



**FACULTAD DE INGENIERÍA, ARQUITECTURA Y  
URBANISMO**  
**ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA  
ELÉCTRICA**

TRABAJO DE INVESTIGACIÓN:

**DISEÑO DE UNA MÁQUINA PORTÁTIL  
TRILLADORA – VENTEADORA DE CEBADA PARA  
EL CENTRO POBLADO DE CABRACANCHA –  
CHOTA – CAJAMARCA**

PARA OPTAR EL GRADO ACADÉMICO DE BACHILLER EN  
INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA.

Autores:

**Castro Flores Emerson Jonathan  
Mejia Vargas Jeynner Gleiser**

Asesor:

**Mg. Alvarado Silva Carlos Alexis**

Línea de Investigación:

**Infraestructura, Tecnología y Medio Ambiente**

**Pimentel – Perú  
2020**

**DISEÑO DE UNA MÁQUINA PORTÁTIL TRILLADORA –  
VENTEADORA DE CEBADA PARA EL CENTRO POBLADO  
DE CABRACANCHA – CHOTA – CAJAMARCA**

Autores

---

Castro Flores Emerson Jonathan

---

Mejia Vargas Jeynner Gleiser

Jurado

---

Presidente(a) del jurado de tesis  
Mg. Gastiaburú Morales Silvia Yvone

---

Secretario(a) del jurado de tesis  
Mg. Vives Garnique Juan Carlos

---

Vocal del jurado de tesis  
Mg. Alvarado Silva Carlos Alexis

## **DEDICATORIA**

Esta tesis de investigación va dedicada a nuestros padres, por el apoyo continuo que nos han brindado durante varias facetas de nuestras vidas, confiando en nuestras capacidades para poder llegar al objetivo satisfactorio de culminar nuestra carrera profesional.

## **AGRADECIMIENTO**

Agradecemos a Dios por derramar sus bendiciones en nosotros teniendo salud, sabiduría y guiarnos a buenos rumbos con una dirección correcta lleno de logros y oportunidades.

Agradecemos a nuestros padres por el apoyo incondicional, con grandes consejos constantes para poder superarnos cada día como buenas personas y profesionales.

Agradecemos infinitamente a cada docente que nos han impartido unos excelentes conocimientos durante el transcurso de nuestra carrera profesional, gracias a ello nos desarrollamos satisfactoriamente en el campo laboral. En particular agradecer al asesor de tesis por la grata paciencia y profesionalismo de resolver nuestras dudas e interferencias durante el desarrollo de este trabajo de investigación.

## RESUMEN

Esta investigación tiene un enfoque al desarrollo de las zonas rurales del departamento de Cajamarca, ante una necesidad de los pobladores para satisfacer sus recursos y mitigar desperdicios de sus productos naturales que cosechan anualmente. Ante aquella necesidad se ha realizado un análisis para poder implementar una máquina Venteiladora – trilladora de cebada con el fin de que se practique una buena agricultura de producción reduciendo pérdidas de masa del producto, reducción de la producción, mala calidad de producto final.

Realizando un análisis a la zona se plantea hacer un estudio de una máquina acorde a sus necesidades presentes en la zona. Para ello se presenta alternativas de tipos de maquinaria para determinar cuál es la más eficiente y tenga como resultado final un producto de calidad.

Teniendo los diversos factores y la masa de producción que se quiere procesar se dimensionan los diversos mecanismos que conforman la máquina, para que sea un sistema eficiente en relación a sus compartimientos de potencia mecánica para sus diversos sistemas que intervienen en la producción.

Se realiza selección de los diversos componentes, poleas fajas, chumaceras. Los componentes de trillado y venteado se diseñan acorde a guías de diseño mecánico en maquinaria.

Finalmente se hace los diversos análisis por fallas estáticas, fatiga, simulación de fluidos para comprobar que cumple los diseños óptimos para que se evite fallas o fracturas mecánicas.

**Palabras Clave:** Trilladora, Venteiladora, Máquina Portátil, Factor de Seguridad

## **ABSTRACT**

This research has a focus on the development of the rural areas of the department of Cajamarca, given the need of the inhabitants to satisfy their resources and mitigate the waste of their natural products that they harvest annually. Given this need, an analysis has been carried out to be able to implement a Venteadora - thresher barley machine so that a good production agriculture is practiced reducing losses of product mass, production reduction, poor quality of final product.

Carrying out an analysis of the area, a study of a machine according to their needs in the area is proposed. For this, alternatives of machinery types are presented to determine which one is the most efficient and has as a final result a quality product.

Having the various factors and the mass of production to be processed, the various mechanisms that make up the machine are sized, so that it is an efficient system in relation to its mechanical power compartments for its various systems involved in production.

Selection of the various components, belt pulleys, bearings. The threshing and venting components are designed according to mechanical design guides in machinery.

Finally, the various analyzes are done for static failures, fatigue, fluid simulation to verify that it meets the optimal designs so that failures or mechanical fractures are avoided.

**Keywords:** Thresher, Vending Machine, Portable Machine, Safety Factor

## INDICE

<b>I. INTRODUCCIÓN</b> .....	<b>1</b>
1.1. Realidad problemática. ....	1
1.2. Antecedentes de estudio.....	5
1.3. Teorías relacionadas al tema.....	12
1.3.1. La cebada. ....	12
1.3.2. Procesamiento del grano de la cebada. ....	15
1.3.3. Características de la cebada sin limpiar. ....	18
1.3.4. Técnicas y equipos utilizados actualmente. ....	19
1.3.5. Tipos de máquinas utilizadas en la actualidad. ....	21
1.3.6. Comportamiento del grano en una corriente de aire. ....	25
1.4. Formulación del problema. ....	29
1.5. Justificación e importancia del estudio.....	29
1.5.1. Justificación técnica. ....	29
1.5.2. Justificación económica. ....	30
1.5.3. Justificación social. ....	30
1.6. Hipótesis. ....	30
1.7. Objetivos.....	30
1.7.1. Objetivos General. ....	30
1.7.2. Objetivos Específicos.....	30
<b>II. MATERIAL Y MÉTODO</b> .....	<b>32</b>
2.1. Tipo y Diseño de Investigación.....	32
2.2. Población y muestra. ....	32
2.3. Variables, Operacionalización.....	32
2.4. Técnicas e instrumentos de recolección de datos, validez y confiabilidad. ....	33
2.5. Procedimientos de análisis de datos.....	34
2.6. Criterios éticos. ....	35

<b>III. RESULTADOS.....</b>	<b>37</b>
3.1 Capacidad de la máquina. ....	37
3.2 Motor de combustión interna.....	38
3.3 Relación de velocidades de los sistemas de transmisión.....	39
3.4 Diseño y análisis de cargas en el eje del rodillo trillador. ....	81
3.5 Diseño y análisis de ejes de transmisión de potencia. ....	87
<b>IV. ESTUDIO DE COSTOS.....</b>	<b>139</b>
4.1 Análisis de costos.....	139
4.2 Costos directos. ....	139
4.3 Costos indirectos.....	143
4.4 Costo total.....	144
<b>V. CONCLUSIONES. ....</b>	<b>146</b>
<b>VI. ANEXOS.....</b>	<b>150</b>
<b>Bibliografía.....</b>	<b>148</b>

## ÍNDICE DE FIGURAS

FIG 1: RAÍZ DE LA CEBADA (FUENTE: WIKIPEDIA).....	12
FIG 2: COMPOSICIÓN DEL TALLO (FUENTE: WIKIPEDIA).....	13
FIG 3: SECCIÓN LONGITUDINAL (VERTICAL) DEL GRANO DE CEBADA (FUENTE: (VERÁSTEGUI MARTÍNEZ, 2017)). .....	14
FIG 4: PROCESO DE LA SIEGA DE LA CEBADA (FUENTE: WIKIPEDIA).....	15
FIG 5: GAVILLADO DE LA CEBADA (FUENTE: WIKIPEDIA).....	16
FIG 6: TRILLADO DE LA CEBADA (FUENTE: (MALPARTIDA DE LA CRUZ, 2007)).	16
FIG 7: LIMPIEZA DEL GRANO DE LA CEBADA (FUENTE: (MALPARTIDA DE LA CRUZ, 2007)).....	16
FIG 8: MÉTODO UTILIZADO POR EL CAMPESINO (FUENTE: WIKIPEDIA).....	19
FIG 9: CRIBAS MANUALES Y EN SERIE (FUENTE: WIKIPEDIA). .....	20
FIG 10: ZARANDAS CILÍNDRICAS ROTATIVAS (FUENTE: (MALPARTIDA DE LA CRUZ, 2007)).....	20
FIG 11: MÁQUINA VENTEADORA ARTESANAL (FUENTE: (VIDAL BAZALAR, 2004)).....	21
FIG 12: VENTEADORA MANUAL (FUENTE: (MALPARTIDA DE LA CRUZ, 2007)). ..	22
FIG 13: MÁQUINA SELECCIONADORA DE SEMILLAS (FUENTE: (MALPARTIDA DE LA CRUZ, 2007)).....	23
FIG 14: TRILLADO Y VENTEADO DE QUINUA (FUENTE: (GUNSHA LLAMUCA & MÉNDEZ SIGUENCIA, 2019)). .....	24
FIG 15: MÁQUINA TRILLADORA VENTEADORA (FUENTE: (MALPARTIDA DE LA CRUZ, 2007)).....	24
FIG 16: ESQUEMA DE UN FLUJO CON AIRE VERTICAL Y DCL DE UN ELEMENTO EN UN FLUJO DE AIRE (FUENTE: (MALPARTIDA DE LA CRUZ, 2007)). .....	26
FIG 17: ACCIÓN DEL AIRE INCLINADO SOBRE LA PARTÍCULA (FUENTE: (MALPARTIDA DE LA CRUZ, 2007)).....	28
FIG 18: PROCEDIMIENTO DE ANÁLISIS DE DATOS (FUENTE: PROPIA). .....	35
FIG 19: SISTEMA DE TRANSMISIÓN DEL MOTOR AL EJE DE TRANSMISIÓN (FUENTE: AUTORES).....	39

FIG 20: FACTOR DE SERVICIO (FUENTE: WIKIPEDIA).	40
FIG 21: SELECCIÓN DE PERFIL DE CORREA (FUENTE: WIKIPEDIA).	41
FIG 22: POLEAS TRAPECIALES DE 1 CANAL (FUENTE: (CATÁLAGO DE POLEAS SKF, 2019)).	42
FIG 23: POLEAS TRAPECIALES 3 CANALES (FUENTE: (CATÁLAGO DE POLEAS SKF, 2019)).	43
FIG 24: SELECCIÓN DE LN BANDAS V (FUENTE: (CORREAS DE TRANSMISIÓN INDUSTRIAL DUNLOP, 2019)).	45
FIG 25: FACTOR DE CORRECCIÓN (FUENTE: (CORREAS DE TRANSMISIÓN INDUSTRIAL DUNLOP, 2019)).	46
FIG 26: FACTOR DE CORRECCIÓN C3(FUENTE: (CATÁLAGO DE POLEAS SKF, 2019)).	47
FIG 27: POLEAS ACANALADAS PARA CORREAS TRAPECIALES (FUENTE: (LARBURU ARRIZABALAGA, 2001)).	49
FIG 28: DCL DE LA POLEA DE LADO IZQUIERDO DEL EJE DE TRANSMISIÓN (FUENTE: AUTORES).	51
FIG 29: SISTEMA DE TRANSMISIÓN DEL EJE DE TRANSMISIÓN AL EJE EXCÉNTRICO (ZARANDA) (FUENTE: AUTORES).	52
FIG 30: SELECCIÓN DE PERFIL DE CORREA (FUENTE: WIKIPEDIA).	53
FIG 31: SELECCIÓN DE LN DE BANDAS V (FUENTE: (CORREAS DE TRANSMISIÓN INDUSTRIAL DUNLOP, 2019)).	55
FIG 32: SELECCIÓN DEL FACTOR DE CORRECCIÓN C3(FUENTE: (CORREAS DE TRANSMISIÓN INDUSTRIAL DUNLOP, 2019)).	56
FIG 33: SELECCIÓN DEL FACTOR DE CORRECCIÓN C3(FUENTE: (CORREAS DE TRANSMISIÓN INDUSTRIAL DUNLOP, 2019)).	57
FIG 34: DEL DE LA POLEA DEL EJE EXCÉNTRICO (FUENTE: AUTORES).	59
FIG 35: RELACIÓN DE TRANSMISIÓN DEL EJE DE TRANSMISIÓN AL EJE DEL TRILLADO (FUENTE: AUTORES).	61
FIG 36: SELECCIÓN DE PERFIL DE CORREA (FUENTE: WIKIPEDIA).	63
FIG 37: POLEAS TRAPECIALES DE UN CANAL (FUENTE: (CATÁLAGO DE POLEAS SKF, 2019)).	64

FIG 38: SELECCIÓN DEL LN (FUENTE: (CORREAS DE TRANSMISIÓN INDUSTRIAL DUNLOP, 2019)).	66
FIG 39: SELECCIÓN DEL FACTOR DE CORRECCIÓN C2(FUENTE: (CORREAS DE TRANSMISIÓN INDUSTRIAL DUNLOP, 2019)).	67
FIG 40: SELECCIÓN DEL FACTOR DE CORRECCIÓN C3(FUENTE: (CORREAS DE TRANSMISIÓN INDUSTRIAL DUNLOP, 2019)).	68
FIG 41: DCL DE LA POLEA DEL EJE DEL TRILLADO (FUENTE: AUTORES).	71
FIG 42: TRANSMISIÓN DEL EJE DE TRANSMISIÓN AL EJE DEL VENTILADOR (FUENTE: AUTORES).	72
FIG 43: SELECCIÓN DE PERFIL DE CORREA (FUENTE: WIKIPEDIA).	74
FIG 44: POLEAS TRAPECIALES DE UN CANAL (FUENTE: (CATÁLAGO DE POLEAS SKF, 2019)).	75
FIG 45: POLEAS TRAPECIALES DE UN CANAL (FUENTE: (CATÁLAGO DE POLEAS SKF, 2019)).	76
FIG 46: SELECCIÓN DE LA LONGITUD NORMALIZADA (FUENTE: (CORREAS DE TRANSMISIÓN INDUSTRIAL DUNLOP, 2019)).	77
FIG 47: SELECCIÓN DEL FACTOR DE CORRECCIÓN C2(FUENTE: (CORREAS DE TRANSMISIÓN INDUSTRIAL DUNLOP, 2019)).	78
FIG 48: SELECCIÓN DEL FACTOR DE CORRECCIÓN C3(FUENTE: (CORREAS DE TRANSMISIÓN INDUSTRIAL DUNLOP, 2019)).	79
FIG 49: DCL DE LA POLEA DEL EJE DEL VENTILADOR (FUENTE: AUTORES).	81
FIG 50: COMPONENTES DEL RODILLO TRILLADOR-CAD SOLIDWORKS (FUENTE: AUTORES).	82
FIG 51: CÓNCAVO-RODILLO TRILLADOR CAD SOLIDWORKS (FUENTE: AUTORES).	83
FIG 52: COMPONENTES QUE CONFORMAN EL RODILLO TRILLADOR (FUENTE: AUTORES).	84
FIG 53: PROPIEDADES MECÁNICAS DE ACEROS SAE – AISI. (FUENTE: LIBRO DE DISEÑO DE INGENIERÍA MECÁNICA - SHIGLEY).	88
FIG 54: DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE TRIDIMENSIONAL DEL RODILLO TRILLADOR (FUENTE: AUTORES).	89

FIG 55: DIAGRAMA DE FUERZAS Y MOMENTOS Y-X DEL EJE RODILLO TRILLADOR (FUENTE: AUTORES).....	90
FIG 56: DIAGRAMA DE FUERZAS Y MOMENTOS Z-X DEL EJE RODILLO TRILLADOR (FUENTE: AUTORES).....	91
FIG 57: FUERZAS QUE EJERCEN SOBRE EL EJE DEL RODILLO TRILLADOR (FUENTE: AUTORES).....	95
FIG 58: TENSION DE VON MISES – EJE DEL RODILLO TRILLADOR (FUENTE: AUTORES). ....	96
FIG 59: DESPLAZAMIENTOS RESULTANTES – EJE DEL RODILLO TRILLADOR (FUENTE: AUTORES).....	97
FIG 60: DEFORMACIÓN UNITARIA EQUIVALENTE – EJE DEL RODILLO TRILLADOR (FUENTE: AUTORES).....	98
FIG 61: FACTOR DE SEGURIDAD – EJE DEL RODILLO TRILLADOR (FUENTE: AUTORES) .....	99
FIG 62: RESULTADOS DE DAÑO ACUMULADO – EJE DEL RODILLO TRILLADOR (FUENTE: AUTORES).....	100
FIG 63: RESULTADOS DE VIDA TOTAL – EJE DEL RODILLO TRILLADOR (FUENTE: AUTORES). ....	101
FIG 64: DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE TRIDIMENSIONAL DEL EJE CENTRAL DE TRANSMISIÓN (FUENTE: AUTORES). ....	102
FIG 65: DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE TRIDIMENSIONAL DEL EJE CENTRAL DE TRANSMISIÓN (FUENTE: AUTORES). ....	103
FIG 66: DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE TRIDIMENSIONAL DEL EJE CENTRAL DE TRANSMISIÓN (FUENTE: AUTORES). ....	104
FIG 67: FUERZAS QUE EJERCEN SOBRE EL EJE CENTRAL DE TRANSMISIÓN (FUENTE: AUTORES).....	108
FIG 68: TENSION DE VON MISES – ANÁLISIS POR FALLA ESTÁTICA (FUENTE: AUTORES). ....	109
FIG 69: DESPLAZAMIENTOS RESULTANTES – ANÁLISIS POR FALLA ESTÁTICA (FUENTE: AUTORES).....	110

FIG 70: DEFORMACIÓN UNITARIA EQUIVALENTE– ANÁLISIS POR FALLA ESTÁTICA (FUENTE: AUTORES).	111
FIG 71: FACTOR DE SEGURIDAD AUTOMÁTICO– ANÁLISIS POR FALLA ESTÁTICA (FUENTE: AUTORES).	112
FIG 72: RESULTADOS POR DAÑO ACUMULADO– ANÁLISIS POR FATIGA (FUENTE: AUTORES).	113
FIG 73: RESULTADOS DE VIDA TOTAL– ANÁLISIS POR FATIGA (FUENTE: AUTORES).	114
FIG 74: DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE TRIDIMENSIONAL DEL EJE DEL VENTILADOR (FUENTE: AUTORES).	115
FIG 75: DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE TRIDIMENSIONAL DEL EJE DEL VENTILADOR (FUENTE: AUTORES).	116
FIG 76: DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE TRIDIMENSIONAL DEL EJE DEL VENTILADOR (FUENTE: AUTORES).	117
FIG 77: FUERZAS QUE EJERCEN SOBRE EL EJE DEL VENTILADOR (FUENTE: AUTORES)	122
FIG 78: TENSIÓN DE VON MISES – ANÁLISIS POR FALLA ESTÁTICA (FUENTE: AUTORES).	122
FIG 79: DESPLAZAMIENTOS RESULTANTES – ANÁLISIS POR FALLA ESTÁTICA (FUENTE: AUTORES).	123
FIG 80: DEFORMACIÓN UNITARIA EQUIVALENTE – ANÁLISIS POR FALLA ESTÁTICA (FUENTE: AUTORES).	124
FIG 81: FACTOR DE SEGURIDAD AUTOMÁTICO – ANÁLISIS POR FALLA ESTÁTICA (FUENTE: AUTORES).	125
FIG 82: RESULTADO POR DAÑO ACUMULADO – ANÁLISIS POR FATIGA (FUENTE: AUTORES).	126
FIG 83: RESULTADO DE VIDA TOTAL – ANÁLISIS POR FATIGA (FUENTE: AUTORES).	127
FIG 84: FUERZAS QUE EJERCEN SOBRE EL EJE DE LA ZARANDA (FUENTE: AUTORES)	128

FIG 85: TENSIÓN DE VON MISES – ANÁLISIS POR FALLA ESTÁTICA (FUENTE: AUTORES). .....	129
FIG 86: DESPLAZAMIENTOS RESULTANTES – ANÁLISIS POR FALLA ESTÁTICA (FUENTE: AUTORES). .....	130
FIG 87: DEFORMACIÓN UNITARIA EQUIVALENTE – ANÁLISIS POR FALLA ESTÁTICA (FUENTE: AUTORES). .....	131
FIG 88: FACTOR DE SEGURIDAD – ANÁLISIS POR FALLA ESTÁTICA (FUENTE: AUTORES). .....	132
FIG 89: RESULTADO DAÑO ACUMULADO – ANÁLISIS POR FATIGA (FUENTE: AUTORES). .....	133
FIG 90: RESULTADO VIDA TOTAL – ANÁLISIS POR FATIGA (FUENTE: AUTORES). .....	134
FIG 91: SIMULACIÓN DINÁMICA DEL FLUJO DE AIRE – DISEÑO DEL DUCTO (FUENTE: AUTORES). .....	137
FIG 92: SIMULACIÓN DINÁMICA DEL FLUJO DE AIRE – DISEÑO DEL DUCTO (FUENTE: AUTORES). .....	137
FIG 93: CURVA TEMPERATURA VS VISCOSIDAD DINÁMICA (FUENTE: AUTORES). .....	138
FIG 94: CURVA TEMPERATURA VS CALOR ESPECÍFICO (FUENTE: AUTORES). ..	138
FIG 95: CURVA TEMPERATURA VS CONDUCTIVIDAD TÉRMICA (FUENTE: AUTORES). .....	139

# Capítulo I

## **I. INTRODUCCIÓN**

### **1.1. Realidad problemática.**

#### **➤ A nivel internacional.**

La cebada (*Hodeum vulgare*) es un vegetal que por su naturaleza realiza la germinación y florece durante el curso de un año, es monocotiledónea que pertenece a la familia de las poáceas. Este cultivo ha cobrado gran importancia para la alimentación animal y humana, razón por lo cual en la última década se convirtió en el quinto producto más cultivado en el ámbito global. Los registros marcan que de los diversos cereales fue el más antiguo cultivado por el hombre, probablemente se realizó hace 10 000 años en los lugares de procedencia situados en el sureste de Asia y África.

En la actualidad los productores más importantes a nivel mundial son la Unión Europea, Rusia, Canadá, Australia, Ucrania, Turquía, y Kazajstán. Así mismo, Argentina, es uno de los países sudamericanos que se ha catalogado como uno de los mayores productores de cebada y con mejor calidad que se deriva para la industria cervecera. Estadísticamente la producción de cebada a nivel mundial a lo largo de los años se registra por distintas razones una decadencia intolerable que afecta muchos sectores industriales – económicos a nivel global; teniendo como factor problemático de disminución principal el descenso de los rendimientos medios por la imprevisibilidad climática, las disímiles prácticas culturales y una menor superficie implantada.

La producción mundial de cebada, estaría representado por el 8% de la producción mundial de cereales, en los últimos superó los 141 millones de toneladas. No obstante, dicho tonelaje represento una pérdida del 2% si es comparado con las campañas realizadas. También la relación mundial de stock/consumo se ubicaría en torno al 15%, siendo esta la más baja en las últimas dos décadas. (Producción Mundial de Cebada, 2018).

Relacionándose con la calidad de producción en los diversos países a nivel global, Argentina es el país de la producción de cebada con los estándares de calidad más altos que tiene como destino la exportación para cerveceras, a

excepción de la variedad forrajera. A nivel internacional las preferencias para producir cebada, el 25% tienen como destino la fabricación de cerveza. (Calidad de producción de la Cebada, 2018).

La producción de cebada no se desarrolla de la misma manera en los distintos lugares ya mencionados, teniendo grandes variaciones de calidad de producto, razón por lo cual, las buenas prácticas y el factor climático pasan a tener una importancia superlativa en cada uno de los países productores. Es por ello, que si la producción alcanza el equilibrio resulta beneficioso para la agricultura, pero si no es así, se generan importantes efectos colaterales en el mercado, teniendo como resultado una mala inversión económica en la producción de cebada.

Según análisis estadísticos en los años 2018/2019, se ha observado el comportamiento que ha tenido el clima, donde se obtuvo como resultado una limitante para el desenvolvimiento de la producción de cebada en el hemisferio norte, por la reducción del volumen cosechado, donde se registraron problemas de calidad para obtener la cebada maltera. El impacto fue significativo, afectando el norte de Europa y especialmente a Alemania. (De Bernardi, 2019).

➤ **A nivel nacional.**

En nuestro país la cebada se encuentra en el tercer cereal más cultivado, atrás de otros cereales como son el arroz y maíz. Sus cultivos se suelen realizar en áreas más extensas en comparación al trigo, en 1998 tuvo como resultado una siembra mayor a 146 698 hectáreas del cual se obtuvo como productividad un promedio de 1130 kg/ha, la misma que en su gran mayoría fue utilizada como consumo propio. Si hablamos de industrias grandes que requieren como materia prima para su producción industrial, tenemos a la industria malta-cerveza, que el insumo básico es la cebada, la misma que alcanza un aproximado quince (15%) al veinte (20%) de la oferta interna del mencionado producto (cebada), importando entre 40000 a 100000 t/año con la finalidad de que haya una satisfacción en cuanto los requerimientos. (UNALM, 2010).

La producción de Cebada en Perú principalmente no cumple los estándares de calidad adecuados para la industria cervecera, donde la cebada es materia prima para su proceso industrial. La cebada que se produce en los diversos departamentos del Perú un 60% se utiliza principalmente para forraje, exportaciones regionales o autoconsumo. Uno de los factores que traen grandes desventajas para los productores de cereales, es respecto al desinterés y desamparo del estado peruano, lo cual, los productores de cebada se ven abandonados sin ningún impulso que les ayude a salir adelante para tener sembríos con semillas de buena calidad, buen trabajo de tierras de cultivo, mejoramiento de las zonas geográficas, abonos adecuados y aplicación de trabajos tecnificados. En su gran mayoría los que cultivan cebada lo realizan de forma empírica, implicando excesivas pérdidas en cada proceso que realizan.

No teniendo los factores adecuados de calidad y la producción necesaria para contemplar necesidades de diversas industrias que requieren dicho producto, el Perú está obligado a importar cebada de países extranjeros, teniendo como resultado un desbalance económico, favoritismo para los países extranjeros, reducción de ganancias, menos trabajo laboral para peruanos, aumento de precio de productos procesados, etc.

➤ **A nivel local.**

La zona de Cajamarca cuenta con un índice promedio de producción de cebada, gracias a sus condiciones climatológicas, extensas áreas de terrenos y con buenas propiedades químicas de los suelos para la siembra.

La problemática que constantemente afecta a los agricultores para el desarrollo de producción de la cebada en la zona, y manera de reincidir en este problema es nuevamente el poco o cero auxilios de los organismos locales o regionales, ya que actualmente y en el transcurso de los años muchas zonas en la región Sierra son abandonadas.

La producción de estos cereales depende esencialmente de la buena calidad de semilla, dominar y conocer sobre la fertilidad de los suelos, clima, empleo del

agua, epidemias, enfermedades y muy importante la práctica dedicada a múltiples técnicas agrónomas. Su forma de producción de los agricultores lo hacen de una manera empírica o por la transcendencia de las enseñanzas de sus ancestros, lo cual, no toman en cuenta lo antes mencionado en cuanto al empleo de la fertilidad de los suelos, y los diversos procedimientos agrónomos, considerados los indicados para este tipo de cereal; asimismo, es oportuno indicar que las técnicas que se han mencionado necesariamente se deben emplear considerando diferentes aspectos ya sean biológicos, físicos o químicos de los suelos, así como también el estudio y análisis de la producción y calidad que se puede llegar a obtener con respecto a las condiciones topográficas propias del ambiente. De igual modo por desconocimiento los dedicados a la producción no suelen efectuar un estudio analítico de los suelos antes de que se ejecute la siembra, por ello el proceso de abonamiento lo realizan no siguiendo lineamientos dados por la agronomía sino de forma empírica, o muchas veces siguen al pie de la letra las recomendaciones dadas ya sea por algún vecino o algún vendedor de fertilizantes. En contados casos algunos productores se abstienen a utilizar otro tipo de abonos más que el orgánico; otro sector la fertilización química, y por último hay quienes realizan la combinación de orgánico y químico. La mayor parte de los sujetos que son productores tienen como característica el poco conocimiento de la trascendencia de elementos menores, mayores y micro-elementos en el crecimiento y desarrollo de sus cultivos, todo esto tiene como resultado una producción limitada que principalmente el producto final lo utilizan para su propio consumo o un pequeño negocio en los pueblos más cercanos. Implicando muchos factores negativos para su desarrollo de exportación nacional o internacional. (Cereales Andinos, 2011).

La falta de maquinaria tecnológica para la producción de cebada es otro factor desventajoso que existe en la zona, teniendo como consecuencias pérdidas excesivas en los procesos que se realiza a la cebada (trillado - venteado) usualmente se hace aprovechando las fuentes naturales como el viento, el sol y herramientas construidas por los propios agricultores; el grano final es de mala

calidad teniendo un aproximado de 55% de impurezas, mezcla de grano de cebada con escoria.

## **1.2. Antecedentes de estudio.**

### **➤ A nivel internacional.**

(Ahmad, Iqbal, Tanvir, Sial, & Ahmad, 2013) REDISEÑO Y DESARROLLO DE BATIDOR INDÍGENA TRILLADORA TRIGO. En la Universidad de Agricultura de Faisalabad de Pakistan, se realizó el mejoramiento de un diseño de una trilladora de trigo porque presentaba diversos problemas técnicos y económicos que afectaba directamente a los productores, entre ellos, el peso voluminoso, pobre rendimiento de la máquina, los accidentes humanos y una tasa muy alta de consumo de combustible. Para el mejoramiento de las deficiencias que presentaba la maquina se realizó diversos análisis de funcionalidad y operación a lo largo de una semana de trabajo, para obtener datos técnicos y los requeridos para realizar el rediseño de la maquina trilladora. Ante ello, se prepararon diseños modificados y dibujos de fabricación de los diversos componentes tales como el volante, batidor, tambor batidor, soplador y transportador de alimentación.

Terminado los diversos análisis puntuales deficientes de las máquinas, como resultado final se obtuvo el incremento de la producción, mitigación de pérdidas de grano en la máquina, reducción de accidentes, costos de mantenimiento, la eficiencia media de trilla se incrementa de 98% a 99%, mejoramiento de los batidores en el tambor trillador y reducción del daño en el grano.

(Mera Arana, 2009) DISEÑO DE UNA MAQUINA TRILLADORA PORTÁTIL. Para este trabajo de investigación su objetivo principal es diseñar y analizar estructuralmente la máquina trilladora aplicando software de ingeniería mecánica Pro/Engineer Wildfire 2.0, para obtener resultados óptimos y un diseño de calidad respetando los diversos estándares de diseño.

Está enfocada y dirigida a los pequeños agricultores de Coyhaique, región de Aysén- Chile, lo cual, se ha realizado un análisis agrónomo hasta la obtención del grano final, para ello como primer punto se enfoca en observar y conocer cómo se encuentra en la actualidad la agropecuaria tanto regional como nacional, para luego identificar las zonas principales. También en investigación describe las máquinas trilladoras y especialmente en funcionamiento de estas a través del llamado “proceso de trilla”, todo ello con la finalidad de lograr identificar de manera adecuada las varias que acompañan al problema. Teniendo todas las variables que se ha necesitado se proponen y analizan alternativas de solución, siendo seleccionada la más óptima, incluyendo factores climáticos para la selección del material adecuado, geografía de la zona, producción por hectárea y diversas necesidades a la cual el diseño debe acoplarse para su buen funcionamiento.

➤ **A nivel nacional.**

(Alencastre Miranda & Malpartida de la Cruz, 2012) METODOLOGÍA DE DISEÑO APLICADA A LA OBTENCIÓN DE UNA MÁQUINA VENTEADORA DE GRANOS. En la universidad Pontificia Universidad Católica del Perú, como tesis de pre-grado realizaron una metodología de diseño de una maquina Venteiladora de granos, partiendo de un análisis socioeconómico de las zonas de producción de cebada y trigo, con el fin de mejorar la eficiencia en la producción de cereales de nuestro Perú, reduciendo vulnerables pérdidas en los diversos procesos que se realiza para obtener como resultado final un grano de calidad. La producción de cebada u trigo, donde implica desde la preparación del terreno hasta obtener en producto final de calidad que se desea implica diversos factores, lo cual, el proceso limitado por factores climáticos se tiene mucha relevancia, porque de este depende mucho los diversos procesos por donde pasan los cereales, ya que el clima debe tener condiciones caloríficas y viento seco para

que el producto no sufra daños imprevistos, para así, obtener el producto final bueno (grano limpio).

La importancia de este estudio es el diseño de una maquina orientada al venteo del trigo y cebada, la cual sea eficiente y fácil de maniobrar.

Su desarrollo se hizo mediante un procedimiento metodológico, el cual tiene fases: a) primera fase: identificar la necesidad, b) segunda fase: indagación y estudio de una posible solución al problema presentado, c) tercera fase: la real y adecuada solución que se ajuste con la necesidad requerida.

Como resultados se obtuvo granos limpios las cuales se obtuvieron bajas menores a 5% del peso absoluto obtenido, lo cual, mejora los estándares de calidad y economía para su producción. Se debe rescatar que gracias al prototipo que se diseñó en esta investigación se logró observar que realiza una efectiva limpieza de cereales como el trigo y la cebada en el ambiente de su cosecha. Con la implementación de este diseño se hizo notable la deducción en cuanto al tiempo que genera el procesamiento y también es evidente la reducción del tiempo de procesamiento y el aumento de la productividad. De igual modo, la seguridad en este estudio tuvo como resultado riesgos mínimos en la operación en comparación a otras máquinas semejantes, gracias a la aplicación de normas de seguridad vigentes.

(Malpartida de la Cruz, 2012) DISEÑO Y FABRICACIÓN DE UNA MÁQUINA DE TRIGO Y CEBADA. La investigación que realizó dicho autor pretende acelerar y lucrativo la venta de granos (gramíneas de granos grandes) como lo son el trigo y la cebada. En esta investigación que es muy completa se realizaron tres procedimientos: diseño, construcción y por último la prueba de un ejemplar para el venteado. Se realizó el diseño, construcción y prueba de un prototipo para el venteado. Algo que se debe tener claro es respecto al "Venteo" el cual es uno de los 4 procesos principales que pasa los cereales para obtener un producto final de consumo, en otras palabras, es el procedimiento que se realiza para distinguir la paja o también llamada cascarillas del grano; toda esta mezcla tiene su origen en el proceso del "trillado"

La metodología aplicada en el diseño de este ejemplar fue de forma sistemática de diseño para la ingeniería y se posiciona en el rubro de las Tecnologías Apropriadas.

El fin que busco esta investigación fue la satisfacción de diversas necesidades de los campesinos para su autoconsumo, ubicado en los andes, los cuales presentan bajos recursos y cuya ubicación está lejos de la ciudad. El denominado "Venteo" típico de los granos en mayor proporción es ejecutado por los mismos agricultores en determinadas zonas abiertas en donde se trata de aprovechar el flujo del aire tratando de agruparse entre cuatro a seis personas que laboran dos días aprox. 5 horas por la mañana durante el día para lograr la obtención 500 kg de grano limpio, el cual significa el procesamiento de una hectárea de trigo. El proceso que se ha venido mencionado tiene como límite los cambios climáticos, por ello se necesita de un tiempo adecuado para la obtención de un producto terminado. (grano limpio), por otro lado, se considera que existe una baja producción en el momento que se compara con los métodos ya aplicados o mecanizados. Ante se puede decir que ese prototipo aumenta la productividad, porque hay una reducción del tiempo y también de recursos para la obtención de una igual cantidad del producto concluido. El impulsor principal se ha seleccionado de acuerdo a las condiciones que cuenta las zonas rurales a donde esta direccionado la investigación. Principalmente las máquinas que se usan para el "venteadado" son monitoreadas en una gran parte por motores de combustión interna, se obtiene más de 300 kg/h de grano limpio y su peso es muy cerca a los 200 kg. El diseño de este estudio principalmente es monitoreado por la energía humana posibilita la obtención de más de 60 kg/h de grano limpio (aceptable para el autoconsumo), su peso de 80 kg admite que el transporte sea mucho más accesible para 2 personas, dando mayor posibilidad de una adaptación rápida en cuanto al uso y mantenimiento (lubricación y ajuste de piezas) le concede evidentes cualidades respecto a otras máquinas que se usan en la limpieza de los granos. En relación del producto final es de gran beneficio ya que elimina muchas pérdidas y tiene una calidad adecuada para el autoconsumo.

➤ **A nivel local.**

En la región Cajamarca se siembran alrededor de cincuenta y ocho cultivos, de esa totalidad (58) unos 35 son transitorios y los restantes tienen la calidad de ser permanentes y especiales. La superficie que fue cosechada con los cultivos de tipo transitorios en la región cajamarquina llega a los 198 399 ha, que significa el 9,5% de la superficie ocupada con cultivos transitorios a nivel nacional, por otro lado, en el área cosechada que corresponde a los cultivos de tipo permanentes y especiales se alcanzó el 73 937 ha instaladas, que significaron el 5,2% del total a nivel nacional. Los cultivos transitorios de la región se identificaron un alto índice de superficies cosechadas, en la presente región son trece: triticum (trigo) (27 558 ha), el maíz amiláceo (25 076 ha), solanum tuberosum (papa) (24 831 ha), arroz cáscara (23 681 ha), arveja grano seco (16 402 ha), maíz amarillo duro (15 860 ha), frijol gran o seco (12 964 ha), arveja verde (10 389 ha), cebada grano (10 233 ha), manihot esculenta (yuca) (7 333 ha), maíz choclo (6 112 ha), haba grano seco (3 411 ha) y ullucus tuberosus (olluco) (2 990 ha). En la superficie cosechada acumulada por los 13 cultivos antes mencionados con nombre científico y nombre coloquial, representaron el 94,2% de la superficie con cultivos de este tipo en la región. Sin embargo, también se reconocieron cosechas en veintidós cultivos adicionales a los mencionados, los mismos que se pueden apreciar en la tabla 1. Los cultivos permanentes y primordiales de la región Cajamarca son seis: café (60 087 ha), banana y plátano (5 444 ha), medicago sativa- alfalfa (1 622ha), Theobroma cacao-cacao (1 217 ha), citrus X sinensisnaranja (936 ha) y pacaie o guaba (867 ha), que en toda esa agrupación llegan a sumar una superficie cosechada de 70 171 ha, que significa el 94,9% del área cosechada de Cajamarca. Pero también hay diecisiete diferentes cultivos, los cuales se encuentran instalados y que de igual manera se pueden verificar en la tabla 1.

Tabla 1.

*CAJAMARCA: SUPERFICIE COSECHADA, PRODUCCIÓN, RENDIMIENTO Y PRECIO EN CHACRA DE CULTIVOS MONITOREADOS POR LA DGESEP.*

No. Orden	TRANSITORIOS					PERMANENTES				
	Cultivo	Sup. Cosechada (ha)	Producción (t)	Rendimiento (kg/ha)	Precio Chacra (S/kg)	Cultivo-Producto	Sup. Cosechada (ha)	Producción (t)	Rendimiento (kg/ha)	Precio Chacra (S/kg)
1	Trigo	27 558	28 791	1 045	1,59	Café	60 087	67 897	1 130	6,58
2	Maíz amiláceo	25 076	19 117	762	2,37	Banano y platan	5 444	35 306	6 486	0,48
3	Papa	24 831	289 142	11 644	0,83	Alfalfa	1 622	167 048	103 021	0,22
4	Arroz cascara	23 681	186 759	7 886	1,08	Cacao	1 217	996	818	5,46
5	Arveja grano seco	16 402	13 772	840	2,84	Naranja	936	5 430	5 804	0,60
6	Maíz a. duro	15 860	55 550	3 503	0,90	Pacae	867	4 786	5 520	0,55
7	Frijol grano seco	12 964	11 076	854	2,81	Palta	674	5 699	8 451	1,86
8	Arveja verde	10 389	16 465	1 585	1,66	Chirimoya	660	3 901	5 910	1,11
9	Cebada grano	10 233	9 129	892	1,40	Granadilla	646	3 420	5 295	1,51
10	Yuca	7 333	61 745	8 420	1,15	Piña	507	5 531	10 908	1,26
11	Maíz choclo	6 112	17 023	2 785	1,36	Papaya	291	2 759	9 489	1,24
12	Haba grano seco	3 411	3 095	907	2,51	Lima	259	2 045	7 893	0,90
13	Olluco	2 990	15 975	5 343	1,03	Tuna	171	603	3 526	1,24
14	Frijol verde	1 846	3 998	2 166	0,00	Mango	142	2 346	16 581	1,17
15	Oca	1 717	7 244	4 219	0,67	Vid/Uva	141	1 495	10 603	1,21
16	Haba verde	1 220	2 536	2 079	1,44	Limón	79	541	6 891	1,62
17	Lenteja	1 154	757	656	4,11	Nispero	63	96	1 536	1,16
18	Camote	1 089	6 853	6 293	0,54	Limón dulce	60	429	7 153	0,63
19	Ajo	842	4 847	5 755	5,81	Frijol de palo	25	20	800	1,48
20	Quinoa	756	841	1 113	4,32	Manzana	22	423	19 218	1,01
21	Zapallo	678	10 805	15 931	1,03	Coco	12	101	8 394	0,53
22	Zarandaja	534	403	755	1,34	Maracuyá	8	62	7 750	1,13
23	Maíz morado	381	1 471	3 860	0,93	Mamey	8	25	3 063	1,77
24	Zanahoria	371	3 538	9 544	1,50					
25	Tarhui	359	315	877	4,54					
26	Caigua	164	334	2 032	0,91					
27	Cebolla cabeza	140	1 087	7 773	1,48					
28	Tomate	117	818	7 025	1,19					
29	Col	71	253	3 577	0,79					
30	Betarraga	59	330	5 593	0,90					
31	Lechuga	40	155	3 883	0,93					
32	Rabanito	12	35	2 917	0,92					
33	Paprika	6	84	14 000	2,50					
34	Soya	5	13	2 789	2,40					
35	Frijol castilla	1	1	730	3,80					
	<b>TOTAL</b>	<b>198 399</b>				<b>TOTAL</b>	<b>73 937</b>			

Fuente: SIEA – DEGESEP - MINAGRI.

(Areche Conovilca, 2018) COSECHA DE TRIGO EN CAJAMARCA. Esta región del Perú es caracterizada por tener tierras de cultivo muy activas con buenas condiciones físicas, químicas y geográficas; donde producen diversas variedades de productos, el 45% de los productos que producen aquellas tierras fértiles son para el autoconsumo, el 35% para exportación nacional y el 20% se deriva a la exportación internacional. Cajamarca tiene fuertes números de personas que se dedican a la agricultura, gracias a ello reciben sus fuentes económicas para solventar sus gastos en la vida diaria. La producción de cebada en esta región tiene una extensión aproximada de 28 120 ha, que en su mayoría se realiza de forma empírica por aprendizaje de sus ancestros que cultivan desde décadas atrás, dejando de lado por falta de conocimiento la forma técnica agraria, ya que el gobierno no invierte en capacitaciones de siembra, cosecha y procesamientos a los agricultores.

El procedimiento común que la mayoría de los agricultores realizan la producción de cebada; primero preparan el terreno con la fuerza del hombre en surcos utilizando herramientas como (lampa, pico), realizan trabajos de remoción de terreno, regadíos, los abonos que utilizan son los desechos de animales que comúnmente crían ellos. Teniendo ya el producto dispuesto para cosechar, el agricultor sega el trigo de forma manual, con la ayuda de la herramienta (hoz o segadera), luego es transportada a un lugar adecuado para iniciar con el proceso de trillado, colocan el trigo en mantas de sacos para luego golpear constantemente en ella de manera manual utilizando palos de madera. Una vez ahí, se recoge los granos de trigo con la broza chancada para pasar al proceso del venteado, los agricultores de igual manera lo realizan de forma manual utilizando la velocidad del viento junto a la ayuda de depósitos. Al terminar este proceso, se obtiene el grano limpio, listo para su consumo.

Realizar estos diversos procesos de manera manual tiene muchas desventajas, ya que se necesita de excesiva demanda de tiempo y mano calificada por parte de los agricultores y el producto final no tiene buena calidad.

### 1.3. Teorías relacionadas al tema.

#### 1.3.1. La cebada.

La plantación del **Hordeum Vulgare**(cebada) en nuestro País (Perú), comienza en los Siglos XVI, luego de la aparición de los españoles a nuestra nación del Perú. Posiblemente su sembrío se comenzó en la costa consiguiendo poco a poco su ambiente natural en los Andes, acoplándose a la gran complejidad de los terrenos, climas, criterios de explotación del suelo y usos nutritivos característicos de la región alto andina, combinándose sus raíces con los granos tales como la quinua, cañihua, tarwi, maíz, etc. (Aldaba flores, 2013).

La cebada es un cereal muy conocido hace tiempos antiguos, lo cual forma parte de bebidas como la cerveza, chichas, coladas entre otras. Sus panojas son cortas, grandes y blandos, unido al trigo, maíz, arroz y formando un grupo de cereales “eminentes” a nivel mundial. Es de fácil adaptabilidad y no es difícil su proceso de cultivo. (Gunsha Llamuca & Méndez Sigüencia, 2019). A continuación, se describe las partes que comprende la cebada:

##### *a) Raíz.*

Es la parte fibrosa, su sistema radicular fasciculada tiene las características similares a manera de cabellera y tiene menor hondura en relación con otros cereales. Como podemos ver en la figura 1 se estima que el 60% de volumen de las semillas, se ubica 25cm debajo del suelo.



*Fig 1: Raíz de la cebada (fuente: Wikipedia).*

**b) Tallo.**

Es recto y grueso de tipo caña formado por 6 u 8 nudos y entrelazos, donde en la parte central es más amplio que en los bordes junto a los nudos (tallo aplastado, no cilíndrico). Estos tamaños pueden variar de acuerdo al suelo y al tipo de clima, de los cuales tenemos de diferentes tamaños de 85 a 95 cm de tallo bajo, 95 a 105 de tallo medio, 105 a 145 de tallo alto y un promedio de 5 a 8 entrenudos como podemos observar en la figura 2.

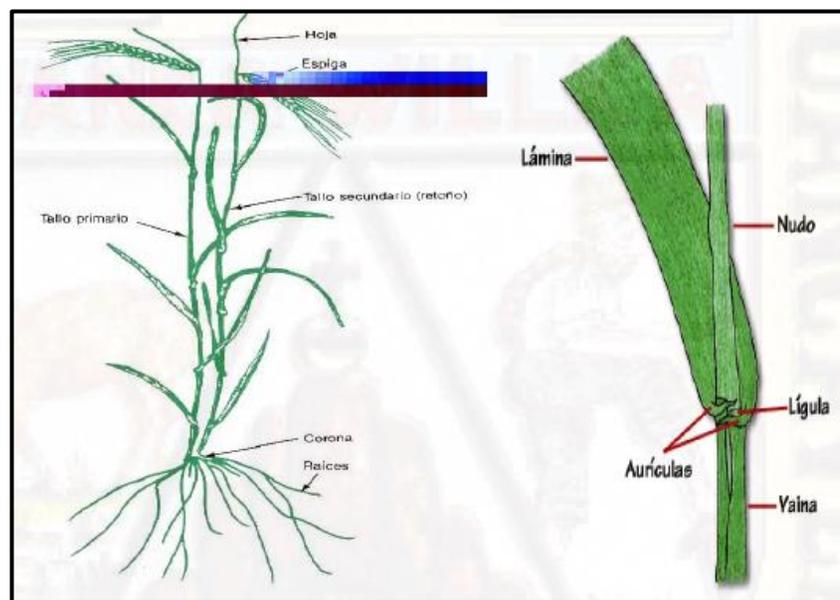


Fig 2: Composición del tallo (fuente: Wikipedia).

**c) Hojas.**

Tiene la forma geométrica de hojas estrechas lanceoladas y tiene un color verde más claro que la del trigo y en su inicial proceso de su crecimiento la planta de trigo suele ser más recto.

**d) Flores.**

Las flores tienen las características de mono floral, cada una formada por espiguillas, tiene 3 estambres y un pistilo de 2 estigmas plumosos. Las plantas comienzan abrirse luego de haberse producido la fecundación, lo cual tiene

importancia para la preservación de los caracteres de una complejidad determinada.

e) **Grano.**

El grano tiene la forma de un amarantáceo con las glumillas unidas, excepto en la ocasión de las cebadas desnudas, el fruto es generalmente punteado en el cual puede ser desnudo o cubierto, esto dependiendo de la variedad.

El grano es muy idéntico a la del trigo, sólo tiene una disimilitud en un porcentaje ligeramente menor de proteínas, menor en hidratos de carbono, y en vitamina B1 y B2 es agradablemente rica. También es exquisito en minerales como el zinc y contribuye variedades de oligoelementos, sin embargo, carece de un mínimo de calcio. En la figura podemos ver las partes del grano de la cebada.

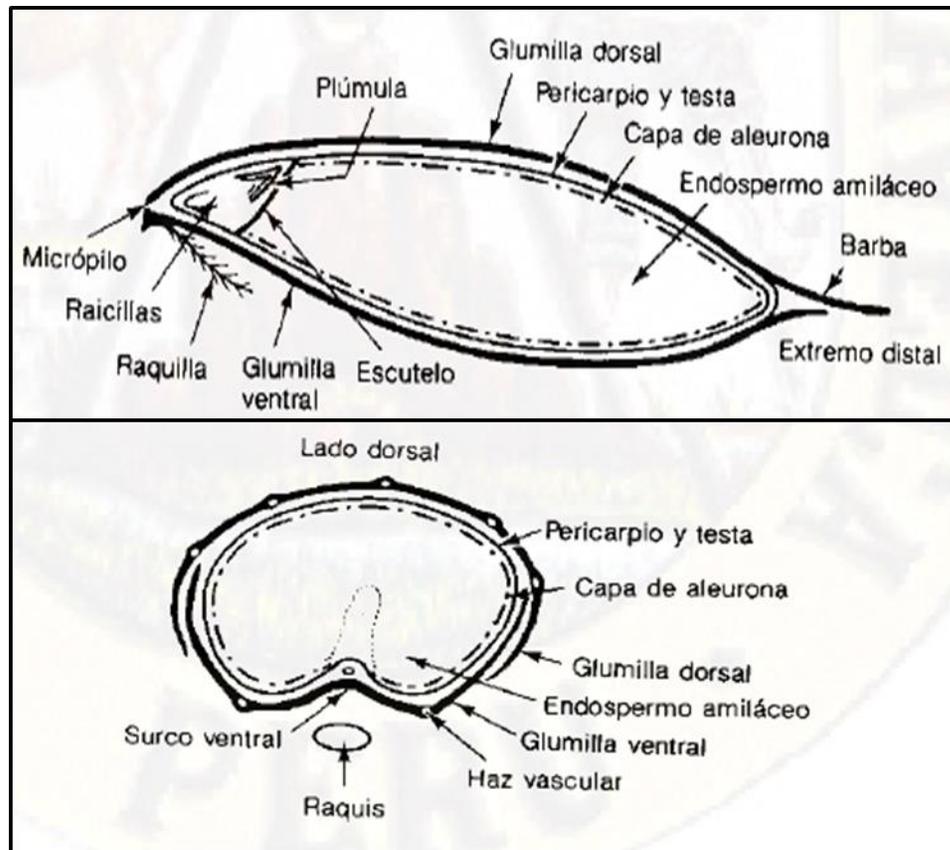


Fig 3: Sección longitudinal (vertical) del grano de cebada (fuente: (Verástegui Martínez, 2017)).

### **1.3.2. Procesamiento del grano de la cebada.**

La cebada en los procesos agrícolas consta de diferentes operaciones de cosecha, dentro ellas podemos decir que tienen operaciones parecidas, referido a plantas de propiedades semejantes, que se encuentra dentro de un mismo conjunto de plantas que poseen espigas. Para el proceso de cosecha de la cebada tienen las siguientes operaciones de siega, gavillado, trillado, limpieza y almacenamiento en el cual a continuación se describe cada uno de sus operaciones que se empleaban en la actualidad:

#### ***1.3.2.1.Siega.***

Como se puede mostrar en la figura 4, su operación consiste en con cortar los tallos con espigas, mediante una herramienta llamada hoz que es utilizada de preferencia por los campesinos.



*Fig 4: Proceso de la siega de la cebada (fuente: Wikipedia).*

#### ***1.3.2.2.Gavillado.***

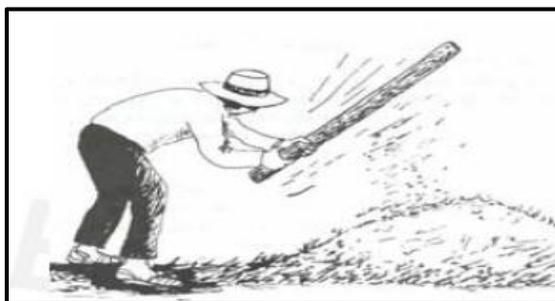
El gavillado su operación es de juntar por manojos todos los tallos y agruparlos en forma de una pirámide, para que circule una corriente de aire y luego pueda secarse adecuadamente y ser llevado para el siguiente proceso (véase figura 5).



*Fig 5: Gavillado de la cebada (Fuente: Wikipedia).*

### **1.3.2.3.Trillado.**

El trillado su finalidad es de liberar el grano de la planta mediante el choque y el roce, que se utilizan los troncos de menor sección y no muy largos para lograr este proceso (véase figura 6).



*Fig 6: Trillado de la cebada (Fuente: (Malpartida de la Cruz, 2007)).*

### **1.3.2.4.Limpieza.**

La limpieza consiste en la de separar el grano de la broza una vez realizado el venteado mediante herramientas como horquetas, zarandas, etc. (véase figura 7).



*Fig 7: Limpieza del grano de la cebada (Fuente: (Malpartida de la Cruz, 2007)).*

### ***1.3.2.5.Almacenamiento.***

Este último proceso es la de almacenar el grano en un depósito adecuado o silo.

