

UNIVERSIDAD DE TALCA
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA CIVIL MECATRÓNICA

DISEÑO DE UN PROTOTIPO RECOLECTOR Y TRITURADOR DE FOLLAJE DESPRENDIDO

Memoria para optar al Título de
Ingeniero Civil Mecatrónico

Profesor Guía:
Dr. Cristóbal Montalba Weisse

AGUSTIN ANTONIO ROMANO NICKELSEN

CURICÓ-CHILE

2022

CONSTANCIA

La Dirección del Sistema de Bibliotecas a través de su encargado Biblioteca Campus Curicó certifica que el autor del siguiente trabajo de titulación ha firmado su autorización para la reproducción en forma total o parcial e ilimitada del mismo.



Two circular stamps and signatures. The left stamp is from the 'DIRECCIÓN SISTEMA DE BIBLIOTECAS UNIVERSIDAD DE TALCA' with a signature over it. The right stamp is from the 'SISTEMA DE BIBLIOTECAS CAMPUS CURICO' with a signature over it.

Curicó, 2023

Diseño de un prototipo recolector y triturador de follaje desprendido

Agustín Antonio Romano Nickelsen

Julio de 2022

Agustín Antonio Romano Nickelsen

Resumen

En la presente memoria se plantea todo el desarrollo necesario para dar solución al problema relacionado con el manejo del follaje desprendido en zonas urbanas. Primero se realiza un análisis de dicho problema, las herramientas que se utilizan actualmente para solucionarlo, se realizan encuestas a los posibles beneficiarios, directos e indirectos, del diseño de un prototipo que solucione el problema. Luego se establecen los objetivos que debe satisfacer dicho prototipo, con esto se procede con el análisis y diseño de cada componente que forma el prototipo, para luego diseñar cada pieza en modelos 3D, con los cuales se realizan simulaciones numéricas para así validar su diseño y funcionamiento. Por último, se establecen los manuales del usuario relacionados a la metodología de uso del prototipo, al proceso y cronograma de mantenimiento tanto del motor, como del resto de componentes que lo requieren y se concluye el proyecto con un análisis sobre los resultados y sobre posibles trabajos futuros en base al presente.

Agradecimientos

Lo logrado durante el desarrollo de este proyecto fue gracias a mis capacidades y a mi esfuerzo, pero principalmente al apoyo de algunas personas que formaron parte de esta etapa de mi vida.

Primero quisiera agradecer a mi familia, que siempre me han mostrado su apoyo durante toda mi vida y principalmente en los momentos difíciles, me guiaron con valores y principios claros, siempre me apoyaron en mis deseos de vivir y estudiar en el extranjero confiando en mi visión y mis capacidades, lo cual me ha definido enormemente.

También quiero agradecer a todo el personal educativo que forman la carrera de Ingeniería Civil Mecatrónica en la Universidad de Talca, por su aporte en mi desarrollo como profesional y por compartir sus conocimientos de la mejor forma posible, agradecer especialmente a Daniel Diaz, director de escuela, por la buena voluntad y disposición que tuvo siempre conmigo durante mi estancia en la Universidad de Talca, ayudándome en cada circunstancia que lo necesité. También merece mi agradecimiento Cristóbal Montalba, el cual me apoyó desde el primer día que le presenté la idea de este proyecto como memoria, planteándome siempre sus ideas y conocimientos para poder llevarla a cabo de la forma más profesional y realista posible.

Un agradecimiento especial a mis amigos chilenos y a la familia Martínez Espinoza, los cuales me acogieron y me ayudaron a que mi estancia en la Universidad de Talca y en Chile sea muy amena y agradable.

Finalmente agradecer a todas las empresas y emprendimientos que aportaron con sus conocimientos y experiencia, con lo cual se logró plantear una necesidad abordable por el proyecto desarrollado. Estas empresas son: Crea Verde, Jardín Vivo, Agro Tierra Fértil, Compost Aconcagua, Huertos de Muti, Huertos a Deo, Club de golf los Leones, Club de golf Sport Francés y a mi amigo Luis Toro, prevencionista de Agropecuarias Wapri.

Tabla de contenido

1	INTRODUCCIÓN	11
1.1	ESTADO DEL ARTE	12
1.1.1	<i>Zonas Verdes en Santiago de Chile</i>	12
1.1.1.1	Ciruelo de flor (<i>Prunus cerasifera</i>)	12
1.1.1.2	Robinia (<i>Robinia pseudoacacia</i>)	13
1.1.1.3	Acer (<i>Acer negundo</i>)	13
1.1.1.4	Otras especies de arboles	14
1.1.2	<i>Análisis de diferentes alternativas en el mercado</i>	14
1.1.2.1	Alternativas de mayor capacidad	14
1.1.2.2	Alternativas de menor capacidad	15
1.1.2.3	Otras variantes	16
1.1.3	<i>Análisis de las alternativas</i>	17
1.1.4	<i>Manejo de residuos de poda</i>	18
1.1.4.1	Maquinaria para el triturado de residuos de poda	18
1.1.4.2	Procesos de triturado de residuos de poda	19
1.1.5	<i>Posibles usos del material recolectado</i>	20
1.1.5.1	Introducción al compostaje de materia orgánica	21
1.1.6	<i>Justificación del problema</i>	22
1.1.6.1	Equipos de jardinería y mantenimiento de jardines	22
1.1.6.1.1	Oportunidad de mercado	23
1.1.6.2	Viveros, huertos y generación de compostaje	23
1.1.6.2.1	Oportunidad de mercado	24
1.1.6.3	Empresas agrícolas	24
1.1.6.3.1	Oportunidades de mercado	25
1.1.6.4	Clubes de deporte y recreación	25
1.1.6.4.1	Oportunidades de mercado	26
1.1.6.5	Resumen de la justificación del problema	26
1.1.6.6	Conclusión de los posibles interesados	27
1.2	OBJETIVOS	28
1.2.1	<i>Objetivo General</i>	28
1.2.2	<i>Objetivos Específicos</i>	28
1.3	ALCANCES Y LIMITACIONES	28
1.4	METODOLOGÍA	29
1.4.1	<i>Investigación y justificación del problema</i>	29
1.4.2	<i>Diseño del prototipo</i>	30
1.4.3	<i>Simulación del funcionamiento</i>	31
1.4.4	<i>Aspectos técnicos</i>	32
1.5	RESUMEN DE LOS CAPÍTULOS	32
2	RECOLECTOR Y TRITURADOR DE FOLLAJE DESPRENDIDO	34
2.1	MARCO TEÓRICO	34
2.1.1	<i>Principio general del proyecto</i>	34
2.1.1.1	Impulso de una fuerza	34

2.1.1.2	Cantidad de movimiento.....	34
2.1.1.3	Conservación de la cantidad de movimiento.....	35
2.1.2	<i>Clasificación de los turbocompresores (TC)</i>	35
2.1.3	<i>Descripción de un turbocompresor centrífugo</i>	36
2.1.4	<i>Selección del ángulo de salida de los álabes β_2</i>	38
2.1.5	<i>Diseño de turbocompresores radiales</i>	40
2.1.5.1	Selección del número de revoluciones	41
2.1.5.2	Cálculo de dimensiones especiales.....	42
2.1.5.2.1	Criterios previos para la estimación de u_{max} y β_2	42
2.1.5.2.2	Estimación de β_2 , u_2 , y d_1d_2	43
2.1.5.2.3	Triángulos de salida y de entrada del rotor.....	44
2.1.5.2.4	Anchos a la entrada y salida del rotor.....	45
2.1.5.2.5	Diámetro del eje d_e , diámetro del cubo d_c y diámetro de la boca del rotor d_a	46
2.1.5.3	Número y trazado de los alabes.....	46
2.1.6	<i>Principios físicos para el análisis de las simulaciones</i>	47
2.1.6.1	Deformación de los metales	47
2.1.6.2	Ley de Hooke.....	48
2.2	PROPUESTAS DE DISEÑO PARA EL PROTOTIPO	49
2.3	VARIABLES QUE DEFINEN EL DISEÑO	49
2.3.1	<i>Versatilidad</i>	49
2.3.2	<i>Peso</i>	49
2.3.3	<i>Capacidad</i>	50
2.3.4	<i>Precio</i>	51
2.3.5	<i>Ruido</i>	51
2.4	GRADO DE RELEVANCIA DE LAS VARIABLES DE DISEÑO	51
2.5	ANÁLISIS DE LAS PROPUESTAS.....	53
2.6	BOSQUEJO DE DISEÑO	55
2.7	DIMENSIONAMIENTO DE COMPONENTES	56
2.7.1	<i>Dimensionamiento del sistema de propulsión</i>	56
2.7.1.1	Opciones de motorización	56
2.7.1.2	Selección del embrague.....	59
2.7.1.3	Dimensionamiento del eje de transmisión.....	61
2.7.2	<i>Dimensionamiento del sistema de succión y triturado</i>	62
2.7.2.1	Diseño del rotor de succión y triturado	62
2.7.2.2	Diseño de la carcasa del rotor.....	69
2.7.2.3	Diseño del tubo de succión.....	71
2.7.2.4	Diseño del control de funcionamiento.....	74
2.7.3	<i>Dimensionamiento del contenedor de almacenamiento</i>	75
2.7.3.1	Posibles distribuidores de bolsas	76
2.7.4	<i>Dimensionamiento de la estructura</i>	77
3	DISEÑO EN SOFTWARE CAD	81
3.1	DISEÑO DEL EJE	81
3.2	DISEÑO DEL ROTOR DE SUCCIÓN Y TRITURADO.....	81

3.3	DISEÑO DE LA CAPSULA DEL ROTOR	82
3.4	ENSAMBLE DEL ROTOR DE SUCCIÓN	83
3.5	DISEÑO DE LA MANGUERA DE SUCCIÓN	84
3.6	DISEÑO DE LAS BASES PARA EL CONTENEDOR DE ALMACENAMIENTO	84
3.7	DISEÑO DE LA BASE PRINCIPAL	86
3.8	ENSAMBLE TOTAL	87
4	SIMULACIÓN.....	88
4.1	SIMULACIÓN MECÁNICA DEL SISTEMA DE SUCCIÓN Y TRITURADO	91
4.1.1	<i>Parámetros iniciales de simulación</i>	91
4.1.2	<i>Resultados de la simulación</i>	92
4.1.3	<i>Análisis de los resultados</i>	94
4.2	SIMULACIÓN CFD DEL SISTEMA DE SUCCIÓN Y TRITURADO	96
4.2.1	<i>Parámetros iniciales de simulación</i>	96
4.2.2	<i>Resultados y análisis de la simulación</i>	97
4.2.3	<i>Conclusión de la simulación CFD</i>	99
4.3	SIMULACIÓN DE ESFUERZOS MECÁNICOS DE LA BASE DEL PROTOTIPO	99
4.3.1	<i>Parámetros iniciales de simulación</i>	99
4.3.2	<i>Resultados de la simulación</i>	100
4.3.3	<i>Análisis de los resultados</i>	101
5	MANUAL DEL FABRICANTE	103
5.1	ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL PROTOTIPO	103
5.2	GUÍA DE USO DEL PROTOTIPO	103
5.3	MANTENIMIENTO TÉCNICO	104
6	CONCLUSIONES	105
6.1	CONCLUSIONES GENERALES	105
6.2	TRABAJOS FUTUROS	106
7	BIBLIOGRAFÍA	108
8	ANEXOS	111
8.1	ALTERNATIVAS DEL MERCADO.....	111
8.1.1	<i>Alternativas de mayor capacidad</i>	111
8.1.2	<i>Alternativas de menor capacidad</i>	112
8.1.3	<i>Otras alternativas</i>	114
8.1.4	<i>Maquinaria para el triturado de residuos de poda</i>	115
8.2	ENCUESTAS A POSIBLES INTERESADOS	116
8.3	PROPUESTAS DE DISEÑO PARA EL PROTOTIPO	117
8.3.1	<i>Primera propuesta</i>	117
8.3.2	<i>Segunda propuesta</i>	118
8.3.3	<i>Tercera propuesta</i>	119
8.3.4	<i>Cuarta propuesta</i>	119
8.4	BOSQUEJO DE DISEÑO	119
8.5	DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE PROPULSIÓN.....	122

8.6	DIMENSIONAMIENTO DEL EJE DE TRANSMISIÓN	124
8.7	ANILLOS SEEGER PARA EJES	128
8.8	FICHA TÉCNICA STIHL SH86 C-E	129
8.9	MEMORIA DE CÁLCULO DEL ROTOR DE SUCCIÓN Y TRITURADO	129
8.10	PROPIEDADES TERMODINÁMICAS DEL AIRE A BAJA PRESIÓN	145
8.11	TABLA DE RODAMIENTOS	146
8.12	CÁLCULO DE AGUJEROS DE LA BASE DEL MOTOR.....	147
8.13	INFORMACIÓN TÉCNICA Y DE USO DEL PROTOTIPO.....	149

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Corte meridional de un TC a) radial b) diagonal c) axial. 36

Figura 2. Tipos de rodetes: a) abierto; b) semiabierto de simple aspiración; c) semiabierto de doble aspiración; d) cerrado..... 36

Figura 3. Rotor de un TC con alabes: a) curvados hacia atrás; b) curvados hacia adelante; c) de salida radial, con el triángulo de velocidad de salida en cada caso. 37

Figura 4. TC radial de álabes curvados hacia atrás: a) corte transversal; b) corte meridional. 38

Figura 5. Valores máximos y mínimos del ángulo β_2 39

Figura 6. Dimensiones principales de un rodete de TC radial: a) corte meridional; b) corte transversal. 41

Figura 7. Diagrama de Eckert para la estimación de las dimensiones principales de un TC radial. 43

Figura 8. Número de álabes z de un TC radial en función del ángulo medio de los álabes. 47

Figura 9. Tipos de deformación en un metal. 48

Figura 10. Boceto del prototipo vista 1. 55

Figura 11. Motor Honda GX 50. 59

Figura 12. Despiece de la campana del embrague de la desbrozadora UMK435. 60

Figura 13. Diagrama de las medidas de un rotor. 67

Figura 14. Medidas para el cálculo de la geometría de la carcasa del rotor. 70

Figura 15. Triángulo de inclinación de la manguera de succión. 73

Figura 16. Despiece del manillar y comando del acelerador del motor. 74

Figura 17. Medidas del motor Honda GX50 desde la vista frontal. 78

Figura 18. Medidas del motor Honda GX50 desde la vista lateral. 79

Figura 19. Straps de la sopladora de hojas RedMax EBZ7500. 80

Figura 20. Diseño 3D del eje de torsión. 81

Figura 21. Ensamble del rotor de succión y triturado. 82

Figura 22. Cápsula del rotor de succión. 83

Figura 23. Tapa de la cápsula del rotor. 83

Figura 24. Ensamble del rotor de succión y de la cápsula. 84

Figura 25. Ensamble de la manguera de succión. 84

Figura 26. Argolla que sostiene el contenedor de almacenamiento. 85

Figura 27. Enganche del contenedor de almacenamiento a la salida de la carcasa del rotor. 85

Figura 28. Base inferior del prototipo. 86

Figura 29. Estructura de la base del prototipo. 86

Figura 30. Perspectiva lateral del ensamble total del prototipo. 87

Figura 31. Gráfico de las curvas de deformación de distintos materiales. 91

Figura 32. Parámetros de la simulación de esfuerzos y deformación del rotor de succión. 92

Figura 33. Deformación resultante de la simulación utilizando acero 1020. 92

Figura 34. Deformación resultante de la simulación utilizando aluminio 2024. 93

Figura 35. Esfuerzo normal resultante de la simulación utilizando acero 1020. 93

Figura 36. Esfuerzo normal resultante de la simulación utilizando aluminio 2024. 94

Figura 37. Relación de deformación y esfuerzo normal para la simulación del rotor de succión y triturado utilizando acero 1020. 94

Figura 38. Relación de deformación y esfuerzo normal para la simulación del rotor de succión y triturado utilizando aluminio 2024.	95
Figura 39. Modelo negativo del ensamblaje del rotor y la carcasa.	97
Figura 40. Streamline de la velocidad de la simulación CFD del rotor de succión.	98
Figura 41. Plano de velocidad del rotor y la carcasa.	98
Figura 42. Parámetros de la simulación de esfuerzos de la estructura principal.	100
Figura 43. Resultado de la simulación de deformación de la estructura principal.	100
Figura 44. Resultados de la simulación de esfuerzo normal de la estructura principal.	101
Figura 45. Relación de deformación y esfuerzo normal para la simulación de la estructura principal utilizando acero 1020.	101
Figura 46. Primera propuesta para el diseño del prototipo.	118
Figura 47. Segunda propuesta para el diseño del prototipo.	118
Figura 48. Tercera propuesta para el diseño del prototipo.	119
Figura 49. Cuarta propuesta para el diseño del prototipo.	119
Figura 50. Motor en posición frontal.	120
Figura 51. Motor en posición posterior.	121
Figura 52. Motor en posición lateral.	121
Figura 53. Geometría y medidas de las guías del eje de transmisión.	126
Figura 54. Dimensiones para la utilización de un anillo seeger.	126
Figura 55. Tabla de medidas para anillos seeger.	128
Figura 56. Ficha técnica de la sopladora-aspiradora Stihl HC86 C-E.	129
Figura 57. Cálculo gráfico de variables por medio del diagrama de Eckert.	130
Figura 58. Triángulo de velocidad en la entrada del rotor.	134
Figura 59. Triángulo de velocidades a la salida de los alabes.	135
Figura 60. Gráfica para el cálculo del factor de deslizamiento.	136
Figura 61. Número óptimo de alabes en función del ángulo medio.	138
Figura 62. Propiedades termodinámicas del aire a baja presión.	145
Figura 63. Medidas de los rodamientos.	146
Figura 64. Aproximación de la medida entre agujeros del motor utilizando Geogebra.	147
Figura 65. Aproximación de la medida desde los agujeros de la izquierda del motor hasta el extremo del embrague.	148

LISTA DE TABLAS

Tabla 1: Dispositivos de mayor capacidad disponibles en el mercado (minimizado).	15
Tabla 2: Dispositivos de menor capacidad disponibles en el mercado (minimizado).	15
Tabla 3: Otros dispositivos disponibles en el mercado.	17
Tabla 4. Comparación de beneficios y perjuicios de las opciones de mayor capacidad.	17
Tabla 5. Maquinaria disponible para el triturado de residuos de poda (minimizado).	19
Tabla 6. Relación del ángulo β_2 y del coeficiente ψ . [10]	44
Tabla 7. Requerimientos para evaluar el grado de relevancia de las variables de diseño.	51
Tabla 8. Análisis de las propuestas y sus calificaciones en cada variable.....	54
Tabla 9. Opciones de motorización para el prototipo (minimizado).	56
Tabla 10. Comparación de las diferentes opciones de motorización.	57
Tabla 11. Elementos que componen la campana del embrague de la desbrozadora UMK435.....	60
Tabla 12. Condiciones de las constantes para el funcionamiento del rotor.....	65
Tabla 13. Elementos que componen el control del motor de la desbrozadora UMK435.....	75
Tabla 14. Posibles distribuidores de bolsas de almacenamiento.	77
Tabla 15. Volumen de cada pieza del prototipo	89
Tabla 16. Datos de densidad y módulo de elasticidad de los materiales de simulación.	90
Tabla 17. Dispositivos de mayor capacidad disponibles en el mercado.	111
Tabla 18. Dispositivos de menor capacidad disponibles en el mercado.	112
Tabla 19: Otros dispositivos disponibles en el mercado.	114
Tabla 20. Maquinaria disponible para el triturado de residuos de poda.....	115
Tabla 21. Opciones de motorización para el prototipo.....	122

1 Introducción

A mediados de marzo comienza el otoño en el hemisferio sur del planeta, lo que trae consigo que los árboles y plantas de hoja caducifolia empiecen su proceso de pérdida de follaje, el cual depende de la especie, el tipo de suelo, la humedad, la velocidad con la cual disminuye la temperatura ambiental y la radiación solar, pero inevitablemente todos completan este proceso, generando una gran cantidad de desecho orgánico en las ciudades, que dificultan el día a día de los habitantes. Académicos de la Facultad de Ciencias Forestales de la Universidad de Chile, desarrollaron una investigación en la cual establecieron que la vegetación urbana de Santiago produce unas 40 mil toneladas de follaje anualmente, considerando que su superficie foliar es de 430 kilómetros cuadrados aproximadamente [1], todo este material cae en un periodo corto de tiempo, que puede variar entre un par de semanas hasta meses, dependiendo de los factores antes mencionados, originando problemas en materia de seguridad vial, flujo hídrico, taponamiento de las alcantarillas y demás que se traducen en inconvenientes a la comunidad. Actualmente existen algunas alternativas para el proceso de recolección, se observa algunas opciones en [sec. 1.1.2], pero la gran mayoría de los organismos encargados de esta tarea no poseen estos dispositivos y utilizan personal de limpieza que recolectan de forma manual, lo cual se traduce en pérdida de tiempo y de dinero.

Destacar también que esta materia orgánica recolectada no se le suele dar una utilidad y principalmente se la desecha, desaprovechando sus propiedades energéticas y los beneficios que podría aportar si se la utilizara por ejemplo para huertos comunitarios en sectores urbanos.

El siguiente proyecto pretende desarrollar el diseño de un prototipo compacto capaz de satisfacer esta necesidad, recolectando y acumulando el follaje que podría generar disconformidad e inseguridad a la comunidad durante la ejecución de sus tareas diarias, generar un proceso más competitivo que el utilizado actualmente, siendo más eficiente, disminuyendo el tiempo de operación, el gasto requerido y el personal necesario.

1.1 Estado del Arte

1.1.1 Zonas Verdes en Santiago de Chile

Es necesario primero conocer las diferentes características de las plantas o condiciones en las que se encuentran las zonas verdes urbanas a las cuales se accede para poder recolectar el follaje que desprender y así limpiar el área. Existen características como el tamaño de las hojas y de los frutos que condicionan el diseño del prototipo, al ser necesario un diámetro de acceso específico para que pueda ser funcional. Otros aspectos relacionados a la flora también pueden ser relevantes, como el hecho de si son o no de hoja caducifolia, o la altura de las ramificaciones que puede dificultar el acceso al operador.

“Nélida Villaseñor, investigadora del Laboratorio de Geomática y Ecología del Paisaje, junto al académico Dr. Jaime Hernández, ambos de la Facultad de Ciencias Forestales y de la Conservación de la Naturaleza de la U. de Chile, detectaron que en las comunas analizadas existen 6.692.000 árboles, de los cuales el 86% corresponde a especies exóticas. Los resultados son fruto de un estudio sobre la diversidad e inequidad de la distribución de especies arbóreas en los 32 municipios de la provincia de Santiago, además de las comunas de Colina, Lampa, Puente Alto y San Bernardo” [1].

La investigadora también menciona en su estudio sobre la diversidad e inequidad en las diferentes especies arbóreas de los diferentes municipios de Santiago “La especie exótica más abundante en Santiago es el ciruelo de flor (*Prunus cerasifera*). Esta especie es originaria de Europa y Asia. En Chile central, es utilizada para decorar calles, jardines y parques por sus flores púrpuras. Le sigue la robinia (*Robinia pseudoacacia*) y el acer (*Acer negundo*), ambos originarios de América del Norte” [2].

Gran parte de estas especies resultan ser foráneas, pero si se toma en cuenta datos de entre el 2002 y el 2014 se encuentra un crecimiento en la utilización de especies nacionales de un 4% a un 14%. Entre las más destacadas se encuentran el espino (*Acacia caven*), el quillay (*Quillaja saponaria*), maitén (*Maytenus boaria*) y peumo (*Cryptocarya alba*) [2].

1.1.1.1 Ciruelo de flor (*Prunus cerasifera*)

“Arbusto o arbolito de 3-4 metros de altura., con el ramaje abierto y copa subglobosa, redondeada, caducifolio, inerme o espinoso, en este caso presenta espinas en la parte inferior

de la planta, tronco recto y ramas secundarias más o menos erectas. Corteza castaña, rugosa. Hojas alternas, simples, pecíolo 6-12 mm de longitud, glabro, provisto de glándulas; láminas 3,5-7 x 2-3,5 cm, obovadas, oblanceoladas o anchamente elípticas, ápice subagudo a apiculado, margen crenado o aserrado, con dientes glandulíferos, base cuneada, de haz glabro y lustroso, y envés a veces pubescente, en los nervios; estípulas cortas, triangulares, caducas, denticuladas o laciniadas, de color verde que se torna vinoso en otoño, algunas variedades son rojopurpúreas todo el año. Flores actinomorfas, hermafroditas, generalmente solitarias o geminadas, no fragantes, aparecen antes que las hojas, de 2-2,5 cm de diámetro; pedicelos 12-15 mm de longitud, glabros. Receptáculo 3-4 mm, acopado. Sépalos 3-4 mm de longitud, reflejos, oblongos, obtusos, glabros excepto en la cara interna, denticulados, verdes o de color púrpura, con glándulas marginales” [3].

1.1.1.2 Robinia (Robinia pseudoacacia)

“Árboles caducifolios, de hasta 25 m de alto, con copa amplia. Corteza marrón-grisácea, profundamente agrietada, con costillas escamosas. Ramas algo tortuosas, las ramillas con las estípulas transformadas en espinas. Hojas alternas, compuestas, imparipinnadas, de 20-35 cm de largo, con pecíolo articulado en la base; lámina de 3-11 pares de folíolos de 2,5-4,5 cm de largo, subopuestos, ovalados, redondeados, de borde entero, levemente truncados en la base y con un pequeño mucrón en el ápice, el haz de un verdeazulado, el envés más pálido. Las hojas se pliegan al anochecer. Flores en racimos axilares multifloros, colgantes, de 10-20 cm: amariposadas, blancas (estandarte con una mancha amarilla en su base), muy fragantes; cáliz acampanado, marrón-rojizo; corola de 1,5-2 cm, con estandarte escotado, alas y quilla; estambres 10, 9 soldados en tubo, 1 libre; gineceo unicarpelar. Fruto legumbre, de 5-12 cm de largo por 1-1,5 de ancho, fuertemente comprimida. Semillas 3-18, pardo-rojizas” [4].

1.1.1.3 Acer (Acer negundo)

“Acer negundo es un árbol a menudo de múltiples tallos que alcanza una altura de no más de 20 m y un diámetro de tallo de hasta 1 m. En una vegetación más abierta, el dosel generalmente exhibe una corona amplia y abierta e incluso puede volverse arbustivo, mientras que, frente a la competencia en un bosque, el tronco tiende a ser de un solo tallo y

más recto. Las hojas tienen 15-35 cm de largo, pinnadas con 3-5 folíolos y de color verde claro, pero más pálido debajo. Los folletos son lobulados y aserrados. La forma del folleto es variable. Las flores masculinas nacen en corimbos con estambres colgantes, mientras que las flores femeninas se encuentran en pequeños racimos colgantes. Ambos tipos de flores son pequeñas y de color verde amarillento pálido. Hay mucha variación en la morfología de las flores pistiladas con la presencia de estambres en una proporción de las flores. El fruto consiste en dos sámaras aladas fusionadas de 4 cm de largo, que divergen en un ángulo de menos de 60 grados.” [5].

1.1.1.4 Otras especies de árboles

Existen otras especies de árboles en Santiago de Chile, con características similares a las previamente analizadas, algunas de estas son:

- Acacia caven.
- Quillaja saponaria.
- Maytenus boaria.
- Cryptocarya alba.

Estas especies están presentes en un muy bajo porcentaje, y algunas de ellas no son de hojas caducifolias por lo que no se ven afectadas por el otoño.

1.1.2 Análisis de diferentes alternativas en el mercado

Debido a que actualmente existen algunas opciones disponibles en el mercado para proporcionar una solución al problema planteado se analizan algunas de ellas, sus especificaciones, su precio y demás características que puedan servir como base para el diseño del prototipo.

1.1.2.1 Alternativas de mayor capacidad

Primero se tienen las opciones de mayor capacidad y dimensión las cuales requieren de un sistema de propulsión incorporado o externo al dispositivo, en la Tabla 1 se observan de forma minimizada, en la [sec. 8.1.1] de los anexos se observa la tabla detallada.

Tabla 1: Dispositivos de mayor capacidad disponibles en el mercado (minimizado).

Máquina	Precio	Especificaciones
Ventrac RV 602 collection system	Se desconoce	Peso: 238kg Capacidad: 0.45 m3 Motor: 305cc, 10HP El contenedor posee levante hidráulico de hasta 152cm.
Aspiradora de hojas Troy Bilt	USD265 (homedepot.com USA)	Peso:52 kg Capacidad:0.067m3 Motor: 159cc Triturado reduce las hojas un 8:1 de su volumen y además corta el pasto.
Power DR leaf and lawn vacuum	USD1699.99 (aaalawnmower.com USA)	Peso:155.9kg Capacidad: 2.55m3 Motor: 223cc, 6.6HP
Agrimetal leaf and debris collector 4420	USD9310 (everythingatachments.com USA)	Peso:418kg Capacidad:1.52m3 Motor: 7.5HP Cabezal de recogida independiente que presenta un disco giratorio recolector.

1.1.2.2 Alternativas de menor capacidad

Luego encontramos también dispositivos de una menor capacidad y tamaño, lo que disminuye su peso considerablemente haciendo posible su utilización sostenida por el operario sin necesidad de un sistema extra, en la Tabla 2 se observan de forma minimizada, en la [sec. 8.1.2] de los anexos se observa la tabla detallada.

Tabla 2: Dispositivos de menor capacidad disponibles en el mercado (minimizado).

Máquina	Precio	Especificaciones
Stihl BG 86	USD 249.95 (stihlusa.com)	Peso:4.4kg Motor: 27.2cc, 1.1HP (combustión interna)

		Caudal de aire máximo: 810m ³ /h Velocidad de aire máximo: 66m/s
Bauker Soplador aspirador eléctrico 2400W	USD 79.30 (sodimac.com Chile)	Peso: 3.93kg Motor: 2400W Velocidad de aire máxima: 75m/s Capacidad:0.04m ³ No funciona con hojas mojadas.
Black & Decker BV 5600	USD 93.49 (wallmart.com USA)	Peso: 3.68kg Motor: 12Amp alimentado por la red pública. Caudal de aire máximo: 679.6m ³ /h Velocidad de aire máximo: 111.76m/s Decibeles: 68dB Triturado reduce las hojas un 16:1 de su volumen.
PB 580T	USD369 (homedepot.com USA)	Peso: 10.31kg Motor:58.2cc Decibeles: 70dB Caudal de aire máximo: 878.38m ³ /h Velocidad de aire máximo: 96.56m/s Se lo lleva en la espalda, pero solo funciona como soplador.
Toro ultaplus blower vac 51621	USD110.63 (homedepot.com USA)	Peso: 4kg Motor: 12Amp alimentado por la red pública. Caudal de aire máximo: 688.1m ³ /h Velocidad de aire máximo: 116.23m/s Reduce el volumen de las hojas hasta en un 97%.

1.1.2.3 Otras variantes

Existen otras variantes que proporcionan solución al manejo de las hojas y las ramas que se observan en la Tabla 3 de forma minimizada, en la [sec. 8.1.3] de los anexos se observa la tabla detallada.

Tabla 3: Otros dispositivos disponibles en el mercado.

Máquinas	Precio	Especificaciones
Chipeadora troy bilt 3"	CLP1166200 (emaresa.cl Chile)	Peso: 70kg Motor: 208cc Reduce las hojas y ramas en una relación de 10:1 con un diámetro máximo de chipiado 7.5cm.
Worx WG430 leaf mucher	USD199.99 (worx.com USA)	Peso:9.09kg Motor: 13Amp Reduce las hojas y ramas en una relación de 11:1 y a una tasa de 53gal/min.
Bosch AXT Rapid 2200	USD 235 (amazon.com USA)	Peso: 12kg Motor: 2200W Tolva de alimentación rápida y émbolo práctico para un rendimiento de material de 90 kg / h. Se utiliza más para ramas.

1.1.3 Análisis de las alternativas

Considerando todas las alternativas de mercado expuestas previamente, se realiza un análisis para establecer sus beneficios y desventajas en base al problema que se desea abordar. Dicho análisis se observa en la tabla 4.

Tabla 4. Comparación de beneficios y perjuicios de las opciones de mayor capacidad.

Máquina	Desventajas	Beneficios
Mayor capacidad	<ul style="list-style-type: none"> - Precio elevado. - Mayor complejidad en su funcionamiento. - Solo pueden acceder a superficies planas. 	<ul style="list-style-type: none"> - Gran capacidad de procesamiento de hojas. - Mayor capacidad de almacenamiento del producto recolectado. -
Menor capacidad	<ul style="list-style-type: none"> - Poca capacidad de almacenaje. 	<ul style="list-style-type: none"> - Precio accesible.

	- Genera cansancio en el operario.	- Puede acceder a cualquier superficie.
Otras variantes	- Trabaja de forma estática.	- Precio accesible. - No solo procesan hojas sino también ramas.

1.1.4 Manejo de residuos de poda

Otro de los sectores que se consideran como posibles beneficiarios del desarrollo del presente proyecto es el agrícola, específicamente los enfocados en el cultivo de frutales, como uvas, manzanas, peras y demás. Por este motivo es necesario analizar como actualmente, en el sector agrícola, solucionan el problema del manejo de los residuos de poda.

Con el objeto de dejar en el pasado técnicas altamente contaminantes e ineficientes como la quema post poda, se ha desarrollado en los últimos años diferentes equipos para el procesamiento de este material, disminuyendo así el impacto que tiene la agricultura en la contaminación del ambiente y posibilitando la reutilización de los nutrientes y todo el potencial energético que poseen los residuos de poda. De esta forma se logra optimizar los tiempos requeridos para el desarrollo de esta actividad, disminuyendo costos y proporcionando al suelo una mayor cantidad de materia orgánica, mejorando así los cultivos y disminuyendo la posibilidad de sobreexplotar los recursos del suelo. [6]

1.1.4.1 Maquinaria para el triturado de residuos de poda

Existen 2 máquinas agrícolas principales para la realización de este proceso, estas son las siguientes:

- Tractor frutero.
- Trituradora de residuos de poda.

Existen otras máquinas complementarias que ayudan al proceso de trituración de los residuos de poda o que pueden reemplazar a las maquinas enlistadas anteriormente, estas son:

- Barredora de residuos.
- Trituradora de residuos de poda manual.

En la tabla 5 podemos observar las máquinas enunciadas, en la [sec. 8.1.4] de los anexos observamos la tabla detallada.

Tabla 5. Maquinaria disponible para el triturado de residuos de poda (minimizado).

Máquinas	Especificaciones
Lovol TB 504	- Tractor frutero. - Precio: CLP15819860 - Potencia: 50HP - Tracción: 4WD
Triturado con púas flotantes	- Ancho: de 1 a 1.8m. - Sujeción por tercer punto. - Accionada por toma fuerza. - Precio: desde CLP 7700000.
Barredora de podas	- Acoplamiento a la delantera del tractor. - Accionado con sistema hidráulico del tractor. - Ancho: regulable. - Precio: CLP 7600000.
Chipeadora de tiro	- Capacidad: de 8 a 15 m ³ /h. - Diámetro máximo de chipeado: 180mm. - Potencia necesaria: 50-80 HP.

Observando las distintas máquinas que se utilizan para procesar los residuos de poda, se puede concluir algunas características que dichas máquinas deben poseer en comparación a las características de las máquinas analizadas en la [sec.1.1.2]:

- Buena capacidad de procesamiento.
- Construido con piezas de alta resistencia, debido a su material y geometría.
- Tamaño y peso muy superior.
- Requieren de una fuente de alta potencia para su funcionamiento.

1.1.4.2 Procesos de triturado de residuos de poda

El manejo de los residuos de poda en los diferentes cultivos frutales del país consiste en ingresar al terreno, después de haber realizado el proceso de poda anual, con la máquina trituradora y un tractor agrícola remolcándola, los residuos de poda están esparcidos en los caminos entre las hileras y la trituradora se encarga de disminuir su dimensión para que su descomposición sea más veloz y evitar que generen problemas a la circulación de las máquinas y del personal.

Las características de los cultivos frutales condicionan las características de los diferentes máquinas que se utilizan para el triturado de los residuos de poda, principalmente por la distancia entre las hileras. Las máquinas no pueden ser de gran dimensión debido a

que solo pueden cubrir un camino entre hileras a la vez, esto limita también el tamaño del tractor que se requiere debido a que, como las máquinas no son de gran tamaño, no se requiere tractores de mucha potencia, por lo general suelen ser entre 30 y 80 caballos de fuerza y las dimensiones de estos tractores deben caber entre las hileras.

La trituradora con púas frontales también es otra de las máquinas principales para esta acción, la función de esta máquina es triturar todo el material sobrante del proceso de poda que se realiza anualmente después de la cosecha, para esto posee cuchillas giratorias en su interior que, por medio del toma-fuerza del tractor, giran a altas revoluciones para procesar todo el material. Esta máquina se sujeta al tractor por medio del tercer punto y algunas poseen la capacidad de ser utilizadas en marcha frontal o en reversa.

Para ayudar al proceso se suele también utilizar una barredora de podas sujeta en la zona frontal del tractor, juntamente con la trituradora en la parte de atrás, y su función es acumular todo el residuo de poda que exista en el camino en una sola hilera central para que el proceso de triturado sea más eficiente al aumentar la cantidad de material que la trituradora procesa.

Por último, también se puede utilizar una chipeadora de tiro para el procesamiento del residuo de poda, esta máquina funciona por medio del toma-fuerza del tractor y su funcionamiento es muy similar a la trituradora, posee unas cuchillas internas que giran a altas revoluciones para triturar todo el material, con la diferencia que este se debe ingresar a la máquina de forma manual lo cual causa que el proceso toma una mayor cantidad de tiempo, pero con el beneficio de un costo inferior.

Existen también algunos casos de productores que no desean incorporar los residuos de poda al cultivo, principalmente por la presencia de alguna plaga en estas que pueda propagarse en el cultivo, para estos productores existen también alternativas, algunas trituradoras de poda poseen una tolva incorporada, esto permite acumular el producto triturado para luego ser descargado en otro sector [6].

1.1.5 Posibles usos del material recolectado

Uno de los inconvenientes del proceso de recolección de follaje desprendido en zonas urbanas es como disponerlo, muchas veces este producto se lo desecha en zonas baldías donde, como es un producto orgánico, se piensa que se reintegra al ecosistema, pero en

realidad puede generar problemas al secarse el follaje con las altas temperaturas en verano, facilitando la generación y propagación de incendios, también se estaría desaprovechando las propiedades energéticas de este material y existe un gasto en transporte y mano de obra para realizarlo. Hay procesos que utilizan este tipo de materia para convertirlo en un aporte energético y nutritivo para la producción agrícola, estos procesos aumentan la eficiencia de la descomposición de la materia y le proporcionan un valor agregado.

1.1.5.1 Introducción al compostaje de materia orgánica

“La materia orgánica es uno de los más importantes componentes del suelo. Si bien nos imaginamos que es un solo compuesto, su composición es muy variada, pues proviene de la descomposición de animales, plantas y microorganismos presentes en el suelo o en materiales fuera del predio. Es justamente en esa diversa composición donde radica su importancia, pues en el proceso de descomposición, muy diversos productos se obtienen, que actúan como ladrillos del suelo para construir materia orgánica” [7].

“La gran mayoría de los materiales orgánicos son compostables. En la siguiente lista se hace una extensa relación de materiales que se pueden compostar:

- Restos de cosecha, plantas del huerto o jardín. Ramas trituradas o troceadas procedentes de podas, hojas caídas de árboles y arbustos. Heno y hierba segada. Césped o pasto (preferiblemente en capas finas y previamente desecado).
- Estiércol de porcino, vacuno, caprino y ovino, y sus camas de corral.
- Restos orgánicos de cocina en general (frutas y hortalizas). Alimentos estropeados o caducados. Cáscaras de huevo (preferible trituradas). Restos de café. Restos de té e infusiones. Cáscaras de frutos secos. Cáscaras de naranja, cítricos o piña (pocos y troceadas). Papas estropeadas, podridas o germinadas.
- Aceites y grasas comestibles (muy esparcidas y en pequeña cantidad).
- Virutas de serrín (en capas finas).
- Servilletas, pañuelos de papel, papel y cartón (no impresos ni coloreados, ni mezclados con plástico).
- Cortes de pelo (no teñido), residuos de esquileo de animales” [7].

Como podemos observar, las hojas y follaje desprendidos de la fauna urbana puede ser utilizada como abono para cultivos, tanto a gran escala como en pequeños huertos urbanos,

a través de un proceso de compostaje, el cual proporciona un valor agregado al material recolectado con el prototipo.

1.1.6 Justificación del problema

Se busca conocer con mayor profundidad el sector al cual se desea aplicar y adoptar un enfoque más realista y claro sobre los objetivos, alcances y las directrices técnicas que son necesarias establecer para el desarrollo de un proyecto funcional y eficiente que solucione el problema principal, se decide realizar algunas encuestas a diferentes empresas, emprendimientos y personas involucradas. Estas se clasifican en las siguientes categorías:

- Equipos de jardinería y mantenimiento de jardines.
- Viveros, huertos y generación de composta.
- Empresas agrícolas.
- Municipios.
- Clubes de deporte y recreación.

Se deben tomar en cuenta algunas variables al realizar las encuestas a los diferentes interesados, para, por medio de estas, evaluar si el problema considerado es abordable y puede generar beneficios a la sociedad o a las distintas empresas encuestadas. Dichas variables dependerán del interesado y se plasman en diferentes preguntas que se pueden observar en las encuestas que se les realizó, estas se encuentran en la [sec. 8.1] de los anexos.

1.1.6.1 Equipos de jardinería y mantenimiento de jardines

Se incorpora, dentro de los posibles interesados, a los equipos o empresas de jardinería y paisajismo, encargados de realizar tareas de diseño, construcción y mantenimiento de jardines y áreas verdes. Se los considera debido a que dentro de las tareas que realizan esta la limpieza del follaje desprendido durante el otoño y el recoger el pasto cortado. Las empresas con las cuales se contactaron son las siguientes:

- Crea Verde.
- Jardín Vivo.

A estas empresas se les realizó encuestas enfocadas en distintas variables relevantes para el desarrollo del proyecto.

1.1.6.1.1 Oportunidad de mercado

Estas empresas operan en la zona oriente y norte de Santiago, donde se encuentran la mayor cantidad de superficies verdes de la capital, por ende, cuando realicen tareas en otoño o invierno necesitan recoger las hojas que se encuentren en sus lugares de trabajo como parte de sus tareas de limpieza.

Entre los servicios que ofrecen se encuentra la mantención de jardines, que consiste en cortar, podar y desmalezar las diferentes zonas del sitio en que se encuentran operando, todo el material que resulta de estos procesos debe ser recolectado y retirado para despejar el jardín. Al analizar las maquinas que utilizan estas empresas, no se encuentra ninguna recolectora de todo este material que resulta del mantenimiento de jardines, por lo que se concluye que lo agrupan con el rastrillo y lo recogen a mano para colocarlo en bolsas para así ser retirados. Este es claramente un proceso que se puede optimizar por medio de la utilización de un dispositivo que recolecte y triture todo el material que resulta del mantenimiento de los jardines, almacenando el producto resultante para una eventual reutilización de este.

El transporte que utilizan las diferentes empresas de jardinería encuestadas son camionetas de su propiedad, esto debido a que las herramientas que utilizan no son de gran tamaño ni peso por lo que se las pueda llevar en el baúl de la mayoría de las camionetas que se encuentran en el mercado. El prototipo que se diseñe debe tener estas mismas cualidades para que su transporte no sea un gasto extra para las empresas.

1.1.6.2 Viveros, huertos y generación de compostaje

Dentro del problema planteado inicialmente se destaca que toda esa materia que se desprende de los árboles y arbustos, por consecuencia del otoño, posee un valor energético que no es aprovechado. Aun así, existen algunos sectores que utilizan o que podrían utilizar este material, en estos sectores se encuentran los viveros, huertos de productos orgánicos y sitios que producen compostaje. Las empresas con las cuales se contacta para realizarles las encuestas son:

- Agro Tierra Fértil.
- Compost Aconcagua.
- Huerta de Muti.

- Huertas A Deo.

A estas empresas se les realizó encuestas enfocadas en distintas variables relevantes para el desarrollo del proyecto.

1.1.6.2.1 Oportunidad de mercado

Uno de los problemas con la producción actual de tierra de hojas es de donde se las sustrae, algunas de las personas que venden este material acceden a los diferentes bosques nativos del país y sustraen la hojarasca o capa vegetativa que se encuentra en el suelo, la cual es rica en nutrientes y es de gran relevancia para la conservación del equilibrio en este tipo de ecosistemas. Al extraer este material se promueve la erosión del suelo, disminuye la retención de humedad, se reduce los nutrientes y los microorganismos del suelo generando un daño progresivo de pérdida de vegetación y las consecuencias que esto conlleva. Es por esto que algunas empresas relacionadas a viveros, producción de alimentos orgánicos o producción de abono orgánico no suelen utilizar mucho la tierra de hojas, por el impacto que genera su extracción de estos sectores, pero si se les garantiza que la tierra de hojas proviene de zonas urbanas o de sectores que no afectan la naturaleza, garantizan que la utilizarían en grandes cantidades debido a su bajo costo y beneficios orgánicos.

Uno de los inconvenientes que posee el mercado de producción y venta de tierra de hojas es que es un producto temporal, debido a que las hojas solo se las puede obtener durante el otoño y el invierno entonces el resto del año existe una baja oferta de este producto generando una demanda que no se satisface en la actualidad, abriendo la posibilidad para nuevos productores de tierra de hojas.

1.1.6.3 Empresas agrícolas

Debido a que la región del Maule se destaca por su importancia frutícola en el país, sobre todo en cultivos de manzana, cerezas, peras, uvas y kiwi, los cuales se siembran en hileras, y que requieren de un proceso de poda al empezar el invierno, en la [sec. 1.1.3] se detalla las máquinas utilizadas actualmente y el proceso que llevan a cabo, para evitar que aumenten su volumen y dificulte la cosecha de las frutas, podría ser una alternativa de uso para el prototipo en desarrollo, por esto se contacta al prevencionista de riesgo, Luis Toro, de la Agropecuaria Wapri con más de 500 hectáreas de cultivos de manzana, pera y cereza en la región.

1.1.6.3.1 Oportunidades de mercado

Las empresas agrícolas de mediano y gran tamaño no poseen grandes problemas con el manejo de los residuos de poda anual que le realizan a sus cultivos de cereza, manzana y pera debido a que la trituran y la reintegran en el mismo cultivo, aprovechando el aporte energético de estos residuos y minimizando al máximo el gasto por transporte y procesamiento. No se contactó con empresas que siembren otro tipo de cultivos en hilera debido a que poseen características muy similares, entonces se asume que el proceso de poda y de reutilización de los residuos es muy similar al descrito en la encuesta que se les realizó. Con esto se concluye que el sector de producción agrícola de cultivos como pera, manzana y cereza no poseen una problemática abordable por el proyecto que se desea desarrollar, descartándolos como posibles interesados.

Dentro del sector agrícola de siembra en hileras, se considera también a los pequeños agricultores como posibles clientes debido a que muchos de ellos no tienen acceso a maquinas que les ayude con el manejo de los residuos de poda pero existe un problema que dificulta esta posibilidad, los residuos de poda consisten en hojas y ramas de diferentes tamaños y grosor, lo cual requiere de un sistema de procesamiento más complejo, este sistema se detalla en la [sec. 1.1.4.1], entonces se concluye que las características que optimizan y vuelven más eficiente el diseño de un sistema recolector y triturador de hojas inhabilitan la posibilidad de que puedan procesar ramas también, descartando a los pequeños agricultores como posibles interesados.

1.1.6.4 Clubes de deporte y recreación

Dentro de la región metropolitana, específicamente en las comunas del noreste de Santiago, existen algunos clubes deportivos donde se practican deportes como el polo y el golf, los cuales requieren de una gran superficie de áreas verdes que poseen una cantidad considerable de árboles. Se les realiza encuesta a los siguientes clubes sobre variables relevantes:

- Club de Golf los Leones.
- Club de Golf Sport Francés.

1.1.6.4.1 Oportunidades de mercado

Actualmente el proceso que utilizan para la recolección de hojas consiste en agruparlas con una sopladora y subirlas a una manta para, en esta, colocarla sobre el coloso y de esta forma ser transportadas con un tractor hasta el sector donde realizan tierra de hojas dentro sus instalaciones. Este proceso claramente puede ser mejorado con la utilización de una trituradora de hojas que primero, acumule las hojas en un recipiente de almacenamiento y que segundo las triture para poder almacenar una mayor cantidad de hojas en un menor volumen, disminuyendo la cantidad de tiempo que requieren los trabajadores del club para agrupar las hojas y para transportarlas, debido a que, al triturar las hojas, disminuye la cantidad de viajes que debe realizar el tractor.

Los clubes reutilizan las hojas que recolectan de sus propias instalaciones para generar tierra de hojas, la cual utilizan como materia orgánica para las diferentes zonas verdes que poseen.

1.1.6.5 Resumen de la justificación del problema

En base a toda la información recolectada de las encuestas realizadas a los diferentes grupos de posibles interesados, se establece diferentes lineamientos que ofrecen la oportunidad de desarrollar un mejoramiento que destaque al prototipo dentro del mercado actual.

- Los equipos de jardinería trabajan principalmente en la zona noreste de Santiago, donde se ubica la mayor cantidad de zonas verdes y de vegetación de hoja caducifolia de la ciudad, esto significa que dentro de sus tareas de mantención de jardines se encuentra el recoger las hojas que se desprenden de dicha vegetación durante el otoño eh invierno.
- El resto que se genera por el corte del pasto de las empresas que prestan el servicio de mantención de jardines, lo recogen de forma manual perdiendo tiempo y espacio en dicha tarea.
- Es necesario extraer las hojas de sectores donde no se produzca un daño a la biodiversidad.

- La tierra de hojas suele ser un producto temporal debido a que solo en otoño e invierno los árboles de hoja caducifolia desprenden su follaje, esto genera una alta demanda de este producto en épocas de verano y primavera.
- El precio que los clientes están dispuestos a pagar por un kilo de tierra de hojas radica entre 200 y 400 pesos chilenos.
- El proceso de triturado de residuos de poda que utilizan los medianos y grandes agricultores de cultivos frutales no posee grandes problemas y es difícilmente mejorable.
- Los pequeños agricultores no tienen acceso a maquinaria para procesar sus residuos de cosecha.
- Los componentes necesarios para desarrollar un triturador de hojas eficiente poseen diferentes características a los de un triturador de ramas.
- Los clubes de golf de Santiago recogen las hojas que caen en sus instalaciones, con las cuales generan tierra de hojas para reutilizarlo en su club demostrando que ya existen grupos privados que buscan reutilizar el follaje generado por las temporadas de otoño e invierno.
- Los clubes de golf agrupan las hojas pequeñas con una sopladora de hojas sobre una manta para subirlas a su coloso, en este proceso pierden eficiencia al recoger las hojas en su estado normal, esto genera un mayor volumen con relación al peso, lo que se traduce en una mayor cantidad de viajes transportando las hojas, mayor tiempo para la realización del proceso de recolección y pérdida de dinero.

1.1.6.6 Conclusión de los posibles interesados

Tomando en cuenta todos los sectores con los que se contactó y considerando sus respuestas a las encuestas propuestas, se concluye lo siguiente:

- Equipos de jardinería y mantención de jardines, se los considera como posibles interesados en la utilización del prototipo.
- Viveros, huertos y generación de composta, son potenciales beneficiarios del producto que se genera con la utilización de este producto.

- Empresas agrícolas, se los descarta como posibles interesados en la utilización del prototipo.
- Municipios, no se logró contactar con las personas involucradas.
- Clubes de deporte y recreación, son potenciales interesados en la utilización del prototipo.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo General

Diseñar un prototipo compacto, que recolecte y triture el follaje desprendido de árboles, arbustos y demás vegetación utilizando soluciones mecatrónicas, facilitando la reutilización del material procesado.

1.2.2 Objetivos Específicos

- Diseñar un prototipo que cumpla con un volumen por minuto de aire succionado durante un periodo de trabajo constante.
- Garantizar la recolección del material triturado para una posible reutilización posterior.
- Establecer un protocolo de operación que garantice la correcta utilización del prototipo y asegure la seguridad del operario.
- Desarrollar un plan de mantenimiento del dispositivo para uso del cliente.
- Validar el funcionamiento del dispositivo utilizando softwares de simulación.

1.3 Alcances y Limitaciones

Los alcances para el proyecto son:

- El dispositivo debe cumplir con las características de peso y ruido especificadas por distintas leyes nacionales para que pueda ser utilizado por un solo operario.
- Todo el material triturado debe ser recolectado en una bolsa o compartimento que forma parte del prototipo.
- El prototipo debe poseer un tiempo límite de funcionamiento continuo que depende del tipo y capacidad de la propulsión que posee.

Las limitaciones del proyecto son:

- Se supondrá que el terreno de trabajo donde se utilizará el prototipo tendrá condiciones irregulares, con diferentes materiales entre pasto, tierra, concreto y demás, cambios de altura repentinos y otras condiciones que limitan las características del prototipo por lo que debe ser lo más versátil posible.
- Se dimensionará el sistema de motorización bajo especificaciones de alimentación inalámbrica debido a que su uso es para espacios abiertos donde no existe acceso a la red pública de electricidad.

1.4 Metodología

Debido a que el prototipo planteado posee como objetivo servir de instrumento que proporcione un servicio a la comunidad recolectando y triturando follaje, sea en sitios públicos o privados, o también considerando la alternativa de poder ser utilizado en predios agrícolas o zonas rurales que requieran de su funcionalidad, se establece la necesidad de utilizar una metodología de tipo Gemba, “Es una disciplina de trabajo, que pretende obtener la información requerida para la mejora, directamente donde se produce el fenómeno.” [8], para así conocer de primera mano el proceso que se utiliza actualmente, los costos, el personal necesario para realizarla, los lugares donde se opera y todo el proceso con las variables presentes, seguido de cada una de las etapas para el desarrollo del proyecto, desde lo general y teórico hasta lo específico y técnico, que da como resultado un prototipo que cumpla con los objetivos y alcances establecidos, proporcionando una solución para el problema planteado.

1.4.1 Investigación y justificación del problema

Primero es necesario realizar un primer contacto con las personas que deben lidiar con el problema planteado, sea para solucionarlo o porque es parte de un proceso que deben realizar, en un principio se plantea la posibilidad de contactar directamente con el personal de limpieza que se encuentra en las diferentes plazas, parques, alamedas y lugares urbanos para conocer los detalles de su trabajo, como por ejemplo el tiempo que dedican a la recolección de hojas, cuanto logran abarcar en ese tiempo y donde termina todas las hojas que retiran, pero debido a la situación social causada por la pandemia se vuelve básicamente imposible contactar en primera persona con ellos, por lo que solo se contacta con diferentes

emprendimientos o empresas que dentro de sus tareas se encuentre la recolección o utilización de follaje desprendido. Lo que si se logra realizar es visitar algunos de los diferentes lugares donde se espera utilizar el prototipo, analizar y tomar nota sobre las características del suelo o del terreno donde se va a operar, factor que se vuelve determinante al momento de diseñar el prototipo. Evaluando se determina las siguientes características:

- Terreno irregular con cambios bruscos de altura.
- Gran variedad de materiales que forman la superficie de trabajo (piedra, tierra, césped, concreto, pavimento).
- Ciertas zonas acumulan agua o humedad después de las lluvias.
- Zonas de circulación de transeúntes, ciclistas, motocicletas o vehículos.
- El acceso en algunos casos se dificulta.
- No se tiene acceso a electricidad a una distancia razonable.
- En el caso de las zonas agrícolas las condiciones del suelo son mucho más amigables para el acceso y operación de maquinaria.

