

UNIVERSIDAD DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA UTEC

Carrera de Ingeniería Mecánica



**DISEÑO DE UNA MÁQUINA PARA ROMPER
LA CÁSCARA DE LA PECANA MAHAN CON
UN PORCENTAJE DE MERMA MENOR AL
25%**

**DESIGN OF A MAHAN PECAN CRACKING
MACHINE WITH A WASTE PERCENTAGE
UNDER 25 %**

Tesis para optar el título profesional de Ingeniero mecánico

Alvaro Yuri Llachua Garcia

Código 201310204

Asesor

Helard Alvarez

Lima – Perú

Julio 2019

La tesis

DISEÑO DE UNA MÁQUINA PARA ROMPER LA CÁSCARA DE LA PECANA MAHAN CON UN PORCENTAJE DE MERMA MENOR AL 25%

Ha sido aprobada

[Nombres y apellidos del Presidente de Jurado]

[Nombres y apellidos del Asesor de la tesis]

[Nombres y apellidos del Tercer jurado]

Dedicatoria:

A toda mi familia. Especialmente a mis padres, hermanos, a mi abuela y a Isabella, mi prima que nació esta semana.

Agradecimientos:

Agradezco a mi asesor por su orientación, a la profesora Ximena por su apoyo en toda la elaboración de la tesis y a mi padre por ayudarme en todo el trayecto de mi carrera

TABLA DE CONTENIDO

	Pág.
CAPÍTULO I MARCO TEÓRICO	1
1.1 Pecano	1
1.1.1 Características del pecano	2
1.2 Variedad Mahan.....	3
1.2 Propiedades físicas.....	4
1.3 Propiedades mecánicas	6
1.3.1 Humedad.....	6
1.3.2 Posición de carga	8
1.3.3 Fuerza de fluencia y de rotura	8
1.3.4 Coeficiente de fricción.....	10
1.4 Capacidad requerida por el agro productor peruano de pecanas	11
1.5 Tipos de mecanismos convencionales para romper la cáscara	11
1.5.1 Compresión longitudinal	12
1.5.2 Compresión radial	13
1.5.3 Corte	14
1.5.4 Máquinas comerciales	16
1.6 Selección de muestra representativa	18
CAPÍTULO II METODOLOGÍA	19
2.1 Obtención de parámetros de propiedades físicas y mecánicas	20
2.1.1 Selección de la muestra representativa.....	20
2.1.2 Caracterización física	21
2.1.3 Propiedades mecánicas	23
2.1.4 Coeficiente de fricción.....	24
2.2 Máquina	25
2.2.1 Exigencias de diseño	25

2.2.2	Estructura de funciones	26
2.2.3	Conceptos de solución	28
2.2.4	Concepto de solución N°1	30
2.2.5	Concepto de solución N°2	30
2.2.6	Concepto de solución N°3	30
2.2.7	Concepto de solución N°4	31
2.2.8	Concepto de solución N°5	31
2.2.9	Selección de solución	31
2.2.10	Cálculo y diseño preliminar.....	33
2.3	Diseño final	35
CAPÍTULO III RESULTADOS		36
3.1	Obtención de parámetros de propiedades físicas y mecánicas	36
3.1.1	Caracterización física	36
3.1.2	Propiedades mecánicas	37
3.1.3	Coefficiente de fricción.....	42
3.2	Diseño de etapa de rotura de cascarón de la pecana	42
3.2.1	Cálculo y diseño preliminar.....	44
3.2.2	Selección del actuador lineal	48
3.2.3	Diseño de las planchas metálicas.....	49
3.2.4	Selección de postes guía	50
3.2.5	Selección de los resortes	51
3.2.6	Diseño de las levas	54
3.2.7	Selección del motor de las levas	57
3.2.8	Diseño del eje de transmisión de las levas	62
3.2.9	Selección de chumaceras	72
3.3	Diseño de etapa de dosificación.....	72
3.3.1	Selección de los cangilones	73
3.3.2	Selección de los elementos de fijación de los cangilones	74
3.3.3	Selección de la faja elevadora	75

3.3.4	Selección de los soportes de la faja elevadora.....	76
3.3.5	Selección de las poleas	77
3.3.6	Selección del buje de la polea	78
3.3.7	Selección del motor de faja elevadora	79
3.4	Componentes complementarios	81
3.4.1	Tolva.....	81
3.4.2	Rampa de expulsión	82
3.4.3	Selección de los ángulos estructurales.....	84
3.5	Diseño final.....	85
CONCLUSIONES		88
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS		89
ANEXOS		96

