. While this approach reduces wear attributable to seal rings and/or contact with thrust bearing components, the concept encounters significant balancing problems and may undesirably introduce new stress riser zones within the wheel hub region as a result of exposure to welding heat. Other boreless wheel configurations have utilized modified thrust bearing components with axially elongated spacer sleeves projecting into the backplate opening for supporting one or more seal rings, as disclosed in U.S. Ser. No. 428,927, filed Oct. 30, 1989.

The present invention provides further alternative compressor wheel assembly designs wherein wear resistant components and/or surfaces are assembled onto a mounting sleeve of a boreless hub compressor wheel, and further wherein the wear resistant components are strategically positioned to minimize and/or eliminate wear of the cast wheel structure. Moreover, the wear resistant components are designed for relatively simple mounting onto the cast wheel structure, without requiring welding processes.

SUMMARY OF THE INVENTION

In accordance with the invention, an improved compressor wheel assembly is provided for use in a turbocharger or the like, wherein the wheel assembly in-

cludes a centrifugal compressor wheel of the type having a boreless hub. The compressor wheel is formed as by casting from a lightweight material such as aluminum or aluminum alloy, and includes an integral mounting sleeve extending coaxially from the boreless hub for attachment as by threading to a rotatable shaft of a turbocharger or the like. An annular spacer member of a wear resistant material is assembled with the mounting sleeve and defines wear resistant surfaces for contacting adjacent structures such as adjacent turbocharger components during normal rotational operation of the compressor wheel.

In accordance with a preferred form of the invention, the annular spacer member comprises a spacer ring formed from a wear resistant material such as steel and adapted for mounting by interference or shrink fit or other suitable techniques directly onto the integral mounting sleeve of the cast wheel structure. The spacer ring defines or otherwise cooperates with the mounting sleeve to define an annular groove for seated reception of a seal ring for engaging a compressor backplate within the bore of a backplate opening during compressor wheel rotational operation. The spacer ring provides a wear resistant annular sidewall for supporting the seal ring with minimal mechanical wear during compressor operation, wherein gas pressure associated with the compressor wheel normally causes the seal ring to migrate in an inboard direction away from the compressor wheel.

In addition, the annular spacer ring defines an axial wear face presented in an inboard direction for contacting a turbocharger thrust bearing unit or stepped shoulder on the turbocharger shaft when the compressor wheel assembly is mounted onto the turbocharger shaft. Accordingly, the comparatively softer cast wheel structure is spaced by the spacer ring from contacting adjacent turbocharger structures whereat relatively high mechanical wear can otherwise occur.

Other features and advantages of the present invention will become more apparent from the following detailed description, taken in conjunction with the accompanying drawings which illustrate, by way of example, the principles of the invention.

BRIEF DESCRIPTION OF THE DRAWINGS

The accompanying drawings illustrate the invention. In such drawings:

FIG. 1 is a sectional view of a turbocharger including a boreless hub compressor wheel assembly embodying the novel features of the invention;

FIG. 2 is an enlarged fragmented sectional view corresponding generally with the encircled region 2 of the FIG. 1;

FIG. 3 is an enlarged fragmented sectional view illustrating one alternative preferred form of the invention;

FIG. 4 is an enlarged fragmented sectional view corresponding generally with FIG. 3, but illustrating a further alternative form of the invention;

FIG. 5 is an enlarged fragmented sectional view similar to FIGS. 3 and 4, but depicting still another alternative embodiment of the invention;

FIG. 6 is an enlarged fragmented sectional view similar to FIGS. 3-5, and illustrating a further alternative preferred form of the invention; and

FIG. 7 is an enlarged fragmented sectional view similar to FIGS. 3-6 and illustrating still another alternative preferred form of the invention.

DETAILED DESCRIPTION OF THE PREFERRED EMBODIMENT

As shown in the exemplary drawings, a turbocharger or the like referred to generally in FIG. 1 by the reference numeral 10 includes an improved compressor wheel assembly 12 of the type having a boreless hub compressor wheel 14. The compressor wheel assembly 12 is adapted for quick and easy mounting of the compressor wheel 14 onto a rotatable turbocharger shaft 16, with the compressor wheel assembly 12 including an annular spacer ring 17 of a wear resistant material for supporting one or more seal rings 18 within an opening 19 of a compressor backplate 20.

The improved boreless hub compressor wheel assembly 12 of the present invention beneficially uses a compressor wheel 14 of the boreless hub type to achieve significant improvements in wheel rotational speed range and extended fatigue life during normal operation, for example, in a modern turbocharger environment. In this regard, the compressor wheel 14 comprises a centrifugal compressor wheel of the type having a central hub 22 extending along a rotational axis between a relatively small diameter nose 23 at one end to a significantly larger wheel or tip diameter 24 at an opposite end. A back disk 25 is defined as a circular surface at the larger diameter of the wheel 14, facing axially away from the nose 23, wherein the back disk 25 may be contoured to extend axially from the plane of maximum wheel diameter as shown in the accompanying drawings. The central hub 22 of the compressor wheel 14 supports an array of aerodynamically contoured impeller blades or vanes 26 which sweep smoothly with complex curvatures between the nose 23 and the tip diameter 24.

The compressor wheel 14 is formed preferably by casting from a relatively lightweight, relatively low inertia material such as aluminum or a selected aluminum alloy. Importantly, as clearly shown in FIG. 1, the central hub 22 of the compressor wheel 14 has a boreless construction in that there are no internal voids in the region extending axially between the wheel nose 23 and the plane of largest wheel diameter adjacent the back disk 25. As is known in the art, the use of a boreless type compressor wheel avoids formation of a conventional central bore for passage of the turbocharger shaft 16, wherein such central bore undesirably defines a stress riser which effectively restricts maximum rotational speed of the compressor wheel and/or contributes to a shortened wheel fatigue life especially in a rapid speed cycle environment. See, for example, U.S. Pat. No. 4,705,463 and copending Ser. No. 428,927, filed Oct. 30, 1989, which are incorporated by reference herein. In accordance with the present invention, the boreless hub wheel 14 is configured for facilitated manufacture and to include the annular spacer ring 17 for use in effective sealing of turbocharger component passage through the backplate opening 19.

The illustrative compressor wheel assembly 12 is shown within the turbocharger 10 of generally conventional overall geometry and operation. In particular, by way of brief explanation and as viewed in FIG. 1, turbocharger 10 includes a turbine wheel 27 mounted within a turbine housing 28 adapted for flow-through passage of exhaust gases from an engine (not shown). The exhaust gases rotatably drive the turbine wheel 27 for correspondingly rotating the turbocharger shaft 16 supported by suitable bearings 30 within a so-called center

housing 32. Lubrication ports 34 and related flow passages within the center housing 32 are provided for circulating lubricating oil to the bearings 30, with the oil flow and bearing design accommodating relatively high speed shaft rotation. The turbocharger shaft 16 extends in turn through the backplate 20 for connection to the compressor wheel 14 to rotatably drive the compressor wheel within a compressor housing 36. During such wheel rotation, the compressor wheel assembly 12 draws in ambient air through an axial intake 38 and discharges the air radially into a volute chamber 40 at elevated pressure. Such pressurized air is supplied in turn from the compressor housing 36 to the intake manifold or the like of a combustion engine (not shown) for admixture and combustion with fuel. This provision of pressurized air to the engine results in a substantial increase in mass flow through the engine to correspondingly permit engine operation at increased performance levels.

As shown best in FIG. 2, the boreless hub compressor wheel 14 includes a mounting sleeve 42 adapted for connection to the adjacent end of the turbocharger shaft 16. This mounting sleeve 42 is formed integrally with the compressor wheel 14 as a one-piece or unitary casting, such that the wheel 14 and sleeve 42 are formed from the same material and with significant precision balance relative to a rotational wheel axis. A central bore 44 is formed in the mounting sleeve 42 for receiving the end of the turbocharger shaft, as will be described in more detail. Importantly, the sleeve bore 44 terminates in axially spaced relation to the plane of maximum wheel diameter to avoid intrusion into the wheel hub region 22. Accordingly, the compressor wheel has a boreless hub with the mounting sleeve 42 extending coaxially from the back disk 25 in a direction away from the wheel nose 23.