Para obtener un producto final de calidad del grano de cebada conlleva a que cada uno de estas operaciones obedezca a numerosos y diferentes cuidados. La finalidad principal de este proyecto es la limpieza, siendo esta operación importante por muchas razones, en la cual una de ellas es la de obtener un grano sin impurezas (broza, etc.), (Malpartida de la Cruz, 2007). Por tal motivo una de las impurezas almacenadas en el silo conllevaría a tomar los siguientes riesgos:

- La acumulación de humedad de la broza conlleva a la aparición de insectos y microorganismos, y lo cual dañaría el producto.
- Dificultaría otras labores como el manejo, traslado y almacenamiento.
- Si conlleva a usarse equipos como secadores, procedería a producirse un incendio debido a que la broza es fácilmente de entrar en combustión.
- La humedad de la broza constituiría realizar otras operaciones como la limpieza y obtener un grano limpio, y perjudicaría el tiempo de labor de la persona para la obtención final de este producto.

En general el proceso de limpieza del grano de cebada consta en usar la corriente del viento y para producirse este efecto se tiene que acondicionar a ciertos lugares al aire libre. Para llevar a cabo este proceso y obtener un producto final, dependería del número de personas, el tiempo de trabajo y clima.

(Malpartida de la Cruz, 2007) indica que en el distrito de Limatambo (Cusco) mediante esta técnica de limpieza se pudo obtener 400 a 500 kg de trigo limpio laborando cinco personas durante dos días, de 4 a 10 horas por día (dependiendo de la magnitud del aire), donde por persona se tiene entre 4 a 12.5kg/(h. persona) de grano limpio. También menciona que si se utilizase la limpieza equipos como aventadoras(limpiadoras) y zarandas vibratorias, estas operaciones se ejecutaría con equipos movidos manualmente o interviniendo los motores de combustión interna, donde se crea una corriente de aire con una determinada presión y una dirección constante; la cual la panoja larga es replegada mediante horquetas o

mediante cribas que pueden ser maniobradas manualmente. En los procesos agrícolas en zonas andinas, para limpieza de los granos que utilizan máquinas con motores de combustión interna, mayormente se ejecuta por dos procesos, el trillado y el venteado y obteniendo una gran capacidad de producción de grano limpio de 300 kg/h y su peso es de 200 kg.

### 1.3.3. Características de la cebada sin limpiar.

De acuerdo a la información de la composición de la cebada es debidamente muy escasa y muy variable en bibliografías especializadas que dependen de diferentes factores como el tipo de material, la humedad de la broza, los parámetros de proceso de trillados que están limitados a su forma geométrica (cóncava) y el rotor en la trilladora.

En el trabajo de investigación realizado por Vidal mediante una encuesta en la ciudad de Huánuco, indica que de una hectárea (10 000 m<sup>2</sup>) se obtiene 3000 kg de tallos con panojas; y después del proceso de trillado y limpieza, se consigue aproximadamente 500 kg de grano limpio. Entonces se procedió realizar experimentalmente, el proceso de trillado de 11 kg de tallos con panojas de grano, consiguiendo al final 2 kg de grano limpio (18 %), 7.5 kg de broza larga (74 %) el cual es retirado por horquetas y cribas, y para retirar la glumilla (de 1 a 5cm de largo) se utilizó una corriente de aire constante obteniendo 1.5 kg de broza corta (8%) el cual es detallado en la tabla 2. (Vidal Bazalar, 2004).

Tabla 2

*Composición de la mezcla*

<b>Mezcla de la cebada</b>	<b>Porcentaje del grano en la mezcla (%)</b>
Grano limpio	18
Broza y cascarilla	8
Broza larga	74

Fuente: (Vidal Bazalar, 2004)

Durante la siega y del proceso mencionado anteriormente del venteado (trillado), la broza presenta diversos tamaños: la primera que es determinada broza larga que tiene una longitud de 15 a 60 cm, que es difícil separar los granos durante una flujo de aire, debido a esta dificultad es necesario retirar con anticipación la broza larga en el proceso de venteado; la segunda recibe el nombre de broza corta que tiene una longitud menor a 15cm, que son fáciles de separar durante el proceso de trillado y venteado, es por ello que la mezcla al entrar a la máquina esté libre de maleza larga, consiguiendo casi un 50 % de grano limpio de la mezcla a procesar (Malpartida de la Cruz, 2007).

La densidad de la cebada es de 1430 kg/m<sup>3</sup> y de la broza no se tiene un dato específico debido a que en la naturaleza está sometido a diversos factores y uno de ellos es la humedad, y el aplastamiento de la mezcla, etc. Sin embargo, en el proyecto de Vidal menciona que el 30 % de maleza corta se tiene una densidad de 200 kg/m<sup>3</sup> (Vidal Bazalar, 2004).

#### **1.3.4. Técnicas y equipos utilizados actualmente.**

##### ***1.3.4.1.Limpieza con viento.***

Esta técnica es mayormente utilizada en la agricultura de zonas andinas, su operación se basa en ascender la mezcla de cebada a una determinada altitud para que luego la corriente de aire separe las impurezas del grano como es la broza y la cascarilla (ver figura 8). Su gran desventaja es que esta operación dependa del clima y también no separa las impurezas pesadas como es la piedrecilla.



*Fig 8: Método utilizado por el campesino (Fuente: Wikipedia).*

#### **1.3.4.2.Limpieza con zarandas manuales.**

Técnica utilizada también en la limpieza artesanal. La característica de la zaranda consta de unas mallas o mallas en serie (ver figura 9), en la cual se coloca la mezcla y es elevada a una cierta altura, donde la corriente del viento retira parte de las melazas pequeñas y las demás impurezas son apartadas en mallas con movimientos vibratorios(zarandeo). Este método tiene la ventaja que la zaranda puede ser construido por los mismos campesinos y obtener buenos resultados del producto; la desventaja para esta operación es que se requiere de personas de gran esfuerzo físico y periodo, y también el personal está expuesto a riesgos de partículas ligeras durante el proceso.

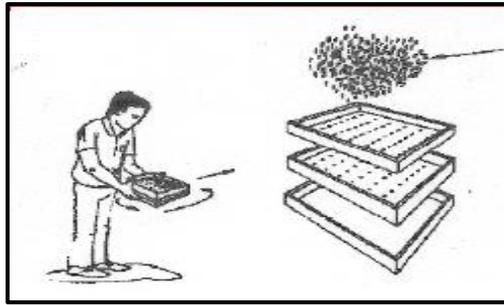


Fig 9: Cribas manuales y en serie (Fuente: Wikipedia).

#### **1.3.4.3.Limpieza con zarandas cilíndricas rotativas**

Estos equipos son usados en la industria de gran capacidad de producción. Esta máquina consta de dos mallas concéntricas, en la cual la interior tiene la forma geométrica de un cono (ver figura 10) para que el grano se deslice cuando se manipula la máquina a una velocidad mínima. Su ventaja de esta máquina es que tiene gran volumen de limpieza y consume poca energía.

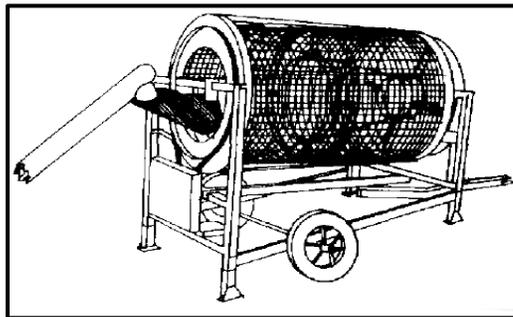
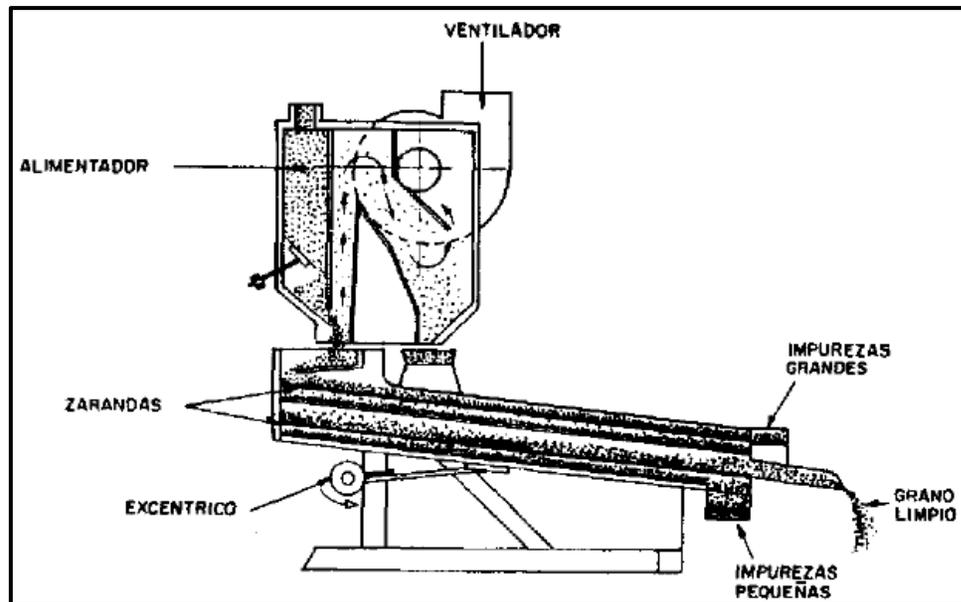


Fig 10: Zarandas cilíndricas rotativas (Fuente: (Malpartida de la Cruz, 2007)).

#### **1.3.4.4. Limpieza con ventiladores.**

Es el equipo más eficiente para la limpieza de granos. La característica principal de este sistema es la corriente de aire por la diferencia de velocidades entre el grano y las impurezas. Su proceso es la de hacer pasar la mezcla por un flujo de aire que es generado por el ventilador que puede ser accionado manualmente o mecánicamente. Estas máquinas están formadas por ciertos accesorios como la tolva, la zaranda, el excéntrico el cual produce el movimiento vibratorio de la zaranda y el ventilador (ver figura 11). Todos estos accesorios pueden ser accionados manualmente o mecánicamente (por ejemplo, un motor de combustión interna).



*Fig 11: Máquina Veneadora artesanal (fuente: (Vidal Bazalar, 2004)).*

#### **1.3.5. Tipos de máquinas utilizadas en la actualidad.**

Hasta el momento se ha descrito las técnicas utilizadas en la agricultura artesanal para el proceso del grano de cebada, como es la limpieza de granos con ventiladores y zarandas. Estos tipos de máquinas son una combinación de estos métodos, que a partir de esta combinación ha incrementado la calidad del producto y ha reducido el tiempo de procesamiento. A continuación, se describe las

características más resaltantes de algunas máquinas que son utilizadas en la actualidad:

#### ***1.3.5.1. Venteadora manual.***

Estas máquinas artesanales mayormente son maniobradas por la fuerza humana y en particular son más frecuentes en la marca Herrandina. Este sistema tiene un ventilador centrífugo maniobrado por una manivela (Figura 12), además tiene un ducto de aire mediante la cual desliza la mezcla que entra por la parte superior. Este equipo tiene un buen grado de eficacia y sencillez de manejo, pero mejoraría la limpieza del grano si fuese un flujo oblicuo de aire y además reduciría la demanda de energía (Malpartida de la Cruz, 2007).



*Fig 12: Venteadora manual (fuente: (Malpartida de la Cruz, 2007)).*

#### ***1.3.5.2. Seleccionadora de semillas.***

Son equipos utilizados para separar las semillas por tamaño. Esta máquina se caracteriza por el aprovechamiento de un impulso rotativo de las cribas cilíndricas cíclicas rotativas (Figura 13). Donde las semillas al ser almacenadas en la tolva, son suministradas ininterrumpidamente al sistema de cribas de agujeros de tamaño diferente, que al final las semillas son sacadas a través de canales adyacentes (Malpartida de la Cruz, 2007).



Fig 13: Máquina seleccionadora de semillas (Fuente: (Malpartida de la Cruz, 2007)).

### ***1.3.5.3. Trillado y venteado de Quinua.***

Esta máquina está constituido por un bastidor (estructura), un mecanismo de cernido de granos, un ventilador, motor, poleas y brazos de transmisión de movimientos (ver figura 14). La máquina cuenta con un motor propio de combustión interna, eléctrica o accionada mediante un cardán acoplado a la toma de fuerza del tractor. Donde una polea acciona el rodillo de trilla, otra mueve las zarandas y una polea pequeña acciona el ventilador. El sistema de trilla está compuesto por un tambor denominado rodillo trillador para el traslado del grano, al girar el tambor éste hace pasar las espigas a una pequeña distancia entre el tambor y el cóncavo, donde los granos se separan de la panoja y pasan a través del espacio entre el rodillo y el cóncavo para luego ser enviada a la zaranda de granos, y así poder al final separar el grano de la broza mediante un flujo de aire (Gunsha Llamuca & Méndez Sigüencia, 2019).



Fig 14: Trillado y venteado de Quinoa (Fuente: (Gunsha Llamuca & Méndez Siguencia, 2019)).

#### ***1.3.5.4.Trilladora Venteadora.***

Son utilizadas en regiones urbanas, donde la agronomía esta semi industrializada, que tiene grandes capacidades de trabajo (1000 Kg/h) y se ejecuta mediante 2 procesos, el trillado y el venteado. Este equipo (ver figura 15) es maniobrado por un motor de combustión interna, su forma geometría es demasiado grande lo que dificulta su traslado, que junto al requerimiento de combustible imposibilitan su uso en sectores rurales alejadas (Malpartida de la Cruz, 2007).



Fig 15: Máquina trilladora Venteadora (Fuente: (Malpartida de la Cruz, 2007)).

### **1.3.6. Comportamiento del grano en una corriente de aire.**

(Malpartida de la Cruz, 2007) indica que el comportamiento del grano en una corriente de aire para un mejor detalle amplio de esta información, considera que queda fuera del alcance de tema de tesis, es por ello que para esta clase de trabajos solo se muestra una síntesis con información resaltante del estudio. Este análisis del comportamiento del fluido está basado en los resultados entorno a su utilización en los trabajos de separación de semillas y partículas.

#### ***1.3.6.1. Propiedades aerodinámicas del grano.***

(Malpartida de la Cruz, 2007) menciona que el comportamiento de un grano en una corriente de aire está definido por sus propiedades aerodinámicas. Los datos principales para este tipo de trabajo son: la velocidad crítica ( $V_{cr}$ ) que viene ser la velocidad máxima para que un elemento quede suspendido en el flujo (desplazamiento cero) y el coeficiente de resistencia (arrastre) al aire ( $k$ ) que depende de la forma del elemento. La ecuación 1 muestra la fuerza de movimiento o acción del flujo del aire  $R(N)$  bajo la influencia de la fuerza del peso  $G(N)$  de una partícula y en la figura 16 se muestra el diagrama de cuerpo libre de un elemento en un corriente de aire.

$$R = k \cdot \rho_a \cdot A(v_a - u)^2 \quad \text{Ec. (1)}$$

Donde:  $\rho_a$ : densidad del aire ( $\text{kg/m}^3$ ),  $A$ : área de la proyección del elemento en un plano perpendicular al flujo de aire ( $\text{m}^2$ ),  $v_a$ : velocidad del flujo de aire ( $\text{m/s}$ ),  $u$ : velocidad del movimiento del elemento ( $\text{m/s}$ ).

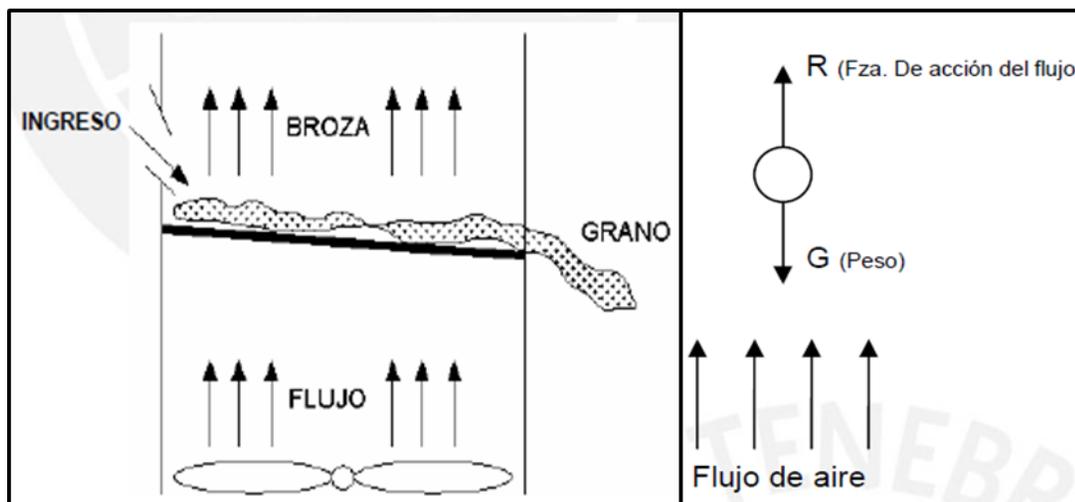


Fig 16: Esquema de un flujo con aire vertical y DCL de un elemento en un flujo de aire (Fuente: (Malpartida de la Cruz, 2007)).

Como se puede observar en la figura 16, las fuerzas G y R actúan en sentido contrario, donde el elemento descenderá cuando  $G > R$ , ascenderá cuando  $R > G$ , y cuando el cuerpo se encuentra suspendido, la velocidad  $V_a$  es denominada velocidad crítica  $V_{cr}$ , y se cumple  $R=G$  y  $u=0$  m/s. Sustituyendo estos parámetros en la ecuación 1, se tiene la siguiente ecuación 2:

$$V_{cr} = v_a = \sqrt{\frac{G}{k \cdot \rho_a \cdot A}} \quad \text{Ec. (2)}$$

El coeficiente de resistencia al aire (k) depende de la forma del elemento y de la velocidad del flujo del aire, y disminuye a medida que aumenta la velocidad de corriente de aire. Los parámetros k y  $V_{cr}$  en el trabajo de Vidal resulta muy complejo y tampoco aborda el tema, es por ello que solo se obtiene información de la  $V_{cr}$  para la melaza y el trigo. En la tabla 2 se muestra las propiedades de la  $V_{cr}$ .

Tabla 3

*V<sub>cr</sub> de la broza y el trigo*

Mezcla	$V_{cr}$ (m/s)
<b>Broza</b>	0.75 - 5.25
<b>Trigo</b>	8.9 – 11.5

Fuente: (Vidal Bazalar, 2004).

En el trabajo de Malpartida se toman los mismos parámetros de “Vcr” del trigo y de cebada, el cual se tomará estos datos más adelante para el cálculo del sistema de ventilación (Malpartida de la Cruz, 2007).

### ***1.3.6.2. Cinética de un flujo ascendente vertical.***

Asumiendo que la fuerza del flujo del aire R es mayor que el peso G, mostrado en la figura 16 del DCL, estas desigualdades provocarían una variación de velocidad de la partícula (). (Malpartida de la Cruz, 2007) considera la ecuación diferencial del movimiento del elemento de masa mp, donde se obtiene la siguiente ecuación 3:

$$m_p \dot{u} - R + G = 0 \quad \text{Ec. 3}$$

A partir de la ecuación 2 (con  $u \neq 0$ ) y ecuación 3, asumiendo que la velocidad del aire (Va) no varía en el tiempo y despejando las ecuaciones, se tiene la siguiente ecuación 4:

$$-m_p \frac{V_{cr}}{19.6} \ln \left( \frac{v_a - u - v_{cr}}{v_a - u + v_{cr}} \right) = t + c \quad \text{Ec. 4}$$

Manipulando matemáticamente la ecuación 4, se obtiene que la velocidad límite del elemento (Ulim) sea igual a la diferencia Va - Vcr. Esto cabe mostrar que el elemento parte desde el reposo hasta alcanzar Ulim, confirmando que el elemento siempre estará en movimiento ascendente mientras permanezca dentro de la corriente de aire. El ejemplo mostrado tiene bastantes conjeturas (se desprecia la resistencia del aire), pero está completamente experimentado para entender que, si se desea empujar la broza y dejar caer el grano, la velocidad del flujo (Va) deber ser mayor que la Vcr de la maleza y menor que la Vcr del grano de trigo (Malpartida de la Cruz, 2007).

Sin embargo, al usar un flujo vertical procede a tener algunas desventajas como el aumento de las dimensiones verticales del equipo y la maleza se dispersaría y contaminaría el ámbito del operador. Además, se necesitaría adicional una cámara gravitacional para recuperar la maleza dispersa, elevando el costo y el peso de la máquina. A diferencia del flujo vertical, el oblicuo no muestra tales inconvenientes; por ello, se transcribe como referencia el análisis del trabajo del flujo inclinado u horizontal (Vidal Bazalar, 2004).

### 1.3.6.3. Trabajo del flujo inclinado u horizontal.

Para estos tipos de análisis los granos entran con una velocidad inicial ( $u_0$ ). El análisis cinético es similar a la del flujo horizontal (ver figura 17), donde la fuerza ( $R$ ) que ejerce el fluido sobre el elemento, está determinadamente desfasada con el peso ( $G$ ) y alineada con la velocidad relativa de la partícula ( $u'$ ). Para obtener un valor del ángulo  $\beta$  óptimo y poder estimar la velocidad del flujo necesario para separar la maleza del grano, se asume lo dicho anteriormente de la sección 1.3.6.2 y se supone algunas condiciones como la velocidad inicial de la partícula  $u_0 \neq 0$ , y la corriente de aire es laminar en toda la dimensión del ducto (Vidal Bazalar, 2004).

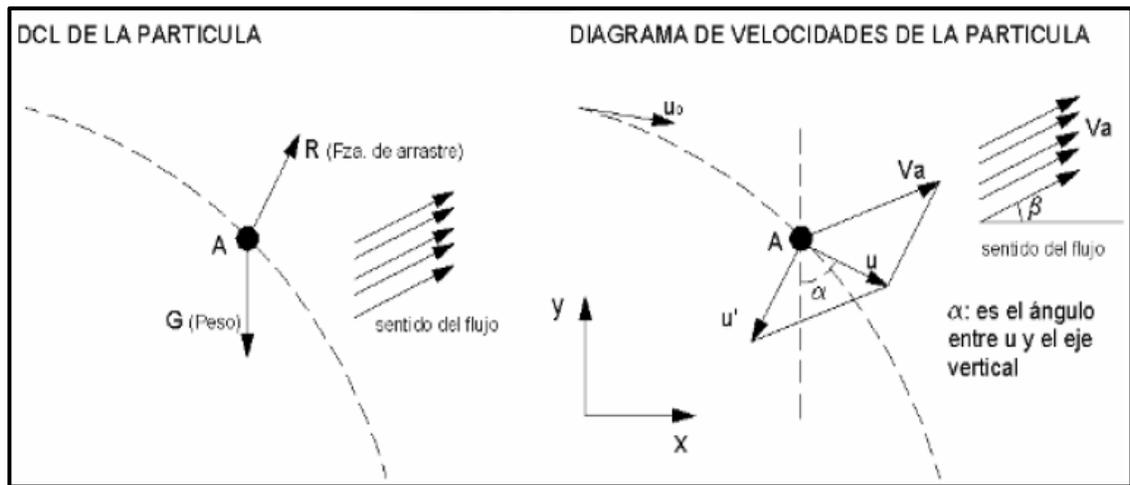


Fig 17: Acción del aire inclinado sobre la partícula (fuente: (Malpartida de la Cruz, 2007)).

La separación de la masa de granos se da cuando la componente vertical de la velocidad de la corriente de aire  $V_a$  es menor que la velocidad del elemento  $V_{cr}$ , y asumiendo que  $U_{x'}$  y  $U_{y'}$  son las componentes de la velocidad  $u'$ . El diagrama de velocidades se obtiene en la siguiente ecuación:

$$\tan \alpha = \frac{v_a \cos \beta - u_{x'}}{u_{y'} - v_a \sin \beta} \quad \text{Ec. 5}$$

Además, los parámetros  $U_{x'}$  y  $U_{y'}$  varían a medida que el elemento se desplaza siendo el límite de  $U_{x'}=0$  es decir la velocidad  $U_x$  tiende a  $V_x$  y el límite  $U_{y'}=U$ . Por lo tanto, la siguiente ecuación llevado al límite para un periodo grande es:

$$(\tan \alpha)_{lim} = \frac{V_a \cos \beta}{V_{cr} - V_a \sin \beta} \quad \text{Ec. 6}$$

La corriente de aire producirá una  $V_{cr \text{ min}}$  y una  $V_{cr \text{ máx}}$ , obteniendo un rango para la velocidad crítica; la dimensión de esta condición es regulado por el parámetro del ángulo  $\beta$  de inclinación del flujo, al manejar matemáticamente la ecuación 6, se puede concluir que a mayor valor de  $\beta$  mayor será el apartamiento de la maleza del grano y para un menor valor de  $\beta$  el apartamiento se reduce. Entonces podemos decir que para un flujo horizontal el parámetro de  $\beta$  es igual a cero, es por ello que tiene un bajo apartamiento lo cual se perfecciona con ampliar el ducto pidiendo por ello mayor capacidad de caudal (Malpartida de la Cruz, 2007).

En el trabajo de Vidal se muestran unos datos recomendados por el autor del análisis; sin embargo, los experimentos para su definición no se detallan a gran profundidad (Vidal Bazalar, 2004). En la tabla 4 se muestran los parámetros los siguientes y se emplearán para el dimensionamiento del ducto de ventilación:

Tabla 4

*Datos recomendados para separar la mezcla*

<b>Velocidad del flujo de aire para separar la mezcla (<math>V_a</math>)</b>	<b>Angulo de inclinación del flujo del aire (<math>\beta</math>)</b>
$V_{a \text{ prom}}=7\text{m/s}$	$\beta < 30^\circ$

Fuente: (Vidal Bazalar, 2004).

#### **1.4. Formulación del problema.**

¿Cuáles serán las configuraciones geométricas que permitan un óptimo diseño de una máquina trilladora – venteadora de cebada portátil para el centro poblado de Cabracancha – Chota - Cajamarca?

#### **1.5. Justificación e importancia del estudio.**

##### **1.5.1. Justificación técnica.**

El diseño de la máquina portátil trilladora – venteadora de cebada representa el primer esfuerzo de ingeniería de diseño mecánico al realizarse en centro poblado de Cabracancha, con el concepto de satisfacer las necesidades de los agricultores y obtener una mejor calidad del producto.

### **1.5.2. Justificación económica.**

El cultivo y el procesamiento para la obtención del grano de cebada resulta ser un producto de buena calidad, debido a la fácil operación y al bajo costo del diseño de la máquina; y así también limitando el esfuerzo físico de los campesinos.

### **1.5.3. Justificación social.**

Este trabajo de investigación ofrece una solución adecuada al problema que viene generando para la obtención del grano de cebada, debido a que antes de este diseño, el procesamiento de la cebada dependía de muchos factores, uno de los principales es el clima lo cual la corriente de aire no es constante durante el tiempo de cosecha y otro factor es el esfuerzo físico de las personas que podrían ocasionar enfermedades como musculares, etc. Mediante este diseño mecánico incentiva al hombre a tener una mejor condición de vida, beneficiándose a ellos mismos y obtener una mayor producción su producto.

## **1.6. Hipótesis.**

No aplicable a este tipo de investigación.

## **1.7. Objetivos.**

### **1.7.1. Objetivos General.**

Diseño de una máquina portátil trilladora – venteadora de cebada portátil para el centro poblado de Cabracancha – Chota – Cajamarca.

### **1.7.2. Objetivos Específicos.**

- Determinar la cantidad de producción de cebada y la necesidad de los agricultores del centro poblado de Cabracancha.
- Realizar cálculo matemático del diseño de máquina trilladora – venteadora de cebada.
- Validación de resultados en software CAD.
- Evaluación de costo del proyecto.

# **Capítulo II**

## **MATERIAL Y MÉTODO**

## **II. MATERIAL Y MÉTODO**

### **2.1. Tipo y Diseño de Investigación.**

Aplicativa y Cuantitativa

### **2.2. Población y muestra.**

#### **2.2.1. Población.**

En esta investigación se determinará como población a los agricultores del centro poblado de Cabracancha.

#### **2.2.2. Muestra.**

Está determinado por la cantidad de producción anual de la cebada y el número de zonas de sembrío existentes en el lugar de producción.

### **2.3. Variables, Operacionalización.**

#### **2.3.1. Variables.**

- **Independientes.**
  - Diseño de la máquina portátil trilladora – Venteiladora de cebada.
- **Dependientes.**
  - Producción diaria de cebada.
  - Flujo del aire del ducto.

### 2.3.2. Operacionalización de variables.

Tabla 5

*Operacionalización de variables para el sistema de calefacción a partir del biogás*

<b>Tipos de variables</b>	<b>VARIABLES</b>	<b>Dimensiones</b>	<b>Indicador</b>	<b>Técnica e instrumento</b>
Independiente	Diseño de la máquina trilladora – Venteadora	Potencia del motor	kW	Bibliografía especializada
		Fuerzas distribuidas	N	Cálculos analíticos
		Peso de los componentes	N	Cálculos analíticos
Dependiente	Producción diaria de cebada	Entrada de mezcla de cebada	Kg/h	Cálculos analíticos
		Salida del grano limpio	Kg/h	Cálculos analíticos
	Flujo del aire del ducto	Velocidad crítica de la broza	0.75 – 5.25 m/s	Bibliografía especializada
		Velocidad crítica del grano de cebada	8.9 – 11.5 m/s	Bibliografía especializada
		Velocidad del aire	7 m/s	Bibliografía especializada

Fuente: Elaboración propia.

## 2.4. Técnicas e instrumentos de recolección de datos, validez y confiabilidad.

### 2.4.1. Técnicas de recolección de datos.

- Revisión de bibliografía especializada: artículos científicos, libros y tesis de ingeniería.
- Encuestas a los productores de cebada del centro poblado de Cabracancha.
- Cálculos analíticos.

### 2.4.2. Instrumentos de recolección de datos.

- Revisión bibliográfica por medio de internet y libros.
- Formato de cuestionario de preguntas.
- Libros, tesis y CAD SolidWorks.

#### **2.4.3. Validez.**

La validez de los valores logrados a partir de la información obtenida de la revisión bibliográfica, cuestionario de preguntas y guías de libros de ingeniería servirán como base para el diseño de la maquina portátil trilladora-Venteadora de cebada.

#### **2.4.4. Confiabilidad.**

El diseño de la máquina portátil trilladora-Venteadora se respaldará en la información recaudada de los libros y tesis de ingeniería y en los conocimientos adquiridos durante la investigación.

### **2.5. Procedimientos de análisis de datos.**

Los procedimientos para la recolección de datos se realizaron en los siguientes pasos:

#### **2.5.1 Paso1. Elaboración de encuestas.**

Se realizarán las encuestas a los agricultores del centro poblado de Cabracancha, que se desempeñan en el sembrío de la cebada para determinar su nivel de satisfacción y opinión para una futura fabricación del diseño de la máquina portátil trilladora-Venteadora de cebada.

#### **2.5.2 Paso 2. Identificación de las necesidades de los productores del centro poblado.**

Se determinará las necesidades de los productores de cebada en el centro poblado para adjuntarlos como dato para una futura fabricación del diseño de la máquina.

#### **2.5.3 Paso 3. Evaluación de la demanda de producción del centro poblado.**

Se ejecutará una encuesta sobre la cosecha de la cebada y el tiempo que les toma a los agricultores realizar su actividad para determinar la demora.

#### **2.5.4 Paso 4. Evaluación del tipo de máquina.**

Se realizaría una entrevista personal sobre el tipo de máquina portátil de trillado-venteado del proceso de cebada, para determinar el tipo de máquina adecuado con el fin de obtener una eficiencia máxima de la máquina.

### 2.5.5 Paso 5. Evaluación de las máquinas en el mercado.

Se buscará información en tiendas de páginas web donde vendan estos tipos de máquinas y además se realizará visitas presenciales en tiendas, que contengan con las características parecidas a este tipo de máquina, para tener en cuenta el diseño, costo de la máquina y posteriormente generar una inversión más. En la figura 18 se muestra los 5 pasos de análisis de dato.

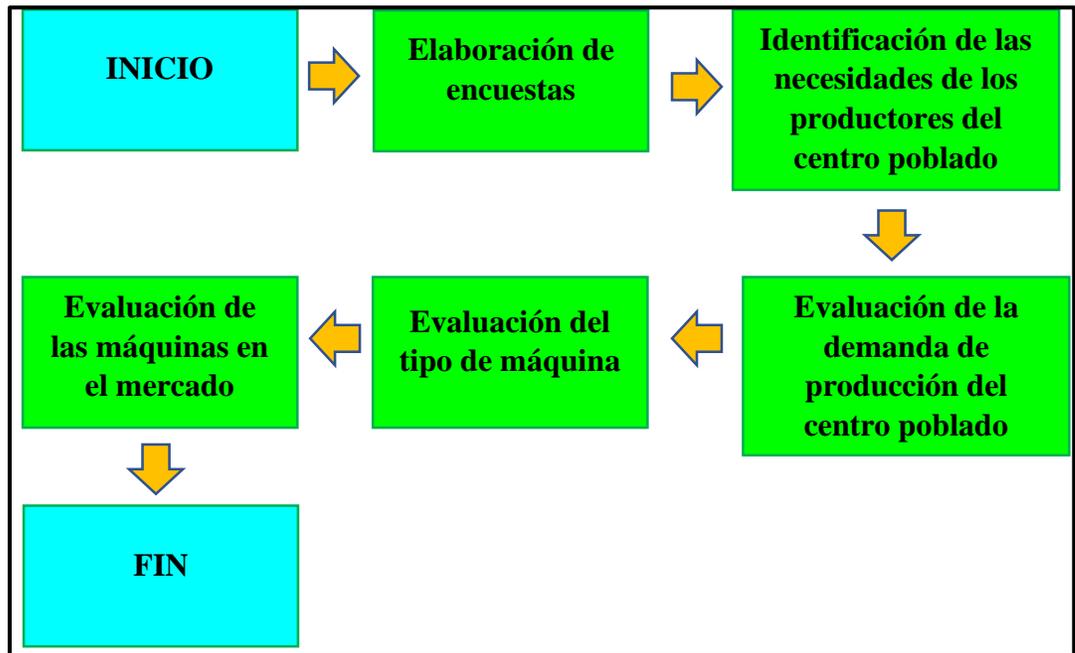


Fig 18: Procedimiento de análisis de datos (fuente: Propia).

## 2.6. Criterios éticos.

Tendremos en cuenta los aspectos éticos de profesionalismo del Colegio de Ingenieros del Perú (CIP) y el código de ética de investigación de la Universidad Señor de Sipán como se muestra en los anexos N° 01 y N° 02.

Código de ética del Colegio de Ingenieros del Perú (CIP) aprobado en la III sección ordinaria del congreso nacional de consejos departamentales del periodo 1998 – 1999 en la ciudad de Tacna 22, 23 y 24 de abril 1999.

Art. 4 – Los ingenieros reconocerán que la seguridad de la vida, la salud, los bienes y el bienestar de la población y del público en general, así como el desarrollo

tecnológico del país dependen de los juicios, decisiones incorporadas por ellos o por su consejo, en dispositivos, edificaciones, estructuras, maquinas, productos y procesos. Por ninguna razón pondrán sus conocimientos al servicio de todo aquello que afecta la paz y la salud.

Art. 12 – Los ingenieros expresaran opiniones en temas de ingeniería solamente cuando ellas se basen en un adecuado análisis y conocimiento de los hechos, en competencia técnica suficiente y convicción sincera.

Código de ética de la Universidad Señor de Sipán elaborado por la dirección de investigación, revisado por el área de planificación y desarrollo institucional – asesoría legal. Ratificado por el acuerdo de consejo universitario con resolución rectoral n° 0851 – 2017/uss.

Art. 7°: Son deberes éticos de los investigadores:

- a)Autonomía.
- b)Responsabilidad.
- c)Profesionalismo.
- d)Compromiso con la sociedad.
- e)Supervisión.

Art. 14°: Respeto de los investigados y de lo investigado:

- a)Respetar las condiciones de salud, de integridad física, psicológica y moral de las personas o grupos que participan en el estudio.
- b)Solicitar y obtener el consentimiento expresado e informado de las personas sujetos investigación.
- c)Respetar la idiosincrasia y la cultura de los participantes en la investigación.
- d)Garantizar el bienestar de las personas, animales y plantas, como objeto de investigación.
- e)Garantizar el almacenamiento adecuado de la información obtenida para el estudio.
- f)Aplicar en todo momento los criterios de confidencialidad y anonimato.
- g)Presentar los resultados respetando las normas de Propiedad Intelectual.

### III. RESULTADOS

#### 3.1 Capacidad de la máquina.

(Escalona, 2015) En su ensayo realizado en su presente trabajo, menciona que la capacidad de una máquina o proceso, se puede interpretar como su aptitud para producir artículos de acuerdo con las especificaciones. En nuestro presente trabajo se interpreta como la aptitud de la máquina trilladora para trillar el cereal, es decir cuántos kilogramos procesa en un determinado tiempo.

En el trabajo de investigación de Llangari, considera que de 1 hectárea (Ha) de sembrío de cebada se obtiene 2700Kg peso en bruto (Espiga con grano) y ésta determinada cantidad al pasar por el proceso de trillado se obtiene el 42% de grano limpio, es decir 1134 Kg (Llangarí Tzaqui & Benalcázar Soria, 2012) .

En el Centro Poblado de Cabracancha el número de hectáreas de sembrío por año es aproximadamente 5Ha, conociendo que la capacidad de producción por hectárea es de 2700Kg en bruto y haciendo uso de la siguiente ecuación se procede a terminar la capacidad de la maquina trilladora-Venteadora de cebada:

$$C = C_p * N_h \quad \text{Ec. 7}$$

Donde:

C = Capacidad

C<sub>p</sub> = Capacidad de producción por hectárea (Kg (Ha)).

N<sub>h</sub> = Número de hectáreas de sembrío (Por año).

Con los datos obtenidos procedemos a calcular la capacidad:

$$C = 2700\text{Kg}/\text{Ha} * 5\text{Ha}/\text{año}$$

$$C = 13500\text{Kg}/\text{año}$$

Por lo tanto, la capacidad de producción de cebada en bruto es de 13 500Kg al año, del cual el 42% corresponde el porcentaje de grano limpio y se calcula con la siguiente ecuación:

$$\text{Capacidad total} = 13\ 500\text{Kg}/\text{año} * 0,42$$

$$\text{Capacidad total} = 5670\text{Kg}/\text{año}$$

La capacidad total de grano limpio es de 5670Kg/año.

Se estima que la máquina va producir 1 quintal por hora que es aproximadamente 46,4 Kg/h de grano limpio de cebada, entonces determinamos la producción en 8 horas (1 día):

$$\text{Capacidad de la máquina} = \frac{46,4\text{Kg}}{\text{h}} * \frac{8\text{h}}{1\text{día}}$$

$$\text{Capacidad de la máquina} = 371,2 \frac{\text{Kg}}{1\text{día}}$$

Entonces determinamos el número de días que estará en funcionamiento la máquina:

$$\text{Capacidad de la máquina(días)} = \frac{5670 \frac{\text{Kg}}{\text{año}}}{371,2 \frac{\text{Kg}}{1\text{día}}}$$

La máquina operará 16 días aproximadamente en un año.

### **3.2 Motor de combustión interna.**

(Llangarí Tzaqui & Benalcázar Soria, 2012) para la selección del motor de combustión interna para este tipo de máquinas trilladoras, Llagarí recomienda que para capacidades de producción de cereales de 6 quintales/h se seleccione un motor de 16HP y para capacidades de producción de 1-2 quintales/h un motor de 12HP. Para nuestro diseño se seleccionó un motor de 13HP de 3600rpm y de modelo GX390. Este motor compensará las fuerzas mecánicas que ejerce los cuatro sistemas de transmisión (eje central de transmisión, eje de la zaranda, eje del rodillo trillador y el eje del ventilador) permitiendo tener un buen rendimiento para estos mecanismos de máquinas de trillado.

### 3.3 Relación de velocidades de los sistemas de transmisión.

#### 3.3.1 Movimiento del motor al eje central de transmisión.

➤ **Datos del motor.**

P: 13 HP

$n_1$ : 3600 rpm

Polea motriz:  $d_1$ : 5cm

Poleas conducidas:  $d_2$ : 20cm

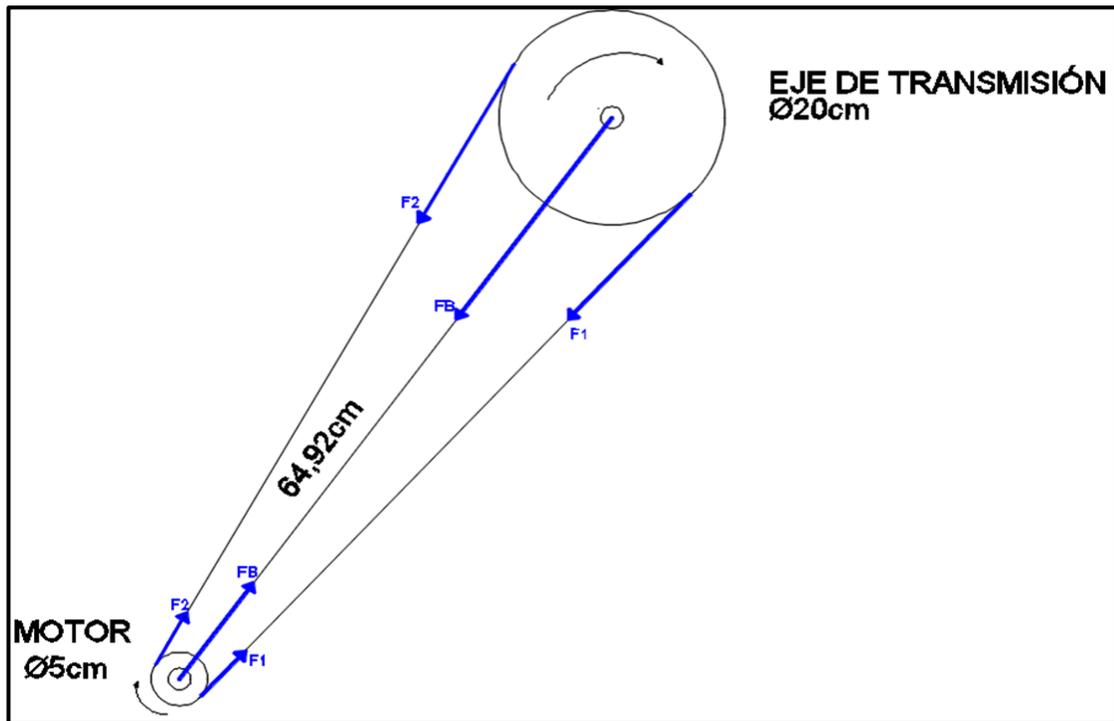


Fig 19: Sistema de transmisión del motor al eje de transmisión (Fuente: Autores).

➤ **Potencia de diseño y rpm.**

Teniendo como dato la potencia del motor 13HP y la velocidad angular 3600 rpm, determinaremos la potencia de diseño ( $P_d$ ), el factor de servicio ( $F_s$ ) en la figura 20, para luego seleccionar el tipo de correa para este tipo de máquinas.

Máquinas motrices	Motores eléctricos cd = 2 cn Motores térmicos multicilindros > 600 rpm			Motores eléctricos c maxi > 2 cn Monocilindro < 600 rpm		
	< 6 h/d	6 a 16 h/d	16 a 24 h/d	< 6 h/d	6 a 16 h/d	16 a 24 h/d
<i>Cargas uniformes ligeras:</i> Agitadores para líquidos, bombas y compresores centrifugos-ventiladores hasta 7,5 Kw Pequeños transportadores	1,0	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
<i>Cargas uniformes medias:</i> Transportadores de cinta (arena, grano) Ventiladores superiores 7,5 Kw Generadores-alternadores, máquinas herramientas Maquinaria artes gráficas, prensas, cizallas, lavadoras, bombas rotativas.	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4
<i>Cargas irregulares con sobrecargas:</i> Maquinaria para ladrillos y cerámica Elevadores con canchilones. Compresores y bombas de pistones. Maquinaria papel. Pulverizadores. Maquinaria textil.	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
<i>Cargas irregulares y sobrecargas importantes:</i> Molinos, machacadoras, laminadoras, calandras mezcladoras. Gruas, dragas.	1,3	1,4	1,5	1,5	1,6	1,8
Cargas muy irregulares y grandes sobrecargas.	2	2	2	2	2	2

Fig 20: Factor de servicio (Fuente: Wikipedia).

$$Pd = P * Fs \quad \text{Ec. 8}$$

$$Pd = 13 * 1,3$$

$$Pd = 16.9\text{HP}$$

➤ **Selección de correa.**

Con la potencia de diseño y los rpm del motor seleccionaremos el perfil de correa como se muestra en la figura 21.

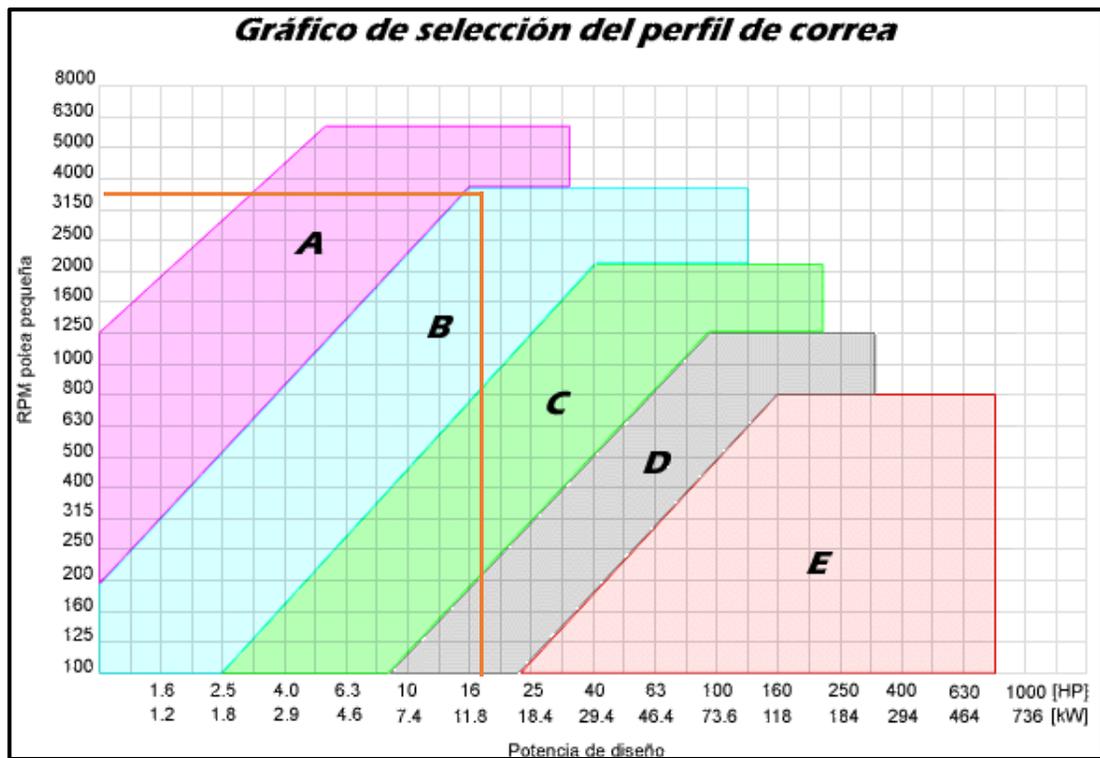


Fig 21: Selección de perfil de correa (fuente: Wikipedia).

Para una potencia de 16.9HP y 3600 rpm, seleccionamos el perfil de correa B.

➤ **Selección de poleas.**

La correa es de perfil B y el diámetro de la polea del motor es de 5cm, con estos datos acudimos al catálogo SKF de poleas para seleccionar la serie de polea de una canal del motor.

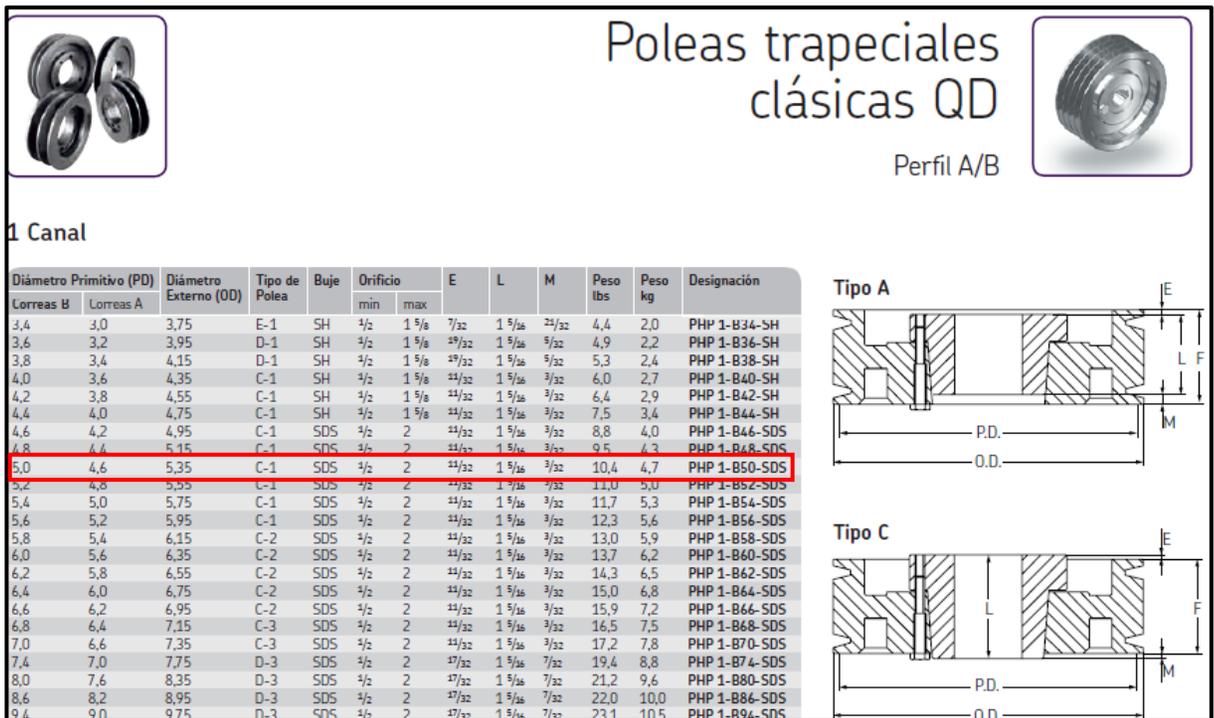


Fig 22: Poleas Trapeciales de 1 canal (Fuente: (Catálogo de poleas SKF, 2019)).

La polea del motor es de serie PHP 1-B50-SDS. Luego seleccionamos la polea del eje central de transmisión.

Diámetro Primitivo (PD)		Diámetro Externo (OD)	Tipo de Polea	Buje	Orificio		E	L	M	Peso lbs	Peso kg	Designación
Correas B	Correas A				min	max						
3,4	3,0	3,75	E-1	SH	1/2	1 5/8	1 37/32	1 5/16	21/32	9,7	4,4	PHP 3-B34-SH
3,6	3,2	3,95	D-1	SH	1/2	1 5/8	25/32	1 5/16	1 21/32	10,4	4,7	PHP 3-B36-SH
3,8	3,4	4,15	D-1	SH	1/2	1 5/8	25/32	1 5/16	1 21/32	11,7	5,3	PHP 3-B38-SH
4,0	3,6	4,35	D-1	SH	1/2	1 5/8	25/32	1 5/16	1 21/32	12,3	5,6	PHP 3-B40-SH
4,2	3,8	4,55	D-1	SH	1/2	1 5/8	25/32	1 5/16	1 21/32	13,0	5,9	PHP 3-B42-SH
4,4	4,0	4,75	D-1	SH	1/2	1 5/8	25/32	1 5/16	1 21/32	13,9	6,3	PHP 3-B44-SH
4,6	4,2	4,95	A-1	SD	1/2	2	23/32	1 13/16	7/32	14,8	6,7	PHP 3-B44-SD
4,8	4,4	5,15	A-1	SD	1/2	2	23/32	1 13/16	7/32	15,7	7,1	PHP 3-B48-SD
5,0	4,6	5,35	A-1	SD	1/2	2	23/32	1 13/16	7/32	16,3	7,4	PHP 3-B50-SD
5,2	4,8	5,55	A-1	SD	1/2	2	23/32	1 13/16	7/32	17,2	7,8	PHP 3-B52-SD
5,4	5,0	5,75	A-1	SD	1/2	2	23/32	1 13/16	7/32	18,1	8,2	PHP 3-B54-SD
5,6	5,2	5,95	A-1	SD	1/2	2	23/32	1 13/16	7/32	18,7	8,5	PHP 3-B56-SD
5,8	5,4	6,15	A-1	SD	1/2	2	23/32	1 13/16	7/32	19,4	8,8	PHP 3-B58-SD
6,0	5,6	6,35	A-1	SD	1/2	2	23/32	1 13/16	7/32	20,1	9,1	PHP 3-B60-SD
6,2	5,8	6,55	A-1	SD	1/2	2	23/32	1 13/16	7/32	20,7	9,4	PHP 3-B62-SD
6,4	6,0	6,75	A-1	SD	1/2	2	23/32	1 13/16	7/32	21,4	9,7	PHP 3-B64-SD
6,6	6,2	6,95	A-1	SD	1/2	2	23/32	1 13/16	7/32	22,0	10,0	PHP 3-B66-SD
6,8	6,4	7,15	B-3	SD	1/2	2	23/32	1 13/16	7/32	23,1	10,5	PHP 3-B68-SD
7,0	6,6	7,35	D-1	SK	1/2	2 5/8	3/32	1 25/16	21/32	24,3	11,0	PHP 3-B70-SK
7,4	7,0	7,75	D-3	SK	1/2	2 5/8	3/32	1 25/16	21/32	26,5	12,0	PHP 3-B74-SK
8,0	7,6	8,35	D-3	SK	1/2	2 5/8	3/32	1 25/16	21/32	27,6	12,5	PHP 3-B80-SK
8,6	8,2	8,95	D-3	SK	1/2	2 5/8	3/32	1 25/16	21/32	28,7	13,0	PHP 3-B84-SK
9,4	9,0	9,75	D-3	SK	1/2	2 5/8	3/32	1 25/16	21/32	35,3	16,0	PHP 3-B94-SK
11,0	10,6	11,35	D-3	SK	1/2	2 5/8	3/32	1 25/16	21/32	41,9	19,0	PHP 3-B110-SK
12,4	12,0	12,75	D-3	SK	1/2	2 5/8	3/32	1 25/16	21/32	52,9	24,0	PHP 3-B124-SK
13,6	13,2	13,95	D-3	SK	1/2	2 5/8	3/32	1 25/16	21/32	59,5	27,0	PHP 3-B136-SK
15,4	15,0	15,75	D-3	SK	1/2	2 5/8	3/32	1 25/16	21/32	66,1	30,0	PHP 3-B154-SK
16,0	15,6	16,35	D-3	SK	1/2	2 5/8	3/32	1 25/16	21/32	72,8	33,0	PHP 3-B160-SK
18,4	18,0	18,75	D-3	SK	1/2	2 5/8	3/32	1 25/16	21/32	83,8	38,0	PHP 3-B184-SK
20,0	19,6	20,35	D-3	SF	1/2	2 25/16	7/32	2 25/16	21/32	94,8	43,0	PHP 3-B200-SF
25,0	24,6	25,35	D-3	SF	1/2	2 25/16	7/32	2 25/16	21/32	119,0	54,0	PHP 3-B250-SF
30,0	29,6	30,35	D-3	SF	1/2	2 25/16	7/32	2 25/16	21/32	147,7	67,0	PHP 3-B300-SF
38,0	37,6	38,35	D-3	E	7/8	3 1/2	27/32	2 3/4	7/32	198,4	90,0	PHP 3-B380-E

Tipo A

Tipo B

Tipo D

Fig 23: Poleas Trapeciales 3 canales (Fuente: (Catálogo de poleas SKF, 2019)).