ÍNDICE DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1 Propiedades físicas de la pecana.....	5
Tabla 2 Efectos del contenido de humedad en la fuerza, energía y deformación de la pecana	7
Tabla 3 Efectos de la posición de compresión en la fuerza, energía y deformación de la pecana.....	8
Tabla 4 Efectos de la humedad y posición de compresión en la fuerza, energía y deformación de la pecana Fuente: V. Vladut. Determination of Some Engineering Properties of Pecan (Carya illinoensis) for New Design of Cracking System [6]	9
Tabla 5 Coeficiente de fricción estático de la pecana según contenido de humedad y superficie de contacto	10
Tabla 6 Coeficiente de fricción dinámico de la pecana según contenido de humedad y material de contacto.....	10
Tabla 7 Información para el requerimiento de producción de la máquina	11
Tabla 8 Integridad del embrión según cada tipo de mecanismo.....	12
Tabla 9 Máquinas comerciales que crackean pecanas.....	17
Tabla 10 Tamaño de muestra de acuerdo al tamaño de población del lote	21
Tabla 11 Matriz morfológica.	29
Tabla 12 Criterios de evaluación para la selección de un concepto de solución.....	32
Tabla 13 Propiedades físicas de la pecana Mahan peruana.....	37
Tabla 14 Porcentaje de merma presentado de acuerdo a la compresión realizada.....	38
Tabla 15 Porcentaje de merma presentado a una compresión de 6 mm.....	40
Tabla 16 Propiedades para la selección del resorte	53
Tabla 17 Propiedades del resorte V10-025 ITAN	53
Tabla 18 Valores para diseño de leva	56
Tabla 19 Cálculo de los diámetros del eje de levas	70

ÍNDICE DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1.1 Pecana en etapa de maduración	1
Figura 1.2 Pecana madura	2
Figura 1.3 Vista frontal del pecano	3
Figura 1.4 Comparación de tamaños entre pecanas de variedad Mahan y Stuart	3
Figura 1.5 Pecana seccionada radialmente	4
Figura 1.6 Efectos del contenido de humedad en el volumen del embrión.....	7
Figura 1.7 Prueba de compresión en las tres direcciones principales de la pecana.....	9
Figura 1.8 Compresión longitudinal.....	12
Figura 1.9 Pecana al inicio de la compresión radial.....	13
Figura 1.10 DCL de la nuez en compresión por los rodillos sin ranuras	14
Figura 1.11 Pecana seccionada radialmente – Vista frontal.....	15
Figura 1.12 Pecana seccionada radialmente – Vista superior	15
Figura 1.13 Modelo simplificado del proceso de corte con el Círculo de Fuerzas de Ernst y Merchant.....	16
Figura 2.1 Diagrama de la metodología	19
Figura 2.2 Numeración de la muestra de pecanas	22
Figura 2.3 Medición radial y longitudinal de la pecana	22
Figura 2.4 Pecanas en una caja de 290x275x100 mm para hallar la densidad del empaquetado	23
Figura 2.5 Ensayo de compresión en la máquina MTS E42	24
Figura 2.6 Estructura de funciones.....	27
Figura 2.7 Algoritmo para el diseño de la etapa de rotura de cascarón de la pecana Mahan	34
Figura 3.1 Gráfico de la variación del largo, diámetro mínimo y máximo de la muestra de 20 pecanas Mahan	37

Figura 3.2 Elemento fabricado para la prueba de compresión para la máquina universal MTS E42 y estado de la pecana post-compresión	38
Figura 3.3 Porcentaje de merma presentado de acuerdo a la compresión realizada	39
Figura 3.4 Porcentaje de merma presentado a una compresión de 6 mm	40
Figura 3.5 Curva Fuerza – Deformación de la pecana	41
Figura 3.6 Desplazamiento de la plancha metálica superior	43
Figura 3.7 Distancia de compresión entre la pecana y la plancha metálica superior	43
Figura 3.8 Dispositivo para probar funcionamiento del concepto	44
Figura 3.9 Vista isométrica – Partes del mecanismo de compresión	45
Figura 3.10 Vista lateral	45
Figura 3.11 Distribución de tiempos y posición de la leva en ciclo de compresión	46
Figura 3.12 Sección de compresión.....	47
Figura 3.13 Ficha técnica del actuador lineal LZB3H de la marca SMC.....	49
Figura 3.14 Plano de detalle de la plancha metálica.	50
Figura 3.15 Ficha técnica del poste guía5-0414-1 de la marca DANLY IEM.....	51
Figura 3.16 Desplazamiento cicloidal de la plancha metálica según ángulo de rotación de la leva	55
Figura 3.17 Plano de detalle de la leva.....	56
Figura 3.18 Distancias principales en el contacto entre la leva y la plancha metálica.....	57
Figura 3.19 Diagrama de Cuerpo Libre DCL de la leva en el contacto con la plancha metálica	58
Figura 3.20 Fuerzas máximas obtenidas de los ensayos de compresión realizados a la pecana	59
Figura 3.21 Torque producido por la normal en la compresión	60
Figura 3.22 Torque producido por la fricción en la compresión.....	61
Figura 3.23 Torque requerido para el motor de compresión	61
Figura 3.24 Ficha técnica del motorreductor SK 1 SI 50 – IEC63 de la marca Nord.....	62
Figura 3.25 Esfuerzo resultante por el tipo del proceso de manufacturado	63
Figura 3.26 Factor material	64
Figura 3.27 Factor de confiabilidad.....	64