The annular spacer ring 17 is sized and shaped for secure mounting onto the wheel mounting sleeve 42. The spacer ring 17 is formed from a relatively hard wear resistant material such as steel and functions to engage adjacent turbocharger structural components to prevent mechanical wear of the softer cast wheel material. In one preferred form as viewed in FIG. 2, the spacer ring 17 has a generally L-shaped cross sectional geometry to define an axially extending wall 45 mounted in interference or shrink fit relation about the distal end of the wheel mounting sleeve 42. In addition, the spacer ring 17 defines a short radial wall 46 extending radially inwardly a short distance from the axial wall 45 to overlie the inboard end of the wheel mounting sleeve 42. The radially inner margin of this radial wall 46 terminates at a diameter sufficient to avoid interference with internal threads 48 formed within the central bore 44 of the mounting sleeve 42.

In the embodiment of FIG. 2, the annular spacer ring 17 is sized to fit about a reduced diameter land 49 at the inner or inboard end of the mounting sleeve 42. A radially outermost margin of the ring 17 is positioned for generally coaxial alignment with a radially outermost margin of the mounting sleeve 42, such that the mounting sleeve 42 with spacer ring 17 assembled thereon are sized for relatively close clearance through the opening 19 in the compressor backplate 20 when a threaded end 16' of the turbocharger shaft 16 is threaded into the mounting sleeve bore 44. Intermediate diameter lands 50 and 51 are formed in facing relation on the mounting sleeve 42 and the spacer ring 17 to define a radially outwardly open annular groove for receiving and sup-

porting the piston-type seal ring 18 to contact the backplate 20 within the backplate opening 19. Importantly, with this geometry, the spacer ring 17 provides an axially outboard-facing thrust wall 56 of wear resistant characteristics to minimize mechanical wear attributable to the effects of pressurized gas within the compressor housing 36 tending to urge the seal ring 18 in an inboard direction toward the turbocharger center housing 32.

In addition, the annular spacer ring 17 provides a second wear resistant thrust wall 58 for engaging adjacent bearing components of the turbocharger when the compressor wheel 14 is assembled with other turbocharger components for operation. More particularly, the second thrust wall 58 is defined at the axially inboard end of the spacer ring and contacts an outboard side of a thrust collar 60 forming a portion of a conventional thrust bearing unit 62 in a turbocharger assembly. The thrust collar 60 has an annular shape and is conventionally mounted onto a reduced diameter shaft land 64 in an axial position between a radially enlarged shaft shoulder 66 and the axially inboard surface of the compressor wheel assembly 12 as defined by the wear resistant thrust wall 58. A horseshoe-shaped thrust bearing 68 is seated within a radially outwardly open annular channel 70 in the thrust collar 60, and this thrust bearing 68 is normally retained axially between the turbocharger center housing 32 and the compressor backplate 20 for purposes of axially setting and retaining the positions of the rotatable components.

Accordingly, the improved compressor wheel assembly 12 provides the benefits of a boreless hub compressor wheel construction wherein the compressor wheel is formed from a cast and typically lightweight material such as aluminum alloy or the like. The wear resistant spacer ring 17 mounted onto the compressor wheel 14 provides specific wear resistant surfaces for engaging adjacent turbocharger bearing structure and for supporting the seal ring 18 within the backplate opening 19. Accordingly, mechanical wear of the compressor wheel 14 is significantly reduced.

FIG. 3 illustrates an alternative preferred form of the invention, wherein a modified annular spacer ring 72 includes a radially outwardly open seal ring groove 74 formed therein as by machining or the like. In this embodiment, the seal ring groove 74 is formed entirely within the spacer ring 72 for receiving and supporting the seal ring 18 within the opening or bore of the compressor backplate. An inboard side edge of the groove 74 thus defines the thrust wall 56 of the desired wear resistant material.

FIG. 4 illustrates a further alternative preferred form of the invention wherein an annular spacer ring 76 has a generally cylindrical shape for interference or shrink fit mounting onto the exterior of the wheel mounting sleeve 42. In this embodiment (FIG. 4), neither the mounting sleeve 42 nor the spacer ring 76 are shaped to include stepped lands, although the spacer ring 76 preferably includes chamfered edges 77 to assist mounting thereof onto the wheel sleeve 42. One or more seal ring grooves 78 are formed in the exterior of the spacer ring 76 for receiving and supporting seal rings 18 within the compressor backplate opening. Once again, the inboard side edge of each ring groove 78 defines the wear resistant thrust wall 56 contacted by the associated seal ring 18 during normal turbocharger operation.

A further modified spacer ring geometry is shown in FIG. 5, wherein the wheel mounting sleeve 42 is shaped

to define a pair of stepped lands 80 and 82 for seated reception of a spacer ring 84 of L-shaped cross section. In this embodiment, the spacer ring 84 includes an axial wall 85 seated about the land 80 and a short radially inwardly projecting wall 86 inset and seated about the land 82. An outboard side edge of the axial wall 85 defines the wear resistant thrust wall 56 which cooperates with an inboard-facing shoulder 88 on the mounting sleeve 42 to define a radially outwardly open groove into which the seal ring 18 is mounted. In addition, as shown in FIG. 5, the central bore 44 of the mounting sleeve may include the threads at an inboard zone, in combination with a smooth-bore outboard zone 90 into which a liner sleeve 92 of wear resistant material is mounted. The liner sleeve 92 is adapted for coaxially receiving an unthreaded pilot nose tip 93 of the turbocharger shaft 16.

A further alternative form of the invention is shown in FIG. 6 wherein an annular spacer ring 94 includes an internally threaded bore 96 extending in coaxial alignment with an unthreaded bore 44' of the mounting sleeve 42. With this configuration, the spacer ring 94 provides wear resistant material for threaded engagement with the turbocharger shaft 16. In this embodiment, the spacer ring 94 can be adapted for interference or shrink fit mounting onto the sleeve 42, wherein the mounting arrangement can be supplemented by a plurality of circumferentially arranged and axially extending mounting screws 98 or other suitable fastener devices. An axially outboard edge 56 of the spacer ring 94 cooperates with a stepped land 100 on the mounting sleeve to provide a groove into which the seal ring 18 is received. Similarly, an axially inboard face 58 of the ring 94 defines a second thrust wall for engaging adjacent turbocharger bearing components in the manner described previously with respect to FIG. 2.

FIG. 7 shows a further alternative arrangement of the invention wherein the wear resistant surfaces are defined by annular surface treatments and/or coatings applied to the mounting sleeve 42 of the boreless hub compressor wheel 14. As shown in FIG. 7, a wear resistant zone 104 can be formed circumferentially about the mounting sleeve 42 to define a seal ring groove for receiving the seal ring 18. Similarly, the axially inboard face of the mounting sleeve 42 can include a wear resistant zone 108 defining the thrust wall 58 for engaging adjacent bearing components. These wear resistant zones 104 and 108 may be produced by various surface treatments and/or coatings, including diffusion coatings, laser hardening, etc. as applied to the mounting sleeve 42 to provide the desired localized wear resistant structures in a boreless hub compressor wheel.

The compressor wheel assembly 12 of the present invention thus provides the benefits of a boreless hub compressor wheel while minimizing or eliminating mechanical wear attributable to rotational contact with adjacent turbocharger structures.

A variety of further modifications and improvements to the present invention will be apparent to those skilled in the art. Accordingly, no limitations of the invention is intended by way of the foregoing description and accompanying drawings, except as set forth in the appended claims.

What is claimed is:

1. A compressor wheel assembly, comprising:
a compressor backplate defining a backplate opening;
a rotatable shaft having a threaded end; a centrifugal compressor wheel having a boreless hub support-

ing an array of impeller blades, and a mounting sleeve formed integrally with and extending coaxially from said hub, said mounting sleeve defining an internal bore, said mounting sleeve extending into said backplate opening and having said shaft end received into said mounting sleeve bore;

an annular spacer ring of a wear resistant material secured to said mounting sleeve and installed with said compressor wheel when the compressor wheel is installed on said shaft and removed with the compressor wheel when the compressor wheel is removed from said shaft, said ring defining a radially outwardly open groove disposed generally within said backplate opening;

at least one seal ring seated within said groove in substantial sealing engagement between said spacer ring and said backplate; and

a thrust collar separate from said annular spacer ring rotatable with said shaft, said thrust collar having an annular channel receiving a thrust bearing for axially setting and retaining said shaft.

2. The compressor wheel assembly of claim 1 wherein said compressor wheel comprises a casting of an aluminum material.

3. The compressor wheel assembly of claim 1 wherein said spacer ring is formed from steel.

4. The compressor wheel assembly of claim 1 wherein said spacer ring is mounted with interference fit onto said mounting sleeve.