El diámetro de la polea del eje de transmisión es de 20cm, lo cual seleccionamos la polea de 3 canales y de serie PHP 3-B200-SF.

➤ **Relación de transmisión.**

Se determina con la siguiente ecuación:

$$i = \frac{d2}{d1} = \frac{n1}{n2} \quad \text{Ec. 9}$$

$$i = \frac{20\text{cm}}{5\text{cm}}$$

$$i = 4$$

Dónde: d2: diámetro de la polea conducida.

d1: Diámetro de la polea motriz.

n2: Velocidad angular de la polea conducida.

n1: Velocidad angular de la polea motriz.

Una vez determinada la relación de transmisión, se puede encontrar la velocidad angular del eje central de transmisión con la siguiente ecuación:

$$i = \frac{n1}{n2} \quad \text{Ec. 10}$$

$$n2 = \frac{n1}{i} = \frac{3600}{4}$$

$$n_2 = 900 \text{rpm}$$

➤ **Distancia entre ejes.**

Teniendo como dato la relación de transmisión procedemos a calcular la distancia entre ejes con la siguiente fórmula:

$$C \geq \frac{(i+1)d_1}{2} + d_1 \quad \text{Ec. 11}$$

$$C \geq \frac{(4 + 1)5}{2} + 5$$

$$C \geq 17.75 \text{cm}$$

Por lo tanto, si cumple con la condición, el cual la distancia real entre centros de ejes es  $C=64.92 \text{cm}$ .

➤ **Longitud de la correa.**

Se determina con la siguiente ecuación:

$$L = 2C + \frac{\pi(d_2+d_1)}{2} + \frac{(d_2-d_1)^2}{4C} \quad \text{Ec. 12}$$

$$L = 2(64.92) + \frac{\pi(2 + 5)}{2} + \frac{(20 - 5)^2}{4(64.92)}$$

$$L = 169.97 \text{cm}$$

$$L = 1699.7 \text{mm}$$

Una vez hallada la longitud de la correa, se procede a seleccionar la longitud normalizada ( $L_n$ ) en la siguiente tabla.

Tabla Nº 6		Longitud primitiva nominal				
Correa (in)	Sección Z (mm)	Sección A (mm)	Sección B (mm)	Sección C (mm)	Sección D (mm)	Sección E (mm)
41	1066	1075	1086	-	-	-
42	1092	1106	1100	-	-	-
43	1117	1134	1140	-	-	-
44	1143	1153	1156	1191	-	-
45	1168	1186	1184	1217	-	-
46	1193	1199	1204	1242	-	-
47	1219	1232	1237	1267	-	-
48	1244	1262	1268	1293	-	-
49	1270	1280	1288	1318	-	-
50	1295	1306	1318	1344	-	-
51	1320	1330	1328	1357	-	-
52	1346	1354	1367	1394	-	-
53	1371	1381	1392	1429	-	-
54	1397	1405	1410	1442	-	-
55	1422	1429	1443	1460	-	-
56	1447	1459	1460	1497	-	-
57	1473	1492	1491	1527	-	-
58	1498	1507	1512	1550	-	-
59	1524	1532	1541	1576	-	-
60	1549	1556	1556	1598	-	-
61	-	1584	1601	1623	-	-
62	-	1605	1626	1648	-	-
63	-	1633	1641	1674	-	-
64	-	1658	1674	1699	-	-
65	-	1683	1695	1725	-	-
66	-	1714	1724	1745	-	-
67	-	1742	1743	1775	-	-
68	-	1767	1770	1788	-	-

Fig 24: Selección de Ln Bandas V (Fuente: (Correas de transmisión industrial Dunlop, 2019)).

Se obtiene una longitud normalizada (Ln) de 1695mm y número de correa B65. Nuevamente se vuelve a calcular definitivamente la distancia entre centros de ejes (Cc) con la siguiente ecuación:

$$C_c = C \pm \left| \frac{L - L_n}{2} \right| \quad \text{Ec. 13}$$

Donde: Signo (+) cuando  $L < L_n$

Signo (-) cuando  $L > L_n$

Cumple con la segunda condición:

$$C_c = 649,2 - \left| \frac{1699,7 - 1695}{2} \right|$$

$$C_c = 646,85\text{mm}$$

$$C_c = 64,69\text{cm}$$

Por lo tanto 64.69cm sería la distancia definitiva entre centros de ejes, de perfil de correa B N°65 y  $L_n=1695\text{mm}$ .

➤ **Arco de contacto menor.**

Se determina con la siguiente formula:

$$\alpha 1 = 180^\circ - 57 \left( \frac{d_2 - d_1}{C_c} \right) \quad \text{Ec. 14}$$

$$\alpha 1 = 180^\circ - 57 \left( \frac{20 - 5}{64,69} \right)$$

$$\alpha 1 = 166,78^\circ < 180^\circ$$

Si cumple con la condición.

➤ **Potencia que transmite una correa y factor de corrección C2.**

El factor de corrección se calcula con la longitud normalizada 1695mm y el tipo de correa B N°65 según el catálogo.

Tabla N° 4 - FACTOR DE CORRECCION EN FUNCION DE LA LONGITUD DE LA CORREA						
Tabla N° 4		Sección de la correa				
Longitud correa	Z	A	B	C	D	E
16	0.80	-	-	-	-	-
24	0.83	-	-	-	-	-
26	0.84	0.81	-	-	-	-
31	0.89	0.84	-	-	-	-
35	0.92	0.87	0.81	-	-	-
38	0.93	0.88	0.83	-	-	-
42	0.95	0.90	0.85	-	-	-
46	0.97	0.92	0.87	-	-	-
51	0.99	0.94	0.89	0.80	-	-
55	1.00	0.96	0.90	0.81	-	-
60	-	0.98	0.92	0.82	-	-
68	-	1.00	0.95	0.85	-	-
75	-	1.02	0.97	0.87	-	-
80	-	1.04	0.98	0.89	-	-
81	-	1.04	0.98	0.89	-	-

Fig 25: Factor de corrección (Fuente: (Correas de transmisión industrial Dunlop, 2019)).

68 — 0,95

65 — C2

60 — 0,92

Interpolamos para hallar C2:

$$C2 = (0,95 - 0,92) \frac{(65 - 60)}{(68 - 60)} + 0,92$$

$$C2 = 0,94$$

Se procede a determinar la potencia que transmite la correa con la siguiente fórmula:

$$P1 = Pd * C2 \quad \text{Ec. 15}$$

$$P1 = 16,9(0,94)$$

$$P1 = 15,87\text{HP}$$

➤ **Cantidad de correas necesaria.**

Para determinar la cantidad de correas necesarias se efectúa con la siguiente ecuación:

$$Z = \frac{Pd}{C2 * C3 * P1} \quad \text{Ec. 16}$$

Entonces se tiene que encontrar el último factor de corrección C3, que considera el arco de contacto entre la correa y las poleas que en definitiva limita la capacidad de transmisión ya que este es un sistema que trabaja por roce. Para un ángulo 166,78° el factor de corrección C3 se selecciona en la siguiente tabla.

TABLA Nº 5 - FACTOR DE CORRECCION EN FUNCION DEL ARCO DE CONTACTO		
Tabla Nº 5	Factor de corrección	
	Arco de contacto sobre polea menor	Poleas acanaladas
180°	1.00	0.75
175°	0.99	0.76
170°	0.98	0.77
167°	0.97	0.78
164°	0.96	0.79
160°	0.95	0.80
157°	0.94	0.81
154°	0.93	0.81

Fig 26: Factor de corrección C3(Fuente: (Catálogo de poleas SKF, 2019)).

El Factor de corrección es C3=0,97.

Procedemos a calcular la cantidad de correas necesarias:

$$Z = \frac{16,9}{0,94(0,97)(15,87)}$$

$$Z = 1,16 \approx 1 \text{ correa}$$

La cantidad de correas necesarias en 1.

➤ **Velocidad tangencial de la banda.**

Se calcula con la siguiente ecuación:

$$v = \frac{n1 \cdot \pi \cdot d1}{60000} \quad \text{Ec. 17}$$
$$v = \frac{3600 \cdot \pi \cdot 50}{60000}$$
$$v = 9,42 \text{m/s}$$

➤ **Relación de tensiones.**

La fórmula de la relación de tensiones está determinada por la siguiente ecuación:

$$\frac{F1 - Tc}{F2 - Tc} = e^{\frac{f \cdot \theta}{\sin(\frac{\alpha}{2})}} \quad \text{Ec. 18}$$

Se sabe que la fuerza centrífuga es  $Tc = \rho v^2$ , el valor de la densidad de correa perfil B es  $\rho = 0,20 \text{Kg/m}^3$ , cuyo valor se obtiene de la siguiente tabla, y la velocidad tangencial es  $v=9,42 \text{m/s}$ .

Tabla 6:

*Densidad del perfil de correas.*

<b>Perfil de correa</b>	<b>Kg/m<sup>3</sup></b>
<b>A</b>	0,11
<b>B</b>	0,20
<b>C</b>	0,33
<b>D</b>	0,68

Fuente: (Llangarí Tzaqui & Benalcázar Soria, 2012).

Con los datos obtenidos se procede a calcular la fuerza centrífuga ( $Tc$ ):

$$Tc = 0,20(9,42)^2$$

$$Tc = 17,75 \text{N}$$

Para determinar el ángulo de la garganta de la correa ( $\alpha$ ) se encuentra en la siguiente figura 27:

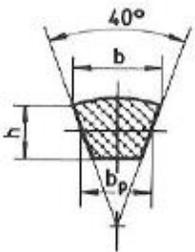
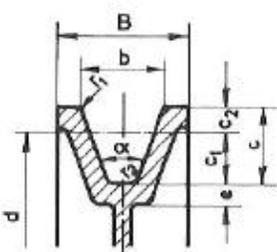
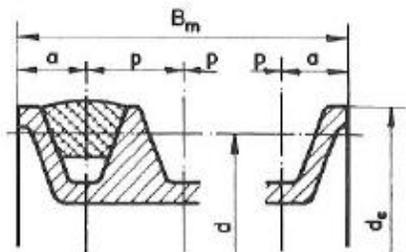
Organos de tracción y de sustentación		POLEAS ACANALADAS PARA CORREAS TRAPECIALES											TABLA 12 . 9
													
Correa		Polea de una garganta					Polea de varias gargantas						
TIPO DE CORREA	$\gamma$	Z	A	B	C	D	E	SPZ	SPA	SPB	SPC		
Ancho de referencia	b	5,3	8,5	11	14	19	27	32	8,5	11	14	19	
Altura mínima	$c_2$	1,6	2	2,75	3,5	4,8	8,1	9,6	2	2,75	3,5	4,8	
Fondo mínimo	$c_1$	4,7	7	8,7	10,8	14,3	19,9	23,4	9	11	14	19	
Radio	$r_1$	0,5	0,5	1	1	1,5	2	2	0,5	1	1	1,5	
Radio	$r_2$	1	1	1	1,5	2	3	4	1	1	1,5	2	
Espesor	e	5	5	6	8	9	10	14	5	6	8	9	
Paso	p	8	12	15	19	25,5	37	44,5	12	15	19	25,5	
Tolerancia	$t_p$	$\pm 0,3$	$\pm 0,3$	$\pm 0,3$	$\pm 0,4$	$\pm 0,5$	$\pm 0,6$	$\pm 0,7$	$\pm 0,3$	$\pm 0,4$	$\pm 0,4$	$\pm 0,5$	
Distancia al borde,	a	7	8	10	12,5	17	24	29	8	10	12,5	17	
Tolerancia	$t_a$	$\pm 0,1$	$\pm 0,1$	+2 -1	+2 -1	+2 -1	+2 -1	+2 -1	$\pm 1$	+2 -1	+2 -1	+3 -1	
Diámetro para 32°,	d	$\leq 60$	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
Diámetro para 34°,	d	—	$\leq 80$	$\leq 118$	$\leq 190$	$\leq 315$	—	—	$\leq 80$	$\leq 118$	$\leq 190$	$\leq 315$	
Diámetro para 36°,	d	$> 60$	—	—	—	—	$\leq 475$	$\leq 600$	—	—	—	—	
Diámetro para 38°,	d	—	$> 80$	$> 118$	$> 190$	$> 315$	$> 475$	$> 600$	$> 80$	$> 118$	$> 190$	$> 315$	
Diámetro mínimo,	$d_m$	20	50	75	125	200	355	500	63	90	140	224	
Dimensiones en milímetros.													

Fig 27: Poleas acanaladas para correas trapeziales (Fuente: ( Larburu Arrizabalaga, 2001)).

Se obtiene el ángulo de la garganta de la correa de  $\alpha=34^\circ$ .

(Gunsha Llamuca & Méndez Siguencia, 2019) menciona que, para bandas en V y poleas trapezoidales, se debe considerar para el cálculo el coeficiente de rozamiento(f) de  $f=0,35$ . Esto es debidamente a que este dato(f) se están empleando por muchos autores en la práctica, por en el cual resulta ser muy favorable para estos tipos de mecanismos por poleas y bandas en V.

De la figura 27 se tiene lo siguiente:

$$\theta = \alpha = 166,78^\circ = 2,91(\text{radianes})$$

$$f = 0,35$$

$$\alpha=34^\circ$$

Con estos datos obtenidos, procedemos a reemplazar en la Ec. 18 mencionada anteriormente:

$$\frac{F1 - 17,75}{F2 - 17,75} = e^{\frac{0,35(2,91)}{\sin(\frac{34}{2})}}$$

$$\frac{F1 - 17,75}{F2 - 17,75} = 32,58$$

$$F1 - 17,75 = 32,58F2 - 578,29$$

$$F1 = 32,58F2 - 560,54 \dots \dots \dots \text{Ec. A}$$

Por formula de potencia tenemos:

$$P = (F1 - F2)V \quad \text{Ec. 19}$$

Donde: P=13HP=9694,1Watts y V=9,42m/s. Reemplazamos estos datos en la Ec. 19:

$$P = (F1 - F2)V$$

$$9694,1 = (32,58F2 - 560,54 - F2)9,42$$

$$1029,09 = 31,58F2 - 560,54$$

$$F2 = 50,34\text{N}(\text{Fuerza en el lado flojo})$$

Reemplazamos este dato en la Ec. A:

$$F1 = 32,58(50,34) - 560,54$$

$$F1 = 1079,54\text{N}(\text{Fuerza en el lado tirante})$$

(Mott, P.E, 2006) Robert Mott considera que, para poleas trapezoidales en V, determina que la fuerza flexionante sobre el eje (FB) es la suma de las fuerzas F1 y F2; como se muestra la siguiente ecuación:

$$F_B = F1 + F2 \quad \text{Ec. 20}$$

Teniendo como dato la F1 y F2 procedemos a calcular la fuera flexionante (FB) sobre el eje:

$$F_B = 1079,54 + 50,34$$

$$F_B = 1129,88\text{N}$$

Diagrama de cuerpo libre de la polea 2 del eje central de transmisión (Ver figura 28):

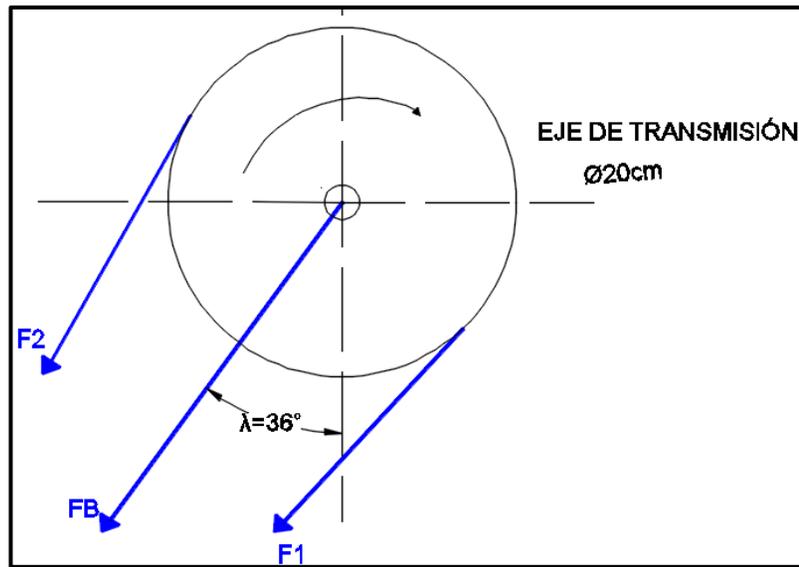


Fig 28: DCL de la polea de lado izquierdo del eje de transmisión (Fuente: Autores).

Descomponemos la fuerza vertical y la fuerza horizontal:

$$F_Y = 1129,88 \cos(36^\circ)$$

$$F_Y = 914,09N$$

$$F_X = 1129,88 \sin(36^\circ)$$

$$F_X = 644,13N$$

Calculamos Torque en la polea 2:

$$T_{P2} = (F1 - F2) \left(\frac{d_2}{2}\right) \quad \text{Ec. 21}$$

$$T_{P2} = (1079,54 - 50,34) \left(\frac{0,20}{2}\right)$$

$$T_{P2} = 102,92N$$

### 3.3.2 Movimiento del eje central de transmisión a la zaranda.

(Gunsha Llamuca & Méndez Sigüencia, 2019), menciona que el eje de la zaranda debe girar a una velocidad angular no muy alta, por ello considera una velocidad angular de 600 rpm como máximo y así la cebada pueda desplazarse adecuadamente y no sufrir severos daños como grietarse el grano debidamente a los altos choques entre el metal y las altas vibraciones que gira el eje de la zaranda (véase figura 29).

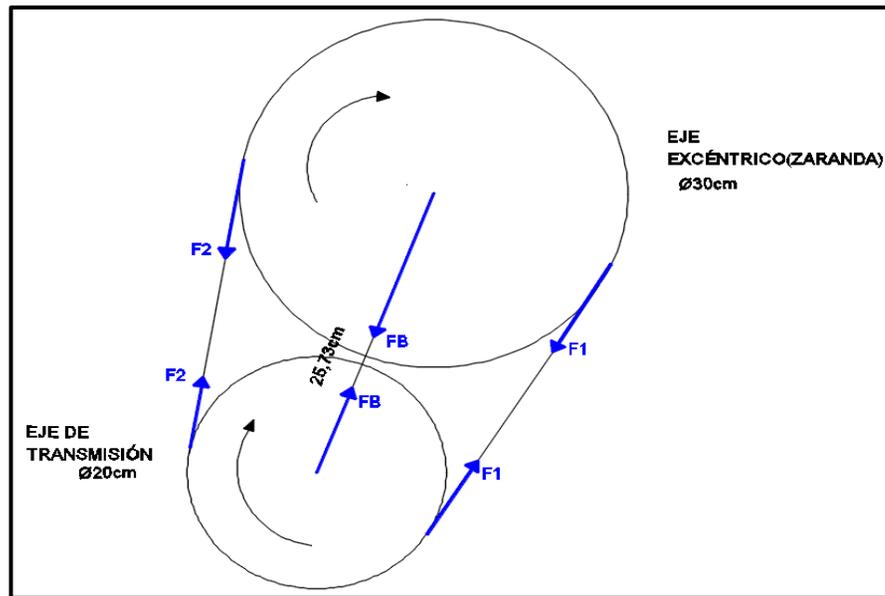


Fig 29: Sistema de transmisión del eje de transmisión al eje excéntrico (Zaranda) (Fuente: Autores).

➤ **Potencia de diseño y rpm.**

La distancia entre centro de poleas es de 25,73cm, la polea del eje de transmisión tiene un diámetro  $d_2 = 20\text{cm}$ , potencia de 13HP y una velocidad angular  $n_2 = 900\text{rpm}$ . Calculamos la potencia de diseño con la Ec. 8:

$$P_d = P * F_s$$

Donde:

$P_d$  = Potencia de diseño

$P$  = Potencia del motor

$F_s$  = Factor de servicio (1,3 ver tabla y sección 3.4.1)

$$P_d = 13 * 1,3$$

$$P_d = 16.9\text{HP}$$

➤ **Selección de perfil de correa.**

Teniendo como datos la potencia de diseño 16.9HP y la velocidad angular 900rpm a la que gira el eje de transmisión procedemos a seleccionar el perfil de correa en la siguiente figura 30.

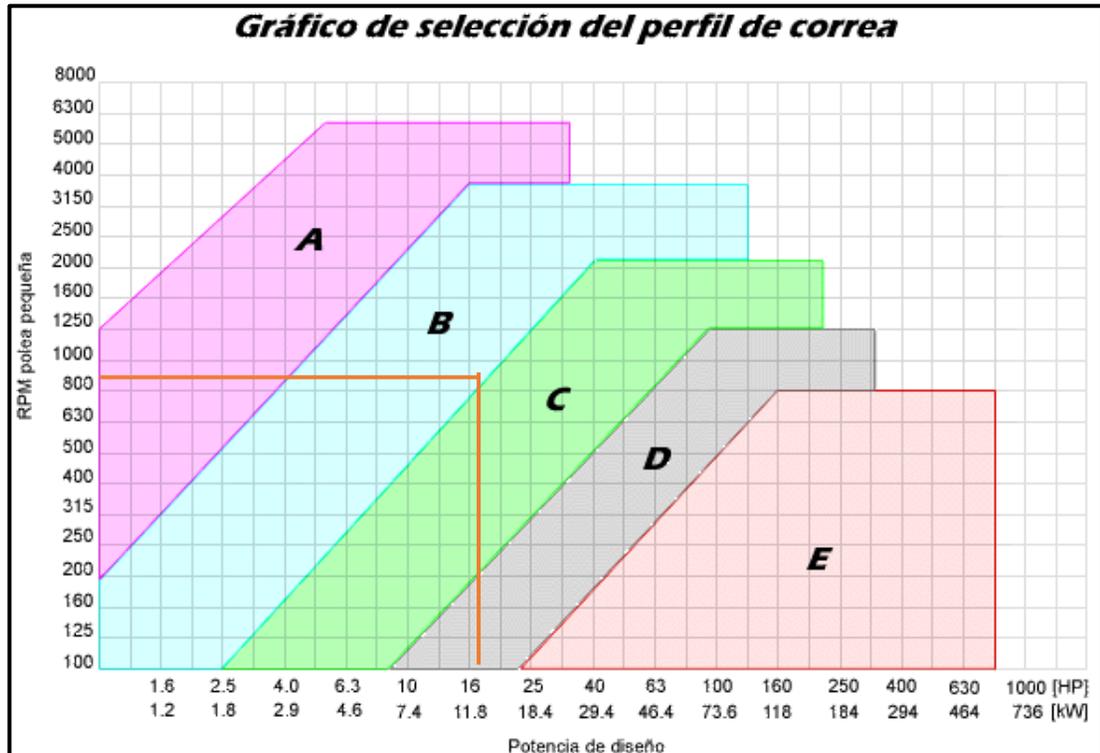


Fig 30: Selección de perfil de correa (Fuente: Wikipedia).

Se obtiene una correa de perfil B para este sistema de transmisión.

➤ **Relación de transmisión.**

Se calcula con la siguiente ecuación:

$$i = \frac{d_3}{d_2} = \frac{n_2}{n_3}$$

$$i = \frac{900}{600}$$

$$i = 1,5$$

Con el dato de la relación de transmisión determinamos el diámetro de la polea conducida  $d_3$ :

$$i = \frac{d3}{d2}$$

$$d3 = 20 * 1,5$$

$$d3 = 30\text{cm}$$

Se requiere una polea de diámetro de 30cm para el eje de la zaranda.

➤ **Selección de poleas.**

La polea del eje de transmisión ya se seleccionó en la sesión 3.4.1, en la cual se obtuvo una polea de 3 canales y de serie PHP 3-B200-SF. Para la polea 3 de un diámetro de 30cm del eje de la zaranda no se encuentra en el catálogo SKF, debido a este problema se tiene que construir una polea del mismo diámetro y que sea de material de aluminio.

➤ **Distancia entre ejes.**

Teniendo como data la relación de transmisión, la distancia entre ejes se encuentra de la siguiente manera:

$$C \geq \frac{(i + 1)d2}{2} + d2$$

$$C \geq \frac{(1,5 + 1)20}{2} + 20$$

$$C \geq 45\text{cm}$$

No cumple con la condición ya que la distancia real entre ejes de  $C=25,73$  no es mayor que 45cm.

➤ **Longitud de la correa.**

Se determina con la siguiente ecuación:

$$L = 2C + \frac{\pi(d3 + d2)}{2} + \frac{(d3 - d2)^2}{4C}$$

$$L = 2(25,73) + \frac{\pi(30 + 20)}{2} + \frac{(30 - 20)^2}{4(25,73)}$$

$$L = 130,97\text{cm}$$

$$L = 1309,7\text{mm}$$

Hallamos la longitud normalizada ( $L_n$ ) para un perfil de correa B en la siguiente figura:

Tabla N° 6		Longitud primitiva nominal				
Correa (in)	Sección Z (mm)	Sección A (mm)	Sección B (mm)	Sección C (mm)	Sección D (mm)	Sección E (mm)
41	1066	1075	1086	-	-	-
42	1092	1106	1100	-	-	-
43	1117	1134	1140	-	-	-
44	1143	1153	1156	1191	-	-
45	1168	1186	1184	1217	-	-
46	1193	1199	1204	1242	-	-
47	1219	1232	1237	1267	-	-
48	1244	1262	1268	1293	-	-
49	1270	1280	1288	1318	-	-
50	1295	1306	1318	1344	-	-
51	1320	1330	1328	1357	-	-
52	1346	1354	1367	1394	-	-
53	1371	1381	1392	1429	-	-
54	1397	1405	1410	1442	-	-
55	1422	1429	1443	1460	-	-
56	1447	1459	1460	1497	-	-
57	1473	1492	1491	1527	-	-
58	1498	1507	1512	1550	-	-
59	1524	1532	1541	1576	-	-
60	1549	1556	1556	1598	-	-
61	-	1584	1601	1623	-	-
62	-	1605	1626	1648	-	-
63	-	1633	1641	1674	-	-
64	-	1658	1674	1699	-	-
65	-	1683	1695	1725	-	-
66	-	1714	1724	1745	-	-
67	-	1742	1743	1775	-	-
68	-	1767	1770	1788	-	-

Fig 31: Selección de Ln de bandas V (Fuente: (Correas de transmisión industrial Dunlop, 2019)).

Se seleccionó un Ln=1288 y correa BN° 49. Con estos datos volvemos a calcular la distancia entre centros de poleas:

$$C_c = C \pm \left| \frac{L - L_n}{2} \right|$$

Donde: Signo (+) cuando  $L < L_n$

Signo (-) cuando  $L > L_n$

Cumple con la segunda condición:

$$C_c = 257,3 - \left| \frac{1309, -1288}{2} \right|$$

$$C_c = 246,45\text{mm}$$

$$C_c = 24,65\text{cm}$$

La distancia real entre ejes es de 24,65cm con una longitud normalizada Ln=1288mm y correa BN°49.

➤ **Arco de contacto menor.**

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57 \left( \frac{d_3 - d_2}{C_c} \right)$$

$$\alpha 1 = 180^\circ - 57 \left( \frac{30 - 20}{24,65} \right)$$

$$\alpha 1 = 156,88^\circ < 180^\circ$$

Si cumple con la condición.

➤ **Potencia que transmite una correa(P1) y factor de corrección C2.**

El C2 se calcula con la longitud normalizada 1288mm y el tipo de correa B N°49 según el catálogo SKF.

TABLA N° 4 - FACTOR DE CORRECCION EN FUNCION DE LA LONGITUD DE LA CORREA						
Tabla N° 4	Sección de la correa					
Longitud correa	Z	A	B	C	D	E
16	0.80	-	-	-	-	-
24	0.83	-	-	-	-	-
26	0.84	0.81	-	-	-	-
31	0.89	0.84	-	-	-	-
35	0.92	0.87	0.81	-	-	-
38	0.93	0.88	0.83	-	-	-
42	0.95	0.90	0.85	-	-	-
46	0.97	0.92	0.87	-	-	-
51	0.99	0.94	0.89	0.80	-	-
55	1.00	0.96	0.90	0.81	-	-
60	-	0.98	0.92	0.82	-	-
68	-	1.00	0.95	0.85	-	-
75	-	1.02	0.97	0.87	-	-
80	-	1.04	0.98	0.89	-	-
81	-	1.04	0.98	0.89	-	-

Fig 32: Selección del factor de corrección C3(Fuente: (Correas de transmisión industrial Dunlop, 2019)).

$$51 \text{ ——— } 0,89$$

$$49 \text{ ——— } C2$$

$$46 \text{ ——— } 0,87$$

Interpolamos para hallar C2:

$$C2 = (0,89 - 0,87) \frac{(49 - 46)}{(51 - 46)} + 0,87$$

$$C2 = 0,88$$

Se calcula la potencia que transmite la correa con la siguiente formula:

$$P1 = Pd * C2$$

$$P1 = 16,9(0,88)$$

$$P1 = 14,89\text{HP}$$

➤ **Cantidad de correas necesarias (Z).**

Determinamos el último factor de corrección C3, que considera el arco de contacto entre la correa y las poleas.

Para un ángulo 156,88° el factor de corrección C3 se selecciona en la siguiente tabla (véase figura 33).

TABLA Nº 5 - FACTOR DE CORRECCION EN FUNCION DEL ARCO DE CONTACTO		
Tabla Nº 5	Factor de corrección	
Arco de contacto sobre polea menor	Poleas acanaladas	Poleas acanalada/plana
180°	1.00	0.75
175°	0.99	0.76
170°	0.98	0.77
167°	0.97	0.78
164°	0.96	0.79
160°	0.95	0.80
157°	0.94	0.81
154°	0.93	0.81

Fig 33: Selección del factor de corrección C3(Fuente: (Correas de transmisión industrial Dunlop, 2019)).

El Factor de corrección es C3=0,93.

Calculamos la cantidad de correas necesarias:

$$Z = \frac{Pd}{C2 * C3 * P1}$$

$$Z = \frac{16,9}{0,88(0,93)(14,87)}$$

$$Z = 1,38 \approx 1 \text{ correa}$$

La cantidad de correas necesarias es 1.

➤ **Velocidad tangencial.**

$$v = \frac{n2 * \pi * d2}{60000}$$

$$v = \frac{900 * \pi * 200}{60000}$$

$$v = 9,42\text{m/s}$$

➤ **Relación de tensiones.**

La Ec. 18 de la relación de tensiones está determinada por la siguiente ecuación:

$$\frac{F1 - Tc}{F2 - Tc} = e^{\frac{f \cdot \theta}{\sin(\frac{\alpha}{2})}}$$

Se sabe que la fuerza centrífuga es  $Tc = \rho v^2$ , el valor de la densidad de correa perfil B es  $\rho = 0,20\text{Kg/m}^3$ , cuyo valor se obtiene de la siguiente tabla, y la velocidad tangencial es  $v=9,42\text{m/s}$ .

Tabla 7:

*Densidad del perfil de correas*

<b>Perfil de correa</b>	<b>Kg/m<sup>3</sup></b>
<b>A</b>	0,11
<b>B</b>	0,20
<b>C</b>	0,33
<b>D</b>	0,68

Fuente: (Llangarí Tzaqui & Benalcázar Soria, 2012).

Con los datos obtenidos se procede a calcular la fuerza centrífuga ( $Tc$ ):

$$Tc = 0,20(9,42)^2$$

$$Tc = 17,75\text{N}$$

Ya mencionado anteriormente los datos ( $f, \alpha$ ) Se tiene:

$$\theta = \alpha = 156,88^\circ = 2,74(\text{radianes})$$

$$f = 0,35$$

$$\alpha = 34^\circ$$

Con estos datos procedemos a calcular con la formula mencionado anteriormente:

$$\frac{F1 - 17,75}{F2 - 17,75} = e^{\frac{0,35(2,74)}{\sin(\frac{34}{2})}}$$

$$\frac{F1 - 17,75}{F2 - 17,75} = 26,58$$

$$F1 - 17,75 = 26,58F2 - 471,80$$

$$F1 = 26,58F2 - 454,05 \dots \dots \dots B$$

Por formula de potencia tenemos:

$$P = (F1 - F2)V$$

Dónde:  $P=13\text{HP}=9694,1\text{Watts}$  y  $V=9,42\text{m/s}$ . Reemplazamos estos datos en la fórmula de potencia:

$$P = (F1 - F2)V$$

$$9694,1 = (26,58F2 - 454,05 - F2)9,42$$

$$1029,09 = 25,58F2 - 454,05$$

$$F2 = 57,98\text{N}(\text{Fuerza en el lado flojo})$$

Reemplazamos este dato en la ecuación B:

$$F1 = 26,58(57,98) - 454,05$$

$$F1 = 1087,06\text{N}(\text{Fuerza en el lado tirante})$$

Teniendo como dato la  $F1$  y  $F2$  procedemos a calcular la fuerza flexionante ( $F_B$ ) sobre el eje:

$$F_B = 1087,06 + 57,98$$

$$F_B = 1145,04\text{N}$$

DCL de la polea 3 del eje excéntrico de la zaranda (Ver figura 34):

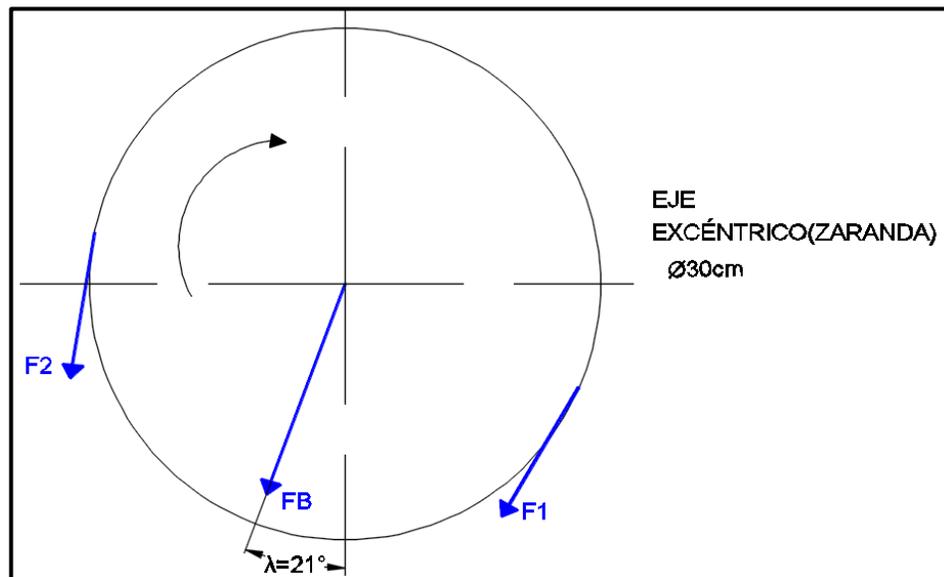


Fig 34: Del de la Polea del eje excéntrico (Fuente: autores).

Descomponemos la fuerza vertical y la fuerza horizontal:

$$F_Y = 1145,04 \cos(21^\circ)$$

$$\mathbf{F_Y = 1068,97N}$$

$$F_X = 1145,04 \sin(21^\circ)$$

$$\mathbf{F_X = 410,35N}$$

Calculamos Torque en la polea 3:

$$T_{P3} = (F1 - F2) \left( \frac{d_3}{2} \right)$$

$$T_{P3} = (1087,06 - 57,98) \left( \frac{0,30}{2} \right)$$

$$\mathbf{T_{P3} = 154,36N}$$

### 3.3.3 Movimiento del eje central de transmisión al rodillo trillador.

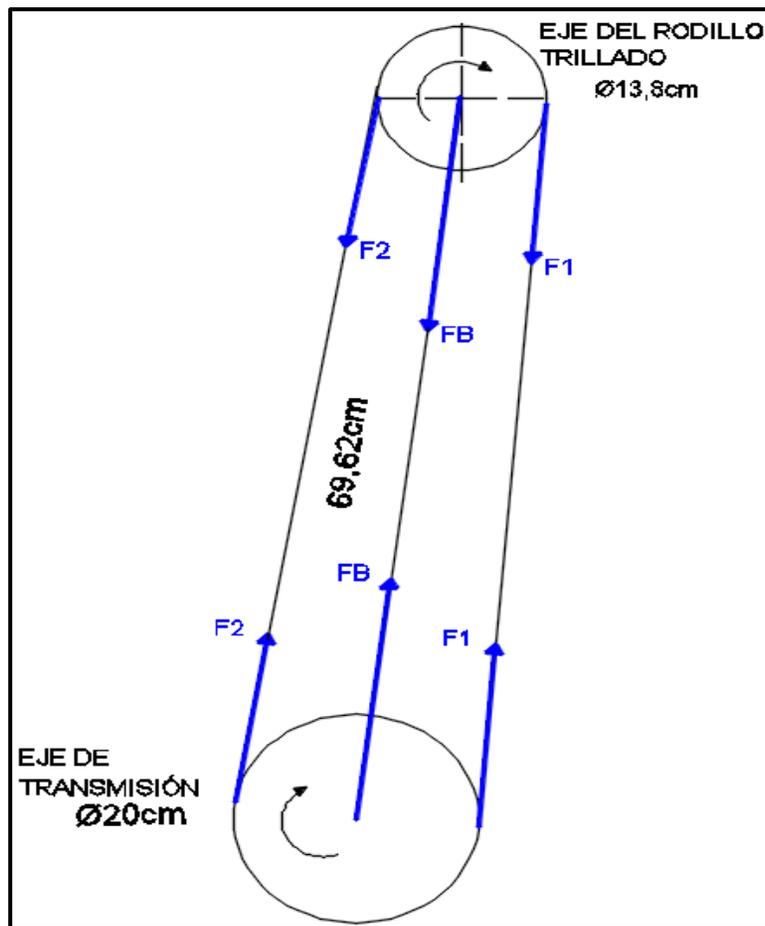


Fig 35: Relación de transmisión del eje de transmisión al eje del trillado (Fuente: autores).

(Llumipanta Toro, 2016) Nos recomienda una tabla a tener en consideración para las especificaciones técnicas del diseño del rodillo trillador para toda clase de cereal. En la tabla 8 se muestra los diferentes parámetros a tener en cuenta para este tipo de diseños.

Tabla 8:

*Especificaciones técnicas para el diseño del rodillo trillador.*

	Rpm. Cilindro desgranador	Separación Cilindro-Cóncavo(mm)	Zarandón (mm)	Criba (mm)
Trigo	750-1200	3-13	16-19	3-7
Cebada	750-1300	3-16	12-19	6-12
Soja	450-850	9-25	13-19	9-13

Judías(grano)	250-700	13-25	13-19	9-13
Guisantes(secos)	300-550	7-16	16-19	9-13
Maíz	400-900	25-38	11-16	13-16
Trébol	950-1200	1.6-5	7-9	3-7
Alfalfa	700-1300	3-9	9-13	1,6-3
Pratenses	900-1300	3-9	13-16	3-7
Arroz	700-1050	2-12	16-19	6-9
Girasol	375-600	13-38	13-19	13-16

Fuente: (Llumipanta Toro, 2016)

En nuestro estudio de diseño de cebada hemos considerado la máxima velocidad angular de 1300rpm a la que va girar el rodillo trillador. A partir de este dato se determinó el diámetro de la polea que va acoplado al eje del trillado, que será especificado en el siguiente sub título.

➤ **Relación de transmisión.**

Teniendo como dato el diámetro de la polea motriz  $d_2=20\text{cm}$ ,  $n_2=900$  rpm y las revoluciones por minuto del rodillo trillador  $n_4=1300\text{rpm}$ , procederemos a calcular el diámetro de la polea conductora  $d_4$ :

$$i = \frac{d_4}{d_2} = \frac{n_2}{n_4}$$

$$i = \frac{900}{1300}$$

$$i = 0,69$$

Con el dato de relación de transmisión calcularemos el  $d_4$ :

$$i = \frac{d_4}{d_2}$$

$$d_4 = i * d_2 = 0,69 * 20$$

$$d_4 = 13,8\text{cm}$$

el diámetro de polea del eje del rodillo trillador debe ser de 13,8cm

➤ **Potencia de diseño y rpm.**

La distancia entre centros de ejes es de 69,62cm. Teniendo como dato la potencia de 13HP y revoluciones por minuto de 900 rpm del eje de transmisión, procedemos a determinar la potencia de diseño:

$$P_d = P * F_s$$

Donde:

$P_d$ =Potencia de diseño

$P$ =Potencia del motor

$F_s$ = Factor de servicio (1,3 ver tabla y sección 3.4.1)

$$P_d = 13 * 1.3$$

$$P_d = 16.9\text{HP}$$

➤ **Selección de perfil de correa.**

Con los datos de  $P_d=16,9\text{HP}$  y  $n_2=900\text{rpm}$  procedemos a seleccionar el perfil de correa en la siguiente figura 36.

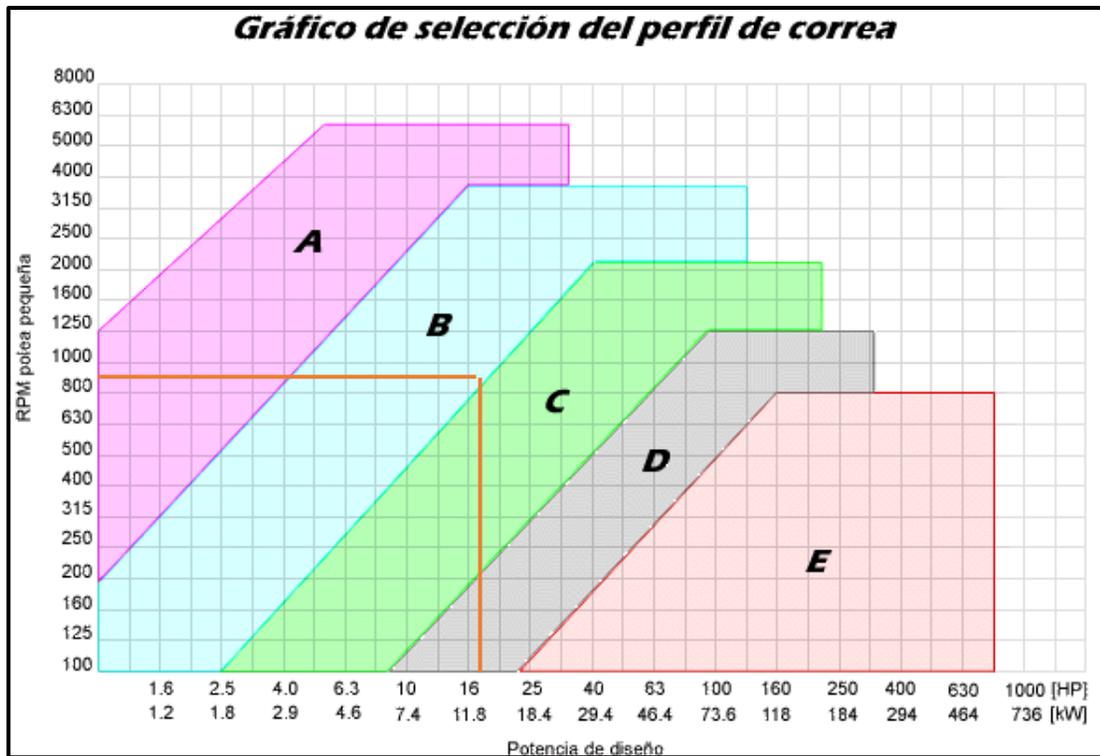


Fig 36: Selección de perfil de correa (Fuente: Wikipedia).

Se selecciona una correa de perfil B para este sistema de transmisión.

➤ **Selección de poleas.**

La polea del eje de transmisión ya se seleccionó en la sesión 3.4.1, en la cual se obtuvo una polea de 3 canales de  $d_2=20\text{cm}$  y de serie PHP 3-B200-SF. Posteriormente procedemos a seleccionar la polea 4 de un canal de un diámetro de  $d_4=13,8\text{cm}$  del rodillo trillador en el siguiente catálogo SKF:



## Poleas trapeciales clásicas QD

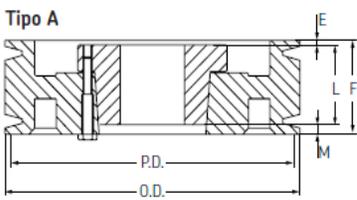
Perfil A/B



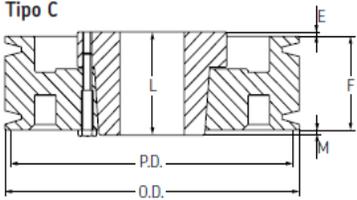
**1 Canal**

Diámetro Primitivo (PD)		Diámetro Externo (OD)	Tipo de Polea	Buje	Orificio		E	L	M	Peso lbs	Peso kg	Designación
Correas B	Correas A				min	max						
3,4	3,0	3,75	E-1	SH	1/2	1 5/8	7/32	1 5/16	21/32	4,4	2,0	PHP 1-B34-SH
3,6	3,2	3,95	D-1	SH	1/2	1 5/8	11/32	1 5/16	5/32	4,9	2,2	PHP 1-B36-SH
3,8	3,4	4,15	D-1	SH	1/2	1 5/8	11/32	1 5/16	5/32	5,3	2,4	PHP 1-B38-SH
4,0	3,6	4,35	C-1	SH	1/2	1 5/8	11/32	1 5/16	3/32	6,0	2,7	PHP 1-B40-SH
4,2	3,8	4,55	C-1	SH	1/2	1 5/8	11/32	1 5/16	3/32	6,4	2,9	PHP 1-B42-SH
4,4	4,0	4,75	C-1	SH	1/2	1 5/8	11/32	1 5/16	3/32	7,5	3,4	PHP 1-B44-SH
4,6	4,2	4,95	C-1	SDS	1/2	2	11/32	1 5/16	3/32	8,8	4,0	PHP 1-B46-SDS
4,8	4,4	5,15	C-1	SDS	1/2	2	11/32	1 5/16	3/32	9,5	4,3	PHP 1-B48-SDS
5,0	4,6	5,35	C-1	SDS	1/2	2	11/32	1 5/16	3/32	10,4	4,7	PHP 1-B50-SDS
5,2	4,8	5,55	C-1	SDS	1/2	2	11/32	1 5/16	3/32	11,0	5,0	PHP 1-B52-SDS
5,4	5,0	5,75	C-1	SDS	1/2	2	11/32	1 5/16	3/32	11,7	5,3	PHP 1-B54-SDS
5,6	5,2	5,95	C-1	SDS	1/2	2	11/32	1 5/16	3/32	12,3	5,6	PHP 1-B56-SDS
5,8	5,4	6,15	C-2	SDS	1/2	2	11/32	1 5/16	3/32	13,0	5,9	PHP 1-B58-SDS
6,0	5,6	6,35	C-2	SDS	1/2	2	11/32	1 5/16	3/32	13,7	6,2	PHP 1-B60-SDS
6,2	5,8	6,55	C-2	SDS	1/2	2	11/32	1 5/16	3/32	14,3	6,5	PHP 1-B62-SDS
6,4	6,0	6,75	C-2	SDS	1/2	2	11/32	1 5/16	3/32	15,0	6,8	PHP 1-B64-SDS
6,6	6,2	6,95	C-2	SDS	1/2	2	11/32	1 5/16	3/32	15,9	7,2	PHP 1-B66-SDS
6,8	6,4	7,15	C-3	SDS	1/2	2	11/32	1 5/16	3/32	16,5	7,5	PHP 1-B68-SDS
7,0	6,6	7,35	C-3	SDS	1/2	2	11/32	1 5/16	3/32	17,2	7,8	PHP 1-B70-SDS
7,4	7,0	7,75	D-3	SDS	1/2	2	11/32	1 5/16	7/32	19,4	8,8	PHP 1-B74-SDS
8,0	7,6	8,35	D-3	SDS	1/2	2	11/32	1 5/16	7/32	21,2	9,6	PHP 1-B80-SDS
8,6	8,2	8,95	D-3	SDS	1/2	2	11/32	1 5/16	7/32	22,0	10,0	PHP 1-B86-SDS
9,4	9,0	9,75	D-3	SDS	1/2	2	11/32	1 5/16	7/32	23,1	10,5	PHP 1-B94-SDS
11,0	10,6	11,35	D-3	SDS	1/2	2	11/32	1 5/16	7/32	24,3	11,0	PHP 1-B110-SDS
12,4	12,0	12,75	D-2	SDS	1/2	2	11/32	1 5/16	7/32	24,5	12,0	PHP 1-B124-SDS
13,6	13,2	13,95	D-3	SDS	1/2	2	11/32	1 5/16	7/32	30,9	14,0	PHP 1-B136-SDS
15,4	15,0	15,75	C-3	SK	1/2	2 5/8	11/32	1 15/16	7/32	35,3	16,0	PHP 1-B154-SK
16,0	15,6	16,35	C-3	SK	1/2	2 5/8	11/32	1 15/16	7/32	36,6	16,6	PHP 1-B160-SK
18,4	18,0	18,75	C-3	SK	1/2	2 5/8	11/32	1 15/16	7/32	39,7	18,0	PHP 1-B184-SK
20,0	19,6	20,35	C-3	SK	1/2	2 5/8	11/32	1 15/16	7/32	44,1	20,0	PHP 1-B200-SK

**Tipo A**



**Tipo C**



**Tipo D**



Fig 37: Poleas Trapeciales de un canal (Fuente: (Catálogo de poleas SKF, 2019)).

Seleccionamos la polea de diámetro 13,6cm y de serie PHP 1-B136-SDS

➤ **Distancia entre ejes.**

Teniendo como dato la relación de transmisión  $i=0,69$ , la distancia entre ejes se calcula con la siguiente formula:

$$C \geq \frac{(i + 1)d_2}{2} + d_2$$

$$C \geq \frac{(0,69 + 1)20}{2} + 20$$

$$C \geq 36,9\text{cm}$$

Por tanto, cumple con la condición, ya que la distancia entre ejes es  $C=69,62\text{cm}$ .

➤ **Longitud de la correa.**

Se calcula con la siguiente fórmula:

$$L = 2C + \frac{\pi(d_4 + d_2)}{2} + \frac{(d_4 - d_2)^2}{4C}$$

$$L = 2(69,62) + \frac{\pi(13,8 + 20)}{2} + \frac{(13,8 - 20)^2}{4(69,62)}$$

$$L = 192,47\text{cm}$$

$$L = 1924,7\text{mm}$$

Teniendo como data la longitud de la correa(L), procedemos a determinar la longitud normalizada (Ln) de acuerdo a tabla y de correa de perfil B.

Tabla N° 6		Longitud primitiva nominal				
Correa (in)	Sección Z (mm)	Sección A (mm)	Sección B (mm)	Sección C (mm)	Sección D (mm)	Sección E (mm)
41	1066	1075	1086	-	-	-
42	1092	1106	1100	-	-	-
43	1117	1134	1140	-	-	-
44	1143	1153	1156	1191	-	-
45	1168	1186	1184	1217	-	-
46	1193	1199	1204	1242	-	-
47	1219	1232	1237	1267	-	-
48	1244	1262	1268	1293	-	-
49	1270	1280	1288	1318	-	-
50	1295	1306	1318	1344	-	-
51	1320	1330	1328	1357	-	-
52	1346	1354	1367	1394	-	-
53	1371	1381	1392	1429	-	-
54	1397	1405	1410	1442	-	-
55	1422	1429	1443	1460	-	-
56	1447	1459	1460	1497	-	-
57	1473	1492	1491	1527	-	-
58	1498	1507	1512	1550	-	-
59	1524	1532	1541	1576	-	-
60	1549	1556	1556	1598	-	-
61	-	1584	1601	1623	-	-
62	-	1605	1626	1648	-	-
63	-	1633	1641	1674	-	-
64	-	1658	1674	1699	-	-
65	-	1683	1695	1725	-	-
66	-	1714	1724	1745	-	-
67	-	1742	1743	1775	-	-
68	-	1767	1770	1788	-	-
66	-	1714	1724	1745	-	-
67	-	1742	1743	1775	-	-
68	-	1767	1770	1788	-	-
69	-	1785	1794	1826	-	-
70	-	1813	1818	1847	-	-
71	-	1841	1846	1877	-	-
72	-	1862	1878	1897	-	-
73	-	1887	1900	1928	-	-
74	-	1913	1924	1953	-	-
75	-	1937	1947	1979	-	-
76	-	1963	1973	1989	-	-

Fig 38: Selección del Ln (Fuente: (Correas de transmisión industrial Dunlop, 2019)).