Se realizan preguntas a diferentes empresas y emprendimientos que tienen o podrían tener alguna clase de participación tanto en la recolección como en la utilización del follaje desprendido, para de esta forma, en base a su opinión y experiencia determinar la viabilidad de la implementación del proyecto. Estas empresas y la información obtenida se presentan en [sec. 1.1.6].

1.4.2 Diseño del prototipo

Considerando todas las variantes que ofrece el mercado, las cuales se observan en [sec. 1.1.2], se determina lo que ya existe actualmente a la venta y, en relación a las variables de diseño y su prioridad, se plantean distintas alternativas para el prototipo, la que más satisfaga los requerimientos es la escogida.

En la [sec. 2.3] se habla de forma detallada sobre cada una de las variables presentes en el diseño y en base a las cuales se determina el idóneo para este proyecto.

Con todo lo analizado previamente también se debe determinar el factor diferenciador del prototipo que se desea diseñar, analizando los productos ya existentes en el mercado y determinando las áreas que se pueden mejorar o desarrollar.

Una vez determinada la base técnica del prototipo se debe dimensionar los componentes que cumplan con las variables previamente establecidas, para luego diseñar los distintos componentes utilizando conceptos físicos para determinar su geometría, las diferentes características de cada uno y demás aspectos fundamentales para un correcto diseño.

1.4.3 Simulación del funcionamiento

Una vez dimensionado y diseñado los distintos componentes que forman el prototipo, se procede a verificar su funcionamiento por medio de un proceso de simulación. Primero se da forma a cada pieza que es parte del prototipo en diseños 3D utilizando el software Inventor, luego, utilizando los diseños 3D ya generados, se procede a realizar simulaciones mecánicas para verificar que el diseño esta realizado correctamente utilizando el software ANSYS.

Primero se realiza una simulación de esfuerzos utilizando el ensamble del rotor y eje para verificar que estos componentes resisten la fuerza que el motor imprime sobre ellos. En base a los resultados, se define un rango para la densidad y el módulo elástico idóneos para el material de cada pieza, en esta memoria no se realiza selección de material de ninguna pieza, también se realizan reajustes a su geometría, si es que lo requiere, para satisfacer el peso establecido.

Luego se realiza una simulación CFD, para así verificar el funcionamiento aerodinámico del rotor y de su carcasa, comprobando que la velocidad a la entrada y a la salida del rotor se relaciona con la dimensionada matemáticamente y que la carcasa reduce efectivamente la velocidad de salida del fluido. En el caso de ser necesario, también se realizan reajustes a la geometría tanto del rotor como de la carcasa para ajustarse a los parámetros esperados.

Por último, se realiza una simulación de esfuerzos en la base principal del prototipo, para comprobar que dicho componente soporta el peso tanto del motor como del rotor, en este paso también se sugiere un rango para la densidad y el módulo elástico idóneos para el material de cada pieza y se reajusta la geometría de las piezas para satisfacer el peso establecido.

1.4.4 Aspectos técnicos

Una vez que se posee un diseño definitivo, por medio del análisis y distintas correcciones que se puedan realizar al prototipo por los resultados de las simulaciones, se debe establecer un protocolo que establezca el procedimiento que los operarios deben seguir para la utilización del prototipo, considerando aspectos de seguridad y sugiriendo la utilización de distintos equipos de protección que puedan ser necesarios.

Una vez establecido el protocolo de utilización del prototipo se define un plan de mantenimiento de los diferentes componentes que conforman el prototipo, donde se establece el tiempo que debe transcurrir para el cambio de distintas piezas o la realización de diferentes procesos de verificación o cuidado de los diferentes componentes.

1.5 Resumen de los capítulos

En el capítulo 1 de esta memoria se presenta el desarrollo, primero de la problemática central en la cual se centra el proyecto, luego tenemos todo lo relacionado al estado del arte, donde se analiza todas las posibles opciones que ofrece al mercado relacionado a la recolección y triturado de follaje, se realiza una breve introducción teórica a posibles utilidades del producto recolectado como es el caso del compostaje de materia orgánica, se detalla todo el análisis realizado a los distintos posibles interesados para la justificación del proyecto y se incluye también todo lo relacionado a la base del proyecto como son los objetivos, los alcances y la metodología.

En el capítulo 2 se empieza a dar forma al prototipo, primero analizando las diferentes variables involucradas, sus parámetros y la relevancia que atesoran para el proyecto, con este análisis se plantean diferentes alternativas de diseño del prototipo, de las cuales, en base a lo establecido en el análisis de variables, se escoge la idónea. Se analiza los principios físicos y mecánicos para, en base a esto, diseñar el prototipo realizando los cálculos pertinentes para cada componente.

En el capítulo 3 se plasman todos los análisis y cálculos realizados en el capítulo previo en modelos 3D de cada pieza, esto utilizando el software Autodesk Inventor. Al momento de realizar las piezas también se realizan reajustes a la geometría de las piezas diseñadas, todo esto para optimizar su funcionamiento.

En el capítulo 4 se observa las simulaciones, realizadas en el software Ansys, que verifican el correcto funcionamiento del prototipo. Se realizan simulaciones de esfuerzos y deformación mecánica en el rotor de succión y triturado y en la base principal, en base a los resultados que se obtienen se realizan también reajustes a la geometría de cada pieza, en beneficio de disminuir el peso del prototipo, y también se recomienda un margen de valores para la densidad y el módulo de elasticidad que deben cumplir los materiales de cada componente para que cumplan con los requisitos de peso y de resistencia mecánica. También se realizó una simulación de tipo CFD, para comprobar el correcto funcionamiento aerodinámico del rotor de succión y triturado y de su carcasa, de esta forma verificar que los resultados son congruentes con los objetivos esperados.

En el capítulo 5 se comenta sobre el manual para el fabricante, donde se realiza una carta con las especificaciones del prototipo, considerando desde las características del motor hasta las de cada pieza que debe ser fabricada, también se realiza una guía de uso del prototipo para especificar los pasos y requerimientos que el operario debe seguir para un correcto funcionamiento del prototipo priorizando la seguridad de su persona y de las que rodean la zona de trabajo, y por último se establece un proceso de mantenimiento general que el operario debe realizar al prototipo para evitar daños en el prototipo.

Por último, en el capítulo 6, se encuentran las conclusiones obtenidas de todo el proceso realizado durante el desarrollo del prototipo teniendo en cuenta los objetivos planteados inicialmente.

2 Recolector y triturador de follaje desprendido

2.1 Marco teórico

En esta sección se detalla los principales conceptos físicos que se requieren conocer para entender los fenómenos que se desarrollan durante el funcionamiento del prototipo para que este cumpla con los objetivos planteados. También se analizan los conceptos mecánicos que describen el funcionamiento de los componentes que se utilizan en el diseño del prototipo.

2.1.1 Principio general del proyecto

Para generar el efecto de succión primero es necesario entender ciertos conceptos físicos que describen el fenómeno buscado, estos son:

- Impulso de una fuerza.
- Cantidad de movimiento.
- Conservación de la cantidad de movimiento.

2.1.1.1 Impulso de una fuerza

Se dice que se genera un impulso a un objeto cuando se aplica una fuerza a dicho objeto, en un tiempo determinado, por ejemplo, cuando se patea una pelota o el impacto de una raqueta de tenis con una pelota de tenis. Entonces: “El impulso I de una fuerza F aplicada sobre un cuerpo de masa m durante un tiempo Δt se define como el producto entre F y Δt siendo I una magnitud vectorial” [9] .

$$I = F\Delta t \quad \text{Ec. 2.1}$$

2.1.1.2 Cantidad de movimiento

Existe una variable física que relaciona la masa de un cuerpo y su velocidad llamada cantidad de movimiento, entonces: “La cantidad de Movimiento P de un cuerpo de masa m moviéndose a velocidad V se define como el producto entre m y V siendo P una magnitud vectorial” [9].

$$P = mV \quad \text{Ec. 2.2}$$

2.1.1.3 Conservación de la cantidad de movimiento

Las unidades tanto del impulso como de la cantidad de movimiento son las mismas, por lo que se considera que poseen una relación entre sí, la cual se traduce en la siguiente fórmula:

$$F\Delta t = mV \quad \text{Ec. 2.3}$$

Por lo que:

$$\Delta P = I$$

Observando esta relación se puede decir que el impulso que se aplica a un objeto es igual a la variación de la cantidad de movimiento de dicho objeto. Concluyendo con que la conservación de la cantidad de movimiento es: “Si sobre un cuerpo de masa constante se aplican fuerzas tal que la fuerza resultante es nula entonces la cantidad de movimiento del cuerpo no varía, es decir, su velocidad permanece constante” [9].

2.1.2 Clasificación de los turbocompresores (TC)

La clasificación de los turbocompresores se la realiza en base a la dirección del flujo de aire, estas son:

- Radiales (figura 1-a).
- Diagonales (figura 1-b).
- Axiales (figura 1-c).

En la figura 1 se observa un corte meridional de cada uno. Tanto los turbocompresores radiales como los diagonales se los considera centrífugos, los axiales forman otra categoría [10].

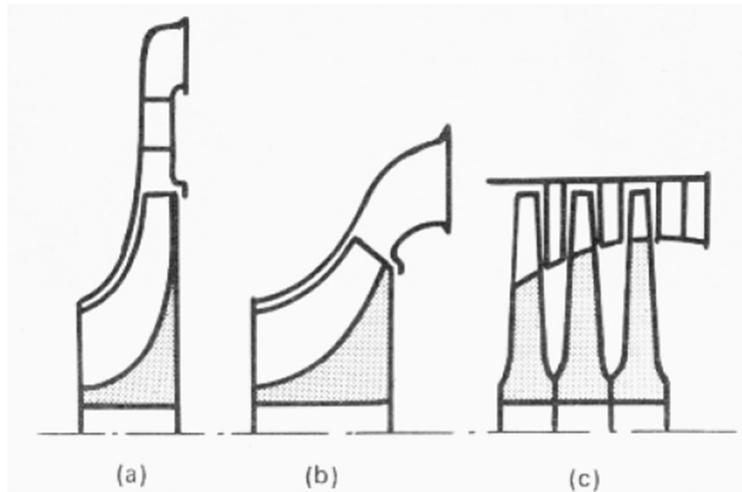


Figura 1. Corte meridional de un TC a) radial b) diagonal c) axial.

Fuente: [10].

2.1.3 Descripción de un turbocompresor centrífugo

El funcionamiento de los TC centrífugos inicia con la entrada del gas por el dispositivo de admisión, gracias al giro a altas revoluciones del TC, aquí se debe garantizar una entrada uniforme con la menor cantidad de pérdidas posibles. La entrada puede ser axial o acodada. El rotor o rodete está formado por un número determinado de álabes, en el caso de los rotores de tipo abierto están fijados al cubo del mismo, se observa en la figura 2-a, también se fijan en un solo disco a un lado del mismo como en el caso del rotor semiabierto de simple aspiración, figura 2-b, o también a ambos lados del disco como en el rotor semiabierto de doble aspiración, figura 2-c, por último, se pueden fijar entre la superficie anterior 1 y posterior 2 como en el caso del rotor cerrado, figura 2-d [10].

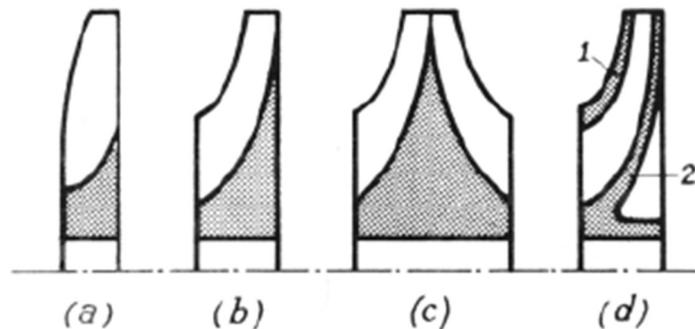


Figura 2. Tipos de rodetes: a) abierto; b) semiabierto de simple aspiración; c) semiabierto de doble aspiración; d) cerrado.

Fuente: [10].

En la figura 2 se observa los 4 tipos de rotores o rodets de un turbocompresor centrífugo, estos son:

- Tipo Abierto (a): “Tiene mal rendimiento y poca resistencia, permitiendo solamente velocidades periféricas muy pequeñas” [10].
- Tipo Cerrado (b): “Tiene buen rendimiento, pero es de difícil construcción y solo permite velocidades periféricas moderadas” [10].
- Tipo semiabierto (c): “Es hoy muy empleado” [10].

El ángulo β_2 corresponde al de la salida de los alabes, estos se dividen según el grado de dicho ángulo:

- Alabes curvados hacia atrás, $\beta_2 < 90^\circ$ (figura 3-a).
- Alabes curvados hacia adelante, $\beta_2 > 90^\circ$ (figura 3-b).
- Alabes de salida radial, $\beta_2 = 90^\circ$ (figura 3-c).

En la figura 3 observamos la distribución y el ángulo de salida de estos diferentes tipos de alabes en el rotor:

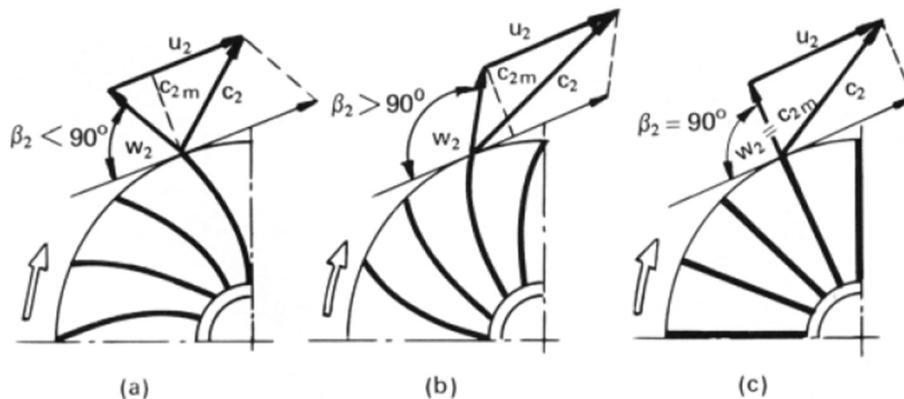


Figura 3. Rotor de un TC con alabes: a) curvados hacia atrás; b) curvados hacia adelante; c) de salida radial, con el triángulo de velocidad de salida en cada caso.

Fuente: [10].

En la figura 4 podemos observar un corte transversal, (a), y un corte meridional, (b) de un TC radial con sus alabes curvados hacia atrás. La construcción del rotor debe ser de tipo cerrado, debido a que la geometría de los alabes genera un esfuerzo centrífugo. La velocidad periférica que genera este rotor no excede los 300 m/s [10].

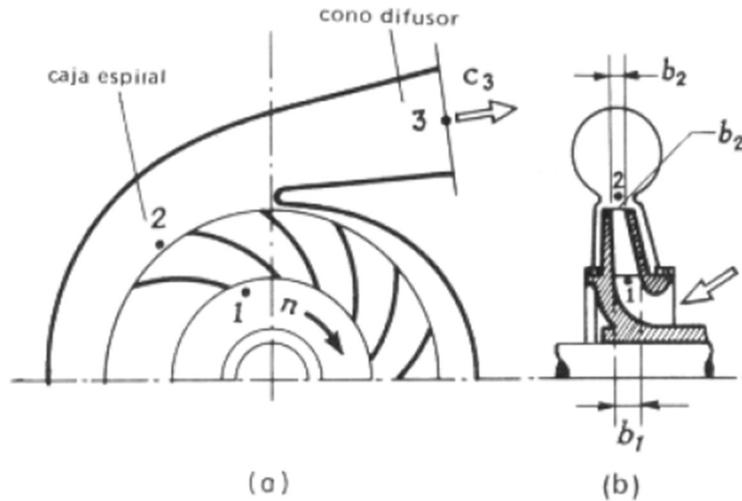


Figura 4. TC radial de álabes curvados hacia atrás: a) corte transversal; b) corte meridional.

Fuente: Adaptado de [10].

2.1.4 Selección del ángulo de salida de los álabes β_2

Si consideramos una entrada radial del fluido, despreciamos la disminución del volumen específico o cualquier pérdida y aplicamos una teoría unidimensional, existe la posibilidad de analizar la variación en un escalonamiento radial considerando el ángulo β_2 , para de esta forma obtener conclusiones cualitativas facilitando la obtención del valor de dicho ángulo [10].

Al fluido se le transmite una cierta cantidad de energía a través de cada escalonamiento, esta se define con la ecuación siguiente:

$$Y_u = u_2 c_{2u} \quad \text{Ec. 2.4}$$

Utilizando el triángulo de velocidades de salida se obtiene:

$$c_{2u} = u_2 - c_{2m} \cot \beta_2 \quad \text{Ec. 2.5}$$

Sustituyendo las 2 ecuaciones previas se obtiene:

$$Y_u = u_2^2 \left(1 - \frac{c_{2m}}{u_2} \cot \beta_2 \right) \quad \text{Ec. 2.6}$$

Si consideramos la segunda expresión de la ecuación de Euler y suponiendo que:

$$c_{1m} = c_{2m}$$

La energía dinámica del rodete está definida por:

$$Y_{din} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} = \frac{c_2 u^2}{2} \quad \text{Ec. 2.7}$$

Reemplazando la ecuación 2.5 en la previa:

$$Y_{din} = \frac{u_2^2}{2} \left(1 - \frac{c_{2m}}{u_2} \cot \beta_2 \right)^2 \quad \text{Ec. 2.8}$$

Donde:

Y_{din} : Es la presión dinámica que comunica el rodete al fluido.

La energía de presión estática por unidad de masa se representa por:

$$Y_u - Y_{din} \quad \text{Ec. 2.9}$$

El grado de reacción σ es igual al cociente de la ecuación previa, dando como resultado:

$$\sigma = 1 - \frac{Y_{din}}{Y_u} = 1 - \frac{\frac{u_2^2}{2} \left(1 - \frac{c_{2m}}{u_2} \cot \beta_2 \right)^2}{u_2^2 \left(1 - \frac{c_{2m}}{u_2} \cot \beta_2 \right)} \quad \text{Ec. 2.10}$$

Por lo tanto:

$$\sigma = 1 - \frac{1}{2} \left(1 - \frac{c_{2m}}{u_2} \cot \beta_2 \right) = \frac{1}{2} + \frac{1}{2} \frac{c_{2m}}{u_2} \cot \beta_2 \quad \text{Ec. 2.10}$$

La energía de presión del rotor es:

$$Y_p = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} = \frac{u_2^2 - u_1^2 + w_1^2}{2} - \frac{1}{2} \frac{c_{2m}^2}{\sin^2 \beta_2} \quad \text{Ec. 2.11}$$

En base a las fórmulas encontradas se deduce la figura 5, en donde se observa que el valor de β_2 puede oscilar entre valores menores a 90° y valores mayores a 90° .

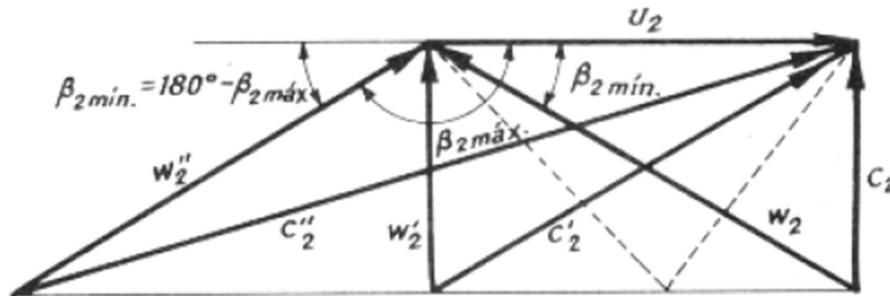


Figura 5. Valores máximos y mínimos del ángulo β_2 .

Fuente: [10].

2.1.5 Diseño de turbocompresores radiales

Según el libro: Turbomáquinas Térmicas, escrito por Claudio Mataix, se debe seguir el siguiente procedimiento para un correcto diseño de un TC radial.

“Los datos iniciales que se requieren para realizar el proyecto de un TC radial son los siguientes:

- a) Caudal másico G o volumétrico Q , este último, en el estado que tiene el gas en la admisión (porque Q es variable).
- b) Estado inicial del gas, determinado generalmente por su presión p_E y su temperatura t_E .
- c) Presión final p_F o equivalente relación de compresión $\epsilon_c = \frac{p_F}{p_E}$.
- d) Gas a comprimir, cuyas características termodinámicas, en particular R_i y γ , deberán ser conocidas.

Además, casos particulares, se fijan otros datos iniciales, que no pueden por tanto variarse en el diseño, tales como el número de revoluciones, diseño a área frontal mínima. TC adiabático o refrigerado, con refrigeración interna o (más frecuentemente) externa, etc.

En la decisión de si el compresor habrá o no de ser refrigerado intervienen los siguientes factores:

- a) Evaluación económica del ahorro de energía que se obtendrá con la refrigeración, y el mayor capital invertido en una maquina costosa.
- b) Conveniencia o no de la refrigeración según el fin a que se destine el aire comprimido.
- c) Materiales que se emplearan en la construcción del rotor, junto con el número de revoluciones del mismo.
- d) Gastos de mantenimiento, así como interrupciones de servicio, que son mayores en el compresor refrigerado, a causa de la limpieza de las camisas de agua y de los refrigeradores intermedios, si se ha de mantener un rendimiento isotérmico elevado.”
[10].

Una vez analizado dichos pasos, existen algunas variables que deben ser calculadas y que en dicho libro se destaca su proceso, estas variables son:

- Número de revoluciones (n).
- Número de escalonamientos (z).

- Dimensiones especiales.
 - Diámetro del eje (d_e).
 - Entrada del rotor: (d_1, b_1 y β_1).
 - Salida del rotor: (d_2, b_2 y β_2).
 - Diámetro del cubo (d_c).
 - Diámetro de la boca del rotor (d_a).
- Número y trazado de los alabes.

En la figura 6 observamos la ubicación de dichas medidas en el rotor, en la figura 6-a tenemos un corte meridional con sus respectivas medidas y en la figura 6-b tenemos un corte transversal donde se indica las velocidades tanto en la entrada como en la salida de los alabes.

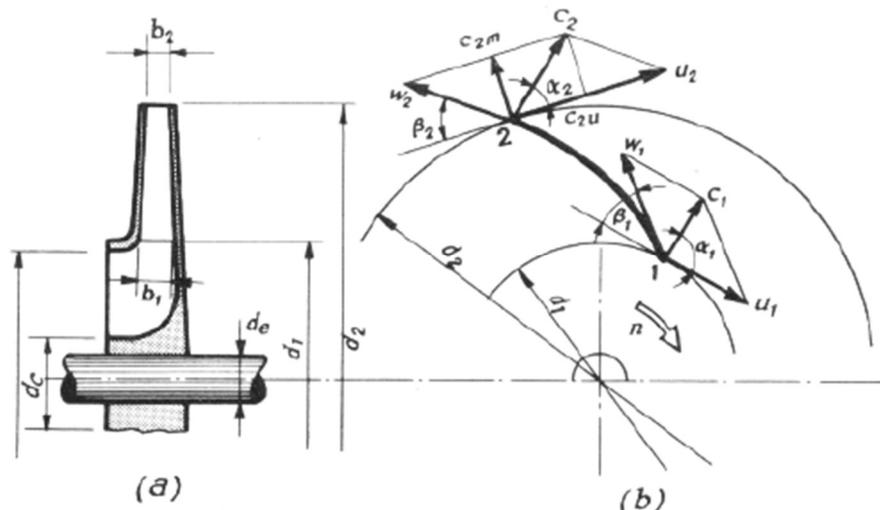


Figura 6. Dimensiones principales de un rodete de TC radial: a) corte meridional; b) corte transversal.

Fuente: [10].

2.1.5.1 Selección del número de revoluciones

El número de revoluciones en las que trabaja un turbocompresor oscila entre 3000 y 25000 rpm, en el caso de los turbo-sobrealimentadores utilizados en vehículos se puede llegar hasta los 100000 rpm. Este número de revoluciones influye en el dimensionamiento del rotor, al aumentar los rpm va a disminuir el tamaño manteniendo una potencia constante [10].

2.1.5.2 Cálculo de dimensiones especiales

En esta sección se explica el proceso para la obtención de las variables que definen el diseño del rotor, dichas variables se mencionan en la [sec. 2.3].

2.1.5.2.1 Criterios previos para la estimación de u_{max} y β_2

Para la estimación de estas variables se toma en cuenta lo siguiente: “La velocidad periférica máxima de un TC tiene lugar a la salida del rodete del primer escalonamiento. Esta velocidad bien limitada por el esfuerzo centrífugo máximo que puede soportar el rodete, según los materiales y el tipo de construcción del rotor elegidos. En los compresores estacionarios no suele excederse la velocidad de 300 m/s” [10].

Considerando la figura 3, donde se ejemplifica los 3 tipos de rotor en base al ángulo de salida β_2 , se dice que: “Para facilitar la comparación de los tres tipos, supondremos que en los tres casos no varían las condiciones de entrada en el rodete, es decir, supondremos que no varía $d_1, b_1, \beta_1, c_1 = c_{1m}$ (entrada radial), y que son iguales también el diámetro exterior d_2, b_2, n, c_{2m} . En la misma figura se han dibujado los triángulos de velocidad a la salida de los 3 rodetes. Se observa:

- La energía cinética a la salida del rodete es máxima con los alabes curvados hacia adelante, mínima con alabes curvados hacia atrás, e intermedia con alabes de salida radial. Lo mismo sucede con la componente c_2 . Luego para un mismo tamaño el tipo b es el que proporciona mayor trabajo.
- La energía cinética que hay que transformar en presión en el difusor por el contrario es máxima en el tipo b, mínima en el tipo a e intermedia en el c. Según esto, como el rendimiento del difusor es bajo, el menor rendimiento corresponde al tipo b.
- El tipo b además es el menos estable, es decir, su curva característica de gran pendiente reduce la zona de utilización posible del compresor, que es aquella en que no se produce el fenómeno del bombeo. Por eso el empleo del tipo b se limita a aquellos casos en que se necesitan grandes cantidades de gas con presiones estáticas pequeñas, por ejemplo, en la refrigeración por aire y en la ventilación. En esta clase de aplicaciones el grado de reacción pequeño no es un inconveniente.
- El tipo c ha sido muy utilizado en los TC de los motores-TG, debido a sus buenas características junto con la mayor facilidad de fabricación por mecanizado del rodete,

forjado de una pieza. El forjado de un rodete con alabes curvados hacia adelante o hacia atrás resulta más complicado.

El rodete del tipo c permite, como dijimos en la [sec. 2.1.3], velocidades periféricas incluso superiores a los 450 m/s. Se utiliza por tanto cuando hace falta gran caudal, disminución de esfuerzos y peso reducido, como en los turbo-sobrealimentadores de los motores alternativos y en los turborreactores. El rodete de tipo a es por el contrario el preferido en las aplicaciones estacionarias, a causa de su mayor rendimiento y de su línea característica más estable” [10].

2.1.5.2.2 Estimación de β_2 , u_2 , y d_1/d_2

En la figura 7 podemos observar el diagrama de Eckert, el cual nos permite determinar las principales dimensiones de un rodete, incluyendo el ángulo β_2 y la velocidad periférica u_2 . “La velocidad periférica u_2 determina el tamaño del rodete (o lo que es lo mismo el diámetro exterior del mismo d_2) una vez fijado el número de revoluciones. Además, mediante el gráfico auxiliar, trazado al pie de la misma figura, puede determinarse la relación de diámetros $d_1/d_2 \cong 0.5$. Para el trazado de este diagrama se ha supuesto $\beta_1 = 30^\circ$ y un factor de deslizamiento $e_z = 0.875$. En el mismo diagrama figuran las curvas de trazos del rendimiento interno del escalonamiento” [10].

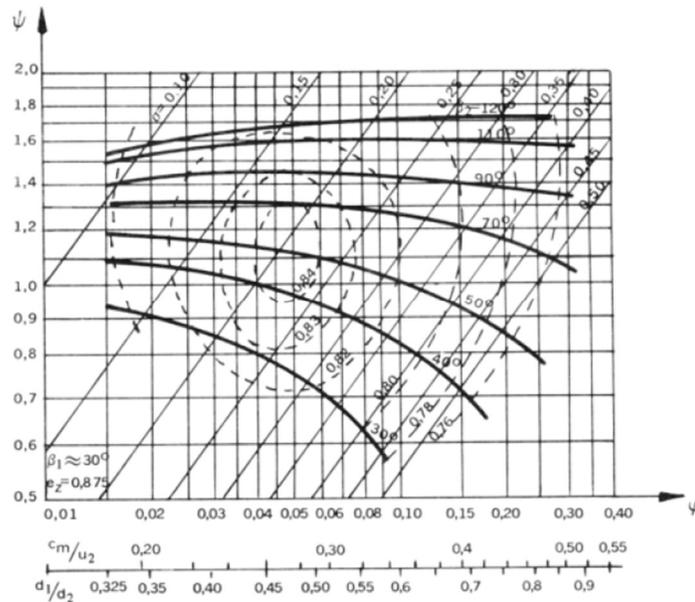


Figura 7. Diagrama de Eckert para la estimación de las dimensiones principales de un TC radial.

Fuente: [10].

Es necesario seguir los siguientes pasos para la aplicación del diagrama en la figura 7:

- 1) “A partir de los datos iniciales, y de la estimación ya realizada del número de escalonamientos, se calcula el número específico de revoluciones σ_e del escalonamiento (distinto del calculado anteriormente que se refería a todo el compresor). Dicho número caracteriza el escalonamiento, de manera que fijado σ_e queda determinada la forma del rodete, siempre que se escoja esta para el óptimo rendimiento. La posibilidad misma de construir este gráfico evidencia este aserto.
- 2) Para el σ calculado se tenderá normalmente a realizar el mejor rendimiento posible. Esto determina, gracias a las curvas de rendimiento trazadas, los coeficientes de caudal φ y de presión ψ .
- 3) Se lee el gráfico el ángulo β_2 .
- 4) Con el coeficiente ψ se calcula u_2 .
- 5) Para el coeficiente φ hallado se lee en el diagrama auxiliar del pie de la figura la relación de diámetros d_1/d_2 .” [10]

Tabla 6. Relación del ángulo β_2 y del coeficiente ψ . [10]

β_2	20°	25°	30°	35°	40°	50°	60°	80°	90°
ψ	0.7	0.8	0.85	0.92	0.98	1.1	1.23	1.48	1.6

2.1.5.2.3 Triángulos de salida y de entrada del rotor

Con respecto al triángulo de salida se dice que: “La componente meridional de la velocidad absoluta suele estar comprendida entre los límites siguientes $c_{2m} = (0,22 \text{ a } 0,32)u_2$. De esta manera con u_2, β_2 y c_{2m} queda determinado el triángulo de salida” [10].

Para la determinación del triángulo de velocidades a la entrada del rotor se dice: “En el triángulo de entrada conocemos hasta ahora $u_1 = u_2 \frac{d_1}{d_2}$, Experimentalmente se ha comprobado que el ángulo β_1 óptimo es aproximadamente 30°. El ángulo α_1 suele ser de 90° en todas las TMG. En este caso el triángulo de entrada queda determinado. Si $\alpha_1 \neq 90^\circ$ puede determinarse el triángulo de entrada mediante la condición frecuentemente realizada de que $c_{1m} = c_{2m}$. Sin embargo, si el diseño es tal que la velocidad relativa a la entrada w_1 se acerca

a la velocidad del sonido, el número *Mach* $Ma = \frac{w_1}{a_1}$ empieza a tener influjo apreciable en el rendimiento: pueden disminuirse los efectos perjudiciales debidos a la compresibilidad, aumentar el rendimiento y mejorar el funcionamiento del TC, haciendo que la corriente entre en el rodete con una rotación positiva, o sea $c_{1m} > 0, \alpha_1 < 90^\circ$. Es fácil ver con esta medida disminuye el número de Mach. Este caso tiene lugar frecuentemente en los TC de los turborreactores. La corriente espontáneamente entra en el rodete sin rotación $c_{1u} = 0$. Para conseguir que $c_{1u} < 0$ es preciso disponer una corona fija al estator de la máquina antes del rodete, como puede verse en la figura 12-38 que corresponde al TC de un turborreactor. Para evitar la formación de ondas de choque la velocidad w_1 de ordinario no debe exceder el valor indicado por la relación:

$$Ma = \frac{w_1}{a_1} \leq 0,85 \text{ a } 0,9$$

A no ser que quiera realizarse un diseño de escalonamiento supersónico o transónico” [10].

2.1.5.2.4 Anchos a la entrada y salida del rotor

Utilizando la ecuación de continuidad y considerando que la entrada del rotor es de forma radial:

$$\tau_1 b_1 d_1 \pi c_{1m} = Q_1 + q \quad \text{Ec. 2.12}$$

Donde:

Q_1 : Caudal en volumen a la entrada del escalonamiento.

q : Caudal intersticial.

De donde:

$$b_1 = \frac{Q_1}{u_v} \frac{1}{\pi d_1 c_{1m} \tau_1} \quad \text{Ec. 2.13}$$

Donde:

$\eta_v = \frac{Q}{Q+q}$: Rendimiento volumétrico que al llegar a este lugar deberá estimarse. A causa de las pérdidas intersticiales el caudal que bombea el compresor suele ser un 1,5 a 2,5% más elevado que el caudal útil.

De la misma forma, el ancho a la salida es:

$$b_2 = \frac{Q_2}{u_v} \frac{1}{\pi d_2 c_{2m} \tau_2} \quad \text{Ec. 2.14}$$

“En las ecuaciones 2.13 y 2.14, τ_1 y τ_2 son los coeficientes de obstrucción a la entrada y la salida de los alabes, ambos menores que 1 y que deberán asimismo estimarse” [10].

2.1.5.2.5 Diámetro del eje d_e , diámetro del cubo d_c y diámetro de la boca del rotor d_a

Los diámetros restantes del rodete se calculan considerando: “El diámetro del eje se calcula según enseña la Resistencia de Materiales teniendo en cuenta el material y el momento de torsión máximo admisible. El momento de torsión máximo del eje puede estimarse para los aceros de uso corriente en su construcción de 23 a 17 Nmm². (los valores menores para los TC de un solo escalonamiento de pequeña longitud y rotores de poco peso). La frecuencia natural del rotor y los números críticos de revoluciones determinan las velocidades. El rodete deberá funcionar por debajo de la primera velocidad crítica o entre ésta y la segunda. Lo ordinario es proyectarlo para funcionamiento por debajo de la primera velocidad crítica, sobre todo si el compresor ha de funcionar temporalmente con velocidad más baja de lo normal.

El diámetro del cubo en los compresores radiales suele hacerse algo mayor (de 25 a 50 mm) que el diámetro del eje.

El diámetro de la boca del rodete se hace ligeramente menor que el diámetro de entrada en el rodete, con objeto de conseguir una entrada suave” [10].

2.1.5.3 Número y trazado de los alabes

El número de alabes que posee un rotor está directamente relacionado con el rendimiento que se requiere del mismo, también se toma a consideración la altura teórica que puede lograrse con la geometría y el tamaño del rotor. Con respecto al rendimiento del rotor se dice que: “al aumentar el número de alabes aumenta el rozamiento de superficie porque aumenta la superficie mojada; pero simultáneamente disminuye el rozamiento de forma porque la corriente va mejor guiada. El número de alabes óptimos será el que reduzca a un mínimo la suma de estos dos tipos de pérdidas” [10].

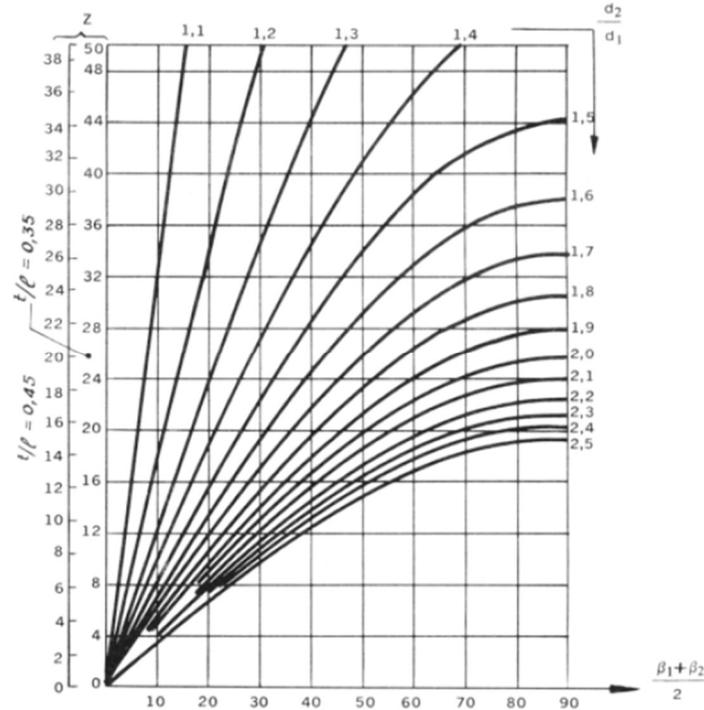


Figura 8. Número de álabes z de un TC radial en función del ángulo medio de los álabes.

Fuente: [10].

2.1.6 Principios físicos para el análisis de las simulaciones

Para la correcta realización de las simulaciones y que permitan una debida interpretación de los resultados que se obtienen, es necesario considerar algunos aspectos como son las características de la deformación de los metales y la ley de Hooke, que define el fenómeno físico que se manifiesta al momento de sufrir deformaciones.

2.1.6.1 Deformación de los metales

Se deben realizar simulaciones de esfuerzos tanto en el rotor como en la estructura general del prototipo, esto para verificar que la selección tanto del material como de la geometría de las piezas es la correcta y no van a existir daños en ellas. Por esto primero debemos entender sobre los fenómenos de deformación que un metal sufre al estar expuesto a diferentes fuerzas. En la figura 9 apreciamos los 3 tipos de deformación que se generan a medida que aumenta la fuerza a la que el metal está expuesto, estas son:

- Deformación elástica: Este fenómeno se genera cuando se desplazan los átomos del material a diferente posición, pero sin llegar al límite donde se genera un cambio permanente en la geometría del componente.
- Deformación plástica homogénea: La deformación se mantiene de forma homogénea en la zona afectada pero el material no recupera su forma original.
- Deformación plástica heterogénea: En este caso la deformación es tan alta que se concentra en un solo punto, llevando al material a la rotura.

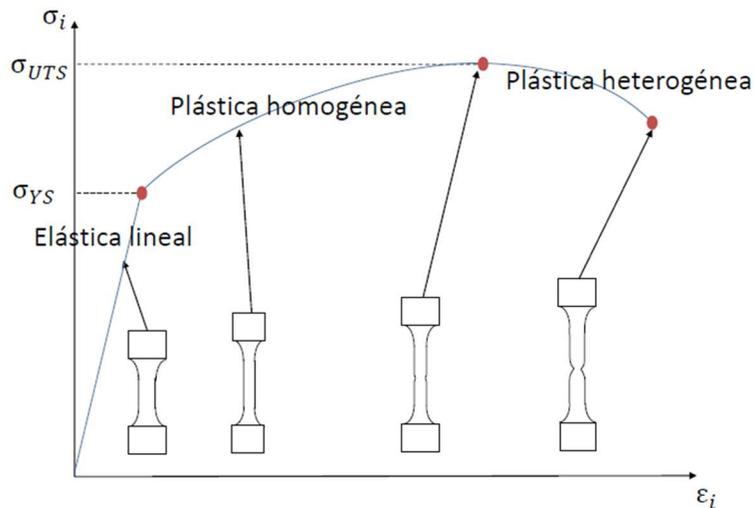


Figura 9. Tipos de deformación en un metal.

Fuente: [11].

Para evaluar la deformación que se puede generar en las piezas del prototipo, se considera al punto de fluencia, σ_{YS} , como el límite para determinar exitosos los resultados de las distintas simulaciones.

2.1.6.2 Ley de Hooke

La ley de Hooke aplica principalmente a casos de estiramiento longitudinal generado por la presencia de una fuerza externa, cuando esta fuerza desaparece, el objeto vuelve a su forma original y la deformación vuelve a ser 0. Se la define como: “Cuando un objeto es sometido a fuerzas externas, sufre deformaciones. Aplicando un peso y estirando, al quitar ese peso y el cuerpo volver al tamaño original, se dice que éste es un cuerpo elástico” [12]. La fórmula que define este fenómeno es la siguiente:

$$\sigma = E \times \epsilon$$

Ec. 2.15

Donde:

σ : Esfuerzo normal del material.

E : Módulo de Young.

ϵ : Deformación elástica del material.

2.2 Propuestas de diseño para el prototipo

Se presentan varias propuestas de diseño para el prototipo las cuales se analizan en base a los objetivos planteados inicialmente y se escoge la idónea para satisfacerlos. Las propuestas y sus detalles se presentan en la [sec. 8.3] de los anexos.

2.3 Variables que definen el diseño

2.3.1 Versatilidad

Se plantea un problema que se da en zonas muy distintas unas de otras, la caída de hojas se origina en parques con una superficie del suelo plana y cubierta de pasto que pueden ser de fácil acceso para la mayoría de los dispositivos pero este problema también se genera en las veredas, en jardines, parques con una superficie irregular y con el suelo cubierto de diferentes materiales o en cualquier sitio donde exista vegetación caducifolia y que no exista un control de la regularidad del suelo, su inclinación, la cercanía de un árbol a otro, el material que cubre la superficie o de cualquier agente externo que dificulte la movilidad en la zona. A todo esto, agregar el factor de la lluvia que humedece las hojas y puede generar lodo que dificulta la labor de su recolección. Es por esto que el prototipo se diseña otorgándole la mayor versatilidad posible para que así pueda brindar solución al problema de forma satisfactoria sin que las características del lugar donde se va a operar sea un impedimento.

2.3.2 Peso

El peso es un factor importante que establece la necesidad de agregarle al diseño del prototipo un sistema de propulsión para desplazarlo. Cabe recordar que en septiembre de 2017 comenzó a regir la modificación al Código del Trabajo para reducir el peso máximo de carga humana de 50 a 25 kilos, en los artículos 211-H y 211-J se detalla lo que esto conlleva.

“Artículo 211-H.- Si la manipulación manual es inevitable y las ayudas mecánicas no pueden usarse, no se permitirá que se opere con cargas superiores a 25 kilogramos. Esta carga será modificada en la medida que existan otros factores agravantes, caso en el cual, la manipulación deberá efectuarse en conformidad a lo dispuesto en el decreto supremo N° 63, del Ministerio del Trabajo y Previsión Social, del año 2005, que aprueba reglamento para la aplicación de la ley N° 20.001, que regula el peso máximo de carga humana, y en la Guía Técnica para la Evaluación y Control de los Riesgos Asociados al Manejo o Manipulación Manual de Carga” [13].

"Artículo 211-J.- Los menores de 18 años y las mujeres no podrán llevar, transportar, cargar, arrastrar ni empujar manualmente, y sin ayuda mecánica, cargas superiores a 20 kilogramos. Para estos trabajadores, el empleador deberá implementar medidas de seguridad y mitigación, tales como rotación de trabajadores, disminución de las alturas de levantamiento o aumento de la frecuencia con que se manipula la carga. El detalle de la implementación de dichas medidas estará contenido en la Guía Técnica para la Evaluación y Control de los Riesgos Asociados al Manejo o Manipulación Manual de Carga" [13].

Esto limita al peso máximo del prototipo en 20kg, en el caso de un diseño en el cual se lo manipula manualmente sin ningún sistema extra de propulsión, en el caso que supere este peso es necesario agregar un sistema de propulsión para el prototipo, lo que agrega aún más peso.

2.3.3 Capacidad

Para determinar la capacidad de almacenamiento se debe considerar el peso que este pueda generar, una mayor capacidad aumentará el peso, el cual, como ya lo describimos, está limitado y define en gran parte el diseño final del prototipo. Como dato consideramos que un costal de 40L de tierra de hojas de Anasac en venta en Sodimac posee un peso aproximado de 19kg [14], hay que tener en cuenta que mientras más triturado este el material y más compactado esté dentro del empaquetado mayor será el peso.

2.3.4 Precio

Para lograr ser competitivos dentro del mercado de este tipo de dispositivos y debido a que existen algunas opciones, es necesario que el precio sea igual o menor a la competencia y a lo que se espera con relación a las capacidades del prototipo.

2.3.5 Ruido

El ruido es una de las variables que más se busca regular, tanto el ministerio de salud como el de trabajo, en beneficio de la salud de los operarios y distintos trabajadores expuestos a este. El Decreto Supremo 594 del ministerio de salud establece: “Artículo 74: La exposición ocupacional a ruido estable o fluctuante deberá ser controlada de modo que para una jornada de 8 horas diarias ningún trabajador podrá estar expuesto a un nivel de presión sonora continuo equivalente superior a 85 dB(A) lento, medidos en la posición del oído del trabajador” [15].

Dentro del mismo decreto encontramos también el Artículo 75, donde se establece los decibeles a los que los trabajadores pueden exponerse por un tiempo específico sin utilizar protección auditiva. Este rango va desde 80dB por 24 horas de exposición diaria, hasta 115dB por 29.12 segundos diarios [15].

2.4 Grado de relevancia de las variables de diseño

Cada una de las variables de diseño expuestas previamente, posee un grado de relevancia evaluado en porcentaje, al momento de determinar la propuesta ideal de diseño. Para determinar esta relevancia se establecen diferentes requerimientos necesarios en base a los objetivos y a la información obtenida de los posibles interesados, esto se observa en la tabla 7.

Tabla 7. Requerimientos para evaluar el grado de relevancia de las variables de diseño.

Requerimientos	Versatilidad	Peso	Precio	Ruido	Cap. De procesamiento y almacenamiento
Características de los sectores de extracción.	X				

Artículo 74 y 75 del Decreto Supremo 594 del ministerio de salud.				X	
Artículos 211-H y 211-J del Código del Trabajo.		X			
Prototipo compacto.	X	X			
Garantizar un volumen de material procesado.					X
Competitividad de mercado			X		
Clima y humedad en los sectores de extracción.	X				
Construcción con componentes de bajo costo y estándar.			X		
Total	3/9 = 33.3%	2/9 = 22.2%	2/9 = 22.2%	1/9 = 11.1%	1/9 = 11.1%

Entonces, por medio de este análisis, se determina el porcentaje de relevancia para las variables de diseño, estos son:

- Versatilidad = 33.3%.
- Peso = 22.2%.
- Precio = 22.2%.
- Ruido = 11.1%.
- Capacidad de procesamiento y almacenamiento = 11.1%.

2.5 Análisis de las propuestas

En las secciones anteriores se detalla las variables y su relevancia en base a las cuales se determina la propuesta idónea para el desarrollo del prototipo. Con el porcentaje de importancia de cada variable se plantea la fórmula 2.16 con la cual se determina la propuesta ideal.

$$\begin{aligned} Prop\ ideal = V \times 0.333 + Pe \times 0.222 + Pr \times 0.222 + R \times 0.111 & \quad Ec. 2.16 \\ + C \times 0.111 & \end{aligned}$$

Donde:

V: Versatilidad.

Pe: Peso.

Pr: Precio.

R: Ruido.

C: Capacidad de procesamiento y almacenamiento.

Prop ideal: Propuesta ideal.

Entonces, en base a la definición de cada variable [sec. 2.3], se procede a calificar cada una de las propuestas que se presentan en la [sec. 8.3] de los anexos dentro de un rango de 0 a 10, siendo 0 el peor puntaje y 10 el mejor puntaje. El valor que se obtiene se reemplaza en la fórmula 2.16 para obtener la calificación general de cada propuesta y la que mayor puntaje general obtenga, es la propuesta ideal para el prototipo. Esto lo podemos observar en la tabla 8, donde se realiza un breve análisis sobre las características de cada propuesta en base a las diferentes variables, al final de la tabla se observa el resultado final después de reemplazar las calificaciones en la fórmula 2.16.

Tabla 8. Análisis de las propuestas y sus calificaciones en cada variable.

Variables	Propuestas			
	Primera	Segunda	Tercera	Cuarta
Versatilidad	-De mayor tamaño. -Mayor complejidad mecánica.	-De mayor tamaño. -Mayor complejidad mecánica.	-Puede trabajar en cualquier tipo de suelo.	-Su funcionamiento es estático.
Puntuación	5/10	5/10	9/10	6/10
Peso	-Mayor cantidad de componentes.	-Posee un sistema menos que la primera alternativa.	-Menor cantidad de componentes. -Cumple con una regulación de peso máximo.	-Menor cantidad de componentes.
Puntuación	4/10	5/10	8/10	8/10
Precio	-Mayor cantidad de componentes. -Materiales de mayor espesor.	-Mayor cantidad de componentes. -Materiales de mayor espesor.	-Menor cantidad de componentes.	-Menor cantidad de componentes.
Puntuación	6/10	6/1	7/10	7/10
Ruido	-Posee un motor de mayor tamaño.	-Posee un motor de mayor tamaño.	-Posee un motor de menor tamaño. -No requiere sistema de propulsión.	-Posee un motor de menor tamaño. -No requiere sistema de propulsión.
Puntuación	7/10	7/10	8/10	8/10
Capacidad de procesamiento y almacenamiento	-Procesa mayor cantidad de follaje. -Contenedor de almacenamiento o más grande.	-Procesa mayor cantidad de follaje. -Contenedor de almacenamiento o más grande.	-Menor capacidad de procesamiento. -Contenedor de almacenamiento o pequeño.	-Menor capacidad de procesamiento. -Contenedor de almacenamiento o pequeño.
Puntuación	9/10	9/10	5/10	5/10
Resultados propuesta ideal	5.66/10	5.88/10	7.77/10	6.77/10

Observando los resultados se concluye que la tercera propuesta es la idónea para el diseño del prototipo del proyecto planteado, dado que obtuvo el resultado más alto.

2.6 Bosquejo de diseño

Analizando el concepto de torque sabemos que, a mayor distancia, considerando una fuerza constante, el valor del torque será mayor [16], es por esto que es necesario ubicar el centro de masa del prototipo lo más cerca posible a la espalda del operario, para así disminuir el desgaste físico que genera en este individuo el cargar en la espalda el prototipo por varias horas seguidas de trabajo, mejorando su desempeño laboral y minimizando problemas de salud.

Se realiza un análisis de las diferentes posibilidades de distribución de los componentes del prototipo, el cual se observa de forma detallada en los anexos en la [sec. 8.4]. Por medio de este análisis se obtiene la distribución idónea, la cual se observa en el boceto de la figura 10, se destaca que la posición del rotor se encuentra a la izquierda del motor, el motivo para esto se detalla en la [sec. 2.7.1.1].

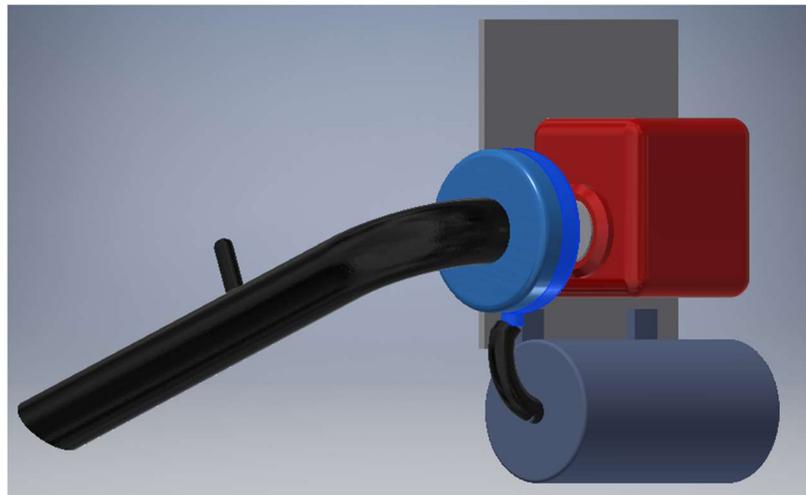


Figura 10. Boceto del prototipo vista 1.

En la figura 10 se observa una vista de dicho boceto del prototipo. Por colores se puede observar los distintos componentes:

- Motor (rojo).
- Embrague (gris claro).
- Cápsula del rotor (Azul).
- Manguera de succión y tubo de salida del rotor (negro).
- Estructura principal (gris).
- Contenedor de almacenamiento (gris oscuro).

2.7 Dimensionamiento de componentes

Una vez definido la propuesta de diseño ideal para el prototipo y considerando las limitaciones y características proporcionadas por cada variable general de diseño, se procede a dimensionar los principales componentes. La propuesta escogida se divide en 3 sistemas:

- Sistema de propulsión.
- Sistema de succión y triturado.
- Contenedor de almacenamiento.

2.7.1 Dimensionamiento del sistema de propulsión

El primer sistema que debe ser definido corresponde al de propulsión, debido a que, en base a las especificaciones de este, se dimensiona y diseña el resto de los sistemas. Los componentes que requieren ser dimensionados son los siguientes:

- Motor.
- Eje.
- Embrague.

2.7.1.1 Opciones de motorización

Para determinar las opciones de motorización de las cuales se debe escoger la idónea, se establece algunos parámetros generales:

- Debe cumplir con el peso límite establecido por el artículo 211 J-H.
- La motorización debe ser de funcionamiento inalámbrico, debido a que se lo va a utilizar en espacios abiertos sin acceso a la red pública de electricidad.
- Precio accesible.

En la tabla 9 se observa algunas opciones que cumplen con la condición descrita y que, por sus características, se las puede considerar como una opción para el prototipo, en la [sec. 8.5] de los anexos observamos dicha tabla expandida.

Tabla 9. Opciones de motorización para el prototipo (minimizado).

Opciones	Motor	Especificaciones
Opción 1	Honda GX 35	<ul style="list-style-type: none">- Cuatro tiempos.- Precio: CLP261800- Potencia: 1.6HP

		<ul style="list-style-type: none"> - Peso: 3.3kg - *Relación peso potencia: 2.06
Opción 2	Honda GX 50	<ul style="list-style-type: none"> - Cuatro tiempos. - Precio: USD326 (CLP265395) - Potencia: 2HP - Peso: 4.1kg - *Relación peso potencia: 2.05
Opción 3	Briggs and Stratton 82Li	<ul style="list-style-type: none"> - Motor eléctrico. - Precio: EUR290 (CLP265948) - Torque: 3.56pie-lb. - Peso: 6kg. - *Relación peso potencia: 3.75
Opción 4	Briggs and stratton XR550	<ul style="list-style-type: none"> - Cuatro tiempos. - Potencia: 3.5HP. - Peso: 13.41kg - Decibeles: 72dB - *Relación peso potencia: 3.83

*Mientras menor el valor de la relación peso – potencia, más eficiente es el motor.

Para determinar el motor idóneo para el prototipo se elabora la siguiente tabla de diagnóstico y análisis de diferentes variables.

Tabla 10. Comparación de las diferentes opciones de motorización.

	1	2	3
Características	Bajo	Medio	Alto
Facilidad de uso.		<ul style="list-style-type: none"> - Opción 4. - Opción 3. 	<ul style="list-style-type: none"> - Opción 1. - Opción 2.
Relación peso potencia.	<ul style="list-style-type: none"> - Opción 3. - Opción 4. 	<ul style="list-style-type: none"> - Opción 1. 	<ul style="list-style-type: none"> - Opción 2.
**Nivel de ruido.	<ul style="list-style-type: none"> - Opción 1. - Opción 2. - Opción 4. 		<ul style="list-style-type: none"> - Opción 3.

***Precio			- Opción 1. - Opción 2. - Opción 3. - Opción 4.
-----------	--	--	--

**Se revisó el manual, las fichas técnicas de los motores y se contactó con distintos distribuidores, pero no se logró encontrar información sobre los decibeles exactos de cada motor, se sabe que los motores de combustión de similar dimensión a los analizados en la tabla 8 generan alrededor de 70dB y los eléctricos son considerablemente más silenciosos, por esto se asume la calificación detallada.