5. The compressor wheel assembly of claim 1 wherein said mounting sleeve has an exterior surface defining a radially inwardly stepped land for receiving said spacer ring, said spacer ring cooperating with said mounting sleeve to define said groove, said spacer ring defining an axially presented thrust wall of wear resistant material on the side of said groove disposed opposite to said wheel hub.

6. The compressor wheel assembly of claim 1 wherein said mounting sleeve has a pair of said grooves formed therein, said at least one seal ring comprising a pair of seal rings mounted respectively within said grooves.

7. The compressor wheel assembly of claim 1 wherein said mounting sleeve bore is internally threaded for threaded connection to said shaft.

8. The compressor wheel assembly of claim 1 wherein said shaft includes an unthreaded pilot tip, said mounting sleeve bore including an unthreaded portion disposed generally adjacent to said wheel hub and a threaded portion, and further including a liner sleeve of wear resistant material seated within said unthreaded portion of said mounting sleeve bore for receiving said pilot tip of said shaft.

9. The compressor wheel assembly of claim 1 wherein said spacer ring further includes a radially inwardly extending annular wall of wear resistant material disposed generally at the end of said mounting sleeve opposite said wheel hub.

10. The compressor wheel assembly of claim 1 wherein said spacer ring has a generally L-shaped cross-section.

11. A compressor wheel assembly, comprising:
a compressor backplate defining a backplate opening;
a rotatable shaft having a first end;
a compressor wheel having a boreless hub supporting an array of impeller blades, and a mounting member formed integrally with and extending coaxially from said hub into said backplate opening;

9

means for interconnecting said shaft first end with said mounting member in generally coaxial alignment for rotation of said compressor wheel with said shaft:

spacer means of a wear resistant material secured to said mounting member and installed with said compressor wheel when the compressor wheel is installed on said shaft and removed with the compressor wheel when the compressor wheel is removed from said shaft, said spacer means defining a radially outwardly open groove disposed generally within said backplate opening;

at least one seal ring carried within said groove in sealing relation with said backplate; and

a thrust collar separate from said spacer means rotatable with said shaft, said thrust collar having an annular channel receiving a thrust bearing for axially setting and retaining said shaft.

12. The compressor wheel assembly of claim 11 wherein said mounting member comprises an internally threaded mounting sleeve, and wherein said shaft first end comprises an externally threaded first end.

13. The compressor wheel assembly of claim 11 wherein said compressor wheel comprises a casting of an aluminum material.

14. The compressor wheel assembly of claim 11 wherein said spacer ring is mounted with interference fit onto said mounting sleeve.

15. The compressor wheel assembly of claim 11 wherein said mounting sleeve has an exterior surface defining a radially inwardly stepped land for receiving

10

said spacer ring, said spacer ring cooperating with said mounting sleeve to define said groove, said spacer ring defining an axially presented thrust wall of wear resistant material on the side of said groove disposed opposite to said wheel hub.

16. The compressor wheel assembly of claim 11 wherein said mounting sleeve has a pair of said grooves formed therein, said at least one seal ring comprising a pair of seal rings mounted respectively within said grooves.

17. The compressor wheel assembly of claim 11 wherein said shaft includes an unthreaded pilot tip, said mounting sleeve bore including an unthreaded portion disposed generally adjacent to said wheel hub and a threaded portion, and further including a liner sleeve of wear resistant material seated within said unthreaded portion of said mounting sleeve bore for receiving said pilot tip of said shaft.

18. The compressor wheel assembly of claim 11 wherein said spacer ring further includes a radially inwardly extending annular wall of wear resistant material disposed generally at the end of said mounting sleeve opposite said wheel hub.

19. The compressor wheel assembly of claim 11 wherein said spacer ring has a generally L-shaped cross-section.

20. The compressor wheel assembly of claim 18 further including a thrust bearing unit on said shaft, said radially inwardly extending annular wall of said spacer ring contacting one axial side of said thrust bearing unit.

* * * * *

35

40

45

50

55

60

65

The Analysis and Design of Turbocharger Thrust Bearing

Li-Jun Qiu, Jia Yang, Su-Ying Xu

Mechanical and Electrical College, Liaodong University, Dandong 118003, Liaoning, China

qjlj7710@163.com

Keywords: supercharger, thrust bearings, oil wedge hydrodynamic oil film

Abstract. Turbocharger turbine shaft thrust bearing is the role of high-speed rotating turbine to withstand the axial force generated by the turbine shaft and a part of the axial position. Fixed on the intermediate thrust bearing on the two sides and both sides of the ring, respectively, relative sliding. Sliding contact surface produces a condition of dynamic pressure oil film structure and shape of the oil wedge. Bearing the sides of the structural design of the oil wedge slot and forming a design to solve the main content. Bearing thrust bearing stiffness and rotation in the process of stress state and the smooth line is to improve the bearing life. Rotating turbine shaft to ensure the accuracy of key factors. Method of lubricating oil to the oil and oil Xie in the shape and precision bearings to ensure the prerequisite conditions and service life.

Introduction

The turbine turbocharger shaft is driven by the engine exhaust emissions. Impeller in contact with the exhaust gas temperature at 400-900 °C high temperature environment. Turn on the turbine driven compressor impeller coaxial rotating cylinder to increase the engine intake pressure. Vortex speed of the turbocharger is usually tens of thousands to hundreds of thousands per minute, rpm. The current maximum speed of the turbocharger can be transferred per minute two hundred and eighty thousand.

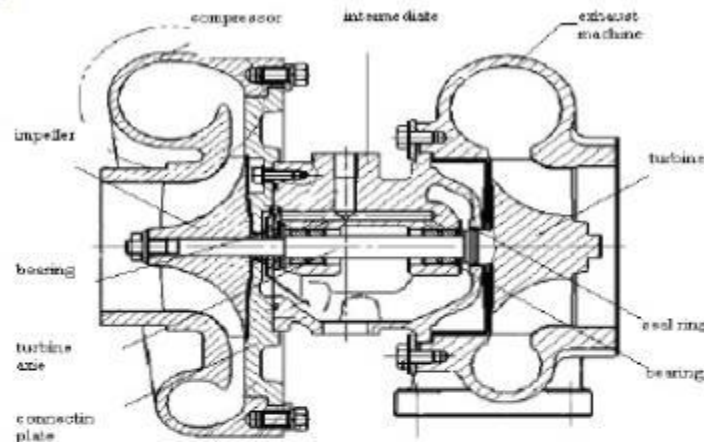


Fig 1. Supercharger assembly drawing

Figure 1 shows, the supercharger is composed of three parts[1]. Turbines, intermediate and compressor. One component is a turbine axis of rotation. Turbocharger turbine shaft work, work to achieve high-speed rotating booster compressor. Intermediates in the turbine shaft bearing in the way to the heart with two sliding bearings and a thrust bearing. Turbine thrust bearing to withstand axial force movement. The structure of the turbine shaft axial positioning of parts installed. Thrust bearing affect the working conditions of the various components of the turbine shaft axial position. Its failure will cause the turbine blades and impeller blades and housing with the appropriate

contact. Caused friction with the housing relative to the work of failure of the turbocharger. At the same time will cause damage to bearings supporting the turbine shaft to change, loss of balance caused by off-axis.

Conditions of liquid friction thrust bearings

The thrust bearing and radial bearing surfaces in relative motion compared to form a dynamic pressure is not automatically the conditions of liquid friction. In the structural design of thrust bearings on the wedge surface of the oil tank in the shape of the formation of liquid friction conditions. Extended-range device rotating turbine shaft thrust bearing circulating oil lubrication is used. Cooling and lubricating the turbine shaft with a 0.2-0.4Mpa pressure oil supply to the middle of the body. The hole in the bearing oil to the bearing surface. Thrust bearings are used in the relative movement is not processing tank surface[2]. Figure 2 shows the three convex surface as a sliding contact surface of each contact surface has a hole. No1 is sliding contact surface .No2 is guide hole.No 3 is conductance tank.

Thrust bearing structure is to produce oil wedge hydrodynamic conditions. In the relative motion of the two thrust bearing surface. Lubricants and lubrication of the surface chemistry between the North and physical role will be in the lubricant on the surface to form a thin adsorbed film. Generally not more than 0.1-0.2 μ m. It can withstand high pressure without damage.