Figura 3.28 Factor por tipo de esfuerzo.....	64
Figura 3.29 Factor de tamaño.....	65
Figura 3.30 Factor de concentración de esfuerzos	66
Figura 3.31 DCL del eje de las levas.....	67
Figura 3.32 Diagrama de torques	67
Figura 3.33 Diagrama de fuerzas cortantes	68
Figura 3.34 Diagrama de momentos flectores.....	68
Figura 3.35 Plano de detalle del eje de levas.....	71
Figura 3.36 Ficha técnica de la chumacera UCP 202 y UCP 203 de la marca ASAHI	72
Figura 3.37 Ficha técnica del cangilón HD MAX 5x4 de la marca INSUMAS AGRO.....	73
Figura 3.38 Instalación de los tornillos elevadores EURO BOLT de la marca 4B GROUP	74
Figura 3.39 Ficha técnica de los tornillos elevadores EURO BOLT M6 de la marca 4B GROUP.....	74
Figura 3.40 Ficha técnica de la faja elevadora TEA 350/5 de la marca INSUMAS AGRO	75
Figura 3.41 Ficha técnica del rodillo plano de carga C4-R-14-09-1 de la marca Martin....	76
Figura 3.42 Ficha técnica de la polea de tambor CSD04014X15 de la marca Martin	77
Figura 3.43 Ficha técnica del buje MXT15 de la marca Martin	78
Figura 3.44 Ficha técnica del motorreductor SK 1 SI 31 – IEC63 de la marca Nord.....	81
Figura 3.45 Tolva	82
Figura 3.46 Rampa de expulsión.....	83
Figura 3.47 Ángulos L de la marca Aceros Arequipa.....	84
Figura 3.48 Ángulos T de la marca Aceros Arequipa Fuente: Catálogo de ángulos estructurales de la marca Aceros Arequipa	84
Figura 3.49 Ensamble final.....	85
Figura 3.50 Vista lateral de la máquina diseñada Fuente: Elaboración propia usando Autodesk Inventor Proffesional 2016.....	86
Figura 3.51 Sección de retención Fuente: Elaboración propia usando Autodesk Inventor Proffesional 2016.....	87

Figura 3.52 Sección de compresión..... 87

ÍNDICE DE ANEXOS

	Pág.
ANEXO 1: Registro de las medidas físicas tomadas de la muestra de 20 pecanas Mahan..	97
ANEXO 2: Plano de diseño del componente para los ensayos de compresión de la máquina universal MTS E42.....	98
ANEXO 3: Datos para diseño de leva.....	99
ANEXO 4: Mermas de la muestra de 20 pecanas a 6 mm de compresión.....	101

RESUMEN

La presente tesis se enfoca en el diseño de una máquina que se encarga de romper la cáscara de la pecana con el fin de facilitar el proceso de separación de la misma con el fruto comestible sin afectar más de un 25% la integridad del fruto interno. El diseño se basó en una metodología que comprende la evaluación de distintos conceptos de solución de acuerdo a factores como seguridad, manufacturabilidad y control sobre la compresión.

Se realizaron ensayos de laboratorio para caracterizar física y mecánicamente la muestra de 20 pecanas Mahan peruanas, encontrando que estas tienen un largo de 55.4 mm en promedio con una variación de 4.38 mm, mientras su diámetro máximo de 22.65 mm y mínimo 21.54 mm son más estables, variando solo 1.03 y 0.96 mm respectivamente. En cuanto a la caracterización mecánica, se comprobó que una compresión radial de 6 milímetros al diámetro de la pecana peruana es óptima para quebrar el cascarón lo suficiente para facilitar la apertura y separación del fruto interno, sin afectar más del 25% del mismo, obteniendo específicamente entre 22.6 y 16.0% de mermas.

El diseño final de la máquina propone una capacidad de 90 kg/h, requiere dos motorreductores de 120 W cada uno y abarca un espacio de 1.5 m de ancho, por 2.5 m de largo por 1.5 m de alto en su totalidad. Además, tiene 3 etapas distinguibles que son: El almacenamiento de las pecanas, la dosificación de un flujo controlado de pecanas y la rotura de la cáscara de las pecanas.

Palabras clave: Pecana Mahan, máquina para romper cáscara, merma

INTRODUCCIÓN

La pecana como producto de negocio es una inversión con un valor de retorno de largo plazo [1]. La primera cosecha económicamente productiva, se obtiene recién en el séptimo año con un promedio de entre 20 y 40 kilogramos por árbol y alcanza su máximo rendimiento entre los 15 y 25 años de haber sido plantado con producciones mayores a 30 kilogramos por árbol [2], [3].

Se estima que la etapa inicial para la producción de este fruto, considerando una adecuada preparación del terreno, genera un costo de 4369.00 USD por hectárea sin contar el costo de adquisición del terreno [4]. Esta inversión logra que los rendimientos productivos oscilen entre 4500 a 6000 kilogramos por hectárea frente a los 1000 a 2000 kilogramos por hectárea convencionales [5].

En Ica, región sureña y principal productor de pecanas del Perú, se han producido en promedio 3000 kilogramos de pecana por hectárea al año entre el 2012 y 2016. Se estima un 56.7% de los 370 productores nacionales de pecana, solo alcanzan a cubrir su inversión inicial y no logran obtener los beneficios económicos que tenían pensado este fruto les iba a traer [1].

Ante esta situación, una opción de mejora consiste en darle valor agregado al fruto comercializado. La forma de hacerlo es industrializar el producto y entregar una pecana pelada. Un kilo de pecana pelada completa se vende por el doble de una pecana con cáscara, llegando a costar hasta 60 soles. Sin embargo, en la actualidad, no se encuentra una máquina que produzca un descascarado tan limpio como el descascarado manual [5]. Los bajos rendimientos de las máquinas actuales producen únicamente una integridad del 75% del embrión, que es la parte comestible de la pecana; es decir, cerca del 25% se pierde como merma. A causa de ello, el valor comercial disminuye un 23% en comparación con un pelado manual [6], [7], [8], [9], [10], [11], [12], [13], [14].