***No se encontró información sobre el precio del motor de la opción 4, por lo que se asume que se encuentra en la misma posición que las demás opciones.

El criterio con el cual se define la facilidad de uso consiste en características generales de los motores que posibilitan unas mejores condiciones de uso del prototipo.

En el caso de la opción 1 y 2, son motores de 4 tiempos que no requieren que su combustible se mezcle con algún aceite de motor y poseen la capacidad de funcionar en cualquier posición.

La opción 3 corresponde a un motor eléctrico, el cual, con las condiciones medioambientales actuales, beneficia al cuidado del planeta al no generar ninguna clase de gas de efecto invernadero ni residuos contaminantes, también pueden funcionar en cualquier posición, pero el problema radica en el proceso de carga de baterías, el cual interrumpe las labores de los operarios por algunas horas.

La opción 4 es un motor de 4 tiempos que tampoco requiere una mezcla previa de combustible y aceite para su funcionamiento, pero no tiene la capacidad de funcionar en diferentes posiciones.

Los puntos totales que obtiene cada opción son los siguientes:

- Opción 1 = 9 puntos.
- Opción 2 = 10 puntos.
- Opción 3 = 9 puntos.
- Opción 4 = 7 puntos.

Con este análisis se establece que el motor ideal para el diseño del prototipo corresponde a la opción 2, el Honda GX50.



Figura 11. Motor Honda GX 50.

Fuente: [17].

En la figura 11 observamos algunas componentes que deben ser considerados para la posición en la que debe estar el motor sobre la base principal, estos son:

- Escape.
- Entrada del tanque de combustible.
- Entrada del aceite del motor.
- Manija del encendido del motor.

Considerando las posiciones analizadas en la [sec. 8.4] de los anexos, se establece que la ideal es con el embrague del motor hacia la izquierda de la base principal, esto debido al acceso de la entrada de combustible y a la manija del encendido del motor. Sin embargo, esto genera que el escape este posicionado cerca al operario, pero el motor incluye un protector para evitar quemaduras.

2.7.1.2 Selección del embrague

El motor seleccionado previamente incluye el embrague centrífugo, pero no el tambor ni la campana de este, por esto es necesario seleccionar o diseñar un tambor de embrague que

sea compatible con el que incluye dicho motor. La compatibilidad se juzga con los siguientes parámetros.

- Diámetro del tambor del embrague.
- Material.
- Espesor interno del tambor del embrague.

Tomando estos aspectos en consideración, se contacta con Baper, distribuidor de diferentes productos de marca Honda en Chile, para así conocer los componentes que son compatibles con el motor seleccionado.

Específicamente se selecciona la campana del embrague de la desbrozadora Honda UMK435, esta se observa en la figura 12 y se detallan los elementos que la componen en la tabla 11, se selecciona estos componentes para evitar complejidades en temas de diseño y costos. Los componentes de este producto son compatibles con el motor Honda GX50.

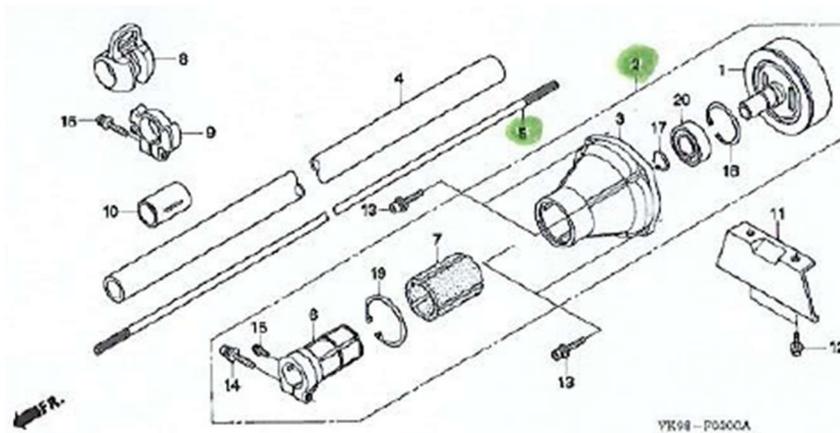


Figura 12. Despiece de la campana del embrague de la desbrozadora UMK435.

Tabla 11. Elementos que componen la campana del embrague de la desbrozadora UMK435.

Ref. No.	Part. No.	Descripción	Cantidad
1	22100-VK9-A02	OUTER COMP., CLUTCH	1
3	22261-VK9-A01	HOUSING, CLUTCH (A)	1
6	50225-VK9-A01	BRACKET, ENGINE MOUNTING	1
7	50237-VK9-A01	RUBBER, ENGINE MOUNTING	1
13	90102-VK9-A01	BOLT, SOCKET, 6X20	4
14	90104-VK9-A01	BOLT, SOCKET, 6X30	1
15	93893-05010-00	SCREW-WASHER, 5X10	1
	90105-VK9-A01	SCREW, TAPPING, 5X10	1
17	94510-15000	CIRCLIP, EXTERNAL, 15MM	1
18	94520-35000	CIRCLIP, INTERNAL, 35MM	1

19	94520-45000	CIRCLIP, INTERNAL, 45MM	1
20	96130-62020-10	BEARING, RADIAL BALL, 6202	1

Baper también nos proporciona información necesaria, como es el diámetro interior de la pieza de Ref. No. 6, la cual se requiere para diseñar el soporte del mismo y también el alto de la campana, medida que se requiere para determinar el largo del eje que ingresa en la campana del embrague.

$$D_{campana} = 28mm$$

$$L_{campana-largo} = 110mm$$

2.7.1.3 Dimensionamiento del eje de transmisión

Para conectar mecánicamente el embrague del motor al rotor de succión y triturado, se requiere de un eje de transmisión. Los parámetros para la selección del eje de transmisión son:

- Geometría del enganche con el tambor del embrague.
- Diámetro del eje.
- Material resistente a las fuerzas de torsión.

El enganche de embrague seleccionado en la sección anterior posee un agujero estriado, entonces para evitar la necesidad de recurrir a un proceso de manufactura complejo, se decide seleccionar el eje de transmisión que forma parte de la desbrozadora Honda UMK435. En la figura 12 se puede observar, con el número 5 a dicho eje, en el extremo superior posee la misma geometría estriada que el embrague seleccionado previamente, por lo que cabe perfectamente en él. Se sabe también que su material y dimensión resiste la fuerza que emite el motor. Los datos del eje de transmisión son:

Ref No: 5.

Part. No: 41411-VK9-A00.

Descripción: SHAFT, DRIVE.

Cantidad: 1.

El diámetro de dicho eje es:

$$d_{eje-trans} = 8mm$$

Una vez seleccionado el eje de transmisión, se debe dimensionar el largo necesario de este y su geometría para su utilización en el prototipo en diseño, todos los cálculos y sus resultados se observan en la [sec. 8.6] de los anexos. La longitud del eje obtenida es:

$$L_{eje} = 17.01 \text{ cm}$$

2.7.2 Dimensionamiento del sistema de succión y triturado

Una vez dimensionado el sistema del motor, se procede a diseñar el sistema de succión y triturado, este está comprendido por los siguientes componentes:

- Rotor de succión y triturado.
- Cápsula del rotor.
- Tubo de succión.

2.7.2.1 Diseño del rotor de succión y triturado

Los principales parámetros que se deben tomar en cuenta para dar forma al diseño del rotor de succión y triturado son:

- Geometría de las aspas del rotor.
- Cantidad de aspas necesarias.
- Diámetro del rotor.
- Altura del rotor.

En base a lo visto en la [sec. 2.1.2], es necesario primero establecer qué tipo de rotor se va a diseñar. Se considera que el idóneo es el turbocompresor de tipo radial.

También es necesario analizar la [Sec. 2.1.3] para determinar otros aspectos del rotor, los alabes se los construye de tipo hacia atrás debido a que se requiere que el rotor disminuya la velocidad de salida de aire para evitar daños en la zona de almacenamiento. También se decide diseñar el rotor como de tipo semiabierto.

Por último, hay que considerar que el rotor, al estar expuesto a bajas revoluciones, no requiere de refrigeración.

Para establecer estos parámetros y para satisfacer uno de los objetivos planteados para el desarrollo de dicho prototipo, se debe determinar un valor mínimo para las variables de velocidad, caudal del aire succionado y sección de paso del fluido.

Debido a que la fórmula de caudal de un fluido es:

$$Q = V \times S \quad \text{Ec. 2.17}$$

Donde:

Q : Caudal de fluido.

V : Velocidad del fluido.

S : Sección de paso del fluido.

A estas 3 variables se les debe definir un valor mínimo, como observamos en la fórmula 2.17, están relacionadas por lo que la variación de una de ellas cambia el valor de las otras, es por esto que se debe encontrar un balance entre ellas.

Se debe establecer valores para estas variables que aumenten la eficiencia del dispositivo. La primera variable que se debe establecer es la sección del paso del fluido, esta debe tener un valor mínimo para evitar que se acumule el follaje en el tubo de succión y se obstruya la entrada del material.

También se debe establecer un valor mínimo de velocidad del viento succionado, esto se lo hace por medio de la fórmula de potencia que se visualiza en Ec. 2.18.

$$P = F_{succión} \times V_{viento} \quad \text{Ec. 2.18}$$

Donde:

P : Potencia del motor

F : Fuerza de succión del rotor.

V_{viento} : Velocidad del viento de succión.

De estos valores se conoce solo la potencia del motor, el cual se dimensiona utilizando solo el 80% por concepto de seguridad y así evitar sobre exigir al motor.

$$P = 2HP \times 80\% = 1.6HP = 1193.12W$$

Luego, en base a información detallada en la ficha técnica de una de las competencias, la succionadora de hojas Stihl SH86 C-E, observamos su ficha técnica en la [sec. 8.8] de los anexos, se establece el valor mínimo de la fuerza de succión para así determinar la velocidad mínima esperada para el prototipo que se está diseñando. Se utiliza especificaciones de dicha succionadora debido a que, el prototipo que se diseña debería, como mínimo, tener las mismas capacidades que su competencia.

$$F_{succión} = 15N$$

Este valor, y el valor de potencia, se reemplazan en Ec. 2.18.

$$V_{viento} = \frac{1193.12W}{15N} = 79.54 \text{ m/s} = 286.35 \text{ km/h}$$

Ahora se debe establecer un valor para la sección transversal del tubo de succión, el valor de la succionadora de hojas Stihl analizada es el siguiente:

$$S_{tubo} = 18.85 \text{ in}^2 = 0.012 \text{ m}^2$$

Con el dato de la sección obtenemos el valor para el diámetro del tubo.

$$d_{tubo} = 2 \times \sqrt{\frac{S_{tubo}}{\pi}} = 12.36 \text{ cm}$$

Con estos valores se puede determinar un valor de caudal mínimo que debe generar el rotor de succión. Para esto se utiliza la Ec. 2.17 y los valores previamente determinados.

$$Q = 79.54 \text{ m/s} \times 0.012 \text{ m}^2 = 0.9545 \text{ m}^3/\text{s} = 3436.13 \text{ m}^3/\text{h}$$

El valor encontrado corresponde a un caudal en estado ideal, con una eficiencia del 100%, para determinar un valor de eficiencia real se utilizan los valores de las especificaciones de la succionadora de hojas Stihl.

$$Q_{real} = 755 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$V_{succión} = 170 \text{ mph} = 75.997 \text{ m/s}$$

Utilizando la Ec. 2.17 encontramos el valor del caudal para la succionadora de hojas Stihl en estado ideal.

$$Q_{ideal} = 75.997 \text{ m/s} \times 0.012 \text{ m}^2$$

$$Q_{ideal} = 0.912 \text{ m}^3/\text{s} = 3283.07 \text{ m}^3/\text{h}$$

Con este valor y el valor correspondiente al caudal real se puede determinar la eficiencia de la máquina.

$$Eficiencia = \frac{Q_{real} \times 100\%}{Q_{ideal}} \quad \text{Ec. 2.19}$$

$$Eficiencia = \frac{755 \text{ m}^3/\text{h} \times 100\%}{3283.07 \text{ m}^3/\text{h}} = 22.997\%$$

Entonces, si aplicamos este mismo valor de eficiencia, como el valor mínimo de eficiencia para el prototipo en diseño, obtenemos un caudal de:

$$Q_{min} = Q \times Eficiencia \quad \text{Ec. 2.20}$$

Se reemplaza los valores:

$$Q_{min} = 3436.13 \text{ m}^3/\text{h} \times 22.997\%$$

$$Q_{min} = 790.21 \text{ m}^3/\text{h}$$

Entonces los valores mínimos que el prototipo debe cumplir son:

$$S_{tubo} = 0.012\text{m}^2$$

$$d_{tubo} = 12.36\text{cm}$$

$$V_{viento} = 286.35 \text{ km}/\text{h}$$

$$Q_{min} = 790.21 \text{ m}^3/\text{h}$$

Una vez establecidos los valores mínimos de dichas variables, se establecen las constantes ya definidas por las especificaciones del motor seleccionado y de las condiciones del aire, en base a cuáles se realiza el diseño. En la tabla 12 se detallan dichas constantes.

Tabla 12. Condiciones de las constantes para el funcionamiento del rotor.

Constantes	Abreviatura	Magnitud
Potencia del motor	P_m	2HP
Revoluciones del motor	n	7000 rpm
Constante específica de los gases	R_a	$286.9 \frac{N \cdot m}{kg \cdot K}$
Constante adiabática del aire	γ	1.4
*Calor específico del aire	c_p	$1004.15 \frac{J}{kg \cdot K}$
Temperatura ambiente	T_E	20°C
Presión ambiente	P_E	1 bar

*El valor del calor específico del aire lo calculamos con la siguiente fórmula:

$$c_p = R_a \frac{\gamma}{\gamma - 1} \quad \text{Ec. 2.21}$$

Por principios de seguridad, se decide utilizar el valor de la potencia de motor solo en su 80%.

$$P_m = 2HP \times 80\% = 1.6HP = 1.193kW$$

Luego se procede a diseñar los parámetros principales del rotor que definen su geometría, los cuales deben satisfacer las variables determinadas. En la figura 13 se detalla las medidas principales que se requieren conocer del rotor para definir su geometría. Cada variable se distingue por su subíndice, el cual se define según la ubicación en donde se desarrolla el fenómeno de dicha variable, a continuación, se especifica los subíndices para cada zona del turbocompresor.

- Entrada del compresor: subíndice E.
- Dentro del compresor, en la boca de aspiración A antes del rodete: subíndice a.
- Entrada de los alabes: subíndice 1.
- Salida de los alabes: subíndice 2.

Se agregan también el subíndice *tot*, para aquellas variables que corresponden al valor total, mientras que cuando no se utiliza dicho subíndice, el valor es en estado estático.

Se establece las constantes iniciales del proceso a la entrada del compresor:

$$T_E = T_{E\ tot} = 20^\circ\text{C} = 293.15\text{K}$$

$$P_E = P_{E\ tot} = 1\ \text{bar} = 100\ \text{kPa}$$

$$Q_E = Q_{min} = 790.21\ \text{m}^3/\text{h}$$

Los valores previos se establecen para el diseño del compresor, los valores de temperatura y presión son dados por condiciones medioambientales generales, pero el valor Q_E del caudal fue determinado en relación a su competencia, para que, en la práctica, este valor sea realista se agrega un 30% correspondiente a pérdidas por ineficiencia y demás aspectos que puedan influir.

$$Q_E = 790.21 + 30\% = 1027.27\ \text{m}^3/\text{h}$$

El volumen específico se define por:

$$v_E = \frac{R_a T_E}{P_E} \quad \text{Ec. 2.22}$$

Reemplazando los valores obtenemos:

$$v_E = v_{E\ tot} = \frac{286.9\ \frac{\text{N}\cdot\text{m}}{\text{kg}\cdot\text{K}} (288.15\text{K})}{100\text{kPa}} = 0.827\ \text{m}^3/\text{kg}$$

Donde:

T_E : Temperatura ambiente a la entrada del turbocompresor.

P_E : Presión del ambiente a la entrada del turbocompresor.

Q_E : Caudal de aire a la entrada del turbocompresor.

v_E : Volumen específico a la entrada del turbocompresor.

Si asumimos que se desprecia las perdidas entre los puntos E y a tenemos:

$$T_{a\ tot} = T_E = 293.15K$$

$$P_{a\ tot} = P_E = 100\ kPa$$

$$v_{a\ tot} = v_E = 0.827\ m^3/kg$$

Donde:

$T_{a\ tot}$: Temperatura ambiente en la boca de aspiración.

$P_{a\ tot}$: Presión del ambiente en la boca de aspiración.

$v_{a\ tot}$: Volumen específico en la boca de aspiración.

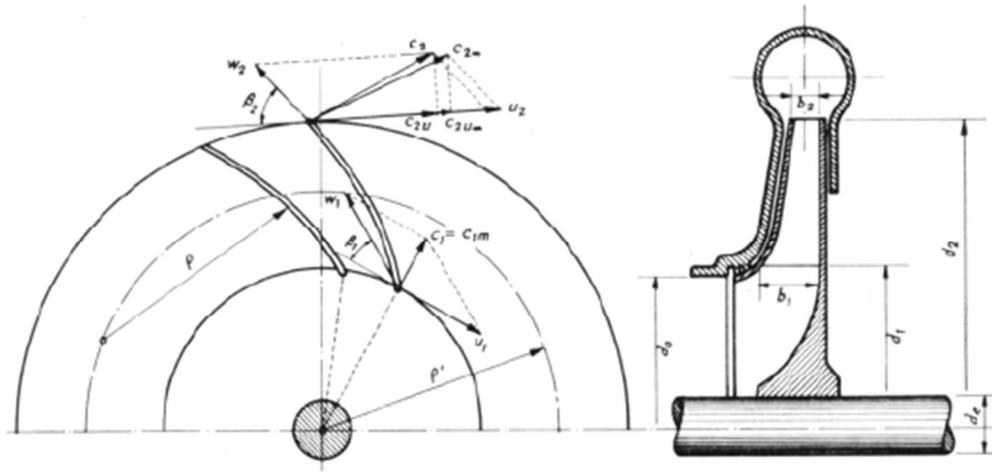


Figura 13. Diagrama de las medidas de un rotor.

Fuente: [10].

Donde:

d_a : Diámetro de la entrada de aire del rotor de succión y triturado.

d_e : Diámetro del eje del rotor de succión y triturado.

d_1 : Diámetro interior del rotor de succión y triturado.

d_2 : Diámetro exterior del rotor de succión y triturado.

b_1 : Altura interior de los alabes.

b_2 : Altura exterior de los alabes.

β_1 : Angulo interior de inclinación de los alabes.

β_2 : Angulo exterior de inclinación de los alabes.

La memoria de cálculo detallada se puede observar en los anexos en la [sec. 8.9], como conclusión de todo este proceso se obtiene que las medidas que definen la geometría del rotor son:

$$d_e = 2.021cm = 20.21mm$$

$$d_a = 14.33cm$$

$$d_1 = 14.28cm$$

$$d_2 = 28.56cm$$

$$z = 9 \text{ alabes}$$

$$b_1 = 3.67cm$$

$$b_2 = 4.42mm$$

$$\beta_1 = 30^\circ$$

$$\beta_2 = 50^\circ$$

Para definir la altura del rotor se considera la siguiente fórmula:

$$b_t = b_1 + e_{rotor} + b_{extra} \quad \text{Ec. 2.23}$$

Donde:

b_t : Alto total del rotor.

b_1 : Alto hasta el punto 1.

e_{rotor} : Espesor de la base del rotor.

b_{extra} : Alto hasta el extremo superior del rotor.

Se considera al espesor del material como:

$$e = 3 \text{ mm}$$

El alto hasta el extremo superior del rotor se define gráficamente, por medio de la modelación 3D, este es:

$$b_{extra} = 30mm$$

Se reemplazan las variables y se obtiene:

$$b_t = 36.7 + 3 + 30 = 69.7 \text{ mm} = 6.97cm$$

Una vez diseñado la parte principal del rotor y la zona de los alabes encargada de la succión, se debe dimensionar la zona donde se realiza la acción de triturado de las hojas. Destacar que en dicha zona se mantiene la geometría de los alabes para generar un aporte aerodinámico y así mejorar el efecto de succión sin generar turbulencias a la entrada del rotor. Entonces, en base a lo dicho anteriormente, se mantiene el ángulo $\beta_1 = 30^\circ$ en la unión entre los álabes y el d_e .

Es necesario también agregar una cuchilla en la parte superior del rotor, encargada del triturado principal de todo el follaje que ingresa por la manguera de succión, para esto se considera el diámetro de entrada:

$$d_a = 14.33\text{cm}$$

Conociendo estos datos se procede a diseñar las piezas en un modelo 3D, el cual se aprecia en la [sec.3.2].

2.7.2.2 Diseño de la carcasa del rotor

Conociendo las dimensiones que establecen la geometría del rotor de succión y triturado, se puede diseñar la carcasa del rotor. Para el diseño de dicho componente se establecen diferentes parámetros generales:

- La velocidad con la que sale el aire del rotor debe ser disminuida en la carcasa para evitar daños en el contenedor de almacenamiento al que está conectado.

Para definir el diseño de la carcasa se utiliza principalmente una relación entre el área de la salida de aire de la carcasa y el radio de la carcasa, desde el centro hasta el punto medio de la circunferencia de la salida del aire. La fórmula utilizada para dicha relación es la siguiente:

$$A/R = \frac{A_{\text{salida-aire}}}{r_{\text{carcasa}}} \quad \text{Ec. 2.24}$$

Para entender qué medidas se requieren para dicha relación, observamos la carcasa de la izquierda en la figura 14, en donde se detalla los puntos en donde se evalúa tanto el área de la salida de aire, como el radio de la carcasa.

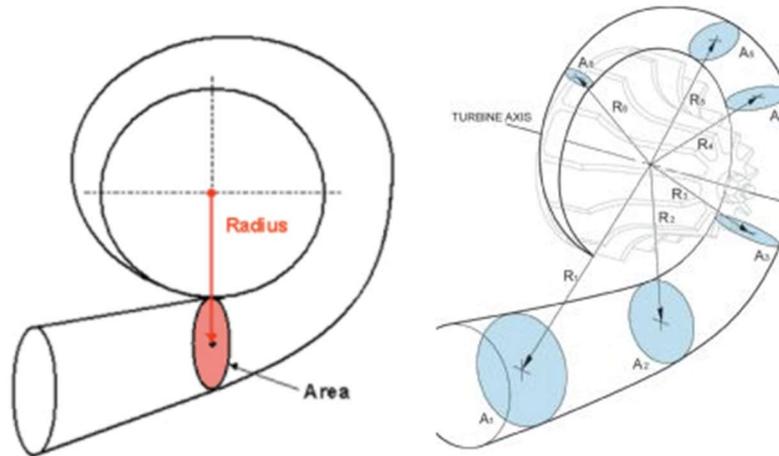


Figura 14. Medidas para el cálculo de la geometría de la carcasa del rotor.

Fuente: [18].

En la gráfica de la derecha de la figura 14 observamos como, progresivamente, aumenta el área de la espiral de la voluta. En algunas carcasas, con el objetivo de aumentar eficiencia, la curva del aumento del área no es progresiva, pero para evitar complejidades en el diseño de este proyecto se decide que la progresión con la que aumenta el área de la espiral sea lineal y constante. Sabiendo que esta espiral debe partir desde un valor $\text{área} = 0$, solo se requiere conocer el valor del área en un solo punto para poder establecer la geometría total de la espiral.

Para analizar qué valor en la relación A/R se requiere, en la página de los turbos Garret se explica a dicha relación como una bombilla cuando una persona intenta soplar aire a través de ella. Mientras menor es el valor de A/R , menor es el diámetro de la bombilla. Cuando se intenta soplar aire a través de esta bombilla en algún líquido, rápidamente se alcanza el límite del flujo y velocidad de aire de la bombilla y se empieza a sentir presión en las mejillas, esta presión se genera también en los turbos y se la conoce como contrapresión y puede ser perjudicial para sus componentes ya que va en contra del movimiento. Ahora, si se realiza el mismo ejercicio con una bombilla de mayor diámetro, esta contrapresión desaparece y se logra soplar mayor cantidad de aire sin llegar al límite de la velocidad de dicha bombilla [19].

Tomando en consideración esta explicación, el objetivo de la espiral de la carcasa es disminuir lo más posible la velocidad de salida del aire y si consideramos la explicación previa, se establece que el valor de A/R debe ser lo más alto posible.

Como observamos en la fórmula 2.25, el radio de la carcasa del rotor depende primero del radio del rotor, el cual ya poseemos, y del radio de la voluta en la salida de aire. Como el área de la salida de aire también depende de este radio, esta es la variable que debemos fijar para el diseño.

$$r_{carcasa} = \frac{d_2}{2} + r_{salida-aire} \quad \text{Ec. 2.25}$$

En la fórmula 2.26 observamos como se obtiene el área de salida del aire. El radio de dicha área se define gráficamente en la [sec. 3.3] durante el proceso de modelado 3D.

$$A_{salida-aire} = \pi(r_{salida-aire})^2 \quad \text{Ec. 2.26}$$

El valor del radio de la salida de aire definitivo se lo obtiene en la [sec. 3.3].

$$r_{salida-air} = 42 \text{ mm}$$

Reemplazando obtenemos:

$$A_{salida-aire} = \pi(4.2)^2 = 55.42 \text{ cm}^2$$

El radio de la carcasa es:

$$r_{carcasa} = \frac{28.56}{2} + 4.2 = 18.48 \text{ cm}$$

Por último, la relación para definir la carcasa es:

$$\frac{A}{R} = \frac{55.42}{18.48} = 2.99 \text{ cm}$$

2.7.2.3 Diseño del tubo de succión

El siguiente paso consiste en diseñar el tubo de succión por donde ingresa el follaje y que lo dirige hacia el rotor de succión y triturado para ser procesados. Para este diseño se requiere considerar las siguientes limitaciones:

- En la [sec. 1.1.1] se habla de las 3 principales especies de árboles que se encuentran en las zonas urbanas de Chile, dentro de las características de estos árboles la dimensión de sus hojas, las cuales son de 35cm de largo pero delgadas de ancho.
- La base del tubo, en la zona de sujeción al rotor de succión y triturado, debe ser flexible para facilitar su movilidad bajo el control del operario.
- Según datos estadísticos, la altura promedio de los hombres chilenos es 173cm y de las mujeres chilenas es 159cm, este dato es relevante debido a la altura que debe tener el tubo de succión. [20]

- Marcar una zona de sujeción para el control del motor y para el cable del mismo.

Con esto considerado, se establece los distintos parámetros del tubo de succión que son necesario dimensionar para establecer el diseño, estos son:

- Dimensión de la boca de conexión al rotor de succión y triturado.
- Largo y curvatura del cuello flexible del tubo de succión.
- Largo del cuello rígido del tubo de succión.
- Largo de la zona de sujeción del control del motor.
- Dimensión de la entrada del tubo de succión.

Según las proporciones del cuerpo humano, se sabe que la mitad del cuerpo se encuentra ubicado en la parte superior del pubis, también se sabe que la mano estirada debería llegar a la mitad del muslo, por lo que la posición ideal para manejar el tubo de succión sería con el brazo retraído hasta la altura de la mitad del cuerpo. Esto genera que la altura del control del motor con el suelo se encuentre a la mitad de la altura promedio [21]. Utilizamos la fórmula 27 para encontrar una altura promedio general de los chilenos.

$$Altura\ prom. = \frac{altura\ hombres + altura\ mujeres}{2} \quad Ec. 2.27$$

Donde:

Altura prom.: Altura promedio de todos los chilenos adultos.

Altura hombres: Altura promedio de los hombres chilenos adultos.

Altura mujeres: Altura promedio de las mujeres chilenas adultas.

Entonces según los datos encontrados en [20], se sabe que:

$$altura\ hombres = 173cm$$

$$altura\ mujeres = 159cm$$

Se reemplaza en la Ec. 2.27:

$$Altura\ prom. = \frac{173 + 159}{2}$$

Para obtener como resultado:

$$Altura\ prom. = 166cm$$

Con este dato, considerando lo dicho anteriormente, se puede determinar la altura a la cual se encuentra el control del motor:

$$Altura\ control = \frac{166}{2} = 83\ cm \quad Ec. 2.28$$

Para dimensionar el largo del tubo de succión se debe establecer valores iniciales saber primero la capacidad de succión del prototipo. Se establece un ángulo de inclinación de la manguera, con respecto al suelo, de:

$$\alpha_{man} = 50^\circ$$

En la figura 15 consideramos un triángulo rectángulo, así podemos calcular, por medio de funciones trigonométricas, el largo de la manguera de succión.

$$\sin \alpha_{man} = \frac{Altura\ prom.}{Largo\ man.} \quad Ec. 2.29$$

Obtenemos:

$$Largo\ man. = \frac{83}{\sin 40} = 108.35\ cm$$

En la figura 15 apreciamos gráficamente la relación entre la altura de la manguera en relación al suelo (*Altura prom.*), su longitud (*Largo man.*) y el grado de inclinación que tendría en su posición aproximada de trabajo (α_{man}).

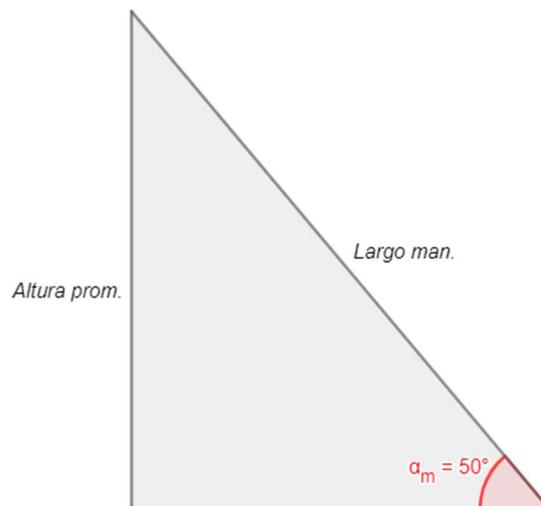


Figura 15. Triángulo de inclinación de la manguera de succión.

Una vez establecido el valor del largo del tubo de succión, debemos definir el diámetro interior del mismo, para esto utilizamos el d_a definido en la [sec. 2.7.2.1].

$$d_a = 14.33\ cm$$

Conociendo esta información, se procede a diseñar el modelo 3D, en la [sec. 3.5] se especifica los demás detalles de su geometría.

2.7.2.4 Diseño del control de funcionamiento

Para un correcto desempeño del prototipo se especifican ciertas condiciones que el control del motor debe poseer:

- Acelerador con retorno automático al punto muerto.
- La posición del control debe ser ajustable en el tubo de succión.
- Poseer un fijador de velocidad para mantenerla constante.
- Debe tener un seguro para evitar accidentes.
- Opción para apagar el motor.

Bajo estas condiciones se decide utilizar el predeterminado que nos ofrece Honda, específicamente el de la desbrozadora UMK435, el cual integra un control que cumple con los requerimientos detallados para el diseño del prototipo.

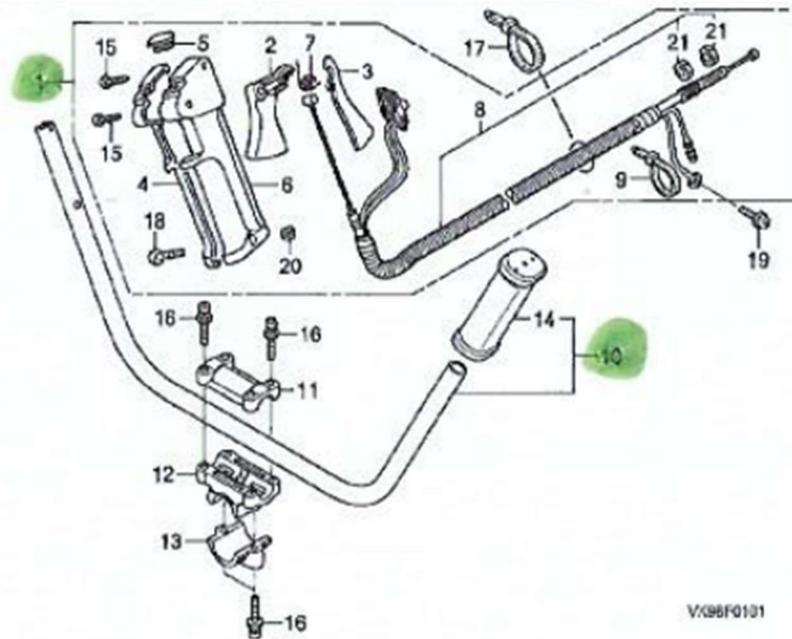


Figura 16. Despiece del manillar y comando del acelerador del motor.

En la figura 16 se puede observar el despiece del manillar y el control del acelerador del motor de la desbrozadora UMK435 y en la tabla 13 se observa las piezas que comprenden al control del acelerador que se va a utilizar.

Tabla 13. Elementos que componen el control del motor de la desbrozadora UMK435

Ref. No.	Part. No.	Descripción	Cantidad
2	17851-VH8-761	LEVER, THROTTLE (YELLOW)	1
3	17852-VJ8-C01	LEVER, THROTTLE LOCK	1
4	17853-VF9-V31	GRIP, R. THROTTLE LEVER	1
5	17854-VF9-V31	CAP, THROTTLE LEVER	1
6	17856-VF9-V31	GRIP, L. THROTTLE LEVER	1
7	17859-VF9-V31	SPRING, THROTTLE LEVER	1
8	32100-VK9-L01	HARNESS ASSY., WIRE	1
9	35122-VK9-L01	BAND	1
15	90101-VF9-V31	SCREW, TAPPING, 4X20	2
17	90651-MA6-720	BAND, WIRE HARNESS	1
18	93500-05030-06	SCREW, PAN, 5X30	1
19	93893-05010-00	SCREW-WASHER, 5X10	1
20	94002-05070-0S	NUT, HEX., 5MM	1
21	94002-06000-0S	NUT, HEX., 6MM	2

Después de seleccionar el control ideal para el motor se debe diseñar la base de este para ser colocado en la manguera de succión. Para esto se utiliza información del diámetro exterior del manillar estándar de Honda, proporcionado por los proveedores Baper.

$$D_{manillar} = 19.5mm$$

La ubicación del control en la manguera de succión esta dado por la distancia del extremo hasta la altura del cuerpo del operario determinada en la [sec. 2.7.2.3].

$$Largo\ man. = 108.35\ cm$$

También se debe considerar el largo del cable del control, información que se adquiere de Baper, el proveedor con el cual se contactó:

$$L_{cable} = 800mm$$

Conociendo estas medidas se puede diseñar utilizando el software Autodesk Inventor en la [sec. 3.5].

2.7.3 Dimensionamiento del contenedor de almacenamiento

Se desea dotar al prototipo de un factor diferenciador que le permite sobresalir sobre su competencia en el mercado, entonces según la información recolectada en la [sec. 1.1.2], se determina realizar un contenedor de almacenamiento diseñado para recolectar el follaje procesado directo del rotor de succión y triturado. Para el contenedor se decide estandarizar sus características y así facilitar su utilización, entonces con este propósito, se diseñan

elementos que permiten utilizar una bolsa de yute o de materiales similares, que pueda ser adquirida o reciclada en diferentes lugares, que cumpla con los requisitos establecidos y en la cual pueda mantenerse lo recolectado y ser manipulado con mayor facilidad, los requisitos son:

- Preferiblemente el material debería ser reciclado o reciclable.
- La bolsa que se adquiriera debe ser porosa para permitir la salida del aire a presión que genera el rotor.
- El sistema debe poder ajustarse a diferentes medidas de bolsas.
- Un sistema de enganche y desenganche rápido y de fácil uso.

Considerando esto, se decide diseñar un sistema formado por 2 componentes, un enganche del contenedor con la salida del rotor, en este se sujeta la entrada de la bolsa seleccionada, y un collar de sujeción para el contenedor en el cual este se fija.

El sistema de enganche del contenedor con la salida del rotor de succión y triturado se lo hace por medio de un enganche rápido especificado en la [sec. 3.6]. Se utiliza el diámetro de la salida del rotor:

$$D_{cont-entrada} = 93.99 \text{ mm}$$

Dicho diámetro se define gráficamente en la [sec. 3.3].

Para sujetar la bolsa reutilizable al prototipo es necesario realizar una argolla, sujeta en la mitad inferior de la base del prototipo, que fije la bolsa reutilizable y que permite la utilización de varias dimensiones de bolsas, dichas dimensiones se aprecian en la tabla 14, la medida de ancho máxima de estas es de:

$$D_{max-bolsa} = 30 \text{ cm}$$

Esta medida define el diámetro que debe tener la argolla.

2.7.3.1 Posibles distribuidores de bolsas

Considerando los requisitos establecidos previamente, se recomienda utilizar sacos de yute como contenedor de almacenamiento, esto debido a que por su dureza soporta el impacto de cualquier pequeña piedra y por la forma en que son hechas poseen poros que permiten la evacuación del aire que sale del rotor de succión y triturado. También disminuyen el impacto

medioambiental debido a sus propiedades 100% biodegradables. Investigando posibles proveedores de sacos de yute se encuentra varias medidas:

Tabla 14. Posibles distribuidores de bolsas de almacenamiento.

Proveedor	Productos	Datos de contacto
Yute natural	Sacos de yute de: - 15x10 - 19x14 - 30x20 - 40x30	Web: https://yute.cl/saquitos-naturales Dirección: Renato Sánchez 3347, Las Condes Teléfono: 222352005
Ecoamigables	Bolsas de yute de: - 14x19 - 30x40 - 10x15 - 20x30	Web: https://www.ecoamigables.cl/bolsas-yute Dirección: Fray Luis de la Peña 3080, Santiago Centro Teléfono: 226833429
*Fadonel	-Sacos de polipropileno.	Web: https://www.fadonel.cl/sacos-polipropileno Dirección: San Diego 279, esq Eleuterio Ramírez a pasos de Alameda. Teléfono: 227129000

*Se agrega una opción que ofrece otro tipo de material, específicamente sacos hechos de polipropileno. Recordar que las bolsas que se utilicen deben ser siempre tejidas o porosas, para que permitan la salida del aire del rotor de succión y triturado.

2.7.4 Dimensionamiento de la estructura

Para un correcto diseño de la estructura en la cual se sostiene el prototipo, se debe considerar los siguientes requerimientos:

- Puntos de fijación del motor.
- Fijación del rotor de succión y triturado y del eje de transmisión.
- Base protectora del tanque de combustible.
- Puntos de sujeción para el contenedor de almacenamiento.

- Peso distribuido uniformemente.
- Straps confortables para los hombros.

El diseño de la estructura principal del prototipo se divide en varios componentes:

- Base principal.
- Soporte del motor.
- Soporte de la campana del embrague y del rotor de succión y triturado.
- Straps para los hombros.

En la figura 17 y 18 se observa las diferentes medidas del motor en 2 vistas, estas medidas se utilizan para dimensionar diferentes componentes de la estructura principal.

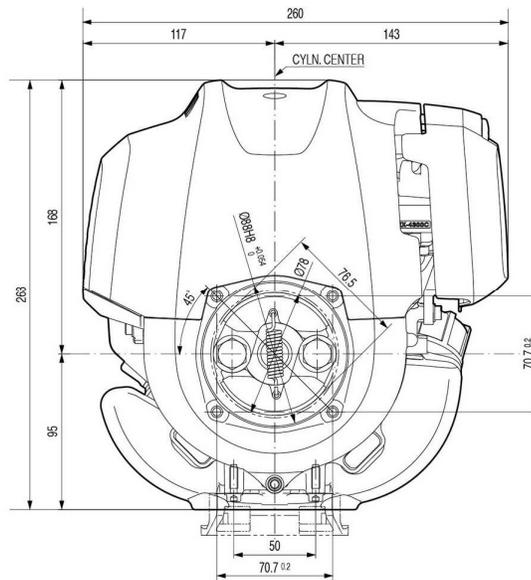


Figura 17. Medidas del motor Honda GX50 desde la vista frontal.

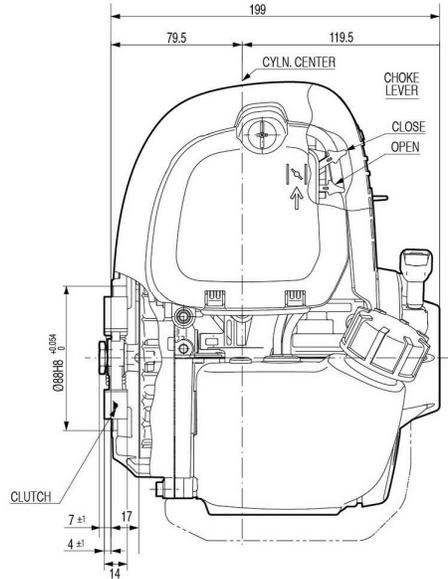


Figura 18. Medidas del motor Honda GX50 desde la vista lateral.

Entonces se establece primero la base principal de la estructura utilizando las medidas de ancho lateral, ancho frontal y alto del motor.

$$L_{ancho-lat} = 199mm$$

$$L_{ancho-ron} = 260mm$$

$$L_{alto} = 263mm$$

El alto del motor define la altura de la base y el ancho frontal del motor, así como el diámetro de la carcasa del rotor, definen el largo de la base.

Para el diseño del soporte del motor se considera lo establecido en la [sec. 2.7.1.1] con respecto a la posición del motor. En la figura 17, en la vista frontal, también observamos que la distancia entre los agujeros de fijación de la izquierda es:

$$L_{aguj-A} = 50 mm$$

Existen 2 agujeros más en la base derecha del motor, de estos se desconoce su medida exacta entre ellos y su distancia a los otros agujeros, por esto se utiliza el software Geogebra para trazar rectas entre los agujeros, utilizando la figura 17 y 18, para así obtener las medidas aproximadas. Este análisis se observa en la [sec. 8.12] de los anexos.

Para dimensionar el ancho de la base principal se debe considerar el ancho lateral del motor, el largo de la campana del embrague y también la L_{int} establecida en la [sec. 8.6], con esto obtenemos la siguiente fórmula:

$$L_{ancho-base} = L_{ancho-lat} + L_{campana} + L_{int} \quad \text{Ec. 2.30}$$

Reemplazando los valores obtenemos:

$$L_{ancho-bas} = 199 + 110 + 10 = 319mm = 31.9cm$$

Una vez dimensionado la base, se debe diseñar el travesaño que sostiene ambos ángulos y de donde debe sujetarse los straps para los hombros. El ancho de esta pieza es el mismo que el de la base, previamente dimensionada.

Se seleccionan straps que están diseñados para soportar el peso y la vibración de un dispositivo con características similares al del prototipo en diseño. En la figura 40 observamos los straps seleccionados, estos corresponden a la sopladora RedMax EBZ7500 la cual posee una masa de 10.6kg [22], el cual se considera similar al peso del prototipo en diseño. El sistema de enganche de los straps se diseña en base a las características de los straps seleccionados.



Figura 19. Straps de la sopladora de hojas RedMax EBZ7500.

Fuente: [23].

3 Diseño en software CAD

Con todo el diseño matemático del prototipo establecido, se procede a plasmar las dimensiones de los diferentes componentes en diseños 3D utilizando el software Autodesk Inventor. Las medidas específicas de cada pieza diseñada se detallan en sus respectivos planos en la [sec. 8.13] de los anexos. Los componentes diseñados en 3D son:

- Eje.
- Rotor de succión y triturado.
- Manguera de succión.
- Base principal.
- Sujeción del contenedor de almacenamiento.

3.1 Diseño del eje

En la figura 20 podemos observar el diseño 3D del eje de torsión después de cortarlo en la medida necesaria y manufacturar el extremo donde se sujeta el rotor. En el extremo izquierdo, el cual se sujeta al tambor del embrague, se observa que su geometría es cuadrada, esto se utiliza solo como referencia y no debe ser tomado en cuenta debido a que la geometría real es distinta, pero como el eje seleccionado es compatible con el embrague escogido es irrelevante diseñar su geometría.

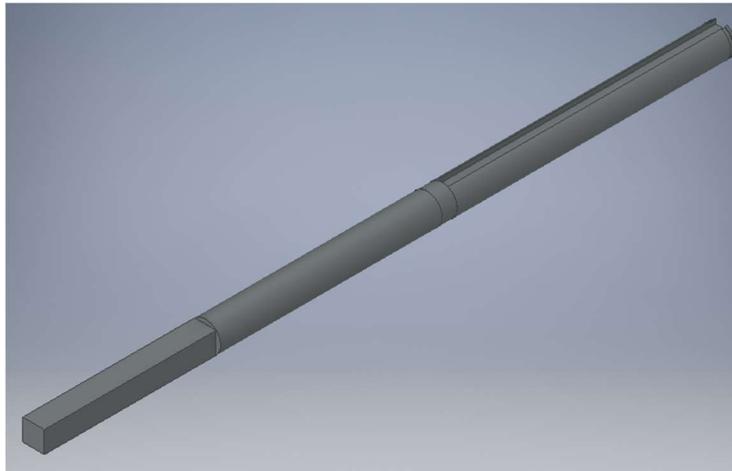


Figura 20. Diseño 3D del eje de torsión.

3.2 Diseño del rotor de succión y triturado

Para el diseño del rotor es necesario hacerlo por partes:

- Base del rotor.

- Alabes.
- Cuchilla de triturado.

Utilizando las medidas de la geometría calculada en la [sec. 2.7.2.1], se diseña la base del rotor considerando las medidas de diámetros y alturas, luego se diseña los alabes del rotor utilizando los ángulos y las alturas determinadas, después se diseña la cuchilla de corte que se coloca sobre el rotor de succión y triturado, este modelo se observa ensamblado en la figura 21. Esta pieza es la primera que entra en contacto con el follaje que ingresa por la manguera de succión, por lo que hay una probabilidad de que impacte pequeñas piedras o elementos que puedan dañar las piezas. Por esto el material de la cuchilla debe ser de alta resistencia y se estima su espesor en:

$$e_{cuchilla} = 2 \text{ mm}$$

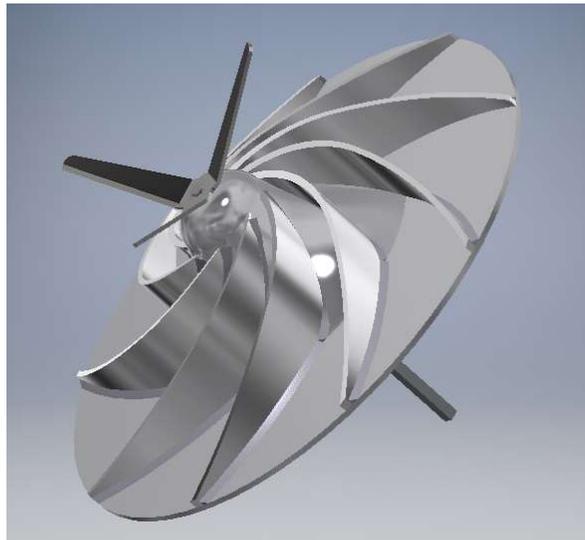


Figura 21. Ensamble del rotor de succión y triturado.

3.3 Diseño de la capsula del rotor

La cápsula del rotor se divide en 2 piezas:

- Cápsula.
- Tapa de la capsula.

En la figura 22 observamos el modelo 3D de la cápsula del rotor, donde se destaca la geometría del enganche para el contenedor de almacenamiento, el cual se sujeta por medio de una ranura diseñada para que cuando el enganche este bajo presión, este no pueda salirse; y de la manguera de succión, esta se sujeta por medio de rosca.

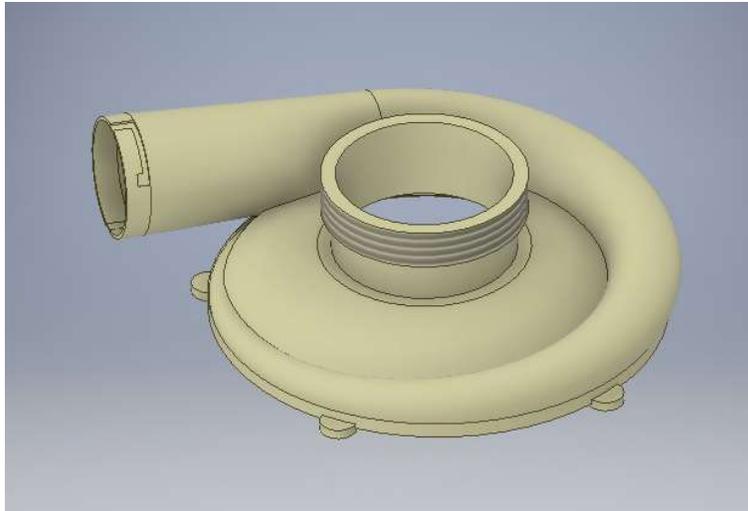


Figura 22. Cápsula del rotor de succión.

En la figura 23 se observa la tapa de la cápsula del rotor, esta se fija a la cápsula y a la base principal por medio de tornillos, en los planos se detalla sus medidas. El agujero central se adapta para que contenga un rodamiento de 8mm de diámetro interior, para contener el eje de transmisión, en la [sec. 8.11] se observa la tabla de dimensiones para el rodamiento de dicho diámetro interior.

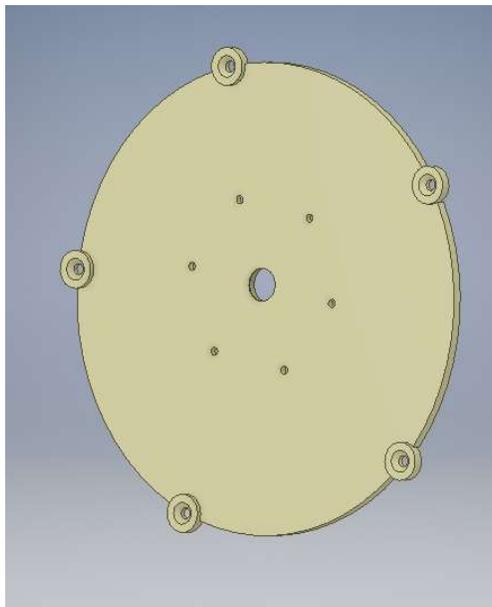


Figura 23. Tapa de la cápsula del rotor.

3.4 Ensamble del rotor de succión

Habiendo realizado el diseño del rotor de succión y triturado y de la cápsula, se ensambla todas sus piezas como se observa en la figura 24.



Figura 24. Ensamble del rotor de succión y de la cápsula.

3.5 Diseño de la manguera de succión

En el caso de la manguera de succión, se diseñan 3 piezas que la forman:

- Manguera.
- Agarre del control.
- Enganche de la manguera.

En la figura 25 se observa dichas piezas ensambladas, el diseño particular del enganche permite que la manguera se mueva libremente rotando sobre el eje de dicho enganche.



Figura 25. Ensamble de la manguera de succión.

3.6 Diseño de las bases para el contenedor de almacenamiento

Para el diseño del contenedor de almacenamiento se consideran 2 piezas:

- Argolla.
- Enganche para la salida del rotor.

La argolla se ajusta a la parte inferior de la base principal, en esta se sostiene las bolsas que se utilicen para almacenar el material procesado, su forma permite la utilización de bolsas de varias medidas. En la figura 26 se observa su diseño 3D.

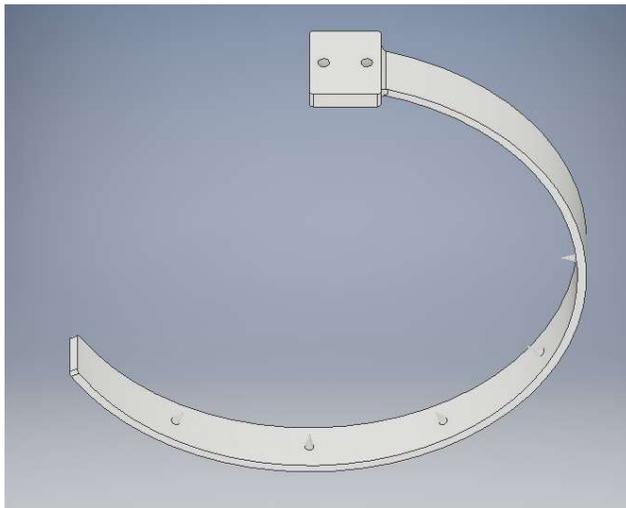


Figura 26. Argolla que sostiene el contenedor de almacenamiento.

En la figura 27 observamos el modelo para el enganche del contenedor de almacenamiento, este se fija por un ajuste rápido a la salida de la carcasa del rotor de succión y en el otro extremo se sujeta la bolsa de almacenamiento del follaje procesado.

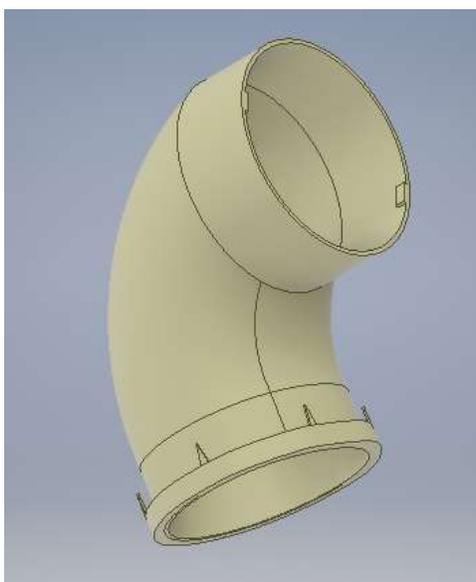


Figura 27. Enganche del contenedor de almacenamiento a la salida de la carcasa del rotor.

3.7 Diseño de la base principal

Para diseñar la base principal del prototipo se lo hace considerando 2 partes principales:

- Base inferior.
- Estructura de la base.

En la figura 28 se observa la base inferior del prototipo, donde apreciamos los puntos de sujeción del motor y del rotor.

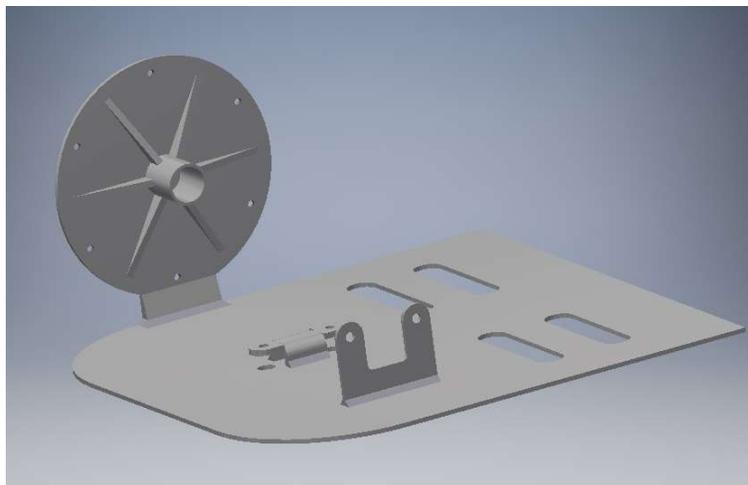


Figura 28. Base inferior del prototipo.

En la figura 29 tenemos la estructura de la base del prototipo, sobre esta pieza se apoya la base inferior y de aquí se sujeta los straps para que el operario pueda colocarse el prototipo en su espalda.



Figura 29. Estructura de la base del prototipo.

3.8 Ensamble total

Por último, se realiza en ensamble total del prototipo, donde se acoplan la base principal, con el ensamble del rotor, la manguera de succión y las piezas que forman parte del contenedor de almacenamiento. En la figura 30 se aprecia el ensamble resultante del prototipo.