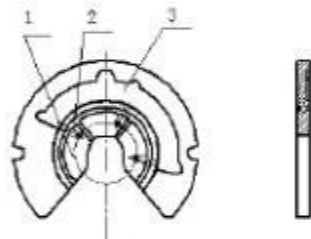


Fig 2. Thrust bearing fixed slide

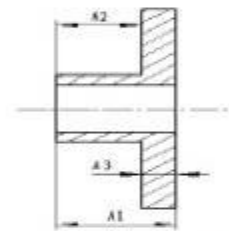


Fig 4. Workpiece 1 dimension chain

Tough lubricating film formed to protect the metal surface. In this case, the two bearings in the friction coefficient of friction between the surface than in direct contact with the greatly reduced. But this state is only in theory between the surface finishing can happen. Actual use of the bearing surface finishing surface theory does not exist. Therefore, the lubrication bearing completely non-liquid friction. Non-liquid friction is characterized by completely friction surfaces under the coverage of most of the oil but there is direct contact between a metal slide. Therefore, the friction coefficient of friction than the fully liquid significantly increased. Coefficient of friction with the bearing loads of different sizes and supply situation in the larger range. Friction coefficient generally varies between 0.01-0.1. Non-liquid lubrication can not be eliminated completely worn only reduce the amount of wear[3].

The design of sliding bearings for the content to be considered are: form and structure of bearings, bearing materials and structure, strength and stiffness of the bearing lubricant selection and supply, to ensure the lubrication of bearings to consider the temperature and pressure distribution, bearing clearance etc., bearing the heat balance.

Used pressurized thrust bearing is characterized by a high speed during operation, high temperature turbine impeller. To meet the turbocharger turbine shaft bearing temperature high-speed rotation and conduction characteristics. The design of the bearing material, bearing strength and stiffness, the bearing structure and shape, heat balance, has done a lot of work. The methods used basically to meet the requirements of use. But the limited manufacturing capacity in the past, the design constraints in certain areas there is still room for further improvement. Such as the form and structure of thrust bearings, bearings in the gap adjustment, shaft thrust bearing stiffness on the impact of the operation. Particularly in the thrust bearing structure design takes into consideration the structure and meet the requirements of dynamic pressure generating liquid

Thrust bearing design and molding process

Turbocharger thrust bearing installed in the shaft in the form shown in Figure 3. Intermediates on the thrust bearing fixed on a fixed slide (parts 2) two sides of the workpiece and the workpiece 1 and 3 form a two-way thrust bearing. Big end of the workpiece 3, a ladder from the turbine shaft end to another end shoulder positioning and bearing contact. 3, the small end of the workpiece and the fixed slide sleeve with the formation of the axial bearing of the transmission size of the gap. Icon on the right side of the workpiece 1, the fixed thrust bearing slide with the side contact. Its left side and a large compressor impeller end contacts. Tighten the impeller nut small end of the impeller, the thrust bearing of the two rotating parts (parts 1 and part 3) and the turbine shaft as a whole. Two rotating parts in the middle of the fixed bearing and the turbine shaft slide confirmed the axial position of shaft mounting. Fixed thrust bearing slide with a gap of two rotating parts that determine the bearing sliding clearance requirements. Also identified the compressor impeller and the impeller and the corresponding emission gap between the shell. Figure 3, the workpiece 4 is divided into two parts in Figure 4, the workpiece 3 and 4, the results of the workpiece.

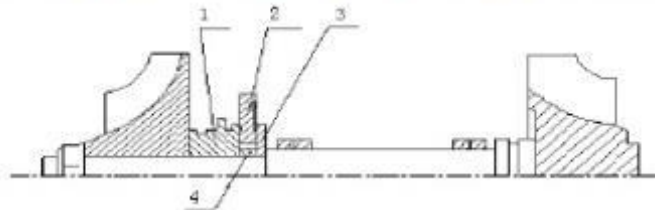


Fig 3. Thrust bearing installation diagram

Fixed thrust bearing is installed in the intermediate slide on. In diameter direction of the two recessed intermediate gap is to prevent the pin with a fixed slide bearing rotation. Installed in a fixed block oil slide plate on the outside. Turbine compressor base plate connected with the intermediate shell connection. Floor will be fixed slide thrust bearing and axial compression fixed. Fixed location for the skateboard near the axis of the supporting bearings[4]. Figure 2. Raised by three bearings as the bearing sliding surface plane bearing surface. In each plane has a small hole as a lubricant channel. Oil is the oil pipeline into the intermediate circuit. By the middle of the body of horizontal holes into the thrust bearing slide with the intermediate end of fixed contact surface oil route. Road in the oil drilling 3 holes and bearing raised radial surface of the three holes Unicrom. Oil to the sliding surface. Processing more difficult hole, especially the radial holes for the processing also need to be processed on the lead tank of the space required for drilling. Greater impact on processing efficiency. With a large hole into the side of the oil imported to the other side of processing convenience. Easier to achieve the free flow of oil. Sliding surface oil by increasing the wedge method, not only can make sliding contact thrust bearing surface generate dynamic pressure. They can make the oil flow through the oil wedge to reach the contact surface lubrication. Specific approach is the fixed bearing contact with the side of the skateboard and intermediates. Intermediate tank and the closed end to form oil passages. One-third of the arc slot to the center and staggered with the inlet at an angle to the direction of the center circle slot. The bottom of the tank to drill a hole into the other side of the oil.

Composition of the workpiece 2 and the workpiece 4, the thrust bearing axial clearance. In determining the size of the turbine shaft when the axial positioning of the end piece 3 and the turbine shaft of the shoulder contact. And the thrust bearing in the side of the side formation of sliding contact. Limit the location of the turbine shaft on the icon to the left of the movement. When fixed on a slide fixed to the intermediate position after the workpiece 1 in the icon to the left of right side and the bearing surface composition of sliding contact. The left side of the workpiece surface and a large compressor impeller end contacts. The front of the impeller to the impeller lock nut, the workpiece 1, the workpiece 3 and the workpiece 4 and the turbine shaft as a whole. Impeller, the workpiece 1, the workpiece 3 and the workpiece 4 and no relative motion between the turbine shaft.

In the course of the campaign for a rotating body. Parts 3 and 4 of the original piece as one shown in Figure 4. The large end is the role of the outer side of the turbine shaft located in the shoulder. Side of the thrust bearing within a contact surface. Small end bearing sleeve for bearing strength of the two rotating surfaces. And decided that the thrust bearings with the gap.

Formed by the four components identified the two-way thrust bearing in the turbine shaft in the intermediate position and the compressor impeller, impeller → gas and the corresponding shell gap. The original design of the ladder end with the inner sleeve can only be single face grinding process. Shown in Figure 4, Figure A3 size for the specified tolerances. If the processing order of the measurement results obtained are not very different at the same time. If the processing order of the A1 → A2 → A3 A1 to A3 as a closed ring by ring, A2 for the reduction ring, A3 maximum tolerance range. If the processing order for the A2 → A3 → A1 is a closed loop A1, A2, A3 for the growth ring. Maximum range of A1 tolerance. A2 in the design requirements the most demanding dimensional tolerances. Decided to drive the thrust bearing gap. A3 size values of the gas machine with the gap between impeller and casing[5]. To improve processing methods and improve processing efficiency and precision. Figure 4 of the workpiece by the role of functional separation into the two piece sleeve and bearing pads. Namely, the respective sleeve and bearing pads to complete a task. Because the shape of the two parts are a single piece. The two end parts in the plane grinding processing machine can process more than the last piece. Axial size of the identity of good. Especially in the axial dimension of the sleeve requires high precision. Single-precision surface grinding easier to control the size of Machining tolerances. Size of processing workpieces from other processing factors. Manufacturing accuracy and processing efficiency will be greatly improved.

Conclusion

Turbocharger thrust bearing is rotating at high speed under the conditions of work. It exposed the role of bi-directional thrust. The thrust bearing on the two sides of a fixed three skateboard bearing sliding surfaces designed for the inclined plane. Thrust bearings in turn can generate dynamic pressure when the oil film.

Composed of two sliding pad thrust bearing their functions are different. Slide the gasket shown in Figure 4 by the use of functional decomposition into two parts. The decomposed parts of two parts as a single one. The two parts can be used for precision surface grinding machine for grinding end. Improve the surface precision. This method can process a number of artifacts to improve the processing efficiency and accuracy of axial size of the workpiece. While improving the installation of the thrust bearings with precision. For reducing the axial turbine shaft fixed to ensure that the impeller and the casing string with the gap is advantageous.