En ese sentido, la presente tesis busca diseñar una máquina que cubra la etapa de rotura del cascarón de las pecanas que minimice las mermas, partiendo por seleccionar un

concepto de solución y la realización de ensayos de laboratorio que brinden parámetros físicos y mecánicos orientados a la disminución de mermas. En este punto se realizaron numerosas pruebas de compresión para encontrar la deformación exacta que la pecana debe sufrir para quebrar la cáscara lo suficiente para facilitar la separación del fruto, y que este no haya sido afectado más de un 25%. Posteriormente se presentan los cálculos con los cuales los componentes han sido diseñados o seleccionados de catálogos comerciales. Los planos de las partes y el ensamble son brindados junto a las especificaciones técnicas de los elementos estándar. De esta manera se pretende obtener una máquina más eficiente que genere mayor rentabilidad en este negocio agro productor.

Alcance

El alcance de la presente tesis abarca el diseño de una máquina que rompa la cáscara de las pecanas con una capacidad de procesamiento de 90 kg/h, haciendo uso cálculos analíticos y de herramientas de diseño en 3D para la elaboración de planos de la máquina. Así mismo, se contempla la ejecución de pruebas de laboratorio para corroborar las propiedades físicas y mecánicas de la pecana. No pertenece al alcance de la presente tesis la manufactura de la máquina que rompa la cáscara de las pecanas, cálculo general del presupuesto para su fabricación, montaje y puesta en marcha, ni el proceso de separación del fruto con la cáscara.

Antecedentes

Existen tres tipos de máquinas que rompen la cáscara de la pecana, unas se basan en el mecanismo de compresión radial, otras en la compresión longitudinal y otras en el corte. Las más utilizadas a nivel mundial son las máquinas de compresión radial debido a su alta capacidad de producción. Sin embargo, estas tienen todavía altos porcentajes de producción de merma, que alcanza aproximadamente un 27.17% [6], [7], [8], [9], [10], [11]

Por otro lado, las máquinas de corte, si bien no tienen una producción tan alta como las de tipo radial, tienen un menor porcentaje de merma, la cual se estima en 20%. Pese a ello aún no se han investigado formas de aumentar la capacidad de producción de dichas máquinas y de reducir aún más las mermas.

Además, en términos de investigaciones relacionadas a la pecana, para su caracterización física y mecánica, la investigación turca de Valentin Vladut en el 2015, detalla el proceso de toma de datos y la metodología aplicada para obtenerlos. Emplea la norma ASAE S368.4 orientada a la compresión de alimentos con forma cóncava. Los resultados de este ejercicio son dimensiones, fuerzas, energía y deformación en el punto de ruptura según la posición y contenido de humedad de la pecana. Estos datos fundamentales para el diseño de la máquina, deben ser corroborados con los frutos nacionales en una prueba local debido a las diferentes propiedades que se tienen en productos agrícolas entre países distintos [6].

Por otro lado, un estudio de la Universidad de Akdeniz, realizó una investigación para hallar la deformación de la pecana bajo cargas compresivas con fines netamente científicos. Para la obtención de los resultados realizaron la simulación con el método de la dinámica explícita, encontrando valores numéricos y visuales que permiten entender de manera gráfica los esfuerzos y deformaciones provocados por la magnitud de la carga y posición en la que se aplica. Este estudio optó por la compresión radial; sin embargo, puede realizarse sin ningún problema una simulación en posición longitudinal, radial o como se requiera [15], [11].

Justificación y motivación

La producción de pecanas en el Perú se da principalmente en el departamento de Ica, alcanzando 2300 toneladas al año. Se prevé que las áreas de producción de pecanas en Ica se triplicarán en los próximos cinco años debido a que varias compañías agroexportadoras están impulsando su cultivo en reemplazo del espárrago, cuyos rendimientos han caído en los

últimos años [16]. Desde entonces, Perú se presenta como uno de los principales países productores de cultivo de pecana en el mundo.

En el año 2016, el kilo de pecana con cáscara se comercializaba hasta en S/. 21.51/kg, el precio de venta promedio de la pecana pelada en trozos fue de S/. 48.35/kg y el de una pecana pelada entera fue de S/. 58.74/kg [1]. Sin embargo, cuando se comercializa la pecana pelada, solo se entrega el embrión completo o en trozos. En general, se necesita aproximadamente 1.8 kilos de pecana para obtener 1 kilo de la parte comestible. Si la pecana se comercializa íntegra puede obtener un 50% más en el precio de venta que si se comercializa en trozos. Por ese motivo, si se logra obtener una máquina que reduzca las pérdidas se pueden mejorar los ingresos de los productores, disminuyendo así esta importante brecha de ganancias.