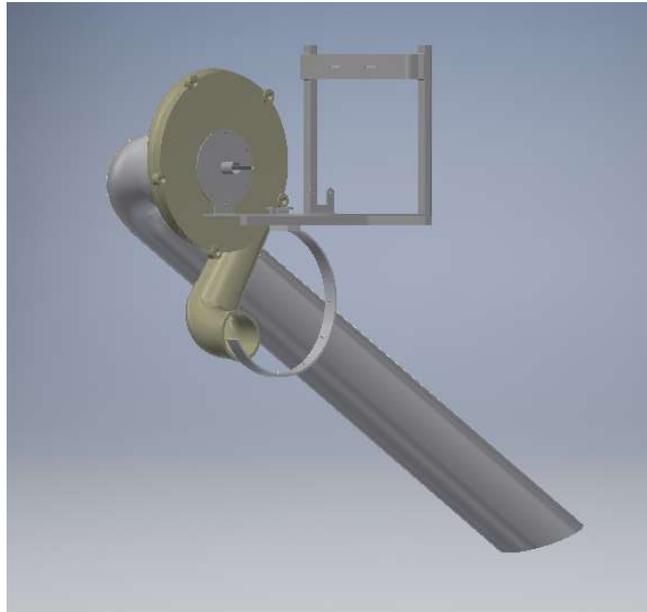


Figura 30. Perspectiva lateral del ensamble total del prototipo.

En el ensamble que se observa en las figuras no están presentes el motor, el embrague ni el control debido a que estos componentes no requieren de un modelo 3D, para el detalle del ensamble observar el plano de despiece en la [sec. 8.13] en los anexos.

4 Simulación

Para validar el diseño del prototipo y así comprobar que su funcionamiento satisface los objetivos planteados, se establece la necesidad de realizar ciertos procesos de simulación, estos son:

- Simulación mecánica del sistema de succión y triturado.
- Simulación CFD del sistema de succión y triturado.
- Simulación de esfuerzos mecánicos de la base del prototipo.

Hay que considerar que es necesario cumplir con los objetivos de funcionamiento del prototipo y con el límite de peso establecido previamente, por esto se definen dos variables relacionadas a los materiales que se podrían utilizar para la fabricación de las piezas del prototipo, estas son:

- Módulo de elasticidad (Young).
- Densidad del material.

Sabemos que la rigidez de cualquier material está definida por su módulo de elasticidad, por este motivo es necesario definir un rango a su magnitud en base a los resultados de las simulaciones y así el fabricante posee un parámetro que debe cumplir, al seleccionar el material, para evitar daños o roturas en los diferentes componentes que forman el prototipo. De la misma forma, es necesario definir un rango para la densidad, debido a que esta variable está directamente ligada a la masa de los materiales, por eso, al definir un rango para su magnitud, se limita las características del material que pueda ser seleccionado para así cumplir con el límite de peso definido previamente.

Por medio de estas variables se puede definir condicionantes que permitan al posible fabricante del prototipo establecer los materiales ideales para cada pieza. Para esto primero debemos extraer, de los modelos 3D, el volumen de cada pieza, para que con ese dato se pueda evaluar el peso máximo que debe tener cada pieza, en la siguiente tabla se observa esta información:

Tabla 15. Volumen de cada pieza del prototipo

Sistema	Pieza	Volumen [cm3]
Rotor de succión y triturado	Cuchilla	5.32
	Base rotor	496.24
	Alabes	11.7 c/u
	Eje	7.61
	Carcasa	1540.8
	Tapa de la carcasa	883.88
Manguera de succión	Manguera	3655.42
	Soporte para en control	37.33
	Engancho de la manguera	174.35
Contenedor de almacenamiento	Argolla para el contenedor	109.45
	Enganche de la salida del rotor	126.32
Base principal	Estructura de la base	279.17
	Base inferior	428.32

Debemos considerar que el peso máximo, según lo visto en la [sec. 2.3.2], es de 20kg.

La masa del motor es de:

$$m_{motor} = 4.1 \text{ kg}$$

Considerando un peso máximo de follaje recolectado y almacenado en la máxima capacidad del contenedor de:

$$m_{contenedor} = 2 \text{ kg}$$

El peso máximo que puede tener el resto del prototipo es:

$$m_{prototipo-parcial} = m_{prototipo-total} - m_{motor} - m_{contenedor} \quad \text{Ec. 4.1}$$

Obtenemos:

$$m_{prototipo-parcial} = 20 - 4.1 - 2 = 13.9 \text{ kg}$$

Para obtener la masa de las piezas simuladas sumamos la multiplicación del volumen de cada pieza y la densidad del material, como se observa en la siguiente fórmula:

$$m_{total} = \sum m \times \rho \quad \text{Ec. 4.2}$$

Para obtener los resultados de las simulaciones, el programa Ansys nos exige definir un material en las especificaciones de cada simulación, pero hay que considerar que el material que se define en cada simulación no es el material seleccionado para las piezas del prototipo, son solo para definir el rango que deben cumplir las variables previamente detalladas. En la tabla 16 se define la densidad y el módulo de elasticidad del aluminio 2024 y del acero 1020, las simulaciones se realizan con estos materiales para, en base a los resultados, definir el rango de estas variables en cada pieza.

Tabla 16. Datos de densidad y módulo de elasticidad de los materiales de simulación.

Material	Densidad [g/cm3]	Módulo de elasticidad [GPa]
Aluminio 2024	2.77	73.1
Acero 1020	7.86	190

Conociendo esta información debemos utilizar la figura 31, donde se observa las curvas de deformación elástica y plástica de diferentes metales, entre ellos el aluminio 2024 y el acero 1020, para en base a esto, analizar los resultados que se obtienen de las simulaciones. Como se estableció en la [Sec. 2.1.6.1], el punto de fluencia σ_{YS} , corresponde al límite para determinar exitosos los resultados de las distintas simulaciones.

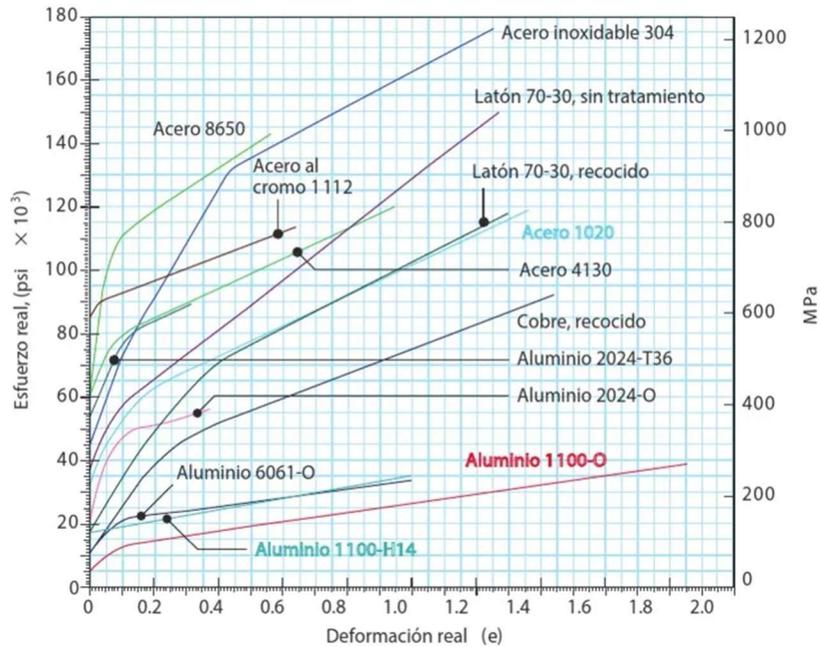


Figura 31. Gráfico de las curvas de deformación de distintos materiales.

Fuente: [24].

4.1 Simulación mecánica del sistema de succión y triturado

Primero se realiza la simulación de esfuerzos mecánicos al que el sistema de succión y triturado está expuesto, el cual corresponde al ensamble del rotor con el eje de torsión. Como se estableció previamente, en este proyecto no se definen los materiales de cada componente, pero se deben realizar algunas simulaciones con diferentes materiales, para establecer el rango de densidad y del módulo de Young necesarios para un correcto funcionamiento cumpliendo con el límite de peso.

4.1.1 Parámetros iniciales de simulación

En la figura 32 observamos los parámetros definidos para el rotor, primero se fijan apoyos fijos en el extremo del eje donde se apoya en el embrague, y también en la zona después del rotor de succión. También se define una velocidad radial constante de 733 rad/s, o lo que es lo mismo, 7000rpm, equivalentes a la velocidad máxima del motor. Debemos considerar que el eje se simula con los parámetros del acero 1020 en ambas simulaciones debido a que, al utilizar el eje que ofrece Honda, no se puede cambiar el material del cual está fabricado.

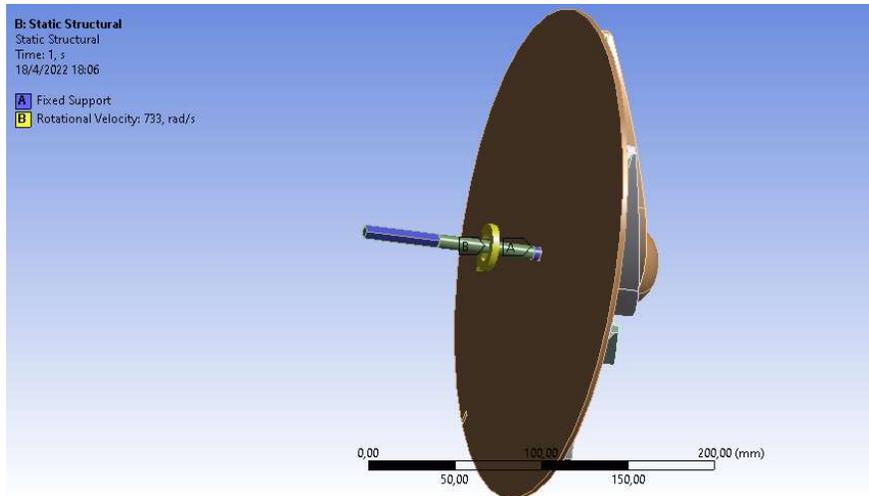


Figura 32. Parámetros de la simulación de esfuerzos y deformación del rotor de succión.

4.1.2 Resultados de la simulación

En la figura 33 observamos el resultado de la deformación total del rotor utilizando acero 1020, el valor máximo es de 0.094mm en los extremos de los alabes.

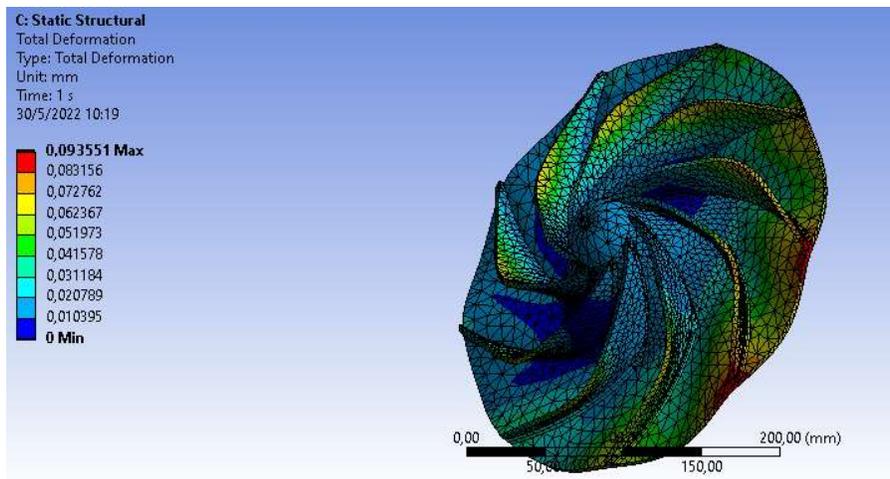


Figura 33. Deformación resultante de la simulación utilizando acero 1020.

En la figura 34 observamos el resultado de la deformación total del rotor utilizando aluminio 2024, el valor máximo es de 0.076mm en los extremos de los alabes.

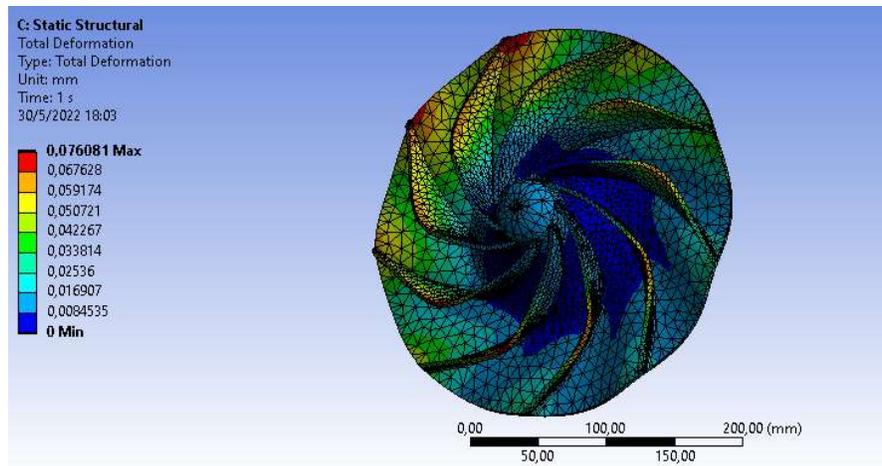


Figura 34. Deformación resultante de la simulación utilizando aluminio 2024.

El esfuerzo normal, resultante de la simulación utilizando acero 1020, se observa en la figura 35, el valor máximo que se obtiene es de 59.92 MPa.

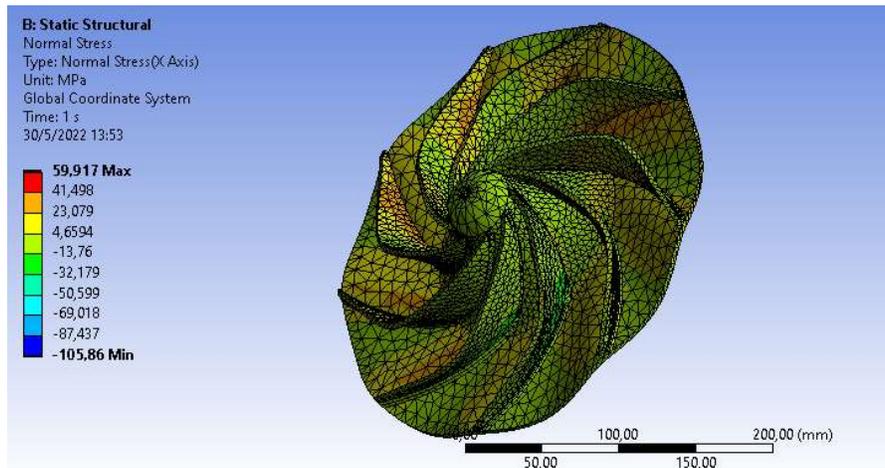


Figura 35. Esfuerzo normal resultante de la simulación utilizando acero 1020.

El esfuerzo normal, resultante de la simulación utilizando aluminio 2024, se observa en la figura 36, el valor máximo que se obtiene es de 21.52 MPa.

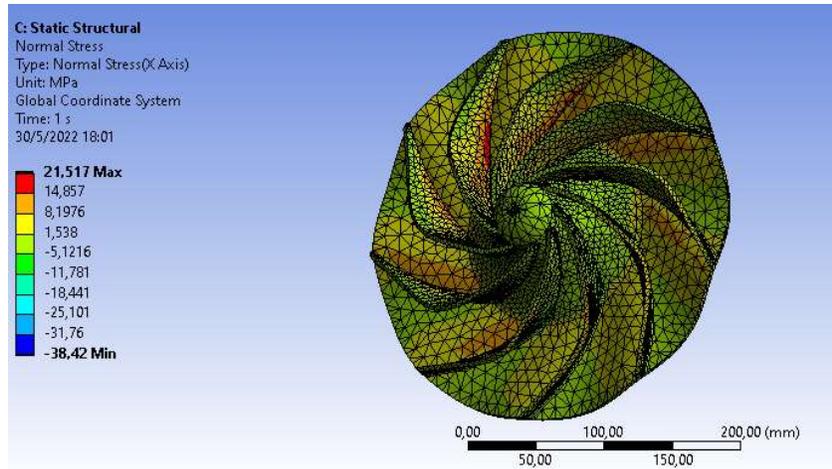


Figura 36. Esfuerzo normal resultante de la simulación utilizando aluminio 2024.

4.1.3 Análisis de los resultados

Si observamos los resultados de la figura 35, teniendo como máximo esfuerzo normal 59.92 MPa, lo transformamos a psi para poder analizarlos en la figura 31, haciendo relación a la curva de deformación del acero 1020, con el cual se realizó la simulación del rotor de succión y triturado, se determina que apenas se encuentra en el inicio de la curva de deformación por lo que claramente se puede utilizar un material de propiedades mecánicas inferiores con una densidad considerablemente inferior, disminuyendo el desgaste del operario. Los datos que se utilizan para relacionar los resultados de la simulación con la curva de deformación del acero 1020 son:

$$\sigma_{rotor_acero1020} = 59.92 \text{ MPa} = 8.69 \times 10^3 \text{ psi}$$

$$\epsilon_{estructura} = 0.009 \text{ cm}$$

Estos datos se aplican a la siguiente figura:

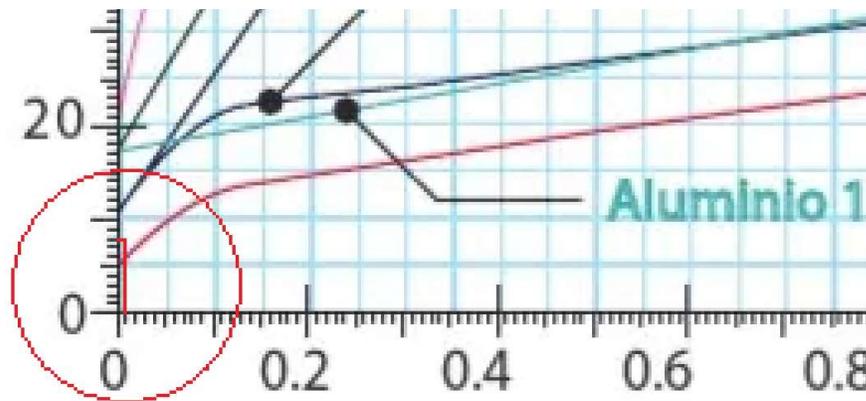


Figura 37. Relación de deformación y esfuerzo normal para la simulación del rotor de succión y triturado utilizando acero 1020.

Si observamos los resultados de la figura 36, teniendo como máximo esfuerzo normal 21.52 MPa, lo transformamos a psi para poder analizarlos en la figura 31, haciendo relación a la curva de deformación del aluminio 2024, con el cual se realizó la simulación del rotor de succión y triturado, se determina que apenas se encuentra en el inicio de la curva de deformación por lo que claramente se puede utilizar un material de propiedades mecánicas inferiores con una densidad considerablemente inferior, disminuyendo el desgaste del operario. Los datos que se utilizan para relacionar los resultados de la simulación con la curva de deformación del aluminio 2024 son:

$$\sigma_{estructura} = 21.52 \text{ MPa} = 3.12 \times 10^3 \text{ psi}$$

$$\epsilon_{estructura} = 0.007 \text{ cm}$$

Estos datos se aplican a la siguiente figura:

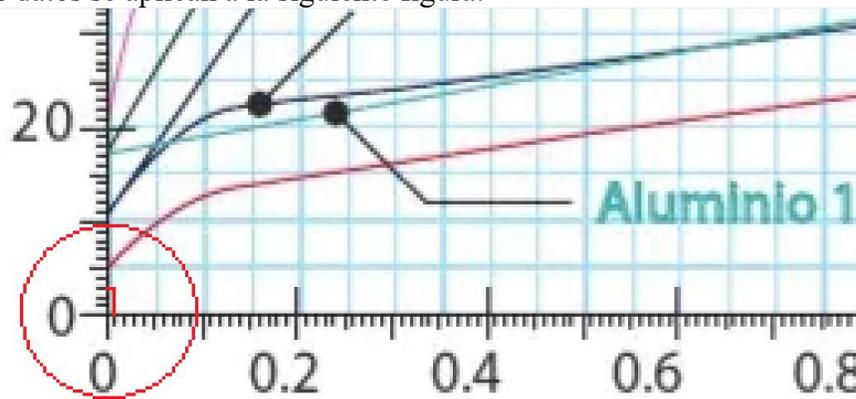


Figura 38. Relación de deformación y esfuerzo normal para la simulación del rotor de succión y triturado utilizando aluminio 2024.

Como observamos en las figuras de los resultados utilizando acero 1020 y aluminio 2024, están muy alejados de la curva de deformación de dicho material, por lo que el rango para el módulo de Young se establece como:

$$73.1 \text{ GPa} \leq E_{rotor} < \infty$$

Debido al margen tan amplio que existe con el punto de fluencia del aluminio 2024, podrían existir materiales otros materiales que puedan ser utilizados pero que posean un módulo de Young inferior al del rango establecido, en ese caso el fabricante debería realizar las respectivas simulaciones o cálculos para verificar que cumple con los parámetros de deformación establecidos previamente.

Reemplazamos los valores de masa de las piezas en la simulación utilizando acero 1020:

$$m_{total} = (496.24 \times 7.86) + (11.7 \times 9 \times 7.86) + (7.61 \times 7.86) + (5.32 \times 7.86)$$

Obtenemos:

$$m_{total} = 4843.88 \text{ g} = 4.84 \text{ kg}$$

Para obtener la masa del rotor de aluminio 2024, sumamos la multiplicación del volumen de cada pieza y la densidad del material.

$$m_{total} = (496.24 \times 2.77) + (11.7 \times 9 \times 2.77) + (7.61 \times 7.86) + (5.32 \times 7.86)$$

Obtenemos:

$$m_{total} = 1772.88 \text{ g} = 1.77 \text{ kg}$$

Considerando que la masa máxima que puede tener el prototipo, sin considerar el motor, es de 13.9 kg, se puede decir que la masa del rotor de acero 1020 es excesiva, y en base a que los resultados de los esfuerzos en el rotor de aluminio 2024 son exitosos, se asume una masa máxima para el rotor de 1.77 kg, generando un rango de:

$$0 < \rho_{rotor} \leq 2.77 \text{ g/cm}^3$$

4.2 Simulación CFD del sistema de succión y triturado

Para verificar el funcionamiento del rotor y de la cápsula, es necesario realizar una simulación CFD, de esta forma se valida que el comportamiento aerodinámico de estos elementos es cercano al diseñado previamente establecido.

4.2.1 Parámetros iniciales de simulación

Primeramente, para realizar la simulación CFD, se necesita realizar un modelo negativo del rotor y de la carcasa, debido a que, para que Ansys interprete el espacio por donde fluye el aire, requiere de una superficie sólida en ella. En la siguiente figura se observa dicho modelo.

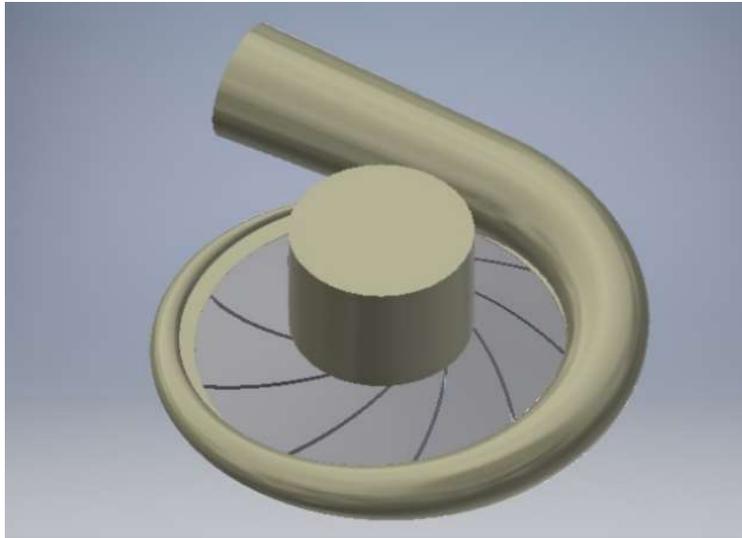


Figura 39. Modelo negativo del ensamble del rotor y la carcasa.

En la simulación es necesario definir ciertos parámetros como son:

- Inlet y outlet de aire.
- Velocidad del rotor y eje de rotación, se utiliza la magnitud determinada en el diseño del rotor de succión y triturado.
- Presión de entrada del rotor, se asume que es 0.
- Caudal de salida del aire, se utiliza la magnitud determinada en el diseño del rotor de succión y triturado.
- Sentido de la gravedad, se establece en el eje z, transversal al rotor.

Esto se define conociendo los datos definidos previamente en el diseño del rotor de succión.

4.2.2 Resultados y análisis de la simulación

Una vez realizada la simulación, lo primero que analizamos es la opción de streamline, con la cual observamos el recorrido que realiza el flujo y su velocidad en ese recorrido, esto lo observamos en la figura 40.

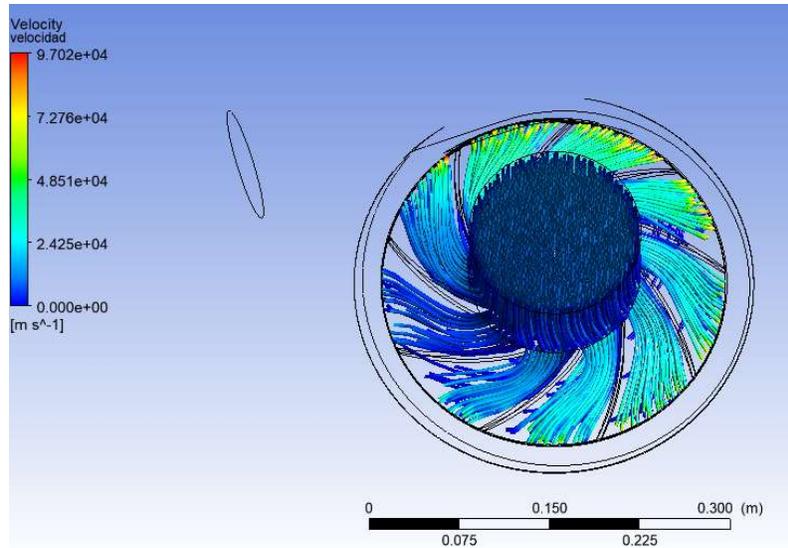


Figura 40. Streamline de la velocidad de la simulación CFD del rotor de succión.

En la figura previa observamos, primero que el flujo no circula hacia la carcasa debido a una falla en el diseño del modelo negativo o en la parametrización de la simulación que no se pudo solucionar. También tenemos una velocidad en gran parte del rotor de 24250 m/s, lo cual es extremadamente alto a lo esperado, el comportamiento del fluido en el rotor es el que se deseaba en relación a su distribución por los alabes y con una velocidad a la entrada de la carcasa cercana a la esperada, pero en vez de desacelerarse se acelera, por lo que se asume que el rotor, en la simulación, está girando en sentido contrario, se intentó solucionar este problema variando algunos parámetros, pero los resultados no cambiaron.

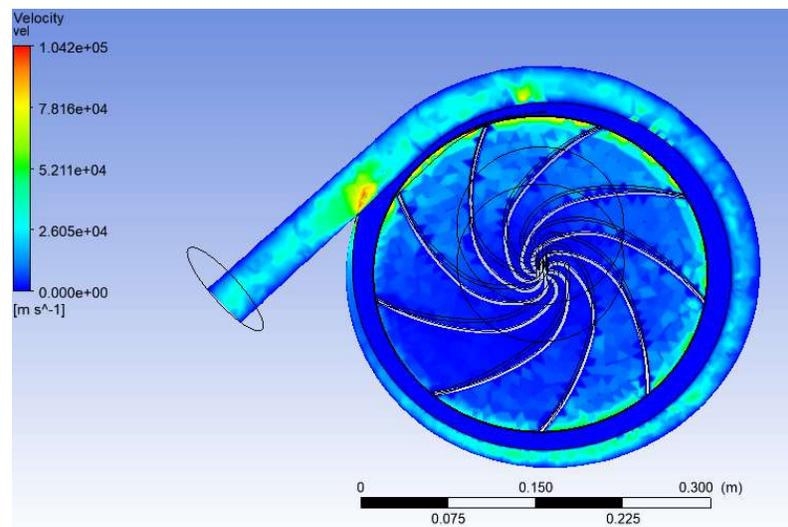


Figura 41. Plano de velocidad del rotor y la carcasa.

En la figura previa observamos que la unión entre el rotor y el espiral de la carcasa no posee variación de velocidad y su magnitud es igual a 0, por lo que el error en la geometría detectado previamente se encuentra en esta zona y no permite evaluar correctamente el funcionamiento del rotor y la carcasa. En esta figura también se observa que la magnitud de la velocidad alrededor de gran parte del rotor y de la carcasa es desproporcionado, obteniendo el mismo resultado que en la figura 40.

4.2.3 Conclusión de la simulación CFD

Después de observar y analizar los resultados de la simulación CFD realizada en el rotor y la carcasa, se concluye que el resultado es inconsistente debido a que, a pesar de que el comportamiento del fluido es el esperado, las magnitudes de velocidad obtenidas son desproporcionadas en relación al diseño establecido, causado por un error en la geometría del modelo negativo o en la parametrización de la simulación.

4.3 Simulación de esfuerzos mecánicos de la base del prototipo

La última simulación que se realiza corresponde a la de esfuerzos mecánicos en la base del prototipo, producto del peso de los componentes que forman el prototipo. Para esta simulación se fija al material de todos los componentes como acero estructural.

4.3.1 Parámetros iniciales de simulación

En la figura 42 se establecen los diferentes parámetros para la simulación, primero se establece como soportes fijos a los agujeros donde se colocan los straps y también a la unión entre la base de sujeción del rotor y el motor (B), luego se considera la fuerza generada por la gravedad de la tierra (A), también consideramos el peso del motor sobre los 4 puntos de apoyo a los que este se fija (C), luego se coloca la fuerza que genera la argolla que sujeta el contenedor de almacenamiento considerando su peso en su máxima capacidad, por último, se sitúa el peso que genera el rotor sobre la base de este, dividida entre los 6 orificios de agarre (E).

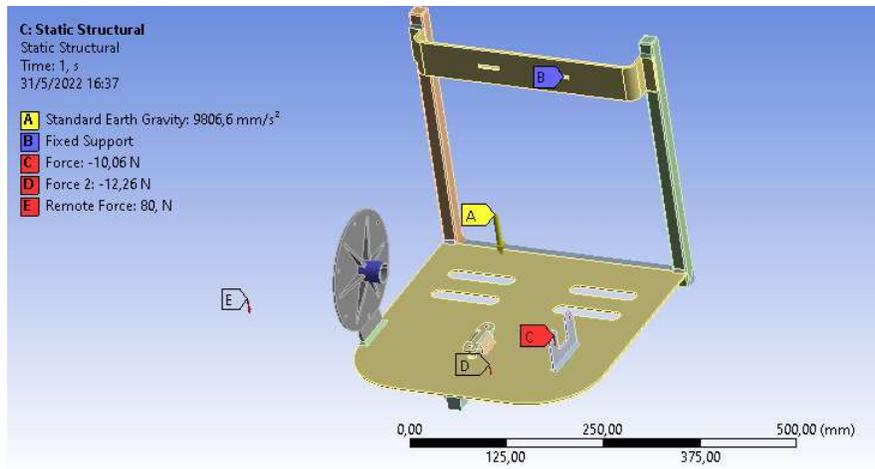


Figura 42. Parámetros de la simulación de esfuerzos de la estructura principal.

4.3.2 Resultados de la simulación

En la figura 43 se observa el resultado correspondiente a la simulación de la deformación máxima de la base del prototipo, dando como resultado un valor de 0.15mm.

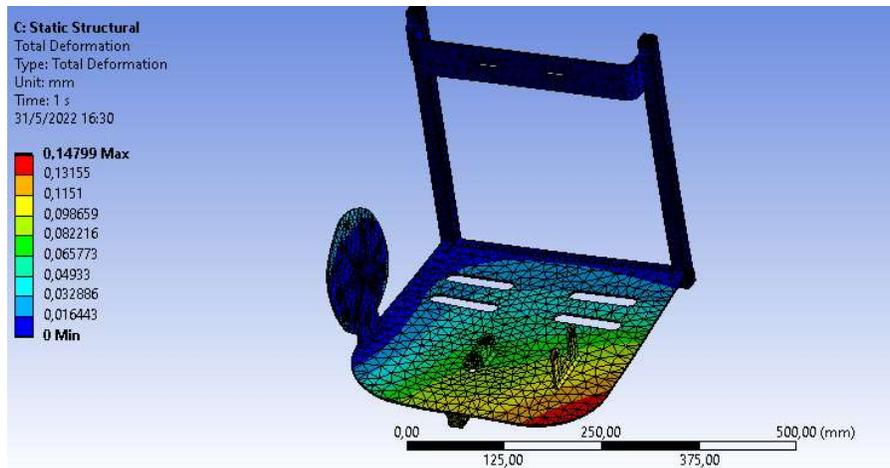


Figura 43. Resultado de la simulación de deformación de la estructura principal.

Los resultados de la simulación del esfuerzo normal se observan en la figura 44, donde se obtiene un valor de 20.98 MPa.

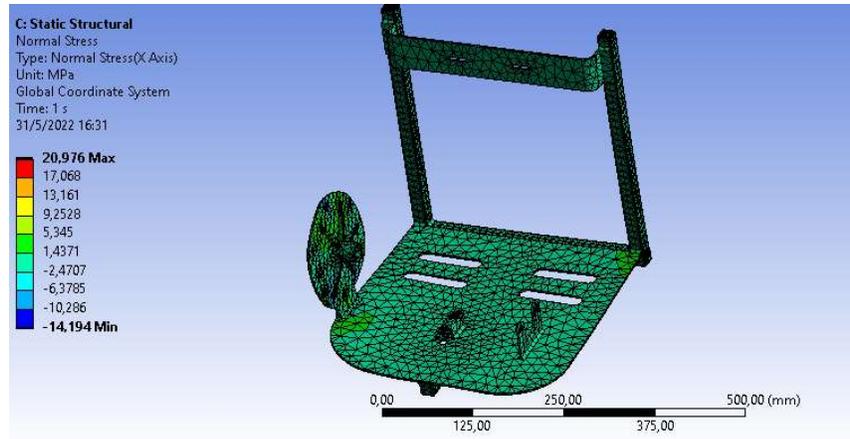


Figura 44. Resultados de la simulación de esfuerzo normal de la estructura principal.

4.3.3 Análisis de los resultados

Si observamos los resultados de la figura 44, teniendo como máximo esfuerzo normal 20.98 MPa, lo transformamos a psi para poder analizarlos en la figura 31, haciendo relación a la curva de deformación del acero 1020, con el cual se realizó la simulación de la estructura principal, se determina que apenas se encuentra en el inicio de la curva de deformación por lo que claramente se puede utilizar un material de propiedades mecánicas inferiores con una densidad considerablemente inferior, disminuyendo el desgaste del operario. Los datos que se utilizan para relacionar los resultados de la simulación con la curva de deformación del acero 1020 son:

$$\sigma_{estructura} = 20.98 \text{ MPa} = 3.04 \times 10^3 \text{ psi}$$

$$\epsilon_{estructura} = 0.015 \text{ cm}$$

Estos datos se aplican a la siguiente figura:

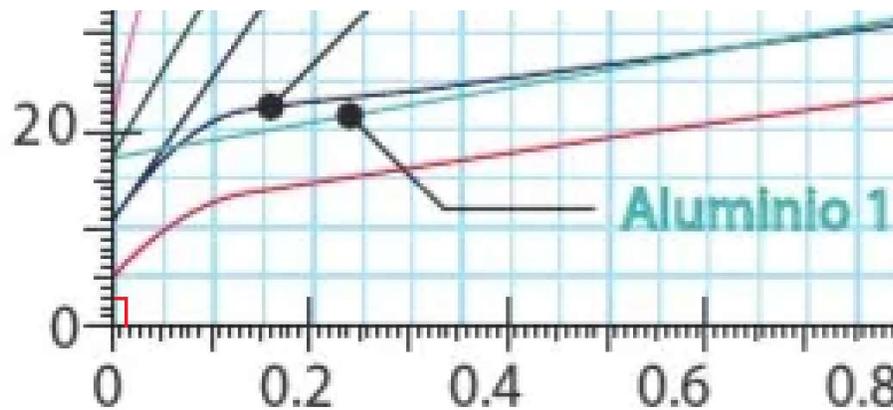


Figura 45. Relación de deformación y esfuerzo normal para la simulación de la estructura principal utilizando acero 1020.

Como observamos en la figura previa, los resultados, utilizando acero 1020, están muy alejados de la curva de deformación de dicho material, por lo que el rango para el módulo de Young se establece como:

$$190 \text{ GPa} \leq E_{\text{piezas-estructura}} < \infty$$

Debido al margen tan amplio que existe con el punto de fluencia del aluminio 2024, podrían existir materiales otros materiales que puedan ser utilizados pero que posean un módulo de Young inferior al del rango establecido, en ese caso el fabricante debería realizar las respectivas simulaciones o cálculos para verificar que cumple con los parámetros de deformación establecidos previamente.

Luego, utilizando la fórmula 4.2, calculamos la masa total de la estructura principal utilizando el volumen de sus piezas y la densidad del acero 1020.

$$m_{\text{total}} = (279.17 \times 7.86) + (417.9 \times 7.86)$$

Obtenemos:

$$m_{\text{total}} = 5478.97 \text{ g} = 5.48 \text{ kg}$$

Considerando que, después del diseño del rotor, la masa máxima restante para la base principal es de 11.9 kg, pero también debemos tomar en cuenta la masa de la manguera de succión, los straps y el enganche a la salida del rotor, por esto y en base a los resultados satisfactorios en la simulación de esfuerzos de la base principal utilizando acero 1020, se considera una masa máxima para la base principal de 5.48 kg, generando un rango de densidad del material de:

$$0 < \rho_{\text{piezas-estructura}} \leq 7.86 \text{ g/cm}^3$$

5 Manual del fabricante

En las bases del proyecto se planteó que solo se realiza el diseño del prototipo, por lo que no se requiere un manual para el usuario, pero si se requiere uno para el posible fabricante del prototipo. En este manual debe detallarse lo siguiente:

- Especificaciones técnicas del prototipo; se establece las principales características del prototipo, como son las especificaciones del motor, de las piezas que deben ser fabricadas y las características generales del funcionamiento del prototipo.
- Guía de uso del prototipo; se detalla los requerimientos que debería cumplir el operario del prototipo, considerando aspectos de seguridad para él, las personas en sus alrededores y para el prototipo.
- Mantenimiento técnico; se especifica los procedimientos de mantenimiento que deberían seguir los posibles usuarios del prototipo.

5.1 Especificaciones técnicas del prototipo

Se establece una ficha con las especificaciones técnicas del prototipo donde se muestra la información principal del prototipo, esta puede ser requerida por el posible fabricante para llevar a cabo el proceso de manufactura del prototipo, dichos datos son:

- Potencia del motor.
- Cilindrada del motor.
- Otras características del motor.
- Peso del prototipo.
- Capacidad de succión.
- Velocidad de succión.

En la [sec. 8.13] de los anexos se observa las especificaciones técnicas del prototipo.

5.2 Guía de uso del prototipo

Con respecto a la utilización del prototipo por parte de los operarios, se recomienda seguir algunos lineamientos para preservar la seguridad del mismo, de las personas que

circulan por la zona de trabajo y la funcionalidad del prototipo, esta información se encuentra en la [sec. 8.13] de los anexos.

5.3 Mantenimiento técnico

Como toda máquina mecánica, este prototipo requiere de un proceso de mantenimiento para preservar sus componentes y evitar daños.

Honda nos proporciona algunos documentos, primero un manual del usuario con todos los detalles sobre el motor escogido, luego una ficha para la revisión del carburador, también otra ficha para el mantenimiento de los componentes principales del motor y por último una guía para la reparación de ciertos componentes del motor. Toda esta información se puede encontrar en los anexos.

En el caso del rotor, la base del prototipo y la manguera de succión se consideran los siguientes aspectos para generar la guía de mantenimiento.

- Estado de la cuchilla y del rotor.
- Limpieza de la carcasa.
- Ajuste de pernos.

Las instrucciones de mantenimiento y del cuidado del prototipo se encuentran en la [sec. 8.13] de los anexos, destacar que los parámetros de dichas instrucciones están basados en las de la competencia, más específicamente de las sopladoras Stihl BR.

6 Conclusiones

En el presente capítulo se detalla las conclusiones obtenidas de todo el proceso de desarrollo de la memoria, en base a los objetivos establecidos inicialmente, se especifica si se los logró satisfactoriamente, también se detalla algunas circunstancias que se generaron durante este proceso y como se solucionaron.

6.1 Conclusiones generales

Inicialmente se establece como objetivo principal el diseño de un prototipo compacto que recolecte y triture el follaje que se desprende de los árboles utilizando conocimientos relacionados a la mecatrónica, para lograr esto se utilizó teoría de diseño de turbocompresores obteniendo, por medio de cálculos matemáticos, magnitudes específicas que definen la capacidad de succión que posee el rotor. También se establece que el material triturado debe ser recolectado para una posible reutilización acorde a las necesidades del usuario del prototipo, esto se logró integrando deferentes componentes que permitan la sujeción, a la salida del rotor, de bolsas de varios tamaños fabricadas de yute, permitiendo no solo la recolección del material triturado sino facilitando la tarea del operario al poder mantener dicho contenido en bolsas reutilizables y no contaminantes.

Por medio de un proceso matemático, en base a las especificaciones de funcionamiento de la competencia, se establece un volumen de aire succionado por minuto de $Q_E = 790.21 \text{ m}^3/\text{h}$, magnitud con la cual, por medio de la teoría de diseño de turbocompresor térmicos de Claudio Mataix, se logrará diseñar un rotor que, utilizando un motor de 2HP a 7000rpm, cumpla con el caudal y la velocidad de aire establecidos inicialmente. Se asumió un 30% de perdidas en el caudal por lo que se utilizó $Q_E = 1027.27 \text{ m}^3/\text{h}$ para el diseño del rotor.

Utilizando los estándares de la competencia, se logra desarrollar un protocolo de operación donde se detallan los diferentes parámetros de seguridad y de utilización del prototipo que permiten al operario prevenir accidentes para él o las personas que rodean la zona de trabajo o también evitar posibles daños al prototipo. También se desarrolla un plan de mantenimiento para uso del operario, en el cual se detalla tareas que pueden ser realizadas por personas que no son especialistas en la reparación del prototipo.

Con el objetivo de verificar el correcto diseño del prototipo se utilizó el software Ansys para simular los esfuerzos y las fuerzas presentes, verificando por este medio que la geometría de diseño es la correcta y estableciendo rangos para la magnitud de la densidad y del módulo de elasticidad que permiten, al posible fabricante, escoger los materiales de cada componente cumpliendo con las restricciones de peso establecidas por las leyes nacionales sin generar daños estructurales en el prototipo. También se verifica el funcionamiento aerodinámico del rotor de succión y triturado por medio de una simulación CFD, en esta se utiliza la geometría del rotor generada por medio de cálculos matemáticos en base a la teoría de diseño de turbomáquinas, sin embargo los resultados fueron inconsistentes, a pesar de que el comportamiento del fluido es el esperado en su distribución por los alabes, la velocidad que adquiere es desproporcionada y al ver que se acelera en vez de desacelerar a la salida de los alabes, se asume que el giro del rotor, en la simulación, está definido en el sentido opuesto, problema que no se pudo solucionar. Otro inconveniente que se observó fue que en la gráfica del Streamline, lo cual define el recorrido del fluido, no hay una conexión entre el rotor y la carcasa por lo que el fluido no circula hacia la carcasa, este problema puede deberse a una falla en el modelo 3D negativo o en la definición de los parámetros de simulación. El resultado positivo que se observa es que la velocidad del fluido a la entrada de la carcasa es cercana a la diseñada.

Siendo prioridad la versatilidad del prototipo, se encontraron varios problemas y aspectos que dificultan y que minimizan la capacidad de aplicar esta variable debido a las características de las áreas de trabajo posibles son incompatibles entre ellas, las características que hacen idóneo al prototipo para operar en zonas urbanas le vuelven impráctico para utilizarlos en campos agrícolas para la recolección de rastrojos anuales de maíz, trigo y cultivos similares. En este tipo de cultivos se requiere máquinas de mayor tamaño debido a la dimensión de los terrenos y para aprovechar el factor de su planicie. En cambio, en las zonas urbanas el terreno es irregular, con variaciones en la distancia entre árboles, presencia de diferentes objetos y presencia de transeúntes que dificultan la operación de un prototipo de mayores proporciones.

6.2 Trabajos futuros

Se propone, como posibles trabajos futuros, las siguientes actividades o mejoras:

- Incorporar un sistema para minimizar las vibraciones del motor, si es necesario, y una capa confortable para la zona de contacto entre la espalda del operario y el prototipo.
- Profundizar en el diseño de la cápsula o voluta del rotor para aumentar su eficiencia y disminuir aún más la velocidad del aire a la salida.
- Diseñar un sistema que permita eliminar cualquier partícula extra que pueda ser succionada por el prototipo, como pueden ser pequeñas piedras, tierra y demás que puedan dañar al rotor.
- Integrar al diseño de la manguera una zona corrugada o flexible que permita su movimiento en todos los sentidos y facilite el trabajo de los operarios.
- Implementar el diseño del prototipo que se ha propuesto en esta memoria, realizando un análisis de selección de materiales y de procesos de manufactura para cada componente, para luego realizar pruebas de funcionamiento y realizar las correcciones pertinentes.
- Realizar pruebas de funcionamiento, después de implementar el prototipo, para verificar si el diseño del rotor de succión puede ser optimizado disminuyendo su capacidad, tamaño y peso en base a los resultados que se obtengan de las pruebas.

7 Bibliografía

- [1] C. González, «www.latercera.com,» 20 Marzo 2018. [En línea]. Available: <https://www.latercera.com/tendencias/noticia/86-los-arboles-santiago-corresponde-especies-exoticas/105361/>. [Último acceso: 12 Mayo 2020].
- [2] R. Alvarado, «www.forestal.uchile.cl,» 20 Marzo 2018. [En línea]. Available: <http://www.forestal.uchile.cl/noticias/141806/el-86-de-los-arboles-de-santiago-corresponde-a-especies-exoticas>. [Último acceso: 14 Mayo 2020].
- [3] G. Delucchi, «Sinopsis de las especies de Rosaceae adventicias: subfamilia Prunoidea. Bonplandie,» 2011.
- [4] R. Hosie, Native trees of Canada, Ottawa: Department of Resources and Development - Forestry Branch, 1958.
- [5] «www.cabi.org,» 22 Noviembre 2019. [En línea]. Available: <https://www.cabi.org/isc/datasheet/2862#tosummaryOfInvasiveness>. [Último acceso: 14 Mayo 2020].
- [6] Maci, «Portal agro Chile,» [En línea]. Available: <https://www.agro-expovirtual.portalagrochile.cl/trituradora-y-recogedora-de-podas/>. [Último acceso: 19 Septiembre 2021].
- [7] P. Román, M. Martínez y A. Pantoja, «Manual de compostaje del agricultor,» Organización de las Naciones Unidas para la Alimentación y la Agricultura, Santiago de Chile, 2013.
- [8] USON, «www.tesis.uson.mx,» [En línea]. Available: <http://tesis.uson.mx/digital/tesis/docs/12021/Capitulo3.pdf>. [Último acceso: 25 Abril 2022].
- [9] Universidad Técnica Nacional de Buenos Aires, «Universidad Técnica Nacional de Buenos Aires,» [En línea]. Available: https://frh.cvg.utn.edu.ar/pluginfile.php/40820/mod_folder/content/0/4_Sistema%20de%20Part%C3%ADculas/Impulso%20y%20Cantidad%20de%20Movimiento.pdf?forcedownload=1. [Último acceso: 19 Mayo 2022].
- [10] C. Mataix, «Clasificación de los TC,» de *Turbomáquinas Térmicas*, Dossat, 1997, pp. 476-527.
- [11] Á. Salinas, «Mecánica de Materiales,» Curicó, 2018.
- [12] Construmática, «[construmatica.com](https://www.construmatica.com),» 29 Noviembre 2021. [En línea]. Available: https://www.construmatica.com/construpedia/Ley_de_Hooke#:~:text=La%20Ley%20de%20Hooke%20se,l%C3%ADmite%20denominado%20l%C3%ADmite%20de%20elasticidad.&text=La%20constante%20de%20proporcionalidad%20entre,representarse%20por%20la%20letra%20E.. [Último acceso: 23 Mayo 2022].
- [13] A. Allamand, H. Larraín, J. Orpis y G.-H. Alejandro, «Biblioteca del Congreso Nacional de Chile,» 17 Septiembre 2016. [En línea]. Available: <https://www.bcn.cl/leychile/navegar?idNorma=1094899>. [Último acceso: 16 Mayo 2020].

- [14] Anasac, «www.Sodimac.com,» [En línea]. Available: <https://www.sodimac.cl/sodimac-cl/product/3363686/Tierra-de-hoja-para-jardin-40-litros-saco/3363686>. [Último acceso: 21 Octubre 2020].
- [15] E. B. Gutiérrez, «Decreto 594 sobre condiciones sanitarias y ambientales básicas en los lugares de trabajo,» Biblioteca del Congreso Nacional de Chile, Santiago, 2019.
- [16] Profesor en línea, «profesorenlinea.cl,» [En línea]. Available: https://www.profesorenlinea.cl/fisica/Fuerzas_Torque_momento.html. [Último acceso: 7 Mayo 2022].
- [17] Zodiac Tools, «zodiac tools,» [En línea]. Available: <https://www.zodiactools.com/product/engine-honda-gx50/>. [Último acceso: 16 febrero 2022].
- [18] Engine Basics, «Enginebasics,» [En línea]. Available: <https://www.enginebasics.com/Advanced%20Engine%20Tuning/AR%20turbo%20ratio%20explained.html>. [Último acceso: 23 Marzo 2022].
- [19] Garret, «Garret motion,» [En línea]. Available: <https://www.garrettmotion.com/es/news/newsroom/article/turbo-tech-how-to-turbo-and-the-difference-an-a-r-makes-for-optimizing-your-turbo-system/>. [Último acceso: 23 Marzo 2022].
- [20] Datos Mundial, «datosmundial.com,» [En línea]. Available: <https://www.datosmundial.com/estatura-promedio.php>. [Último acceso: 7 Octubre 2021].
- [21] «comocubriruncuerpo.org,» 27 Abril 2013. [En línea]. Available: <https://www.comocubriruncuerpo.org/proporciones-del-cuerpo-humano-1-da-vinci-y-vitruvio/>. [Último acceso: 8 Octubre 2021].
- [22] Red Max, «redmax.com,» [En línea]. Available: <https://www.redmax.com/us/products/leaf-blowers/ebz7500/966624301/>. [Último acceso: 8 Mayo 2022].
- [23] fix_my_toys, «www.ebay.com,» [En línea]. Available: https://www.ebay.com/itm/125178133017?_trkparms=amclksrc%3DITM%26aid%3D1110006%26algo%3DHOMESPLICE.SIM%26ao%3D1%26asc%3D238395%26meid%3Da174250fadf44a008c7d261ab29a1c5c%26pid%3D101195%26rk%3D4%26rkt%3D12%26sd%3D203755798343%26itm%3D125178133017%26pmt%3D1%26. [Último acceso: 20 Abril 2022].
- [24] J. Mercado, «www.es.scribd.com,» 21 Mayo 2020. [En línea]. Available: <https://es.scribd.com/document/462474456/CURVA-ESFUERZO-DEFORMACION-METALES-pdf>. [Último acceso: 18 Abril 2022].
- [25] B. mundo, «t13.cl,» 13 Agosto 2019. [En línea]. Available: <https://www.t13.cl/noticia/tendencias/bbc/como-funciona-el-cerebro-de-los-zurdos-y-otros-datos-curiosos-que-quizas-no-conocias>. [Último acceso: 11 Noviembre 2021].
- [26] C. Mataix, Turbomáquinas térmicas, Madrid: Editorial ICAI, 1997.

- [27] Gestión del árbol urbano, «arboriculturaurbana.blogspot.com,» 22 Marzo 2009. [En línea]. Available: <http://arboriculturaurbana.blogspot.com/2009/03/comienza-el-otono-caen-las-hojas-de-los.html>. [Último acceso: 15 Junio 2020].
- [28] Y. L. Godoy, «Fija el texto refundido, coordinado y sistematizado del código del trabajo,» Biblioteca del Congreso Nacional de Chile, Santiago, 2021.

8 Anexos

8.1 Alternativas del mercado

8.1.1 Alternativas de mayor capacidad

Tabla 17. Dispositivos de mayor capacidad disponibles en el mercado.

Máquina	Imagen	Precio	Especificaciones
Ventrac RV 602 collection system	 <p>Fuente: ventrac.com</p>	Se desconoce	Peso: 238kg Capacidad: 0.45 m3 Motor: 305cc, 10HP El contenedor posee levante hidráulico de hasta 152cm.
Aspiradora de hojas Troy Bilt	 <p>Fuente: emaresa.cl</p>	USD265 (homedepot.com USA)	Peso: 52 kg Capacidad: 0.067m3 Motor: 159cc Triturado reduce las hojas un 8:1 de su volumen y además corta el pasto.
Power DR leaf and lawn vacuum		USD1699.99 (aaalawnmower.com USA)	Peso: 155.9kg Capacidad: 2.55m3 Motor: 223cc, 6.6HP

	Fuente: aalawnmower.com		
Agrimetal leaf and debris collector 4420	 <p>Fuente: everythingatachments.com</p>	USD9310 (everythingatachments.com USA)	Peso:418kg Capacidad:1.52m3 Motor: 7.5HP Cabezal de recogida independiente que presenta un disco giratorio recolector.

8.1.2 Alternativas de menor capacidad

Tabla 18. Dispositivos de menor capacidad disponibles en el mercado.

Máquina	Imagen	Precio	Especificaciones
Stihl BG 86	 <p>Fuente: redstihl.com</p>	USD 249.95 (stihlusa.com)	Peso:4.4kg Motor: 27.2cc, 1.1HP (combustión interna) Caudal de aire máximo: 810m3/h Velocidad de aire máximo: 66m/s
Bauker Soplador aspirador eléctrico 2400W	 <p>Fuente: sodimac.com</p>	CLP59990 (sodimac.com Chile)	Peso: 3.93kg Motor: 2400W Velocidad de aire máxima: 75m/s Capacidad:0.04m3 No funciona con hojas mojadas.

<p>Black & Decker BV 5600</p>	 <p>Fuente: blackanddecker.com</p>	<p>USD 93.49 (wallmart.com USA)</p>	<p>Peso: 3.68kg Motor: 12Amp alimentado por la red pública. Caudal de aire máximo: 679.6m³/h Velocidad de aire máximo: 111.76m/s Decibeles: 68dB Triturado reduce las hojas un 16:1 de su volumen.</p>
<p>PB 580T</p>	 <p>Fuente: amazon.com</p>	<p>USD369 (homedepot.com USA)</p>	<p>Peso: 10.31kg Motor:58.2cc Decibeles: 70dB Caudal de aire máximo: 878.38m³/h Velocidad de aire máximo: 96.56m/s Se lo lleva en la espalda, pero solo funciona como soplador.</p>
<p>Toro ultaplus blower vac 51621</p>		<p>USD110.63 (homedepot.com USA)</p>	<p>Peso: 4kg Motor: 12Amp alimentado por la red pública. Caudal de aire máximo: 688.1m³/h</p>

	Fuente: toro.com		Velocidad de aire máximo: 116.23m/s Reduce el volumen de las hojas hasta en un 97%.
--	------------------	--	--

8.1.3 Otras alternativas

Tabla 19: Otros dispositivos disponibles en el mercado.

Máquinas	Imagen	Precio	Especificaciones
Chipeadora troy bilt 3"	 <p>Fuente: emaresa.cl</p>	CLP1166200 (emaresa.cl Chile)	Peso: 70kg Motor: 208cc Reduce las hojas y ramas en una relación de 10:1 con un diámetro máximo de chipiado 7.5cm.
Worx WG430 leaf muncher	 <p>Fuente: worx.com</p>	USD199.99 (worx.com USA)	Peso: 9.09kg Motor: 13Amp Reduce las hojas y ramas en una relación de 11:1 y a una tasa de 53gal/min.