References

- [1] L.J.Qiu, Reconstruction of Turbocharger Design Exporation, Advanced Materials Research Vols,102-104(2010),p,60-63
- [2] Urbocharger Co., Ltd. of Liaoning. Supercharger instruction manual, 2010.5(in chinese)
- [3] Northwestern Polytechnical University, mechanical principles and teaching and research compiled mechanical parts, Mechanical design, People's Education Press ,1979.9,p,491-492,(in chinese)
- [4] Datong Turbocharger Co., Ltd., T-145 supercharger instructions. 2009.7.(in chinese)
- [5] Chen LongDe, Interchangeability and Measurement Technology, Dalian University of Technology Press. 1993.12(in chinese)

Advanced Design Technology, ADME 2011
10.4028/www.scientific.net/AMR.308-310

The Analysis and Design of Turbocharger Thrust Bearing
10.4028/www.scientific.net/AMR.308-310.1333

Heat Resistant Steel Casting Materials

material		delivery specification	ASTM A297	delivery condition	technological properties (at room temperature)			max. operation temperature [°C]
JUNKER	DIN-number				Rp 0.2 [N/mm ²]	Rm [N/mm ²]	A5 [%]	
F1002S	1.4743	DIN EN 10295	-	not annealed ¹⁾	-	-	-	900
AF1101	1.4823	DIN EN 10295	HD UNS J93005	not annealed ²⁾	≥ 250	≥ 550	≥ 3	1100
A1050	1.4825	DIN EN 10295	HF UNS J92603	not annealed	≥ 230	≥ 450	≥ 15	900
A1201	1.4848	DIN EN 10295	HK UNS J94224	not annealed	≥ 230	≥ 450	≥ 8	1100
A1234Nb	1.4855	DIN EN 10295	-	not annealed	≥ 220	≥ 450	≥ 4	1050
A1234Nb	1.4859	DIN EN 10295	-	not annealed	≥ 180	≥ 440	≥ 20	1050
A1237	1.4857	DIN EN 10295	HP UNS N08705	not annealed	≥ 220	≥ 440	≥ 6	1100
A1205	2.4879	DIN EN 10295	-	not annealed	≥ 240	≥ 440	≥ 3	1150
Thermco 50	2.4778	DIN EN 10295	-	not annealed	≥ 235	≥ 490	≥ 6	1200 ³⁾
G-NiCr5Nb	2.4680	DIN EN 10295	-	not annealed	≥ 230	≥ 540	≥ 8	1050 ³⁾
G-NiCr15	2.4815 (9.4836)	DIN EN 10295	-	not annealed	≥ 200	≥ 400	≥ 8	1100

¹⁾ For cyclical heatings, the maximum temperature is 1100°C in air.

²⁾ This alloy will be applied up to a maximum operation temperature of 950°C under conditions with oil-ash influence.

³⁾ These alloys also can be delivered in annealed condition.

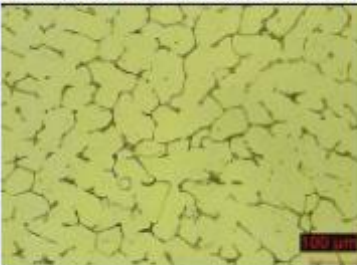
OTTOJUNKER
HIGH GRADE STEEL FOUNDRY

Heat Resistant Steel Casting Materials

material		analysis (%)									
JUNKER	DIN-number	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	Ni	Nb	other elements
F1002S	1.4743	1.40 - 1.80	1.00 - 2.50	≤ 1.00	≤ 0.040	≤ 0.030	17.00 - 19.00	≤ 0.50	≤ 1.00	-	-
AF1101	1.4823	0.30 - 0.50	1.00 - 2.50	≤ 1.50	≤ 0.040	≤ 0.030	25.00 - 28.00	≤ 0.50	3.00 - 6.00	-	-
A1050	1.4825	0.15 - 0.35	0.50 - 2.50	≤ 2.00	≤ 0.040	≤ 0.030	17.00 - 19.00	≤ 0.50	8.00 - 10.00	-	-
A1201	1.4848	0.30 - 0.50	1.00 - 2.50	≤ 2.00	≤ 0.040	≤ 0.030	24.00 - 27.00	≤ 0.50	19.00 - 22.00	-	-
A1234Nb	1.4855	0.30 - 0.50	1.00 - 2.50	≤ 2.00	≤ 0.040	≤ 0.030	23.00 - 25.00	≤ 0.50	23.00 - 25.00	0.80 - 1.80	-
A1234Nb	1.4859	0.05 - 0.15	0.50 - 1.50	≤ 2.00	≤ 0.040	≤ 0.030	19.00 - 21.00	≤ 0.50	31.00 - 33.00	0.50 - 1.50	-
A1237	1.4857	0.30 - 0.50	1.00 - 2.50	≤ 2.00	≤ 0.040	≤ 0.030	24.00 - 27.00	≤ 0.50	31.00 - 36.00	-	-
A1205	2.4879	0.35 - 0.55	1.00 - 2.00	≤ 1.50	≤ 0.040	≤ 0.030	27.00 - 30.00	≤ 0.50	47.00 - 50.00	-	W 4.00 - 6.00 Fe bal.
Thermco 50	2.4778	0.05 - 0.25	0.50 - 1.50	≤ 1.50	≤ 0.040	≤ 0.030	27.00 - 30.00	≤ 0.50	≤ 4.00	≤ 0.50	Co 48.0 - 52.0 Fe bal.
G-NiCr5Nb	2.4680	≤ 0.10	≤ 1.00	≤ 0.50	≤ 0.020	≤ 0.030	48.00 - 52.00	≤ 0.50	bal.	1.00 - 1.80	Fe ≤ 1.00 N ≤ 0.16
G-NiCr15	2.4815 (9.4836)	0.35 - 0.65	1.00 - 2.50	≤ 2.00	≤ 0.040	≤ 0.030	12.00 - 18.00	≤ 1.00	58.00 - 66.00	-	Fe bal.

Small abstract of all cast alloys of Otto Junker.

OTTOJUNKER
HIGH GRADE STEEL FOUNDRY

HS	Werkstoffdatenblatt				WD 002
	Hitzebeständiger Stahlguss				Seite 1 von 1
GX40CrNiSi25-20 (Nr. 1.4848)					
Chemische Analyse (EN 10295):					Gefüge: austenitische Matrix mit Chromkarbiden 
%C	%Si	%Mn	%P	%S	
0,3-0,5	1,0-2,5	max. 2,0	max. 0,040	max. 0,030	
%Cr	%Mo	%Ni	%Nb	sonstige	
24,0-27,0	max. 0,50	19,0-22,0	-	-	
Dichte:			7,8 kg/dm ³		
Höchste Anwendungstemperatur (Temp. in Luft):			1 100 °C		
Wärmebehandlung:			keine		
Mechanische und physikalische Eigenschaften:					
Eigenschaften	Einheit	Temperatur °C	EN 10295	Werkskennwerte	
		20	min. 450	510	
		600	-	357	
Zugfestigkeit	N/mm ²	850	-	223	
R _m		950	-	104	
		1 000	-	82	
		1 050	-	62	
		20	min. 220	316	
		600	-	170	
0,2% - Dehngrenze	N/mm ²	850	-	154	
R _{p0,2}		950	-	86	
		1 000	-	69	
		1 050	-	53	
		20	min. 8	12	
		600	-	12	
Bruchdehnung	%	850	-	10	
A ₁₀		950	-	14	
		1 000	-	16	
		1 050	-	19	
		20	-	13	
		600	-	14	
Brucheinschnürung	%	850	-	19	
Z		950	-	34	
		1 000	-	45	
		1 050	-	60	
Brinellhärte	HB	20	-	150-220	
		20	14,6	11,3	
Wärmeleitfähigkeit	W/(m*K)	100	16,7	12,3	
		800	25	22,8	
		1 000	28	26,7	
		20	500	511	
Spezifische	J/(kg*K)	100	-	534	
Wärmekapazität		800	-	634	
		1 000	-	696	
		100	-	11,0	
Längenausdehnungs-	10 ⁻⁶ /K	400	17	15,6	
koeffizient		800	18	17,5	
		1 000	19	17,9	
Eisenwerk Hasenclever & Sohn GmbH Auhammer 1 35088 Battenberg (Eder)			Dipl.-Ing. R. Tlouant	Ausgabe: November 2007	



Aluminum 7075-T6; 7075-T651

Subcategory: 7000 Series Aluminum Alloy; Aluminum Alloy; Metal; Nonferrous Metal

Close Analogs: none

Composition Notes: A Zr + Ti limit of 0.25 percent maximum may be used with this alloy designation for extruded and forged products only, but only when the supplier or producer and the purchaser have mutually so agreed. Agreement may be indicated, for example, by reference to a standard, by letter, by order note, or other means which allow the Zr + Ti limit.