Las ventajas de contar con un sistema mecanizado se basan principalmente en 3 puntos: La seguridad de los trabajadores, disminución de costos de producción y mayor capacidad y velocidad de procesamiento [17]. En primer lugar, la tensión repetitiva excesiva, producto de la rapidez con la que se tiene que descascarar para cubrir la cuota diaria de pecanas peladas, genera fatiga física y ergonómica, la cual se traduce en baja de ritmo de actividad, cansancio, movimientos lentos e inseguros, sensación de insatisfacción y disminución en rendimiento en cantidad y calidad en los productos [18], [19]. En segundo lugar, los costos de pelado manual que se manejan en Ica son de 0.8 PEN/kg, mientras que los costos de producción de las máquinas peladoras actuales se estiman en 0.01 PEN/kg considerando únicamente la energía eléctrica consumida para el proceso [20]. Es decir, se presenta un ahorro de 0.79 PEN por kilogramo de pecana procesada. Finalmente, respecto a la capacidad y velocidad de procesamiento, una persona con experiencia, puede lograr pelar hasta 1.5 kg/hr, mientras que las máquinas una capacidad de 90kg/hr en promedio [6], [7], [8], [9], [10], [11], [12], [13], [14]. Se necesitarían 60 personas para igualar la cuota producida para una máquina.

Por estos motivos, es de vital importancia poder contar con una máquina que pueda romper la cáscara de las pecanas que pueda incrementar la velocidad de producción frente al pelado manual, de una manera segura y eficiente, disminuyendo el porcentaje de mermas.

Objetivo general

Diseñar una máquina que rompa la cáscara de las pecanas Mahan con un porcentaje de merma menor al 25%.

Objetivos específicos

- Evaluar los diferentes diseños de máquinas existentes para la rotura de la cáscara de la pecana para la obtención de las mejores características técnicas a emplear en el nuevo diseño.
- Obtener parámetros de esfuerzos y deformación en el embrión de la pecana.
- Corroborar las propiedades mecánicas de la pecana en pruebas de laboratorio.
- Proponer el diseño final de la máquina.
- Realizar el diseño en 3D de la máquina.

CAPÍTULO I

MARCO TEÓRICO

1.1 Pecano

El pecano o *Carya illinoensis* es un árbol que inicialmente se usaba con fines ornamentales; sin embargo, en los últimos años al conocerse el valor nutricional de su fruto, la pecana, se ha convertido en una alternativa productiva con grandes perspectivas [2]. Este pertenece al género *Carya*, de la familia de las Juglandáceas [21]. Su nombramiento proviene de la palabra aborígen americana “Pacanae” que significa nuez tan dura, la cual requiere una roca para partirla [3]. El fruto es originario del centro y norte de México y el sureste de Estados Unidos. Este nogal, también es considerado como el más valioso para la producción de nueces en dicho subcontinente [21]. En Estados Unidos es el fruto seco nativo más importante y junto a México son de los países productores más importantes del mundo [22]. En la **Figura 1.1** se aprecia la pecana sin madurar, aún no apta para el consumo. Por otro lado, en la **Figura 1.2** se aprecia una pecana madura y lista para ser cosechada.



Figura 1.1 Pecana en etapa de maduración
Fuente: C. Fasiolo. Ciclo-Varietades [23]



Figura 1.2 Pecana madura
Fuente: C. Fasiolo. Ciclo-Variedades [23]

1.1.1 Características del pecano

Los árboles de este fruto son de gran tamaño pues de adultos alcanzan los 30 metros de altura, llegando algunos hasta los 55 metros de altura con 2 metros de diámetro en la base [21]. Estos árboles se caracterizan por poseer tronco recto; corteza castaña y lisa en los más jóvenes y en los de mayor edad, corteza escamosa y longitudinalmente agrietada con ramas extendidas y con una copa amplia y globosa [24].

El pecano es también longevo, rústico y con una gran capacidad de adaptación que le permite crecer tanto en suelos de buena calidad, como en suelos que la carecen [2]. Su longevidad puede llegar hasta los 100 años de edad y su producción alcanzar los 50 kilogramos de nueces por año por planta [21].

Sin embargo, esta planta no es un cultivo de producción inmediata, empieza a producir frutos a los 5 años de haber sido plantado, siendo su primera cosecha a los 7 años y alcanzando su máximo rendimiento entre los 15 y 25 años [2]. A continuación, en la **Figura 1.3** se muestra la vista frontal de un pecano joven.



Figura 1.3 Vista frontal del pecano
Fuente: M. Reyes. Pecano (*Carya illinoensis* Koch.) [3]

1.2 Variedad Mahan

En el Perú principalmente se cultivan dos variedades de pecanas: Stuart y Mahan. La primera se caracteriza por ser una nuez pequeña cuyo fruto comestible solo ocupa el 48% del volumen total. Un kilogramo de esta variedad consta de 120 pecanas [25]. Además, las formas que poseen no son uniformes debido a que varían el largo y ancho entre pares.

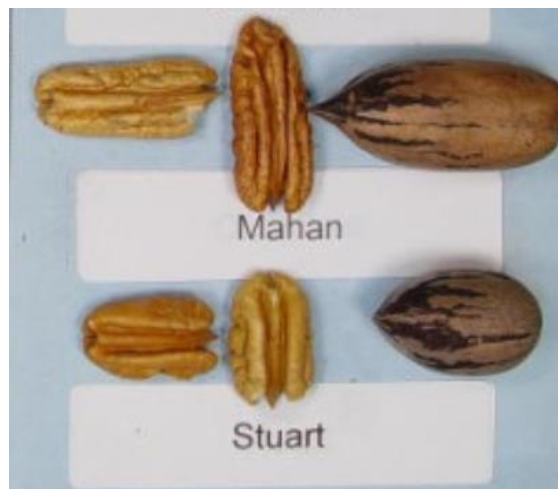


Figura 1.4 Comparación de tamaños entre pecanas de variedad Mahan y Stuart
Fuente: College of Agricultural and Environmental Sciences. Alphabetical Cultivar List [25]