<p>Bosch AXT Rapid 2200</p>	 <p>Fuente: bosch-garden.com</p>	<p>USD 235 (amazon.com USA)</p>	<p>Peso: 12kg Motor: 2200W Tolva de alimentación rápida y émbolo práctico para un rendimiento de material de 90 kg / h. Se utiliza más para ramas.</p>
--	---	---	--

8.1.4 Maquinaria para el triturado de residuos de poda

Tabla 20. Maquinaria disponible para el triturado de residuos de poda.

Máquinas	Imagen	Especificaciones
<p>Lovol TB 504</p>	 <p>Fuente: dercomaq.cl</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Tractor frutero. - Precio: CLP15819860 - Potencia: 50HP - Tracción: 4WD
<p>Triturado con púas flotantes</p>	 <p>Fuente: maci.cl</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Ancho: de 1 a 1.8m. - Sujeción por tercer punto. - Accionada por toma fuerza. - Precio: desde CLP 7700000.

<p>Barredora de podas</p>	 <p>Fuente: maci.cl</p>	<ul style="list-style-type: none">- Acoplamiento a la delantera del tractor.- Accionado con sistema hidráulico del tractor.- Ancho: regulable.- Precio: CLP 7600000.
<p>Chipeadora de tiro</p>	 <p>Fuente: maci.cl</p>	<ul style="list-style-type: none">- Capacidad: de 8 a 15 m³/h.- Diámetro máximo de chipeado: 180mm.- Potencia necesaria: 50-80 HP.

8.2 Encuestas a posibles interesados

Memoria de Título

Universidad de Talca

Agustín Romano

Tema: Diseño de un Prototipo Recolector y Triturador de Follaje Desprendido.

Interesados:

Mantenición de jardines y espacios verdes (Empresa Crea Verde)

¿Cuántas máquinas utilizan y la función de cada una en su trabajo?

Se utilizan 2 cortadoras de pasto. 2 orilladoras (para cortar el pasto en espacios reducidos y orillas de camino). Pala (cavar, picar la tierra, sacar plantas de raíz). Picota (Sacar raíces profundas). Tijerón (podar, sirven en palmeras por ej). Tijeras de podar(podar, pero estas son más pequeñas, sirven en rosas por ej). Rastrillo(emparejar la tierra y suelo). Escoba. Pala de basura. Fumigadora motobomba (en ella se aplica la mezcla para fumigar, esta rocía con el producto a la planta, para prevenir plagas y enfermedades principalmente).

Motosierra (talar árboles o podar ramas gruesas). Escalera telescópica (sirve para podar árboles añosos, de gran altura.

¿Cuánto personal utilizan para manejar las maquinas?

6 personas

¿Descripción del proceso que llevan a cabo para completar un trabajo y el tiempo promedio que les toma?

El tiempo promedio para terminar un trabajo, depende del servicio. Siendo estos: Mantenición de jardín (según el tamaño, el tiempo por mantención es entre 1 hora 30 minutos y 3 horas.

Diseño paisajístico (1 semana)

Ejecución obra de paisajismo (Según tamaño y proyecto). Puede ser desde 1 día a dos semanas.

Instalación de césped (Según tamaño y condiciones del terreno) Medio día a 3 días.

¿Cuál es el costo de operación por hora de trabajo?

Trabajadores con contrato \$ 2604 por hora

Varía según el trabajo y proyecto.

¿Cuáles son las características de las zonas donde operan?

Zona oriente principalmente, y también la zona norte. Comunas que concentran mayor superficie de áreas verdes en la Región Metropolitana.

¿Gasto en mantenimiento de máquinas y cada cuánto tiempo?

Cada 3 meses se realiza la mantención de las máquinas. \$ 60 mil por maquina.

¿Poseen algún accidente reportado mientras el operador manipulaba una de las máquinas? ¿Cuál fue el motivo?

Si. Un trabajador podando un árbol con moto sierra, esta se le resbalo de las manos y se cortó un dedo. 16 puntos.

¿Cuáles son las mayores dificultades que se generan durante la operación de su labor?

El traslado entre las distintas comunas de Santiago, se alarga considerablemente con el alto tráfico de la capital, extendiendo la jornada laboral.

¿Cómo transportan su equipo?

En camioneta y auto.

Memoria de Título

Universidad de Talca

Agustín Romano

Tema: Diseño de un Prototipo Recolector y Triturador de Follaje Desprendido.

Interesados:

Mantenición de jardines y espacios verdes (Empresa Jardín Vivo)

¿Cuántas máquinas utilizan y la función de cada una en su trabajo?

Corta Pato: como el nombre lo indica

rilladora: corta pasto en orillas

Cota cestos: da forma a los arbustos

Motocierra: corta troncos y ramas de diámetros grandes

¿Cuánto personal utilizan para manejar las maquinas?

2 personas

¿Descripción del proceso que llevan a cabo para completar un trabajo y el tiempo promedio que les toma?

Se llega a cada casa y se ejecuta el trabajo planificado para el día (cortar, podar, desmalezar, etc). Tiempo promedio 1 a 2 horas por casa.

¿Cuál es el costo de operación por hora de trabajo?

\$1 .000 a \$20.000

¿Cuáles son las características de las zonas donde operan?

lugares con clima de mucho calor en verano y poca lluvia en invierno, seco en la mayor parte del año.

¿Gasto en mantenimiento de máquinas y cada cuánto tiempo?

\$100.000 cada 3 meses

¿Poseen algún accidente reportado mientras el operador manipulaba una de las máquinas? ¿Cuál fue el motivo?

o, ninguno

¿Cuáles son las mayores dificultades que se generan durante la operación de su labor?

Quando el cliente pide trabajos que están fuera de la planificación diaria.

l no contar con un lugar fijo, el personal no cuenta con baño para las necesidades básicas.

¿Cómo transportan su equipo?

En vehículo particular de la empresa.

Memoria de Título

Universidad de Talca

Agustín Romano

Tema: Diseño de un Prototipo Recolector y Triturador de Follaje Desprendido.

Interesados:

Tienda de alimentos orgánicos (Agro Tierra Fertil)

¿En sus tareas de producción de alimentos y procedimientos utilizados para la mantención de huertos, emplean tierra de hojas como abono del suelo que utilizan?

Empleamos tierra de hojas en un 60% compuesta por residuos de vegetación nativa, hualles coigüe y residuos de quintas, el resto comprende abono orgánico, humus perlita, vermicultura y gravilla (para evitar la compactación del suelo)

Si es que no lo hacen, ¿estarían interesados en adquirir tierra de hojas de baja dimensión por partícula, con una mayor capacidad de desintegración y que su origen sea 100% reciclado?

se responde en la pregunta 1.

¿Cuánto es el máximo que estarían dispuestos a pagar por kilo de tierra de hojas? Marque con una X.

- C P200 a C P400
- C P400 a C P600
- C P600 a C P 00

¿Usted opina que la tierra de hojas que estarían adquiriendo provenga principalmente de sectores urbanos como parques, alamedas, veredas y demás zonas donde existan árboles que desprenden hojas, principalmente en otoño e invierno, las cuales actualmente se las desecha a la basura?

Me parece muy bien ya que aprovechamos un gran recurso para transformarlo en un fertilizante orgánico de excelente riqueza para producción sustentable y evitamos que vayan a parar a vertederos o rellenos sanitarios produciendo lixiviación y generación de gases.

¿Cuántos kilos de tierra de hojas utilizan o utilizarían mensualmente?

Promedio anual alrededor de 1000 g (mensual 420 g).

En base a su experiencia y conocimiento, ¿Cuáles son los beneficios que ha obtenido o cree que puede obtener, a nivel de cantidad y calidad de producción, con la utilización de tierra de hojas en sus cultivos?

Beneficios:

Retención de humedad

Lixiviación del suelo

Permite un mayor desarrollo radicular y por ende mejor obtención de nutrientes y humedad permitiendo así tener una gran calidad de frutos de toda índole y verduras de excelencia ya que el sabor y coloración son extraordinarios, además que el rendimiento se multiplica.

¿Cuáles son los perjuicios que este producto le genera o le puede generar?

Perjuicios: En un bancal que se utilizó solo tierra de hojas se produjo pérdida de nitrógeno y algo de compactación (los demás bancales e invernaderos las camas de cultivo usaron lo expuesto en la resp. 1.)

¿Para fertilizar el suelo utilizan productos orgánicos? ¿cuales?

umus.

Residuos de cereales, avena, trigo.

Cartón (sin tinta sin plástico).

Desechos vegetales.

¿Qué resultados han obtenido con los productos mencionados anteriormente?

Productos de excelente calidad ya sea sabor, coloración y sin manchas.

Memoria de Título

Universidad de Talca

Agustín Romano

Tema: Diseño de un Prototipo Recolector y Triturador de Follaje Desprendido.

Interesados:

Producción de compost (Composta Concagua)

¿En sus tareas de producción de compost y demás tipos de abono, emplean tierra de hojas?

Primero definir bien a que se refiere tierra de hoja ya que según su procedencia existen diferentes tipos, uno de los cuales en el ámbito de la ecología y la biodiversidad es muy importante porque el término de tierra de hoja se conoce comúnmente a la hojarasca o capa vegetal rica en nutrientes perteneciente a los bosques nativos de nuestro país, en el caso de nuestra zona central, relacionado al bosque esclerófilo compuesto principalmente por quillays, peumos, boldos, litres, entre muchos más, y que cuyo uso lucrativo por parte del hombre ha puesto en riesgo la vitalidad de estos ecosistemas ,ya que su extracción promueve a la erosión, a la poca retención de humedad y a la pérdida de microorganismos y nutrientes del lugar, entre otros daños de carácter complejo.

El segundo término corresponde directamente al área del compostaje o creación de abonos orgánicos. en donde se realiza un producto en base de hojas provenientes de árboles caducifolios, presentes mayormente en espacios urbanos como plazas o avenidas y en hogares particulares de la ciudad o cercanos a ella. Son árboles principalmente introducidos, ajenos a nuestros ecosistemas y que a través de un proceso se reutilizan sus hojas otoñales para crear un producto denominado tierra de hoja rico en nutrientes como el carbono. Este producto es poco conocido para la gente que no conoce mucho del mundo del compostaje ante lo cual suelen relacionar el término de tierra de hoja directamente con el primero.

En conclusión, es importante definir conceptos y de esta forma desalentar el uso de tierra de hoja de bosque nativo y promover la utilización de abonos orgánicos producidos a través de un proceso de compostaje o similar, dentro del cual entra perfectamente la tierra de hoja producida con materiales recolectados en lugares como plazas o parques y que no afecta al ecosistema.

Definido lo anterior en nuestros compostajes utilizamos una cantidad importante de hojas porque son un gran aporte en carbono y siempre en nuestros procesos mantenemos una relación óptima en cuanto a este elemento (que es todo material seco como hojas, ramas, etc) y nitrógeno (que corresponde al material fresco y húmedo generalmente). o utilizamos el formato de tierra de hoja en nuestro compostaje, sino que las agregamos directamente.

Si es que no lo hacen, ¿estarían interesados en adquirir tierra de hojas de baja dimensión por partícula, con una mayor capacidad de desintegración y que su origen sea 100 reciclado?

Si, en algunas estaciones del año como son los meses estivales, este material es más difícil de conseguir, por lo cual siempre es bueno contar con proveedores que se dediquen específicamente a la fabricación de este producto.

¿Cuánto es el máximo que estarían dispuestos a pagar por kilo de tierra de hojas?
Marque con una .

- C P200 a C P400
- C P400 a C P600
- C P600 a C P 00

¿Ué opinan que la tierra de hojas que estarían adquiriendo provenga principalmente de sectores urbanos como parques, alamedas, veredas y demás zonas donde existan árboles que desprenden hojas, principalmente en otoño e invierno, las cuales actualmente se las desecha a la basura?

Reutilizar ese tipo de hoja es muy conveniente y sustentable, ya que por lo general no suelen tener un segundo uso y sus propiedades para la tierra se terminan perdiendo en los vertederos.

¿Cuántos kilos de tierra de hojas utilizan o utilizarían mensualmente?

600 kilos de hojas por temporada (2 temporadas).

En base a su experiencia y conocimiento, ¿Cuáles son los beneficios que puede proporcionar, a nivel de calidad de su producto, la tierra de hojas a los compost que producen?

El aporte en carbono, que es fundamental para la actividad microbiana encargada de fabricar el compost.

¿Cuáles son los perjuicios que este producto le genera o le puede generar?

En cuanto a la calidad o sustentabilidad del producto ninguno. En cuanto a la falta de aclaración del término son muchos porque suele confundirse, como se explicó en la primera pregunta con la tierra de hoja extraída ilegalmente de bosque nativos. En este punto se debe definir bien el nombre de cada producto...

¿La tierra de hojas le aportaría a su producto diferentes nutrientes y elementos buenos para fertilizar los suelos? ¿cuales?

Si, Carbono principalmente que es vital para el crecimiento de las plantas.

Memoria de Título

Universidad de Talca

Agustín Romano

Tema: Diseño de un Prototipo Recolector y Triturador de Follaje Desprendido.

Interesados:

Mantenición de huertos (huerta de Muti)

¿En sus tareas de producción de plantas y procedimientos utilizados para la mantención de huertos, emplean tierra de hojas como abono del suelo que utilizan?

Utilizamos hojas en nuestro huerto de casa para mulch, compostaje y capas inferiores de llenado de camas de cultivos.

Si es que no lo hacen, ¿estarían interesados en adquirir tierra de hojas de baja dimensión por partícula, con una mayor capacidad de desintegración y que su origen sea 100 reciclado?

Tierra de hoja comprada solamente si se verifica que es 100 reciclado y no se está dañando alguna ladera.

¿Cuánto es el máximo que estarían dispuestos a pagar por kilo de tierra de hojas? Marque con una .

- C P200 a C P400
- C P400 a C P600
- C P600 a C P 00

¿Qué opinan que la tierra de hojas que estarían adquiriendo provenga principalmente de sectores urbanos como parques, alamedas, veredas y demás zonas donde existan árboles que desprenden hojas, principalmente en otoño e invierno, las cuales actualmente se las desecha a la basura?

Excelente

¿Cuántos kilos de tierra de hojas utilizan o utilizarían mensualmente?

Más que un gasto mensual, se realiza un uso importante en los cambios de temporada.

En base a su experiencia y conocimiento, ¿Cuáles son los beneficios que ha obtenido o cree que puede obtener, a nivel de cantidad y calidad de producción, con la utilización de tierra de hojas en sus cultivos?

La tierra de hoja reciclada, tiene un uso complementario al uso de otros diversos sustratos, si bien es una tierra rica en nitrógeno que las plantas utilizan mucho, no es tan variado en otros nutrientes ni la textura es la más adecuada, necesita ser mezclada con otros sustratos.

¿Cuáles son los perjuicios que este producto le genera o le puede generar?

ninguno

¿Para fertilizar el suelo utilizan productos orgánicos? ¿cuales?

orgánicos: humus de lombriz o boashi

¿qué resultados han obtenido con los productos mencionados anteriormente?

Por un lado, un valor nutricional ideal para que las plantas crezcan sanas y firmes y además una textura que hace que la tierra no se compacte logrando que las raíces crezcan de manera adecuada.

Memoria de Título

Universidad de Talca

Agustín Romano

Tema: Diseño de un Prototipo Recolector y Triturador de Follaje Desprendido.

Interesados:

Mantención de huertos (huertas a Deo)

¿En sus tareas de producción de plantas y procedimientos utilizados para la mantención de huertos, emplean tierra de hojas como abono del suelo que utilizan?

Nosotros no compramos tierra de hojas ni compost, nosotros compramos fardos porque es lo mas barato para atraer carbono al suelo y no es un costo debido a que el valor del fardo lo convertimos en carne entonces termina siendo un beneficio. Sin embargo, me parece muy buena idea reutilizar las hojas en vez de que se pierda su energía, lo ideal sería que eso se regrese a las plazas.

¿Ustedes opinan que la tierra de hojas que estarían adquiriendo provenga principalmente de sectores urbanos como parques, alamedas, veredas y demás zonas donde existan arboles que desprenden hojas, principalmente en otoño e invierno, las cuales actualmente se las desecha a la basura?

Mas allá del precio del kilo de la tierra de hojas se le puede dar un valor agregado debido a que es proveniente de los parques urbanos y puede cumplir un fin de regeneración de los parques. Por ejemplo yo considero que es importante que las mismas plazas y los sectores urbanos empiecen a incorporar sistemas productivos dejen de lado las plantas ornamentales y empiecen a cultivar plantas que tengan un rol productivo y es un espacio para integrar a la comunidad, cosa que la plaza siempre lo han sido pero han ido perdiendo ese rol entonces sería interesante volver a incorporarlo.

¿Cuántos kilos de tierra de hojas utilizan o utilizarían mensualmente?

0.

En base a su experiencia y conocimiento, ¿Cuáles son los beneficios que ha obtenido o cree que puede obtener, a nivel de cantidad y calidad de producción, con la utilización de tierra de hojas en sus cultivos?

Tiene muy buenos beneficios, pero se debe considerar que la tierra de hojas por diseño no es un desecho, entonces no se debe considerarlo como mejorar sino como neutralizar el hecho de reutilizarlas. Yo veo como un aporte solo si se lo sabe utilizar reincorporando a los mismos lugares de donde se lo extrajo.

¿Cuáles son los perjuicios que este producto le genera o le puede generar?

Entonces si vamos a estar llevando la tierra de hojas desde por ejemplo de Santiago a Puerto Varas vamos a gastar más carbono en logística que el mismo beneficio de las tierras de hojas, considero que es importa reutilizar esa tierra de hojas reincorporarlos a los mismos parques del sector de donde se lo extrajo para generar alimento.

Memoria de Título

Universidad de Talca

Agustín Romano

Tema: Diseño de un Prototipo Recolector y Triturador de Follaje Desprendido.

Interesados:

Club de deporte y recreación (Club de los Leones)

¿Cuánto personal de limpieza poseen para el trabajo de limpiar sus instalaciones de la caída de hojas durante el otoño e invierno?

2-3 personas

¿Qué herramientas utiliza el personal para el trabajo de recolección del follaje?

Sopladoras de hojas, horquetas, manta para recoger hojas. Esto es solamente para las hojas pequeñas las hojas grandes las trituramos con las máquinas de corte de pasto y las incorporamos como mulch (queda triturado como polvillo).

¿Cuántas horas al día dedica el personal en la recolección del follaje desprendido?

1-2 veces el día completo.

¿Dónde se usa o donde desechan el material recolectado?

Preparamos tierra de hojas en el sector del cerro del club

¿Qué inconvenientes para sus socios genera la caída de las hojas en los diferentes sectores de sus instalaciones?

Se pierden las pelotas de golf

¿Cuánto presupuesto estiman para esta específica tarea?

¿Qué problemas poseen como club para manejar el follaje que recolectan?

Las horas hombre que hay que dedicar a la recolección

¿Cuáles son las mayores dificultades que se generan durante la operación de su labor?

¿Cómo transportan el material recolectado?

En tractor y coloso

¿Cuánto follaje recogen diariamente o en una temporada de caída de follaje?

3 a 4 colosos llenos

¿Han pensado en la posibilidad de reutilizar el follaje que recolectan, por ejemplo, en huertos o viveros comunitarios?

Lo reutilizamos en el club

¿Sienten la necesidad de un dispositivo que facilite su tarea disminuyendo el personal que utilizan, el tiempo que toman, los recursos que necesitan para lograrla y que proporcione la posibilidad de reutilizar el follaje recogido?

Podría ser conveniente, pero depende del costo.

Memoria de Título
Universidad de Talca

Agustín Romano

Tema: Diseño de un Prototipo Recolector y Triturador de Follaje Desprendido.

Interesados:

Clubes de deporte y recreación (Club de Fútbol Francés)

¿Cuánto personal de limpieza poseen para el trabajo de limpiar sus instalaciones de la caída de hojas durante el otoño e invierno?

Trabajamos con sopladoras a espalda y una grande que se tira con carro, y se amontonan. Luego las sacamos con el coloso, trabajan en esto 3 a 4 personas.

¿Qué herramientas utiliza el personal para el trabajo de recolección del follaje?

Ponchas y se llevan a coloso.

¿Cuántas horas al día dedica el personal en la recolección del follaje desprendido?

4 horas

¿Qué uso le dan o donde desechan el material recolectado?

Se pide su recolección para llevar a vertedero.

¿Qué inconvenientes para sus socios genera la caída de las hojas en los diferentes sectores de sus instalaciones?

Pierden pelotas, por lo que es una labor a realizar prioritaria.

¿Cuánto presupuesto estiman para esta específica tarea?

o se asigna algo especial esta dentro de la mantención

¿Qué problemas poseen como club para manejar el follaje que recolectan?

El costo de solicitar el retiro.

¿Cuáles son las mayores dificultades que se generan durante la operación de su labor?

Trabajo lento y cansador

¿Cómo transportan el material recolectado?

En coloso

¿Cuánto follaje recogen diariamente o en una temporada de caída de follaje?

Alrededor de 130 m³ al mes.

¿Han pensado en la posibilidad de reutilizar el follaje que recolectan, por ejemplo, en huertos o viveros comunitarios?

o

¿Sienten la necesidad de un dispositivo que facilite su tarea disminuyendo el personal que utilizan, el tiempo que toman, los recursos que necesitan para lograrla y que proporcione la posibilidad de reutilizar el follaje recogido?

Si existe la necesidad, pero la reutilización para nosotros no es viable, si estamos dispuesto a donarla.

8.3 Propuestas de diseño para el prototipo

Para las propuestas detalladas a continuación considerar las variables:

u(t): Entrada que activa el motor.

T(t): Torque generado por el motor.

P(t): El follaje en su estado antes de ser procesado.

z(t): El follaje después de pasar por el proceso de triturado.

y(t): El producto resultando después de todo el proceso.

También considerar la función de cada uno de los bloques:

Motor: Corresponde al motor encargado de proporcionar el torque necesario para el funcionamiento de los sistemas internos del prototipo.

Sistema de triturado: Etapa en donde ingresa el follaje para ser triturado.

Sistema de succión: Sistema encargado de recolectar el follaje utilizando un efecto de succión, se lo puede considerar en la misma etapa que el sistema de triturado debido a que se los puede diseñar en conjunto.

Sistema recolector de hojas: Etapa en la cual se recolecta las hojas o el follaje de forma directa del suelo por medio de un sistema mecánico como puede ser un pickup o similar.

Sistema de propulsión: Etapa extra en el caso de un diseño que sobrepase el peso establecido para ser manipulado manualmente y requiera un apoyo sobre la superficie que genere movilidad al prototipo.

Contenedor de almacenamiento: Etapa final donde se almacenan el follaje después de ser triturado.

8.3.1 Primera propuesta

Consiste en un motor, con su respectiva entrada de energía $u(t)$, que genera un torque $T(t)$ para activar el funcionamiento del sistema de triturado, el sistema recolector de hojas y el sistema de propulsión. Las hojas que atraviesan por el proceso de recolección y de triturado terminan en un contenedor de almacenamiento donde se retira el producto final.

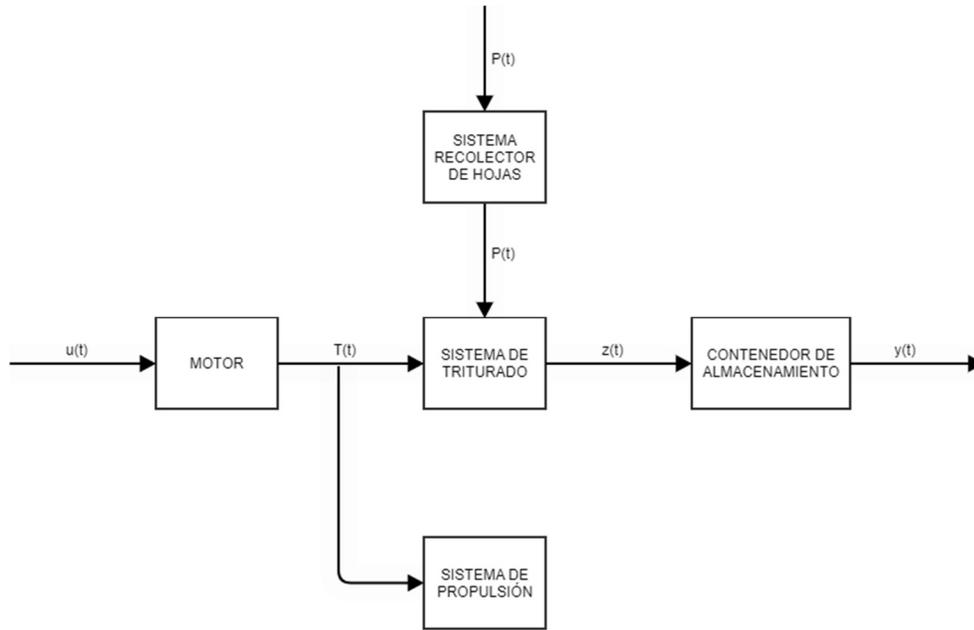


Figura 46. Primera propuesta para el diseño del prototipo.

8.3.2 Segunda propuesta

En esta propuesta el sistema recolector de hojas se reemplaza con un sistema de succión que, por sus características, funciona en conjunto con el sistema de triturado, estos sistemas más un sistema de propulsión funcionan por medio del torque $T(t)$ generado por un motor. Las hojas que atraviesan por el proceso de succión y de triturado terminan en un contenedor de almacenamiento donde se retira el producto final.

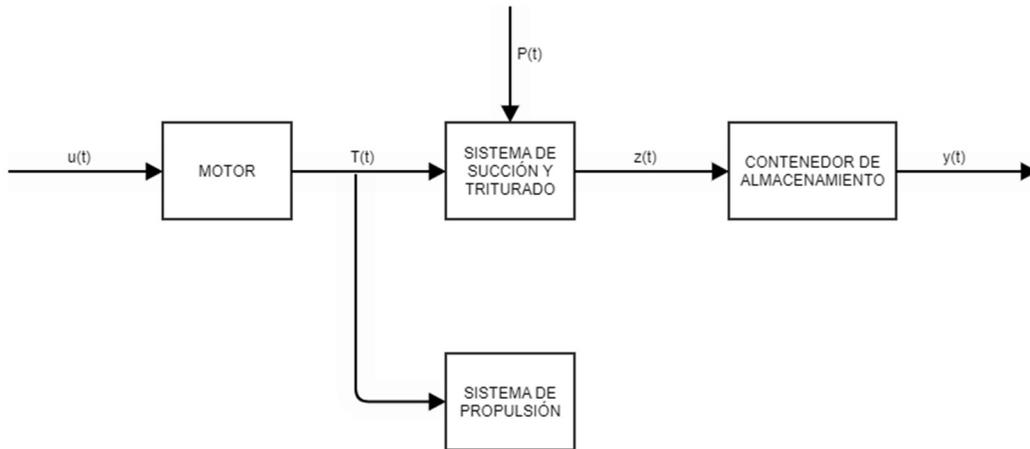


Figura 47. Segunda propuesta para el diseño del prototipo.

8.3.3 Tercera propuesta

Esta propuesta consiste en un prototipo más compacto y de menor tamaño el cual no necesita un sistema de propulsión, el sistema de succión y triturado se mantiene debido a la capacidad de generar ambos procesos en un mismo sistema y un motor se encarga de su movimiento. Las hojas que atraviesan por el proceso de succión y de triturado terminan en un contenedor de almacenamiento donde se retira el producto final.



Figura 48. Tercera propuesta para el diseño del prototipo.

8.3.4 Cuarta propuesta

La última propuesta resulta similar a la anterior con la diferencia que se suprime el sistema de succión por lo que el ingreso del follaje se lo realiza manual. El sistema de triturado está alimentado por un motor y las hojas terminan en un contenedor de almacenamiento donde se retira el producto final.

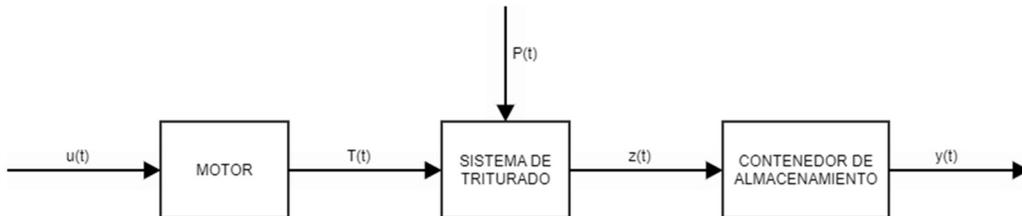


Figura 49. Cuarta propuesta para el diseño del prototipo.

8.4 Bosquejo de diseño

En la figura 50 observamos el motor colocado de forma frontal con el rotor entre el motor y la base de la estructura, sabemos que gran parte del peso del prototipo se encuentra en el motor, por esto se considera a la distancia D , en la figura, como determinante en la consideración del centro de gravedad del peso.

Otro de los inconvenientes que se presenta con este tipo de configuración es el hecho de que la entrada de aire del rotor se encuentra en el centro, por lo que, para que quepa la manguera de succión, el rotor debe estar separado de la base de la estructura principal, alejando aún más la posición del motor elevando considerablemente el valor del torque que debe resistir el operario.

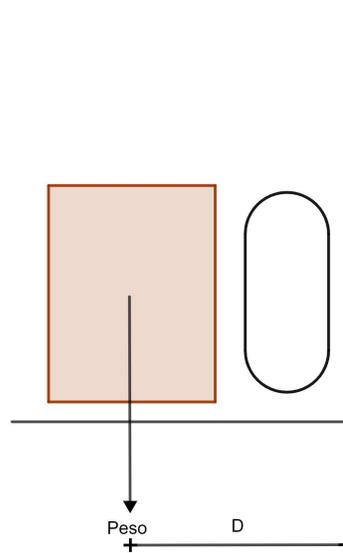


Figura 50. Motor en posición frontal.

En la figura 51 observamos una segunda configuración, esta vez con el motor lo más cerca posible de la base de la estructura principal del prototipo y el rotor en la parte posterior del motor, disminuyendo así la distancia D , minimizando el torque que debe hacer el operario y permitiendo tener acceso a la entrada del rotor, pero genera inconvenientes con el acceso al arranque del motor y a la entrada de combustible y de aceite del mismo debido a su ubicación cercana a la base principal.

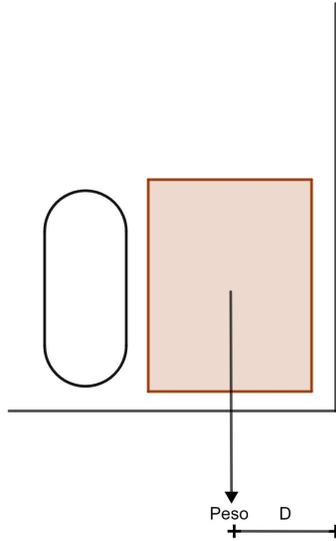


Figura 51. Motor en posición posterior.

En la figura 52 observamos otro tipo de configuración con el motor colocado de forma lateral, ubicado lo más cerca posible a la espalda del operario y el rotor se encuentra en el extremo izquierdo o derecho del motor. Se observa que la distancia D es claramente inferior lo cual cumple con lo esperado.

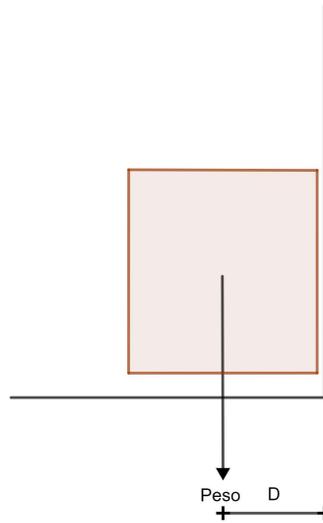


Figura 52. Motor en posición lateral.

La configuración de la figura 52 genera un problema cuando el rotor se encuentra en la izquierda del motor, la manguera de succión debe ser controlada con la mano izquierda del operario y como sabemos, aproximadamente el 10% de la población mundial es zurda [25],

entonces la gran mayoría de los operarios que utilicen este prototipo se sentirán incómodos en un principio al tener que controlar el prototipo con su brazo más débil, pero como no es una tarea que requiere de un alto nivel de precisión o habilidad no se considera un problema relevante.

8.5 Dimensionamiento del sistema de propulsión

Tabla 21. Opciones de motorización para el prototipo.

Opciones	Motor	Imagen	Especificaciones
Opción 1	Honda GX 35	 <p>Fuente: global.honda.com</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Cuatro tiempos. - Funcionalidad de 360°. - Precio: CLP261800 - Potencia: 1.6HP - Peso: 3.3kg - Decibeles: - *Relación peso potencia: 2.06
Opción 2	Honda GX 50	 <p>Fuente: unitedkarting.com</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Cuatro tiempos. - Funcionalidad de 360° - Precio: USD326 (CLP265395) - Potencia: 2HP - Peso: 4.1kg

			<ul style="list-style-type: none"> - *Relación peso potencia: 2.05
Opción 3	Briggs and Stratton 82Li	 <p>Fuente: https://www.briggsandstratton.com</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Motor eléctrico. - Precio: EUR290 (CLP265948) - Torque: 3.56pie-lb. - Peso: 6kg. - Tiempo de carga: 60-90 minutos. - Batería: DC 1.2kW (1.6HP). - *Relación peso potencia: 3.75
Opción 4	Briggs and stratton XR550	 <p>Fuente: https://www.briggsandstratton.com</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Cuatro tiempos. - Potencia: 3.5HP. - Peso: 13.41kg - Decibeles: 72dB - *Relación peso potencia: 3.83

8.6 Dimensionamiento del eje de transmisión

Este eje debe conectar el embrague con el rotor de succión y triturado y a una distancia lo más cercana posible para maximizar su compactibilidad. Es por esto que se utiliza la siguiente fórmula:

$$L_{eje} = L_{embrague} + L_{rotor} + L_{int} \quad \text{Ec. 8.1}$$

Donde:

L_{eje} : Longitud total del eje de transmisión.

$L_{embrague}$: Longitud del eje que ingresa en el agujero del embrague hasta el extremo de la campana de embrague.

L_{rotor} : Longitud del eje en la sección que sujeta el rotor de succión y triturado.

L_{int} : Longitud intermedia entre el embrague y el rotor de succión y triturado.

Para conocer $L_{embrague}$ se utiliza $L_{campana-largo}$, variable proporcionada en la [sec. 2.7.1.2]. La fórmula utilizada se detalla a continuación.

$$L_{embrague} = L_{campana-largo} - L_{aguj-embra} \quad \text{Ec. 8.2}$$

Donde:

$L_{embrague}$: Longitud del eje que ingresa en el agujero del embrague hasta el extremo de la campana de embrague.

$L_{campana-larg}$: Longitud del largo de la campana de embrague.

$L_{aguj-embra}$: Longitud del agujero del embrague.

Se define las variables:

$$L_{aguj-embra} = 25mm$$

Se reemplaza en la Ec. 8.2:

$$L_{embrague} = 110mm - 25mm = 85mm$$

La longitud interna, entre el rotor y el embrague la definimos considerando un diseño optimizado y lo más compacto posible:

$$L_{int} = 10 mm$$

Por último, definimos la longitud del eje en la sección que debe sujetar al rotor, para esto consideramos la fórmula 8.3.

$$L_{rotor} = L_{rotor-largo} + L_{extra} + e_{cuchilla} \quad \text{Ec. 8.3}$$

Donde:

$L_{rotor-larg}$: Longitud total del rotor de succión y triturado.

L_{extra} : Longitud extra que es necesario agregar al final del eje para fijarlo al rotor.

La variable $L_{rotor-largo}$ se define como:

$$L_{rotor-larg} = 71.7 \text{ cm}$$

Dicha variable es determinada más adelante en la [sec. 2.7.2.1].

La longitud extra consiste en una medida que el eje debe sobresalir sobre el rotor para que este sea asegurado, este valor es:

$$L_{extra} = 1.4 \text{ mm}$$

Dicho valor se lo define más adelante en la fórmula 8.5.

La cuchilla de corte posee un espesor de :

$$e_{cuchilla} = 2 \text{ mm}$$

Este valor se define en la [sec. 3.2].

Con estos datos reemplazamos en la fórmula 2.15 y obtenemos:

$$L_{rotor} = 71.7 + 1.4 + 2 = 75.1 \text{ cm}$$

Reemplazamos los valores obtenidos en la fórmula 8.1 y nos da como resultado:

$$L_{eje} = 85 + 75.1 + 10 = 170.1 \text{ mm} = 17.01 \text{ cm}$$

Definido el largo de eje, es necesario fabricar el extremo del eje en donde debe sujetarse al rotor. El método de sujeción se lo realiza por medio de 2 guías tipo chavetas, estas se las realiza a cada extremo, su geometría y sus medidas se observan en la figura 53.

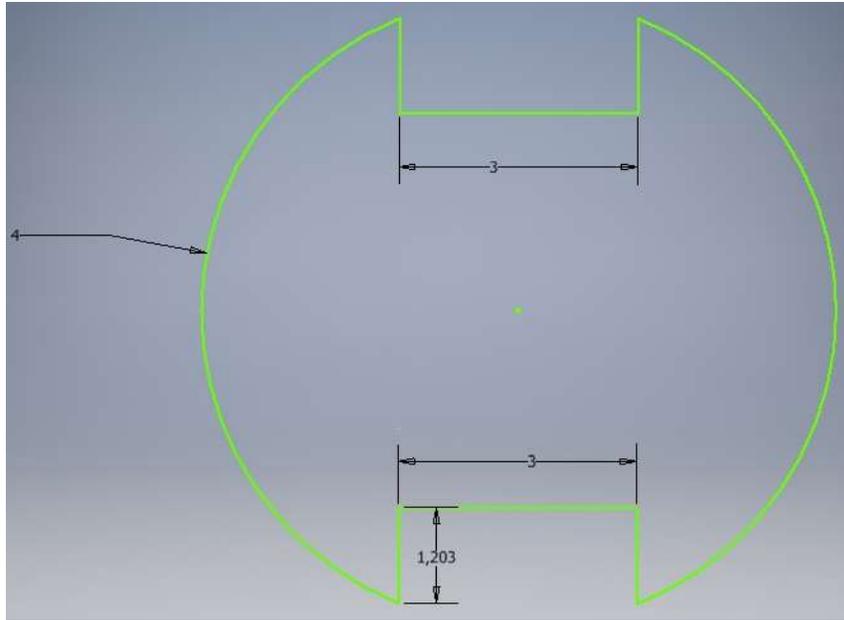


Figura 53. Geometría y medidas de las guías del eje de transmisión.

Estas guías se fabrican a todo el largo del eje donde sostiene al rotor y a la cuchilla.

Por último definimos la dimensión de la ranura para la sujeción del rotor de succión y triturado por medio de un anillo seeger. Conociendo que el diámetro del eje es de 8mm, se define el anillo seeger que es compatible con dicho diámetro utilizando la tabla expuesta en la [sec. 8.7] de los anexos, las dimensiones del anillo seleccionado las observamos en la figura 54.

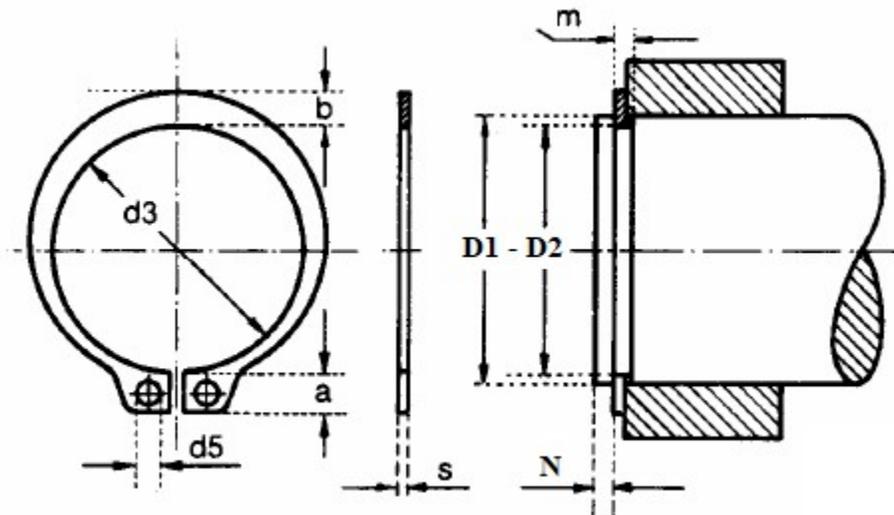


Figura 54. Dimensiones para la utilización de un anillo seeger.

Los valores que obtenemos según la tabla son los siguientes:

$$D_2 = 7.6 \text{ mm}$$

$$D_1 = 8 \text{ mm}$$

$$m_{min} = 0.9 \text{ mm}$$

$$s = 0.8 \text{ mm}$$

Se utiliza la fórmula 8.4 para el cálculo de N.

$$N = \frac{D_1 - D_2}{2} \times 3 \quad \text{Ec. 8.4}$$

Obtenemos:

$$N = \frac{8 - 7.6}{2} \times 3 = 0.6 \text{ mm}$$

Para el cálculo de la longitud extra, utilizada previamente, se realiza por medio de la fórmula 8.5.

$$L_{extra} = N + s = 1.4 \text{ mm} \quad \text{Ec. 8.5}$$

8.7 Anillos seeger para ejes

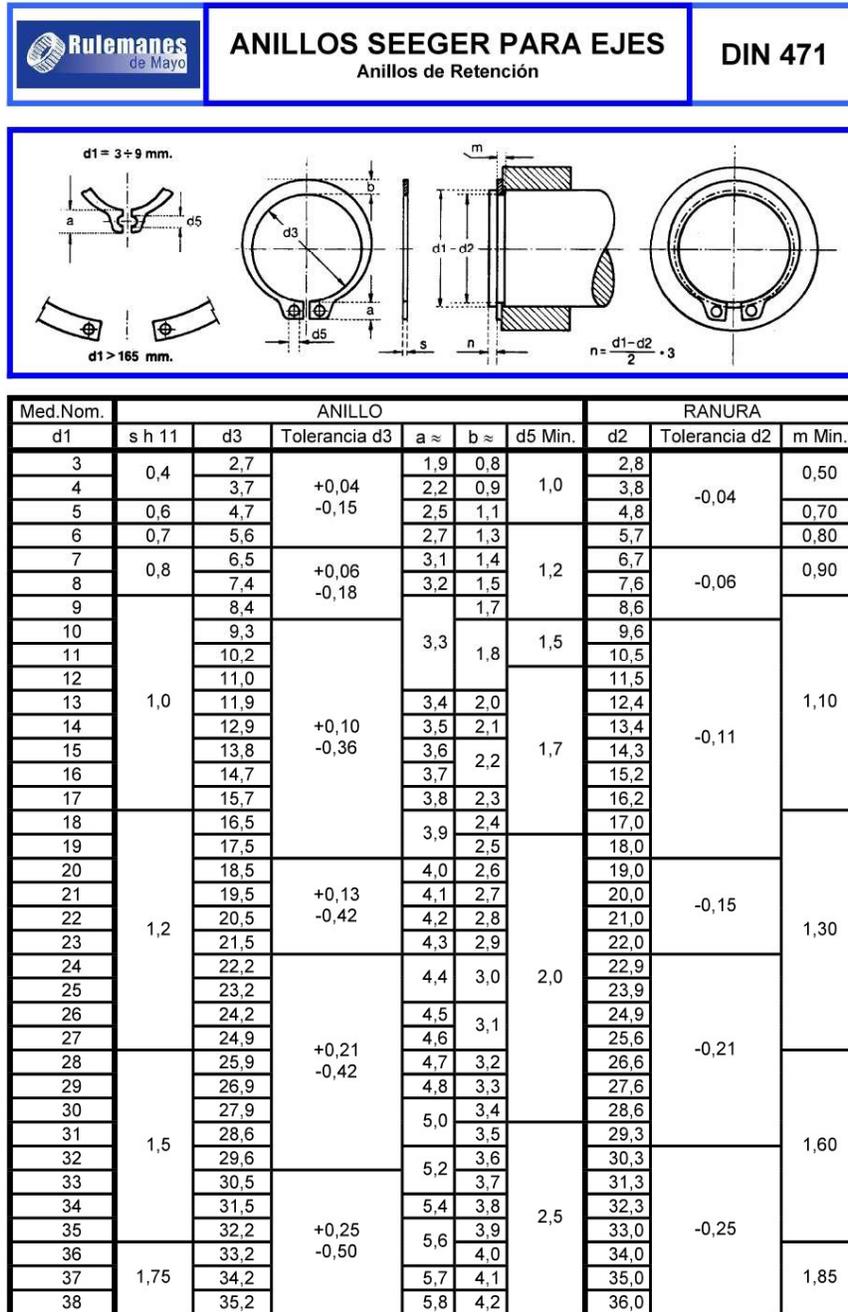


Figura 55. Tabla de medidas para anillos seeger.

8.8 Ficha técnica Stihl SH86 C E

POWER SOURCE	Gas
WEIGHT	12.3 lbs.
BLOWING FORCE	15 Newtons
SOUND PRESSURE RATING	70 db(A)
MAX. AIR VELOCITY	170 mph
AIR VOLUME AT NOZZLE	444 cfm
BAG CAPACITY	1.5
ENGINE POWER	1.07 bhp
FUEL CAPACITY	14.9 oz.
DISPLACEMENT	27.2 cc

Figura 56. Ficha técnica de la sopladora-aspiradora Stihl HC86 C-E.

8. Memoria de cálculo del rotor de succión y triturado

Se empieza definiendo las variables principales en base a las cuales se diseña el rotor. Los ángulos se establecen, en base a la teoría de turbomáquinas térmicas de Claudio Mataix, como:

$$\beta_1 = 30^\circ$$

$$\beta_2 = 50^\circ$$

El rotor en diseño requiere de un número inferior de alabes debido a que debe procesar hojas y demás escombros que puedan ingresar por la manguera de succión, es por esto que se considera la relación de diámetros máxima posible, acorde a la figura 8, la cual nos da un número bajo de alabes.

$$\frac{d_2}{d_1} = 2.5$$

La línea de corte con el eje de las coordenadas del grafico 57 se obtiene de la forma:

$$\frac{\beta_1 + \beta_2}{2} = 40^\circ$$

Por medio de la tabla 6 de la [sec. 2.1.5.2.2] se obtiene el valor del coeficiente ψ :

$$\psi = 1.1$$

Conociendo el coeficiente de presión y el ángulo de salida de los alabes, se puede obtener el valor del coeficiente de caudal, el número específico de revoluciones y el rendimiento del rotor por medio del diagrama de Eckert.

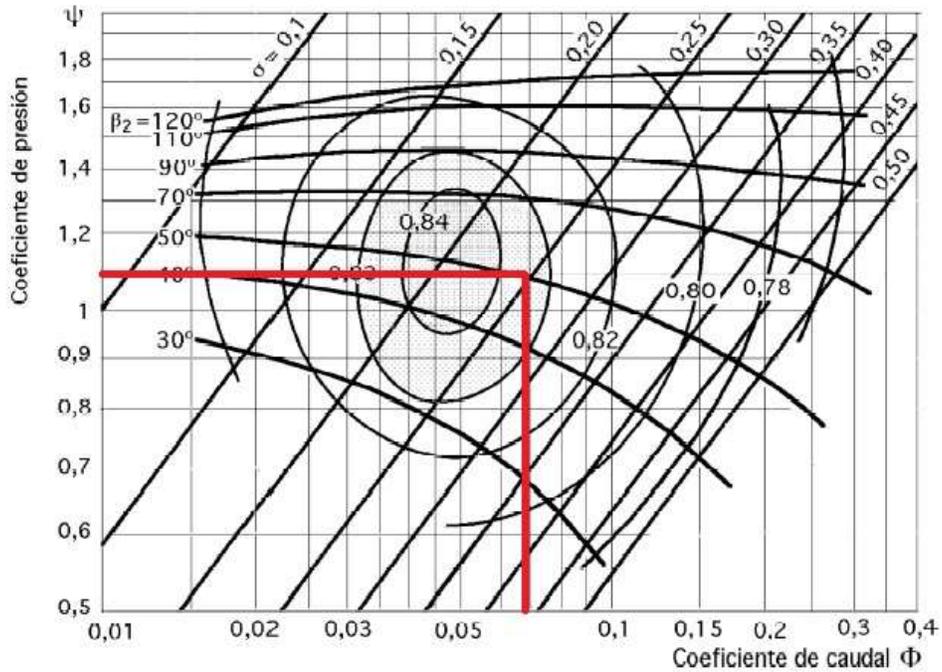


Figura 57. Cálculo gráfico de variables por medio del diagrama de Eckert.

Las variables que se determinan gráficamente en la figura 57 son:

$$\varphi \approx 0,07$$

$$\sigma \approx 0,25$$

$$\text{Rendimiento} \approx 83,5\%$$

Una vez determinado estos parámetros, se debe determinar el diámetro externo e interno del rotor. Para esto primero se determina la velocidad periférica del rotor por medio de la siguiente fórmula:

$$u_2 = \sqrt{\frac{2Y_s 10^3}{\psi}} \quad \text{Ec. 8.6}$$

Para esto se debe conocer el valor del salto energético del aire:

$$Y_s = h_{3s \text{ tot}} - h_E \quad \text{Ec. 8.7}$$

Observando la tabla del aire en la figura 62 de la [sec. 8.10] y considerando la temperatura ambiente inicial:

$$h_E = 20.1 \frac{kJ}{kg}$$

$$\epsilon_{0E} = 1.28$$

El objetivo es diseñar un rotor lo más compacto posible, y debido a que la función de dicho rotor es solo triturar hojas y no comprimir el aire, se define un valor de presión a la salida del rotor levemente superior al valor de la entrada del rotor.

$$P_f = 1.075 \text{ bar} = 107500 \text{ Pa}$$

Con este valor la relación de compresión final se define:

$$\epsilon_c = \frac{P_f}{P_E} = \frac{1.075}{1} = 1.075 \quad \text{Ec. 8.8}$$

$$\epsilon_{03} = \epsilon_c \times \epsilon_{0E} = 1.075 \times 1.28 = 1.376 \quad \text{Ec. 8.8}$$

Con este valor, obtenemos de la tabla del aire en la figura 62 de la [sec. 8.10] lo siguiente:

$$h_{3s\ tot} = 26.13 \frac{kJ}{kg}$$

Reemplazamos estos valores en la fórmula 8.7:

$$Y_s = 26.13 - 20.1 = 6.03 \frac{kJ}{kg}$$

Se reemplaza los valores en la ecuación 8.6 y obtenemos:

$$u_2 = \sqrt{\frac{2 \times 6.03 \times 10^3}{1.1}} = 104.71 \text{ m/s}$$

Este valor se reemplaza en la ecuación 8.9 para así obtener el diámetro exterior.

$$d_2 = \frac{u_2}{\pi n} \quad \text{Ec. 8.9}$$

Se reemplaza los valores considerando la conversión de la unidad de velocidad angular, rpm a rps (revoluciones por segundo).

$$d_2 = \frac{104.71 \text{ m/s} (60)}{\pi(7000\text{rpm})} = 0.2856\text{m} = 28.56\text{cm}$$

Otro de los diámetros que se requiere conocer es el correspondiente al eje central del rotor, este se define por la siguiente fórmula:

$$d_e = \sqrt[3]{\frac{16 \times M}{\pi \times \tau}} \quad \text{Ec. 8.10}$$

Donde:

d_e : Diámetro del eje del rotor.

M : Par de torsión del rotor.

τ : Esfuerzo de torsión máximo en el rotor.

Para determinar el valor del par de torsión del rotor se utiliza la siguiente fórmula:

$$M = \frac{P_m(60 \times 10^3)}{2\pi n} \quad \text{Ec. 8.11}$$

Reemplazando los datos obtenemos:

$$M = \frac{1.193kW(60 \times 10^3)}{2\pi(7000rpm)} = 1.62Nm$$

También se requiere definir un valor para el esfuerzo de torsión máximo admisible para el rotor. Como se desconoce el valor del diámetro del eje central del rotor, no se puede determinar el esfuerzo por medio de su fórmula, por lo que se prueba con varios valores y, en base a los resultados del d_e se fija el valor correcto. Los valores con los que se prueba son:

$$\tau = 19.6 MN/m^2$$

$$\tau = 5 MN/m^2$$

$$\tau = 2.5 MN/m^2$$

$$\tau = 1 MN/m^2$$

$$\tau = 0.75 MN/m^2$$

Estos valores se reemplazan en la fórmula 8.12:

$$d_e = \sqrt[3]{\frac{16 \times 1.62Nm}{\pi \times 1 MN/m^2}} \quad \text{Ec. 8.12}$$

El diámetro obtenido es:

$$d_e = 0.02m = 20.21mm$$

Hay que tomar en consideración el diámetro del eje de transmisión, el cual es:

$$d_{eje-trans} = 8mm$$

Se resta el diámetro del eje de transmisión del eje del rotor para obtener el valor correspondiente al diámetro exterior del rotor:

$$d_{e-ext} = d_e - d_{eje-trans} \quad \text{Ec. 8.13}$$

Obtenemos:

$$d_{e-ext} = 20.21 - 8 = 12.21mm$$

El resultado obtenido se considera aceptable para el rotor en diseño, el valor del esfuerzo de torsión máximo que finalmente se utilizó para el cálculo del diámetro del eje del rotor es:

$$\tau = 1 \text{ MN}/m^2$$

El siguiente diámetro que debe ser determinado, corresponde al de la entrada de aire del rotor de succión y triturado, dicho diámetro se calcula con la siguiente formula:

$$d_a = \sqrt{\frac{4Q_a}{\pi c_a} + d_e^2} \quad \text{Ec. 8.14}$$

Donde:

d_a : Diámetro de la entrada de aire del rotor.

Q_a : Caudal en la boca de aspiración.

c_a : Velocidad en la boca de aspiración.

d_e : Diámetro del eje del rotor.

A la entrada del rotor, es necesario que el aire se acelere lentamente. Por eso se recomienda utilizar: $c_a = 0.85 a 0.95c_1$. Para el cálculo de la velocidad en la boca de aspiración se decide utilizar la siguiente fórmula:

$$c_a = 0.9c_1 \quad \text{Ec. 8.15}$$

Para calcular dicha velocidad primero debemos determinar los valores del triángulo de velocidades en la zona 1, la entrada de los alabes, que se observa en la figura 58.

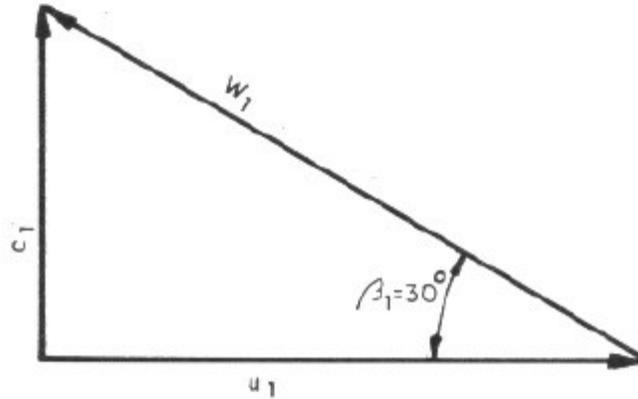


Figura 58. Triángulo de velocidad en la entrada del rotor.