Aluminum content reported is calculated as remainder.

Composition information provided by the Aluminum Association and is not for design.

Key Words: Aluminium 7075-T6; Aluminium 7075-T651, UNS A97075; ISO AlZn5.5MgCu; Aluminium 7075-T6; Aluminium 7075-T651; AA7075-T6

Component	Wt. %	Component	Wt. %	Component	Wt. %
Al	87.1 - 91.4	Mg	2.1 - 2.9	Si	Max 0.4
Cr	0.18 - 0.28	Mn	Max 0.3	Ti	Max 0.2
Cu	1.2 - 2	Other, each	Max 0.05	Zn	5.1 - 6.1
Fe	Max 0.5	Other, total	Max 0.15		

Material Notes: General 7075 characteristics and uses (from Alcoa): Very high strength material used for highly stressed structural parts. The T7351 temper offers improved stress-corrosion cracking resistance.

Applications: Aircraft fittings, gears and shafts, fuse parts, meter shafts and gears, missile parts, regulating valve parts, worm gears, keys, aircraft, aerospace and defense applications; bike frames, all terrain vehicle (ATV) sprockets.

Data points with the AA note have been provided by the Aluminum Association, Inc. and are NOT FOR DESIGN.

Physical Properties	Metric	English	Comments
Density	2.81 g/cc	0.102 lb/in ³	AA; Typical
Mechanical Properties	Metric	English	Comments
	150	150	AA; Typical; 500

CRP MECCANICA S.r.l.

Sede Legale e Amministrativa/Headquarters and Administration Office
 Via Cesare Della Chiesa 21 - 41126 Modena
 Tel./Phone +39-059-330544/821135/826025
 Fax +39-059-822071/381148
 C.F./P.IVA/Registro Imprese Modena IT00782680367 (VAT number)
 Capitale sociale Euro 564.000 I. v.



Hardness, Brinell			g load; 10 mm ball
Hardness, Knoop	191	191	Converted from Brinell Hardness Value
Hardness, Rockwell A	53,50	53,50	Converted from Brinell Hardness Value
Hardness, Rockwell B	87	87	Converted from Brinell Hardness Value
Hardness, Vickers	175	175	Converted from Brinell Hardness Value
Ultimate Tensile Strength	572 MPa	83000 psi	AA; Typical
Tensile Yield Strength	503 MPa	73000 psi	AA; Typical
Elongation at Break	11 %	11 %	AA; Typical; 1/16 in. (1.6 mm) Thickness
Elongation at Break	11 %	11 %	AA; Typical; 1/2 in. (12.7 mm) Diameter
Modulus of Elasticity	71.7 GPa	10400 ksi	AA; Typical; Average of tension and compression. Compression modulus is about 2% greater than tensile modulus.
Poisson's Ratio	0.33	0.33	
Fatigue Strength	159 MPa	23000 psi	AA; 500,000,000 cycles completely reversed stress; RR Moore machine/specimen
Fracture Toughness	20 MPa-m ^{1/2}	18.2 ksi-in ^{1/2}	K(IC) in S-L Direction
Fracture Toughness	25 MPa-m ^{1/2}	22.8 ksi-in ^{1/2}	K(IC) in T-L Direction
Fracture Toughness	29 MPa-m ^{1/2}	26.4 ksi-in ^{1/2}	K(IC) in L-T Direction
Machinability	70 %	70 %	0-100 Scale of Aluminum Alloys
Shear Modulus	28.9 GPa	3900 ksi	
Shear Strength	331 MPa	48000 psi	AA; Typical
Electrical Properties	Metric	English	Comments
Electrical Resistivity	5.15e-006 ohm-cm	5.15e-006 ohm-cm	AA; Typical at 68°F
Thermal Properties	Metric	English	Comments

CRP MECCANICA S.r.l.

Sede Legale e Amministrativa/Headquarters and Administration Office
 Via Cesare Della Chiesa 21 - 41126 Modena
 Tel./Phone +39-059-330544/821135/826025
 Fax +39-059-522071/361148
 C.F./P.IVA/Registro Imprese Modena IT00782680367 (VAT number)
 Capitale sociale Euro 564.000 I. v.



CTE, linear 68°F	23.6 $\mu\text{m}/\text{m}\cdot^{\circ}\text{C}$	13.1 $\mu\text{in}/\text{in}\cdot^{\circ}\text{F}$	AA; Typical; Average over 68-212°F range.
CTE, linear 250°C	25.2 $\mu\text{m}/\text{m}\cdot^{\circ}\text{C}$	14 $\mu\text{in}/\text{in}\cdot^{\circ}\text{F}$	Average over the range 20-300°C
Specific Heat Capacity	0.96 J/g·°C	0.229 BTU/lb·°F	
Thermal Conductivity	130 W/m-K	900 BTU-in/hr-ft ² ·°F	AA; Typical at 77°F
Melting Point	477 - 635 °C	890 - 1175 °F	AA; Typical range based on typical composition for wrought products 1/4 inch thickness or greater. Homogenization may raise eutectic melting temperature 20-40°F but usually does not eliminate eutectic melting.
Solidus	477 °C	890 °F	AA; Typical
Liquidus	635 °C	1175 °F	AA; Typical
Processing Properties	Metric	English	Comments
Annealing Temperature	413 °C	775 °F	
Solution Temperature	466 - 482 °C	870 - 900 °F	
Aging Temperature	121 °C	250 °F	
References are available for this material.			
Source: MatWeb, The Online Materials Database			

CRP MECCANICA S.r.l.

Sede Legale e Amministrativa/Headquarters and Administration Office
 Via Cesare Della Chiesa 21 - 41126 Modena
 Tel./Phone +39-059-330544/821135/826025
 Fax +39-059-822071/381148
 C.F./ P.IVA/Registro Imprese Modena IT00782680367 (VAT number)
 Capitale sociale Euro 564.000 I. v.

Apéndice B

Nº	Pieza	Cantidad
1	Valvula compresor	1
2	Base de compresor	1
3	Carucho	1
4	Valvula turbina	1
5	Br	1
6	Tapa de turbina	1
7	Turbina	1
8	Carrete simple	2
9	Resorte	2
10	Separador cilindrico	1
11	Cilindro de empuje	1
12	Dimensionador de aceite	1
13	Separador del aceite	1
14	Tuerca e diámetro	1
15	Conexión de aceite	1
16	Arandela de presión	2
17	Tornillo M6x10x1.6	2
18	Tornillo M6x10x1.6	2
19	Arandela	4
20	Separador de compresor	4
21	Tornillo M6x10x1.6	2
22	Separador de turbina	1
23	Tornillo M6x10x1.6	1
24	Separador M10x1.5	0
25	Estado de compresor	1
26		