Por otro lado, la pecana Mahan es un fruto de alta calidad puesto que su fruto interno es de mayor tamaño en proporción al volumen total alcanzando ocupar hasta el 53% del

mismo [26]. También es una nuez de mayor tamaño, como se puede apreciar en la **Figura 1.4**. Un kilogramo de esta variedad ronda la cantidad de 100 pecanas. Su forma es estable debido a que esta variedad presenta un diámetro consistente entre todos sus pares; sin embargo, el largo si diverge de los demás [27]. Para el presente proyecto se contempla el uso de la variedad Mahan como elemento de entrada ya que es un fruto de mayor calidad por ser un fruto de mayor tamaño y un diámetro consistente. Adicionalmente, es la variedad que la mayoría de agro productores iqueños de pecana poseen.

1.2 Propiedades físicas

La pecana es un fruto de forma y geometría cilíndrica irregular que se compone de un embrión, el cual es la parte comestible; un endocarpio liso y delgado; y un epicarpio y mesocarpio carnosos. los cuales se abren a la madurez formando cuatro valvas longitudinales [2]. El embrión es lo que se desea extraer para consumo humano. El fruto es dividido longitudinalmente en dos y rodeado por el material envolvente en el interior de la cáscara de la pecana [15]. A continuación, en la **Figura 1.5** se muestra el fruto interno o embrión, la cáscara y el endocarpio o material envolvente de la pecana.

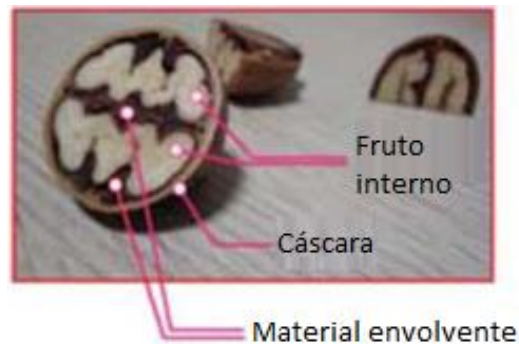


Figura 1.5 Pecana seccionada radialmente

Fuente: H. Kursat. Explicit dynamics simulation of Pecan fruit deformation under compressive loading [15]

La nuez es de forma oblonga, lisa y de cáscara delgada y puntiaguda en sus extremos longitudinales. Dentro de ella, se encuentra la semilla de un embrión grande con dos cotiledones separados por una fina lámina extendida desde la cara interior del endocarpio [3].

La cáscara, encargada de proteger al embrión de los insectos, de la decoloración, de magullarse y del moho [28], tiene entre 3 y 4 mm de grosor, estructura, valvada, angulada, con suturas aladas, dehiscente, con la nuez no comprimida ni angulada, lisa y de color oscura con manchas negras a su alrededor [24]. La cáscara, cuando aún la pecana se encuentra en el árbol y aun no madura, es verde y carnosa. Está compuesta de brácteas y tejido del ovario del mesocarpio que envuelve al fruto hasta la madurez [3].

Como punto de referencia para la caracterización física de la pecana se toma el centroide del cuerpo. A partir de ahí, el eje que coincide con la línea seccional con la cual el material envolvente divide al embrión representa la dirección de sutura. El eje que recorre el lado más largo de la pecana representa la dirección longitudinal. Finalmente, el eje perpendicular al plano que forma los ejes longitudinales y de sutura, es el eje transversal. Por lo tanto, los ejes principales de la pecana son la longitudinal, transversal y de sutura [15].

Como se muestra en la Tabla 1., la dirección longitudinal, representada en el eje x, mide la distancia más larga de la pecana. La dirección de sutura, representada en el eje z, es la proyección de donde descansa el fruto dentro del cascaron de la pecana. Por último, la dirección transversal se ubica perpendicularmente de la dirección de sutura en el eje y [29]. Los datos presentados a continuación son rescatados de una investigación turca y son referenciales para el diseño del mecanismo.

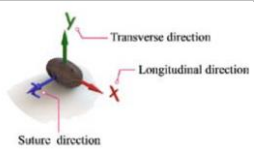
Propiedad		Dirección	Unidades	Medidas físicas
Dimensiones		Longitudinal	[mm]	42.99±3.12
		Transversal		23.03±2.02
		De sutura		23.31±1.63
Diámetro medio	$(xyz)^{1/3}$		[mm]	28.43±1.48
Esfericidad	$(xyz)^{1/3} \times 100 \times x^{-1}$		[%]	66.25±2.63
Grosor de cáscara			[mm]	1.2±0.37
Densidad	Cáscara		$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	1.100
	Embrión			1.150
	Envolvente			330

Tabla 1 Propiedades físicas de la pecana

Fuente: H. Kursat. Explicit dynamics simulation of Pecan fruit deformation under compressive loading [15]

1.3 Propiedades mecánicas

Propiedades como densidad aparente, densidad de la partícula, relación del nivel de humedad, compresibilidad, coeficientes de cohesión, coeficientes de fricción, flotabilidad, esfuerzos de rotura, esfuerzos de corte, entre otros, son considerados para el diseño de un apropiado equipamiento para el proceso íntegro de industrialización de la pecana [30].