La velocidad c_1 se determina por:

$$c_1 = c_{1m} = u_1 \tan \beta_1 \quad \text{Ec. 8.16}$$

La velocidad u_1 la podemos encontrar con la siguiente fórmula:

$$u_1 = \frac{d_1}{d_2} u_2 \quad \text{Ec. 8.17}$$

Reemplazando los valores que conocemos obtenemos:

$$u_1 = \frac{1}{2.5} \times 104.71 \text{ m/s} = 41.9 \text{ m/s}$$

Para c_1 obtenemos:

$$c_1 = 41.9 \text{ m/s} \times \tan 30^\circ = 24.18 \text{ m/s}$$

Por último, determinamos el valor de la velocidad w_1 :

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u_1^2} \quad \text{Ec. 8.18}$$

Obtenemos:

$$w_1 = \sqrt{24.18^2 + 41.9^2} = 48.38 \text{ m/s}$$

Conociendo el valor de c_1 ya podemos determinar la velocidad en la boca de aspiración.

$$c_a = 0.9 \times 24.18 \text{ m/s} = 21.76 \text{ m/s}$$

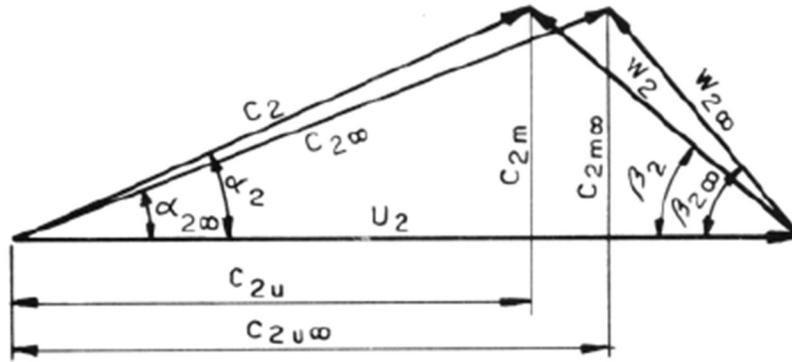


Figura 59. Triángulo de velocidades a la salida de los álabes.

Luego debemos definir los valores correspondientes a las velocidades del triángulo de salida de los álabes. Primero definimos c_{2m} .

$$c_1 = c_{2m} = u_1 \tan \beta_1 \quad \text{Ec. 8.19}$$

Luego, considerando un número infinito de álabes definimos que:

$$c_{2u\infty} = u_2 - c_{2m} \cot \beta_2 \quad \text{Ec. 8.20}$$

Obtenemos:

$$c_{2u\infty} = 104.71 - 24.18 \cot 50^\circ = 84.42 \text{ m/s}$$

Consideramos esta vez un número finito de álabes:

$$z \left(1 - \frac{d_1}{d_2}\right) = 9(1 - 0.4) = 5.4 \quad \text{Ec. 8.21}$$

En base a la figura 60 determinamos el factor de deslizamiento.

$$e_z = 0.825$$

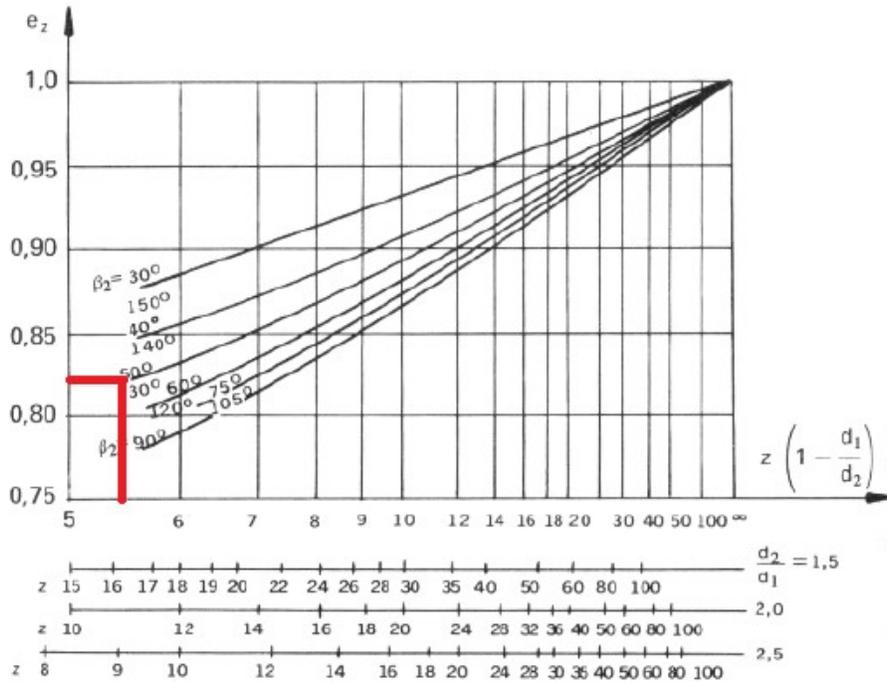


Figura 60. Gráfica para el cálculo del factor de deslizamiento.

Este valor se reemplaza en la siguiente fórmula:

$$c_{2u} = e_z \times c_{2u\infty} \quad \text{Ec. 8.22}$$

Obtenemos:

$$c_{2u} = 0,825 \times 84,42 = 69,65 \text{ m/s}$$

Por último, tenemos la fórmula para el cálculo de c_2 :

$$c_2 = \sqrt{c_{2m}^2 + c_{2u}^2} \quad \text{Ec. 8.23}$$

Reemplazamos los valores y obtenemos:

$$c_2 = \sqrt{24,18^2 + 69,65^2} = 73,72 \text{ m/s}$$

Luego debemos calcular el caudal en la sección a del rotor, esto se realiza con la siguiente fórmula:

$$Q_a = G v_a \quad \text{Ec. 8.24}$$

Primero debemos calcular el caudal másico:

$$G = \frac{Q_E}{v_E} \quad \text{Ec. 8.25}$$

Reemplazando las variables obtenemos:

$$G = \frac{1027.27 \text{ m}^3/\text{h}}{0.827 \text{ m}^3/\text{kg}} = 1242.17 \text{ kg}/\text{h} = 0.345 \text{ kg}/\text{s}$$

Luego debemos encontrar el valor del volumen específico en la boca de aspiración utilizando la fórmula 8.26.

$$v_a = \frac{v_E}{\left[1 - \left(\frac{c_a}{a_a}\right)^2 \frac{\gamma - 1}{2}\right]^{\frac{1}{\gamma - 1}}} \quad \text{Ec. 8.26}$$

“Si en algún lugar de un medio gaseoso tiene lugar un cambio en los parámetros de dicho gas, esta perturbación se propaga en todas las direcciones por el gas en forma de onda, la velocidad de esta onda es igual a la velocidad del sonido.” [26] Para su cálculo se utiliza la fórmula 8.27.

$$a = \sqrt{\gamma \times R_a \times T} \quad \text{Ec. 8.27}$$

Reemplazando los valores considerados para la zona a se obtiene:

$$a_a = \sqrt{(1.4 \times 286.9)293.15} = 20\sqrt{293.15}$$

Reemplazados los valores en la fórmula 8.26.

$$v_a = \frac{0.827}{\left[1 - \left(\frac{21.76}{20\sqrt{293.15}}\right)^2 \frac{1.4 - 1}{2}\right]^{\frac{1}{1.4 - 1}}}$$

Obtenemos:

$$v_a = 0.998 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Reemplazamos el volumen específico en a y el caudal másico para obtener el caudal en la sección a.

$$Q_a = 0.345 \text{ kg}/\text{s} \times 0.998 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$Q_a = 0.344 \text{ m}^3/\text{s}$$

Conociendo todos estos valores ya podemos reemplazarlos en la fórmula del diámetro de la entrada del aire del rotor.

$$d_a = \sqrt{\frac{4 \times 0.344 \text{ m}^3/\text{s}}{\pi \times 21.76 \text{ m}/\text{s}} + (0.02\text{m})^2}$$

El resultado es:

$$d_a = 0.14m = 14.33cm$$

Para determinar el número de alabes que requiere el rotor se utiliza la figura 61, se considera la relación de diámetros definida previamente para determinar el diámetro interior del rotor.

$$d_1 = \frac{d_2}{2.5} = 14.28cm = 0.143 m \quad \text{Ec. 8.28}$$

Conociendo también el valor del ángulo medio de los alabes se puede determinar los alabes que requiere el rotor en la figura 61:

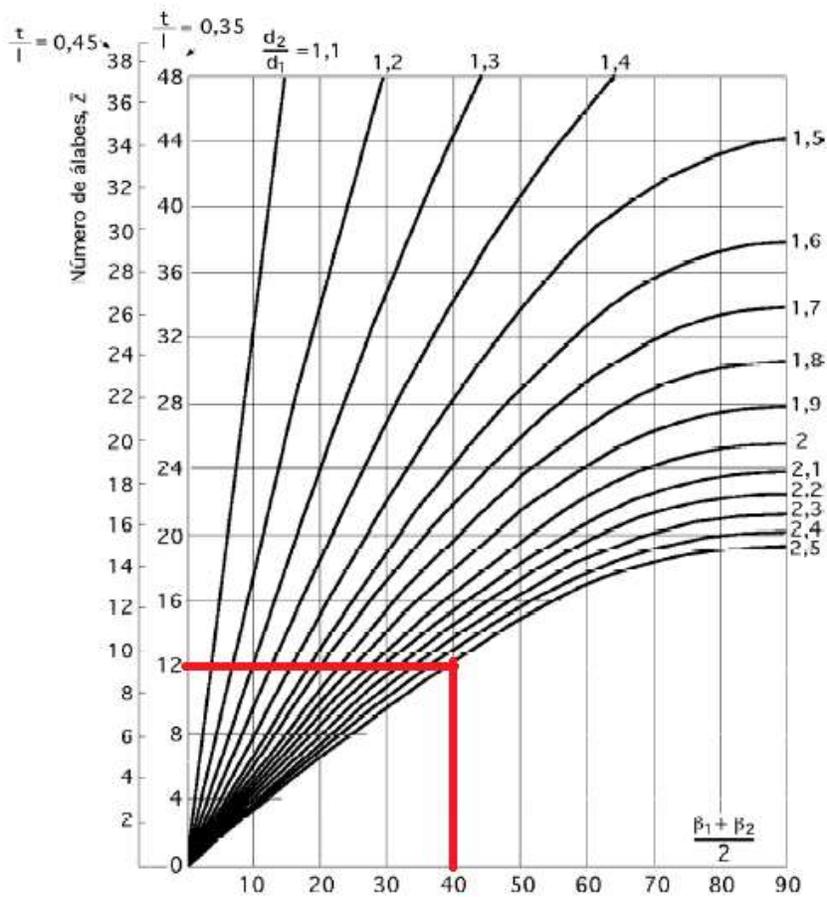


Figura 61. Número óptimo de alabes en función del ángulo medio.

Gráficamente se determina que el número de alabes puede ser 12 o 9 dependiendo de la relación entre t/l , considerando el argumento de la necesidad de diseñar un rotor con el menor número de alabes posibles, se escoge el valor de 9.

$$z = 9 \text{ alabes}$$

El siguiente paso es dimensionar la altura interior y exterior de los alabes. Para el cálculo de la altura interior se utiliza la fórmula 8.29, la cual se detalla en la [sec. 2.1.5.2.4].

$$b_1 = \frac{\frac{G v_1}{\eta_v}}{\pi d_1 c_1} \quad \text{Ec. 8.29}$$

Para determinar la altura interior primero es necesario calcular el rendimiento volumétrico, para esto se utiliza la fórmula 8.30.

$$\eta_v = \frac{G}{G + g_i} \quad \text{Ec. 8.30}$$

En el caso del caudal intersticial se utiliza:

$$g_i = \frac{0.204 \cdot \zeta \cdot A \cdot P_2}{\sqrt{T_{2tot}}} \quad \text{Ec. 8.31}$$

Se escoge el valor para el coeficiente de caudal [26]:

$$\zeta = 1.29$$

El área transversal del intersticio se define como:

$$A = \pi d_a \delta_i \quad \text{Ec. 8.32}$$

Con fines de mantener un buen grado de seguridad en el giro del compresor, se define la longitud radial del intersticio como:

$$\delta_i = 0.2 \text{ mm}$$

Se reemplaza los valores en la fórmula 8.32.

$$A = \pi \times 0.14 \text{ m} (0.2 \times 10^{-3} \text{ m})$$

Obtenemos:

$$A = 0.88 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Para la temperatura en la zona 1 no se consideran pérdidas, por esto se obtiene que:

$$T_{1tot} = T_{atot} = 293.15 \text{ K}$$

En el caso de la temperatura en la zona 2 se utiliza la siguiente fórmula para su obtención.

$$T_{2tot} = T_E + \frac{Y_i}{c_p} \quad \text{Ec. 8.33}$$

Es necesario también determinar las pérdidas internas entre cada zona del rotor, esto se obtiene con la fórmula 8.34.

$$Y_i = Y_s + Y_{a-1} + Y_{1-2} \quad \text{Ec. 8.34}$$

Las pérdidas hasta la entrada de los alabes se define:

$$Y_{a-1} = \zeta_1 \frac{c_1^2}{2} \quad \text{Ec. 8.35}$$

Las pérdidas en el rotor se calculan por medio de:

$$Y_{1-2} = \zeta_2 \frac{w_1^2}{2} \quad \text{Ec. 8.36}$$

Las pérdidas en el difusor se calculan por medio de:

$$Y_{2-3} = \zeta_3 \frac{c_2^2 - c_3^2}{2} \quad \text{Ec. 8.37}$$

El sistema que se va a diseñar para el difusor del rotor consiste en un solo espiral que debe reducir a la velocidad de salida del rotor, este parámetro se lo considera en base a la teoría del libro de Turbomáquinas Térmicas de Claudio Mataix.

Los coeficientes de pérdidas se recomiendan que se definan en los siguientes rangos:

$$\begin{aligned} \zeta_1 &= 0.1 \text{ a } 0.5 \\ \zeta_2 &= 0.2 \text{ a } 0.25 \\ \zeta_3 &= 0.25 \end{aligned}$$

Se decide utilizar valores intermedios:

$$\begin{aligned} \zeta_1 &= 0.3 \\ \zeta_2 &= 0.225 \\ \zeta_3 &= 0.25 \end{aligned}$$

Reemplazamos los datos en las fórmulas 8.35, 8.36 y 8.37 obteniendo:

$$\begin{aligned} Y_{a-1} &= 0.3 \frac{24.18^2}{2} = 87.7 \frac{J}{kg} \\ Y_{1-2} &= 0.225 \frac{48.38^2}{2} = 263.32 \frac{J}{kg} \\ Y_{2-3} &= 0.25 \frac{73.72^2 - \left(\frac{1}{4}73.72\right)^2}{2} = 636.87 \frac{J}{kg} \end{aligned}$$

Se reemplazan los datos obtenidos en la fórmula 8.34.

$$Y_i = 6030 + 87.7 + 263.32 + 636.87 = 7017.89 \frac{J}{kg}$$

Obtenido este valor, ahora se puede reemplazar en la fórmula 8.33 y obtener el valor de $T_{2\ tot}$.

$$T_{2\ tot} = 293.15 + \frac{7017.89}{1004.15} = 300.14\ K$$

También es necesario encontrar el valor de $P_{2\ tot}$ por medio de la siguiente fórmula:

$$P_{2\ tot} = \frac{P_{f\ tot}}{\left(1 - \frac{Y_{2-3}}{c_p \times T_{2\ tot}}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} \quad \text{Ec. 8.38}$$

Reemplazamos los valores obtenidos:

$$P_{2\ tot} = \frac{1.075}{\left(1 - \frac{636.87}{1004.15 \times 300.14}\right)^{\frac{1.4}{1.4-1}}}$$

Obtenemos:

$$P_{2\ tot} = 1.083\ bar = 108300\ Pa$$

Conociendo estos valores, podemos determinar los valores de la zona 2 en estado estacionario. Para el cálculo de la temperatura utilizamos la fórmula 8.39.

$$T_2 = T_{2\ tot} - \frac{c_2^2}{2c_p} \quad \text{Ec. 8.39}$$

Reemplazamos los datos:

$$T_2 = 300.14 - \frac{73.72^2}{2(1004.15)}$$

Obtenemos:

$$T_2 = 297.43\ K$$

Para el cálculo de la presión en la zona 2 utilizamos la fórmula 8.40.

$$P_2 = P_{2\ tot} \left(\frac{T_2}{T_{2\ tot}}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad \text{Ec. 8.40}$$

Reemplazamos y obtenemos:

$$P_2 = 1.083 \left(\frac{297.43}{300.14}\right)^{\frac{1.4}{1.4-1}} = 1.049\ bar = 104900\ Pa$$

Finalmente se reemplaza los valores obtenidos en la ecuación 8.31 para el cálculo del caudal intersticial.

$$g_i = \frac{0.204(1.29)(0.88 \times 10^{-4})(104900)}{\sqrt{300.14}}$$

Obtenemos:

$$g_i = 0.14 \text{ N}$$

Como observamos, se obtiene un valor en unidades de fuerza (Newton), para convertirlo a caudal másico debemos dividirlo para la gravedad como se observa a continuación.

$$g_i = \frac{0.14}{9.81} = 0.014 \text{ kg/s}$$

Conociendo el valor del caudal másico, se puede obtener el rendimiento volumétrico.

$$\eta_v = \frac{0.345}{0.345 + 0.014} = 0.96$$

Luego debemos calcular el valor de presión en la zona a, para eso utilizamos la fórmula 8.41.

$$P_a = P_{a \text{ tot}} \left(\frac{v_{a \text{ tot}}}{v_a} \right)^{\gamma} \quad \text{Ec. 8.41}$$

Reemplazando los valores obtenemos:

$$P_a = 1 \times 10^5 \left(\frac{0.827}{0.998} \right)^{1.4} = 7.6 \times 10^4 \text{ Pa}$$

Para la obtención de la temperatura en la zona se utiliza:

$$T_a = \frac{P_a v_a}{R_a} \quad \text{Ec. 8.42}$$

Reemplazamos y obtenemos:

$$T_a = \frac{7.6 \times 10^4 (0.998)}{286.9} = 267.38 \text{ K}$$

Luego, debemos calcular los valores de presión, temperatura y volumen en la zona 1. Primero determinamos el valor de $P_{1 \text{ tot}}$ por medio de la fórmula 8.43.

$$P_{1 \text{ tot}} = P_a \left(1 + \frac{c_a^2 + 2(Y_{a-1})}{2c_p \times T_a} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad \text{Ec. 8.43}$$

Reemplazamos los datos:

$$P_{1\ tot} = 7.6 \times 10^4 \left(1 + \frac{21.76^2 + 2(87.7)}{2 \times 1004.15 \times 267.38} \right)^{\frac{1.4}{1.4-1}}$$

Obtenemos:

$$P_{1\ tot} = 7.57 \times 10^4\ Pa$$

Con este valor podemos obtener la presión en estado estacionario para la zona 1, por medio de la fórmula 8.44.

$$P_1 = P_{1\ tot} \left(1 - \frac{c_1^2}{2c_p \times T_{1\ tot}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad \text{Ec. 8.44}$$

Reemplazamos los valores:

$$P_1 = 7.57 \times 10^4 \left(1 - \frac{24.18^2}{2 \times 1004.15 \times 293.15} \right)^{\frac{1.4}{1.4-1}}$$

Se obtiene:

$$P_1 = 7.54 \times 10^4\ Pa$$

Luego, para obtener el valor de T_1 , se utiliza la siguiente fórmula:

$$T_1 = T_{1\ tot} \left(\frac{P_1}{P_{1\ tot}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad \text{Ec. 8.45}$$

Se reemplaza los datos:

$$T_1 = 293.15 \left(\frac{7.54 \times 10^4}{7.57 \times 10^4} \right)^{\frac{1.4-1}{1.4}}$$

El resultado es:

$$T_1 = 292.82\ K$$

Por último, debemos obtener el valor del volumen en la zona 1 utilizando la fórmula 8.46.

$$v_1 = \frac{R_a T_1}{P_1} \quad \text{Ec. 8.46}$$

Reemplazamos los valores y obtenemos:

$$v_1 = \frac{286.9 \times 292.82}{7.54 \times 10^4} = 1.11 \frac{m^3}{kg}$$

Con todos los datos obtenidos, se puede reemplazar en la fórmula 8.29 para así obtener la altura del alabe en la zona 1.

$$b_1 = \frac{\frac{0.345 \times 1.11}{0.96}}{\pi \times 0.143 \times 24.18}$$

Obtenemos:

$$b_1 = 0.03m = 3.67cm$$

De la misma forma debemos utilizar la altura del alabe en la zona, pero utilizando la fórmula 8.27.

$$b_2 = \frac{\frac{Gv_2}{\eta_v}}{\pi d_2 c_2} \quad \text{Ec. 8.47}$$

Para esto calculamos primero el valor del volumen en la zona 2 por medio de la fórmula 8.28.

$$v_2 = \frac{R_a T_2}{P_2} \quad \text{Ec. 8.28}$$

El resultado es:

$$v_2 = \frac{286.9(297.43)}{104900} = 0.81 \frac{m^3}{kg}$$

Conociendo ya todos los valores, se reemplaza en la fórmula 8.27:

$$b_2 = \frac{\frac{0.345(0.81)}{0.96}}{\pi(0.2856)(73.72)}$$

Obtenemos como resultado:

$$b_2 = 4.41 \times 10^{-3}m = 4.42mm$$

8.10 Propiedades termodinámicas del aire a baja presión

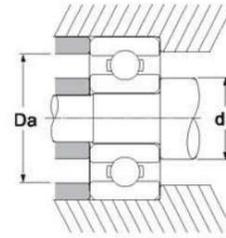
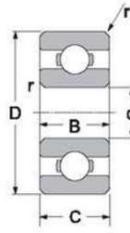
I. Propiedades termodinámicas del aire a baja presión.

t (°C)	T (K)	h (kJ/kg)	s ₀ (kJ/kg·K)	ε ₀	t (°C)	T (K)	h (kJ/kg)	s ₀ (kJ/kg·K)	ε ₀
-50	223,15	-50,2	0,202	0,494	-6	267,15	6,03	-0,0220	0,925
-49	224,15	-49,1	-0,198	0,501	-5	268,15	-5,02	-0,0184	0,937
-48	225,15	-48,1	-0,194	0,509	-4	269,15	4,02	-0,0147	0,949
-47	226,15	-47,1	-0,189	0,517	-3	270,15	-3,01	-0,0111	0,962
-46	227,15	-46,1	-0,185	0,525	-2	271,15	-2,01	-0,0074	0,974
-45	228,15	-45,1	0,180	0,533	-1	272,15	1,01	-0,0037	0,987
-44	229,15	-44,1	0,176	0,541	0	273,15	0,00	0,000	1,000
-43	230,15	-43,1	-0,172	0,550	1	274,15	1,00	0,0037	1,01
-42	231,15	-42,1	-0,167	0,558	2	275,15	2,01	0,0074	1,03
-41	232,15	-41,1	-0,163	0,567	3	276,15	3,01	0,0112	1,04
-40	233,15	-40,1	-0,159	0,575	4	277,15	3,976	0,0149	1,05
-39	234,15	-39,1	-0,154	0,584	5	278,15	5,022	0,0186	1,06
-38	235,15	-38,1	-0,150	0,593	6	279,15	6,027	0,0221	1,08
-37	236,15	-37,1	-0,146	0,602	7	280,15	7,031	0,0256	1,09
-36	237,15	-36,1	-0,141	0,610	8	281,15	8,034	0,0291	1,11
-35	238,15	-35,1	-0,137	0,619	9	282,15	9,038	0,0327	1,12
-34	239,15	-34,1	-0,133	0,629	10	283,15	10,04	0,0362	1,13
-33	240,15	-33,1	-0,129	0,637	11	284,15	11,05	0,0398	1,15
-32	241,15	-32,1	-0,125	0,647	12	285,15	12,05	0,0433	1,16
-31	242,15	-31,1	-0,121	0,657	13	286,15	13,06	0,0469	1,18
-30	243,15	-30,1	-0,116	0,666	14	287,15	14,06	0,0505	1,19
-29	244,15	-29,1	-0,112	0,676	15	288,15	15,07	0,0541	1,20
-28	245,15	-28,1	-0,108	0,685	16	289,15	16,07	0,0576	1,22
-27	246,15	-27,1	-0,104	0,695	17	290,15	17,07	0,0610	1,23
-26	247,15	-26,1	-0,100	0,705	18	291,15	18,08	0,0644	1,25
-25	248,15	-25,1	-0,0961	0,715	19	292,15	19,08	0,0677	1,26
-24	249,15	-24,1	-0,0919	0,725	20	293,15	20,10	0,0711	1,28
-23	250,15	-23,1	-0,0877	0,735	21	294,15	21,11	0,0746	1,29
-22	251,15	-22,1	-0,0839	0,746	22	295,15	22,12	0,0780	1,31
-21	252,15	-21,1	-0,0799	0,756	23	296,15	23,12	0,0814	1,33
-20	253,15	-20,1	-0,0759	0,767	24	297,15	24,12	0,0848	1,34
-19	254,15	-19,1	-0,0720	0,777	25	298,15	25,13	0,0883	1,36
-18	255,15	-18,1	-0,0681	0,788	26	299,15	26,13	0,0917	1,37
-17	256,15	-17,1	-0,0643	0,798	27	300,15	27,13	0,0952	1,39
-16	257,15	-16,1	0,0605	0,810	28	301,15	28,14	0,0984	1,41
-15	258,15	-15,1	-0,0567	0,821	29	302,15	29,14	0,103	1,42
-14	259,15	-14,1	-0,0528	0,832	30	303,15	30,15	0,105	1,44
-13	260,15	-13,1	-0,0490	0,843	31	304,15	31,15	0,108	1,46
-12	261,15	-12,1	-0,0452	0,855	32	305,15	32,15	0,111	1,47
-11	262,15	-11,0	-0,0413	0,866	33	306,15	33,16	0,115	1,49
-10	263,15	-10,0	0,0374	0,877	34	307,15	34,16	0,118	1,51
-9	264,15	-9,04	-0,0335	0,889	35	308,15	35,17	0,121	1,52
-8	265,15	-8,04	-0,0296	0,901	36	309,15	36,17	0,125	1,54
-7	266,15	-7,03	-0,0257	0,913					

Figura 62. Propiedades termodinámicas del aire a baja presión.

8.11 Tabla de rodamientos

63 Series



Any combination of closures is available

Basic Bearing No.	Nominal Bearing Dimensions						Preferred Shoulder Diameters					
	<i>d</i>		<i>D</i>		<i>B, C</i>		<i>r</i> (min)		<i>da</i> (min)		<i>Da</i> (max)	
	mm	inch	mm	inch	mm	inch	mm	inch	mm	inch	mm	inch
635	5	0.1969	19	0.7480	6	0.2362	0.3	0.012	7.0	0.276	9.5	0.374
636	6	0.2362	22	0.8661	7	0.8661	0.3	0.012
637	7	0.2756	26	1.0236	9	0.3543	0.3	0.012
638	8	0.3149	28	1.1024	9	0.3543	0.3	0.012	10.0	0.394	...	26.0 1.024
639	9	0.3543	30	1.1811	10	0.3937	0.6	0.024
6300	10	0.3937	35	1.3780	11	0.4331	0.6	0.024	14.0	0.551	17.0	0.669
6301	12	0.4724	37	1.4567	12	0.4724	1.0	0.039	16.7	0.656	18.5	0.728
6302	15	0.5906	42	1.6535	13	0.5118	1.0	0.039	19.8	0.781	23.0	0.906
6303	17	0.6693	47	1.8504	14	0.5512	1.0	0.039	22.0	0.866	25.5	1.005
6304	20	0.7874	52	2.0472	15	0.5906	1.1	0.043	25.8	1.016	28.5	1.122
6305	25	0.9843	62	2.4409	17	0.6693	1.1	0.043	31.0	1.220	36.0	1.418
6306	30	1.1811	72	2.8346	19	0.7480	1.1	0.043	36.5	1.437	43.0	1.693
6307	35	1.378	80	3.1496	21	0.8268	1.5	0.059	42.9	1.688	47.0	1.850
6308	40	1.5748	90	3.5433	23	0.9055	1.5	0.059	48.0	1.890	54.0	2.126
6309	45	1.7717	100	3.9370	25	0.9843	1.5	0.059	53.0	2.087	61.5	2.421
6310	50	1.9685	110	4.3307	27	1.0630	2.0	0.079	59.0	2.323	68.5	2.697
6311	55	2.1654	120	4.7244	29	1.1417	2.0	0.079	64.0	2.520	74.0	2.913
6312	60	2.3622	130	5.1181	31	1.2205	2.1	0.083	71.0	2.795	80.5	3.169
6313	65	2.5591	140	5.5118	33	1.2992	2.1	0.083	76.0	2.992	86.0	3.386
6314	70	2.7559	150	5.9055	35	1.3740	2.1	0.083	81.0	3.189	92.5	3.642
6315	75	2.9528	160	6.2992	37	1.4567	2.1	0.083	86.0	3.386	99.0	3.898
6316	80	3.1496	170	6.6929	39	1.5354	2.1	0.083	91.0	3.583	105.0	4.134
6317	85	3.3465	180	7.0866	41	1.6142	3.0	0.1181	98.0	3.858	112.0	4.409
6318	90	3.5433	190	7.4803	43	1.6929	3.0	0.1181	103.0	4.055	118.0	4.646
6319	95	3.7402	200	7.8740	45	1.7717	3.0	0.1181	108.0	4.252	125.0	4.921
6320	100	3.9370	215	8.4646	47	1.8504	3.0	0.1181	113.0	4.488	133.0	5.240

★ We reserve the right to change specifications and other information included in this catalogue without notice.

Figura 63. Medidas de los rodamientos.

8.12 Cálculo de agujeros de la base del motor

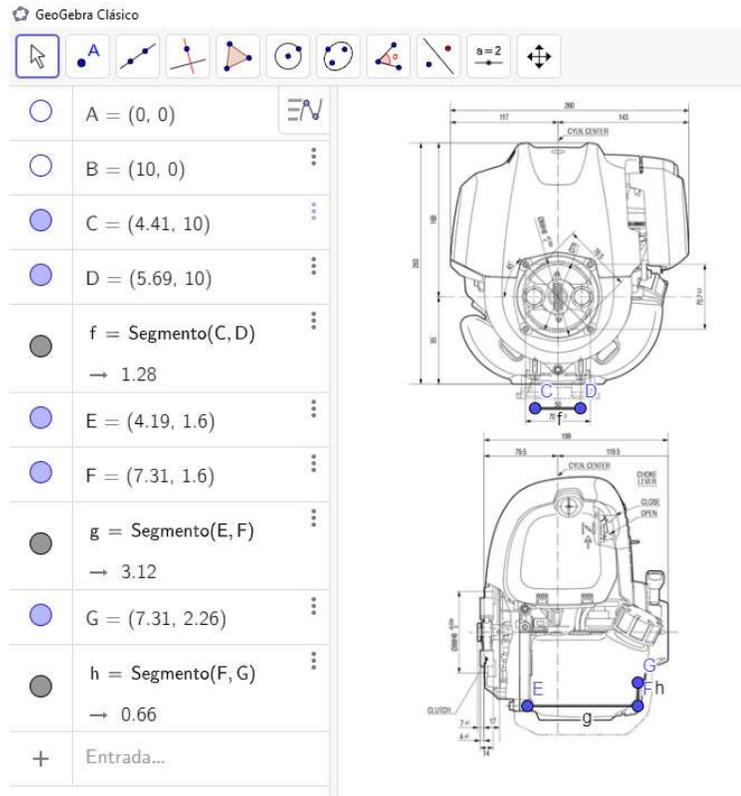


Figura 64. Aproximación de la medida entre agujeros del motor utilizando Geogebra.

Se utiliza como referencia la medida L_{aguj-} , en la figura 64, esta medida está definida por los puntos C y D, que es igual a:

$$CD = 1.28$$

Las medidas que se necesita encontrar son entre E, F y G, en la figura 64 sus medidas son:

$$EF = 3.12$$

$$FG = 0.66$$

Entonces, sabiendo que $L_{aguj-A} = 50 \text{ mm}$, se realiza una regla de 3 para obtener los demás valores:

$$EF \rightarrow L_{aguj-AB} = 121.9 \text{ mm}$$

$$FG \rightarrow L_{altura-bas} = 25.8 \text{ mm}$$

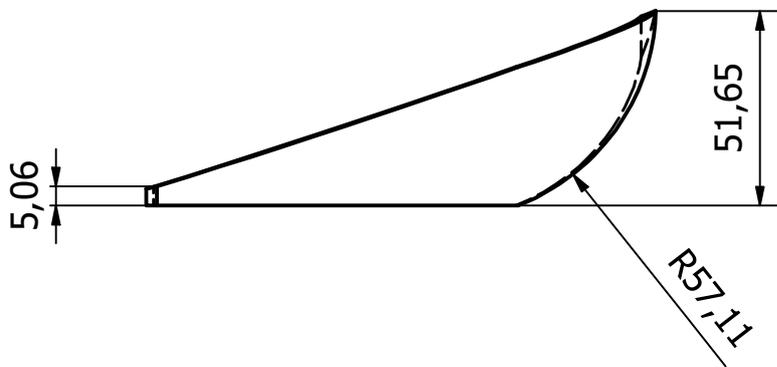
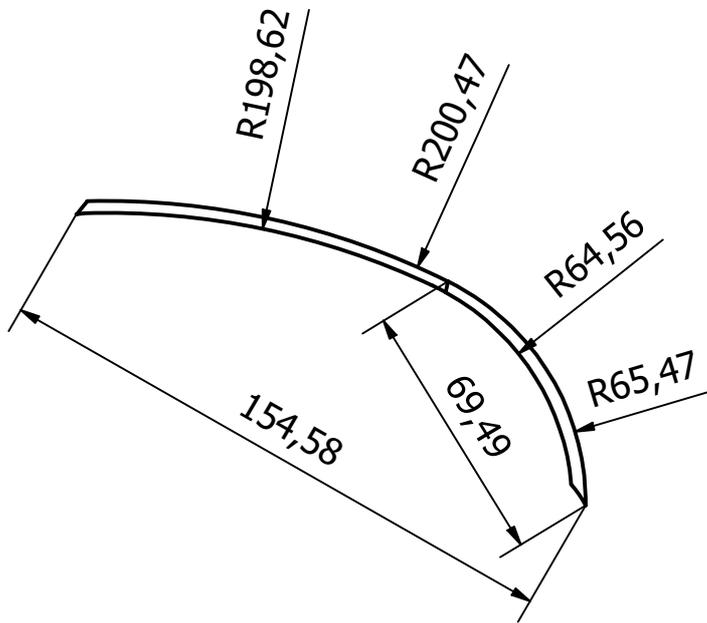
8.13 Información técnica y de uso del prototipo

En esta sección de los anexos se muestran los planos mecánicos con las medidas de cada pieza y también los planos de ensamble y sus especificaciones. Luego se observa el manual del fabricante donde se muestra:

- Especificaciones técnicas del prototipo
- Guía de uso del prototipo.
- Mantenimiento técnico del prototipo.

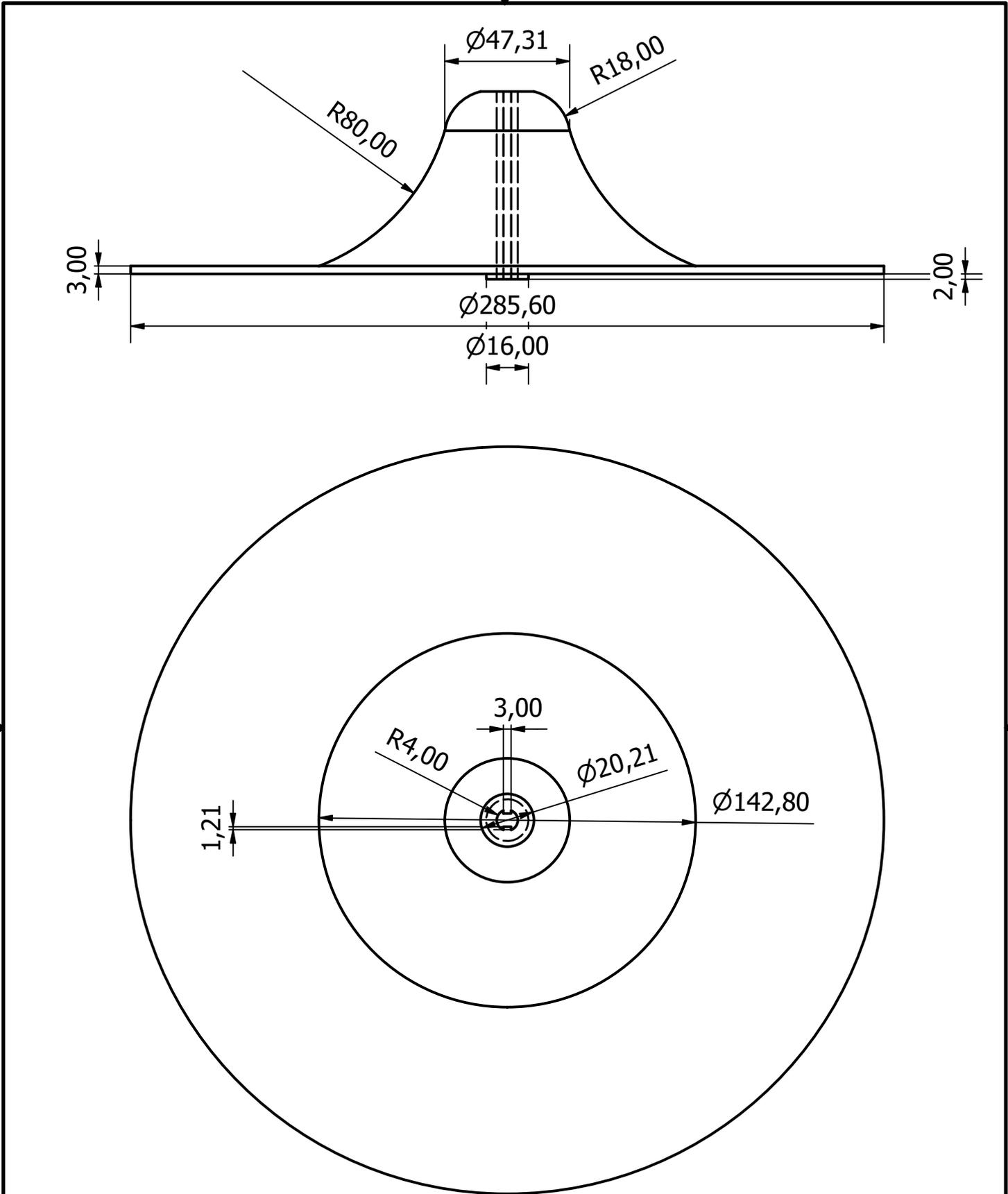
Por último, se presentan diferentes especificaciones e información que es necesario considerar relacionadas al motor, estas son:

- Ficha de revisión del carburador del motor.
- Combustible del motor.
- Poster de mantenimiento del motor.
- Información de reparación del motor.
- Ficha técnica del motor.

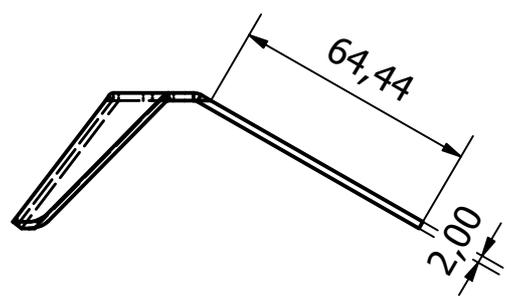
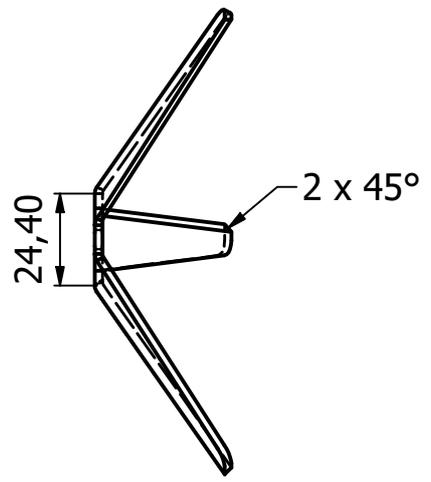
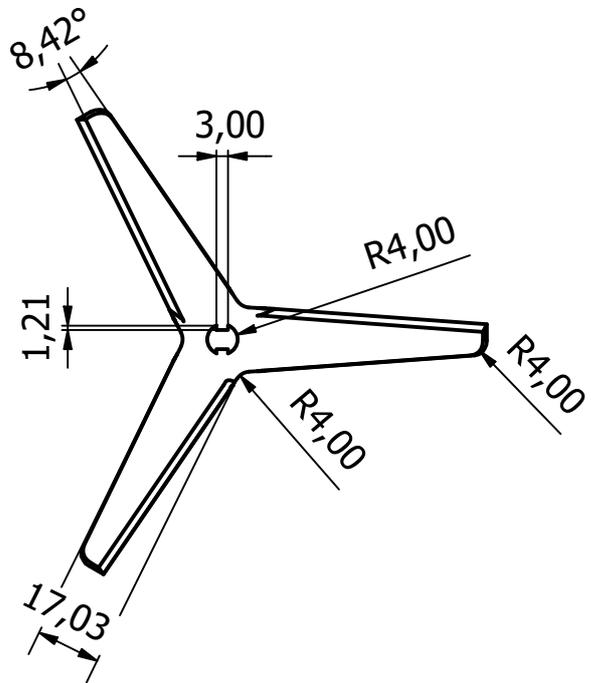


Espeor: 3mm

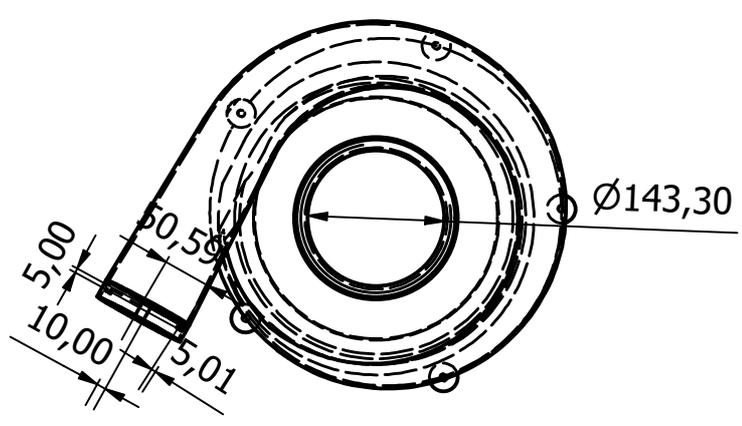
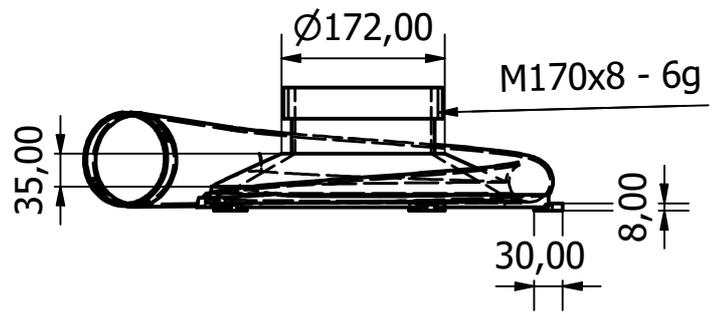
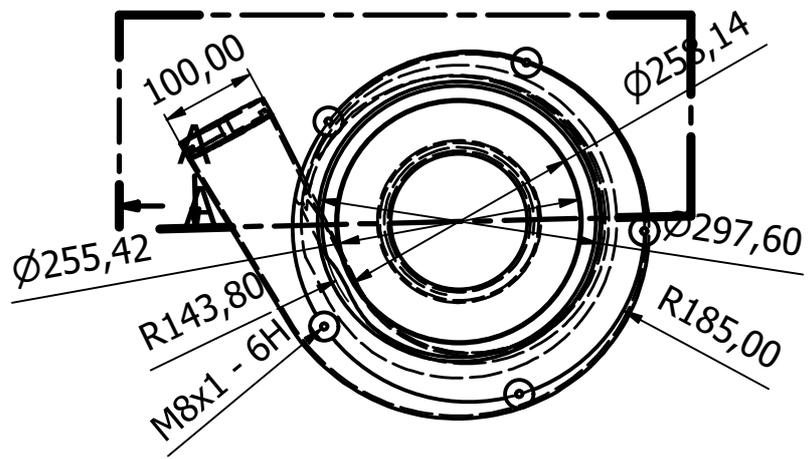
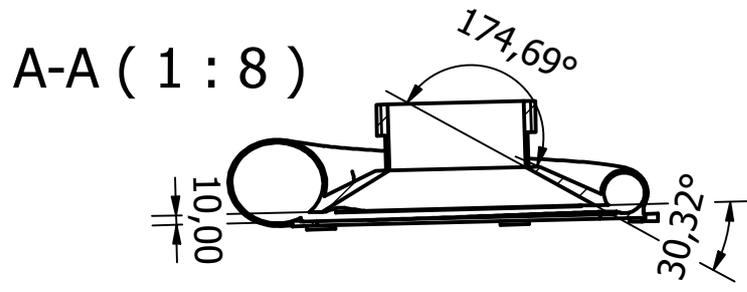
Diseño de Agustín Romano N.	Revisado por	Aprobado por Cristóbal Montalba W.	Fecha	Fecha 25/5/2022	
Universidad de Talca			Recolector y triturador de follaje		
			Alabe del rotor	Edición 1:2	Hoja 1 / 1



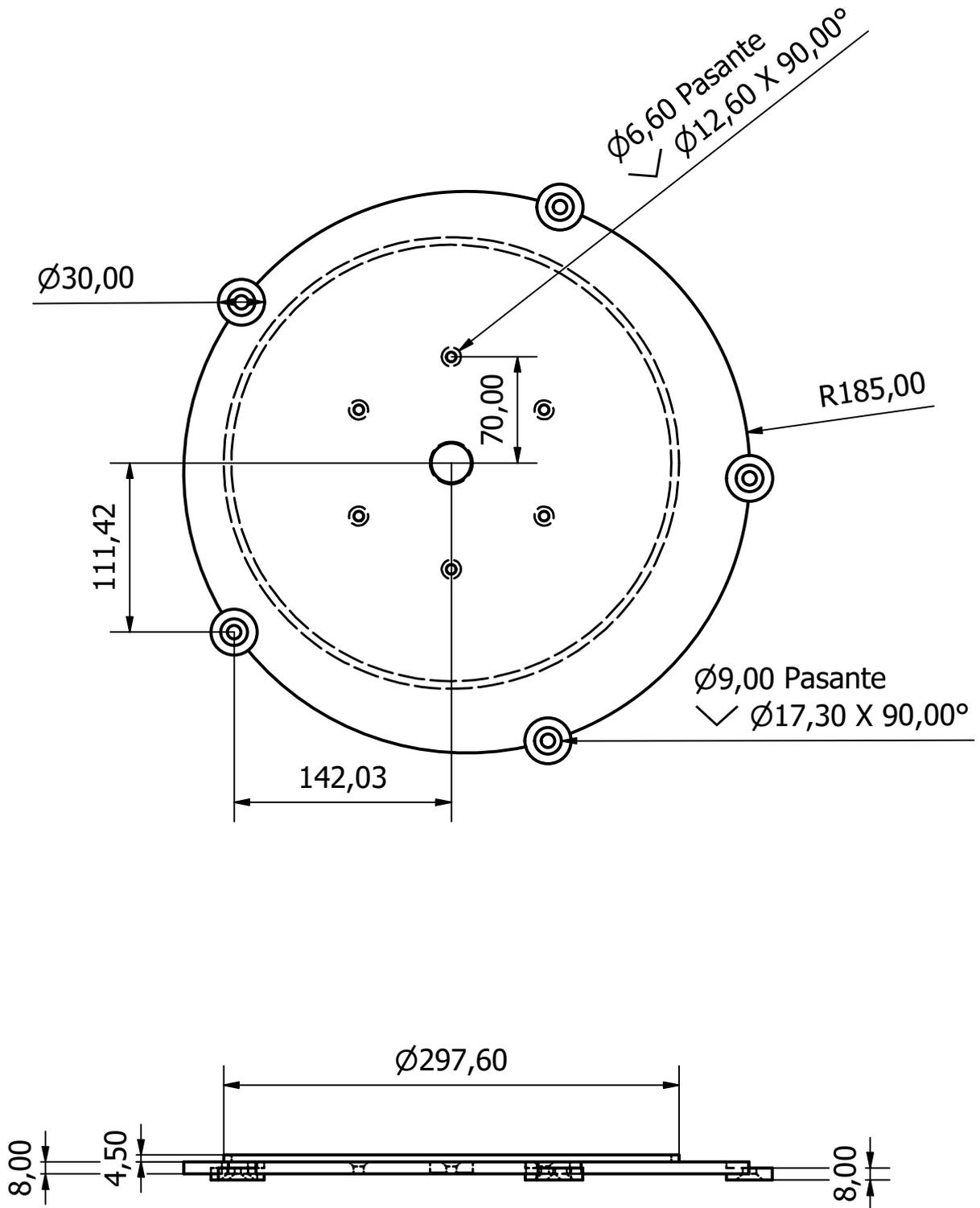
Diseño de Agustín Romano N.	Revisado por	Aprobado por Cristóbal Montalba W.	Fecha	Fecha 25/5/2022	
Universidad de Talca			Recolector y triturador de follaje		
			Base del rotor	Edición 1:2	Hoja 1 / 1



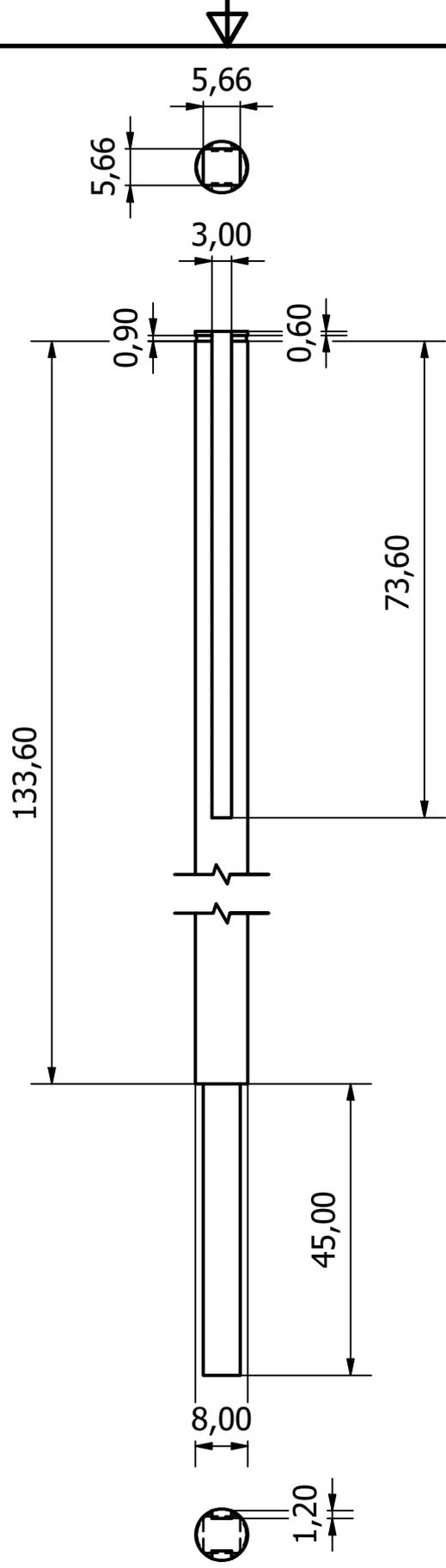
Diseño de Agustín Romano N.	Revisado por	Aprobado por Cristóbal Montalba W.	Fecha	Fecha 25/5/2022	
Universidad de Talca			Recolector y triturador de follaje		
			Cuchilla de corte	Edición 1:2	Hoja 1 / 1



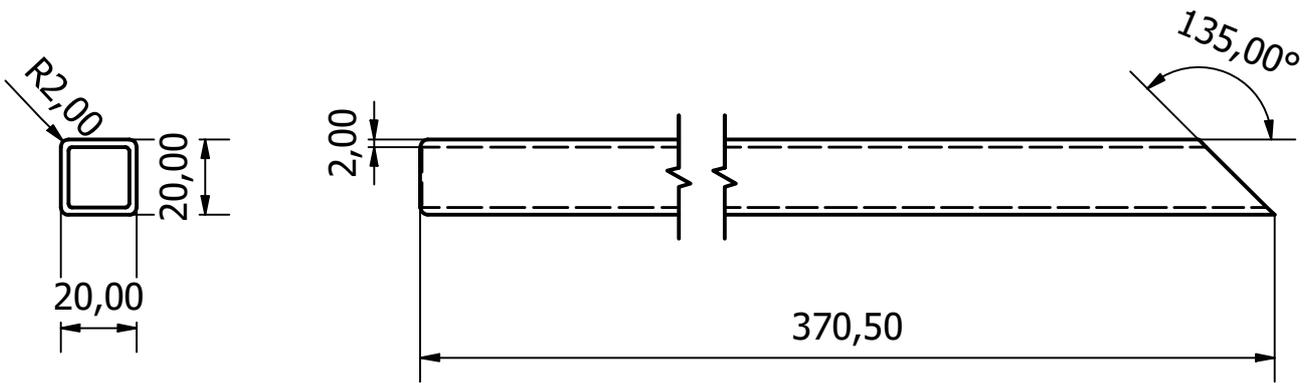
Diseño de Agustín Romano N.	Revisado por	Aprobado por Cristóbal Montalba W.	Fecha	Fecha 25/5/2022	
Universidad de Talca			Recolector y triturador de follaje		
			Carcasa del rotor	Edición 1:8	Hoja 1 / 1