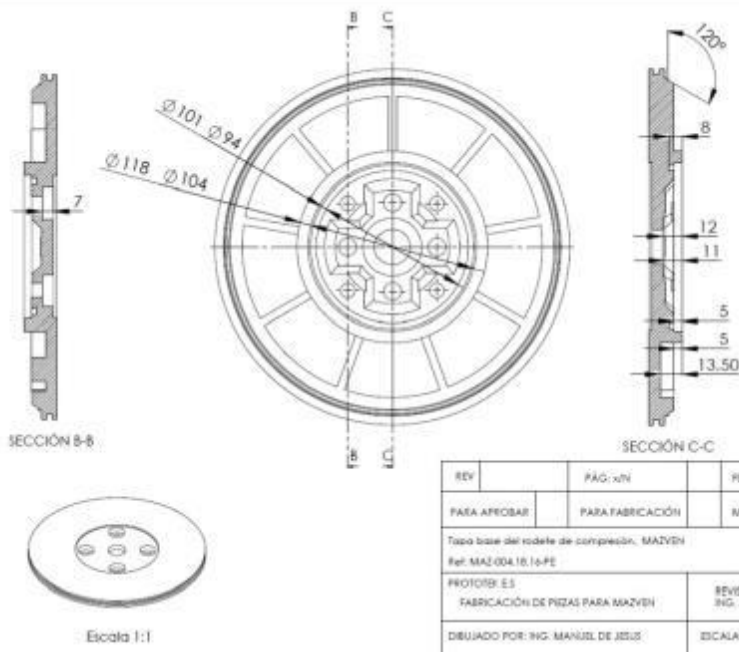
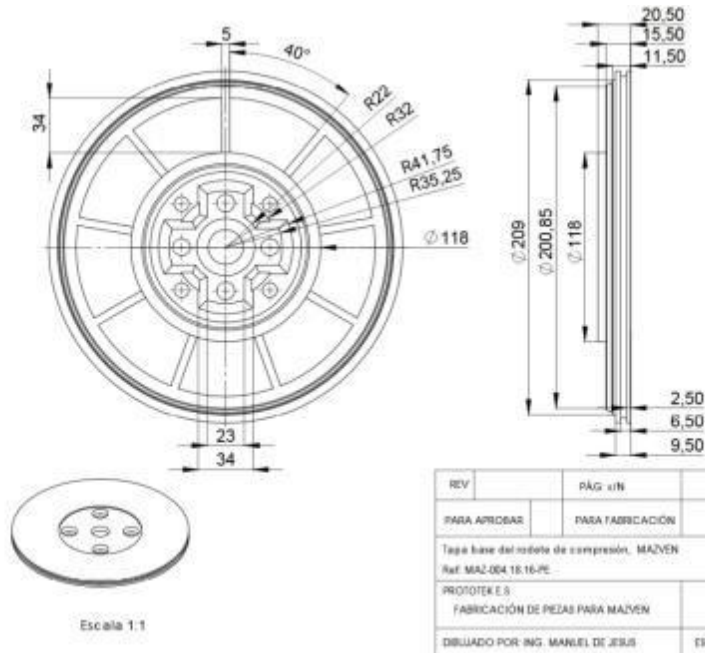
PLANO PROVISIONAL
SUJETO A REVISIÓN

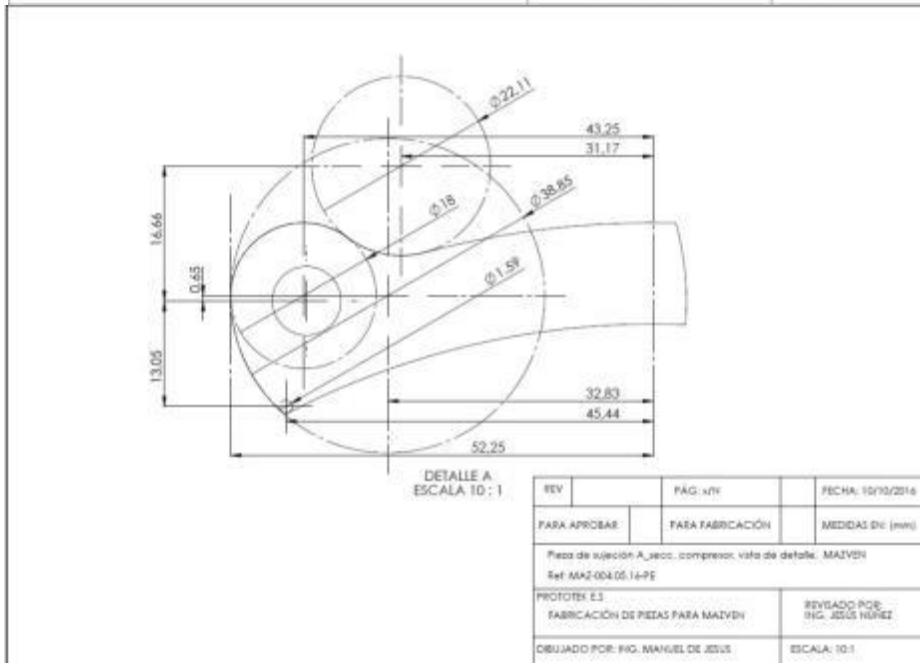
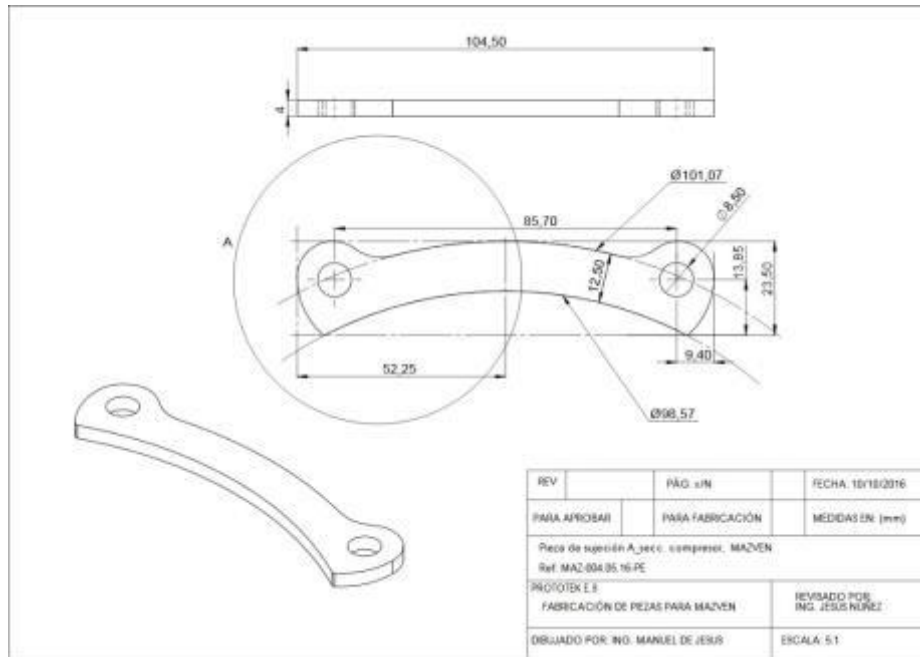
REV	PÁG: 1/22	FECHA: 04/11/2014
PARA APROBAR	PARA FABRICACIÓN	MEDIDAS EN (mm)
Turbocompresor TP-100, MAZVEN		
Ref: MAZ-004.D1.14-PE		
PROYECTA: E.S.	REVISADO POR: ING. JESUS NUÑEZ	
FABRICACIÓN DE PIEZAS PARA MAZVEN		
DIBUJADO POR: ING. MANUEL DE JESUS		ESCALA: 1:1

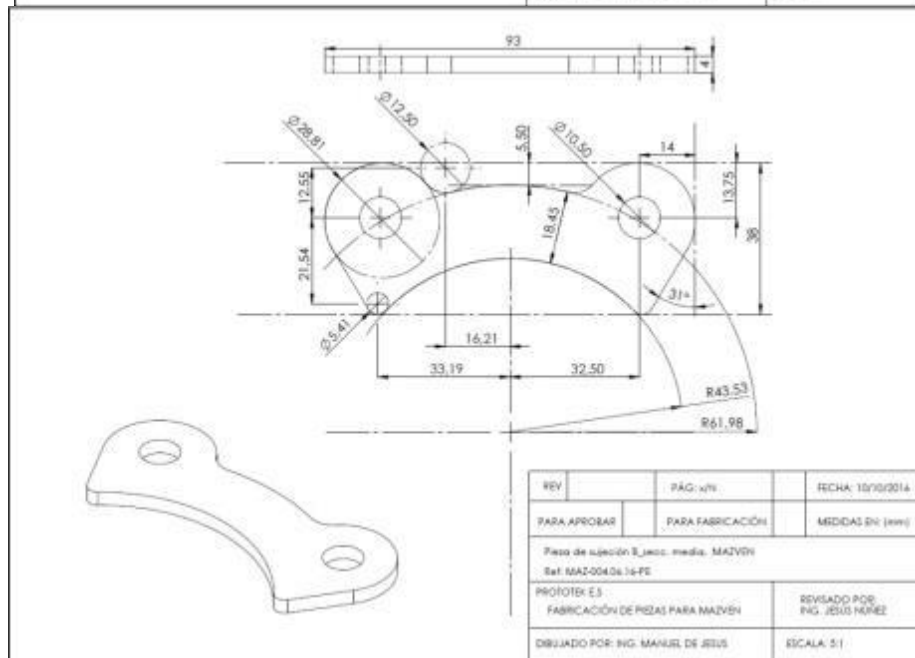
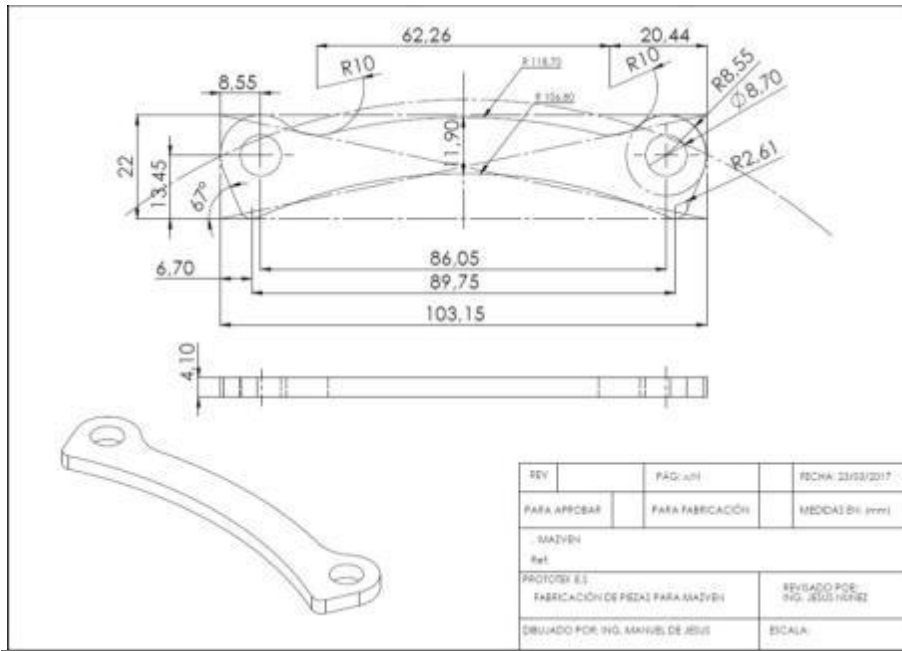
SECCIÓN A-A