Se selecciono un Ln=1924 y correa BN° 74. Con estos datos volvemos a calcular la distancia entre centros de poleas:

$$C_c = C \pm \left| \frac{L - L_n}{2} \right|$$

Donde: Signo (+) cuando  $L < L_n$

Signo (-) cuando  $L > L_n$

Cumple con la segunda condición:

$$C_c = 696,2 - \left| \frac{1924,7 - 1924}{2} \right|$$

$$C_c = 695,85\text{mm}$$

$$C_c = 69,59\text{cm}$$

La distancia real entre ejes es de 69,59cm con una longitud normalizada Ln=1924mm y correa BN°74.

➤ **Arco de contacto menor.**

Se calcula con la siguiente formula:

$$\alpha 1 = 180^\circ - 57 \left( \frac{d2 - d4}{C_c} \right)$$

$$\alpha 1 = 180^\circ - 57 \left( \frac{20 - 13,8}{24,65} \right)$$

$$\alpha 1 = 174,92^\circ < 180^\circ$$

Si cumple con la condición.

➤ **Potencia que transmite una correa(P1) y factor de corrección C2.**

El C2 se calcula con la longitud normalizada 1924mm y el tipo de correa B N°74 según el catálogo SKF.

Tabla N° 4 - FACTOR DE CORRECCION EN FUNCION DE LA LONGITUD DE LA CORREA						
Tabla N° 4		Sección de la correa				
Longitud correa	Z	A	B	C	D	E
16	0.80	-	-	-	-	-
24	0.83	-	-	-	-	-
26	0.84	0.81	-	-	-	-
31	0.89	0.84	-	-	-	-
35	0.92	0.87	0.81	-	-	-
38	0.93	0.88	0.83	-	-	-
42	0.95	0.90	0.85	-	-	-
46	0.97	0.92	0.87	-	-	-
51	0.99	0.94	0.89	0.80	-	-
55	1.00	0.96	0.90	0.81	-	-
60	-	0.98	0.92	0.82	-	-
68	-	1.00	0.95	0.85	-	-
75	-	1.02	0.97	0.87	-	-
80	-	1.04	0.98	0.89	-	-
81	-	1.04	0.98	0.89	-	-

Fig 39: Selección del factor de corrección C2(Fuente: (Correas de transmisión industrial Dunlop, 2019)).

75 — 0,97

74 — C2

68 — 0,95

Interpolamos para hallar C2:

$$C2 = (0,97 - 0,95) \frac{(74 - 68)}{(78 - 68)} + 0,95$$

$$C2 = 0,96$$

Se calcula la potencia que transmite la correa con la siguiente formula:

$$P1 = Pd * C2$$

$$P1 = 16,9(0,96)$$

$$P1 = 16,22HP$$

➤ **Cantidad de correas necesarias.**

Determinamos el último factor de corrección C3, que considera el arco de contacto entre la correa y las poleas.

Para un ángulo 174,92° el factor de corrección C3 se selecciona en la siguiente tabla.

TABLA Nº 5 - FACTOR DE CORRECCION EN FUNCION DEL ARCO DE CONTACTO		
Tabla Nº 5	Factor de corrección	
Arco de contacto sobre polea menor	Poleas acanaladas	Poleas acanalada/plana
180°	1.00	0.75
175°	0.99	0.76
170°	0.98	0.77
167°	0.97	0.78
164°	0.96	0.79
160°	0.95	0.80
157°	0.94	0.81
154°	0.93	0.81

Fig 40: Selección del factor de corrección C3(Fuente: (Correas de transmisión industrial Dunlop, 2019)).

El Factor de corrección es C3=0,98.

Calculamos la cantidad de correas necesarias:

$$Z = \frac{Pd}{C2 * C3 * P1}$$

$$Z = \frac{16,9}{0,96(0,98)(16,22)}$$

$$Z = 1,10 \approx 1 \text{ correa}$$

La cantidad de correas necesarias es 1.

➤ **Velocidad tangencial.**

Se determina con la siguiente fórmula:

$$v = \frac{n^2 * \pi * d^2}{60000}$$

$$v = \frac{900 * \pi * 200}{60000}$$

$$v = 9,42\text{m/s}$$

➤ **Relación de tensiones.**

La fórmula de la relación de tensiones está determinada por la siguiente ecuación:

$$\frac{F1 - Tc}{F2 - Tc} = e^{\frac{f * \theta}{\sin(\frac{\alpha}{2})}}$$

Se sabe que la fuerza centrífuga es  $Tc = \rho v^2$ , el valor de la densidad de correa perfil B es  $\rho = 0,20\text{Kg/m}^3$ , cuyo valor se obtiene de la siguiente tabla, y la velocidad tangencial es  $v=9,42\text{m/s}$ .

Tabla 9:

*Densidades de perfiles de correas.*

<b>Perfil de correa</b>	<b>Kg/m<sup>3</sup></b>
<b>A</b>	0,11
<b>B</b>	0,20
<b>C</b>	0,33
<b>D</b>	0,68

Fuente: (Llangarí Tzaqui & Benalcázar Soria, 2012).

Con los datos obtenidos se procede a calcular la fuerza centrífuga (Tc):

$$Tc = 0,20(9,42)^2$$

$$Tc = 17,75\text{N}$$

Ya mencionado anteriormente los datos (f, α) Se tiene:

$$\theta = \alpha 1 = 174,94^\circ = 3,05(\text{radianes})$$

$$f = 0,35$$

$$\alpha=34^\circ$$

Con estos datos procedemos a calcular con la formula mencionado anteriormente:

$$\frac{F1 - 17,75}{F2 - 17,75} = e^{\frac{0,35(3,05)}{\sin(\frac{34}{2})}}$$

$$\frac{F1 - 17,75}{F2 - 17,75} = 38,52$$

$$F1 - 17,75 = 38,52F2 - 683,73$$

$$F1 = 38,52F2 - 665,98 \dots \dots \dots 1$$

Por formula de potencia tenemos:

$$P = (F1 - F2)V$$

Donde: P=13HP=9694,1Watts y V=9,42m/s. Reemplazamos estos datos en la fórmula de potencia:

$$P = (F1 - F2)V$$

$$9694,1 = (38,52F2 - 665,98 - F2)9,42$$

$$1029,09 = 37,52F2 - 665,98$$

$$F2 = 45,18N(\text{Fuerza en el lado flojo})$$

Reemplazamos este dato en la ecuación 1:

$$F1 = 38,52(45,18) - 665,98$$

$$F1 = 1074,35N(\text{Fuerza en el lado tirante})$$

Teniendo como dato la F1 y F2 procedemos a calcular la fuera flexionante (FB) sobre el eje:

$$F_B = 1074,35 + 45,18$$

$$F_B = 1119,53N$$

DCL de la polea 4 del eje excéntrico de la zaranda (Ver figura 41):

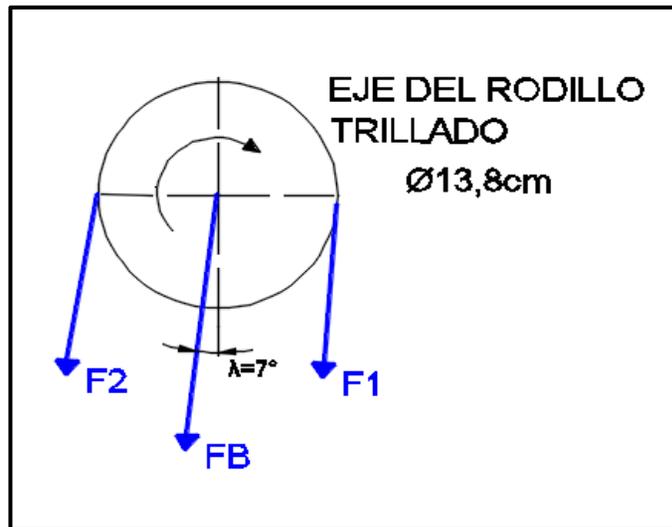


Fig 41: DCL de la polea del eje del trillado (Fuente: autores).

Descomponemos la fuerza vertical y la fuerza horizontal:

$$F_Y = 1119,53 \cos(7^\circ)$$

$$\mathbf{F_Y = 1111,19N}$$

$$F_X = 1119,53 \sin(7^\circ)$$

$$\mathbf{F_X = 136,44N}$$

Calculamos Torque en la polea 3:

$$T_{P4} = (F1 - F2) \left( \frac{d_4}{2} \right)$$

$$T_{P4} = (1074,35 - 45,18) \left( \frac{0,138}{2} \right)$$

$$\mathbf{T_{P4} = 71,012Nm}$$

### 3.3.4 Movimiento del eje central de transmisión al eje del ventilador.

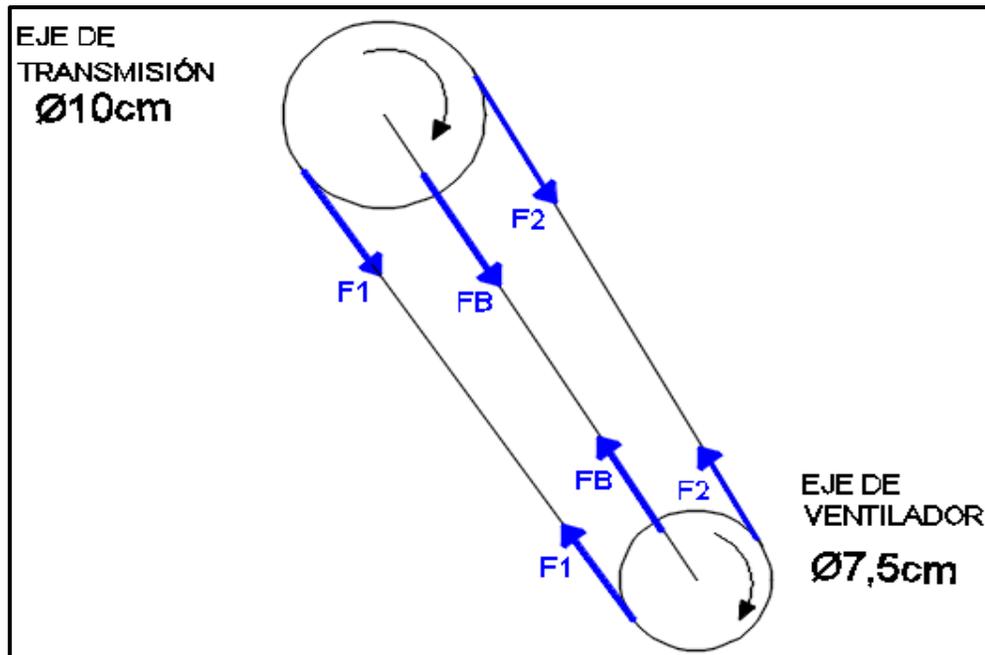


Fig 42: Transmisión del eje de transmisión al eje del ventilador (Fuente: autores).

La distancia entre centros de ejes es de 29,38cm.

Anteriormente ya se mencionó la velocidad de flujo de aire de 7m/s que debe salir del ducto de ventilación para poder separar la broza del grano de cebada, donde esta velocidad debe superar la velocidad crítica ( $V_{cr}=5,25\text{m/s}$ ) de la broza y debe ser menor que la velocidad crítica ( $V_{cr}=8\text{m/s}$ ) del grano de cebada. Vidal considera para este sistema de flujo de aire en el ducto de ventilación, a la que debe girar el eje del ventilador, debe tener una velocidad de 1200rpm(Vidal Bazalar, 2004). A partir de estas revoluciones por minuto se calculó el diámetro que debe tener la polea del eje del ventilador, donde de termino un diámetro de 7,5cm.

#### ➤ **Relación de transmisión.**

Teniendo como dato el diámetro de la polea motriz  $d_2=10\text{cm}$ , de lado lateral derecho del eje central de transmisión y un  $n_2=900\text{ rpm}$ , y la velocidad a la que debe

girar el eje del ventilador de  $n_5=1200\text{rpm}$ , procederemos a calcular el diámetro de la polea conductora  $d_5$ :

$$d_5 = \frac{n_2 * d_2}{n_5}$$
$$d_5 = \frac{900 * 10}{1200}$$
$$d_5 = 7,5\text{cm}$$

El diámetro de la polea conductora( $d_5$ ) es 7,5cm. Posteriormente procedemos a determinar la relación de transmisión( $i$ ) con la siguiente ecuación:

$$i = \frac{d_5}{d_2}$$
$$i = \frac{7,5}{10}$$
$$i = 0,75$$

➤ **Potencia de diseño y rpm.**

Teniendo como dato la potencia de 13HP y revoluciones por minuto de 900 rpm del eje de transmisión, procedemos a determinar la potencia de diseño:

$$P_d = P * F_s$$

Donde:

$P_d$ =Potencia de diseño

$P$ =Potencia del motor

$F_s$ = Factor de servicio (1,3 ver tabla y sección 3.4.1)

$$P_d = 13 * 1.3$$

$$P_d = 16.9\text{HP}$$

➤ **Selección de perfil de correa.**

Con los datos de  $P_d=16,9\text{HP}$  y  $n_2=900\text{rpm}$  procedemos a seleccionar el perfil de correa en la siguiente figura 43.

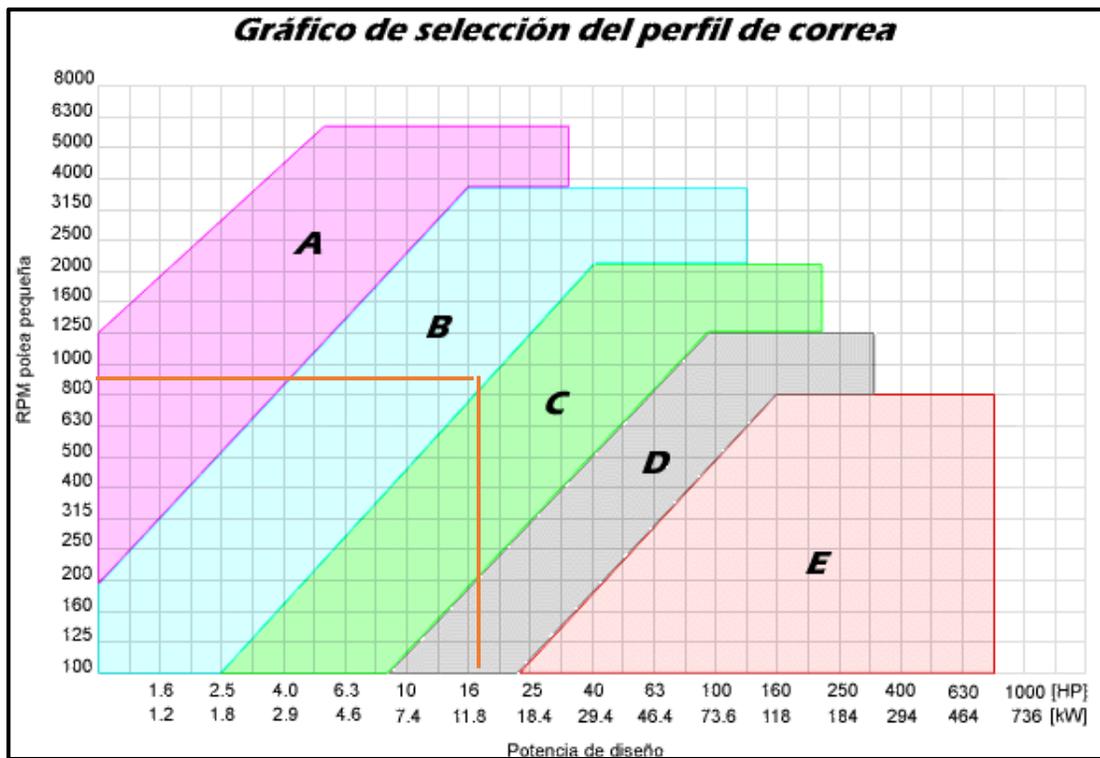


Fig 43: Selección de perfil de correa (Fuente: Wikipedia).

Se selecciona una correa de perfil B para este sistema de transmisión.

➤ **Selección de poleas.**

La polea de lado lateral derecho del eje de transmisión tiene un diámetro de 10cm y seleccionaremos la polea de un canal más cercano en el catálogo SKF.

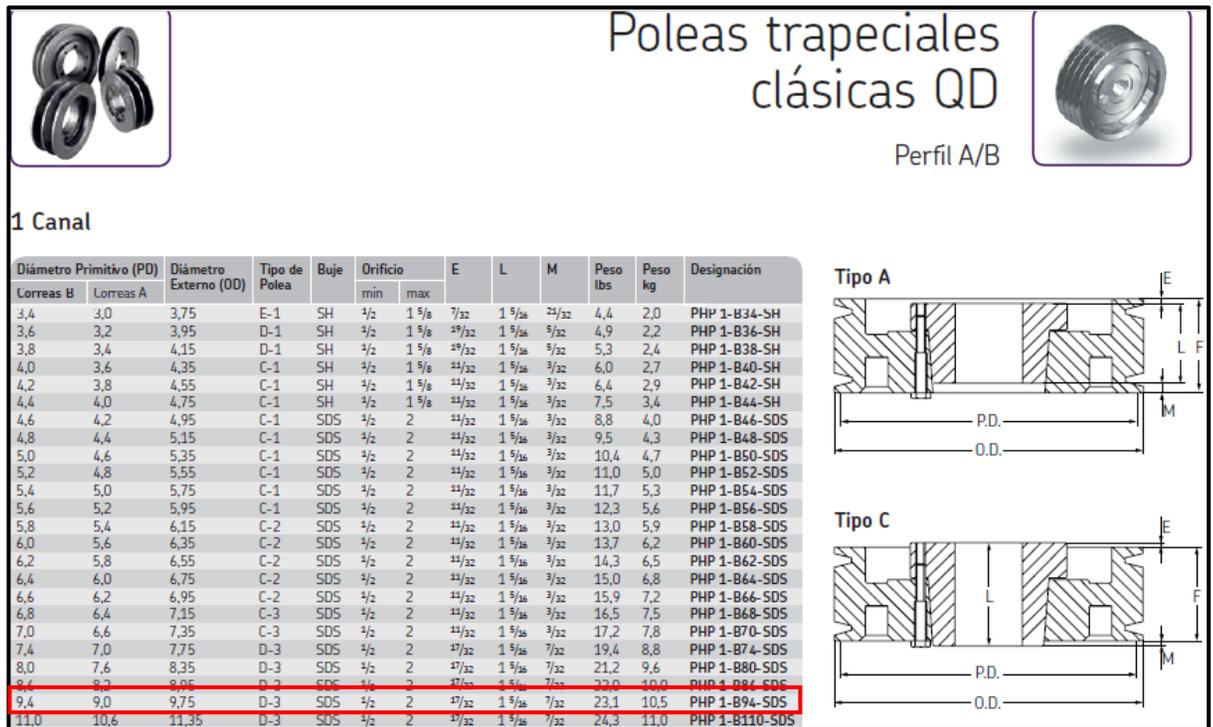


Fig 44: Poleas Trapeciales de un canal (Fuente: (Catálogo de poleas SKF, 2019)).

Seleccionamos la polea de diámetro de 9,4cm y de serie PHP1-B94-SDS. Posteriormente procedemos a seleccionar la polea 5 de un canal de un diámetro de  $d5=7,5\text{cm}$  del eje del ventilador en el siguiente catálogo SKF:

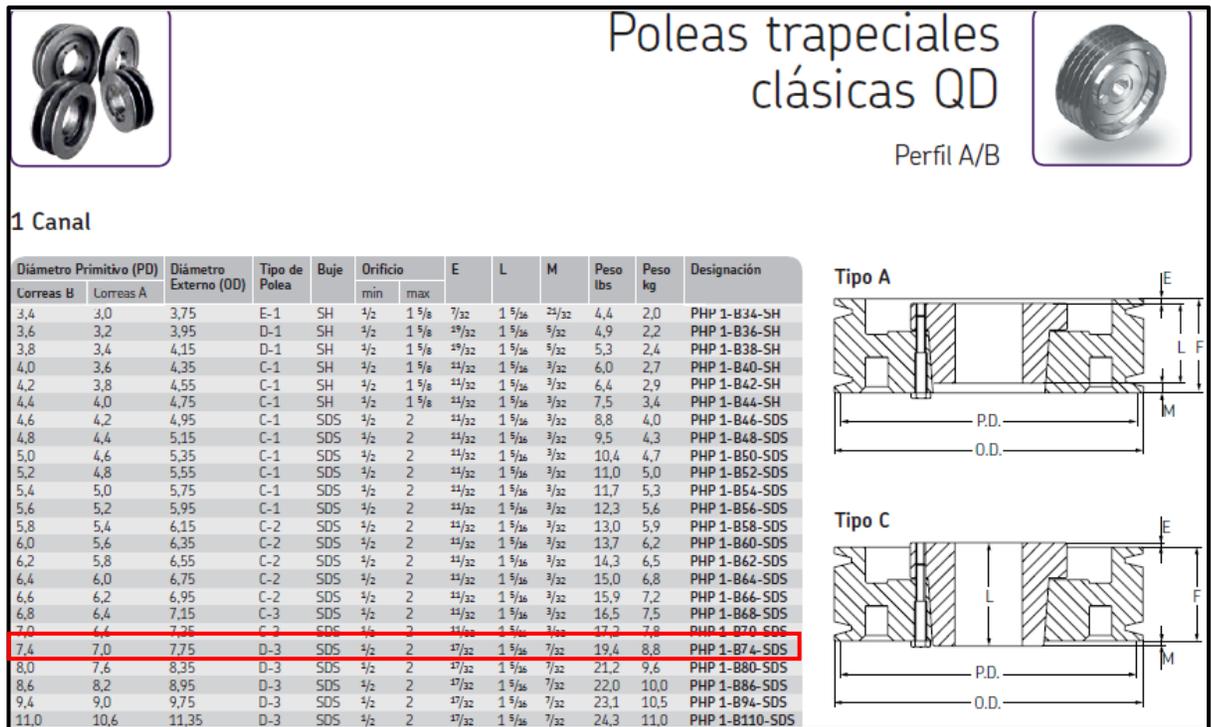


Fig 45: Poleas trapeciales de un canal (Fuente: (Catálogo de poleas SKF, 2019)).

Seleccionamos la polea de diámetro de 7,4cm y de serie PHP1-B74-SDS

➤ **Distancia entre ejes.**

Teniendo como dato la relación de transmisión  $i=0,69$ , la distancia entre ejes se calcula con la siguiente formula:

$$C \geq \frac{(i + 1)d_2}{2} + d_2$$

$$C \geq \frac{(0,75 + 1)10}{2} + 10$$

$$C \geq 18,75\text{cm}$$

Por tanto, cumple con la condición, ya que la distancia entre ejes es  $C=29,38\text{cm}$ .

➤ **Longitud de la correa.**

Se calcula con la siguiente formula:

$$L = 2C + \frac{\pi(d_5 + d_2)}{2} + \frac{(d_5 - d_2)^2}{4C}$$

$$L = 2(29,38) + \frac{\pi(7,5 + 10)}{2} + \frac{(7,5 - 10)^2}{4(29,38)}$$

$$L = 86,30\text{cm}$$

$$L = 863\text{mm}$$

Teniendo como data la longitud de la correa(L), procedemos a determinar la longitud normalizada (Ln) de acuerdo a tabla y de correa de perfil B.

Tabla N° 6 Longitud primitiva nominal						
Correa (in)	Sección Z (mm)	Sección A (mm)	Sección B (mm)	Sección C (mm)	Sección D (mm)	Sección E (mm)
15	-	414	-	-	-	-
16	-	439	-	-	-	-
17	-	465	-	-	-	-
18	482	490	-	-	-	-
19	508	516	-	-	-	-
20	533	541	-	-	-	-
21	558	566	-	-	-	-
22	584	592	-	-	-	-
23	609	618	-	-	-	-
24	635	641	-	-	-	-
25	660	670	-	-	-	-
26	685	694	-	-	-	-
27	711	718	-	-	-	-
28	735	756	-	-	-	-
29	762	774	771	-	-	-
30	787	794	796	-	-	-
31	812	822	822	-	-	-
32	838	853	859	-	-	-
33	863	880	870	-	-	-

Fig 46: Selección de la longitud normalizada (Fuente: (Correas de transmisión industrial Dunlop, 2019)).

Se selecciono un Ln=859mm y correa B N° 32. Con estos valores volvemos a calcular la distancia entre centros de poleas:

$$C_c = C \pm \left| \frac{L - L_n}{2} \right|$$

Donde: Signo (+) cuando  $L < L_n$

Signo (-) cuando  $L > L_n$

Cumple con la segunda condición:

$$C_c = 293,8 - \left| \frac{860 - 859}{2} \right|$$

$$C_c = 293,3\text{mm}$$

$$C_c = 29,33\text{cm}$$

La distancia real entre ejes es de 29,33cm con una longitud normalizada Ln=859mm y correa BN°32.

➤ **Arco de contacto menor.**

Se calcula con la siguiente formula:

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57 \left( \frac{d_2 - d_5}{C_c} \right)$$

$$\alpha 1 = 180^\circ - 57 \left( \frac{10 - 7,5}{24,65} \right)$$

$$\alpha 1 = 175,14^\circ < 180^\circ$$

Si cumple con la condición.

➤ **Potencia que transmite una correa(P1) y factor de corrección C2.**

El C2 se calcula con la longitud normalizada 859mm y el tipo de correa B N°32 según el catálogo SKF.

TABLA N° 4 - FACTOR DE CORRECCION EN FUNCION DE LA LONGITUD DE LA CORREA						
Tabla N° 4	Sección de la correa					
Longitud correa	Z	A	B	C	D	E
16	0.80	-	-	-	-	-
24	0.83	-	-	-	-	-
26	0.84	0.81	-	-	-	-
31	0.89	0.84	-	-	-	-
35	0.92	0.87	0.81	-	-	-
38	0.93	0.88	0.83	-	-	-

Fig 47: Selección del factor de corrección C2(Fuente: (Correas de transmisión industrial Dunlop, 2019)).

Se determino un factor de corrección de C2=0,81. Posteriormente se calcula la potencia que transmite la correa con la siguiente formula:

$$P1 = Pd * C2$$

$$P1 = 16,9(0,81)$$

$$P1 = 13,67HP$$

➤ **Cantidad de correas necesarias.**

Determinamos el último factor de corrección C3, que considera el arco de contacto entre la correa y las poleas.

Para un ángulo 175,14° el factor de corrección C3 se selecciona en la siguiente tabla.

TABLA Nº 5 - FACTOR DE CORRECCION EN FUNCION DEL ARCO DE CONTACTO		
Tabla Nº 5	Factor de corrección	
Arco de contacto sobre polea menor	Poleas acanaladas	Poleas acanalada/plana
180°	1.00	0.75
175°	0.99	0.76
170°	0.98	0.77
167°	0.97	0.78
164°	0.96	0.79
160°	0.95	0.80
157°	0.94	0.81
154°	0.93	0.81

Fig 48: Selección del factor de corrección C3(Fuente: (Correas de transmisión industrial Dunlop, 2019)).

El Factor de corrección es  $C3=0,99$ .

Calculamos la cantidad de correas necesarias:

$$Z = \frac{Pd}{C2 * C3 * P1}$$

$$Z = \frac{16,9}{0,81(0,99)(13,67)}$$

$$Z = 1,54 \approx 1 \text{ correa}$$

La cantidad de correas necesarias es 1.

➤ **Velocidad tangencial.**

Se determina con la siguiente fórmula:

$$v = \frac{n2 * \pi * d2}{60000}$$

$$v = \frac{900 * \pi * 100}{60000}$$

$$v = 4,71 \text{ m/s}$$

➤ **Relación de tensiones.**

La fórmula de la relación de tensiones está determinada por la siguiente ecuación:

$$\frac{F1 - Tc}{F2 - Tc} = e^{\frac{f * \theta}{\sin(\frac{\alpha}{2})}}$$

Se sabe que la fuerza centrífuga es  $T_c = \rho v^2$ , el valor de la densidad de correa perfil B es  $\rho = 0,20 \text{Kg/m}^3$ , cuyo valor se obtiene de la siguiente tabla, y la velocidad tangencial es  $v=9,42 \text{m/s}$ .

Tabla 10:

*Densidades de perfiles de correas.*

<b>Perfil de correa</b>	<b>de</b>	<b>Kg/m<sup>3</sup></b>
<b>A</b>		0,11
<b>B</b>		0,20
<b>C</b>		0,33
<b>D</b>		0,68

Fuente: (Llangarí Tzaqui & Benalcázar Soria, 2012).

Con los datos obtenidos se procede a calcular la fuerza centrífuga ( $T_c$ ):

$$T_c = 0,20(4,71)^2$$

$$T_c = 4,44 \text{N}$$

Ya mencionado anteriormente los datos ( $f, \alpha$ ) Se tiene:

$$\theta = \alpha l = 175,14^\circ = 3,06 \text{(radianes)}$$

$$f = 0,35$$

$$\alpha = 34^\circ$$

Con estos datos procedemos a calcular con la formula mencionado anteriormente:

$$\frac{F_1 - 4,44}{F_2 - 4,44} = e^{\frac{0,35(3,06)}{\sin(\frac{34}{2})}}$$

$$\frac{F_1 - 4,44}{F_2 - 4,44} = 38,98$$

$$F_1 - 4,44 = 38,98 F_2 - 173,07$$

$$F_1 = 38,98 F_2 - 168,62 \dots \dots \dots 1$$

Por formula de potencia tenemos:

$$P = (F_1 - F_2)V$$

Donde:  $P=13 \text{HP}=9694,1 \text{Watts}$  y  $V=4,44 \text{m/s}$ . Reemplazamos estos datos en la fórmula de potencia:

$$P = (F1 - F2)V$$

$$9694,1 = (38,98F2 - 168,63 - F2)4,71$$

$$2058,2 = 37,98F2 - 168,63$$

$$F2 = 58,63\text{N}(\text{Fuerza en el lado flojo})$$

Reemplazamos este dato en la ecuación 1:

$$F1 = 38,98(58,63) - 168,63$$

$$F1 = 2116,77\text{N}(\text{Fuerza en el lado tirante})$$

Teniendo como dato la F1 y F2 procedemos a calcular la fuerza flexionante (FB) sobre el eje:

$$F_B = 2116,77 + 58,63$$

$$F_B = 2175,4\text{N}$$

DCL de la polea 5 del eje del ventilador (Ver figura 49):

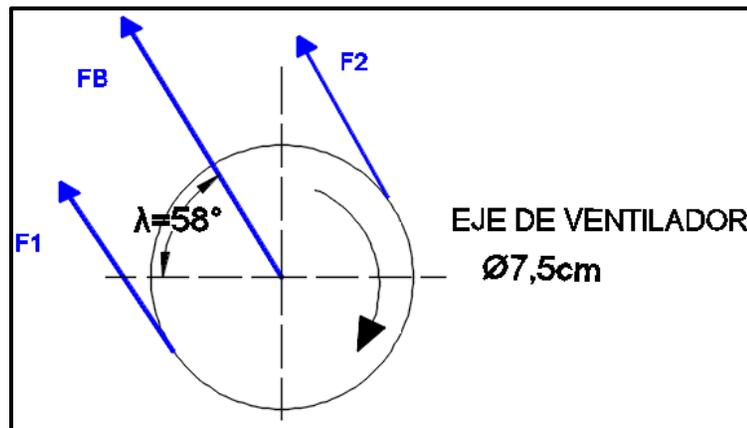


Fig 49: DCL de la polea del eje del ventilador (Fuente: autores).

Descomponemos la fuerza vertical y la fuerza horizontal:

$$F_Y = 2175,4 \sin(58)$$

$$F_Y = \mathbf{1844,84\text{N}}$$

$$F_X = 2175,4 \cos(58)$$

$$F_X = \mathbf{1152,77\text{N}}$$

Calculamos Torque en la polea 5:

$$T_{P5} = (F1 - F2) \left( \frac{d_5}{2} \right)$$

$$T_{P5} = (2116,77 - 58,63) \left( \frac{0,075}{2} \right)$$

$$T_{P5} = 77,18 \text{ Nm}$$

### 3.4 Diseño y análisis de cargas en el eje del rodillo trillador.

Como se puede observar en la figura 50, el diseño del rodillo trillador está compuesto por seis cuchillas que deben estar separadas lo suficiente para que funcione como ventilación permitiendo un mejor desplazamiento entre la espiga y el grano, tiene dos tapas laterales, el cóncavo que va permitir pasar el grano y la broza por medio de sus orificios, también tiene un ducto de entrada y salida de la mezcla de cebada, y además está compuesto por un eje, dos soportes de chumaceras y una polea que su función es la de hacer girar el rodillo trillador. Los planos serán mostrados más adelante en los anexos.

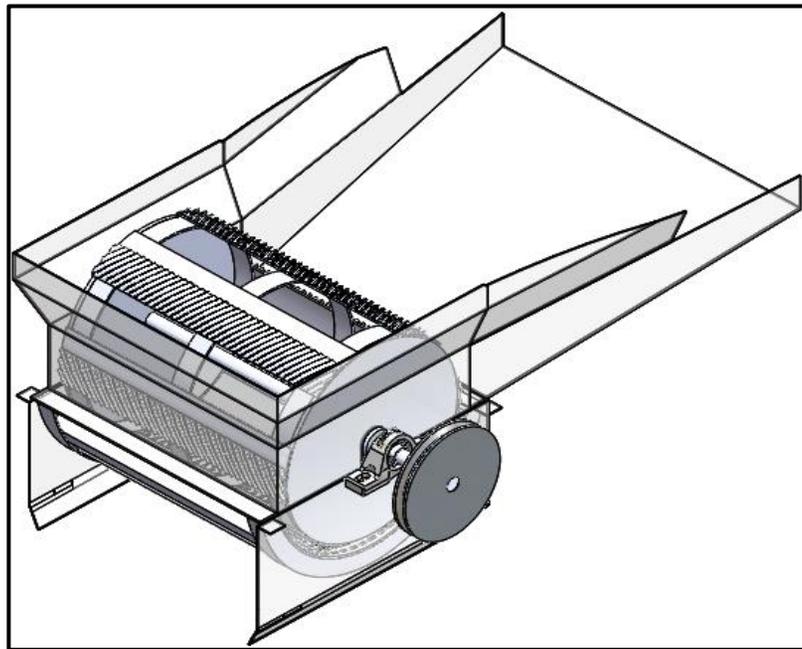


Fig 50: Componentes del rodillo trillador-CAD SolidWorks (Fuente: Autores).

En las pruebas realizadas por Gunsha Llamuca en su trabajo de “Optimización del proceso de trillado de quinua, cebada, avena y trigo, mediante el rediseño de la máquina trilladora multigrano Made-T2100 para los productores vinculados a las exportadoras de quinua nativa orgánica de la provincia de Chimborazo” nos recomienda la distancia mínima(Ver tabla 11) de separación que debe tener entre el

cóncavo y el rodillo trillador para las cuatro clases de cereales(Gunsha Llamuca & Méndez Sigüencia, 2019). Estas distancias permite que el grano no tienda a grietarse al pasar entre el rodillo del trillado y el cóncavo.

Tabla 11:

*Separación entre el Cóncavo-Rodillo Trillador*

<b>Grano</b>	<b>Distancia entre el Cóncavo-Rodillo Trillador(mm)</b>
<b>Quinoa</b>	8
<b>Trigo</b>	9-10
<b>Cebada</b>	9.10
<b>Avena</b>	9-10

Fuente: (Gunsha Llamuca & Méndez Sigüencia, 2019).

En nuestro diseño, el cereal que vamos a procesar es la cebada y se seleccionó la distancia de 9mm que debe tener entre el cóncavo y el rodillo. En la figura 51 se muestra la forma geométrica de separación del cóncavo y el rodillo trillador.

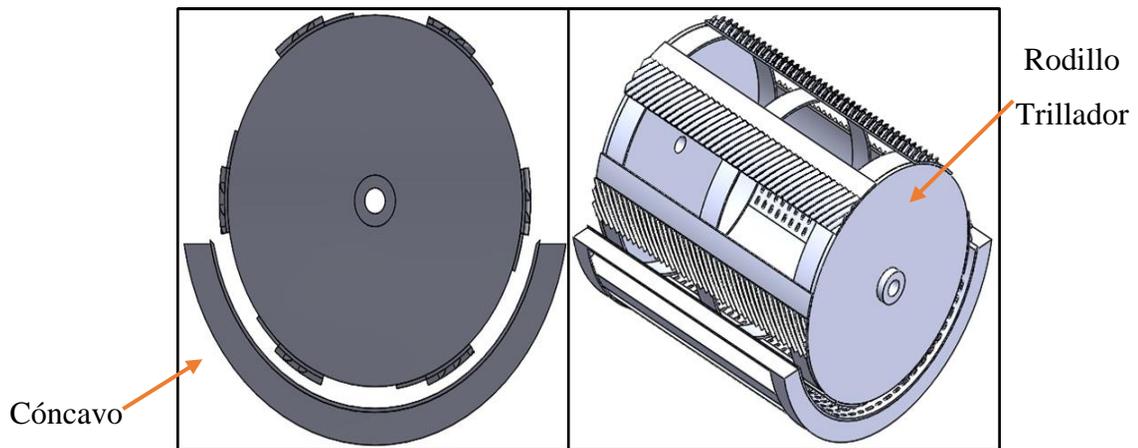


Fig 51: Cóncavo-Rodillo Trillador CAD SolidWorks (Fuente: Autores).

El eje del rodillo trillador debe tener la capacidad de soportar la carga estática y dinámica durante el proceso de trillado. A continuación, determinaremos el peso del cilindro del trillado y análisis de cargas que actúan en el eje:

### 3.4.1 Peso del cilindro trillador (P).

Como se puede mostrar en la figura 52 el cilindro trillador está compuesto por dos tapas laterales, 6 cuchillas y 6 barras de soportes que forman en él, y 3 anillos del cilindro.

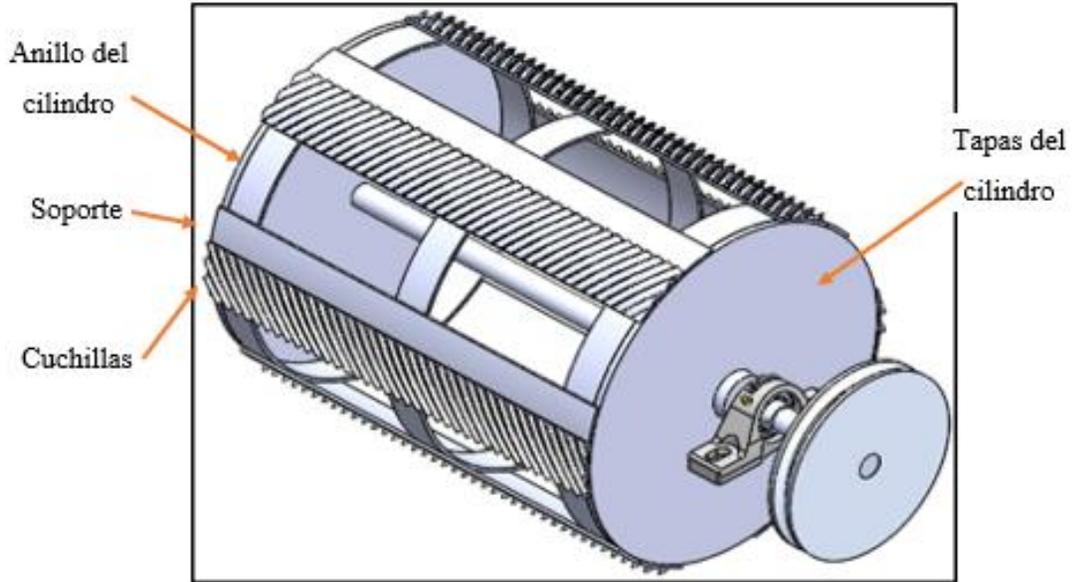


Fig 52: Componentes que conforman el rodillo trillador (fuente: autores).

Para determinar el peso total del rodillo, primero se calcula el volumen de cada componente, segundo se calcula la masa y tercero se determina el peso total del cilindro trillador. Estos cálculos se realizarán mediante las siguientes ecuaciones:

➤ **Volumen de los anillos del cilindro ( $V_{ac}$ ).**

Sus dimensiones son: Diámetro exterior es de 0,288m; diámetro interior 0,282m y el ancho de 0,03m; y más 3 anillos. Con estos datos se procede a calcular el volumen mediante la siguiente ecuación:

$$V_{ac} = \frac{\pi}{4} A (D_{ext}^2 - D_{int}^2) \quad \text{Ec. 21}$$

$$V_{ac} = \frac{\pi}{4} (0,039) * (0,288^2 - 0,282^2) * (3)$$

$$V_{ac} = 0,00024m^3$$

➤ **Volumen de las cuchillas (Vc).**

Sus dimensiones de la barra de corte son: longitud de 0,379m; ancho de 0,05m y el espesor de 0,008m; y más 6 barras. las dimensiones de la barra de soporte son: longitud de 0,379m; ancho de 0,03m y el espesor de 0,003m; y más 6 barras. Con estos datos determinaremos el volumen de cada uno con la siguiente ecuación:

$$V_{c1} = L * a * e \quad \text{Ec. 22}$$

$$V_{c1} = 0,379 * 0,05 * 0,008 * 6$$

$$V_{c1} = 0,000912\text{m}^3$$

Ahora determinamos el volumen de la barra de soporte (Vs):

$$V_s = L * a * e$$

$$V_s = 0,379 * 0,03 * 0,003 * 6$$

$$V_s = 0,000189\text{m}^3$$

Determinamos el volumen total de la cuchilla:

$$V_c = V_{c1} + V_s$$

$$V_c = 0,000912\text{m}^3 + 0,000189\text{m}^3$$

$$V_c = 0,0011\text{m}^3$$

➤ **Volumen de la tapa del cilindro (Vt).**

Sus dimensiones son: diámetro de la tapa de 0,288m; espesor de 0,006m y más 2 tapas. Con estos parámetros calcularemos con la siguiente ecuación:

$$V_t = \frac{\pi}{4} * D_t^2 * e \quad \text{Ec. 23}$$

$$V_t = \frac{\pi}{4} * (0,288)^2 * 0,006 * 2$$

$$V_t = 0,00078\text{m}^3$$

Una vez calculado el volumen de cada componente, comenzaremos a calcular la masa de cada uno.

El material del rodillo trillador se seleccionó un acero negro al carbono cuya densidad es de  $\rho=7850\text{Kg/m}^3$ .

Masa del anillo del cilindro:

$$m_{ac} = \rho * V_{ac} \quad \text{Ec. 24}$$

$$m_{ac} = 7850 * 0,00024\text{m}^3$$

$$m_{ac} = 1,89\text{Kg}$$

Masa de las chuchillas:

$$m_c = \rho * V_c$$

$$m_c = 7850 * 0,0011\text{m}^3$$

$$m_c = 8,64\text{Kg}$$

Masa de la tapa del cilindro:

$$m_t = \rho * V_t$$

$$m_t = 7850 * 0,00078\text{m}^3$$

$$m_t = 6,123\text{Kg}$$

Con la masa obtenida de cada componente, comenzaremos a calcular el total del cilindro con la siguiente ecuación:

$$P_t = (m_{ac} + m_c + m_t) * g \quad \text{Ec. 25}$$

$$P_t = (1,89 + 8,64 + 6,123) * (9,81)$$

$$P_t = 163,37\text{N}$$

También determinaremos el peso de la polea(P1) de un material de aluminio de un diámetro d=13,8cm. La masa de la polea se obtuvo del CAD SolidWorks de 0,96Kg; con este emplearemos la siguiente fórmula:

$$P_1 = mg \quad \text{Ec. 26}$$

$$P_1 = 0,96 * 9,81$$

$$P_1 = 9,42\text{N}$$

### 3.4.2 Carga distribuida en función del peso ( $Q_p$ ).

El peso del cilindro es de 163,37N y tiene una longitud de 0,379m. Con estos datos calcularemos la carga distribuida en función del peso con la siguiente ecuación:

$$Q_p = \frac{P}{L} \quad \text{Ec. 27}$$

$$Q_p = \frac{163,37\text{N}}{0,379\text{m}}$$

$$Q_p = 4321,06\text{N}$$

Por lo tanto, los 4321,06N va estar desplazado en toda la longitud de 0,379m del cilindro.

### 3.4.3 Carga distribuida en función de la fuerza de corte ( $Q_c$ ).

(Llangarí Tzaqui & Benalcázar Soria, 2012) menciona que la fuerza necesaria para el corte de la espiga y cascarilla del grano de cebada realizada en sus pruebas experimentales de su diseño de la máquina trilladora, la fuerza de corte debe ser de 124,75N. En nuestro diseño del trillado se usará 6 barras de corte, pero las barras que actúan directamente con la masa a la hora de trabajo son 3 barras, por ello, se considera en el cálculo el número de barras 3, teniendo una longitud de 0,379m cada una. Con estos datos calcularemos la carga distribuida en función de la fuerza corte mediante la siguiente ecuación:

$$Q_c = \frac{N_c * F_c}{L} \quad \text{Ec. 28}$$

$$Q_c = \frac{3 * 124,75}{0,379}$$

$$Q_c = 987.47 \text{ N/m}$$

### 3.5 Diseño y análisis de ejes de transmisión de potencia.

Para el diseño y análisis de los ejes de transmisión presentes en la máquina trilladora-Venteadora de cebada, se ha seleccionado el uso de un material que cumple las características y propiedades mecánicas para el diseño de ejes y árboles, en la mayoría de los casos, en nuestro país se prefieren aceros según norma SAE. Para nuestro caso se ha empleado un ACERO SAE 1045 CD (estirado en frío).

Según (Vásquez Rodríguez) el acero SAE 1045 es el acero para árboles más corrientemente usado, pues el mayor contenido de carbono le otorga una mayor dureza, mayor resistencia mecánica y un costo moderado. No obstante, lo anterior, cuando este acero se endurece por templado sufre deformaciones y baja su resistencia a la fatiga.

A continuación, se muestra sus características mecánicas principales del acero seleccionado:

Según el libro de Diseño de Ingeniería Mecánica – Shigley, en su apéndice tabla A-20 encontramos las propiedades mecánicas del material seleccionado (véase figura 53):

1	2	3	4	5	6	7	8
UNS núm.	SAE y/o AISI núm.	Procesamiento	Resistencia a la tensión, MPa (kpsi)	Resistencia a la fluencia, MPa (kpsi)	Elongación en 2 pulg, %	Reducción en área, %	Dureza Brinell
G10060	1006	HR	300 (43)	170 (24)	30	55	86
		CD	330 (48)	280 (41)	20	45	95
G10100	1010	HR	320 (47)	180 (26)	28	50	95
		CD	370 (53)	300 (44)	20	40	105
G10150	1015	HR	340 (50)	190 (27.5)	28	50	101
		CD	390 (56)	320 (47)	18	40	111
G10180	1018	HR	400 (58)	220 (32)	25	50	116
		CD	440 (64)	370 (54)	15	40	126
G10200	1020	HR	380 (55)	210 (30)	25	50	111
		CD	470 (68)	390 (57)	15	40	131
G10300	1030	HR	470 (68)	260 (37.5)	20	42	137
		CD	520 (76)	440 (64)	12	35	149
G10350	1035	HR	500 (72)	270 (39.5)	18	40	143
		CD	550 (80)	460 (67)	12	35	163
G10400	1040	HR	520 (76)	290 (42)	18	40	149
		CD	590 (85)	490 (71)	12	35	170
G10450	1045	HR	570 (82)	310 (45)	16	40	163
		CD	630 (91)	530 (77)	12	35	179

Fig 53: Propiedades mecánicas de ACEROS SAE – AISI. (fuente: Libro de Diseño de Ingeniería Mecánica - Shigley).

Acero SAE 1045:

$$S_y = 530 \text{ Mpa (Resistencia a la fluencia).}$$

$$S_u = 630 \text{ Mpa (Resistencia a la tensión).}$$

### 3.5.1 Cálculo del diámetro del eje del rodillo trillador.

Ya calculada anteriormente las diversas fuerzas que ejercen sobre el eje del rodillo trillador, tenemos:

$$T = 71.012 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$P = 9.42 \text{ N (Peso de polea)}$$

$$Q_c = 1974.93 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$Q_p = 431.06 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$F_{Dy} = 1111.19 \text{ N} + P$$

$$F_{Dy} = 1111.19 \text{ N} + 9.42 \text{ N} = 1120.61 \text{ N}$$

$$F_{Dz} = 136.44 \text{ N}$$

Longitud de eje = 0.564 m

A continuación, se muestra el DCL del eje del rodillo trillador:

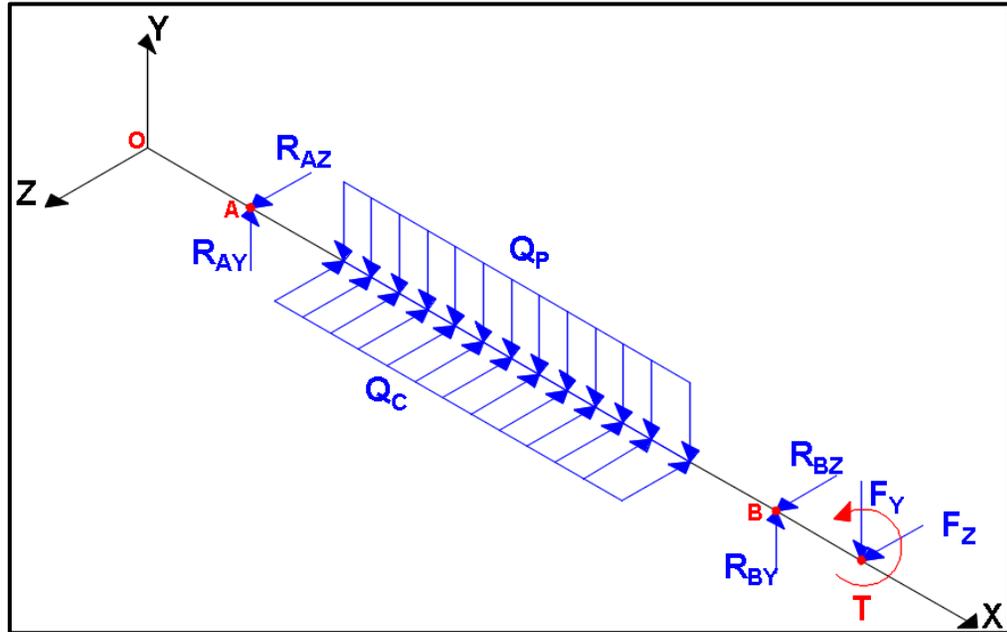


Fig 54: Diagrama de cuerpo libre tridimensional del rodillo trillador (fuente: autores).

En esta sección calculamos las fuerzas y momentos en los planos Y-X y Z-X:

○ Plano Y – X

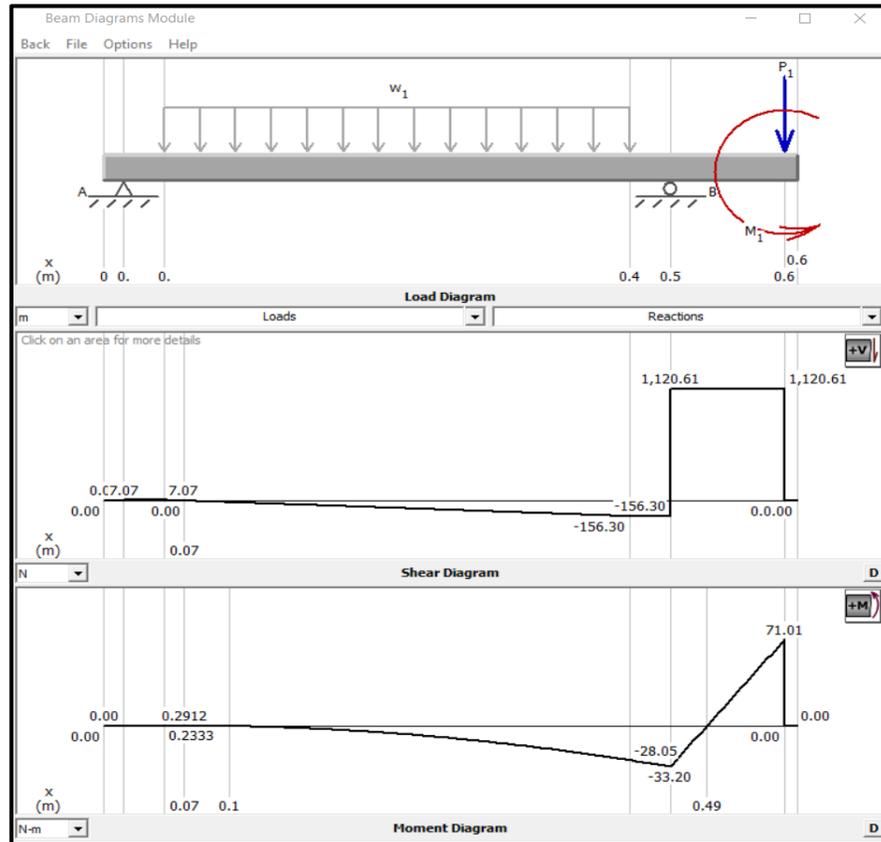


Fig 55: Diagrama de fuerzas y momentos Y-X del eje rodillo trillador (fuente: autores).