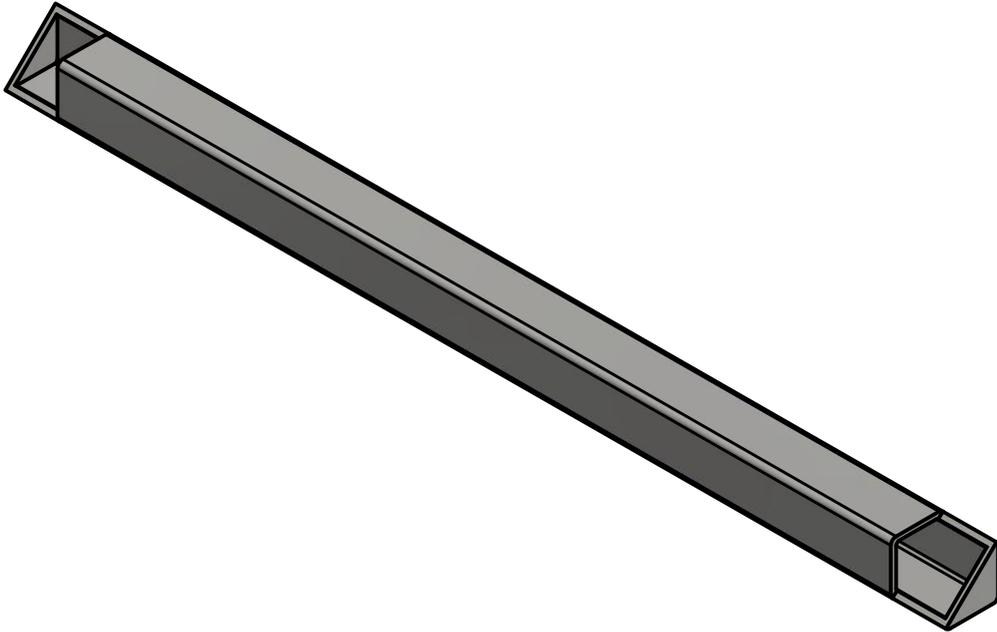
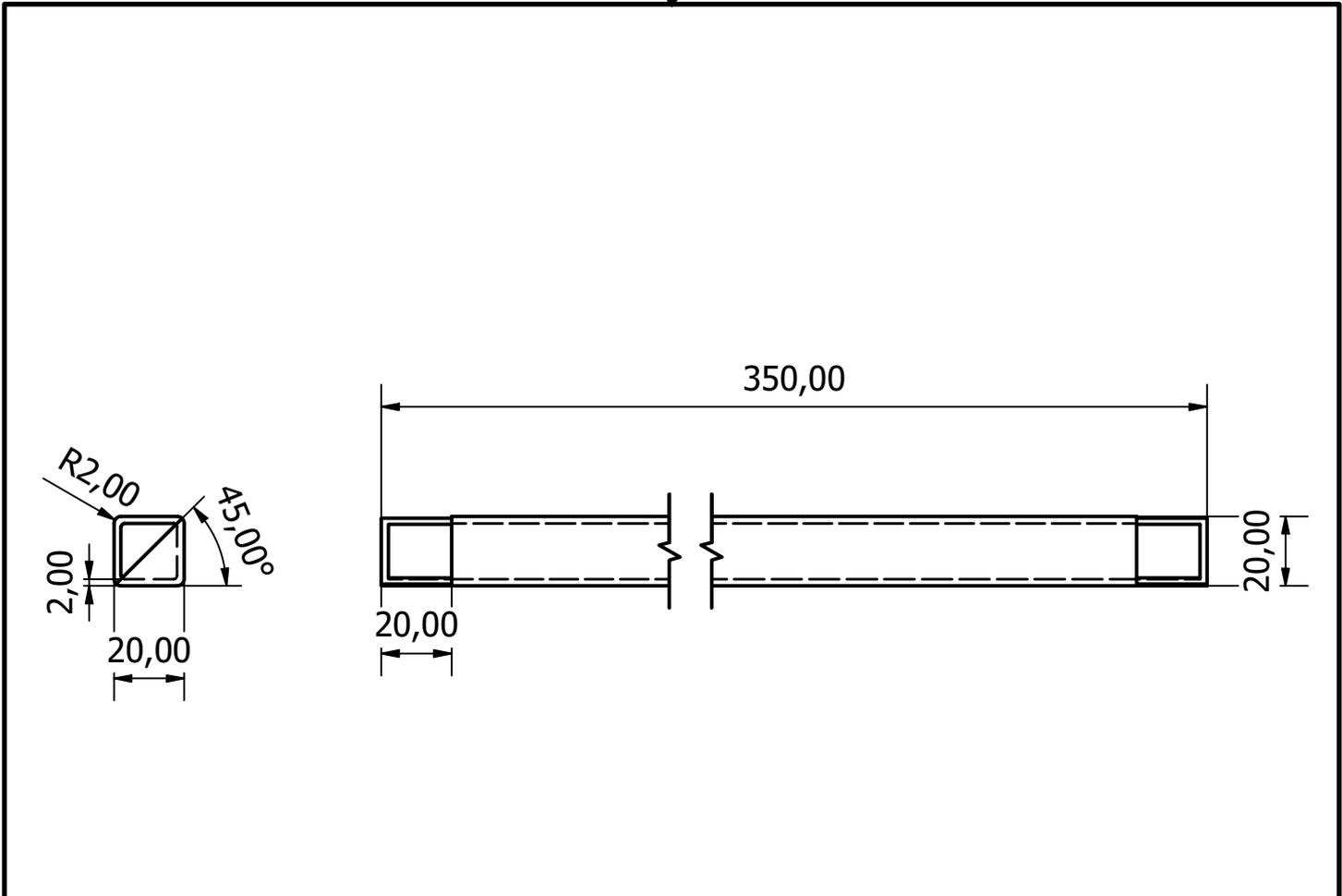
Diseño de Agustín Romano N.	Revisado por	Aprobado por Cristóbal Montalba W.	Fecha	Fecha 25/5/2022	
Universidad de Talca			Recolector y triturador de follaje		
			Tapa de la carcasa	Edición 1:4	Hoja 1 / 1



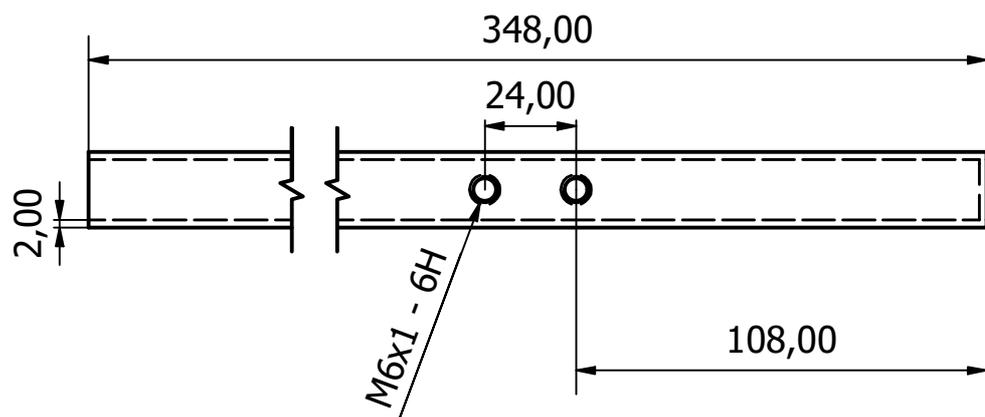
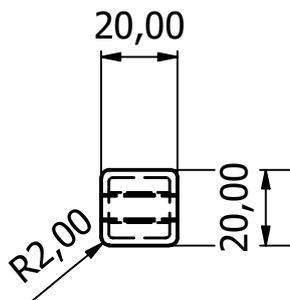
Diseño de Agustín Romano N.	Revisado por	Aprobado por Cristóbal Montalba W.	Fecha	Fecha 25/5/2022	
Universidad de Talca			Recolector y triturador de follaje		
			Eje de transmisión	Edición 1:1	Hoja 1 / 1



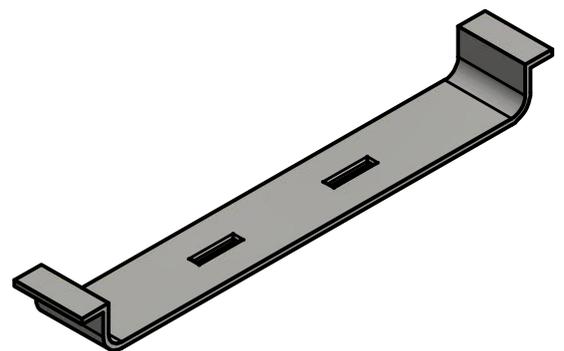
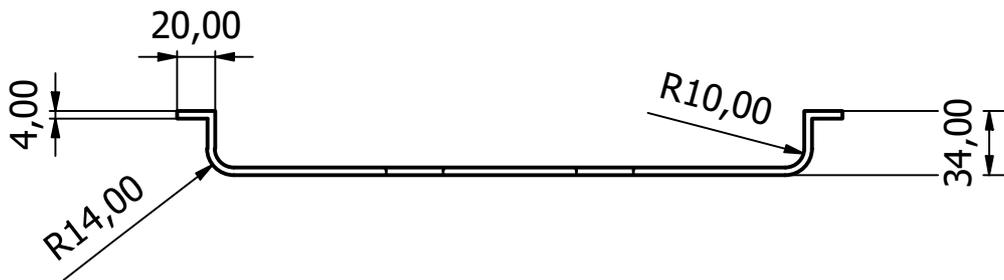
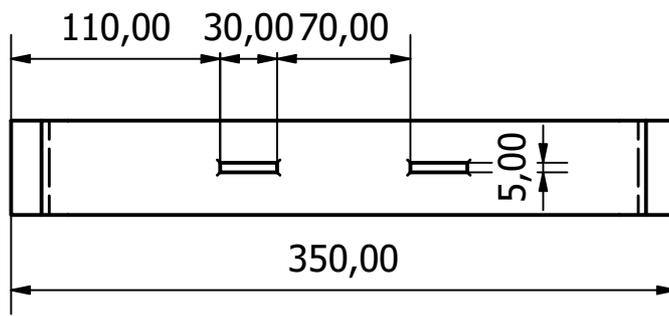
Diseño de Agustín Romano N.	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha 25/5/2022	
Universidad de Talca			Recolector y triturador de follaje		
			Base vertical	Edición 1:2	Hoja 1 / 1



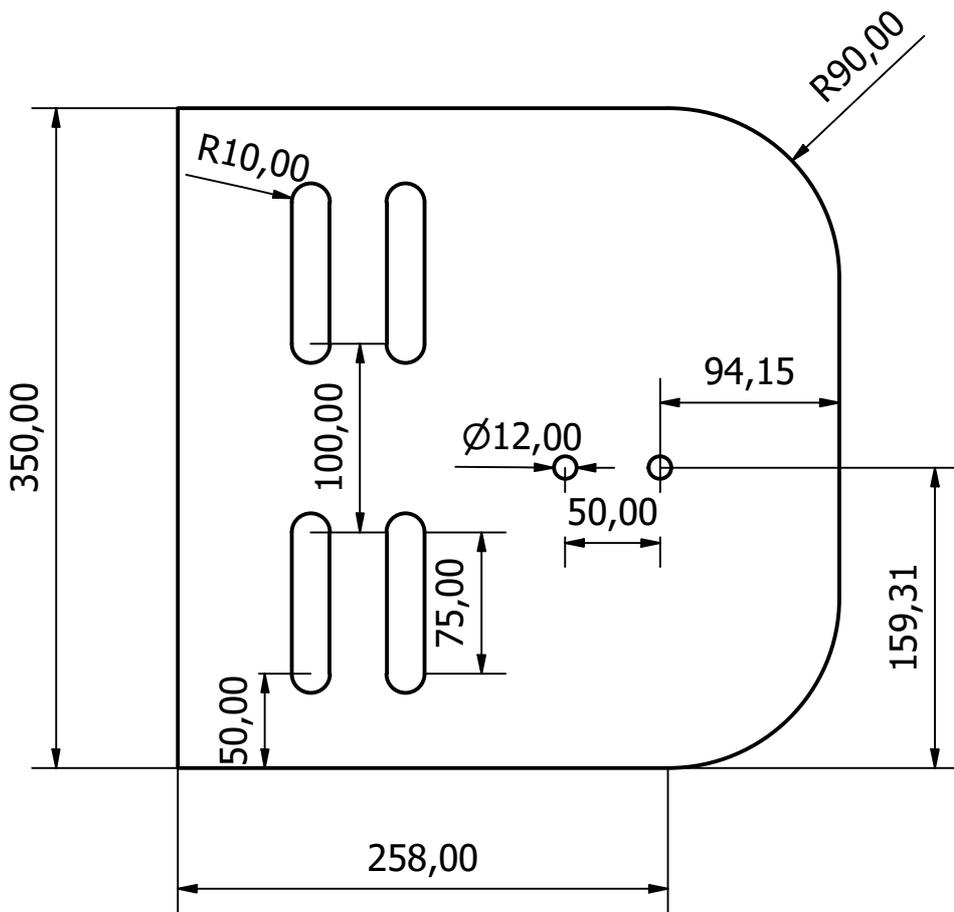
Diseño de Agustín Romano N.	Revisado por	Aprobado por Cristóbal Montalba W.	Fecha	Fecha 25/5/2022	
Universidad de Talca			Recolector y triturador de follaje		
			Base horizontal	Edición 1:2	Hoja 1 / 1



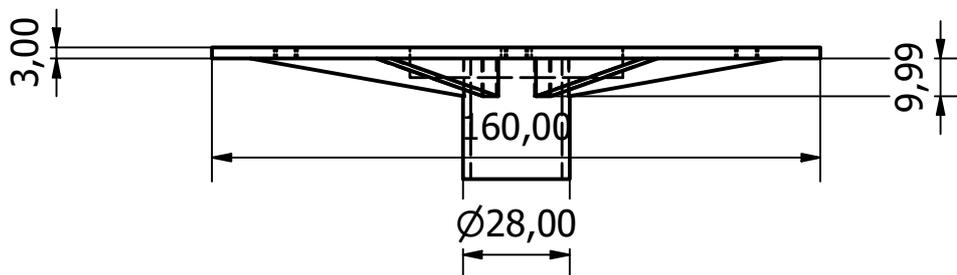
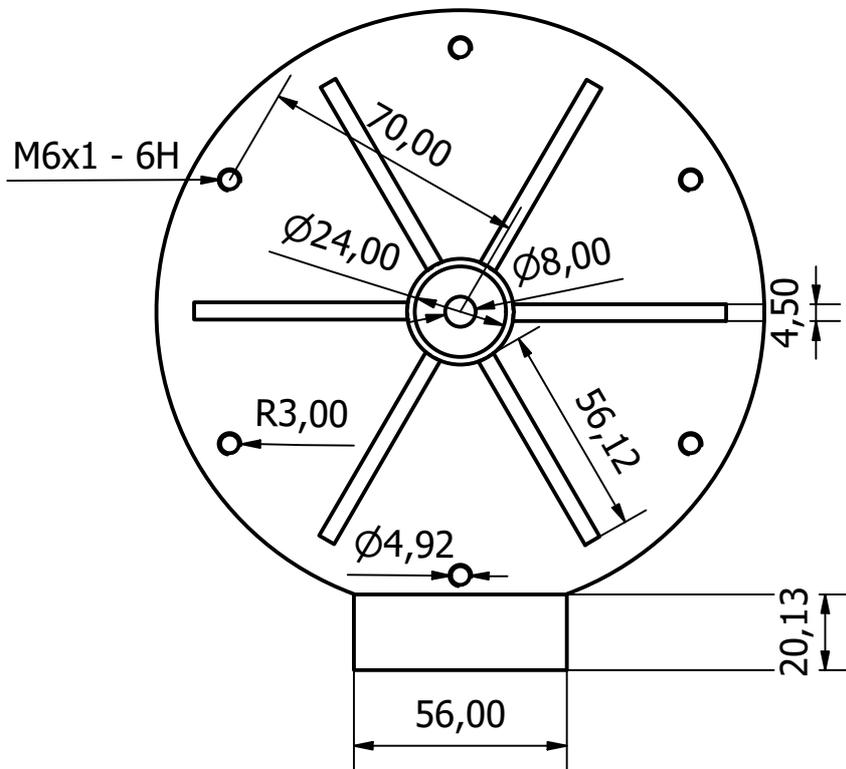
Diseño de Agustín Romano N.	Revisado por	Aprobado por Cristóbal Montalba W.	Fecha	Fecha 25/5/2022	
Universidad de Talca			Recolector y triturador de follaje		
			Base inferior	Edición 1:2	Hoja 1 / 1



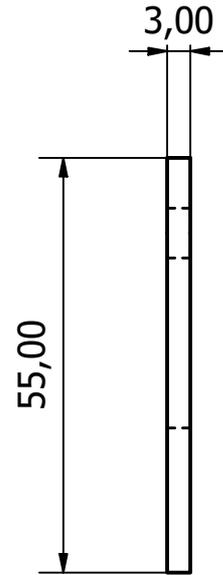
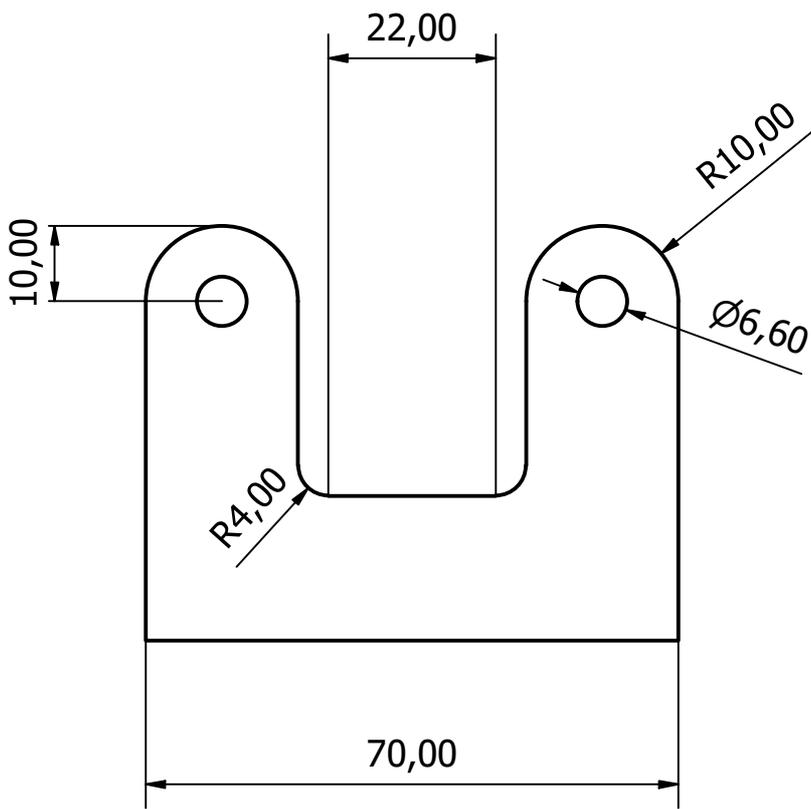
Diseño de Agustín Romano N.	Revisado por	Aprobado por Cristóbal Montalba W.	Fecha	Fecha 25/5/2022	
Universidad de Talca			Recolector y triturador de follaje		
			Travesaño de la base	Edición 1:4	Hoja 1 / 1



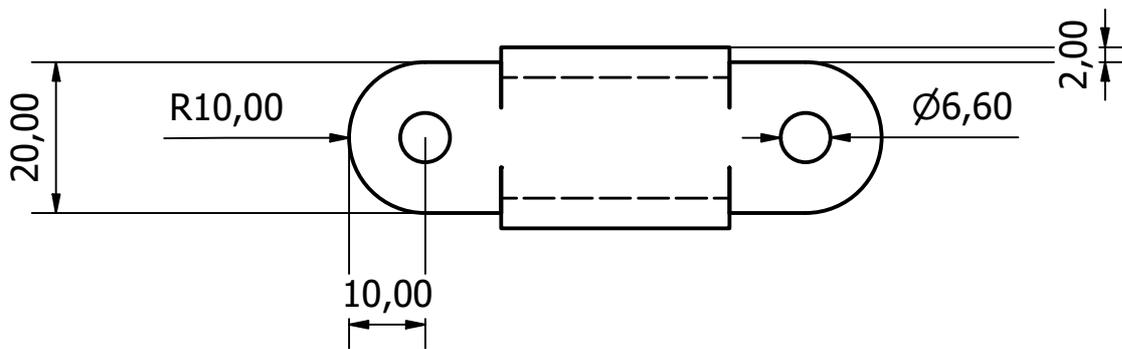
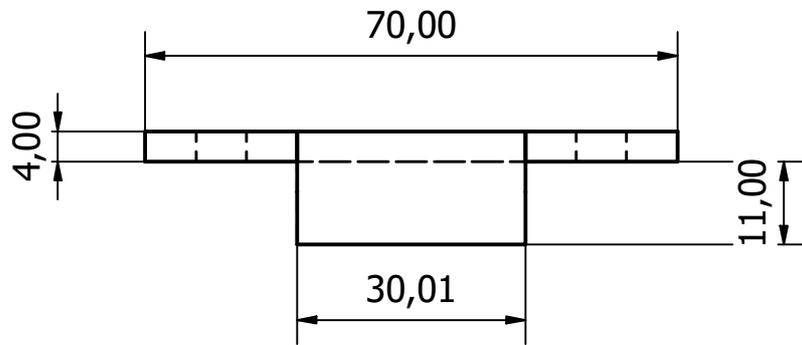
Diseño de Agustín Romano N.	Revisado por	Aprobado por Cristóbal Montalba W.	Fecha	Fecha 25/5/2022	
Universidad de Talca			Recolector y triturador de follaje		
			Base del motor	Edición 1:4	Hoja 1 / 1



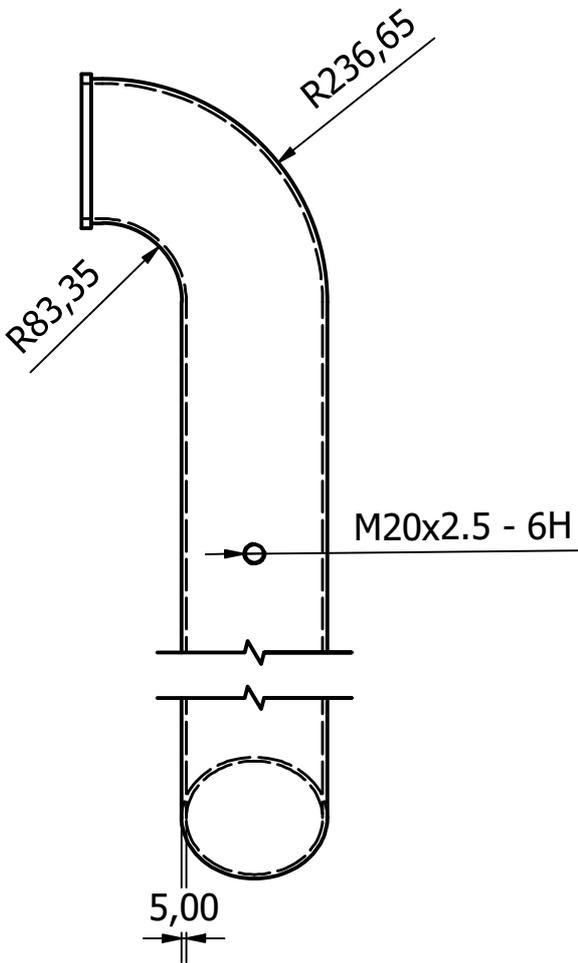
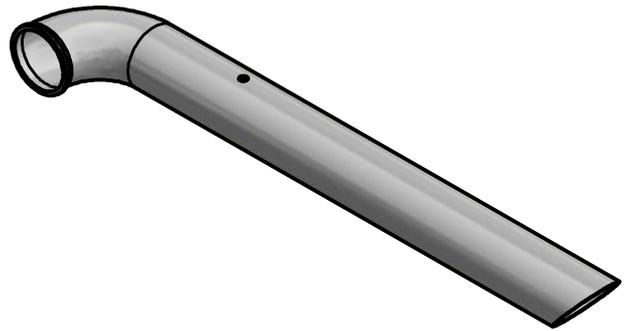
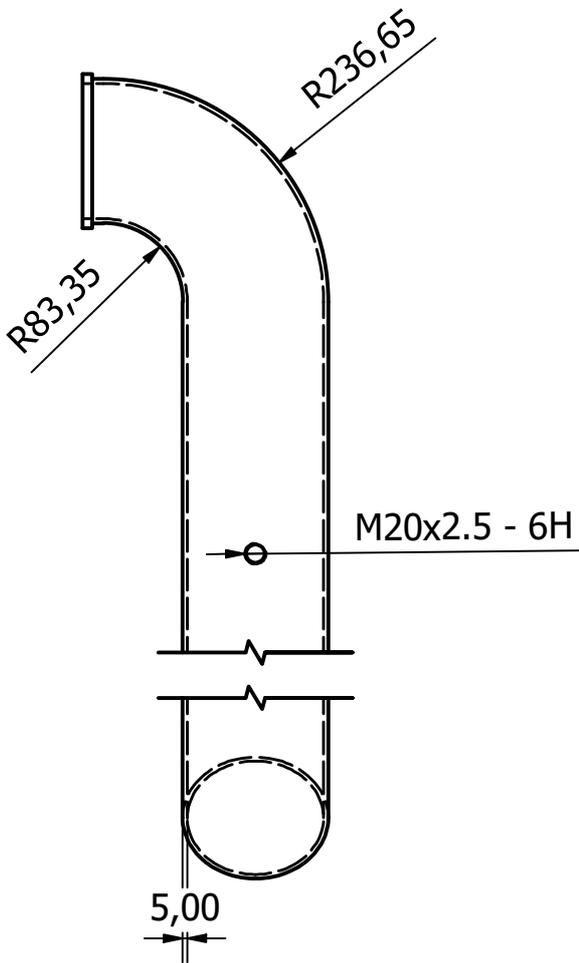
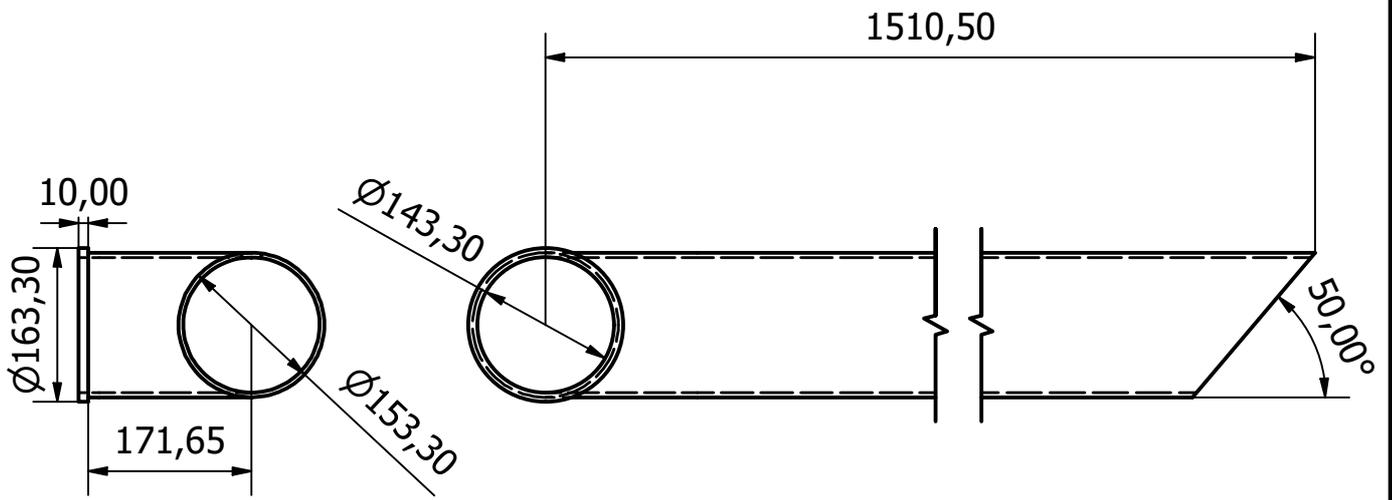
Diseño de Agustín Romano N.	Revisado por	Aprobado por Cristóbal Montalba W.	Fecha	Fecha 25/5/2022	
Universidad de Talca			Recolector y triturador de follaje		
			Base de fijación del rotor	Edición 1:2	Hoja 1 / 1



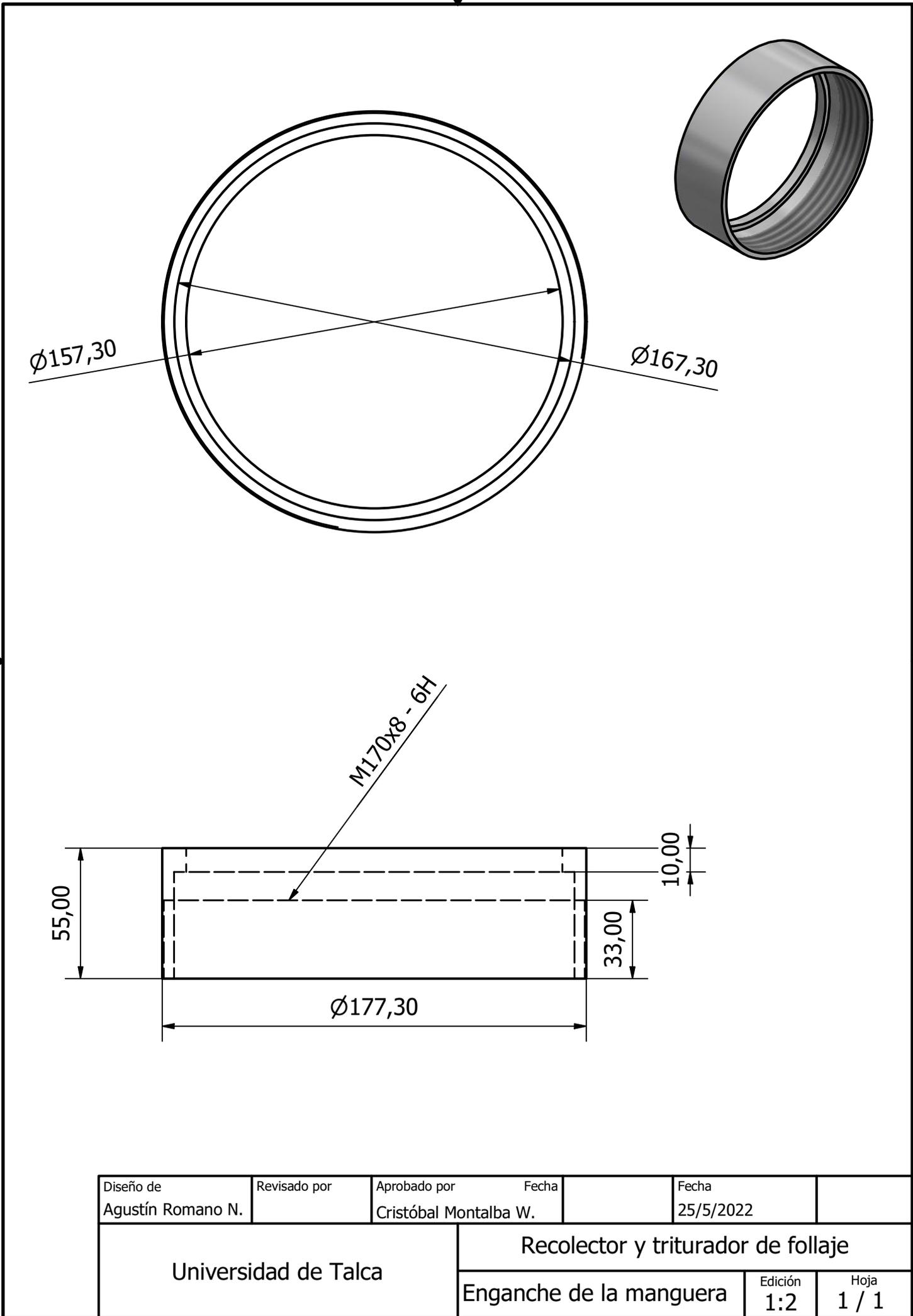
Diseño de Agustín Romano N.	Revisado por	Aprobado por Cristóbal Montalba W.	Fecha	Fecha 25/5/2022	
Universidad de Talca			Recolector y triturador de follaje		
			Base derecha del motor	Edición 1:1	Hoja 1 / 1



Diseño de Agustín Romano N.	Revisado por	Aprobado por Cristóbal Montalba W.	Fecha	Fecha 25/5/2022	
Universidad de Talca			Recolector y triturador de follaje		
			Base izquierda del motor	Edición 1:1	Hoja 1 / 1

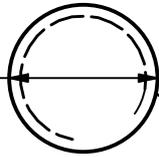


Diseño de Agustín Romano N.	Revisado por	Aprobado por Cristóbal Montalba W.	Fecha	Fecha 25/5/2022	
Universidad de Talca			Recolector y triturador de follaje		
			Manguera de succión	Edición 1:8	Hoja 1 / 1

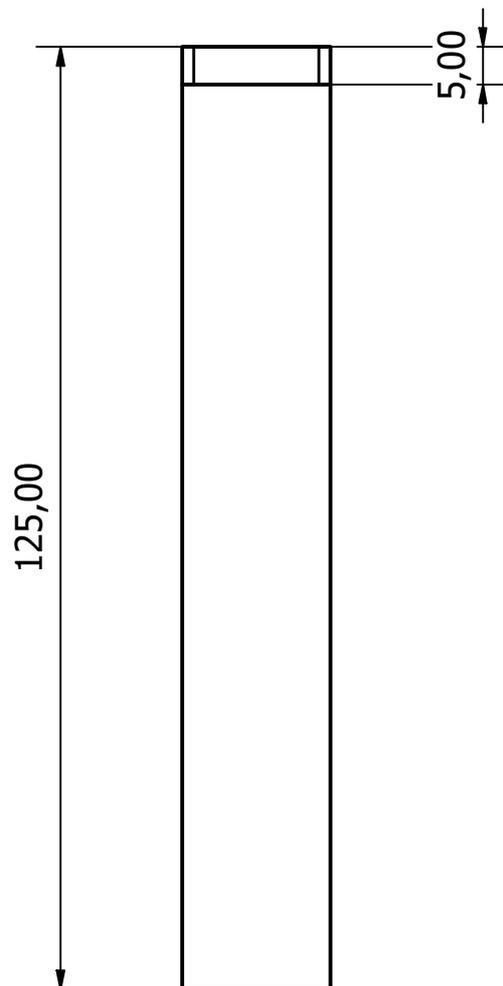


Diseño de Agustín Romano N.	Revisado por	Aprobado por Cristóbal Montalba W.	Fecha	Fecha 25/5/2022	
Universidad de Talca			Recolector y triturador de follaje		
			Enganche de la manguera	Edición 1:2	Hoja 1 / 1

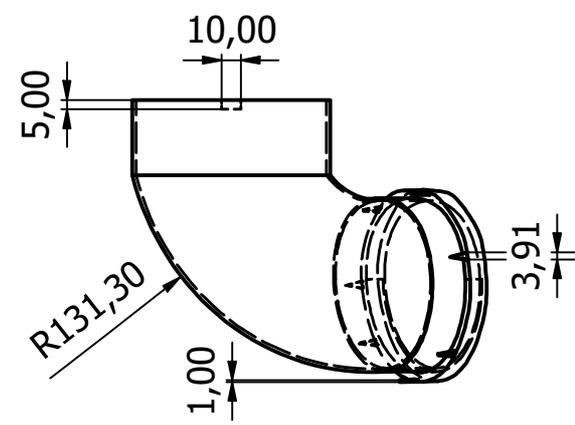
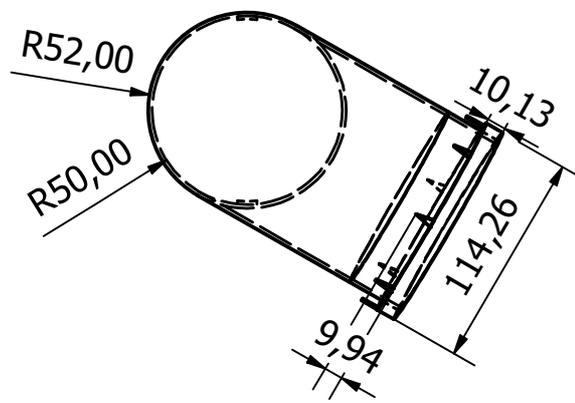
Ø19,50



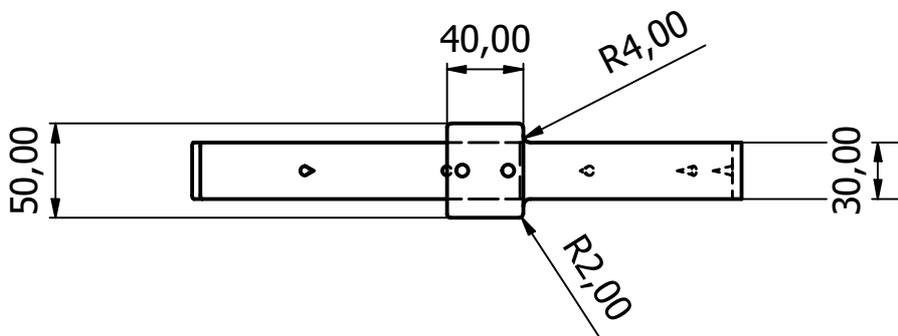
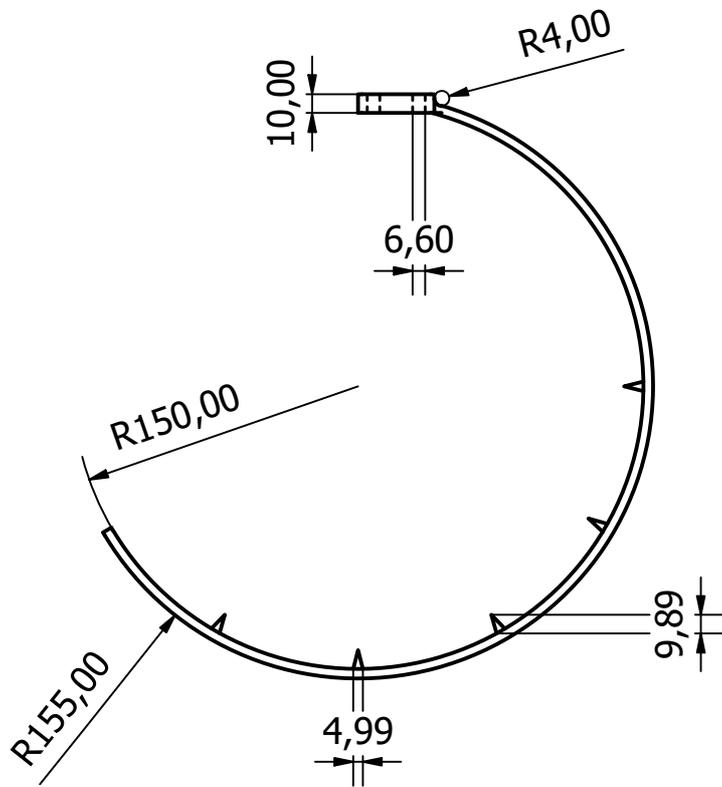
M20x2.5 - 6g



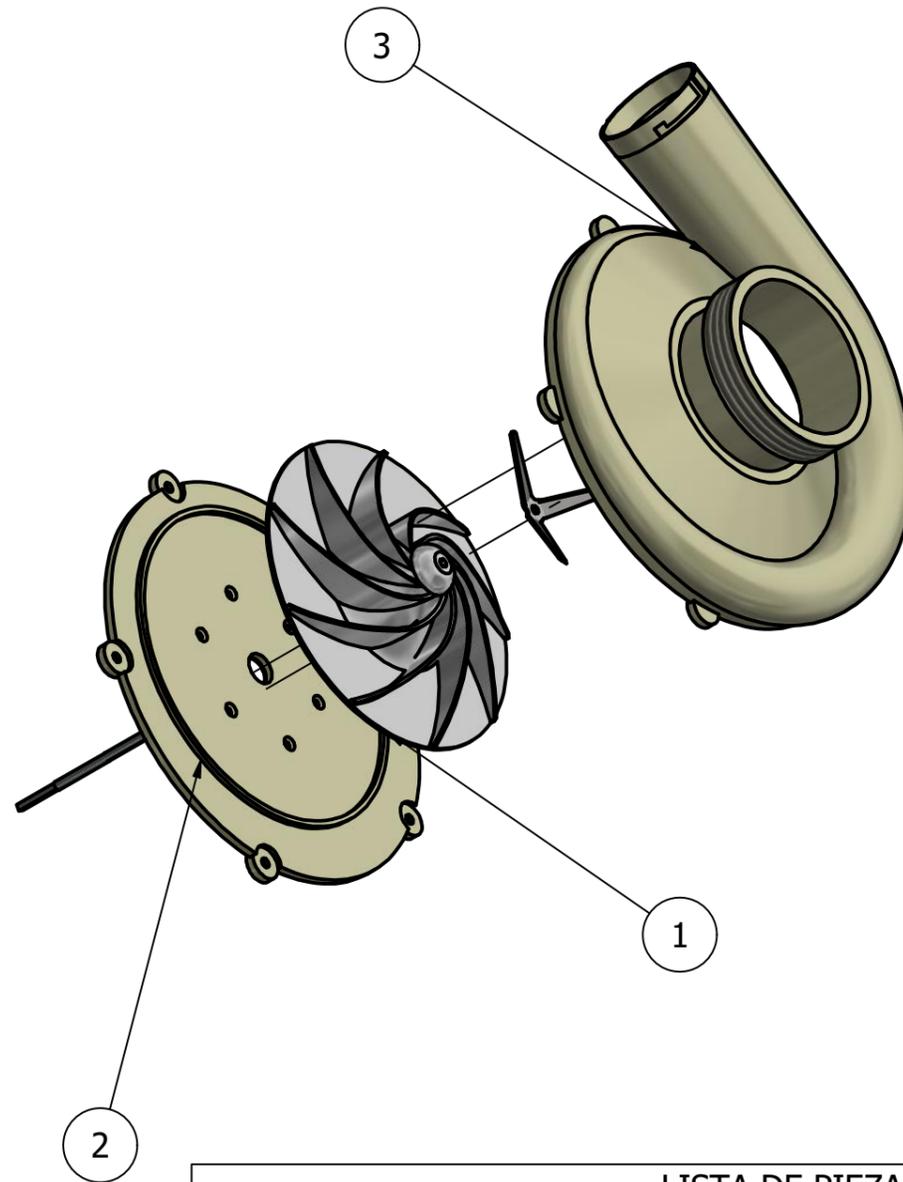
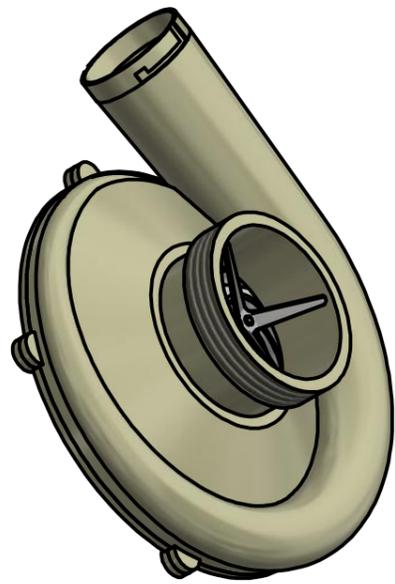
Diseño de Agustín Romano N.	Revisado por	Aprobado por Cristóbal Montalba W.	Fecha	Fecha 25/5/2022	
Universidad de Talca			Recolector y triturador de follaje		
			Soporte del control	Edición 1:1	Hoja 1 / 1



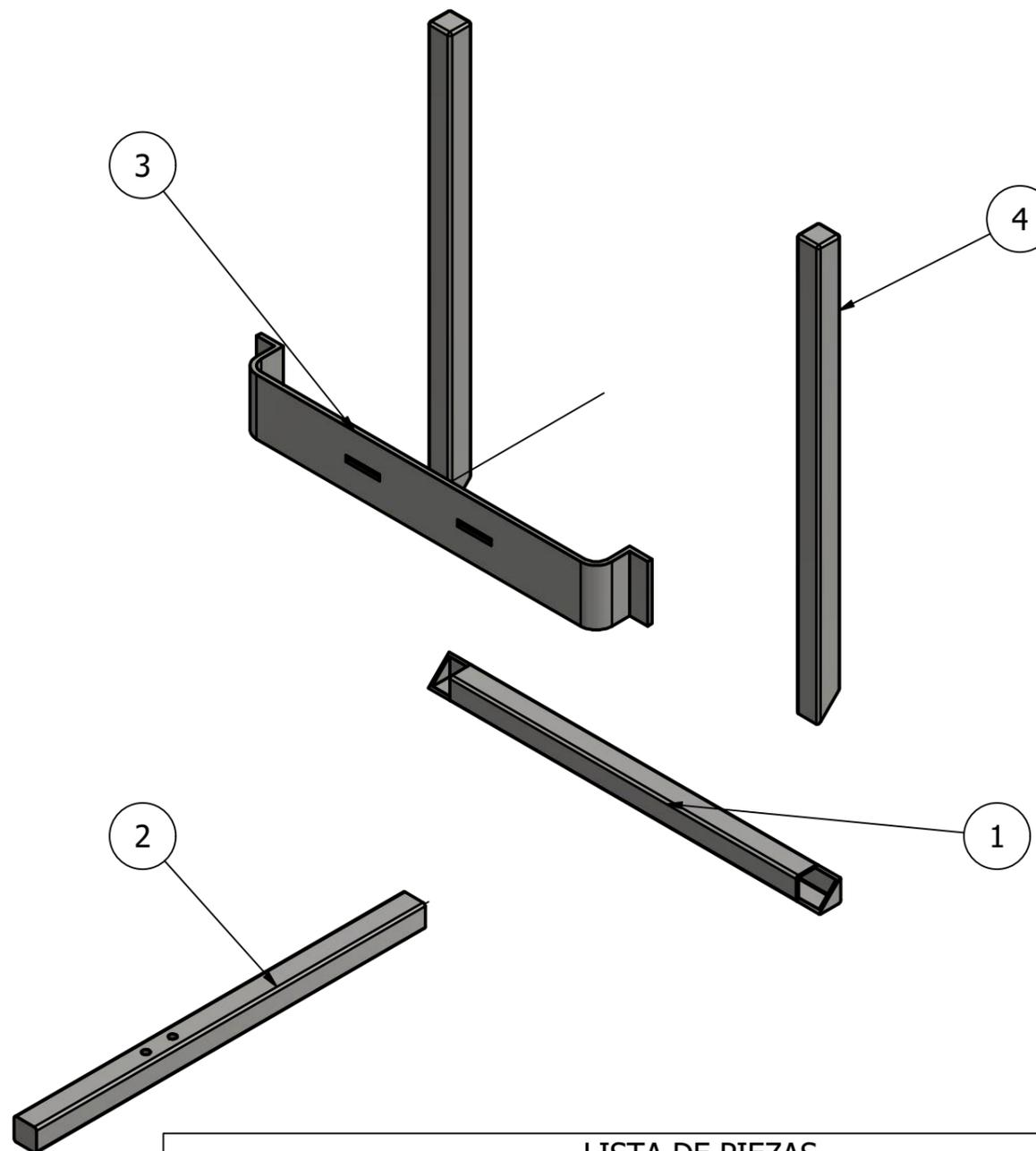
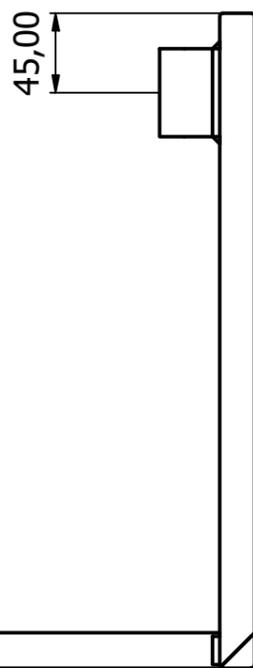
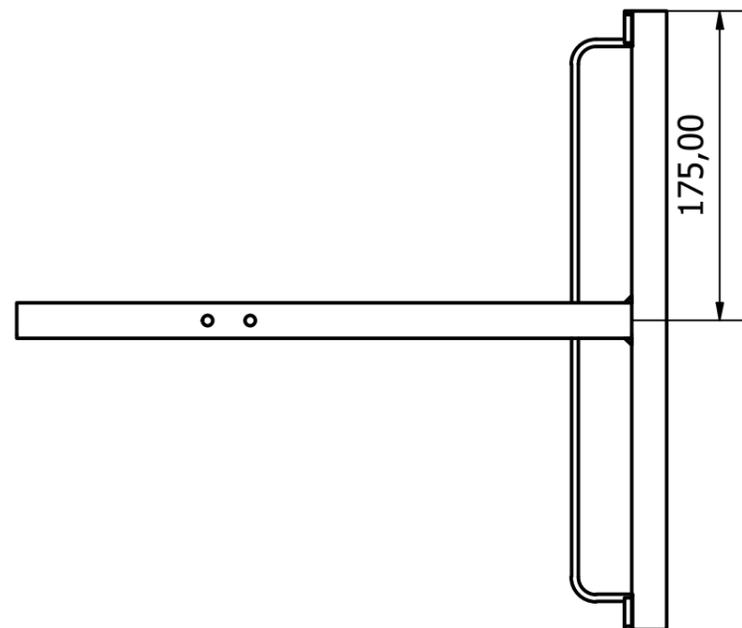
Diseño de Agustín Romano N.	Revisado por	Aprobado por Cristóbal Montalba W.	Fecha	Fecha 25/5/2022	
Universidad de Talca			Recolector y triturador de follaje		
			Enganche del contenedor	Edición 1:4	Hoja 1 / 1



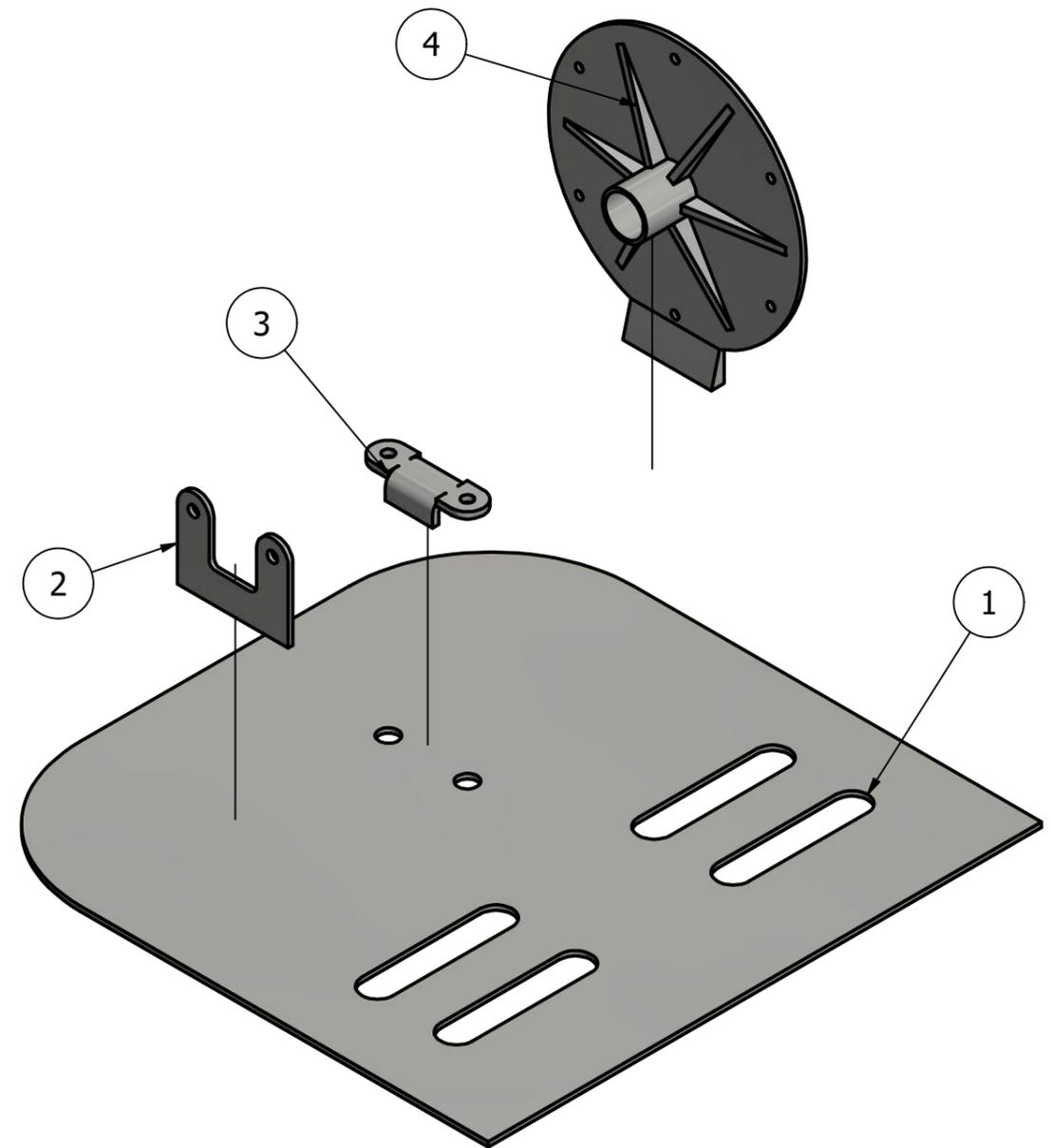
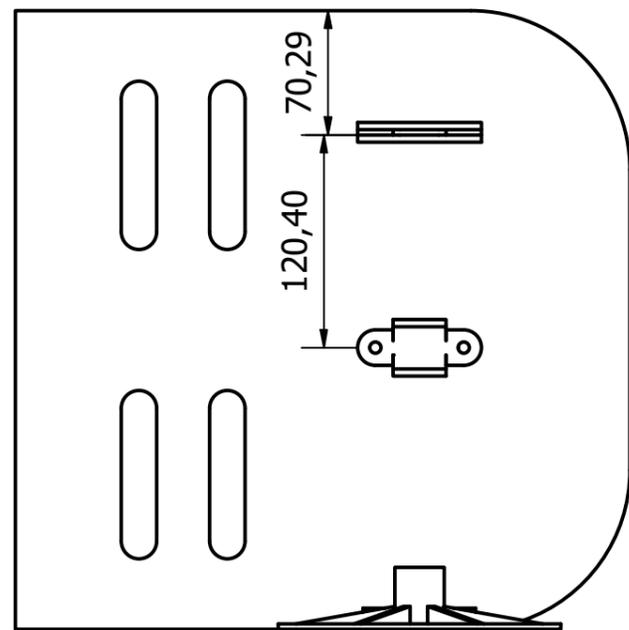
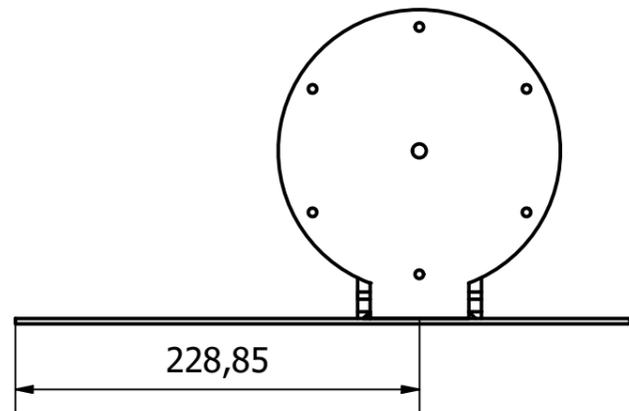
Diseño de Agustín Romano N.	Revisado por	Aprobado por Cristóbal Montalba W.	Fecha	Fecha 25/5/2022	
Universidad de Talca			Recolector y triturador de follaje		
			Argolla del contenedor	Edición 1:4	Hoja 1 / 1



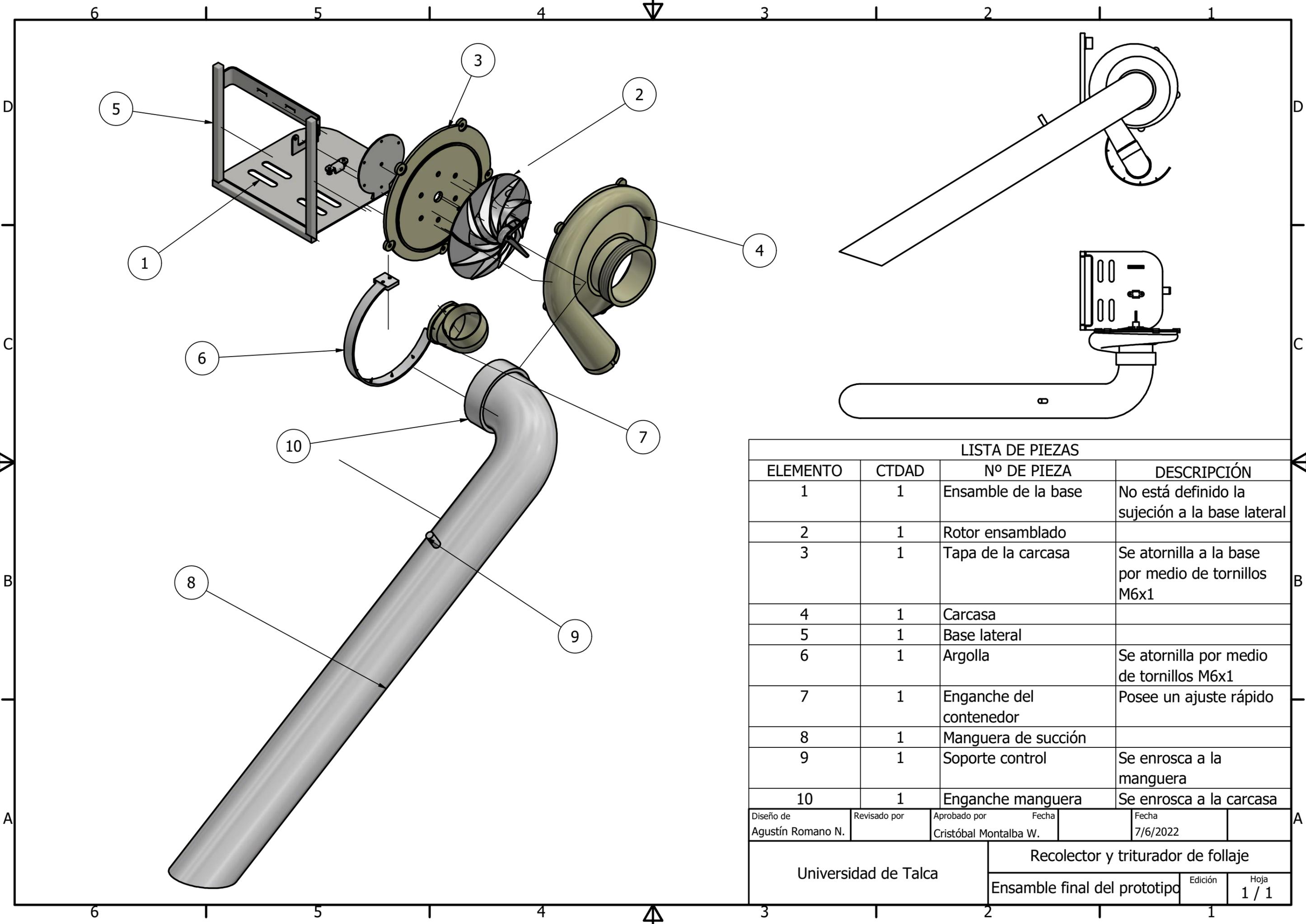
LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Rotor ensamblado	Incluye cuchilla y eje, estos se fijan con un anillo seeger 8.
2	1	Tapa de la carcasa	Se fija con tornillos avellanados M8x1. Se coloca un rodamiento de d=8 con el eje.
3	1	Carcasa	
Diseño de Agustín Romano N.		Revisado por	Aprobado por Cristóbal Montalba W.
		Fecha	Fecha 8/6/2022
Universidad de Talca		Recolector y triturador de follaje	
		Edición	Hoja 1 / 1
		Ensamble rotor y carcasa	



LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Base horizontal	No se define el método de sujeción
2	1	Base inferior	No se define el método de sujeción
3	1	Travesaño de la base	No se define el método de sujeción
4	2	Base vertical	No se define el método de sujeción
Diseño de Agustín Romano N.		Revisado por	Aprobado por Cristóbal Montalba W.
		Fecha	Fecha 7/6/2022
Universidad de Talca		Recolector y triturador de follaje	
		Base lateral	Edición Hoja 1 / 1



LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Base general	
2	1	Base derecha del motor	La fijación a la base general no está definida.
3	1	Base izquierda motor	La fijación a la base general no está definida.
4	1	base_rotor	La fijación a la base general no está definida.
Diseño de Agustín Romano		Revisado por	Aprobado por Cristóbal Montalba W.
		Fecha	Fecha 7/6/2022
Universidad de Talca		Recolector y triturador de follaje	
		Ensamble base principal	Edición Hoja 1 / 1



LISTA DE PIEZAS

ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Ensamble de la base	No está definido la sujeción a la base lateral
2	1	Rotor ensamblado	
3	1	Tapa de la carcasa	Se atornilla a la base por medio de tornillos M6x1
4	1	Carcasa	
5	1	Base lateral	
6	1	Argolla	Se atornilla por medio de tornillos M6x1
7	1	Enganche del contenedor	Posee un ajuste rápido
8	1	Manguera de succión	
9	1	Soporte control	Se enrosca a la manguera
10	1	Enganche manguera	Se enrosca a la carcasa

Diseño de Agustín Romano N.	Revisado por	Aprobado por Cristóbal Montalba W.	Fecha	Fecha 7/6/2022
--------------------------------	--------------	---------------------------------------	-------	-------------------

Universidad de Talca	Recolector y triturador de follaje		
	Ensamble final del prototipo	Edición	Hoja 1 / 1

PROTOTIPO RECOLECTOR Y TRITURADOR DE FOLLAJE DESPRENDIDO

Motorizado por Honda

Especificaciones técnicas

El diseño del prototipo se lo puede entender con el siguiente diagrama:



Donde:

u(t): Entrada que activa el motor.