Para el diseño mecánico de un mecanismo de extracción del embrión de la pecana se deben analizar las propiedades que intervienen con el fin de desarrollar nuevas tecnologías que lo realicen de una manera más eficiente [29]. Por ello es necesario determinar las reacciones de la pecana sometida a diferentes condiciones de carga [6]. A continuación, se presentan las fuerzas promedio para alcanzar la rotura y el punto de fluencia, deformación, energía para romper la cáscara y llegar al punto de fluencia a lo largo de un rango de niveles de humedad y posiciones de carga [31]. Cabe destacar que al igual que las propiedades físicas, las propiedades mecánicas de la pecana presentadas son rescatadas de una tesis turca para ser posteriormente corroboradas con pruebas de laboratorio propias.

1.3.1 Humedad

En general, los frutos secos, inmediatamente luego de ser cosechados, poseen un nivel de humedad no recomendable para la etapa de crackeado. Como se aprecia a la derecha de la Figura 1.66, cuando el nivel de humedad de la pecana es alto, mayor a 20.0% w.b., el embrión y la cáscara aún se encuentran unidos, lo contrario pasa cuando tiene un bajo nivel de humedad, como se expone en la pecana de la izquierda. Debido a ello, previo al momento de extracción, la pecana debe pasar por un proceso de secado con el fin de reducir su humedad a un nivel deseado [32].



Figura 1.6 Efectos del contenido de humedad en el volumen del embrión
Fuente: K. Koch. Nogal Pecanero [33]

Además, cuando hay un alto nivel de humedad, la deformación en la ruptura y el punto de fluencia aumentan progresivamente. Este fenómeno se atribuye a que, a niveles de humedad altos, la cáscara de la pecana se suaviza y tiende a volverse más dúctil frente a una carga de compresión y de allí transmite mayor energía a la cáscara de la pecana que al encontrarse junto al fruto pueden ocasionarle daños internos [6].

Por lo tanto, para una máxima eficiencia de extracción, el nivel de humedad de la pecana debe ser primero reducido y luego ingresado al mecanismo. El proceso de secado también contribuye a la reducción de energía necesaria para llevar a cabo la extracción [6]. Finalmente, se recomienda un nivel de humedad de entre 1.5 y 6.5% w.b. [29]. A continuación, en la Tabla 2, se muestra los cambios de la fuerza, energía y deformación de la pecana en los puntos de ruptura y fluencia respectivamente, según su contenido de humedad.

Contenido de humedad % (w.b)	Fuerza (N)		Energía (J)		Deformación (mm)	
	Fuerza de ruptura	Fuerza de fluencia	En punto de ruptura	En punto de fluencia	En punto de ruptura	En punto de fluencia
05.23	91.762	49.369	0.219	0.138	1.659	0.897
10.36	45.750	29.038	0.245	0.163	1.836	1.075
15.75	60.994	36.968	0.275	0.182	1.952	1.194
20.08	65.634	38.084	0.314	0.208	2.176	1.254
25.42	75.156	44.116	0.337	0.225	2.295	1.374

Tabla 2 Efectos del contenido de humedad en la fuerza, energía y deformación de la pecana
Fuente: V. Vladut. Determination of Some Engineering Properties of Pecan (*Carya illinoensis*) for New Design of Cracking System [6]

1.3.2 Posición de carga

La pecana tiene tres posiciones críticas de compresión, las cuales coinciden con sus ejes principales. Estas son la posición longitudinal, la cual comprime los extremos de los lados más distanciados de la pecana; la posición de sutura, la cual coincide con el plano en donde el embrión es dividido en a la mitad; y el plano transversal, que es perpendicular al plano de sutura [15]. A continuación, en la Tabla 3 se muestra los cambios de la fuerza, energía y deformación de la pecana en los puntos de ruptura y fluencia respectivamente, según su posición de compresión.

Posición de compresión	Fuerza (N)		Energía (J)		Deformación (mm)	
	Fuerza de ruptura	Fuerza de fluencia	En punto de ruptura	En punto de fluencia	En punto de ruptura	En punto de fluencia
Longitudinal	86.876	48.819	0.343	0.243	1.796	0.973
Transversal	57.586	34.186	0.249	0.157	2.089	1.262
De sutura	56.116	33.140	0.257	0.150	2.065	1.242

Tabla 3 Efectos de la posición de compresión en la fuerza, energía y deformación de la pecana
Fuente: V. Vladut. Determination of Some Engineering Properties of Pecan (*Carya illinoensis*) for New Design of Cracking System [6]

1.3.3 Fuerza de fluencia y de rotura

Como se muestra en la Figura 1.77, para la adquisición de datos de fuerza, la pecana es comprimida tres direcciones principales en una máquina de compresión universal, siguiendo el estándar de compresión ASAE [15]. El uso de un procedimiento especial para las pruebas en alimentos se debe a que estos se caracterizan por tener marcadas diferencias en sus propiedades mecánicas. De hecho, la variabilidad entre estas es enorme y es de gran importancia para el uso de los alimentos como productos y para la tecnología en la industria agrícola [34]. La norma ASAE S368.4W se usa para la compresión de alimentos con forma cóncava, la cual determina una velocidad constante de compresión de entre 2.5 a 30 mm/min [35].