Las reacciones calculadas son:

$$F_{Ay} = 7.07 \text{ N}$$

$$F_{Cy} = 1276.91 \text{ N}$$

○ Plano Z – X

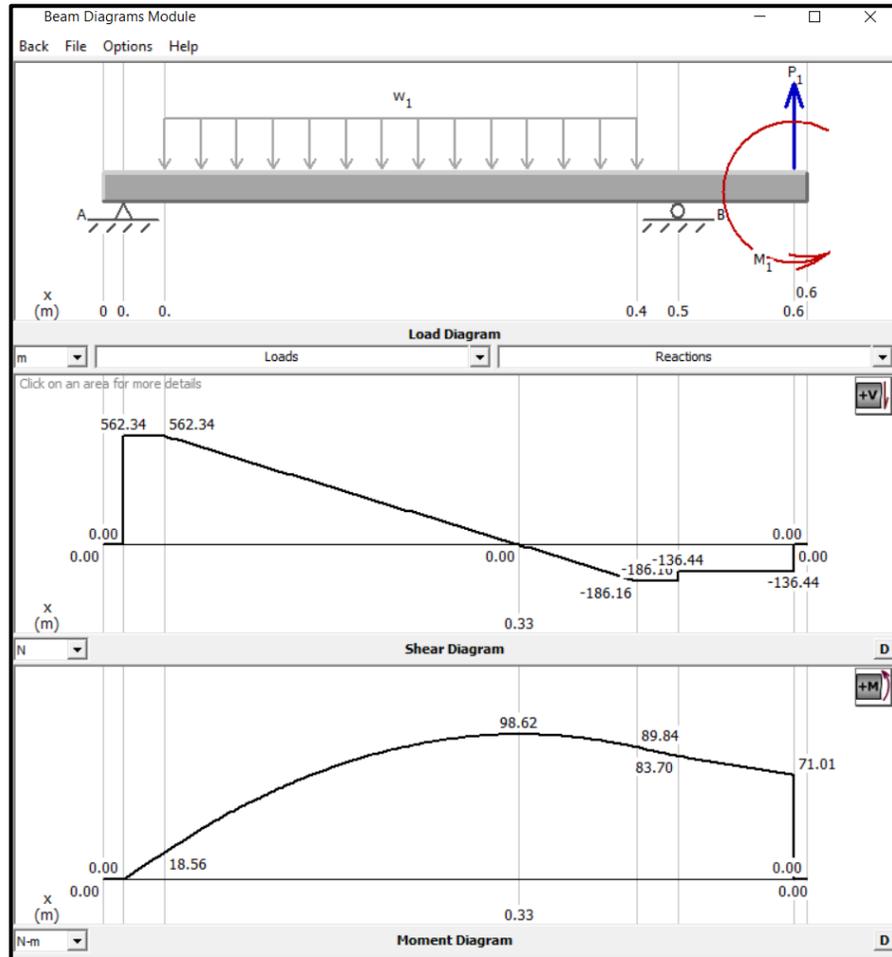


Fig 56: Diagrama de fuerzas y momentos Z-X del eje rodillo trillador (fuente: autores).

Las reacciones calculadas son:

$$F_{Az} = 562.34 \text{ N}$$

$$F_{Cz} = 49.72 \text{ N}$$

Teniendo los resultados - diagramas de fuerzas y momentos que actúan en el eje, vamos a calcular los momentos resultantes para hacer un análisis del punto con mayor concentración de carga, lo cual, al identificarse dicho punto se realizaran cálculos posteriores para determinar nuestro diámetro de diseño adecuado para este eje.

### 3.5.1.1 Momentos resultantes:

$$M_{RA} = \sqrt{(0)^2 + (0)^2} = 0 \text{ N} * m$$

$$M_{RB1} = \sqrt{(18.56)^2 + (0.2912)^2} = 18.56 \text{ N} * m$$

$$M_{RB2} = \sqrt{(89.84)^2 + (28.05)^2} = 94.12 \text{ N} * m$$

$$M_{RC} = \sqrt{(83.70)^2 + (33.20)^2} = 90.04 \text{ N} * m$$

$$M_{RD} = \sqrt{(71.01)^2 + (71.01)^2} = 100.42 \text{ N} * m$$

### 3.5.1.2 Cálculo del diámetro de eje en el punto “D”.

Para el cálculo del diámetro del eje, el análisis se hace en el punto “D” porque en esta sección el eje tiene mayor carga por parte del peso de la polea y las fuerzas que existen por el sistema de transmisión.

A continuación, se halla los momentos y torques alternantes – medios respectivamente:

$M_a$  = Momento alternante.

$M_m$  = Momento medio.

$T_a$  = Torque alternante.

$T_m$  = Torque medio.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \quad \text{Ec. 29}$$

$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \right| \quad \text{Ec. 30}$$

Teniendo nuestro momento resultante y torque en el punto “D”:

$$M_{RD} = \sqrt{(71.01)^2 + (71.01)^2} = 100.42 \text{ N} * m$$

$$T = 71.012 \text{ N} * m$$

Reemplazando en las fórmulas, se tiene:

$$M_m = 0 \text{ N} * m$$

$$M_a = 100.42 \text{ N} * m$$

$$T_a = 35.51 \text{ N} * m$$

$$T_m = 35.51 \text{ N} * m$$

Para el diseño del eje se determina los factores de concentración de esfuerzos conforme al diseño del eje.

En este caso nuestro diseño de eje no muestra ningún cambio de sección, siendo un ángulo recto y no presenta muescas, por lo tanto, los concentradores de esfuerzos:

$$K_f = 1 \quad y \quad K_{fs} = 1.$$

Seguidamente, vamos a realizar el cálculo de la resistencia a la fatiga corregida:

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * S'_e \quad \text{Ec. 31}$$

Para realizar el cálculo, primero vamos a determinar la estimación teórica  $S'_e$ :

Según la tabla 1 de anexos vamos a determinar una estimación teórica por flexión, ya que esta es empleada cuando las cargas son combinadas (Flexión, carga axial, torsión).

$$S'_e = 0.504 (S_u) \quad \text{Ec. 32}$$

Reemplazando en Ec. 32, tenemos:

$$S'_e = 0.504 (630) = 317.52$$

Para calcular la resistencia a la fatiga corregida se va a determinar los diversos factores de la tabla 2:

$$K_a = 4.51 * (630)^{-0.265} = 0.82 \quad \text{Factor de superficie - Laminado en frío}$$

$$K_b = 1.24 * (38)^{-0.107} = 0.84 \quad \text{Factor de tamaño}$$

$$K_c = 1 \quad \text{Factor de carga}$$

$$K_d = 1 \quad \text{Factor de temperatura (20° C)}$$

$$K_e = 0.897 \quad \text{Factor de confiabilidad (90%)}$$

Reemplazando en Ec. 31, tenemos:

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * S'_e$$

$$S_e = 0.82 * 0.84 * 1 * 1 * 0.897 * 317.52 = 196.18 \text{ Mpa}$$

Determinamos el diámetro del eje del rodillo trillador mediante GOODMAN:

$$d = \left( \frac{16\pi}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} [4(Kf * Ma)^2 + 3(Kfs * Ta)^2]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_{ut}} [4(Kf * Mm)^2 + 3(Kfs * Tm)^2]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}} \quad \text{Ec. 33}$$

Calculadas todas las variables para determinar el diámetro del eje en el punto que existe mayor carga ejercida por las diversas fuerzas, tenemos:

Con un factor de seguridad:

$$\eta = 3$$

$$\emptyset_D = 0.0247 \text{ m} = 2.47 \text{ cm} = 24.7 \text{ mm}$$

### 3.5.1.3 Selección de rodamientos.

Para la selección de rodamientos, nuestra guía ha sido el libro Standard Handbook for Mechanical Engineers. En los anexos estarán las tablas empleadas en este apartado de la selección de rodamientos:

Primero vamos a determinar la duración recomendada de los rodamientos de acuerdo a la utilidad que van a trabajar ellos tabla 6, para nuestro caso se optó por una aplicación de maquinaria agrícola con una duración de  $L_{10}h = 6000$ .

La velocidad de trabajo es de 1300 rpm.

La carga de diseño máximo es de 1283.98 N

En resumen, tenemos:

$$L_{10}h = 6000.$$

Velocidad = 1300 rpm.

$P_d = 1283.98 \text{ N}$ .

Empleando la tabla 7 del libro ya mencionado vamos a determinar nuestros factores de velocidad y duración:

$$F_N = 0.31$$

$$F_L = 2.2$$

Teniendo los factores que requerimos para la selección, aplicamos en nuestra formula:

$$C = P_d * \left( \frac{F_L}{F_N} \right) \quad \text{Ec. 34}$$

Reemplazando en Ec. 34, tenemos:

$$C = 1283.98 * \left(\frac{2.2}{0.31}\right) = 9112.12 \text{ N}$$

### 3.5.1.4 Análisis por falla estática.

Para realizar los análisis por falla estática y fatiga correspondientemente para este eje, las cargas que actúan sobre el eje del rodillo trillador son:

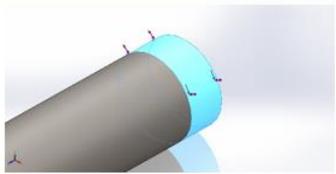
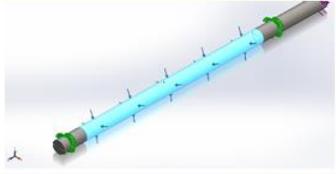
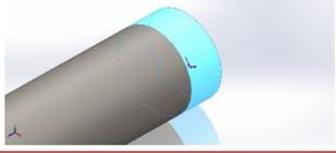
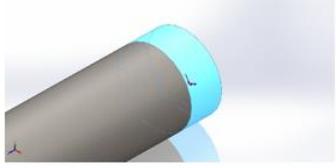
Nombre de carga	Imagen	Detalles de carga						
Torsión-1		<table border="1"> <tr> <td>Entidades:</td> <td>1 cara(s)</td> </tr> <tr> <td>Tipo:</td> <td>Aplicar momento torsor</td> </tr> <tr> <td>Valor:</td> <td>-71.012 N.m</td> </tr> </table>	Entidades:	1 cara(s)	Tipo:	Aplicar momento torsor	Valor:	-71.012 N.m
Entidades:	1 cara(s)							
Tipo:	Aplicar momento torsor							
Valor:	-71.012 N.m							
Fuerza-1		<table border="1"> <tr> <td>Entidades:</td> <td>1 cara(s)</td> </tr> <tr> <td>Tipo:</td> <td>Aplicar fuerza normal</td> </tr> <tr> <td>Valor:</td> <td>163.37 N</td> </tr> </table>	Entidades:	1 cara(s)	Tipo:	Aplicar fuerza normal	Valor:	163.37 N
Entidades:	1 cara(s)							
Tipo:	Aplicar fuerza normal							
Valor:	163.37 N							
Fuerza-2		<table border="1"> <tr> <td>Entidades:</td> <td>1 cara(s)</td> </tr> <tr> <td>Tipo:</td> <td>Aplicar fuerza normal</td> </tr> <tr> <td>Valor:</td> <td>1120.61 N</td> </tr> </table>	Entidades:	1 cara(s)	Tipo:	Aplicar fuerza normal	Valor:	1120.61 N
Entidades:	1 cara(s)							
Tipo:	Aplicar fuerza normal							
Valor:	1120.61 N							
Fuerza-3		<table border="1"> <tr> <td>Entidades:</td> <td>1 cara(s)</td> </tr> <tr> <td>Tipo:</td> <td>Aplicar fuerza normal</td> </tr> <tr> <td>Valor:</td> <td>-136.44 N</td> </tr> </table>	Entidades:	1 cara(s)	Tipo:	Aplicar fuerza normal	Valor:	-136.44 N
Entidades:	1 cara(s)							
Tipo:	Aplicar fuerza normal							
Valor:	-136.44 N							

Fig 57: Fuerzas que ejercen sobre el eje del rodillo trillador (Fuente: autores)

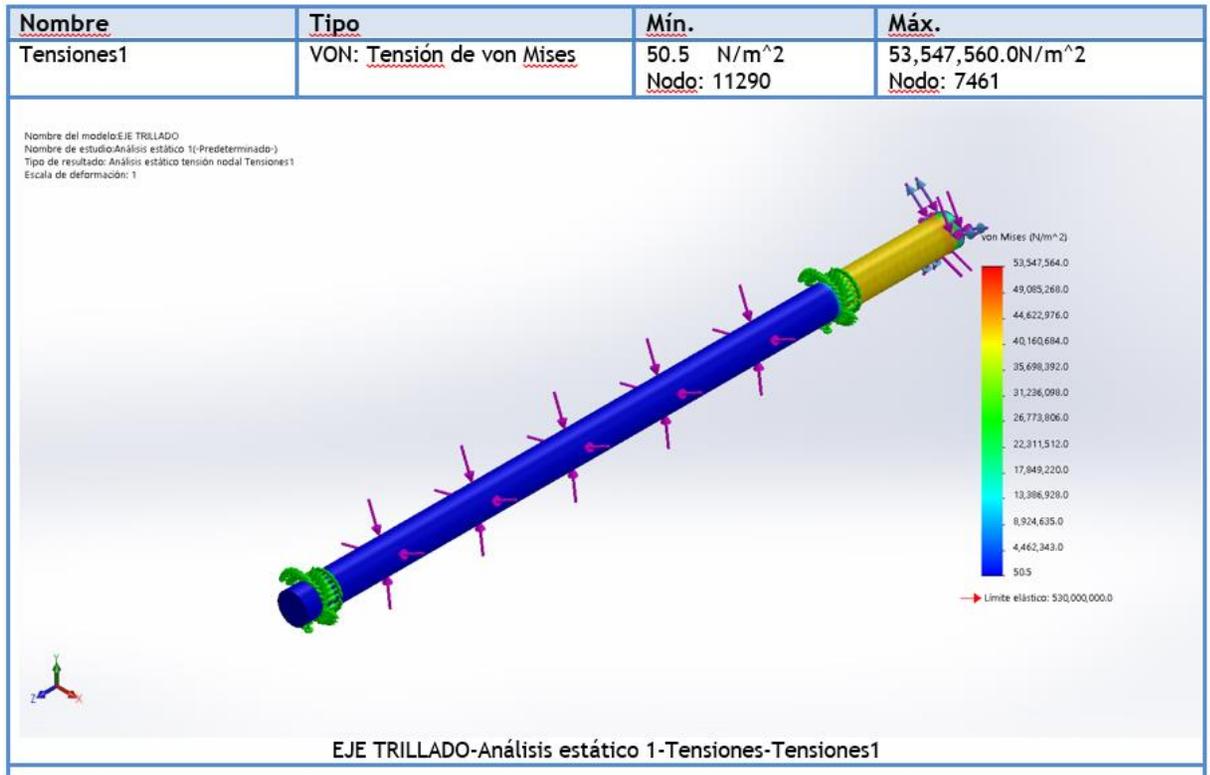


Fig 58: Tensión de von Mises – Eje del rodillo trillador (fuente: autores).

Observando el cuadro de análisis de Tensiones por Von Mises, tenemos como resultado una tensión mínima de 50.5 N/m<sup>2</sup> y una tensión máxima de 53,547,560.0 N/m<sup>2</sup>. Analizando los resultados obtenidos, se dice que las tensiones de análisis no alteran al diseño o causan algún daño al eje del rodillo trillador.

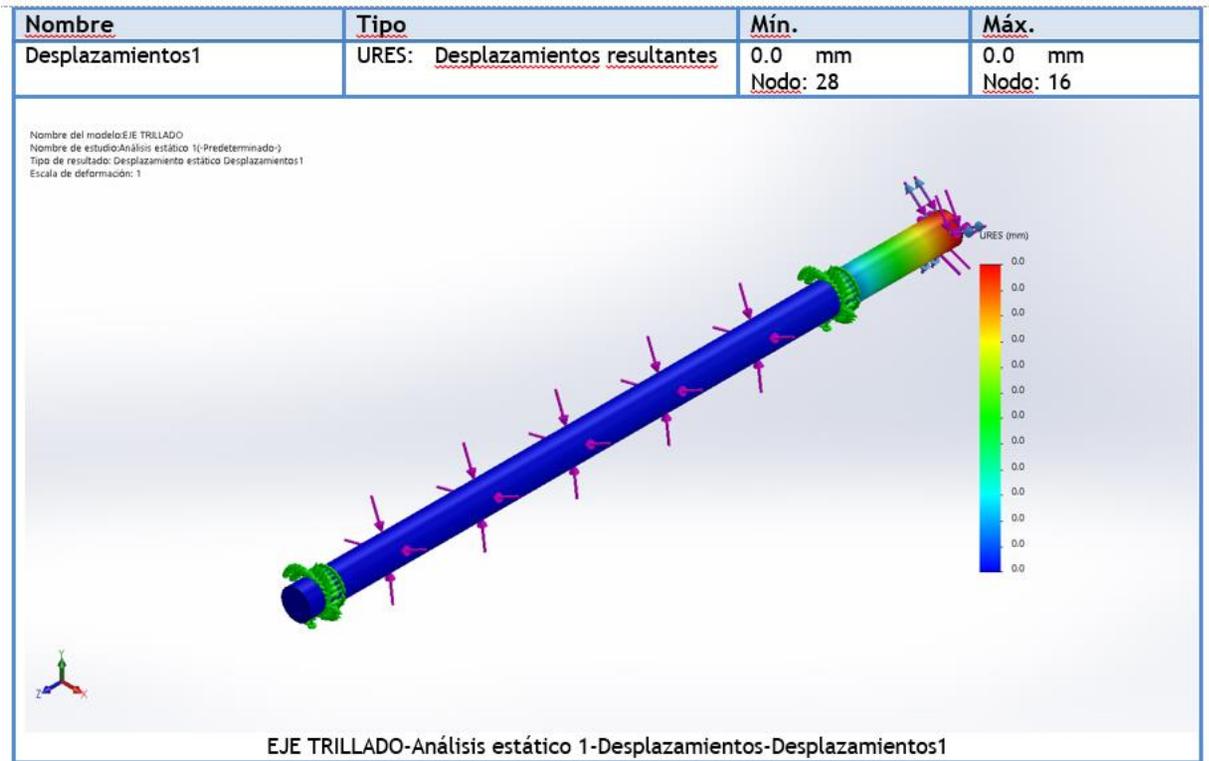


Fig 59: Desplazamientos resultantes – Eje del rodillo trillador (fuente: autores).

Observando el cuadro de análisis de Desplazamientos, tenemos como resultado los desplazamientos mínimas y máximas son cero (0) mm. Analizando los resultados obtenidos, se dice que no existen desplazamientos en el eje que puedan causar las cargas que ejercen en el eje del rodillo trillador.

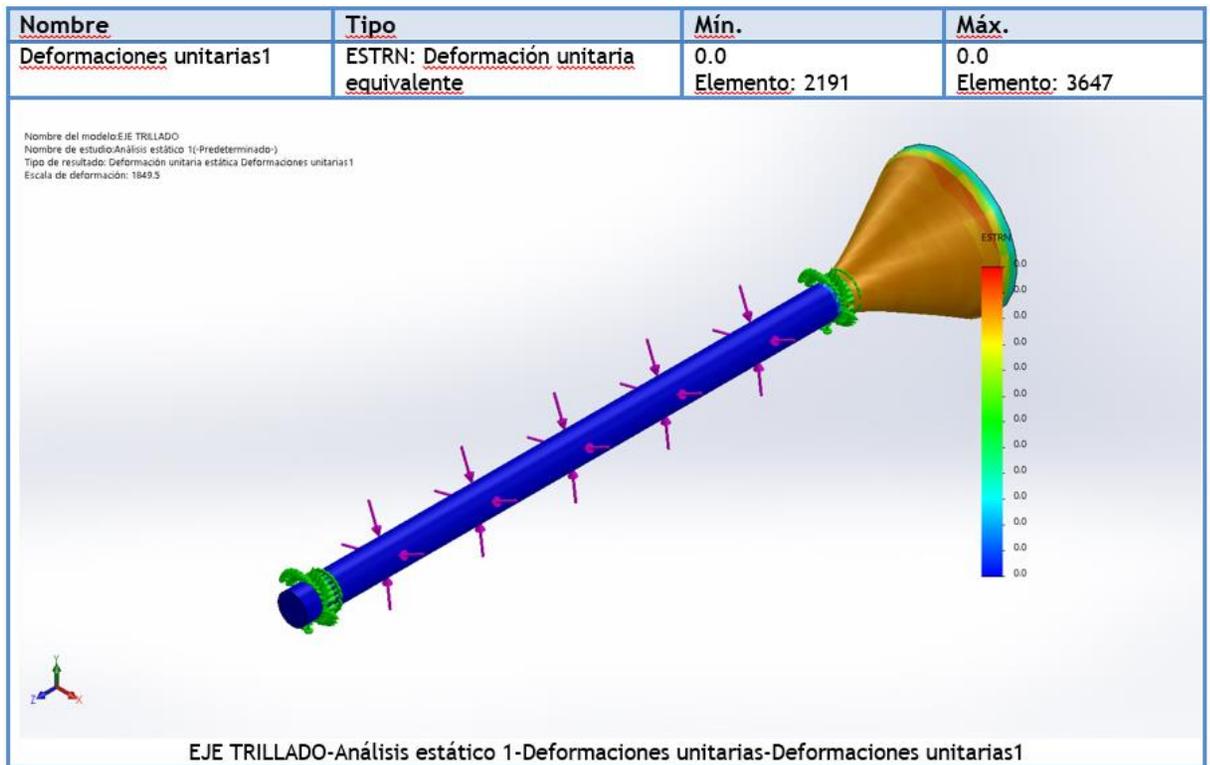


Fig 60: Deformación unitaria equivalente – Eje del rodillo trillador (fuente: autores).

Observando el cuadro de análisis de Deformaciones unitarias, tenemos como resultado las deformaciones mínimas y máximas son cero (0). Analizando los resultados obtenidos, se dice que no existen deformaciones en el eje que puedan causar las cargas que ejercen en el eje del rodillo trillador.

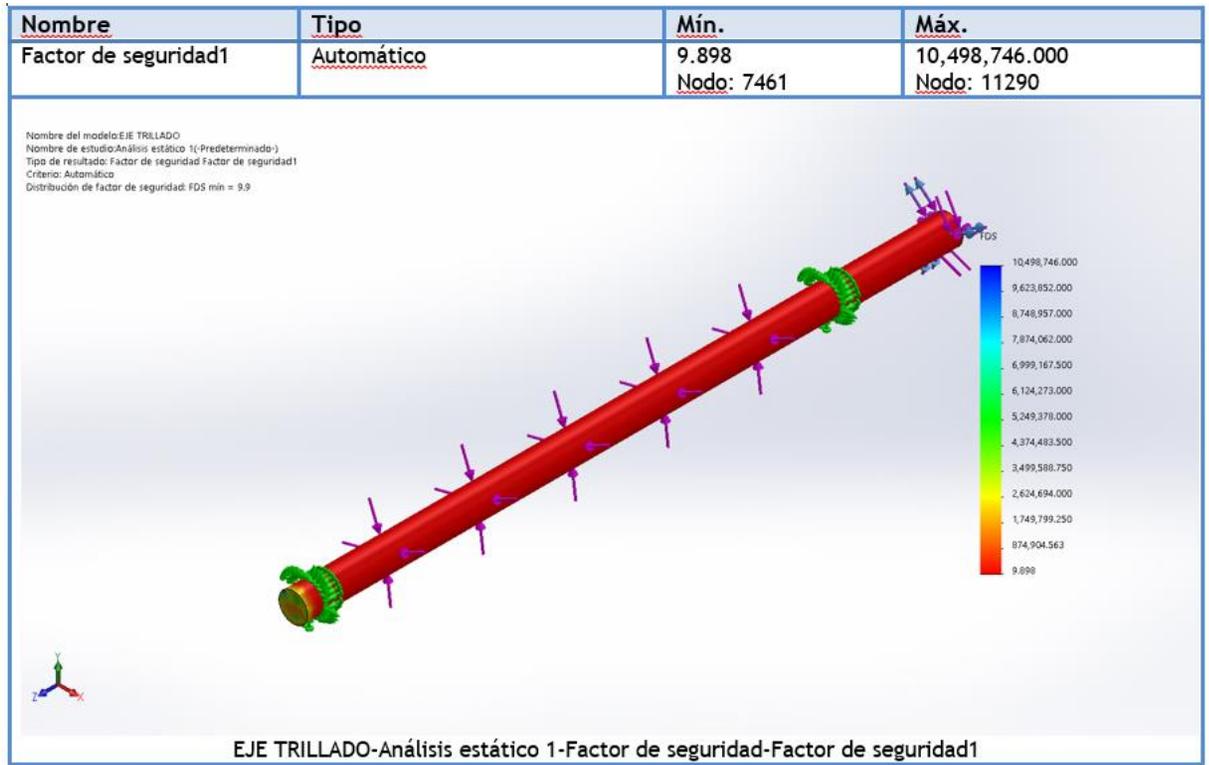


Fig 61: Factor de seguridad – Eje del rodillo trillador (fuente: autores)

Realizando los diversos análisis por falla estática al eje del rodillo trillador, determinamos el factor de seguridad, teniendo como resultado un factor de seguridad mínimo igual a 9.898. Ante este resultado deducimos que cumple con el factor de seguridad óptimo, por lo tanto, el eje no sufrirá ninguna falla mecánica por las diversas fuerzas que ejercen sobre el diseño.

### 3.5.1.5 Análisis por fatiga.

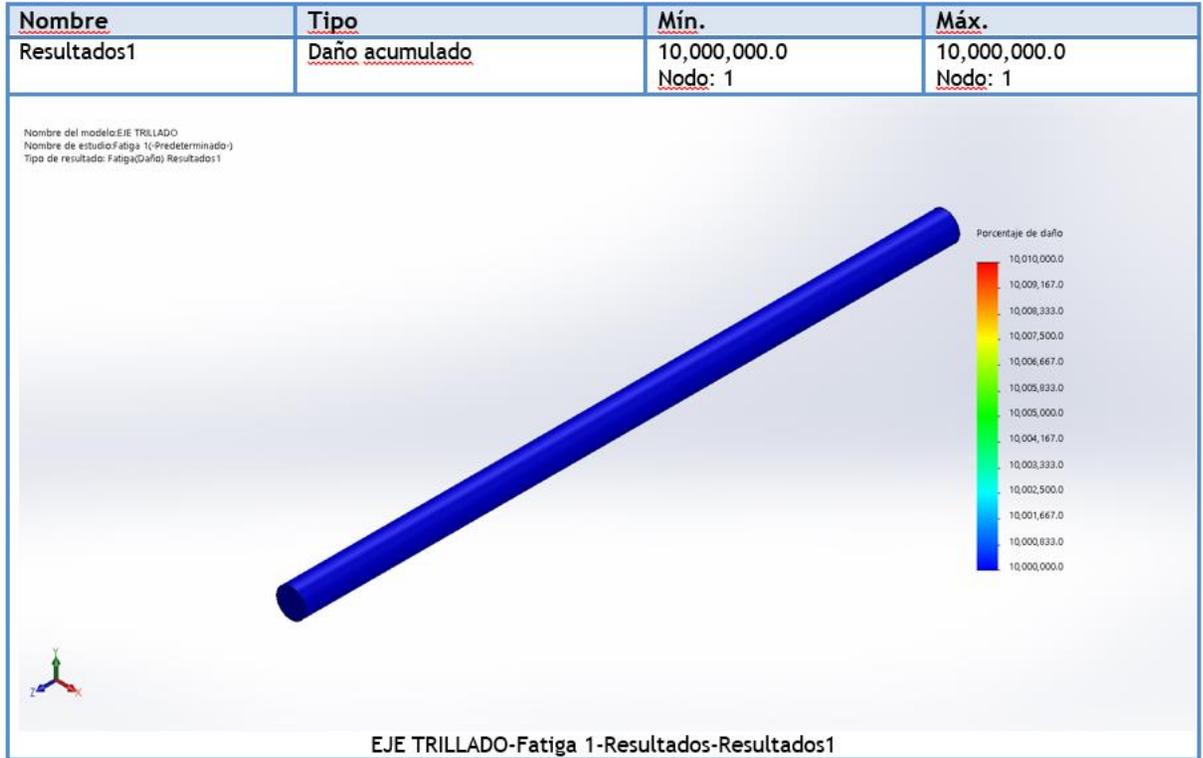


Fig 62: Resultados de daño acumulado – Eje del rodillo trillador (fuente: autores).

Observando el cuadro de análisis, el daño acumulado es despreciable, ya que no presenta ningún daño en el eje.

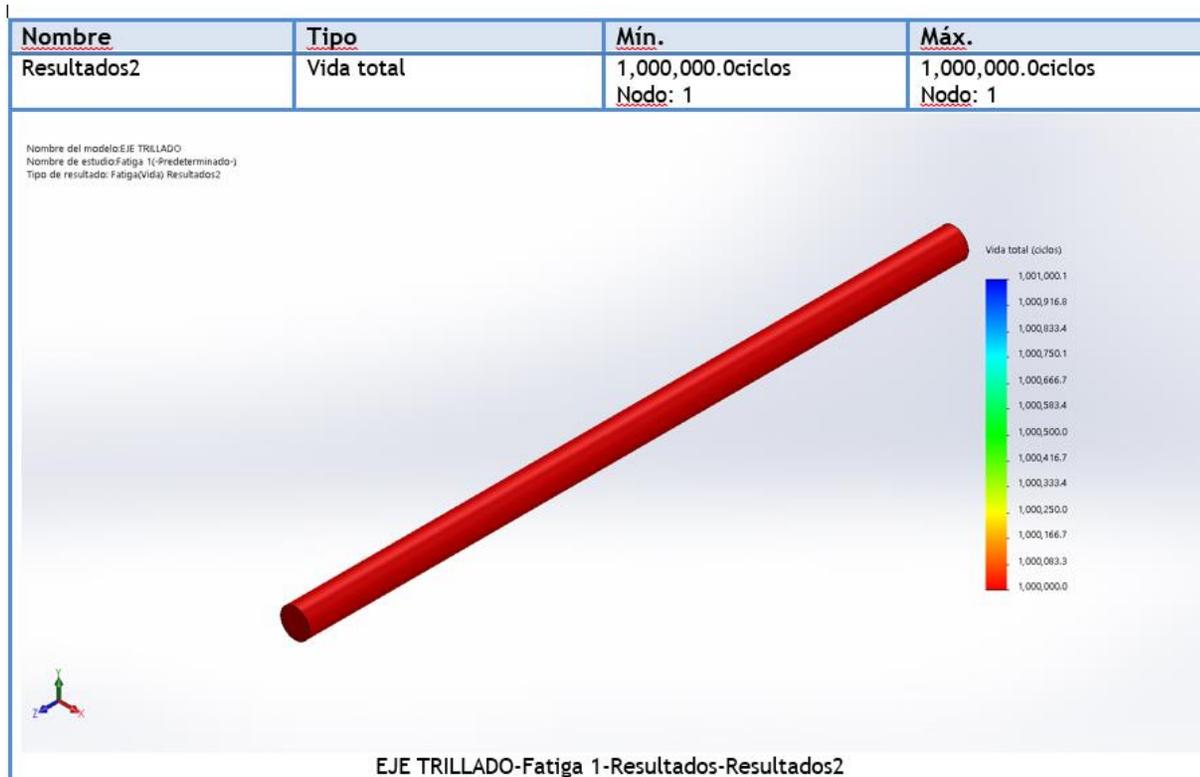


Fig 63: Resultados de vida total – Eje del rodillo trillador (fuente: autores).

Observando el cuadro de análisis, la vida total del eje es mayor o igual a  $10^6$  ciclos, por lo tanto, el eje del rodillo trillador según la tabla (S-N) está dentro del rango de vida infinita, por lo cual, no sufrirá falla por fatiga.

### 3.5.2 Cálculo del diámetro del eje central de transmisión.

Ya calculada anteriormente las diversas fuerzas que ejercen sobre el eje central de transmisión, tenemos:

$$\text{Fuerza} - \text{Peso polea } \varnothing 20 = 14.7 \text{ N}$$

$$\text{Fuerza} - \text{Peso polea } \varnothing 10 = 6.77 \text{ N}$$

$$F_{Y1} = 914.09 \text{ N}$$

$$F_{Z1} = 644.13 \text{ N}$$

$$F_{Y2} = 1068.97 \text{ N}$$

$$F_{Z2} = 410.35$$

$$F_{y3} = 1111.19 \text{ N}$$

$$F_{Z3} = 136.44 \text{ N}$$

$$T_1 = 102.92 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$T_2 = 102.92 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$F_{DY} = 1844.84 \text{ N} + 6.77 = 1851.61$$

$$F_{DZ} = 1152.77 \text{ N}$$

Longitud de eje = 0.45 m

A continuación, se muestra el DCL del eje central de transmisión:

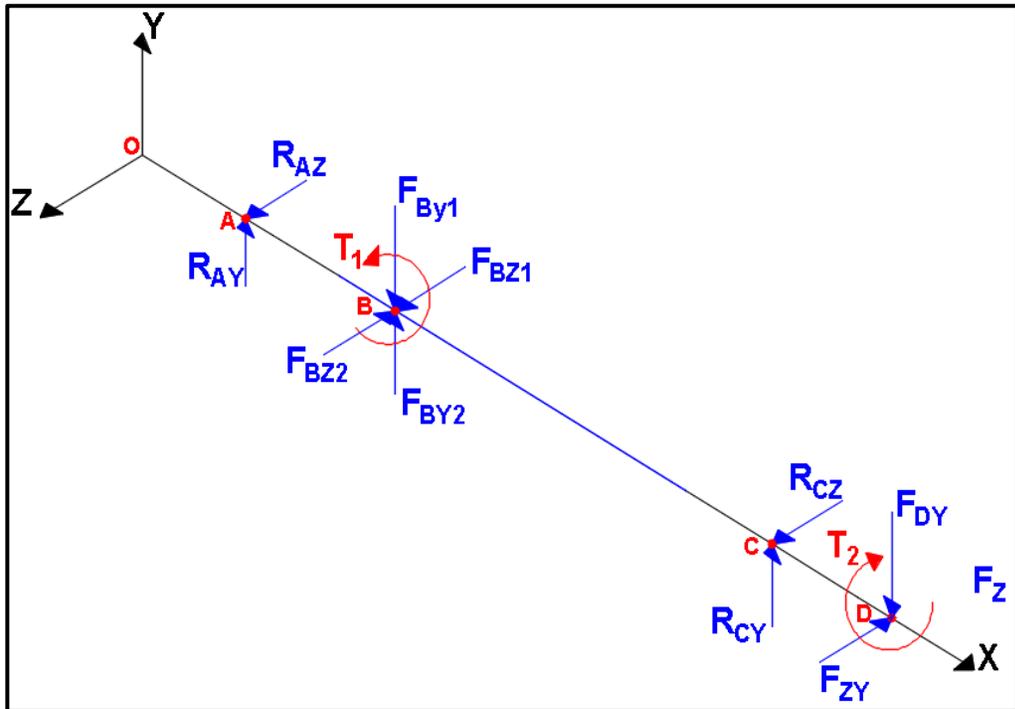


Fig 64: Diagrama de cuerpo libre tridimensional del eje central de transmisión (fuente: autores).

En esta sección calculamos las fuerzas y momentos en los planos Y-X y Z-X:

○ Plano Y – X

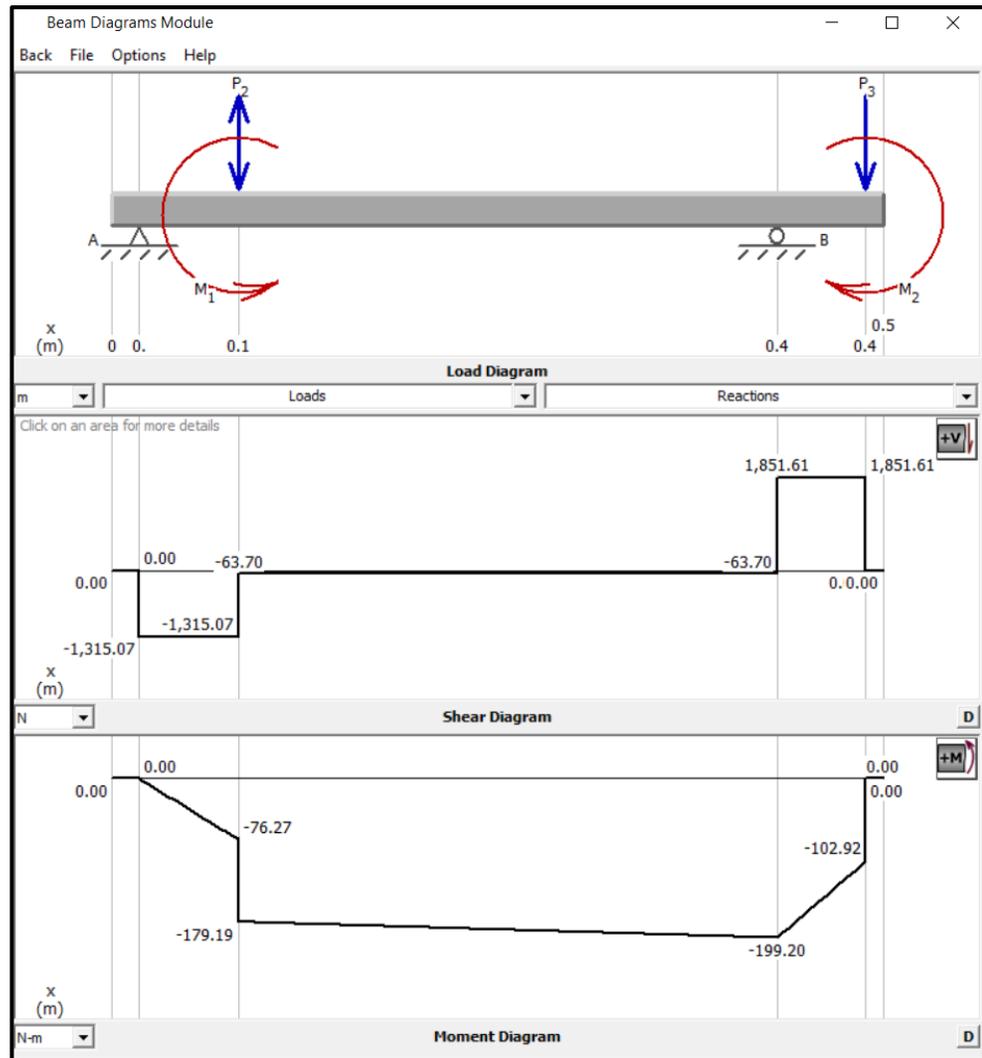


Fig 65: Diagrama de cuerpo libre tridimensional del eje central de transmisión (fuente: autores).

Las reacciones calculadas son:

$$R_{AY} = 1315.07 \text{ N}$$

$$R_{CY} = 1915.31 \text{ N}$$

○ Plano Z – X

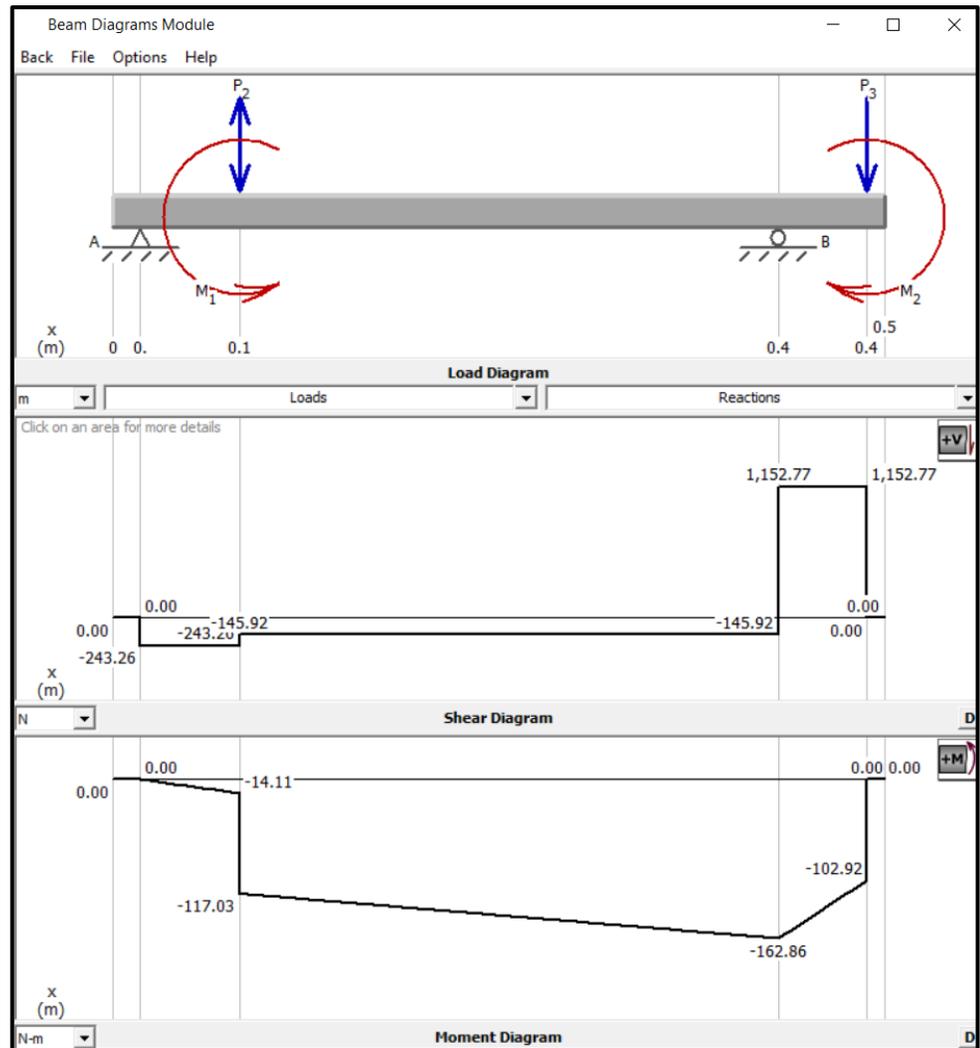


Fig 66: Diagrama de cuerpo libre tridimensional del eje central de transmisión (fuente: autores).

Las reacciones calculadas son:

$$R_{AZ} = 243.26 \text{ N}$$

$$R_{CZ} = 1298.63 \text{ N}$$

Teniendo los resultados - diagramas de fuerzas y momentos que actúan en el eje, vamos a calcular los momentos resultantes para hacer un análisis del punto con mayor concentración de carga, lo cual, al identificarse dicho punto se realizaran cálculos posteriores para determinar nuestro diámetro de diseño adecuado para este eje.

### 3.5.2.1 Momentos resultantes:

$$M_{RA} = \sqrt{(0)^2 + (0)^2} = 0 \text{ N} * m$$

$$M_{RB} = \sqrt{(179.20)^2 + (117.03)^2} = 214.02 \text{ N} * m$$

$$M_{RC} = \sqrt{(199.20)^2 + (162.86)^2} = 257.3 \text{ N} * m$$

$$M_{RD} = \sqrt{(102.92)^2 + (102.92)^2} = 145.55 \text{ N} * m$$

### 3.5.2.2 Cálculo del diámetro de eje en el punto “C”.

Para el cálculo del diámetro del eje, el análisis se hace en el punto “C” porque en esta sección el eje tiene mayor carga por las fuerzas ejercidas en ambos lados por parte de las poleas, dando potencia de entrada y salida a los diversos mecanismos.

A continuación, se halla los momentos y torques alternantes – medios respectivamente:

$$M_a = \text{Momento alternante.}$$

$$M_m = \text{Momento medio.}$$

$$T_a = \text{Torque alternante.}$$

$$T_m = \text{Torque medio.}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \quad \text{Ec. 29}$$

$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \right| \quad \text{Ec. 30}$$

Teniendo nuestro momento resultante y torque en el punto “C”:

$$M_{RC} = \sqrt{(199.20)^2 + (162.86)^2} = 257.3 \text{ N} * m$$

$$T = 102.92 \text{ N} * m$$

Reemplazando en las fórmulas, se tiene:

$$M_m = 0$$

$$M_a = 257.3 \text{ N} * m$$

$$T_a = 51.46 \text{ N} * m$$

$$T_m = 51.46 \text{ N} * m$$

Para el diseño del eje se determina los factores de concentración de esfuerzos conforme al diseño del eje. En este caso nuestro diseño de eje no

muestra ningún cambio de sección, por lo tanto, los concentradores de esfuerzos:

$$Kf = 1 \quad y \quad Kfs = 1.$$

Seguidamente, vamos a realizar el cálculo de la resistencia a la fatiga corregida:

$$Se = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * S'e \quad Ec. 31$$

Para realizar el cálculo, primero vamos a determinar la estimación teórica  $S'e$ :

Según la tabla 1 de anexos vamos a determinar una estimación teórica por flexión, ya que esta es empleada cuando las cargas son combinadas (Flexión, carga axial, torsión).

$$S'e = 0.504 (S_u) \quad Ec. 32$$

Reemplazando en Ec. 32, tenemos:

$$S'e = 0.504 (630) = 317.52$$

Para calcular la resistencia a la fatiga corregida se va a determinar los diversos factores de la tabla 2:

$$K_a = 4.51 * (630)^{-0.265} = 0.82 \quad \text{Factor de superficie -}$$

Laminado en frio

$$K_b = 1.24 * (35)^{-0.107} = 0.84 \quad \text{Factor de tamaño}$$

$$K_c = 1 \quad \text{Factor de carga}$$

$$K_d = 1 \quad \text{Factor de temperatura (20° C)}$$

$$K_e = 0.897 \quad \text{Factor de confiabilidad (90\%)}$$

Reemplazando en Ec. 31, tenemos:

$$Se = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * S'e$$

$$Se = 0.82 * 0.88 * 1 * 1 * 0.897 * 317.52 = 198.52 \text{ Mpa}$$

Determinamos el diámetro del eje central de transmisión mediante GOODMAN:

$$d = \left( \frac{16\pi}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} [4(Kf * Ma)^2 + 3(Kfs * Ta)^2]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_{ut}} [4(Kf * Mm)^2 + 3(Kfs * Tm)^2]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}} \quad Ec. 33$$

Calculadas todas las variables para determinar el diámetro del eje en el punto que existe mayor carga ejercida por las diversas fuerzas, tenemos:

Con un factor de seguridad:

$$\eta = 3$$

$$\varnothing_C = 0.0349 \text{ m} = 3.49 \text{ cm} = 34.86 \text{ mm}$$

### 3.5.2.3 Selección de rodamientos.

Para la selección de rodamientos, nuestra guía ha sido el libro Standard Handbook for Mechanical Engineers. En los anexos estarán las tablas empleadas en este apartado de la selección de rodamientos:

Primero vamos a determinar la duración recomendada de los rodamientos de acuerdo a la utilidad que van a trabajar ellos tabla 6, para nuestro caso se optó por una aplicación de maquinaria agrícola con una duración de  $L_{10}h = 6000$ .

La velocidad de trabajo es de 900 rpm.

La carga de diseño máximo es de 1283.98 N

En resumen, tenemos:

$$L_{10}h = 6000.$$

$$\text{Velocidad} = 900 \text{ rpm.}$$

$$P_d = 1055.42 \text{ N.}$$

Empleando la tabla 7 del libro ya mencionado vamos a determinar nuestros factores de velocidad y duración:

$$F_N = 0.33$$

$$F_L = 2.2$$

Teniendo los factores que requerimos para la selección, aplicamos en nuestra formula:

$$C = P_d * \left( \frac{F_L}{F_N} \right) \quad \text{Ec. 34}$$

Reemplazando en Ec. 34, tenemos:

$$C = 1055.42 * \left( \frac{2.2}{0.33} \right) = 7036.13 \text{ N}$$

### 3.5.2.4 Análisis por falla estática.

Para realizar los análisis por falla estática y fatiga correspondientemente para este eje, las cargas que actúan sobre el eje central de transmisión son:

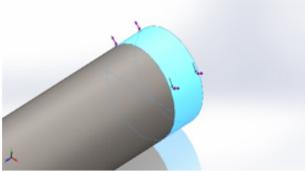
Nombre de carga	Imagen	Detalles de carga						
Torsiones		<table border="1"> <tr> <td>Entidades:</td> <td></td> </tr> <tr> <td>Tipo:</td> <td>Torque</td> </tr> <tr> <td>Valor:</td> <td> <math>T_1 = 102.92 \text{ N} \cdot \text{m}</math>  <math>T_2 = 102.92 \text{ N} \cdot \text{m}</math> </td> </tr> </table>	Entidades:		Tipo:	Torque	Valor:	$T_1 = 102.92 \text{ N} \cdot \text{m}$ $T_2 = 102.92 \text{ N} \cdot \text{m}$
Entidades:								
Tipo:	Torque							
Valor:	$T_1 = 102.92 \text{ N} \cdot \text{m}$ $T_2 = 102.92 \text{ N} \cdot \text{m}$							
Fuerzas		<table border="1"> <tr> <td>Entidades:</td> <td></td> </tr> <tr> <td>Tipo:</td> <td></td> </tr> <tr> <td>Valores:</td> <td> <math>F_{Y1} = 914.09 \text{ N}</math>  <math>F_{Z1} = 644.13 \text{ N}</math>  <math>F_{Y2} = 1068.97 \text{ N}</math>  <math>F_{Z2} = 410.35</math>  <math>F_{Y3} = 1111.19 \text{ N}</math>  <math>F_{Z3} = 136.44 \text{ N}</math>  <math>F_{DY} = 1851.61</math>  <math>F_{DZ} = 1152.77 \text{ N}</math> </td> </tr> </table>	Entidades:		Tipo:		Valores:	$F_{Y1} = 914.09 \text{ N}$ $F_{Z1} = 644.13 \text{ N}$ $F_{Y2} = 1068.97 \text{ N}$ $F_{Z2} = 410.35$ $F_{Y3} = 1111.19 \text{ N}$ $F_{Z3} = 136.44 \text{ N}$ $F_{DY} = 1851.61$ $F_{DZ} = 1152.77 \text{ N}$
Entidades:								
Tipo:								
Valores:	$F_{Y1} = 914.09 \text{ N}$ $F_{Z1} = 644.13 \text{ N}$ $F_{Y2} = 1068.97 \text{ N}$ $F_{Z2} = 410.35$ $F_{Y3} = 1111.19 \text{ N}$ $F_{Z3} = 136.44 \text{ N}$ $F_{DY} = 1851.61$ $F_{DZ} = 1152.77 \text{ N}$							

Fig 67: Fuerzas que ejercen sobre el eje central de transmisión (Fuente: autores)

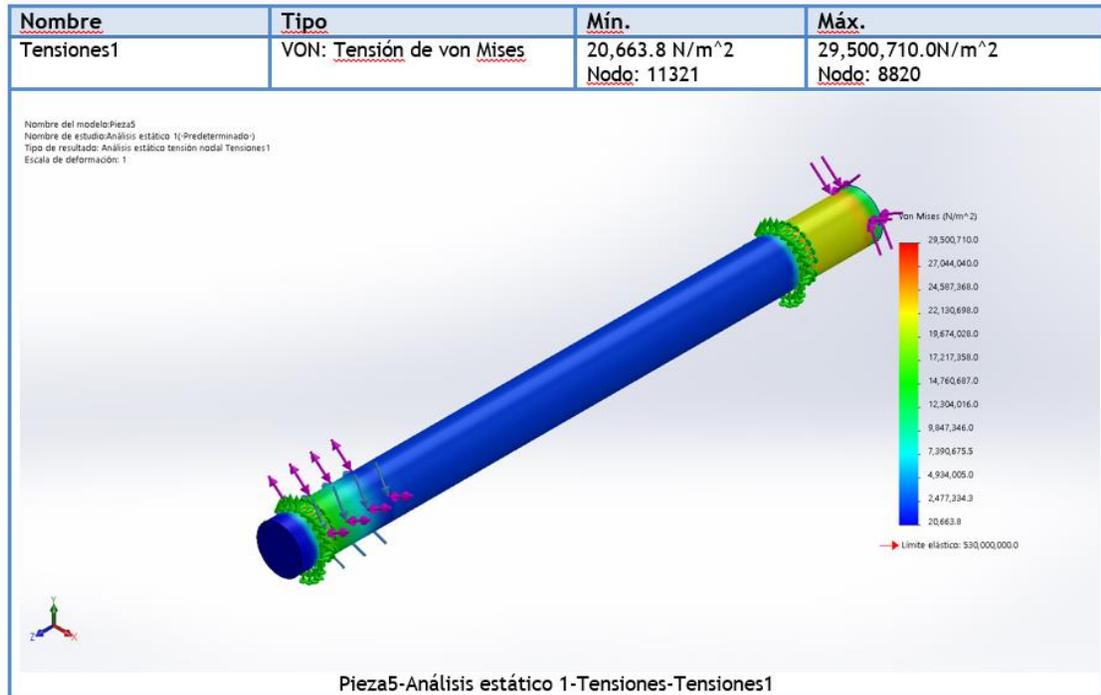


Fig 68: Tensión de von Mises – Análisis por falla estática (fuente: autores).

Observando el cuadro de análisis de Tensiones por Von Mises, tenemos como resultado una tensión mínima de 20, 663.8 N/m<sup>2</sup> y una tensión máxima de 29, 500, 710.0 N/m<sup>2</sup>. Analizando los resultados obtenidos, se dice que las tensiones de análisis no alteran al diseño o causan algún daño al eje central de transmisión.

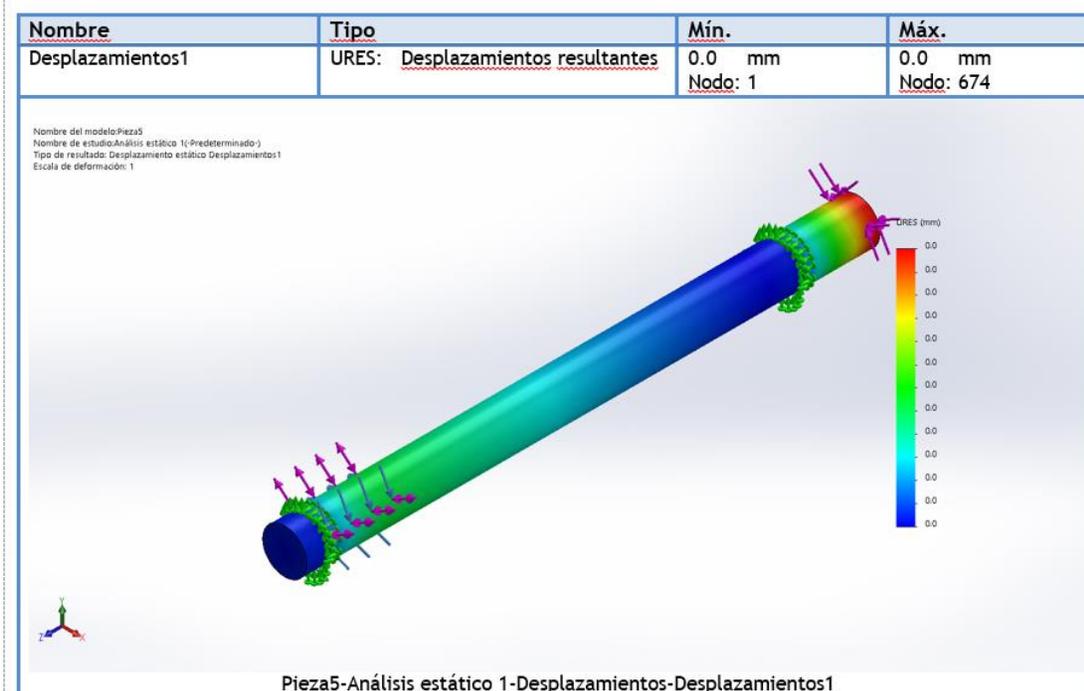


Fig 69: Desplazamientos resultantes – Análisis por falla estática (fuente: autores).