T(t): Torque generado por el motor.

P(t): El follaje en su estado antes de ser procesado.

z(t): El follaje después de pasar por el proceso de triturado.

y(t): El producto resultando después de todo el proceso.

El prototipo se divide en 3 sistemas:

Sistema de propulsión.

Sistema de succión y triturado.

Contenedor de almacenamiento.

El sistema de propulsión está formado por:

Motor.

Embrague.

Eje.

El sistema de succión y triturado está formado por:

Rotor de succión y triturado.

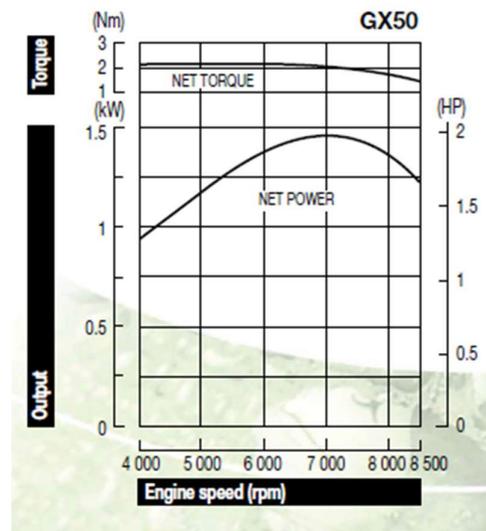
Cápsula del rotor.

Manguera de succión.

Para el sistema de propulsión se realiza un proceso de selección de motor por el cual se concluye que el idóneo para el prototipo es el Honda GX50, del cual se tiene las siguientes especificaciones:

Motor	Honda GX50
Potencia	2 HP / 7000 rpm
Cilindraje	47.9 cm ³
Torque	2.2 Nm / 5000 rpm
Lubricación	Resalpique
Arranque	Manual
Capacidad del tanque	0.63 Litros
Peso	4.13 kg

La curva de potencia y de torque de dicho motor se observa en la siguiente figura:



En base a las especificaciones del motor, se realiza el diseño del resto de componentes dando como resultado las siguientes características de funcionamiento teórico del prototipo:

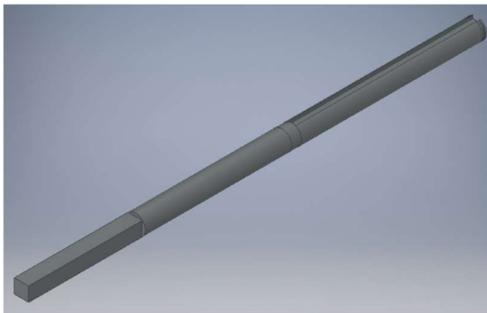
Velocidad de aire	286.35 km/h
Caudal de aire	790.21 m^3/h
Capacidad de almacenamiento	150-1500 m^2
Fuerza de succión	15 N
Peso total	20 kg

El prototipo requiere el diseño de los siguientes componentes:

- Eje.
- Rotor de succión y triturado.
- Carcasa del rotor.
- Manguera de succión.
- Contenedor de almacenamiento.
- Estructura principal.

El diseño de cada componente del prototipo se lo traslada a un modelo 3D para obtener las diferentes piezas que deben ser manufacturadas.

En la siguiente figura se observa el eje de transmisión manufacturado.



El rotor de succión y triturado requiere del diseño de 3 piezas diferentes:

- Base del rotor.

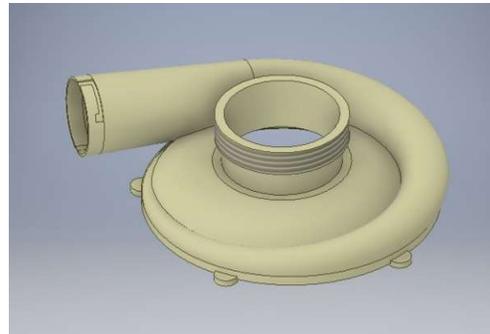
Alabes.

Cuchilla de triturado.

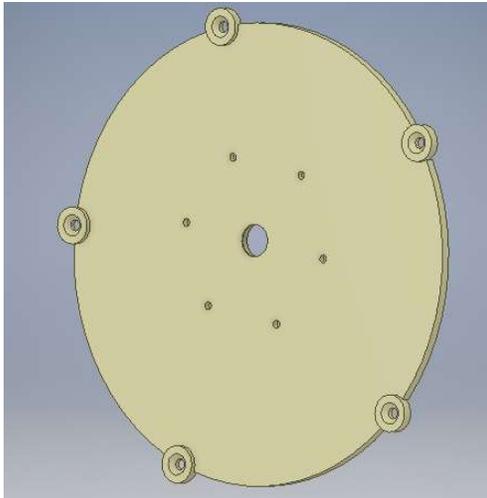
Se observa el rotor de succión y triturado ensamblado en conjunto con la cuchilla de triturado y con el eje de transmisión.



La geometría correspondiente a la carcasa del rotor se observa en la siguiente figura.



Su tapa posee la siguiente geometría.



Una vez ensamblado el rotor y la carcasa, su geometría queda de la siguiente forma.



La manguera de succión se divide en 3 piezas:

Manguera.

Enganche de la manguera.

Agarre del control.

El ensamble de estas piezas se observa en la siguiente figura:



En el caso del contenedor de almacenamiento, se diseñan 2 piezas:

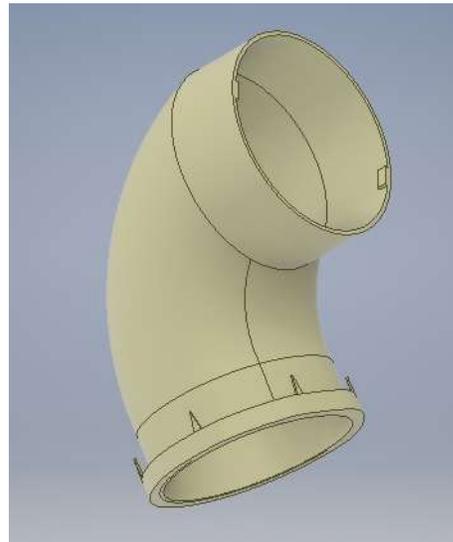
Argolla.

Enganche del contenedor.

La geometría de la argolla se observa a continuación:



El modelo 3D correspondiente al enganche del contenedor es el siguiente:



El contenedor de almacenamiento se lo diseñó con la capacidad de ser compatible a diferentes bolsas de almacenamiento de las siguientes características:

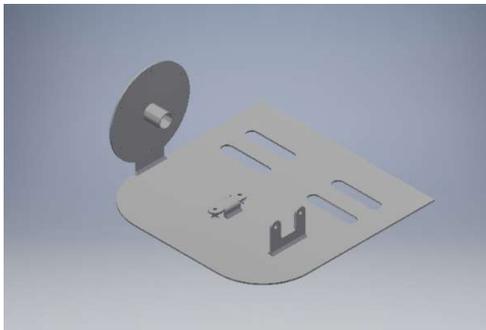
Proveedor	Productos	Datos de contacto
Yute natural	Sacos de yute de: - 15x10 - 19x14 - 30x20 - 40x30	Web: https://yute.cl/saquitos -naturales Dirección: Renato Sánchez 3347, Las Condes Teléfono: 222352005
Ecoamigas	Bolsas de yute de: - 14x19 - 30x40 - 10x15 - 20x30	Web: https://www.ecoamigas.cl/bolsas-yute Dirección: Fray Luis de la Peña 3080, Santiago Centro Teléfono: 226833429
Fadonel	-Sacos de polipropileno.	Web: https://www.fadonel.cl/sacos-polipropileno Dirección: San Diego 279, esq Eleuterio Ramírez a pasos de Alameda. Teléfono: 227129000

Por último, se diseña la estructura principal, la cual consta de:

Base inferior.

Estructura de la base.

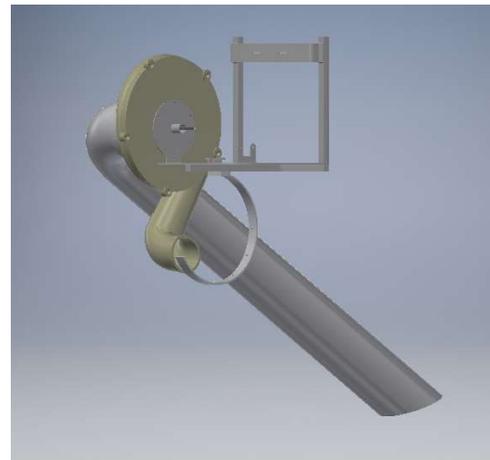
La base inferior se presenta a continuación:



El modelo 3D de la estructura de la base es el siguiente:



Una vez fabricadas las piezas se realiza su ensamble, este se aprecia a continuación:



Por medio de un proceso de simulación de esfuerzos se obtiene los rangos de las variables que facilitan la selección de materiales.

Para el rotor de succión y triturado, se establece un rango para el módulo de Young de:

$$73.1 \text{ GPa} \leq E_{\text{rotor}} \leq 200 \text{ GPa}$$

Para la densidad del rotor, se establece la densidad de su material como:

$$0 \leq \rho_{\text{rotor}} \leq 2.77 \text{ g/cm}^3$$

Tomar en cuenta que esta densidad aplica solo a la base del rotor y a los alabes.

En el caso de la estructura principal, el rango del módulo de Young es:

$$190 \text{ GPa} \quad E_{\text{piezas-estru}}$$

Para la estructura principal, se establece una densidad de:

$$0 \quad \text{piezas-estructur} \quad 7.86 \text{ g/cm}^3$$

PROTOTIPO RECOLECTOR Y TRITURADOR DE FOLLAJE DESPRENDIDO

Motorizado por Honda

Indicaciones de seguridad y de trabajo adecuado

PREVENCIÓN DE ACCIDENTES



Al utilizar una máquina a motor es necesario tomar las correctas medidas de seguridad. Tomar en cuenta las normas particulares del país o la región en que se desea utilizar el prototipo.

Los menores de edad no pueden operar el prototipo y se recomienda que los operarios posean experiencia previa.

El operario es el responsable de cualquier accidente que afectan a otras personas.

Considerar normativas que limiten el trabajo prolongado con máquinas que generan ruido elevado.

No operar el prototipo si requiere mantenimiento o si posee componentes dañados.



Recordar que la benzina es altamente inflamable, no encender el motor si detecta que una fuga. Para repostar el prototipo de benzina, el

motor debe estar apagado y evitar hacerlo con el motor caliente.

Abrir lentamente el depósito de benzina, para así disminuir lentamente la presión interna y evitar que se derrame.



El motor de combustión emana gases contaminantes que pueden ser dañinos para la salud si se opera en sitios cerrados.

PREVENCIÓN DE LESIONES



No llevar corbatas, bufandas o ropa con cordones sueltos que puedan enredarse en algún elemento del prototipo y generar un accidente.



Llevar puesta ropa de trabajo, que permita la movilidad del operario, que cubra su cuerpo incluyendo extremidades.

Utilizar zapatos resistentes, con suelas antideslizantes.



Utilizar protectores oculares que cumplan con la normativa EN166.

Utilizar siempre protección auditiva, en especial si se trabaja por horas.

PREVENCIÓN DE INCENDIOS

Verificar que todas las tapas de los depósitos están correctamente cerradas, las mangueras y sus uniones están correctas y que no existen fugas de benzina o de aceite.

El acelerador debe moverse suavemente, así como el STOP del motor. El cable del control no debe tener daños.

Verificar que tanto la manguera de succión como el rotor están correctamente colocados.

PREVENCIÓN DE ELECTROCUTOS

Encender el motor lejos de la zona donde se

repostó la benzina o del contenedor donde se almacena la benzina. No arrancar el motor cerca de personas sin los elementos de seguridad. Colocar el prototipo en el suelo y adoptar una postura firme y segura para encender el motor.

D A T E E L **T A A**

El prototipo se lleva en la espalda y la manguera de succión se controla desde el mango del control.

Cuando exista la posibilidad de un accidente inminente, para el motor utilizando el STOP del control.



Nunca dirigir la manguera de succión hacia otras personas, objetos o animales.

Siempre limpiar la zona de trabajo para evitar succionar basura o piedras que puedan dañar el prototipo.

Nunca dejar el prototipo encendido sin vigilancia.

Verificar que la superficie de trabajo no se encuentra congelada o húmeda, para el peligro de resbalarse.

No fumar mientras se está utilizando el prototipo o en la misma zona.

En caso de trabajar en una zona de mucho

polvo, utilizar una mascarilla protectora.

Después de trabajar, evitar colocar el prototipo sobre elementos que pueden ser inflamables.

Trabajar solo caminando hacia adelante y de forma lenta y controlada.

Retirarse el prototipo de la espalda únicamente cuando el motor se haya detenido completamente.

TEC CA DE **T A A**

Utilizar rastrillos y escobas para agrupar las hojas para que la utilización del prototipo sea más eficiente.

Limpiar la zona de trabajo de basura y colocarlas en un basurero.

Operar el prototipo en un horario que no afecte a las personas que vivan o transiten por la misma zona.

Utilizar solo para potencia suficiente para el trabajo que se esté realizando, disminuyendo el consumo y el ruido.

MA TE M E T

Seguir periódicamente el cronograma estipulado en la guía de mantenimiento, únicamente las que pueda realizar el usuario, las demás encargar a un especialista.

Utilizar repuestos de calidad que sean

compatibles con el prototipo.

Para cualquier proceso de mantenimiento o de reparación es necesario que el motor esté apagado.

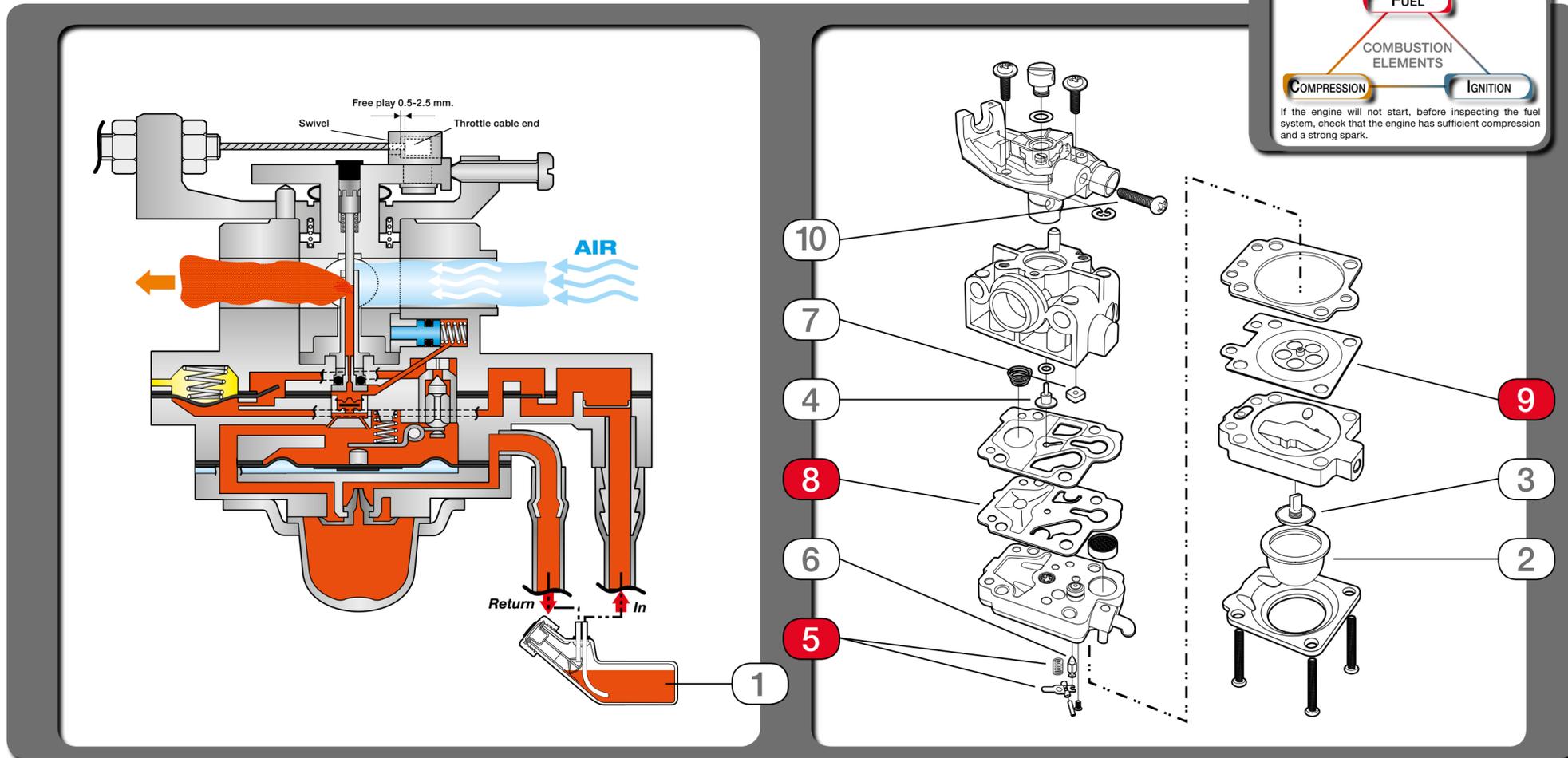
Siempre esperar a que el motor se enfríe para proceder con los procesos de mantenimiento para evitar quemaduras.

No intentar encender el motor con la bujía desenroscada o con su cable de alimentación desconectado por riesgo de incendio.

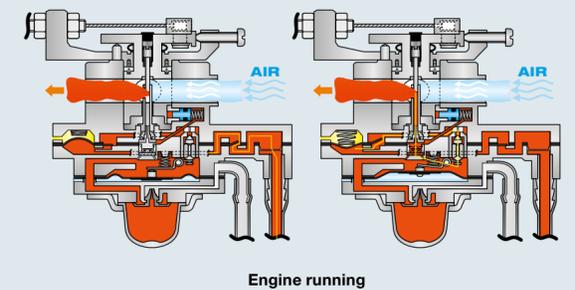
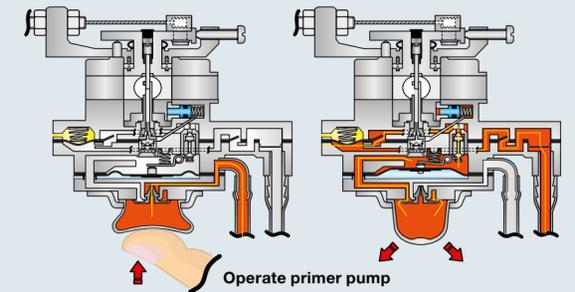
Carburettor Check Sheet GX25 - GX35 - GX50



Priority check Points : **5 8 9**

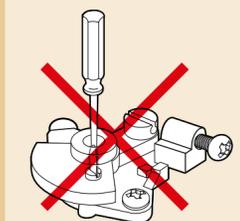


Fuel Flow Chart



Caution Point

Do not adjust idle needle pin during carburetor maintenance.



The pump and metering diaphragms are made of rubber. Rubber deteriorates over time, so check and replace these parts if necessary.



Check for cracks, holes, tears and general perishing of the rubber parts.

Do not apply high air pressure to plastic and rubber parts.



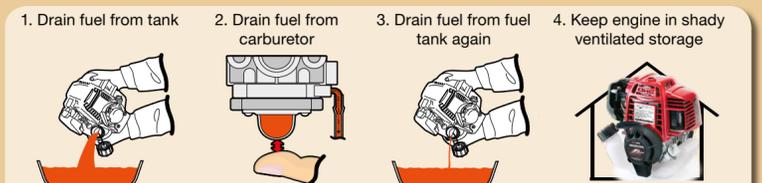
Clean with a soft brush.

Inspection point

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1 Fuel filter											
2 Primer pump											
3 Combination valve											
4 Main jet											
5 Metering lever											
6 Inlet needle valve											
7 Fuel inlet filter											
8 Pump diaphragm											
9 Metering diaphragm											
10 Throttle stop screw											
11 Shroud											

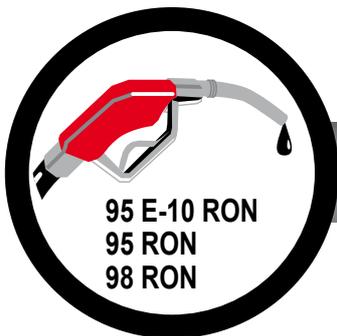
Hard to prime with primer pump	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input checked="" type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input checked="" type="radio"/>	<input checked="" type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>
Engine does not start	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input checked="" type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input checked="" type="radio"/>	<input checked="" type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>
Idle speed is not stable	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input checked="" type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input checked="" type="radio"/>	<input checked="" type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>
High speed is not stable	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input checked="" type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input checked="" type="radio"/>	<input checked="" type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>
Engine does not accelerate	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input checked="" type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input checked="" type="radio"/>	<input checked="" type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>
Overflow	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input checked="" type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input checked="" type="radio"/>	<input checked="" type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>

If the engine will be stored, or not used for more than 1 month, drain the fuel to prevent hard starting.



Do not use old fuel
Fuel deteriorates quickly
Old fuel makes engines very difficult to start
Always use fresh fuel

Los problemas causados por combustible pasado pueden evitarse siguiendo estas sencillas indicaciones.



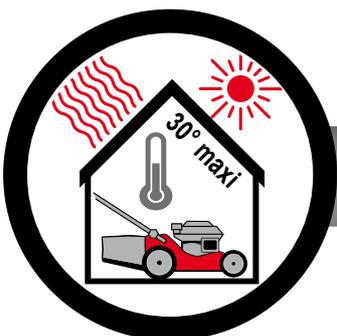
¿QUÉ TIPO DE COMBUSTIBLE DEBERÍA USAR?

- Se puede utilizar gasolina normal sin plomo 98, 95, 95 E5 ó E10 en los productos **Honda** (E5 ó E10 contiene 5% ó 10% etanol). Por favor consulte su manual de usuario.
- No utilice gasolina que contenga más de un 10% de etanol. Esto puede causar corrosión al sistema de combustible y atacará las piezas de plástico y goma.
- **Honda** no prevé ningún efecto adverso por el uso de gasolina tipo Alkylate. Por favor, consulte las instrucciones y la hoja de datos del fabricante Alkylate para más información.
- Si utiliza su producto **Honda** de manera intermitente (p.e. más de 4 semanas entre cada uso) añada un estabilizador de combustible
 - > El estabilizador de combustible Honda tiene una vida útil determinada y su rendimiento se deteriorará con el tiempo. Una vez abierta la botella tiene una vida máxima de 2 años.
 - > El estabilizador de combustible no reconstituirá o revitalizará gasolina pasada. Debe añadirse cuando la gasolina es fresca..



¿CÓMO SE DEBERÍA ALMACENAR EL COMBUSTIBLE?

- La gasolina empezará a deteriorarse cuando lleve más de 1 mes almacenada.
- Añada el estabilizador de combustible Honda a la gasolina fresca que pueda permanecer almacenada durante más de 1 mes.
- Utilice solo recipientes homologados para combustible, limpios, sellados y diseñados específicamente para transportar o almacenar gasolina.
- Si se almacena la gasolina en un recipiente de acero (p.e. un bidón), asegúrese que no haya corrosión en el interior del depósito.
- Almacene la gasolina en un lugar fresco y lejos de la luz solar directa.



MANTENIMIENTO DE SU PRODUCTO

- Si va a usar su producto Honda de manera intermitente (p.e. más de 4 semanas entre cada uso) utilice gasolina tratada con el estabilizador de gasolina cuando era fresca.
- Cierre el grifo de gasolina cuando no utilice la máquina.
- Antes de usar el motor, compruebe el nivel de aceite y asegúrese que el filtro de aire esté limpio.
- **Antes del invierno:**
 - > Drene la gasolina del carburador y del depósito de combustible (consulte el manual de usuario para el procedimiento correcto).
 - > Añada el estabilizador de combustible, que extenderá la vida de la gasolina que quede en el depósito. Llene el depósito hasta el nivel máximo recomendado utilizando gasolina tratada. Antes del almacenamiento, haga funcionar el motor durante al menos 5 minutos para permitir que la gasolina tratada entre en el carburador.

HONDA RECOMMENDS

Referencia : 08CXZFSC250





GC 160



GP 160



GX 25



GXH 50



GX 100 TAMP



GXR 120



GX 390



iGX 270



GX 690



iGX 800



GCV 170



GXV 160



GXV 630

model	n/min		IN mm		EX mm	I	mm	PART NUMBER		mm	Nm	Nm	Nm
	min.	max.											
G 100K1		4200		0,12 ± 0,04	0,45		0,6-0,7	98073-54744	BMR 4A	0,4 ± 0,2	10	5	50
G 100K2								98073-54776	BPMR 4A				
G 150	1400 ± 150	3850 ± 150	0,12 ± 0,04	0,20 ± 0,04	0,7		0,9-1,0 (CDI)	98076-54716	BR 4HS				
G 150K1							0,6-0,7	98076-54770	B 4H	0,3 ± 0,1	25	12	65 ± 5
G 200							0,9-1,0 (CDI)	98076-54919	BPR 4HS-10 (CDI)	0,4 ± 0,2			
G 200K1							0,6-0,7	98076-54919	BPR 4HS-10 (CDI)				
GC 135 / 160	1400 ± 150	3850 ± 150	0,15 ± 0,04	0,20 ± 0,04	0,6		0,7-0,8	98079-56846	BPR 6ES	0,4 ± 0,2	-	12	52
GC 190													
GS 160 / 190	1400 ± 150	3850 ± 150	0,15 ± 0,04	0,20 ± 0,04	0,6		0,7-0,8	98079-56846	BPR 6ES	0,4 ± 0,2	-	12	52
GP 160		3900 ± 100											
GP 200	1400 ± 150	3850 ± 150	0,15 ± 0,02	0,20 ± 0,02	0,6		0,7-0,8	98079-56846	BPR6ES	0,4 ± 0,2	24	12	75
GX 22 / 31			0,12 ± 0,02	0,15 ± 0,02	0,1			98056-55777	CR5 HSB	0,35 - 0,50			15
GX 25					0,08								
GX 35	3100 ± 200	10000	0,08 ± 0,02	0,11 ± 0,02	0,1		0,6-0,7	31915-20H-003	CMR5H	0,30 - 0,50	-		14,7
GX 50					0,13					0,3 ± 0,1			30
GXH 50	2500 ± 200	7800 ± 150	0,08 ± 0,02	0,11 ± 0,02	0,25		0,6-0,7	98056-55777	CR5 HSB	0,4 ± 0,1	-	6	21,5
GX 100 STD	1550 ± 150	3850 ± 150			0,4								
GX 100 TAMP	1850 ± 150	4000 ± 200	0,15 ± 0,02	0,20 ± 0,02	0,28		0,6-0,7	98056-55777	CR5 HSB	0,35 ± 0,15	-	5	55
GXR 120 STD	1550 ± 150	4000 ± 200			0,4								
GXR 120 TAMP	1850 ± 150	4100 ± 100	0,15 ± 0,04	0,20 ± 0,04	0,28		0,6-0,7	98056-55777	CR5 HSB	0,40 ± 0,20	-	9,8	64
GX 120			0,15 ± 0,02	0,20 ± 0,02									
GX 120 T3			0,08 ± 0,02	0,10 ± 0,02								12	
GX 160			0,15 ± 0,02	0,20 ± 0,02									75
GX 160 H2			0,15 ± 0,02	0,20 ± 0,02									
GX 160 T2 / UH2			0,08 ± 0,02	0,10 ± 0,02								10	
GX 200			0,15 ± 0,02	0,20 ± 0,02								12	
GX 240													
GX 270													
GX 340	1400 ± 150	3850 ± 150	0,15 ± 0,02	0,20 ± 0,02	1,1		0,7-0,8	98079-56846	BPR 6ES	0,4 ± 0,2	35	14	128
GX 390													
GX 360	1400 ± 150	3850 ± 150	0,12 ± 0,02	0,12 ± 0,02	1,1 / 1,4*		0,6-0,7	98076-54747	BPR 4HS	0,4 ± 0,2	22,5	22	115
GX 640	1400 ± 100	3750 ± 100		0,20 ± 0,02	2,0 / 2,3*		1,0-1,1	98079-55145	BPR 5ES-11	-	55	29	71
GX 610 / 620					1,2 / 1,5*			98079-56846	BPR 6ES		30	17	200
GX 610K1 / 620K1					1,5 / 1,8*								
GX 670	1400 ± 150	3850 ± 150	0,15 ± 0,02	0,20 ± 0,02	1,6 / 1,9*		0,7-0,8	98079-5587V	ZGR 5A	0,4 ± 0,2	34	12	196
GX 630 / 660 / 690			0,08 ± 0,02	0,10 ± 0,02	1,5 / 1,7*			98079-5587G	ZFR 5F		-	22	235
GV 100K1	2000 ± 150	2950 ± 50	0,12 ± 0,04	0,12 ± 0,04	0,4		0,6-0,7	98073-54744	BMR 4A	0,4 ± 0,2	10	5	50
GV 100K2								98073-54776	BPMR 4A				
GCV 135 / 140 / 160 / 190		2950 ± 50	0,15 ± 0,04	0,20 ± 0,04	0,55					0,4 ± 0,2	-		52
GCV 145 / 170 / 200	1700 ± 150	2900 ± 100	0,10 ± 0,02	0,10 ± 0,02	0,40		0,7-0,8	98079-55846	BPR 5ES	0,4 ± 0,1	24	12	55
GCV 520 / 530	1425 ± 175	3400 ± 150	0,10 ± 0,04	0,15 ± 0,04	0,9 / 1,05*		0,7-0,8	98079-55846	BPR 5ES	0,4 ± 0,2	32	12	157
GSV 160 / 190	1700 ± 150	2950 ± 50	0,15 ± 0,04	0,20 ± 0,04	0,55		0,7-0,8	98079-56846	BPR 6ES	0,4 ± 0,2	-	12	52
GXV 50 / 57	2500 ± 200	4900 ± 100	0,08 ± 0,02	0,11 ± 0,02	0,25		0,6-0,7	98056-55777	CR5 HSB	0,4 ± 0,1	-	6	21,5
GXV 120	2000 ± 150	3100 ± 150	0,10 ± 0,03	0,15 ± 0,03						0,4 ± 0,2			75
GXV 140	2100 ± 150	3100 ± 100			0,6					0,35 ± 0,15			52
GXV 160					0,65		0,7-0,8	98079-55846	BPR 5ES	0,4 ± 0,2	24	12	75
GXV 160K1, H2													
GXV 270		3400 ± 150											
GXV 340K1			0,15 ± 0,02	0,20 ± 0,02									
GXV 340K2, T2	1400 ± 150	3300 ± 150			1,1		0,7-0,8	98079-55846	BPR 5ES	0,4 ± 0,2	35	14	115
GXV 390			0,10 ± 0,02	0,15 ± 0,02									
GXV 520													
GXV 530	1425 ± 175	3400 ± 150	0,10 ± 0,04	0,15 ± 0,04	0,9 / 1,05*		0,7-0,8	98079-55846	BPR 5ES	0,4 ± 0,2	32	12	157
GXV 610 / 620		3400 ± 150			1,8 / 2,1*			98079-55846	BPR 5ES		30	17	200
GXV 610K1 / 620K1			0,15 ± 0,02	0,20 ± 0,02	1,7 / 2,2*								
GXV 670	1400 ± 150	3850 ± 150			1,6 / 1,9*		0,7-0,8	98079-5587V	ZGR 5A	0,4 ± 0,2	34	12	196
GXV 630 / 660 / 690		3400 ± 150	0,08 ± 0,02	0,10 ± 0,02	1,7 / 1,9*			98079-5587G	ZFR 5F		37	22	235

iGX 270			0,15 ± 0,02	0,20 ± 0,02	1,1			98079-56846	BPR 6ES	0,4 ± 0,2	35	14	128
iGX 390													
iGX 440			0,12 ± 0,02	0,15 ± 0,02				98079-5787C	BKR7E-E				165
iGX 700	1400 ± 150	3600 ± 150			1,7		0,7-0,8						
iGX 800					1,8								
iGXV 700			0,08 ± 0,02	0,10 ± 0,02				98079-5546	BPR 5ES	N/A	37	22	245
iGXV 800					1,9								

model	min	max	IN mm	EX mm	I	Nm	Nm	Nm
GD 321	1400 ± 100	3750 ± 50	0,15 ± 0,02	0,15 ± 0,02	1,15	M10-43	32	250
GD 411					1,25	M6-11		
GD 1100 SH1		2750			2,90	M12-45		
GD 1100 SH2	800	3120	0,20 ± 0,02	0,20 ± 0,02	4,80	M8-30	32	115
GD 1100 SH3		3740			2,90	M12-45		
GD 1250 SH1	800	2750	0,20 ± 0,02	0,20 ± 0,02	4,80	M8-30	32	115
GD 1250 SH2		3120						

	Nm	kgf/m
	M5 4	0,4
	M6 9	0,9
	M5 5	0,5
	M6 10	1,0
	M8 21	2,1
	M10 34	3,5
	M12 54	5,5
	M6 12	1,2
	M8 26	2,7
	M10 39	4,0
	M6 9	0,9

06211-ZL8-010
GC(V) 135 / 160 / 190
GS(V) 160 / 190

12 x 1
06211-ZL8-000 MP
GC(V) 135 / 160 / 190
GS(V) 160 / 190

08221-888-061HE
1 x 0,6L
08221-888-061MP
24 x 0,6L
10W30 API SJ
(GC(V) / GS(V) / GX(V))

08221-888-010MP
25 x 0,1L
10W30 API SJ
(GX 22 / GX 25 / GX 31 / GX 35)

08221-888-101HE
1 x 1L
08221-888-101MP
24 x 1L
10W30 API SJ
(GC(V) 135 / 160 / 190)
(GS(V) 160 / 190)

	G 100K1 • GP 160 • GX 100 • GXV 100K1 • GCV 520 • GXV 120 • GD 320	G 200K1 • GP 200 • GX 800 • GXV 100K2 • GCV 530 • GXV 670 • GD 1250	GXH 50 / GXV 50	GX 22 / 25 / 31 / 35 / 50	GC(V) 135 / 140 / 160 / 190 GCV 145 / 170 / 200 GS(V) 160 / 190
First use	01/01 / 01/02	20h.	01/01 / 01/02	10h.	01/01 / 01/02
After first use	01/01 / 01/07	100h.	01/01 / 01/04	50h.	01/01 / 01/04

TB 1207B
100 g
GC(V)135 / 140 / 160 / 190 / 520 / 530
GCV 145 / 170 / 200
GS(V) 160 / 190
GP 160 / 200
GXV 520 / 530
GX 100
GXR 120
GX 2

Read the shop manual before service.

3.4 N·m
30 N·m
15.2 N·m
11.8 N·m
6.4 N·m
4.4 N·m
6.4 N·m
4.9 N·m
3.0 N·m
6.4 N·m
6.4 N·m

MARK
NEW
SHORT
LONG
LIQUID GASKET
Three Bond TB 1207B

PART	ITEM	STANDARD
CARBURETOR	MAIN JET	#43(E10:#44)
CLUTCH	LINING THICKNESS	2.0 mm

ITEM	mm	N·m
Screw	3	1.0
	4	2.0
Bolt and nut	4	3.4
	5	5.0
	6	10.0
CT Flange bolt	5	6.0

CAM PULLEY

ADJUSTMENT

REMOVAL

VALVE CLEARANCE

ADJUSTMENT

MESUREMENT

ADJUSTMENT

IN: 0.08 ± 0.02 mm
EX: 0.11 ± 0.02 mm

4.9 N·m

IGNITION / SPARK PLUG

REMOVAL

CHECK SPARKS

SPARK PLUG GAP

0.6 - 0.7 mm

or

IGNITION COIL

0.63 - 0.77 Ω

or

IGNITION COIL AIR GAP

5.4 - 6.6 kΩ

0.2 - 0.4 mm

FLYWHEEL / STARTER PULLEY

REMOVAL

FLYWHEEL HOLDER 07725-0040001

INSTALLATION

30 N·m

6.4 N·m

CLEAN UP

PISTON

MARK
120°
120°
120°
10 mm
10 mm
NEW

ROCKER ARM / VALVE LIFTER

Refer to service manual for details

REMOVAL

ROCKER ARM REPLACEMENT TOOL 070PF-Z0H100

INSTALLATION

ROCKER ARM
VALVE LIFTER NEW

FUEL

CLEAN UP

NEW

IDLE SPEED

CHECK / ADJUSTMENT

Start the engine and allow it to **warm up** to normal operating temperature.

3,100 ± 200 rpm

GX50

Mini 4-stroke engine



Mini-moteur 4 temps

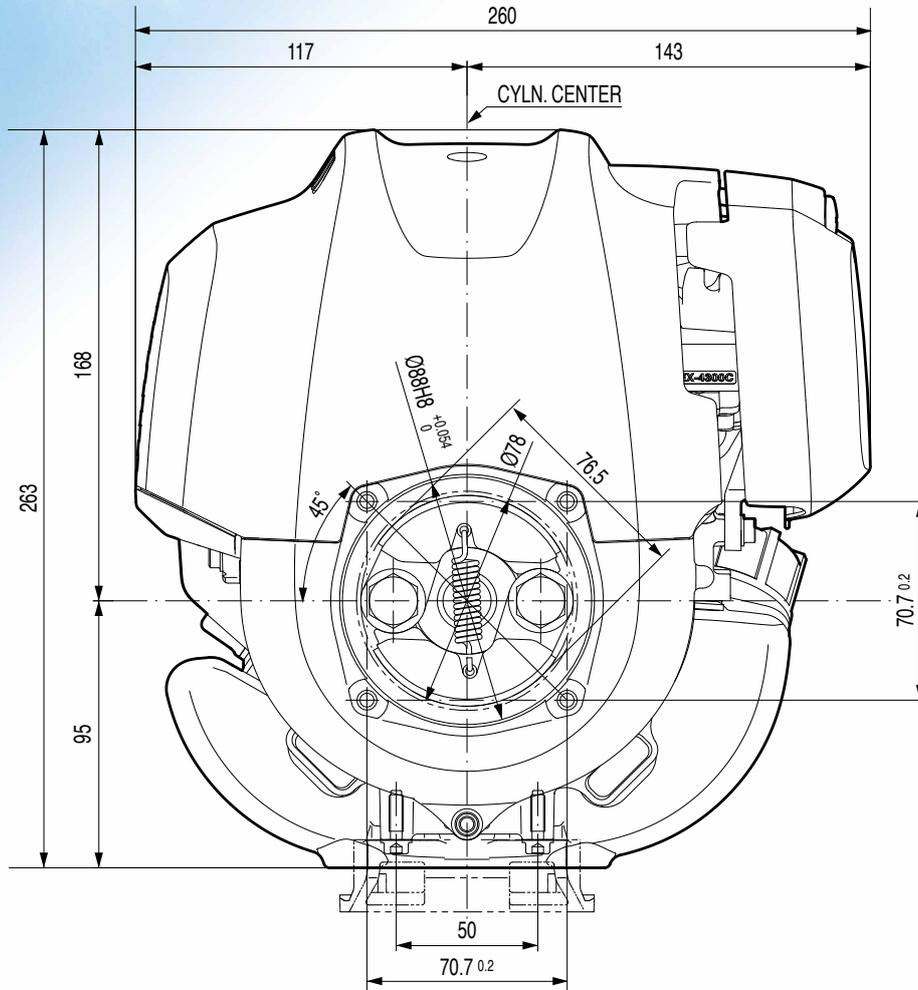
Mini-Viertakt-Motor

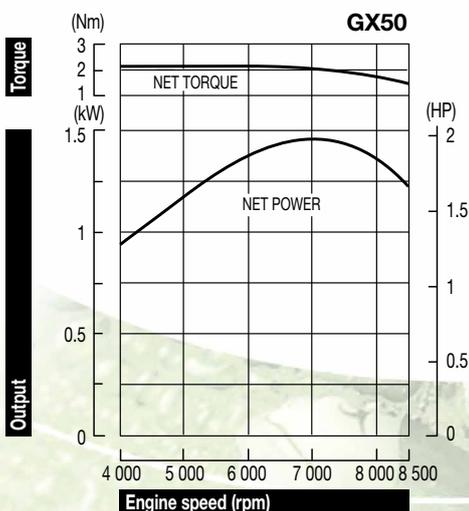
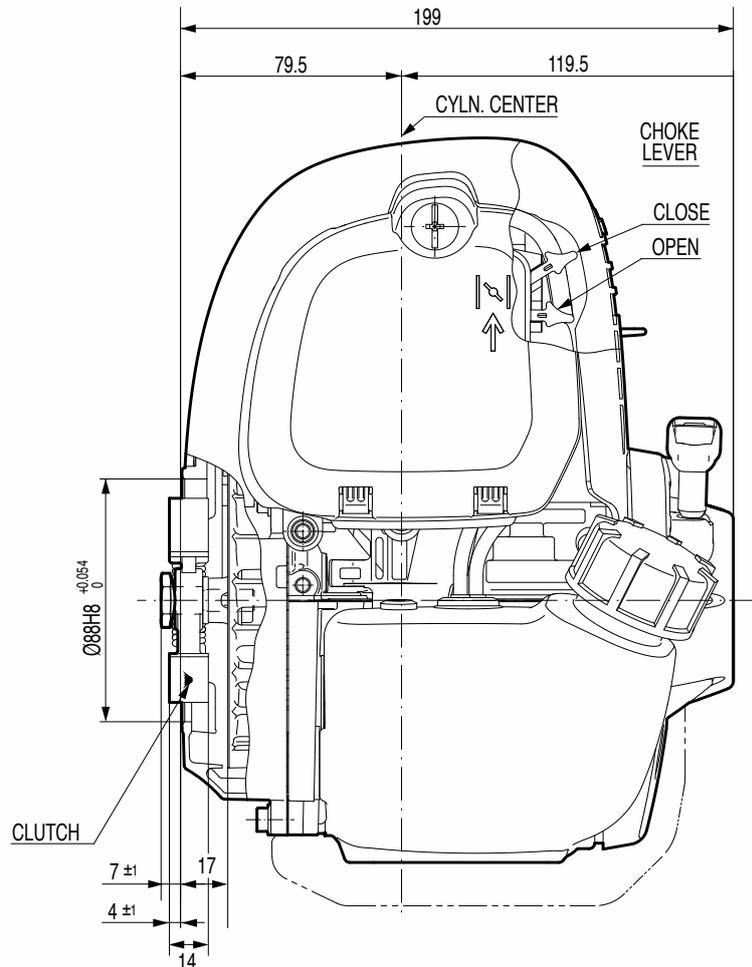
Minimotore a 4 tempi

Mini 4-takts motor

Mini 4-takt motor

GX50





The power rating of the engine indicated in this document is the net power tested on a production engine for the engine model and measured in accordance with SAE J1349 at a specified rpm. Mass production engines may vary from this value. Actual power output for the engine installed in the final machine will vary depending on numerous factors, including the operating speed of the engine in application, environmental conditions, maintenance, and other variables.

La potenza indicata in questo documento, è la potenza netta rilevata su questo modello di motore in fase di produzione, ed è stata misurata secondo la procedura SAE J1349 ad un numero di giri specifico. Nella produzione di massa si possono riscontrare variazioni rispetto a questi valori. La potenza del motore installato nella macchina può dipendere da numerosi fattori, incluso il numero di giri al quale il motore è impiegato, le condizioni ambientali, dal livello di manutenzione ed altre variabili.

La puissance du moteur indiquée dans ce document est une puissance nette obtenue par l'essai d'un moteur de série selon la norme SAE J 1349 à une vitesse de rotation donnée. La puissance d'un autre moteur de production peut être différente de cette valeur indiquée. La puissance réelle d'un moteur installé sur une machine dépendra de différents facteurs comme la vitesse de rotation, les conditions de température, d'humidité, de pression atmosphérique, de maintenance et autres.

De bepaling van het vermogen van de motor, vermeld in dit document, is het netto vermogen getest op een productiemotor en gemeten in overeenstemming met SAE J1349 aan een specifieke t/min. Motoren van massaproductie kunnen van deze waarde variëren. Het werkelijke vermogen van de geïnstalleerde motor in het eindproduct kan afwijken, afhankelijk van talrijke factoren, zoals de operationele snelheid van de motor in een applicatie, omgevingsfactoren, onderhoud en andere variabelen.

Die Leistungsangabe der in diesem Dokument aufgeführten Motoren ist die Netto-Leistung gemäß SAE J1349, getestet bei einer definierten Drehzahl an einem Produktionsmotor. Bei Motoren aus Serienproduktion kann der Wert abweichen. Die Leistungsabgabe in einem Fertigerät weicht, bedingt durch unterschiedliche Faktoren, wie Motordrehzahl in der Applikation, Umwelteinflüsse, Grad der Instandhaltung und andere Einflüsse ab.

Den i detta dokument nämnda motors effekt, är uppmätt i netto effekt. I enlighet med mätmetoden SAE J1349. Massproducerade motorer kan avvika från nämnda värde. Den faktiska effekten för varje motor kan variera beroende på bl a. varvtal, yttre omgivningar, underhåll, typ av applikation, mm.

Specifications

Model GX50	
Engine type	Air cooled 4-stroke single-cylinder OHC gasoline engine
Bore x stroke	43 x 33 mm
Displacement	47.9 cm ³
Compression ratio	8.0 : 1
Net power	1.47 kW (2.0 HP) / 7 000 rpm
Max. net torque	2.2 Nm / 0.22 kgfm / 5 000 rpm
Ignition system	Transistorized
Starting system	Recoil starter
Fuel tank capacity	0.63 l
Fuel cons. at net power	0.97 l/hr - 7 000 rpm
Lubrication	Oil mist
Engine oil capacity	0.13 l
Dimensions (L x W x H)	199 x 260 x 263 mm
Dry weight	4.13 kg

Spécifications techniques

Modèle GX50	
Type du moteur	Moteur à essence monocylindre 4 temps OHC, refroidissement à air
Alésage x course	43 x 33 mm
Cylindrée	47.9 cm ³
Taux de compression	8.0 : 1
Puissance nette	1.47 kW (2.0 HP) / 7 000 tr/mn
Couple maximum	2.2 Nm / 0.22 kgfm / 5 000 tr/mn
Système d'allumage	Transistorisé
Système de démarrage	Lanceur à rappel
Cap. du réservoir d'ess.	0.63 l
Consommation de carburant en puissance nette	0.97 litre(s)/heure - 7 000 tr/mn
Lubrification	Brouillard d'huile
Capacité d'huile moteur	0.13 l
Dimensions (L x l x H)	199 x 260 x 263 mm
Poids à sec	4.13 kg

Spezifikationen

Modell GX50	
Motortyp	Luftgekühlter 1-Zylinder 4-Takt OHC Benzinmotor
Bohrung x Hub	43 x 33 mm
Hubraum	47.9 cm ³
Verdichtung	8.0 : 1
Netto-Leistung	1.47 kW (2.0 HP) / 7 000 min ⁻¹
Max. Netto-Drehmoment	2.2 Nm / 0.22 kgfm / 5 000 min ⁻¹
Zündsystem	Elektronische Zündung
Starter	Zugstarter
Tankinhalt	0.63 Liter
Benzinverbrauch bei Netto-Leistung	0.97 l/h - 7 000 min ⁻¹
Schmierung	Ölnebel
Motorölkapazität	0.13 Liter
Maße (L x B x H)	199 x 260 x 263 mm
Trockengewicht	4.13 kg

Dati tecnici

Tipo GX50	
Tipo di motore	Motore monocilindrico OHC ciclo otto, 4 tempi, raffreddamento ad aria forzata
Alesaggio x corsa	43 x 33 mm
Cilindrata	47.9 cm ³
Rapporto di compressione	8.0 : 1
Potenza netta	1.47 kW (2.0 HP) / 7 000 giri/min
Coppia massima	2.2 Nm / 0.22 kgfm / 5 000 giri/min
Accensione	A transistor senza contatti
Avviamento	Autoavvolgente
Capacità serbatoio	0.63 Litri
Consumo combustibile alla potenza netta	0.97 Litri/ora - 7 000 giri/min
Lubrificazione	A pressione
Capacità coppa olio	0.13 Litri
Dimensioni (Lu x La x A)	199 x 260 x 263 mm
Peso a secco	4.13 kg

Specificaties

Model GX50	
Motortype	Luchtgekoelde 1-cilinder 4-takt OHC benzinmotor
Boring x slag	43 x 33 mm
Cilinderinhoud	47.9 cm ³
Compressie	8.0 : 1
Netto vermogen	1.47 kW (2.0 HP) / 7 000 t/min
Max. netto koppel	2.2 Nm / 0.22 kgfm / 5 000 t/min
Ontsteking	Electronische ontsteking
Startsysteem	Repeteerstarter
Tankinhoud	0.63 Liter
Brandstofverbruik aan netto vermogen	0.97 l/u - 7 000 t/min
Smering	Olienevel
Motoroliecapaciteit	0.13 Liter
Afmetingen (L x B x H)	199 x 260 x 263 mm
Drooggewicht	4.13 kg

Specifikationer

Modell GX50	
Motortyp	Luftkyld 4-takts bensinmotor med överriggande kamaxel, en-cylindrig
Cylinderdiameter x slaglängd	43 x 33 mm
Slagvolym	47.9 cm ³
Kompressionsförhållande	8.0 : 1
Netto effekt	1.47 kW (2.0 HP) / 7 000 varv per minut
Max. netto vridmoment	2.2 Nm / 0.22 kgfm / 5 000 varv per minut
Tändsystem	Transistor
Startsystem	Startapparat
Tankvolym	0.63 Liter
Bränsleförbrukning vid netto effekt	0.97 l/tim - 7 000 varv per minut
Smörjning	Oljedimma
Oljevolym	0.13 Liter
Dimensioner (L x B x H)	199 x 260 x 263 mm
Torrsvikt	4.13 kg

HONDA

Honda Motor Europe Logistics NV

Langerbruggestraat 104
B-9000 Gent
TEL: + 32 (0)9 250 12 11
FAX: + 32 (0)9 250 14 24

www.honda-engines-eu.com

Honda Engines - France

Honda Motor Europe Ltd Succursale France • Parc d'Activités de Pariest • Allée du 1^{er} Mai, BP 46 • Croissy Beaubourg F-77312 Marne-la-Vallée Cedex 2 • TEL: + 33 (0)1 60 37 32 45

Honda Engines - Germany

Honda Deutschland Ndl. der HME Ltd. • Hanauer Landstraße 222-224 • D-60314 Frankfurt
TEL: + 49 69 8309-365

Honda Engines - Italy

Honda Motor Europe Logistics NV • Via Maestri del Lavoro 1 • I - 37068 Vigasio (VR)
TEL: + 39 045 6173341

Honda Engines - Sweden

Honda Motor Europe Ltd Filial Sverige • Box 31002 • SE-200 49 Malmö
TEL: + 46 40 38 07 18

Honda Engines - United Kingdom

Honda Motor Europe Logistics NV • Viscount Way, South Marston Park • Swindon SN3 4TN, UK
TEL: + 44 (0) 1455 559429

Honda Engines - Russia

Representative office of Honda Motor Europe Logistics in Russia
Building 1, Pridorozhnaya Street, Sharapovo settlement, Marushkinsky District • 108809 Moscow, Russian Federation
TEL: + 7 (495) 2288123

All specifications are subject to change without notice.
Les caractéristiques techniques peuvent être modifiées à tout moment et sans préavis.
Spesifikationer kan ändras utan föregående meddelande.

Le specifiche sono soggette a cambiamenti senza preavviso.
Die Spezifikationen können ohne Vorankündigung geändert werden.
Alle technische specificaties kunnen op elk ogenblik en zonder kennisgeving gewijzigd worden.

HMEL - TS GX50 - 8808 Jan. 2020 - Printed in Belgium

hotta.com