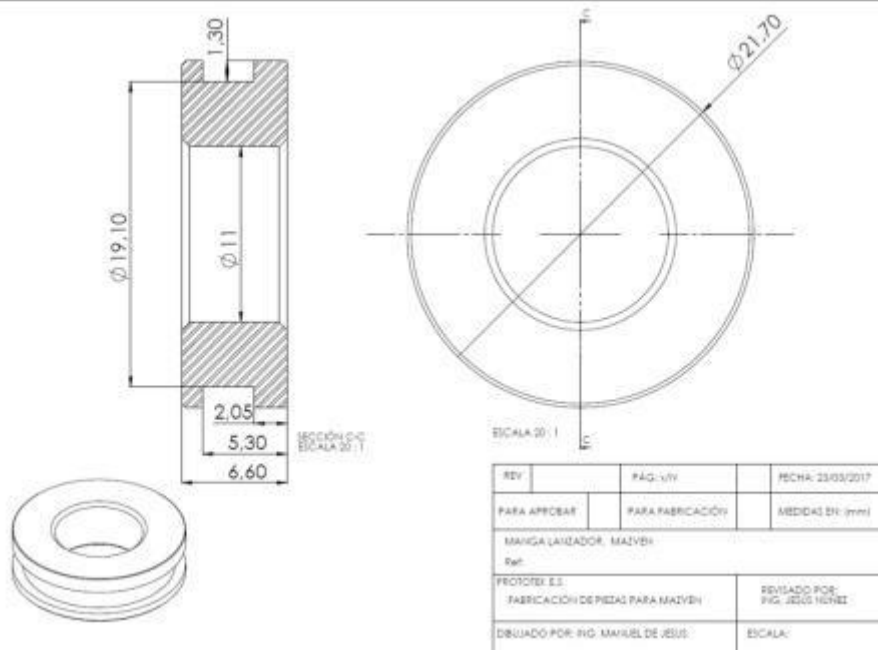
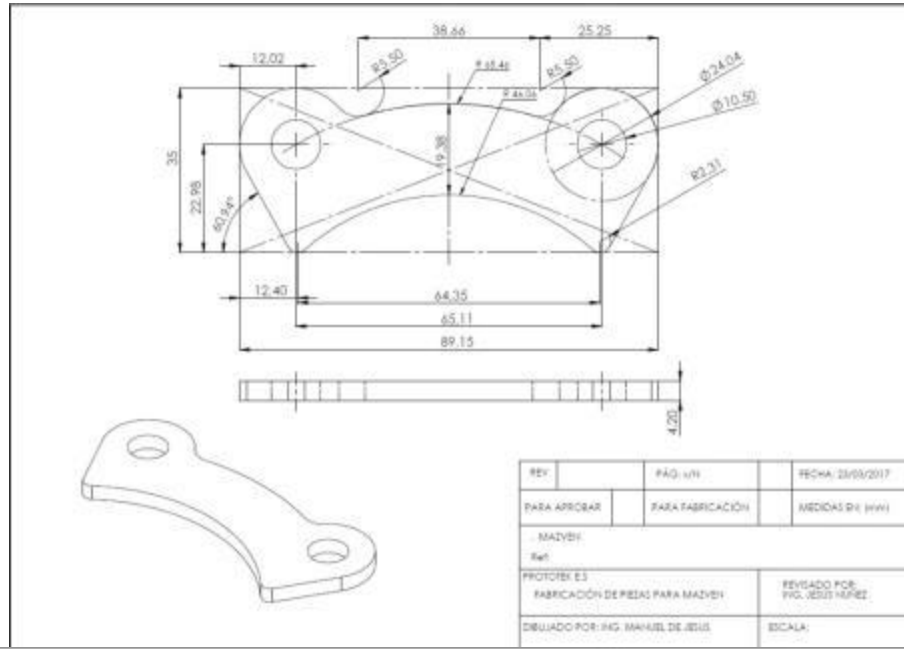
ESCALA 1 : 1

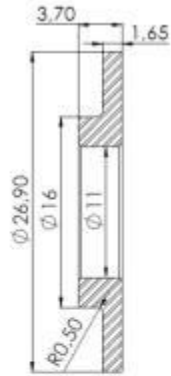
REV	PÁG: 4/11	FECHA: 18/10/2014
PARA APROBAR	PARA FABRICACIÓN	MEDIDAS EN (mm)
Tapa base del rodete de compresor, MAZVEN		
Ref: MAZ-004.18.14-PE		
PROYECTA: E.S.	REVISADO POR: ING. JESUS NUÑEZ	
FABRICACIÓN DE PIEZAS PARA MAZVEN		
DIBUJADO POR: ING. MANUEL DE JESUS		ESCALA: 2:1







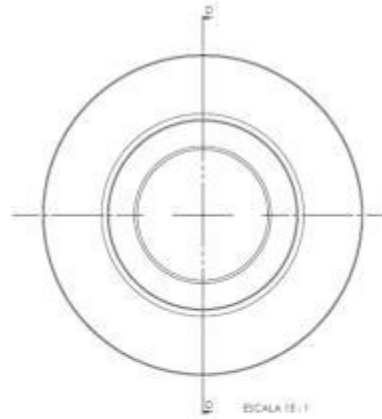




SECCIÓN D-D
ESCALA 1:1



Todos los chafilones a 45°

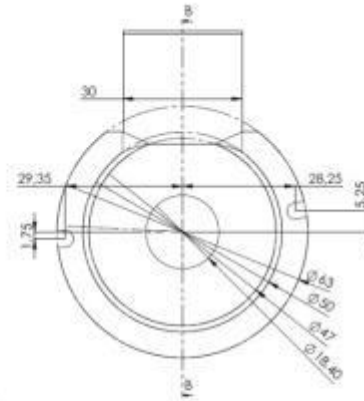


ESCALA 1:1

REV	PAG. 4/11	FECHA: 23/03/2017
PARA APROBAR	PARA FABRICACIÓN	MEDIDAS EN (mm)
MAYGA ESPACIADORA, MAZVEN		
Ref:		
PROYECTO E.3 FABRICACIÓN DE PIEZAS PARA MAZVEN		REVISADO POR: ING. JESUS NUÑEZ
DIBUJADO POR: ING. MANUEL DE JESUS		ESCALA:



SECCIÓN B-B
ESCALA 5:1



REV	PAG. 4/11	FECHA: 20/10/2016
PARA APROBAR	PARA FABRICACIÓN	MEDIDAS EN (mm)
Direccionalador de aceite, MAZVEN		
Ref: MAZ-004.14.16-PE		
PROYECTO E.3 FABRICACIÓN DE PIEZAS PARA MAZVEN		REVISADO POR: ING. JESUS NUÑEZ
DIBUJADO POR: ING. MANUEL DE JESUS		ESCALA: 5:1