Observando el cuadro de análisis de Desplazamientos, tenemos como resultado los desplazamientos mínimas y máximas son cero (0) mm. Analizando los resultados obtenidos, se dice que no existen desplazamientos en el eje que puedan causar las cargas que ejercen en el eje central de transmisión.

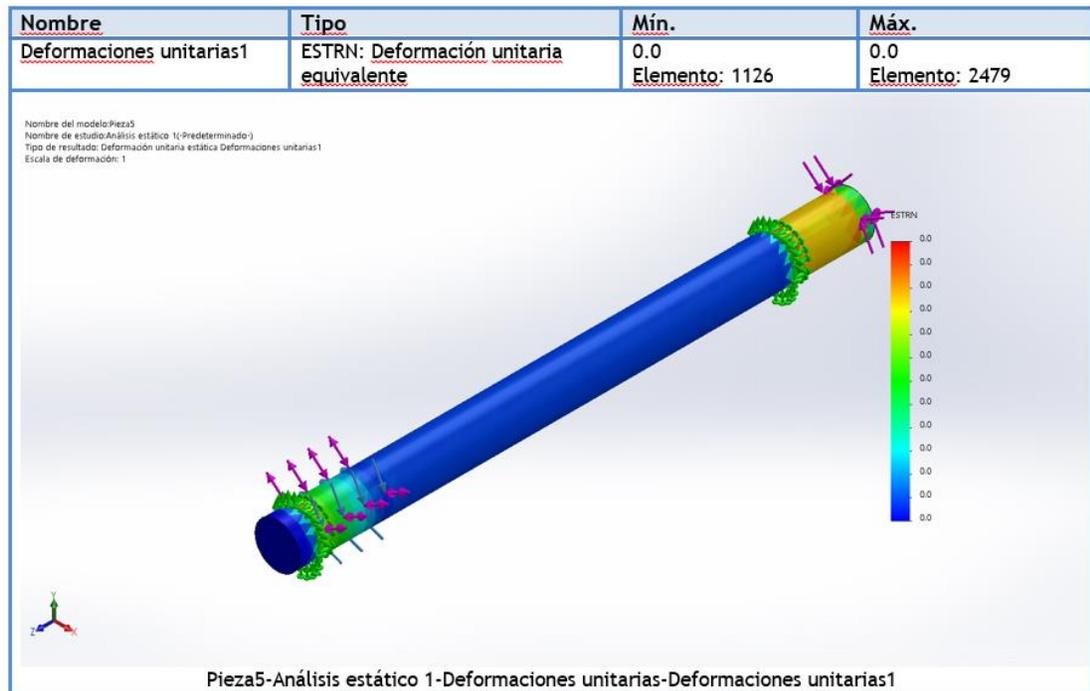


Fig 70: Deformación unitaria equivalente– Análisis por falla estática (fuente: autores).

Observando el cuadro de análisis de Deformaciones unitarias, tenemos como resultado las deformaciones mínimas y máximas son cero (0). Analizando los resultados obtenidos, se dice que no existen deformaciones en el eje que puedan causar las cargas que ejercen en el eje central de transmisión.

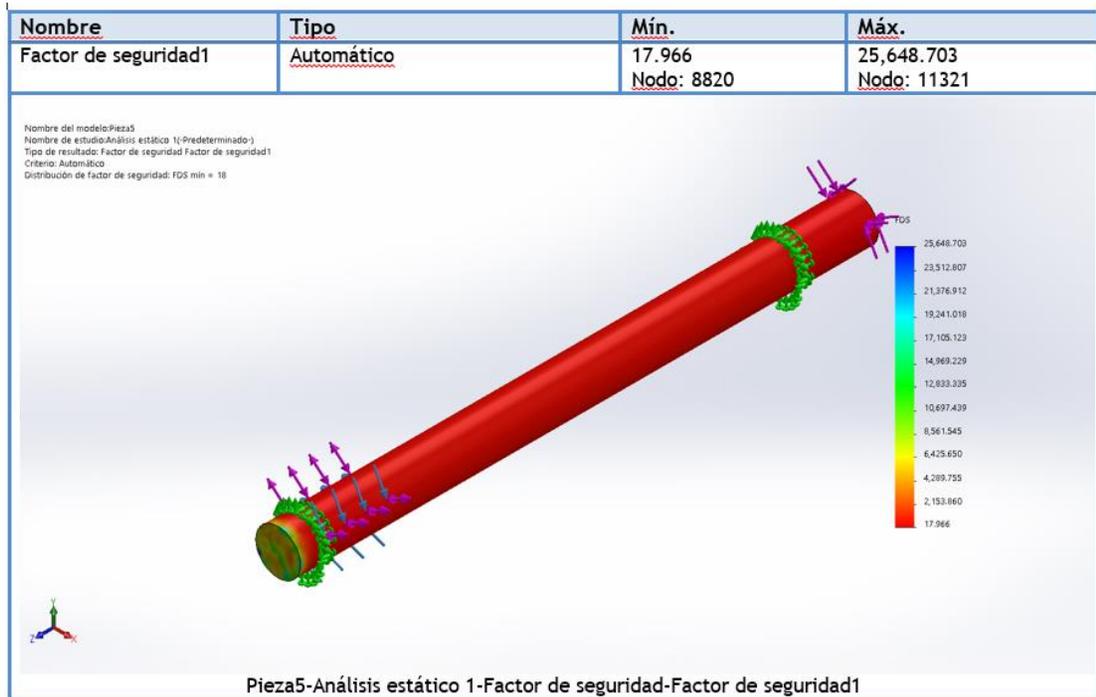


Fig 71: Factor de seguridad Automático– Análisis por falla estática (fuente: autores).

Realizando los diversos análisis por falla estática al eje central de transmisión, determinamos el factor de seguridad, teniendo como resultado un factor de seguridad mínimo igual a 17.966. Ante este resultado deducimos que cumple con el factor de seguridad óptimo, por lo tanto, el eje no sufrirá ninguna falla mecánica por las diversas fuerzas que ejercen sobre el diseño.

3.5.2.5 Análisis por fatiga.

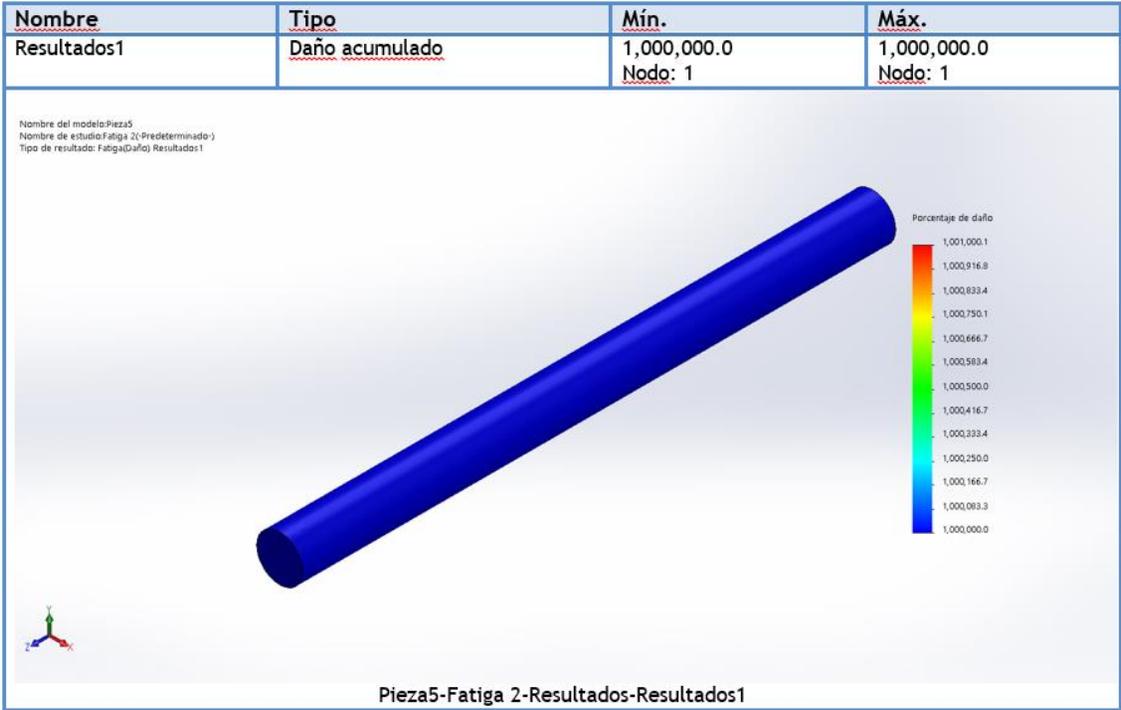


Fig 72: Resultados por daño acumulado– Análisis por fatiga (fuente: autores).

Observando el cuadro de análisis, el daño acumulado es despreciable, ya que no presenta ningún daño en el eje.

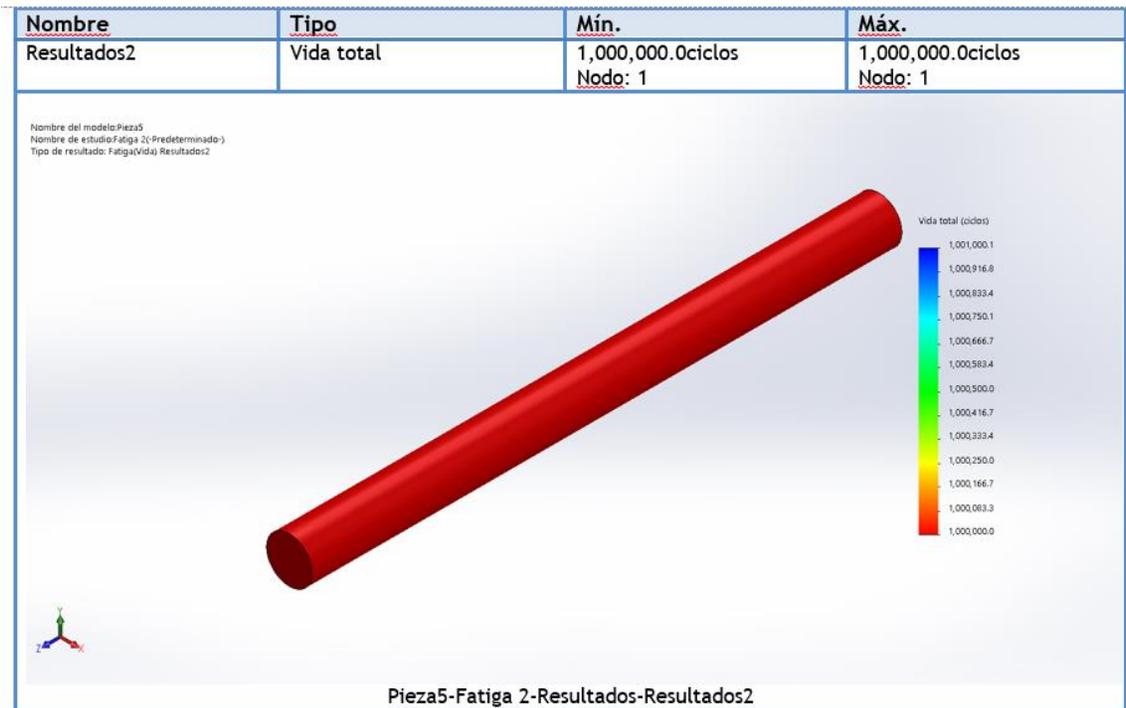


Fig 73: Resultados de vida total– Análisis por fatiga (fuente: autores).

Observando el cuadro de análisis, la vida total del eje es mayor o igual a  $10^6$  ciclos, por lo tanto, el eje central de transmisión según la tabla (S-N) está dentro del rango de vida infinita, por lo cual, no sufrirá falla por fatiga.

### 3.5.3 Cálculo del diámetro del eje del ventilador.

Ya calculada anteriormente las diversas fuerzas que ejercen sobre el eje del rodillo trillador, tenemos:

$$\text{Fuerza polea por peso} = (\text{kg} \times g) = N$$

$$F_P = F_{cy2} = 5.10 N$$

$$F_{cy} = F_{cy1} + (-F_{cy2}) = 1844.84 - 5.10 = 1839.74 N$$

$$F_{cz} = 1152.77 N$$

$$T = 77.18 N \cdot m$$

$$P_A = 1.25 Kg$$

$$F_A = 1.25 \times 9.81 = 12.26 N$$

$$F_A = F_{AY} = F_{AZ}$$

Longitud de eje = 0.31 m

A continuación, se muestra el DCL del eje del ventilador:

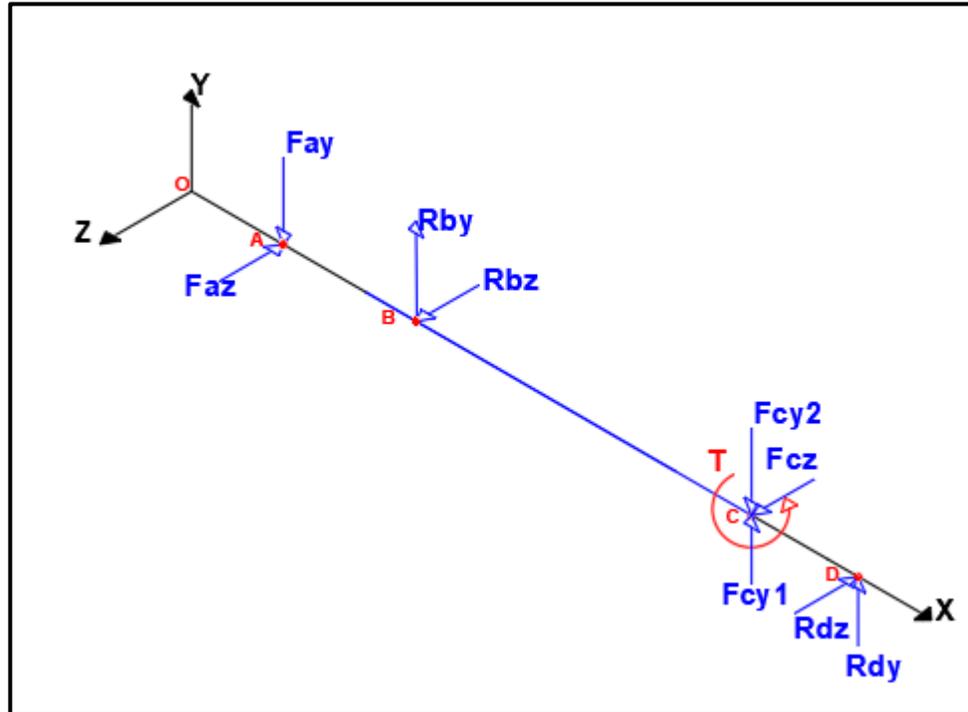


Fig 74: Diagrama de cuerpo libre tridimensional del eje del ventilador (fuente: autores).

En esta sección calculamos las fuerzas y momentos en los planos Y-X y Z-X:

○ Plano Y – X

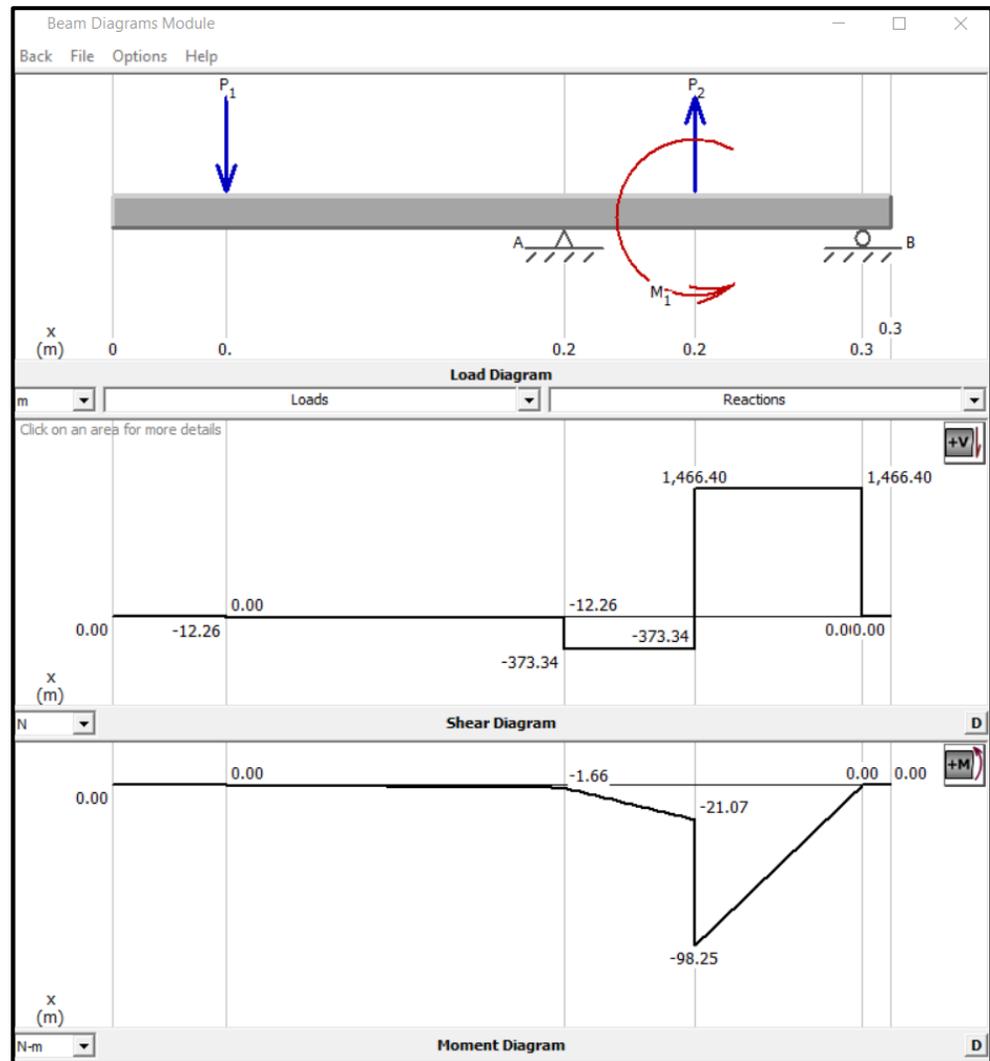


Fig 75: Diagrama de cuerpo libre tridimensional del eje del ventilador (fuente: autores).

Las reacciones calculadas son:

$$F_{By} = -361.08 \text{ N}$$

$$F_{Dy} = -1466.40 \text{ N}$$

○ Plano Z – X

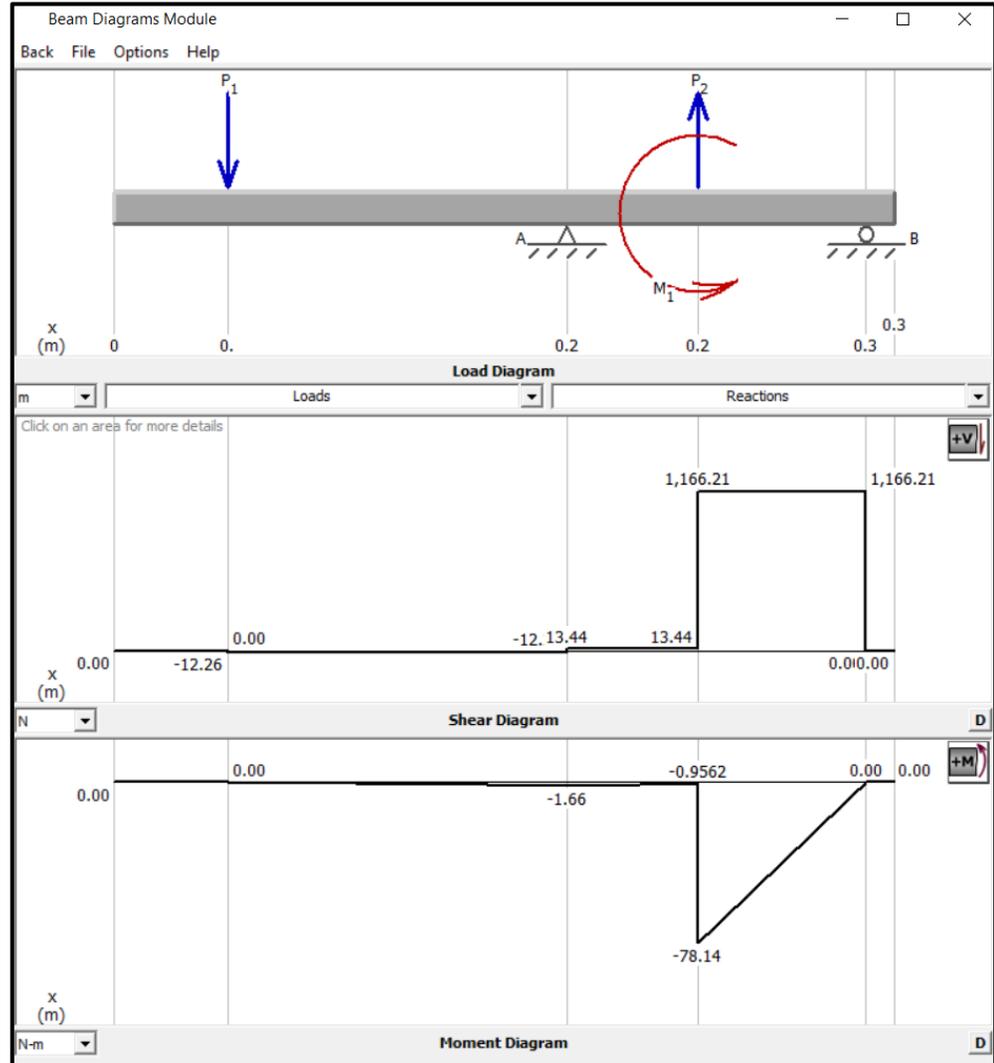


Fig 76: Diagrama de cuerpo libre tridimensional del eje del ventilador (fuente: autores).

Las reacciones calculadas son:

$$F_{BZ} = 25.70 \text{ N}$$

$$F_{DZ} = 1166.21 \text{ N}$$

Teniendo los resultados - diagramas de fuerzas y momentos que actúan en el eje, vamos a calcular los momentos resultantes para hacer un análisis del punto con mayor

concentración de carga, lo cual, al identificarse dicho punto se realizaran cálculos posteriores para determinar nuestro diámetro de diseño adecuado para este eje.

### 3.5.3.1 Momentos resultantes:

$$M_{RA} = \sqrt{(0^2 + 0^2)} = 0 \text{ N} * m$$

$$M_{RB} = \sqrt{(1.66)^2 + (1.66)^2} = 2.35 \text{ N} * m$$

$$M_{RC1} = \sqrt{(21.07)^2 + (0.96)^2} = 21.09 \text{ N} * m$$

$$M_{RC2} = \sqrt{(98.25)^2 + (78.14)^2} = 125.53 \text{ N} * m$$

$$M_{RD} = \sqrt{(0^2 + 0^2)} = 0 \text{ N} * m$$

### 3.5.3.2 Cálculo del diámetro de eje en el punto “C2”.

Para el cálculo del diámetro del eje, el análisis se hace en el punto “C2” porque en esta sección el eje tiene mayor carga por parte de las fuerzas ejercidas en la polea.

A continuación, se halla los momentos y torques alternantes – medios respectivamente:

$M_a =$  Momento alternante.

$M_m =$  Momento medio.

$T_a =$  Torque alternante.

$T_m =$  Torque medio.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \quad \text{Ec. 29}$$

$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \right| \quad \text{Ec. 30}$$

Teniendo nuestro momento resultante y torque en el punto “D”:

$$M_{RC2} = \sqrt{(98.25)^2 + (78.14)^2} = 125.53 \text{ N} * m$$

$$T = 77.18 \text{ N} * m$$

Reemplazando en las fórmulas, se tiene:

$$M_m = 0 \text{ N} * m$$

$$M_a = 125.53 \text{ N} * m$$

$$T_m = 38.59 \text{ N} * m$$

$$T_a = 38.59 \text{ N} * m$$

Para el diseño del eje se determina los factores de concentración de esfuerzos conforme al diseño del eje.

Según nuestro diseño de eje, la concentración de esfuerzos se presenta en el chavetero existente para acoplar la polea.

$$\begin{aligned}
 kt &= 2 \\
 Kts &= Kt + (Kt * 0.6) \\
 Kts &= Kt (Kt * 0.6) \\
 &= 2 + (2 * 0.6) \\
 Kts &= 3.2 \\
 kf &= 1 \\
 Kfs &= 1
 \end{aligned}$$

Para hallar el Kts es el 6 % adicional del kt, por lo tanto:

$$Kts = kt + (kt * 0.6) \quad Ec. 35$$

Reemplazando en Ec. 35, tenemos:

$$kts = 3.2$$

En este caso nuestro diseño de eje no muestra ningún cambio de sección, siendo un ángulo recto y no presenta muescas, por lo tanto, los concentradores de esfuerzos:

$$Kf = 1 \quad y \quad Kfs = 1.$$

Seguidamente, vamos a realizar el cálculo de la resistencia a la fatiga corregida:

$$Se = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * S'e \quad Ec. 31$$

Para realizar el cálculo, primero vamos a determinar la estimación teórica  $S'e$ :

Según la tabla 1 de anexos vamos a determinar una estimación teórica por flexión, ya que esta es empleado cuando las cargas son combinadas (Flexión, carga axial, torsión).

$$S'e = 0.504 (S_u) \quad Ec. 32$$

Reemplazando en Ec. 32, tenemos:

$$S'e = 0.504 (630) = 317.52$$

Para calcular la resistencia a la fatiga corregida se va a determinar los diversos factores de la tabla 2:

$$K_a = 4.51 * (630)^{-0.265} = 0.82 \quad \text{Factor de superficie - Laminado en frío}$$

$$K_b = 1.24 * (30)^{-0.107} = 0.86 \quad \text{Factor de tamaño}$$

$$K_c = 1 \quad \text{Factor de carga}$$

$$K_d = 1 \quad \text{Factor de temperatura (20° C)}$$

$$K_e = 0.897 \quad \text{Factor de confiabilidad (90%)}$$

Reemplazando en Ec. 31, tenemos:

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * S'e$$

$$S_e = 0.82 * 0.86 * 1 * 1 * 0.897 * 317.52 = 200.85 \text{ Mpa}$$

Determinamos el diámetro del eje del ventilador mediante GOODMAN:

$$d = \left( \frac{16\pi}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} [4(K_f * Ma)^2 + 3(K_{fs} * Ta)^2]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_{ut}} [4(K_f * Mm)^2 + 3(K_{fs} * Tm)^2]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}} \quad \text{Ec. 33}$$

Calculadas todas las variables para determinar el diámetro del eje en el punto que existe mayor carga ejercida por las diversas fuerzas, tenemos:

Con un factor de seguridad:

$$\eta = 3$$

$$\emptyset_D = 0.0278 \text{ m} = 2.78 \text{ cm} = 27.76 \text{ mm}$$

### 3.5.3.3 Selección de rodamientos.

Para la selección de rodamientos, nuestra guía ha sido el libro Standard Handbook for Mechanical Engineers. En los anexos estarán las tablas empleadas en este apartado de la selección de rodamientos:

Primero vamos a determinar la duración recomendada de los rodamientos de acuerdo a la utilidad que van a trabajar ellos tabla 6, para nuestro caso se optó por una aplicación de maquinaria agrícola con una duración de  $L_{10}h = 6000$ .

La velocidad de trabajo es de 1200 rpm.

La carga de diseño máximo es de 1283.98 N

En resumen, tenemos:

$$L_{10}h = 6000.$$

$$Velocidad = 1200 \text{ rpm.}$$

$$P_d = 1827.48 \text{ N.}$$

Empleando la tabla 7 del libro ya mencionado vamos a determinar nuestros factores de velocidad y duración:

$$F_N = 0.32$$

$$F_L = 2.2$$

Teniendo los factores que requerimos para la selección, aplicamos en nuestra formula:

$$C = P_d * \left( \frac{F_L}{F_N} \right) \quad \text{Ec. 34}$$

Reemplazando en Ec. 34, tenemos:

$$C = 1827.48 * \left( \frac{2.2}{0.32} \right) = 12563.925 \text{ N}$$

#### ***3.5.3.4 Análisis por falla estática.***

Para realizar los análisis por falla estática y fatiga correspondientemente para este eje, las cargas que actúan sobre el eje del ventilador son:

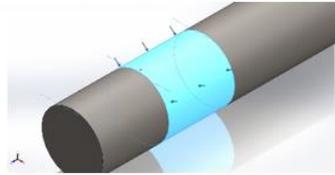
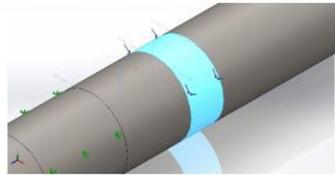
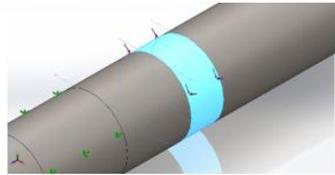
Nombre de carga	Imagen	Detalles de carga						
Fuerza-1		<table border="1"> <tr> <td>Entidades:</td> <td>1 cara(s)</td> </tr> <tr> <td>Tipo:</td> <td>Aplicar fuerza normal</td> </tr> <tr> <td>Valor:</td> <td>12.26 N</td> </tr> </table>	Entidades:	1 cara(s)	Tipo:	Aplicar fuerza normal	Valor:	12.26 N
Entidades:	1 cara(s)							
Tipo:	Aplicar fuerza normal							
Valor:	12.26 N							
Fuerza-2		<table border="1"> <tr> <td>Entidades:</td> <td>1 cara(s)</td> </tr> <tr> <td>Tipo:</td> <td>Aplicar fuerza normal</td> </tr> <tr> <td>Valor:</td> <td>1839.74 N</td> </tr> </table>	Entidades:	1 cara(s)	Tipo:	Aplicar fuerza normal	Valor:	1839.74 N
Entidades:	1 cara(s)							
Tipo:	Aplicar fuerza normal							
Valor:	1839.74 N							
Torsión-1		<table border="1"> <tr> <td>Entidades:</td> <td>1 cara(s)</td> </tr> <tr> <td>Tipo:</td> <td>Aplicar momento torsor</td> </tr> <tr> <td>Valor:</td> <td>-77.18 N.m</td> </tr> </table>	Entidades:	1 cara(s)	Tipo:	Aplicar momento torsor	Valor:	-77.18 N.m
Entidades:	1 cara(s)							
Tipo:	Aplicar momento torsor							
Valor:	-77.18 N.m							

Fig 77: Fuerzas que ejercen sobre el eje del ventilador (Fuente: autores)

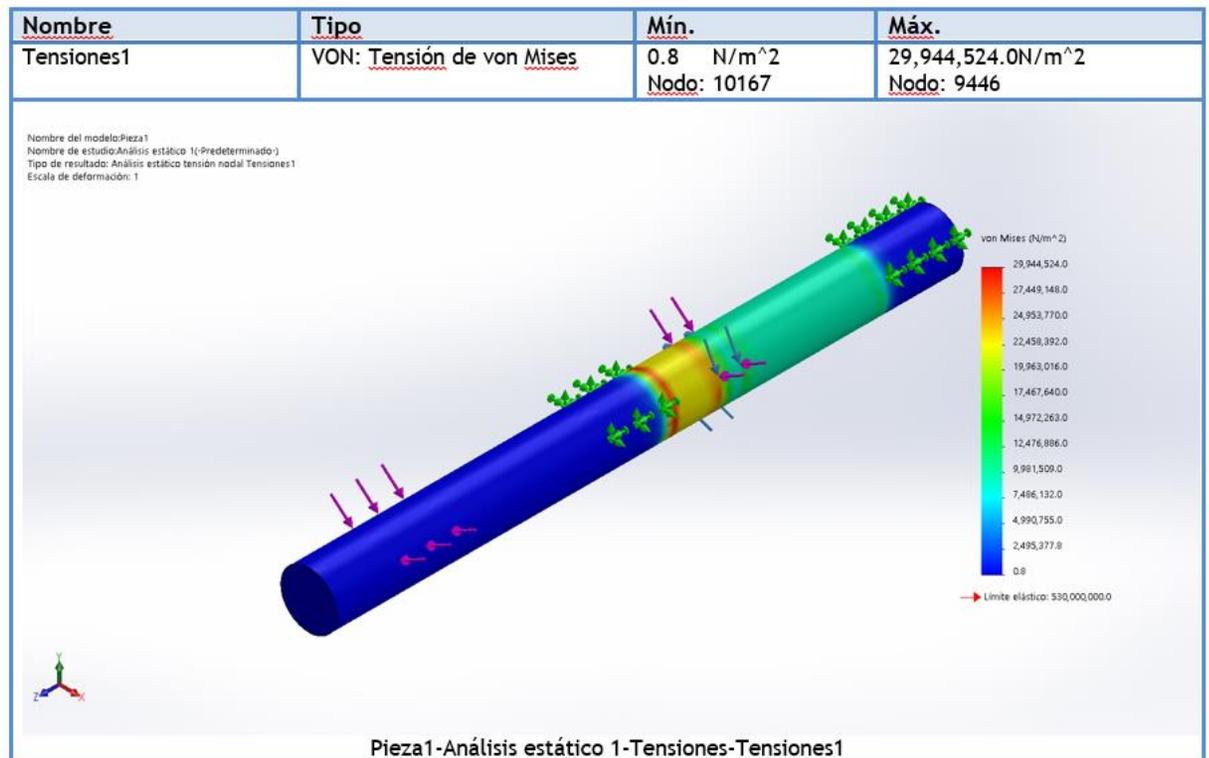


Fig 78: Tensión de von Mises – Análisis por falla estática (fuente: autores).

Observando el cuadro de análisis de Tensiones por Von Mises, tenemos como resultado una tensión mínima de 0.8 N/m<sup>2</sup> y una tensión máxima de 29, 944, 524.0 N/m<sup>2</sup>. Analizando los resultados obtenidos, se dice que las tensiones de análisis no alteran al diseño o causan algún daño al eje del ventilador.

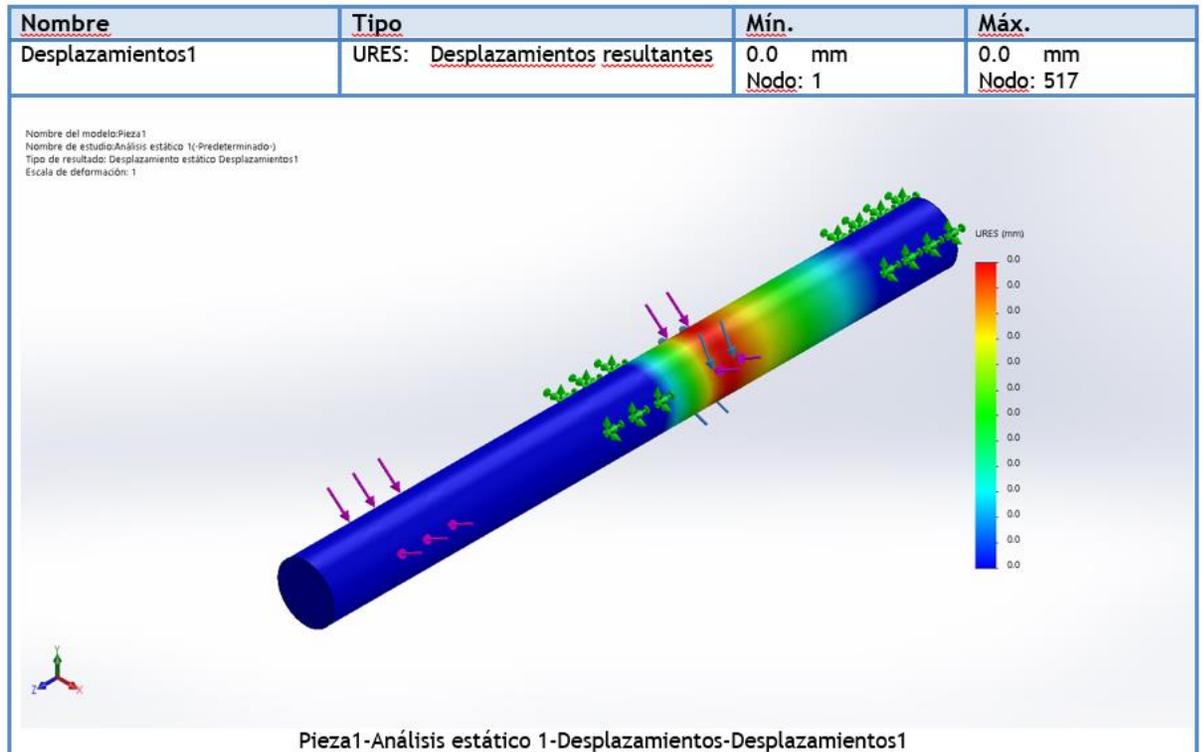


Fig 79: Desplazamientos resultantes – Análisis por falla estática (fuente: autores).

Observando el cuadro de análisis de Desplazamientos, tenemos como resultado los desplazamientos mínimas y máximas son cero (0) mm. Analizando los resultados obtenidos, se dice que no existen desplazamientos en el eje que puedan causar las cargas que ejercen en el eje del ventilador.

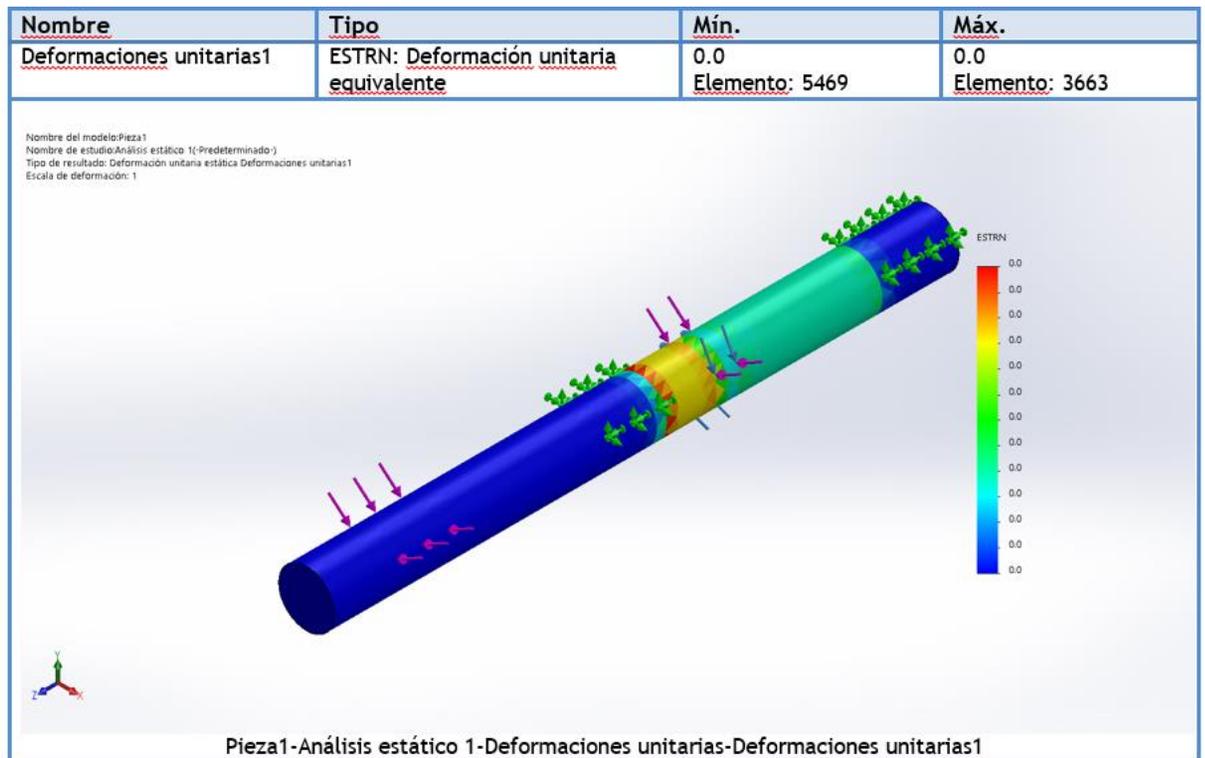


Fig 80: Deformación Unitaria Equivalente – Análisis por falla estática (fuente: autores).

Observando el cuadro de análisis de Deformaciones unitarias, tenemos como resultado las deformaciones mínimas y máximas son cero (0). Analizando los resultados obtenidos, se dice que no existen deformaciones en el eje que puedan causar las cargas que ejercen en el eje del ventilador.

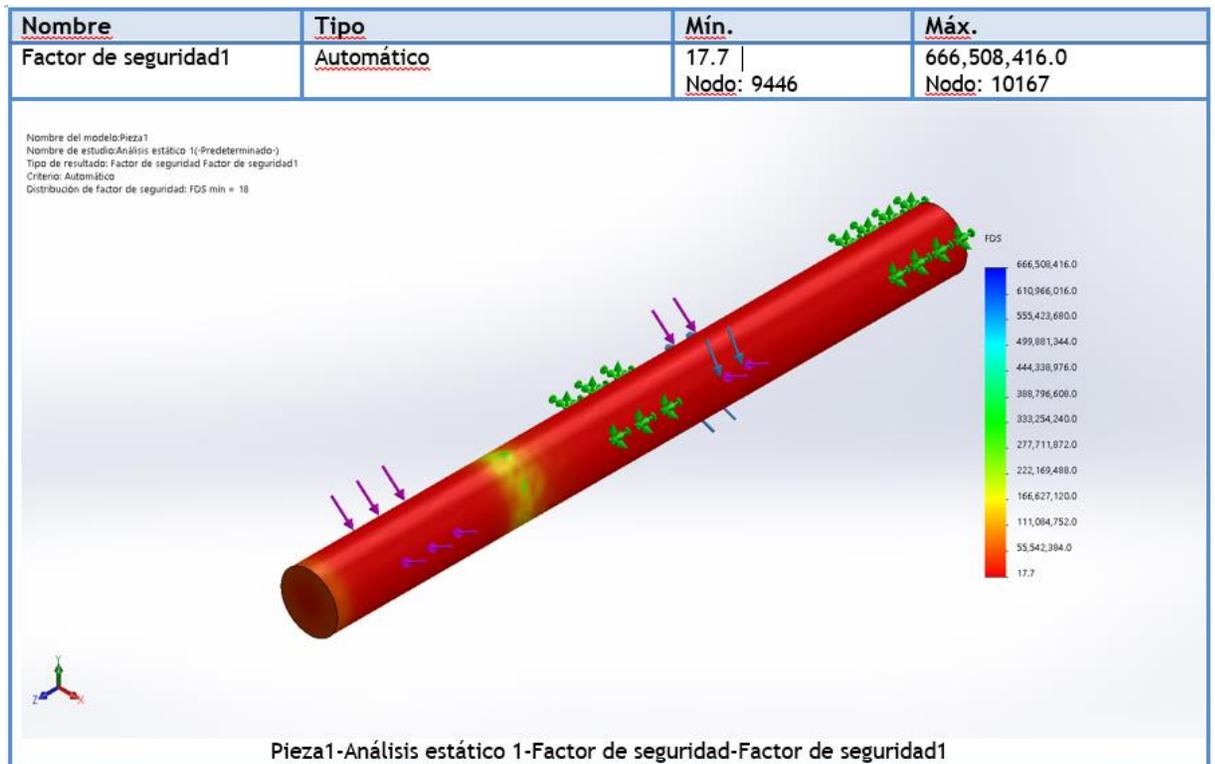


Fig 81: Factor de Seguridad Automático – Análisis por falla estática (fuente: autores).

Realizando los diversos análisis por falla estática al eje del ventilador, determinamos el factor de seguridad, teniendo como resultado un factor de seguridad mínimo igual a 17.7. Ante este resultado deducimos que cumple con el factor de seguridad óptimo, por lo tanto, el eje no sufrirá ninguna falla mecánica por las diversas fuerzas que ejercen sobre el diseño.

3.5.3.5 Análisis por fatiga.

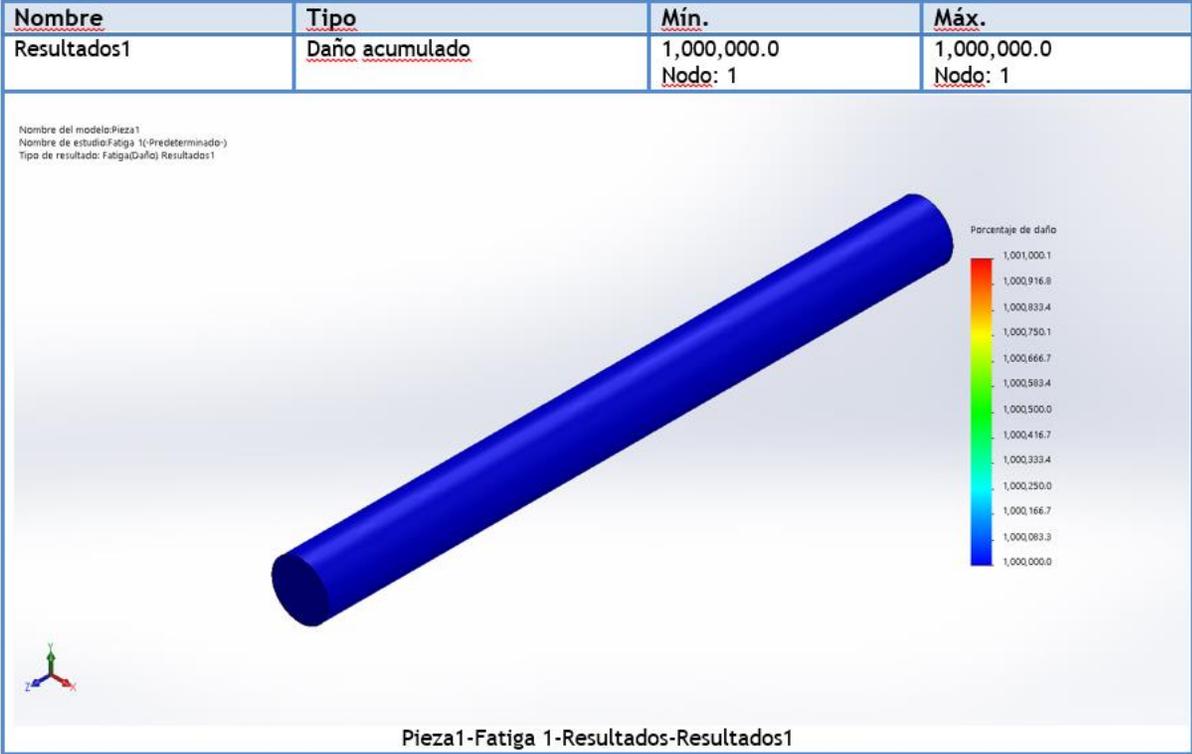


Fig 82: Resultado por Daño Acumulado – Análisis por fatiga (fuente: autores).

Observando el cuadro de análisis, el daño acumulado es despreciable, ya que no presenta ningún daño en el eje.

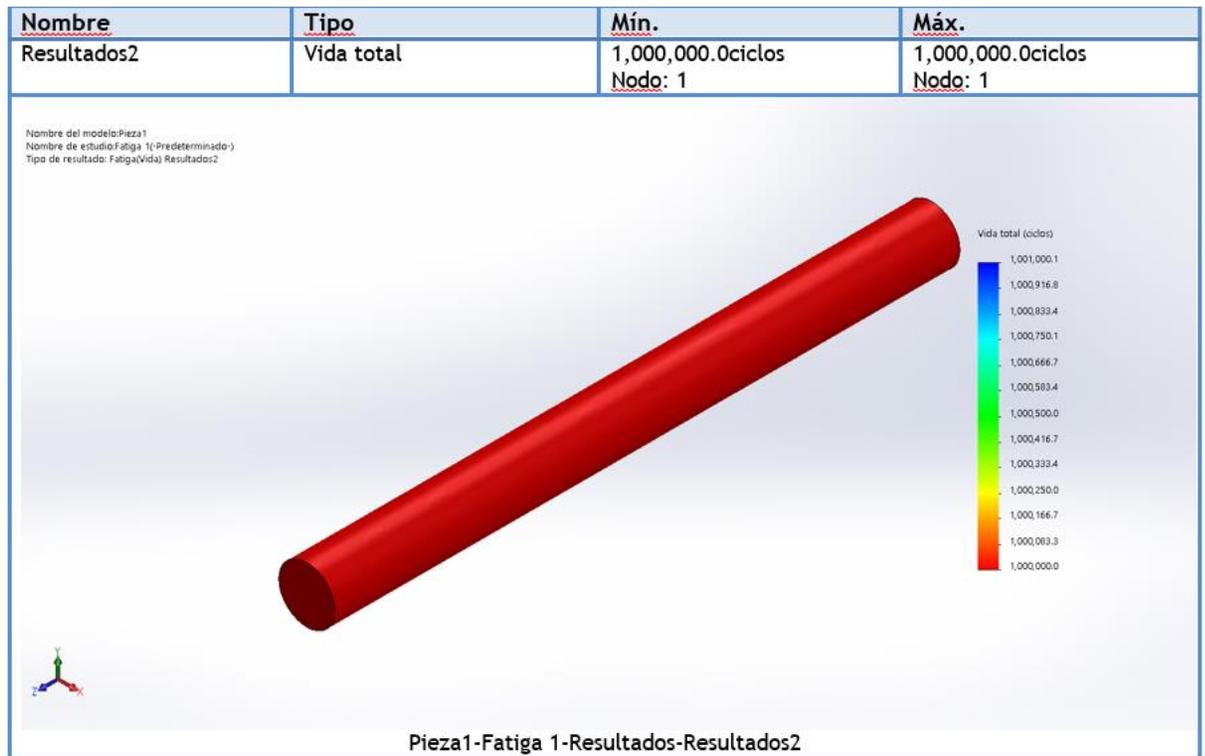


Fig 83: Resultado de vida total – Análisis por fatiga (fuente: autores).

Observando el cuadro de análisis, la vida total del eje es mayor o igual a  $10^6$  ciclos, por lo tanto, el eje del ventilador según la tabla (S-N) está dentro del rango de vida infinita, por lo cual, no sufrirá falla por fatiga.

### 3.5.4 Análisis mecánico del eje excéntrico de la zaranda.

Para realizar el diseño del eje excéntrico de la zaranda, se ha realizado teniendo en cuenta el cumplimiento de los análisis respectivos para ejes (Análisis por falla estática y fatiga), tomando como principio de diseño el dimensionamiento de la estructura, alimentador vibratorio (zaranda) y las respectivas fuerzas que actúan en ella.

Las cargas aplicadas y dimensionamiento para el diseño del eje, son las siguientes:

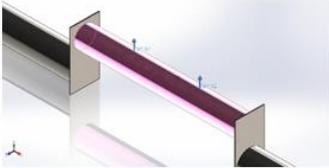
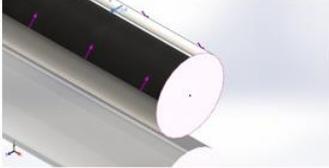
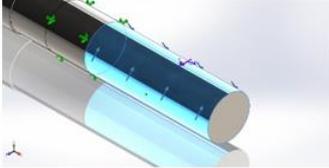
Nombre de carga	Imagen	Detalles de carga						
Fuerza-2		<table border="1"> <tr> <td>Referencia:</td> <td>Cara&lt; 1 &gt;</td> </tr> <tr> <td>Tipo:</td> <td>Aplicar fuerza</td> </tr> <tr> <td>Valores:</td> <td>85.1 N</td> </tr> </table>	Referencia:	Cara< 1 >	Tipo:	Aplicar fuerza	Valores:	85.1 N
Referencia:	Cara< 1 >							
Tipo:	Aplicar fuerza							
Valores:	85.1 N							
Fuerza-3		<table border="1"> <tr> <td>Referencia:</td> <td>Cara&lt; 1 &gt;</td> </tr> <tr> <td>Tipo:</td> <td>Aplicar fuerza</td> </tr> <tr> <td>Valores:</td> <td>66.8 N</td> </tr> </table>	Referencia:	Cara< 1 >	Tipo:	Aplicar fuerza	Valores:	66.8 N
Referencia:	Cara< 1 >							
Tipo:	Aplicar fuerza							
Valores:	66.8 N							
Torsión-1		<table border="1"> <tr> <td>Entidades:</td> <td>1 cara(s)</td> </tr> <tr> <td>Tipo:</td> <td>Aplicar momento torsor</td> </tr> <tr> <td>Valor:</td> <td>-5.012 N.m</td> </tr> </table>	Entidades:	1 cara(s)	Tipo:	Aplicar momento torsor	Valor:	-5.012 N.m
Entidades:	1 cara(s)							
Tipo:	Aplicar momento torsor							
Valor:	-5.012 N.m							

Fig 84: Fuerzas que ejercen sobre el eje de la zaranda (Fuente: autores)

### 3.5.4.1 Análisis por falla estática.

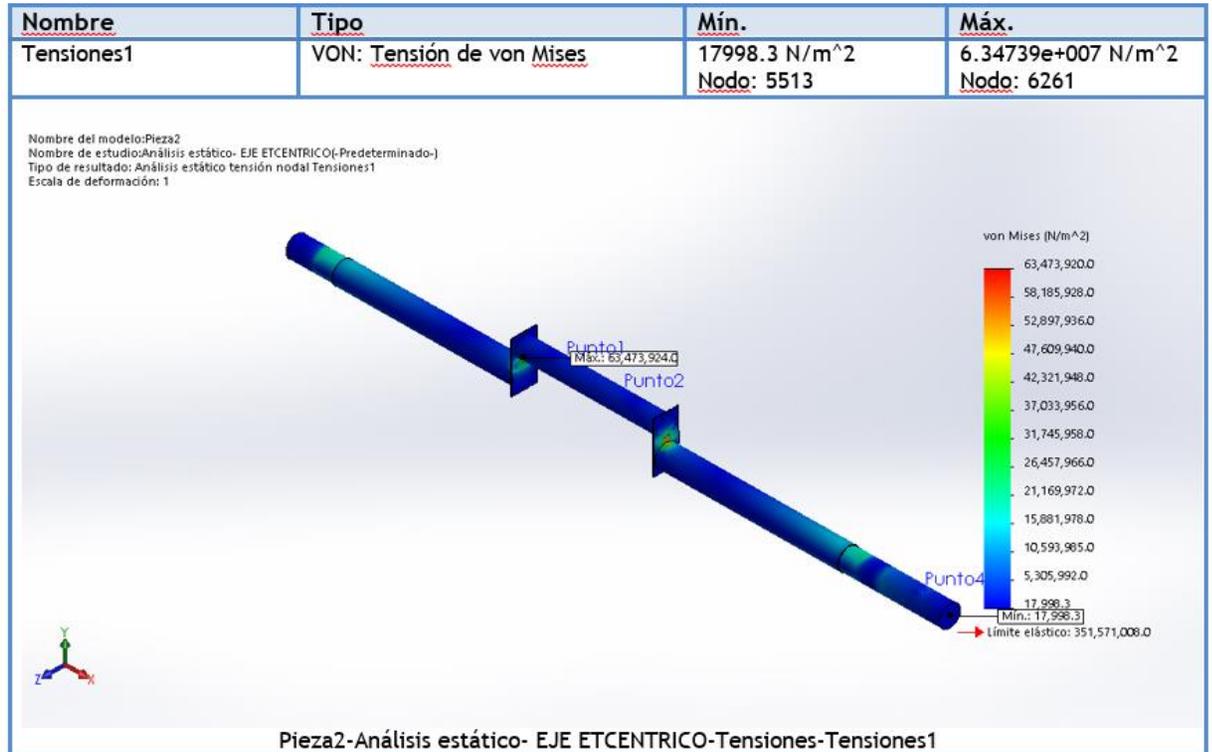


Fig 85: Tensión de von Mises – Análisis por falla estática (fuente: autores).

Observando el cuadro de análisis de Tensiones por Von Mises, tenemos como resultado una tensión mínima de 17 998.8 N/m<sup>2</sup> y una tensión máxima de 6. 34739 x 10<sup>7</sup> N/m<sup>2</sup>. Analizando los resultados obtenidos, se dice que las tensiones de análisis no alteran al diseño o causan algún daño al eje excéntrico de la zaranda.

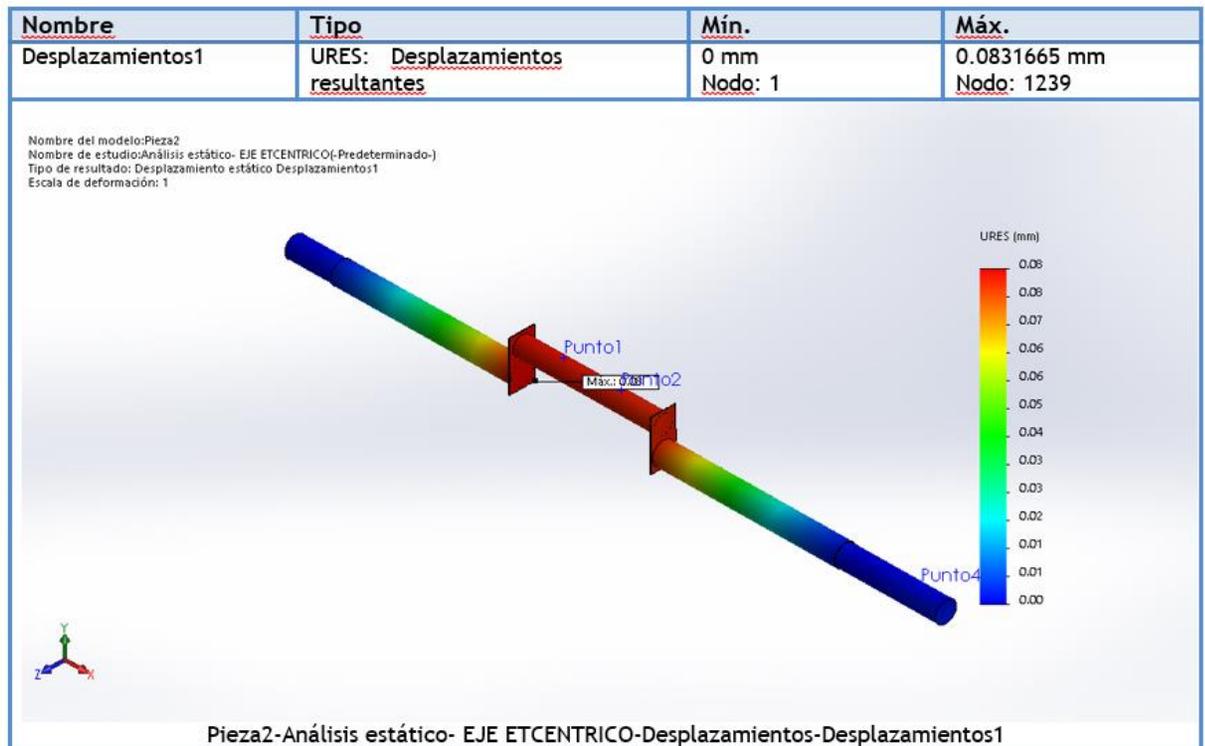


Fig 86: Desplazamientos resultantes – Análisis por falla estática (fuente: autores).

Observando el cuadro de análisis de Desplazamientos, tenemos como resultado los desplazamientos mínimos es cero (0) y máximas 0.08317 mm. Analizando los resultados obtenidos, se dice que existen desplazamientos mínimos y máximos, y que no pueden causar daños severos las cargas que ejercen en el eje excéntrico de la zaranda

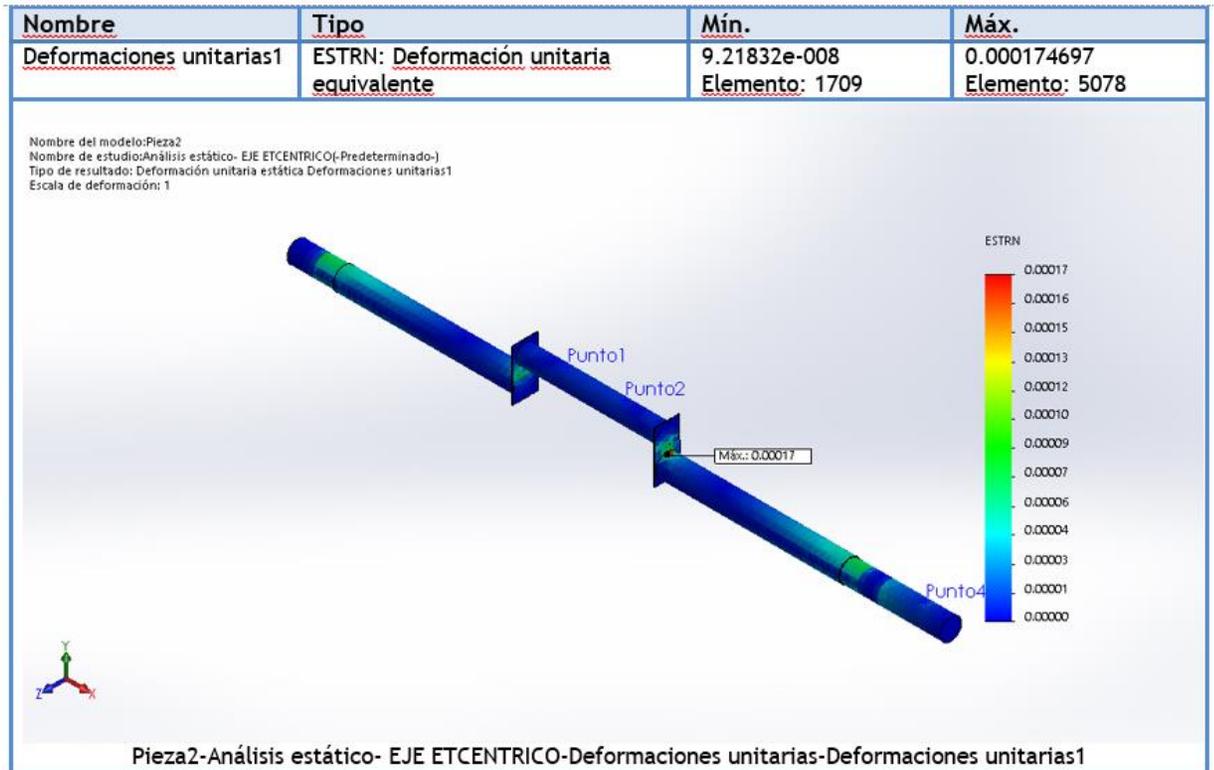


Fig 87: Deformación Unitaria Equivalente – Análisis por falla estática (fuente: autores).

Observando el cuadro de análisis de Deformaciones unitarias, tenemos como resultado las deformaciones mínimas es  $9.21832 \times 10^{-8}$  y máximas es 0.0001747. Analizando los resultados obtenidos, se dice que existen deformaciones mínimos y máximos, y que no pueden causar daños severos las cargas que ejercen en el eje excéntrico de la zaranda

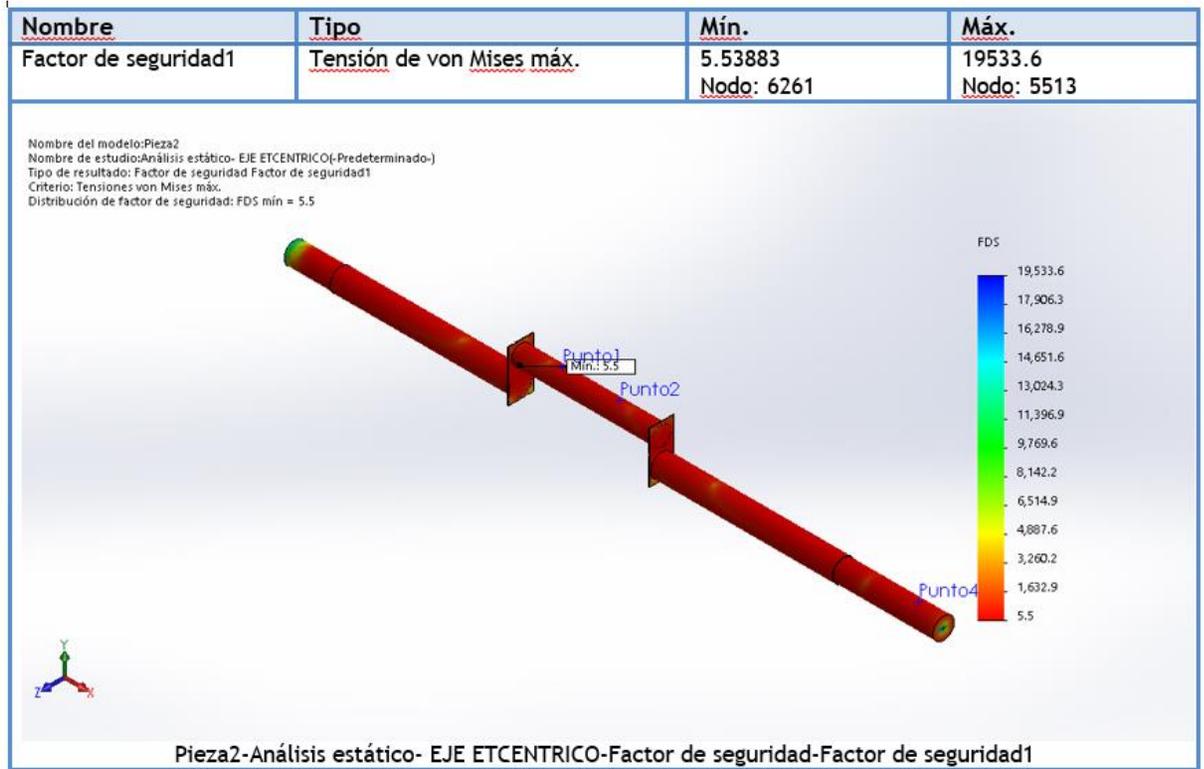


Fig 88: Factor de seguridad – Análisis por falla estática (fuente: autores).

Realizando los diversos análisis por falla estática al eje excéntrico de la zaranda, determinamos el factor de seguridad, teniendo como resultado un factor de seguridad mínimo igual a 5.54. Ante este resultado deducimos que cumple con el factor de seguridad óptimo, por lo tanto, el eje no sufrirá ninguna falla mecánica por las diversas fuerzas que ejercen sobre el diseño.

### 3.5.4.2 Análisis por fatiga.

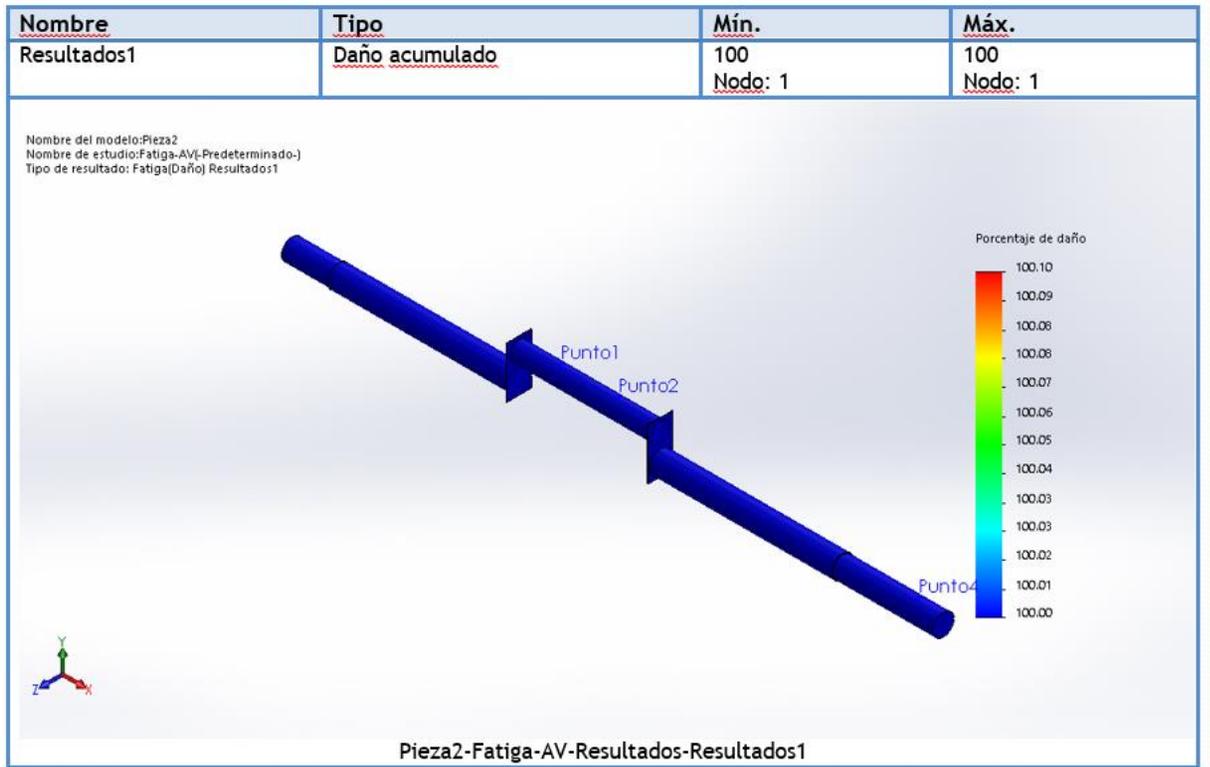


Fig 89: Resultado daño acumulado – Análisis por fatiga (fuente: autores).

Observando el cuadro de análisis, el daño acumulado es despreciable, ya que no presenta ningún daño en el eje.

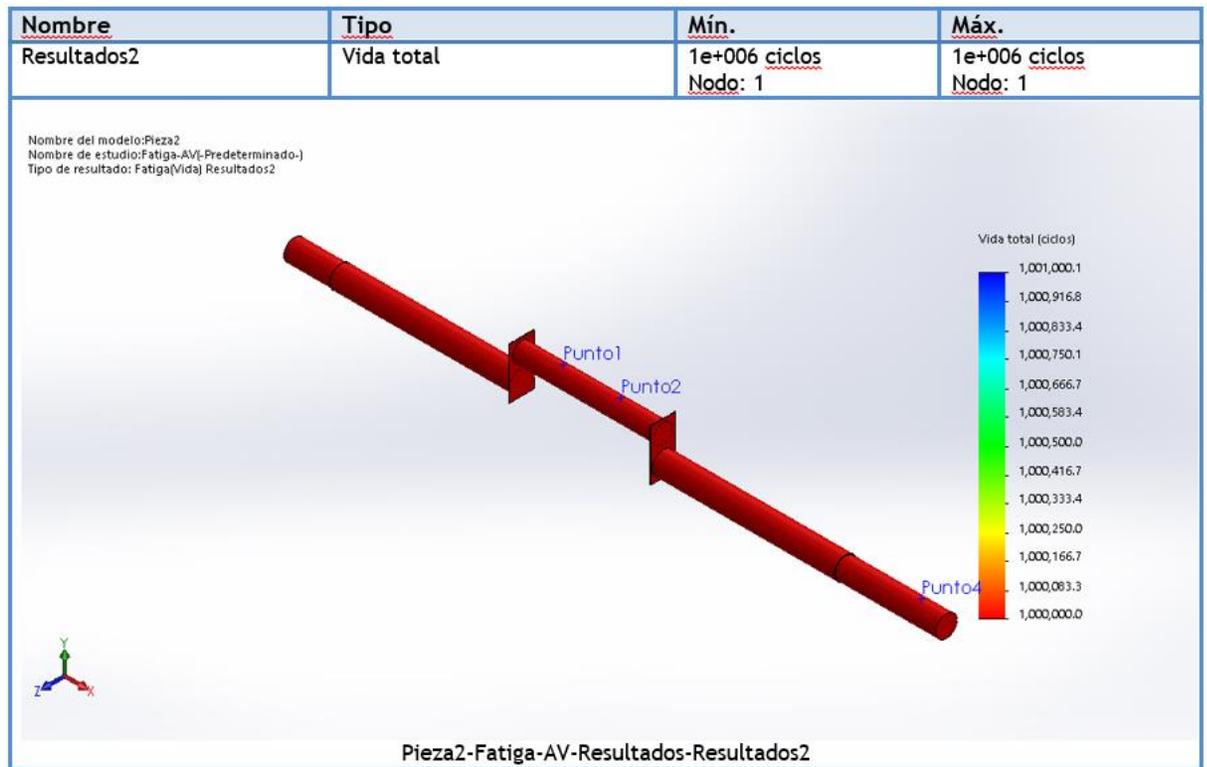


Fig 90: Resultado vida total – Análisis por fatiga (fuente: autores).

Observando el cuadro de análisis, la vida total del eje es mayor o igual a  $10^6$  ciclos, por lo tanto, el eje excéntrico de la zaranda según la tabla (S-N) está dentro del rango de vida infinita, por lo cual, no sufrirá falla por fatiga.

### 3.5.5 Simulación dinámica de flujo de aire en ducto de ventilador.

Para el diseño del ducto que conduce el flujo de aire para realizar el trabajo del venteado de la cebada, su dimensionamiento se ha realizado a criterio de los autores teniendo en cuenta la forma de la maquina e distancias que se tiene que respetar y la forma de diseño nos hemos abalado en investigaciones u diseños que se asemejan al nuestro.

Las dimensiones de entrada tienen relación con el diámetro del ventilador, las longitudes de ducto en función a las dimensiones de la máquina para poder instalar con facilidad dicho ducto.

Un punto bien importante en el diseño de nuestro ducto es evitar pérdidas de flujo de aire en su recorrido por el ducto hasta llegar a la salida lo más rápido posible, por ello, la forma de diseño y dimensionamiento juega un papel muy importante en esta instancia de diseño. Para diseñar el ducto en su parte inicial tiene un diseño circular de diámetro inicial de 397.48 mm y un diámetro final de 350.0 mm, seguidamente se acopla a un diseño ducto cuadrado con ángulos circulares para evitar turbulencias en las esquinas, el codo del ducto se ha realizado para cambiar la dirección de diseño y llevar al punto de requerimiento el flujo de aire. Desde que comienza el codo hacia adelante se ha hecho un diseño de unas placas deflectoras que corrigen el flujo turbulento para evitar excesivas perdidas. A la salida del ducto se reduce el área de salida, esto se ha hecho con el fin de aumentar la presión de flujo de aire y cumpla las características necesarias para realizar su trabajo.

Al realizar todo el diseño gracias a la ayuda de SolidWorks, se hizo su respectiva simulación dinámica de fluidos para tener datos exactos del comportamiento del flujo de aire y hacer los respectivos análisis según criterio de los resultados de velocidad, presión, temperatura, entre otros. Teniendo todos los resultados óptimos que es aceptable para que realice su trabajo en función a su dimensionamiento, forma y condiciones técnicas de operación.

#### ***3.5.5.1 Datos de simulación dinámica de fluidos (SolidWorks).***

Se muestra a continuación los datos y parámetros insertados en el software SolidWorks, para su respectivo análisis:

##### **➤ Dominio computacional**

- X min = -0.620 m
- X max= 0.603 m
- Y min= -0.369 m
- Y max= 0.626 m
- Z min = -0.713 m
- Z max= 1.074 m

##### **➤ Características físicas**

- Conducción de calor en sólidos: Apagado

- Depende del tiempo: apagado
- Efectos gravitacionales: desactivado
- Rotación: apagado
- Tipo de flujo: laminar y turbulento
- Alto flujo de número de Mach: apagado
- Humedad: Off
- Rugosidad predeterminada: 0 micrómetros
- Condiciones de pared predeterminadas: pared adiabática

➤ **Condiciones iniciales**

- Parámetros termodinámicos:

Presion estatica: 101325.00 Pa

Temperatura: 20.00 °C

- Parámetros de velocidad:

Velocidad vectorial

Velocidad en X direccion: 0 m/s

Velocidad en Y direccion: 0 m/s

Velocidad en Z direccion: 0 m/s

- Parámetros de turbulencia:

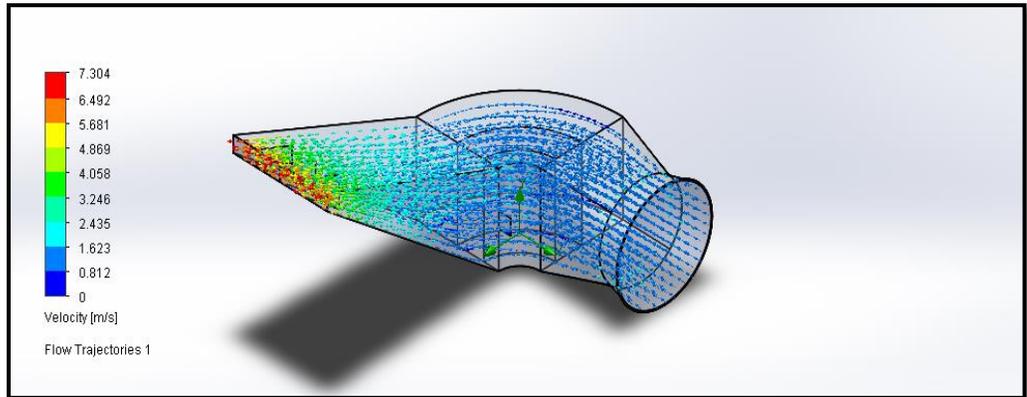
➤ **Fluido de trabajo**

- El fluido presente en este análisis es: **Aire.**

➤ **Características del Aire**

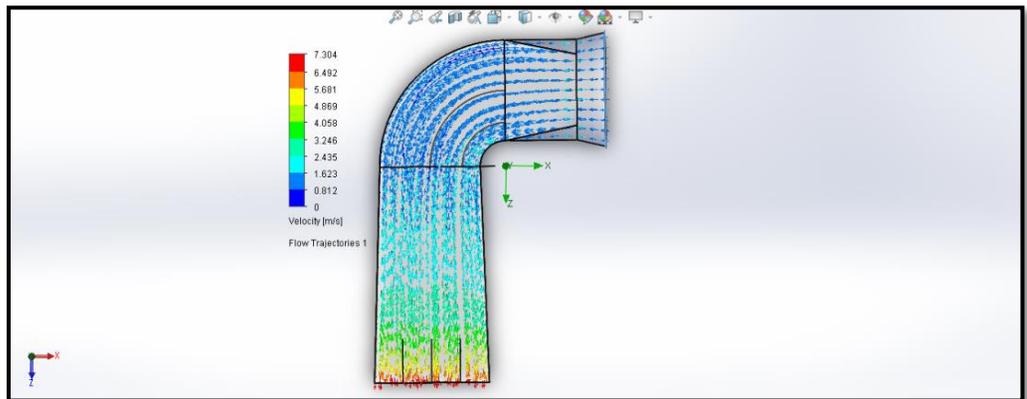
- Trayectoria: gases predefinidos
- Relación de calor específica ( $C_p / C_v$ ): 1.399
- Masa molecular: 0.0290 kg / mol

*Vista Isométrica de la simulación del ducto.*



*Fig 91: Simulación dinámica del flujo de aire – Diseño del ducto (fuente: autores).*

*Vista de planta de la simulación del ducto.*



*Fig 92: Simulación dinámica del flujo de aire – Diseño del ducto (fuente: autores).*

Como resultados de este análisis dinámico de fluidos tenemos que el flujo de aire a la salida de 7 m/s, cumple con la velocidad que se requiere para hacer un venteo adecuado, siendo la velocidad promedio requerida para separar la broza del grano de cebada.

A continuación, mostramos las curvas de comportamiento del resultado de nuestro análisis dinámico de fluidos para nuestro ducto.

### Viscosidad dinámica

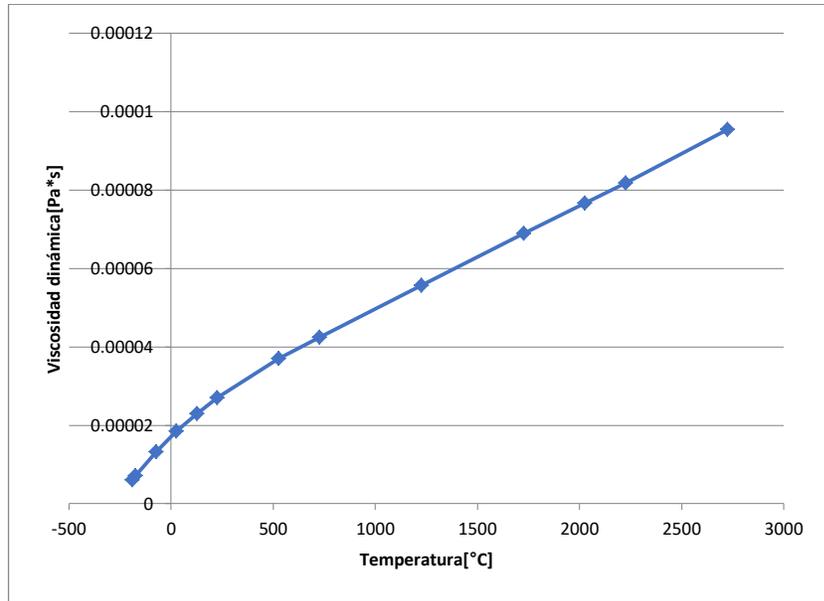


Fig 93: Curva Temperatura vs Viscosidad dinámica (Fuente: Autores).

### Calor específico (Cp)

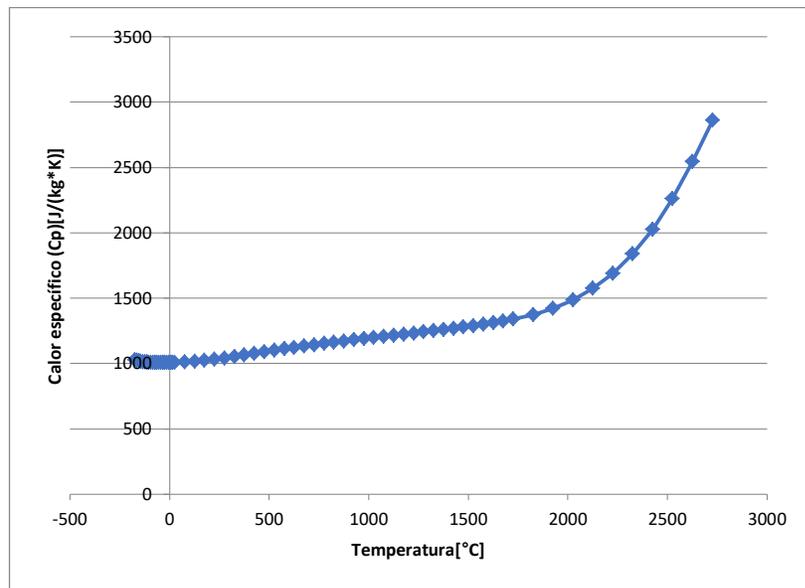


Fig 94: Curva Temperatura vs Calor específico (Fuente: Autores).

## Conductividad térmica

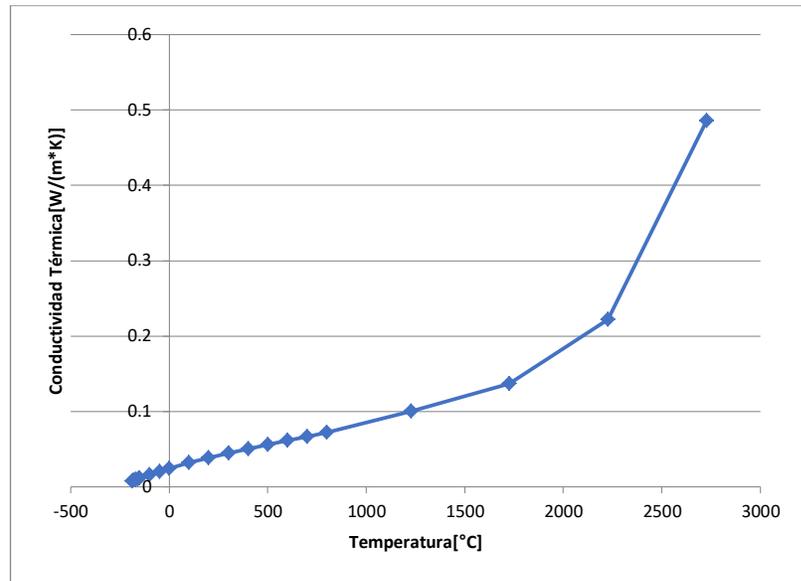


Fig 95: Curva Temperatura vs Conductividad térmica (Fuente: Autores).

Los planos mecánicos de diseño del ducto están detallados en anexos.

## IV. ESTUDIO DE COSTOS

### 4.1 Análisis de costos.

Para el análisis de costos se considera los siguientes parámetros:

- ✓Costos directos.
- ✓Costos indirectos.

### 4.2 Costos directos.

Son todos gastos para la construcción de la máquina trilladora – Venteadora portátil

Tabla 12:

*Rodillo trillador.*

CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	VALOR UNITARIO	VALOR TOTAL
<b>RODILLO TRILLADOR</b>			
1	Plancha 290x576x6mm	S/ 8.00	S/ 8.00
2	Platina 30x100x6mm	S/ 7.00	S/ 14.00
6	Platina 380x50x8mm	S/ 12.00	S/ 72.00
6	Platina 379x30x3mm	S/ 12.00	S/ 72.00
2	Chumacera	S/ 24.00	S/ 48.00
1	Polea Ø 13.6cm	S/ 30.00	S/ 30.00
1	Eje Ø24.7 x471.9mm (AISI SAE1045)	S/ 27.50	S/ 27.50
4	Pernos	S/ 0.40	S/ 1.60
Subtotal		S/ 273.10	

Fuente: Autores.

Tabla 13:

*Tolva de ingreso al rodillo trillador.*

CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	VALOR UNITARIO	VALOR TOTAL
<b>TOLVA DE INGRESO AL RODILLO TRILLADOR</b>			
1	Plancha 1000x1000x3mm	S/ 32.00	S/ 32.00
4	Pernos	S/ 0.40	S/ 1.60
Subtotal		S/ 33.60	

Fuente: Autores.

Tabla 14:

*Cóncavo.*

CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	VALOR UNITARIO	VALOR TOTAL
<b>CÓNCAVO</b>			
1	Angulo 2"	S/ 8.00	S/ 8.00
2	Angulo 1"	S/ 8.00	S/ 16.00
1	Chapa perforada en forma rectangular redondeada	S/ 20.00	S/ 20.00
Subtotal		S/ 44.00	

Fuente: Autores.

Tabla 15:

*Mecanismo de alimentador vibratorio.*

CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	VALOR UNITARIO	VALOR TOTAL
<b>MECANISMO DE ALIMENTADOR VIBRATORIO</b>			
1	PL 0.25 x 900 x 1800 mm (Galv.)	S/ 25.00	S/ 25.00
1	PT 1/8" x 1 1/2" x 3 m	S/ 5.20	S/ 5.20
2	Chumacera	S/ 24.00	S/ 48.00
2	Rodamiento	S/ 45.00	S/ 90.00
1	Polea Ø 30cm	S/ 50.00	S/ 50.00
1	Eje Ø x380mm (AISI SAE1045)	S/ 27.50	S/ 27.50
4	Pernos	S/ 0.40	S/ 1.60
Subtotal		S/ 247.30	

Fuente: Autores.

Tabla 16:

*Mecanismo eje de transmisión.*

CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	VALOR UNITARIO	VALOR TOTAL
<b>MECANISMO EJE DE TRANSMISIÓN</b>			
2	Chumacera	S/ 24.00	S/ 48.00
1	Polea Ø 20cm	S/ 42.00	S/ 42.00
1	Banda B 74 ZSG	S/ 33.00	S/ 33.00
1	Banda B 49 ZSG	S/ 33.00	S/ 33.00
1	Banda B 32 ZSG	S/ 33.00	S/ 33.00
1	Banda B 65 ZSG	S/ 33.00	S/ 33.00
1	Polea Ø 9.4cm	S/ 25.00	S/ 25.00
1	Eje Ø32.84x450.9mm (AISI SAE1045)	S/ 27.50	S/ 27.50
4	Pernos	S/ 0.40	S/ 1.60
Subtotal		S/ 276.10	

Fuente: Autores.

Tabla 17:

*Mecanismo sistema de ventilación.*

CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	VALOR UNITARIO	VALOR TOTAL
<b>MECANISMO SISTEMA DE VENTILACIÓN</b>			
2	Plancha 0.25 x 900 x 1800 mm (Galv.)	S/ 25.00	S/ 50.00
3	Plancha 1/16 x 170 x 170 (Galv)	S/ 5.00	S/ 15.00
2	Chumacera	S/ 24.00	S/ 48.00
1	Polea Ø 7.4cm	S/ 23.00	S/ 23.00
1	Eje Ø27.76x310.5mm (AISI SAE1045)	S/ 27.50	S/ 27.50
4	Pernos	S/ 0.40	S/ 1.60
	Subtotal		S/ 165.10

Fuente: Autores.

Tabla 18:

*Motor de combustión interna.*

CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	VALOR UNITARIO	VALOR TOTAL
<b>MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA</b>			
1	Motor 13 HP GX390	S/ 1,350.00	S/ 1,350.00
1	Polea Ø 5cm	S/ 18.00	S/ 18.00
4	Pernos	S/ 0.40	S/ 1.60
	Subtotal		S/ 1,369.60

Fuente: Autores.

Tabla 19:

*Estructura metálica.*

CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	VALOR UNITARIO	VALOR TOTAL
<b>ESTRUCTURA METÁLICA</b>			
2	Perfil L 1/8" x 1 1/2" x 1 1/2" x 6 m	S/ 38.00	S/ 76.00
1	Perfil L 1/8" x 1" x 1" x 6 m	S/ 27.00	S/ 27.00
1	Tubo Negro 3/4" x 2 mm x 6 m	S/ 36.50	S/ 36.50
	Subtotal		S/ 139.50

Fuente: Autores.

Tabla 20:

*Costo directo para suministro del diseño de la máquina.*

ITEM	COSTO DIRECTO	VALOR TOTAL
1	RODILLO TRILLADOR	S/ 273.10
1	TOLVA DE INGRESO AL RODILLO TRILLADOR	S/ 33.60
1	CÓNCAVO	S/ 44.00
1	MECANISMO DE ALIMENTADOR VIBRATORIO	S/ 247.30
1	MECANISMO EJE DE TRANSMISIÓN	S/ 276.10
1	MECANISMO SISTEMA DE VENTILACIÓN	S/ 165.10
1	MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA	S/ 1,369.60
1	ESTRUCTURA METÁLICA	S/ 139.50
	SUBTOTAL	S/ 2,548.30

Fuente: Autores.

Se tiene un costo directo para la construcción de la máquina de S/ 2,548.30.

#### 4.3 Costos indirectos.

Para el costo indirecto se consideró la fabricación y armado de la máquina en un taller de soldadura y tiene un costo de S/ 350.00.

Tabla 21:

*Fabricación de la máquina.*

ITEM	COSTO INDIRECTO	VALOR TOTAL
1	FABRICACIÓN DE LA MÁQUINA	S/ 350.00
	SIBTOTAL	S/ 350.00

Fuente: Autores.

#### 4.4 Costo total.

Se tiene un costo total de la maquina portátil de trillado – Venteiladora de S/ 2,937.20 como se detalla en la siguiente tabla.

*Tabla 22:*

*Costo total del diseño de la máquina.*

ITEM	DESCRIPCIÓN	VALOR TOTAL
1	COSTOS DIRECTOS	S/ 2,548.30
1	COSTOS INDIRECTOS	S/ 350.00
	TOTAL	S/ 2,898.30

Fuente: Autores.

#### 4.5 Discusión de Resultados

De los resultados obtenidos, durante el cálculo, simulación de cada eje de los diferentes sistemas de transmisión, análisis de fluido para el ducto de ventilación en el software SolidWorks y la evaluación del diseño de la máquina portátil trilladora – venteadora; con respecto a otros proyectos desarrollados se tiene lo siguiente:

- ✓ Con respecto a otros procesos para el procesado de la cebada, depende mucho de las características climáticas de la zona; si está, en el transcurso del tiempo no es contaste ocasionara bastantes perdidas en el grano, afectando directamente a la producción. De igual modo, puede causar daños a la salud en los agricultores por estar expuestos por largos tiempos a los flujos de aire a temperaturas bajas.
- ✓ En la primera cosecha de 5 hectáreas de cebada en bruto procesado por el diseño de la máquina tomará un tiempo de 16 días, en el cual se ha establecido que la máquina estará en funcionamiento 8 horas diarias y se obtendrá 1 quintal por hora de grano limpio.
- ✓ Con el diseño de la maquina se tendría por cada cosecha una producción de 5670 kg de grano limpio el cual es un parámetro muy favorable para los agricultores ya que gracias al diseño óptimo de la maquina sus pérdidas son mínimas para obtención del grano limpio.
- ✓ Se logró obtener buenos resultados ya que se seleccionó de forma directa el motor de combustión, de acuerdo al cálculo realizado para cada sistema de transmisión la maquina

no se sobre dimensionó, los parámetros de esfuerzos por Von Misses y el factor de seguridad resultaron ser óptimos a pesar que para cada diseño de los diferentes mecanismos se seleccionó un factor de seguridad proyectado de 3.

- ✓ Se obtuvo rangos importantes en el análisis de los ejes y simulación de fluido en el software SolidWorks. En el cual, los análisis de los ejes tienen resultados con un factor de seguridad que varía entre 5 a 17, por lo tanto, el diseño de los diferentes ejes tienen un diseño óptimo para trabajar a cualquier condición que lo utilicen. El tiempo de duración en función a los ciclos de vida son infinitos, ya que, cumple con ser igual o mayor de  $10^6$  ciclos, por lo tanto, nuestros diseños de ejes no sufrirán fallas por fatiga. El análisis del fluido del ducto de ventilación resulto ser un flujo laminar en el cual no carecerá de pérdidas de flujo.
- ✓ El costo para este tipo de diseño resulto ser económicamente favorable en el cual los agricultores realizarán el pago de la máquina por fracciones (mensualmente).

## V. CONCLUSIONES.

- ✓ El diseño de la máquina portátil de trillado-Venteadora de cebada, se estimó que la máquina va obtener de producción 1 quintal por hora de grano limpio de cebada que es aproximadamente 46,4 Kg/h. Este proceso de trabajo tomara aproximadamente 16 días por cosecha, en el cual favorece el tiempo de proceso a los agricultores en su producción de obtención de grano limpio y además beneficiándose a ellos mismos a no tener enfermedades que causarían daños en su salud.
- ✓ Los cálculos mecánicos realizados de los diversos mecanismos con respecto al diseño de los ejes de cada sistema que se ha realizado, tienen unos resultados óptimos, en el cual se comprende, que el diámetro menor de 24.7mm calculado de todos los sistemas es del eje del ventilador y el diámetro mayor de 32.84mm calculado es en el eje central de transmisión. Estos parámetros cumplen con las propiedades mecánicas adecuadas para su operación.
- ✓ Los análisis realizados de cada mecanismo de transmisión en SolidWorks, están dentro de los rangos de los cálculos mecánicos realizados, como esfuerzo de Von Misses, desplazamiento, deformación y el factor de seguridad. Estos parámetros cumplen las condiciones básicas de seguridad y la calidad de proceso.
- ✓ El suministro y montaje de la máquina se obtuvo un costo total de S/ 2,898.30. la maquina es beneficioso para los pobladores, ya que en un lapso de tiempo recuperan la inversión de la máquina, limitando el pago de personal de servicio para realizan las labores que la maquina realiza.

## RECOMENDACIONES

- Para obtener un mejor análisis y resultado conllevaría en el futuro para este tipo de diseños determinar matemáticamente la energía potencial que ejerce cada mecanismo y de acuerdo a esta potencia total seleccionar el motor de combustión interna que se ajuste a las condiciones que se requiere.
- Para el diseño del eje excéntrico se necesita un mejor análisis mecánico o aplicación de softwares más avanzados para tener resultados finales óptimos, para evitar fallas mecánicas y sobredimensionamiento del diseño del eje.
- De igual manera, el diseño del ducto debe tener un análisis dinámico de fluidos más a fondo, para tener un mejor diseño del ducto minimizando las pérdidas y obtener la velocidad de flujo a la salida constante para realizar el venteado adecuadamente.

Todos estos factores de mejora están relacionados directamente con la parte económica, por ello, al mejorar el diseño de los sistemas más complejos se reducirá los costos.

## REFERENCIAS

- Ahmad, S. A., Iqbal, M., Tanvir, A., Sial, J. K., & Ahmad, M. (2013). *REDISEÑO Y DESARROLLO DE BATIDOR INDÍGENA TRILLADORA DE TRIGO*. Pakistan.
- Aldaba flores, G. I. (2013). Identificación de líneas Mutantes de Cebada(*Hordeum vulgare* L) con valor Agronómico y Calidad en una población M8 de la variedad una-La Molina 96 desarrollada con Irradiación Gamma. . *Universidad Nacional Agraria La Molina(Facultad Agronomía)*, 166.
- Alencastre Miranda, J., & Malpartida de la Cruz, I. (2012). *METODOLOGÍA DE DISEÑO APLICADA A LA OBTENCIÓN DE UNA MÁQUINA VENDEADORA DE GRANOS*. Lima, Perú.
- Areche Conovilca, P. H. (2018). *COSECHA DE TRIGO EN CAJAMARCA*. Cajamarca.
- Calidad de producción de la Cebada. (2018). *Instituto Nacional de Semillas - Argentina*.
- Catálogo de poleas SKF. (2019). Bujes y Poleas QD. *Bujes y Poleas QD*, 34.
- Cereales Andinos. (2011). *Manejo y Fertilidad de Suelos - Ministerio de Agricultura*.
- Correas de transmisión industrial Dunlop. (2019). Correas de Transmisión. *Correas de Transmisión*, 44.
- De Bernardi, L. A. (2019). Perfil de la Cebada. *Dirección de Mercados Agrícolas*.
- Escalona, C. (2015). Capacidad de la máquina y capacidad de proceso. *Universidad Fermín Toro*, 14.
- Gunsha Llamuca, D. A., & Méndez Siguencia, R. E. (2019). Optimización del proceso de Trillado de Quinoa, Cebada, Avena y Trigo. mediante el rediseño de la Máquina Trilladora multigrano MATE T2100 para los productores vinculados a las exportadoras de Quinoa nativa orgánica de la provincia Chimborazo. *Escuela Superior Politécnica de Chimborazo(Facultad de Mecánica)*, 183.
- Larburu Arrizabalaga, N. (2001). Máquinas Prontuario(Técnicas máquinas herramientas). En N. Larburu Arrizabalaga, *Máquinas Prontuario(Técnicas máquinas herramientas)* (pág. 316). España(Madrid): Paraninfo Thomson Learning.
- Llangarí Tzaqui , E. F., & Benalcázar Soria, E. J. (2012). Diseño y Construcción de una Trilladora y limpiadora de Quinoa. *Escuela Superior Politécnica de Chimborazo*, 198.

- Llumipanta Toro, C. P. (2016). Diseño y Simulación de una trilladora de Quinoa de hasta 350 Kg/h para el proceso de Pos cosecha del sector agrícola. *Universidad Politécnica Salesiana Sede Quito*, 105.
- Malpartida de la Cruz, I. A. (2007). Diseño y Fabricación de una Máquina Venteiladora de Trigo y Cebada. *Pontificia Universidad Católica del Perú(Facultad de Ciencias e Ingeniería)*, 107.
- Malpartida de la Cruz, I. A. (2012). *DISEÑO Y FABRICACIÓN DE UNA MÁQUINA DE TRIGO Y CEBADA*. Lima, Perú.
- Mera Arana, V. O. (2009). *DISEÑO DE UNA MÁQUINA TRILLADORA PORTÁTIL*. Chile.
- Mostajo Ocola, G. (2019). PLAN NACIONAL DE CULTIVOS (Campaña agrícola 2018 - 2019). *Agroarequipa*.
- Mott, P.E, R. (2006). Diseño de elementos de máquinas. En P. R. Mott, *Diseño de elementos de máquinas* (pág. 944). México: Pearson.
- Producción Mundial de Cebada. (2018). *Departamento de Agricultura de los Estados Unidos*. (2010). *UNALM*.
- Vásquez Rodríguez. (s.f.). Aceros ingeniería al carbono . Cia. General de Aceros S.A.
- Verástegui Martínez, C. F. (2017). Componentes de rendimiento en comparativo de líneas avanzadas de Cebada primaveral(*Hordeum vulgare* L.), CIMMYT en condiciones de Común Éra-Acobamba. *Universidad Nacional de Huancavelica(Facultad de Ciencias Agrarias)*, 103.
- Vidal Bazalar, H. A. (2004). Diseño y Fabricación de una Máquina Limpiadora de Trigo. *Pontificia Universidad Católica del Perú(Facultad de Ciencias e Ingeniería)*, 131.

**ANEXOS**

**ANEXO N° 01**

**Código de Ética del Colegio de Ingenieros del Perú (CIP)**



**CÓDIGO DE ETICA DEL CIP**

**APROBADO EN LA III SESIÓN ORDINARIA DEL CONGRESO NACIONAL DE CONSEJOS  
DEPARTAMENTALES DEL PERÍODO 1998 - 1999  
EN LA CIUDAD DE TACNA 22, 23 Y 24 ABRIL 1999**

ANEXO N° 02

Código de Ética de Investigación de la USS - Continuación



[www.uss.edu.pe](http://www.uss.edu.pe)

**CÓDIGO DE ÉTICA DE  
INVESTIGACIÓN DE LA USS**

VERSIÓN 03

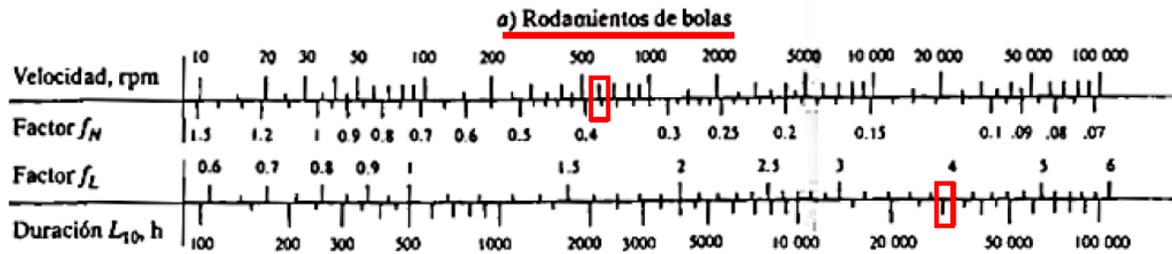
RATIFICADO POR ACUERDO DE CONSEJO UNIVERSITARIO CON RESOLUCIÓN  
RECTORAL N° 0851-2017/USS

**CHICLAYO - PERÚ**

Version: 03	Código: VRI-CE	F. Implementación:	Página 1 de 29
Elaborado por: Dirección de Investigación	Revisado por: Planificación y Desarrollo Institucional – Asesoría Legal		Ratificado con Resolución Rectoral N° 0851- 2017/USS

## ANEXO N° 03

### Tablas de selección de rodamientos

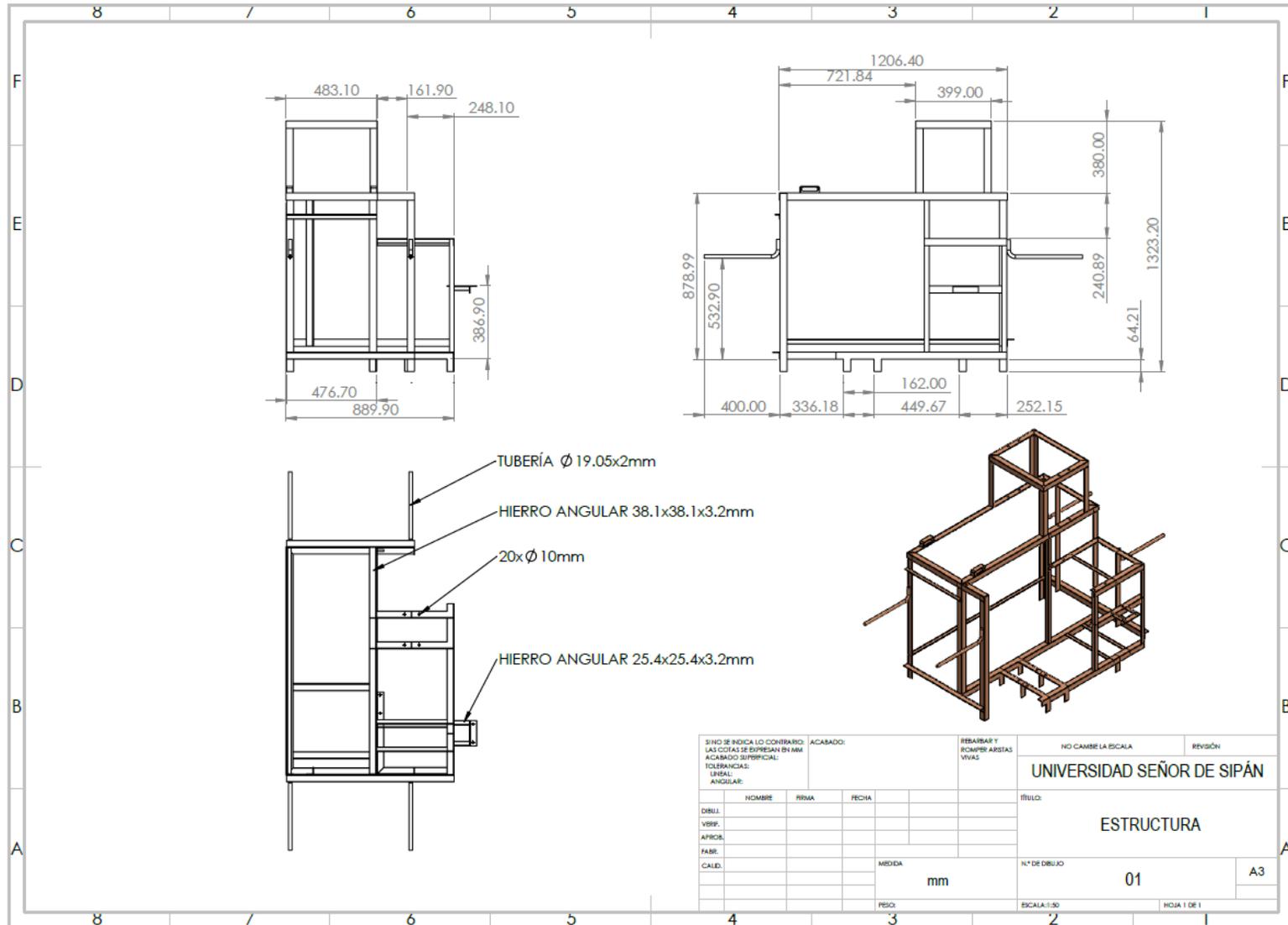


**TABLA 14-4** Duración recomendada para rodamientos

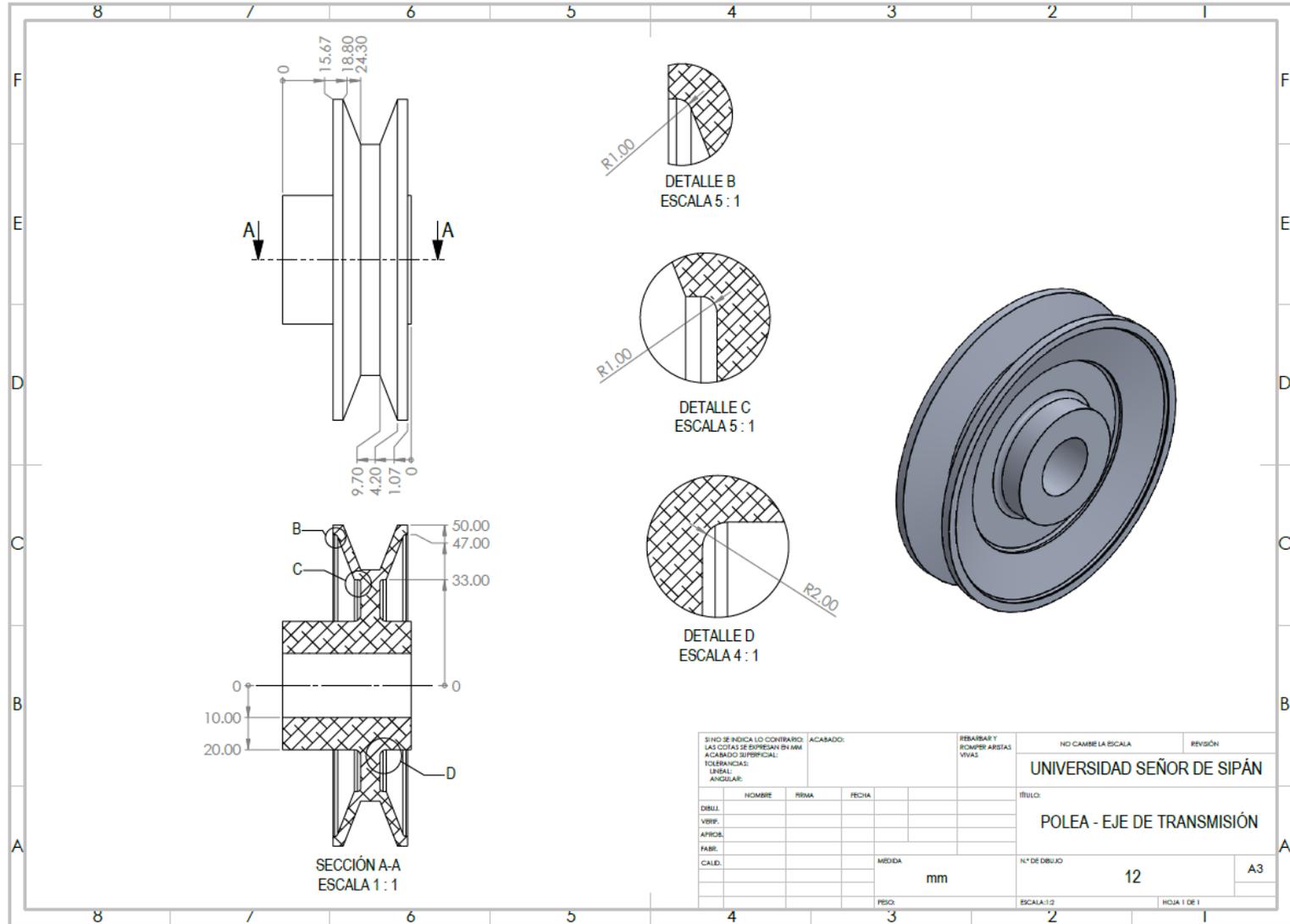
Aplicación	Duración de diseño $L_{10}$ , h
Electrodomésticos	1000-2000
Motores de aviación	1000-4000
Automotores	1500-5000
Equipo agrícola	3000-6000
Elevadores, ventiladores industriales, transmisiones de usos múltiples	8000-15 000
<b>Motores eléctricos, sopladores industriales, máquinas industriales en general</b>	<b>20 000-30 000</b>
Bombas y compresores	40 000-60 000
Equipo crítico en funcionamiento durante 24 h	100 000-200 000

*Fuente:* Eugene A. Avallone y Theodore Baumeister III, editores, *Marks' Standard Handbook for Mechanical Engineers*, 9ª edición. Nueva York: McGraw-Hill, 1986.

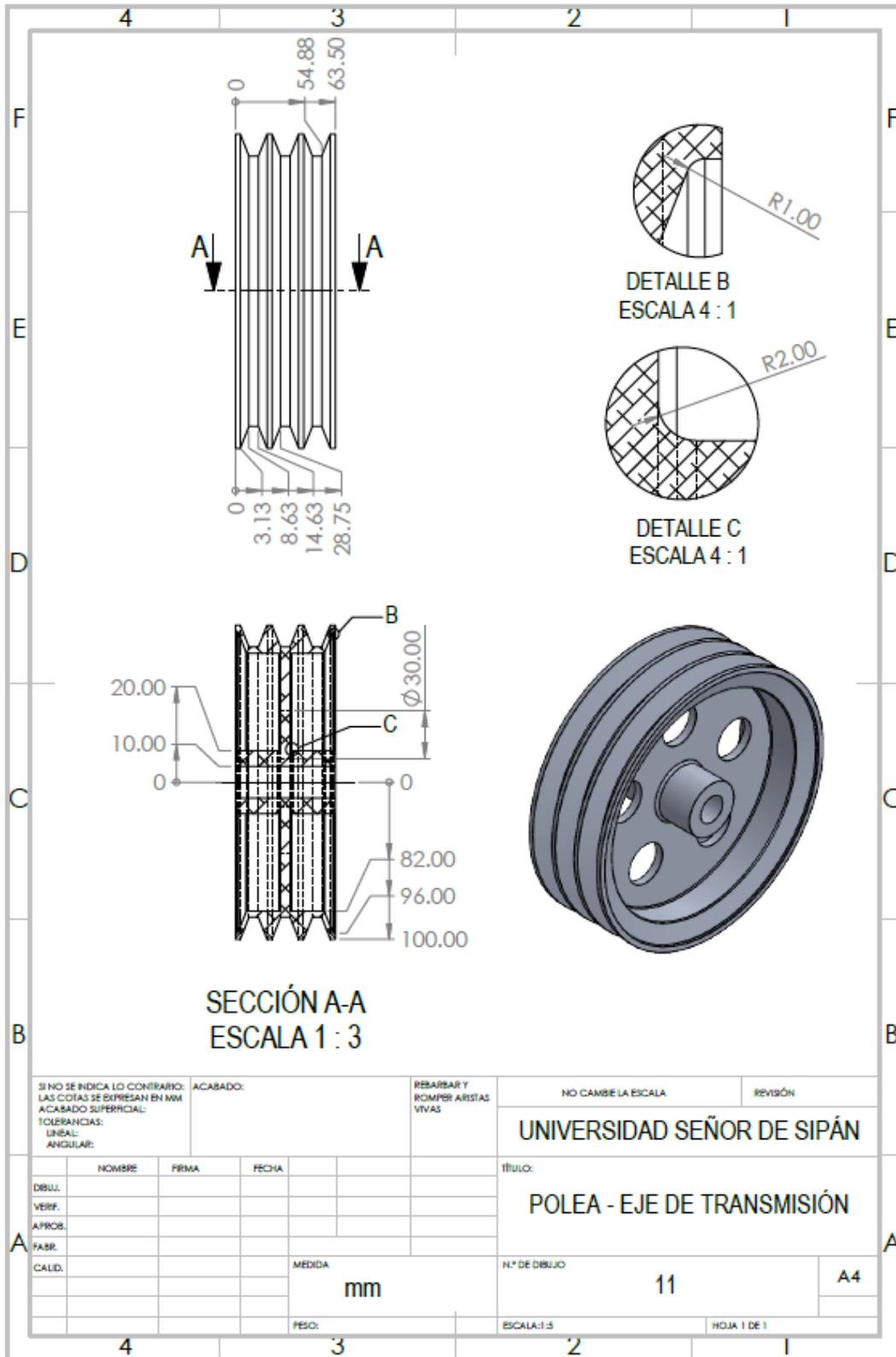
# ANEXO N° 04



# ANEXO N° 05

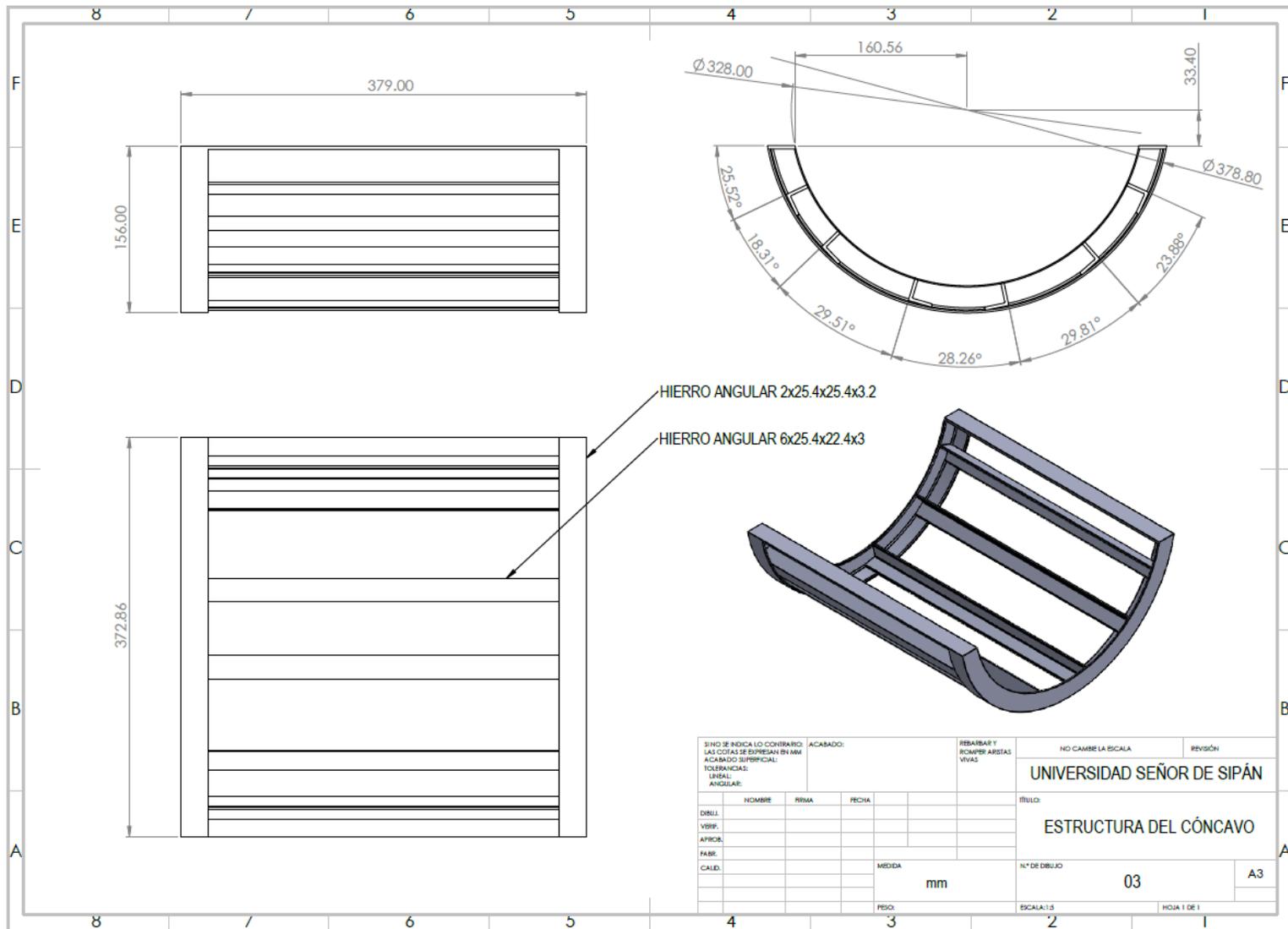


ANEXO N° 06

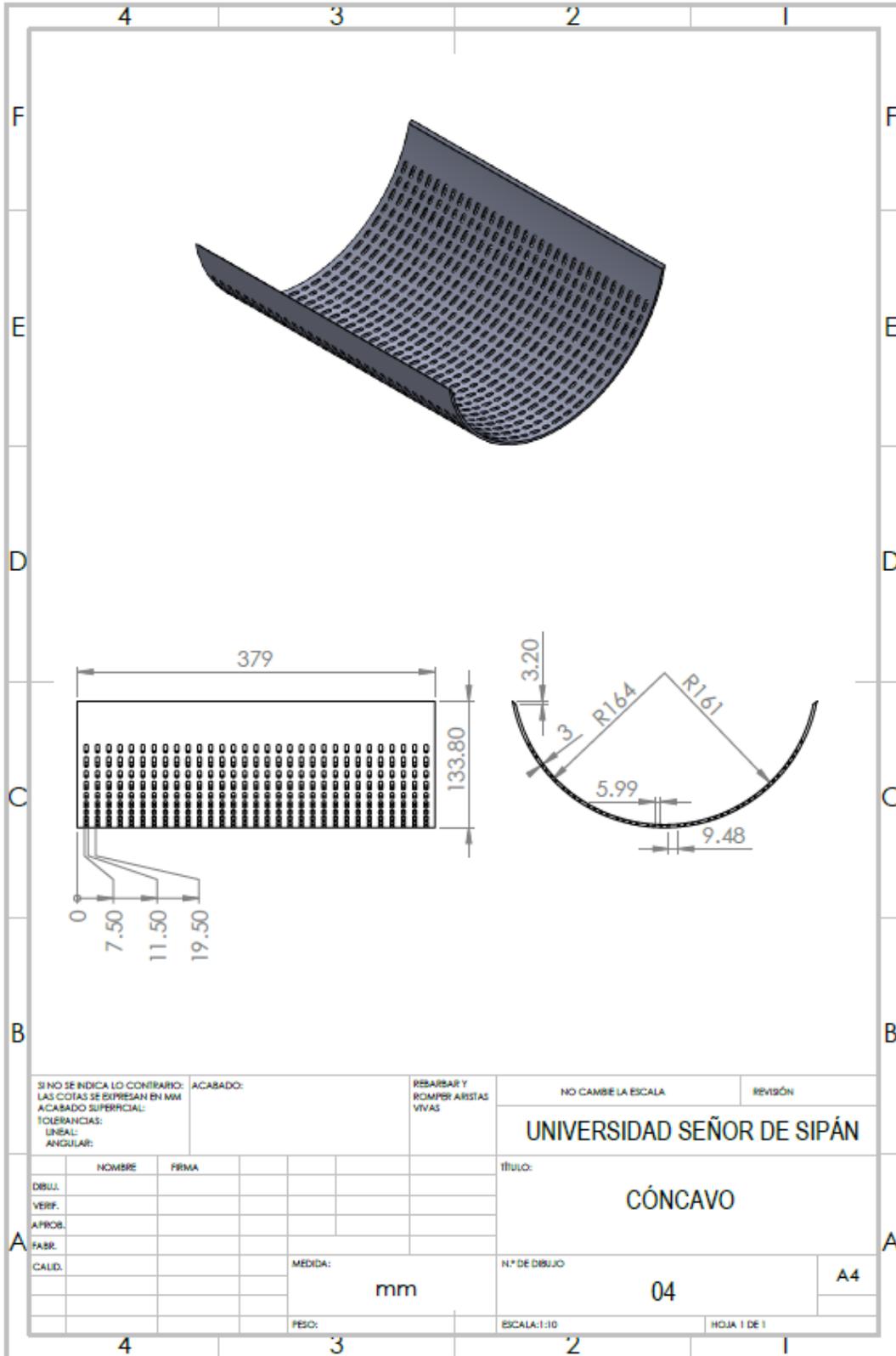


SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
				UNIVERSIDAD SEÑOR DE SIPÁN	
				TÍTULO: POLEA - EJE DE TRANSMISIÓN	
DIBUJ.	NOMBRE	FRIMA	FECHA	N° DE DIBUJO	A4
VERIF.				11	
APROB.				ESCALA: 1:3	HOJA 1 DE 1
FABR.					
CALID.			MEDIDA mm		
			PESO:		

# ANEXO N° 07

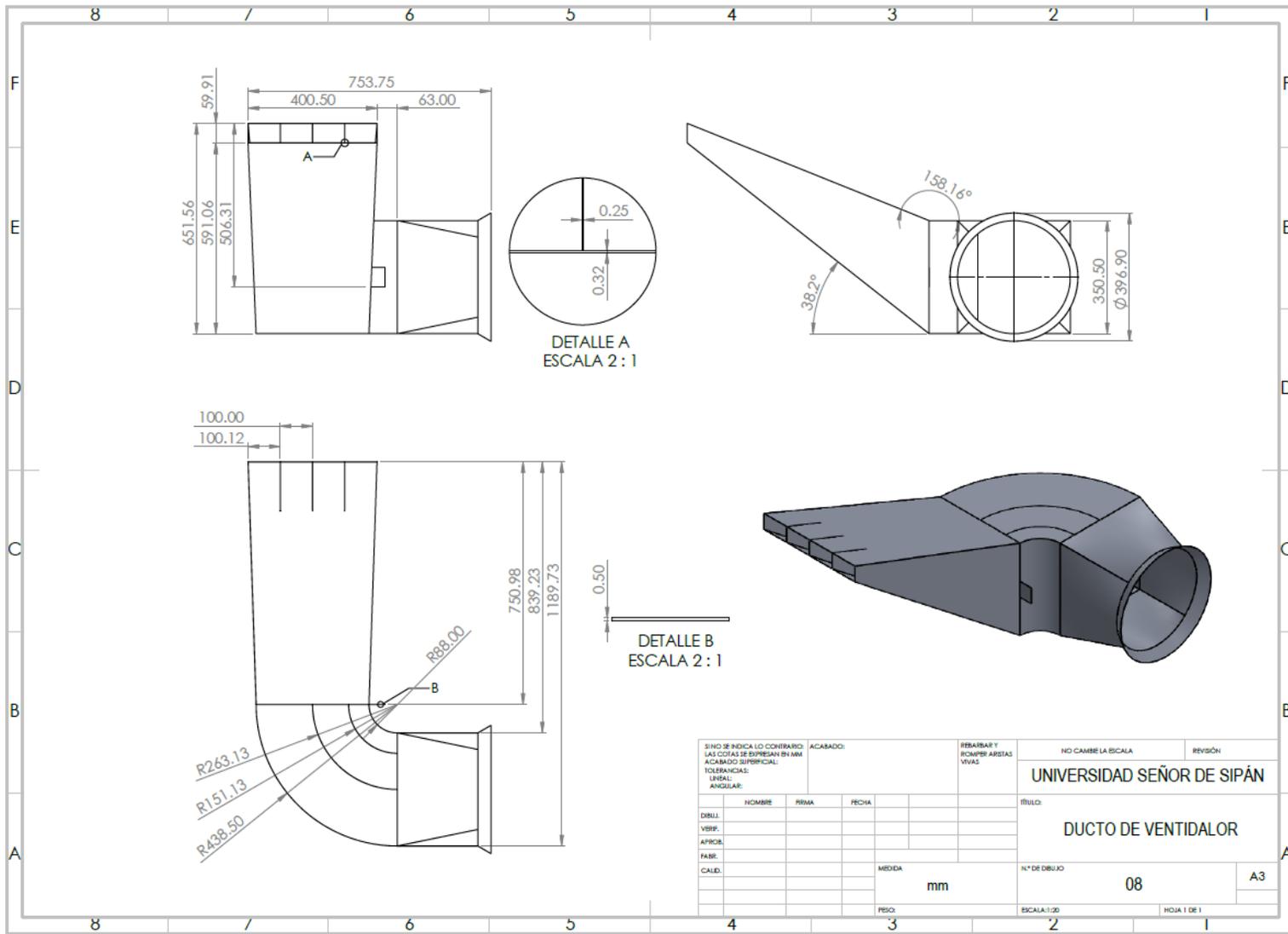


ANEXO N° 08



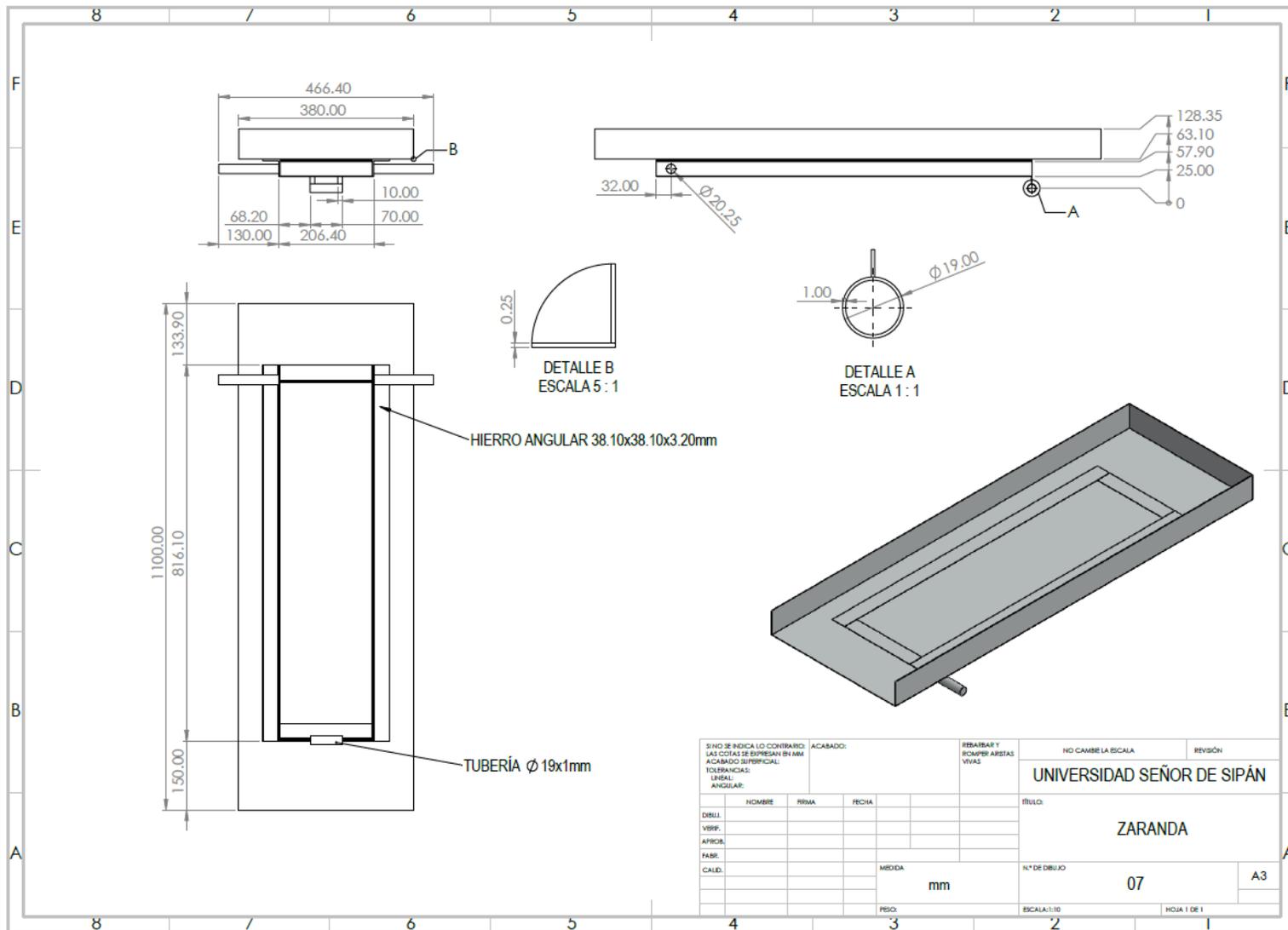
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
				UNIVERSIDAD SEÑOR DE SIPÁN	
NOMBRE: _____ FIRMA: _____				TÍTULO:  <b>CÓNCAVO</b>	
DIBUJ. VERIF. APROB. FABR. CALID.			MEDIDA:  <b>mm</b>	N° DE DIBUJO  <b>04</b>	A4
			PESO:	ESCALA: 1:10	HOJA 1 DE 1

# ANEXO N° 09



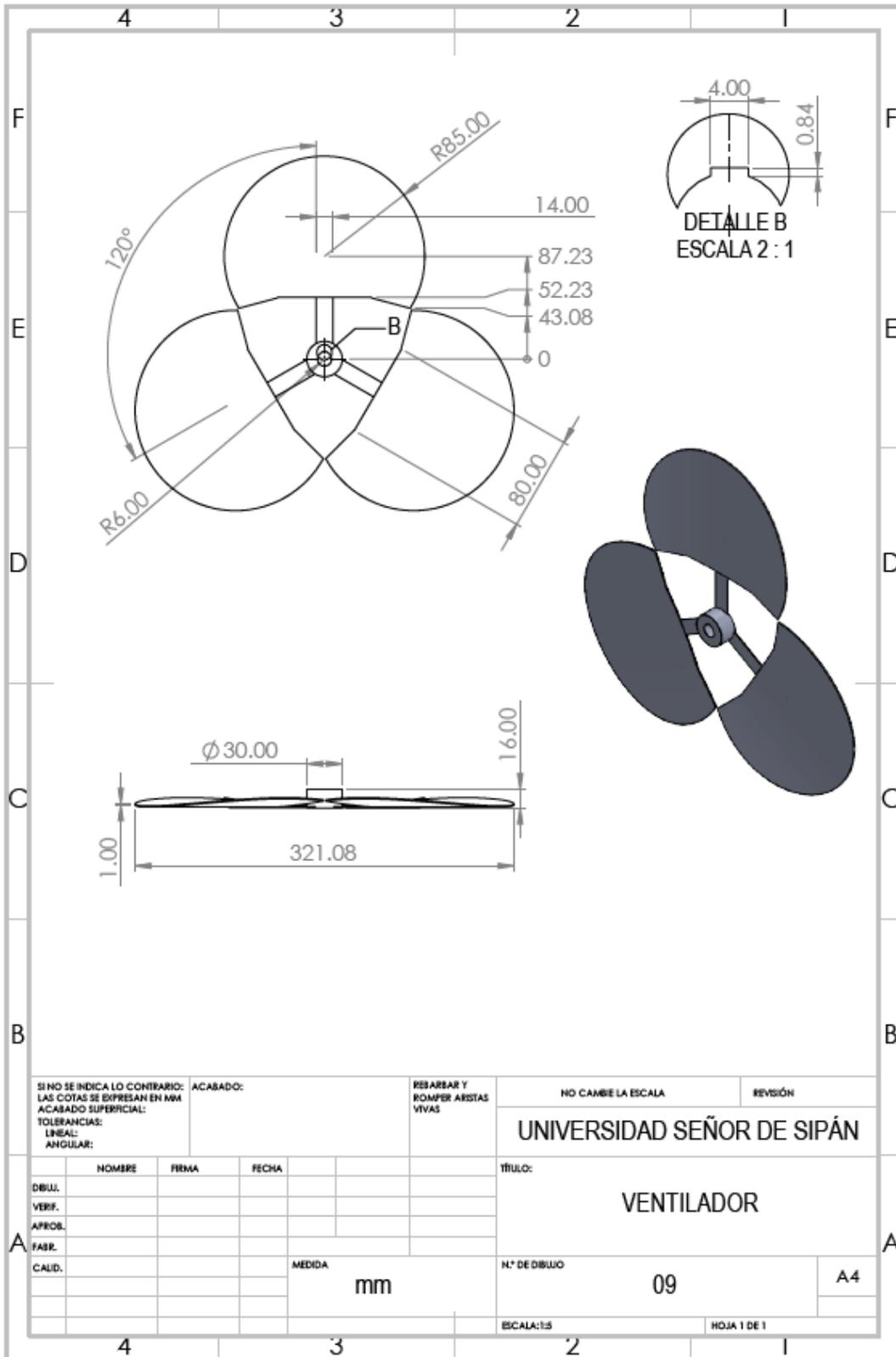
SINO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE ENTENDEN EN MM		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
ACABADO SUPERFICIAL:				UNIVERSIDAD SEÑOR DE SIPÁN		
TOLERANCIAS:				TÍTULO:		
LINEAL:				DUCTO DE VENTILADOR		
ANGULAR:				N° DE DIBUJO		
				08		
				ESCALA: 1:20		
				HOJA 1 DE 1		
DIBUJ:	NOMBRE	FECHA	MEDIDA			
VSFR:			mm			
APROB:			PESO:			
FABR:						
CALED:						

## ANEXO N° 10



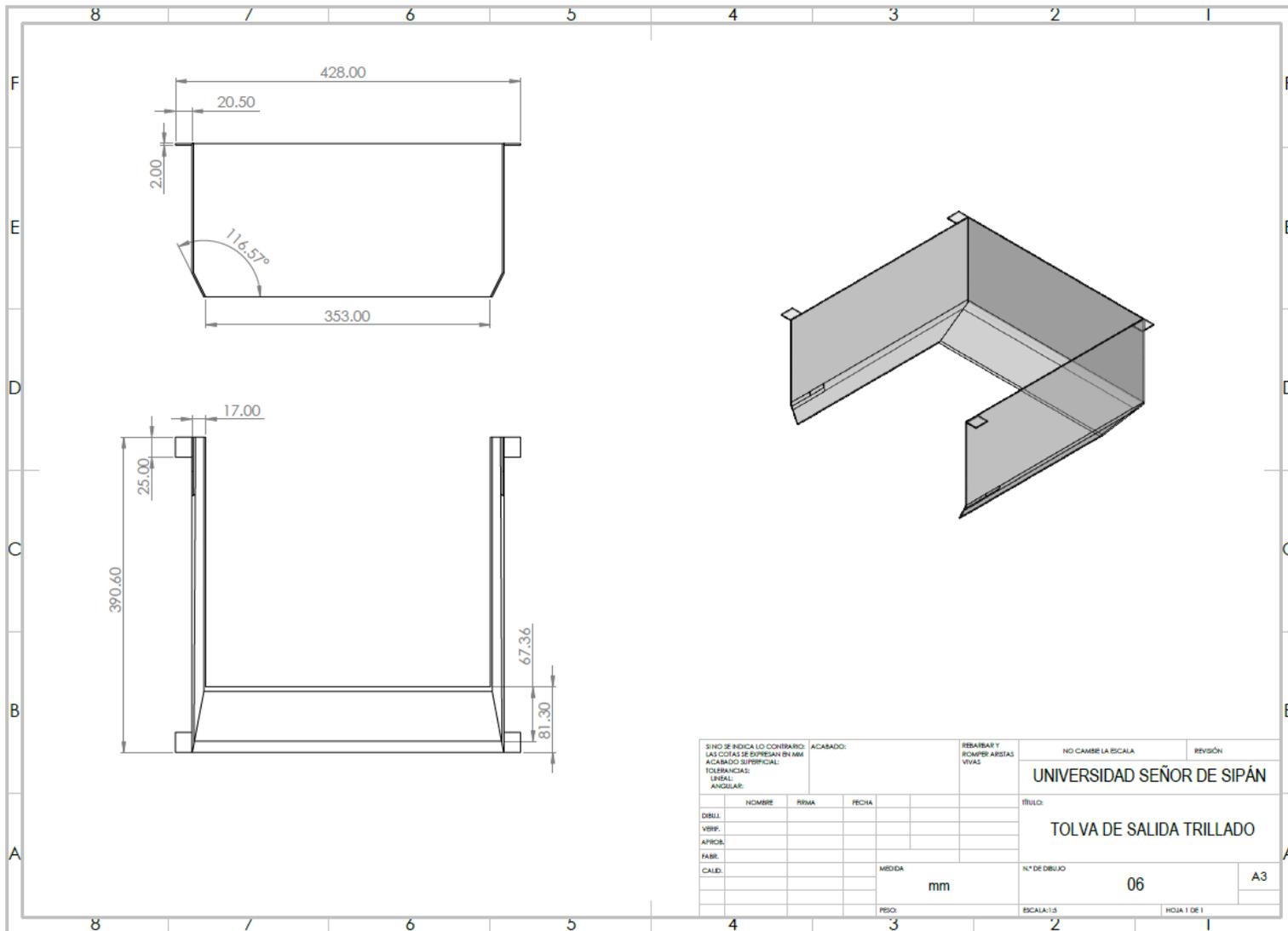
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBRE LA ESCALA		REVISIÓN	
ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:						<b>UNIVERSIDAD SEÑOR DE SIPÁN</b>			
DIBUJ.		NOMBRE		PRIMA		FECHA		TÍTULO:	
VBRF.								<b>ZARANDA</b>	
AFICOR.								N° DE DIBUJO	
FABR.								<b>07</b>	
CALID.								A3	
						MEDIDA		ESCALA: 1:10	
						<b>mm</b>		HOJA 1 DE 1	
						PESO:			

ANEXO N° 11



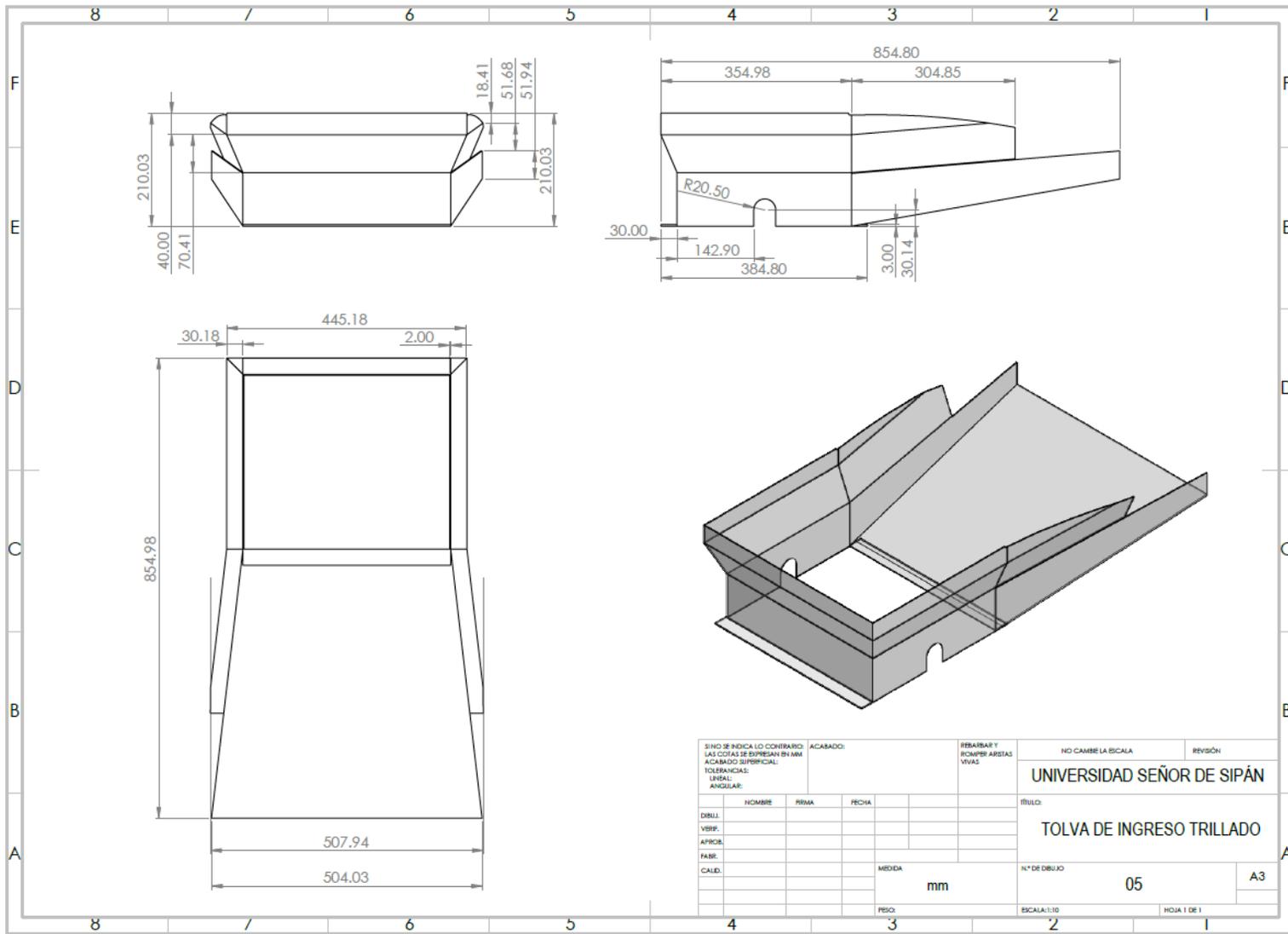
SINO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		ACABADO:	RESABEAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
ACABADO SUPERFICIAL:				UNIVERSIDAD SEÑOR DE SIPÁN	
TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:				TÍTULO:  VENTILADOR	
NOMBRE	FIRMA	FECHA		N° DE DIBUJO	A4
DBUJ.				09	
VERIF.					
APROB.					
FABR.					
CALID.			MEDIDA mm	ESCALA: 1:5	HOJA 1 DE 1

## ANEXO N° 12



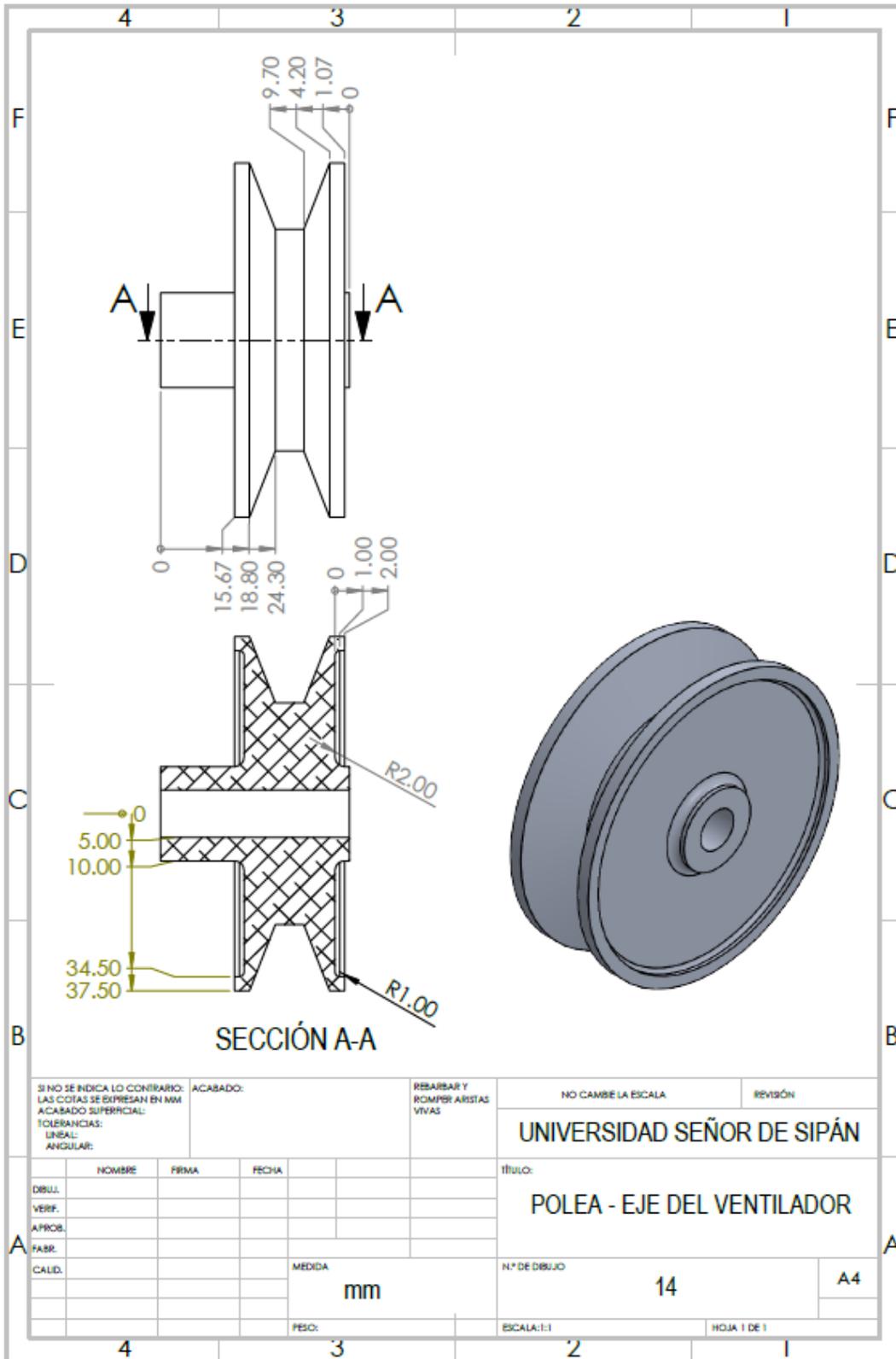
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM. ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:		REBARBAR Y RECORRAR ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN	
						<b>UNIVERSIDAD SEÑOR DE SIPÁN</b>			
						TÍTULO:			
						<b>TOLVA DE SALIDA TRILLADO</b>			
DIBUJ.	NOMBRE	RIMA	FECHA			N° DE DIBUJO		A3	
VERIF.						<b>06</b>			
APROB.						ESCALA 1:1		HOJA 1 DE 1	
FABR.				MEDIDA		<b>mm</b>			
CALED.				PESO:					

### ANEXO N° 13



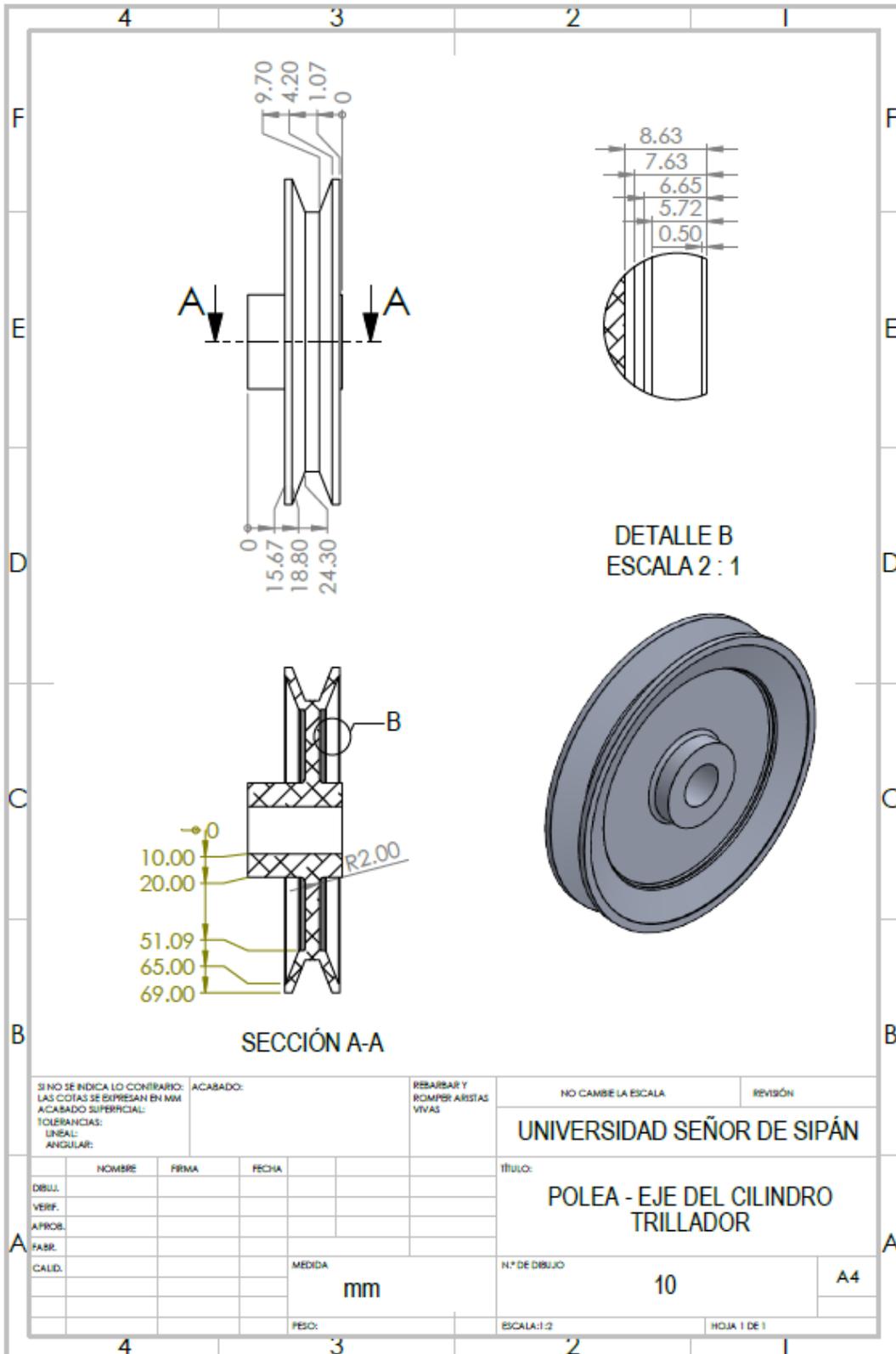
SINO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
					UNIVERSIDAD SEÑOR DE SIPÁN	
					TÍTULO: TOLVA DE INGRESO TRILLADO	
DIBUJ.	NOMBRE	REVISIÓN	FECHA		N° DE DIBUJO	A3
VSURE:					05	
APROB.					ESCALA: 1:10	HOJA 1 DE 1
FABR.				MEDIDA		
CALED.				mm		
				PESO:		

ANEXO N° 14

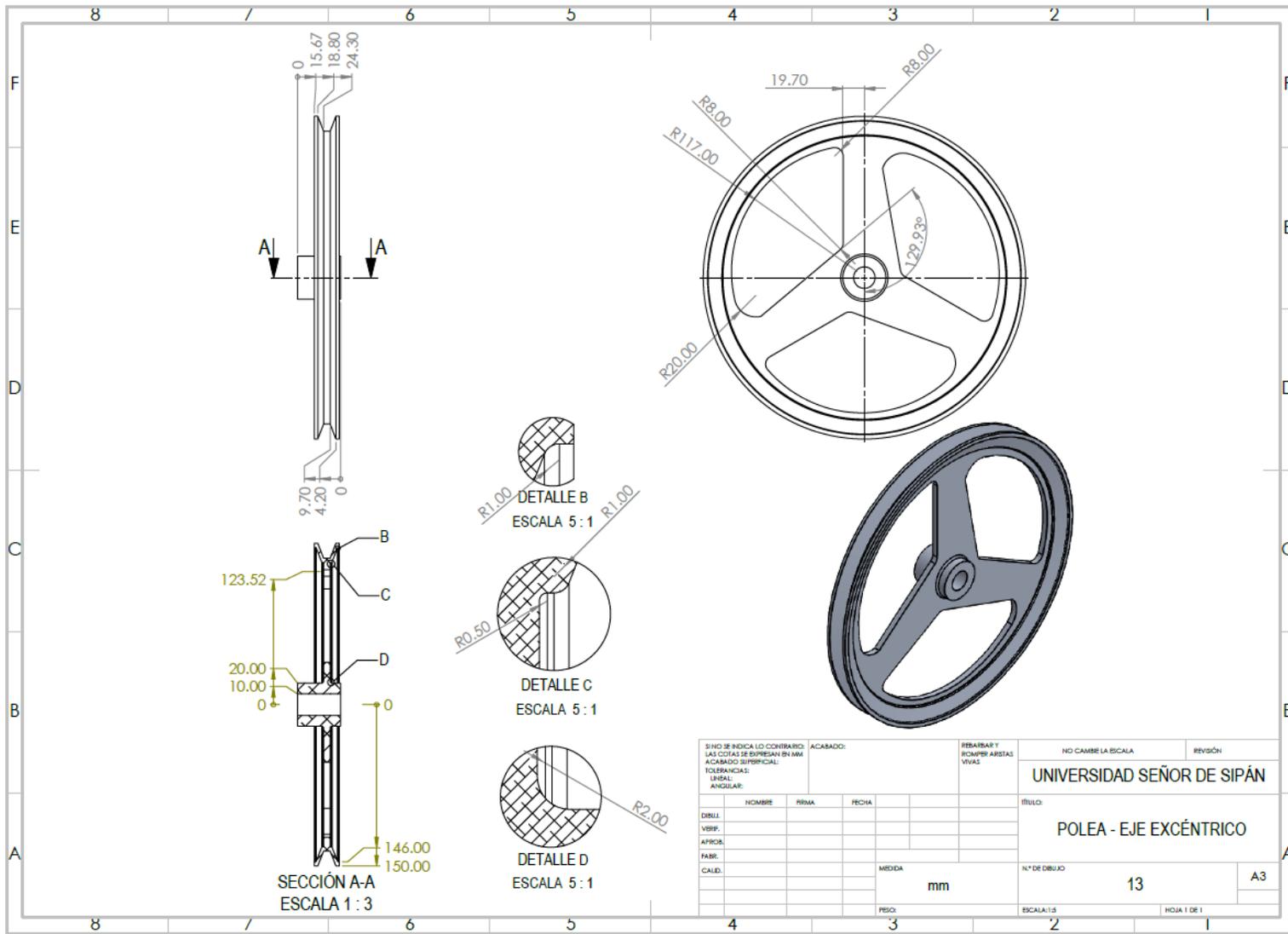


SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		ACABADO:		RESARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN	
ACABADO SUPERFICIAL:						UNIVERSIDAD SEÑOR DE SIPÁN			
TOLERANCIAS:						TÍTULO: POLEA - EJE DEL VENTILADOR			
LINEAL:						N° DE DIBUJO		A4	
ANGULAR:						14			
		MEDIDA		mm		ESCALA: 1:1		HOJA 1 DE 1	
		PESO:							

ANEXO N° 15

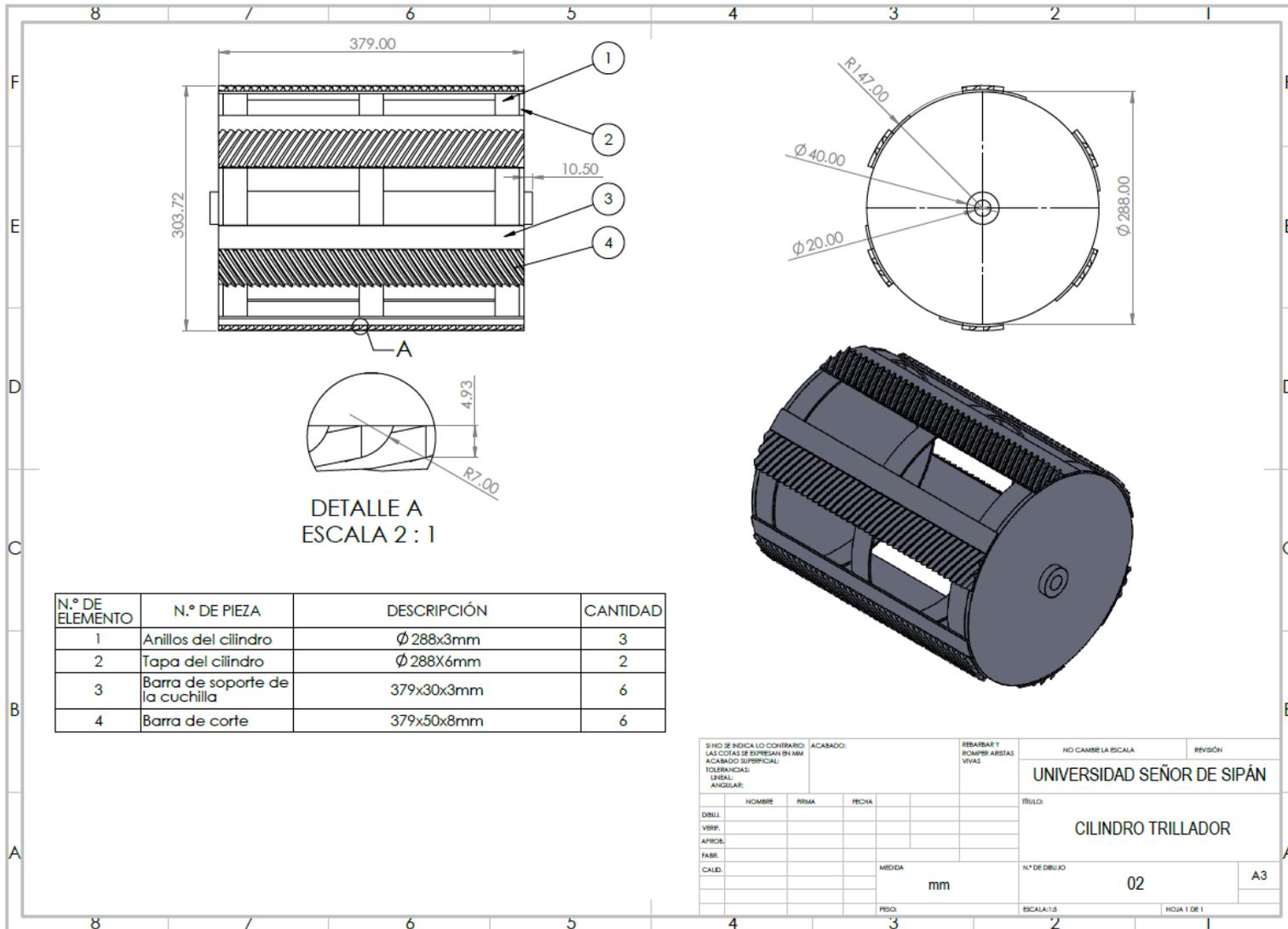


# ANEXO N° 16



SINO SE INDICA LO CONTRARIO:			ACABADO:	REBARBAR Y	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM.			ACABADO SUPERFICIAL:	REBARBAR Y	UNIVERSIDAD SEÑOR DE SIPÁN	
TOLERANCIAS:			LINEAL:	VIVAS	TÍTULO:	
ANGULAR:					POLEA - EJE EXCÉNTRICO	
DIBUJ:	NOMBRE	PRIMA	FECHA		N° DE DIBUJO	A3
VSUP:					13	
APROB:					ESCALA: 1:3	HOJA 1 DE 1
FABR:				MEDIDA	mm	
CAED:				PESO:		

## ANEXO N° 17



DETALLE A  
ESCALA 2 : 1

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Anillos del cilindro	∅ 288x3mm	3
2	Tapa del cilindro	∅ 288X6mm	2
3	Barra de soporte de la cuchilla	379x30x3mm	6
4	Barra de corte	379x50x8mm	6

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS CORTAS SE DESPREAN EN NMA ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBRE LA ESCALA		REVISIÓN	
						UNIVERSIDAD SEÑOR DE SIPÁN			
						TÍTULO:			
						CILINDRO TRILLADOR			
						Nº DE DIBUJO		A3	
						02			
						ESCALA: 1:1		HOJA 1 DE 1	
DIBUJ:		NOMBRE		FIRMA		FECHA			
VBRF:									
APROB:									
FABR:									
CALD:									
						MEDIDA			
						mm			
						PESO:			

ANEXOS N° 18