Figura 1.7 Prueba de compresión en las tres direcciones principales de la pecana

Fuente: V. Vladut. Determination of Some Engineering Properties of Pecan (*Carya illinoensis*) for New Design of Cracking System [6]

La energía que se necesita para comprimir la pecana puede ser reducida si esta posee un bajo contenido de humedad. Además, la dirección de compresión con los valores más altos de fuerza y energía son en la posición longitudinal, mientras que la de sutura es la menor [6]. En la **Tabla 4**, se puede apreciar la variación de las fuerzas, energía y deformación que afectan a la pecana de acuerdo al contenido de humedad que poseen y la posición en la que estas han sido comprimidas.

Contenido de humedad % (w.b)	Posición de compresión	Fuerza (N)		Energía (J)		Deformación (mm)	
		Fuerza de ruptura	Fuerza de fluencia	En punto de ruptura	En punto de fluencia	En punto de ruptura	En punto de fluencia
5.23	Longitudinal	112.32	62.099	0.275	0.190	1.524	0.765
	Transversal	82.872	43.321	0.197	0.113	1.737	0.972
	De sutura	80.093	42.688	0.184	0.111	1.715	0.955
10.36	Longitudinal	62.161	34.656	0.303	0.227	1.576	0.811
	Transversal	38.176	26.413	0.218	0.136	1.983	1.220
	De sutura	36.914	26.045	0.213	0.127	1.950	1.193
15.78	Longitudinal	74.657	41.935	0.347	0.240	1.720	0.966
	Transversal	47.244	29.099	0.246	0.156	2.085	1.326
	De sutura	46.080	27.871	0.231	0.151	2.050	1.289
20.08	Longitudinal	86.519	48.642	0.379	0.265	2.010	1.090
	Transversal	55.650	33.440	0.284	0.183	2.267	1.340
	De sutura	54.734	32.170	0.278	0.177	2.250	1.333
25.42	Longitudinal	98.723	56.760	0.412	0.294	2.152	1.233
	Transversal	63.988	38.657	0.301	0.197	2.374	1.450
	De sutura	62.758	36.926	0.298	0.185	2.360	1.440

Tabla 4 Efectos de la humedad y posición de compresión en la fuerza, energía y deformación de la pecana

Fuente: V. Vladut. Determination of Some Engineering Properties of Pecan (*Carya illinoensis*) for New Design of Cracking System [6]

1.3.4 Coeficiente de fricción

El coeficiente de fricción es la relación entre la fuerza de resistencia u oposición al movimiento y la fuerza que ejerce un cuerpo en contacto con otro. Por un lado, el coeficiente de fricción estático corresponde a la fuerza de oposición al movimiento de un cuerpo con velocidad inicial cero; mientras que el coeficiente de fricción dinámico corresponde a un cuerpo que ya se encuentra con una velocidad inicial mayor a cero [36]. El efecto del contenido de humedad en el coeficiente de fricción estático y dinámico en la pecana sobre la superficie de texturas de madera contrachapada, acero templado y acero galvanizado son mostrados en la **Tabla 5** y **Tabla 6** respectivamente.

Coeficiente de fricción estático	Contenido de Humedad % (w.b.)				
	5.23	10.36	15.78	20.08	25.42
Madera contrachapada	0.322±0.004	0.368±0.005	0.383±0.003	0.437±0.005	0.461±0.007
Acero templado	0.301±0.009	0.337±0.010	0.364±0.008	0.400±0.007	0.450±0.003
Acero galvanizado	0.298±0.028	0.310±0.029	0.331±0.025	0.373±0.020	0.403±0.016

Tabla 5 Coeficiente de fricción estático de la pecana según contenido de humedad y superficie de contacto
Fuente: V. Vladut. Determination of Some Engineering Properties of Pecan (*Carya illinoensis*) for New Design of Cracking System [6]

Coeficiente de fricción dinámico	Contenido de Humedad % (w.b.)				
	5.23	10.36	15.78	20.08	25.42
Madera contrachapada	0.307±0.011	0.344±0.020	0.368±0.020	0.416±0.025	0.433±0.030
Acero templado	0.286±0.090	0.303±0.042	0.324±0.040	0.381±0.060	0.401±0.030
Acero galvanizado	0.262±0.046	0.286±0.034	0.301±0.051	0.357±0.065	0.389±0.035

Tabla 6 Coeficiente de fricción dinámico de la pecana según contenido de humedad y material de contacto
Fuente: V. Vladut. Determination of Some Engineering Properties of Pecan (*Carya illinoensis*) for New Design of Cracking System [6]

Para cualquier contenido de humedad, el coeficiente de fricción estática es mayor al dinámico. Además, los coeficientes de fricción estático y dinámico incrementan linealmente a medida que el contenido de humedad aumenta en las tres superficies de contacto [6].

1.4 Capacidad requerida por el agro productor peruano de pecanas

La época de rajado de cáscara dura en el Perú es usualmente desde fines de marzo hasta mediados de la quincena de abril. El desarrollo del embrión está completo y las nueces empiezan a caer al piso en este periodo, entre 3 o 4 semanas alcanzada su madurez [2]. Lo ideal es recoger la nuez ni bien el ruezno se haya aperturado; sin embargo, esta puede colectarse hasta 1 semana del suelo [37]. En la Tabla 7, se aprecian los datos que permitirán hallar la capacidad del mecanismo.

Referencia	Dato	Valor	Unidad
[38]	Cosecha productor promedio	7.5	Tn
[39]	kg de pecana por árbol	30	kg/árbol
[30]	Árbol por hectárea	160	árbol/hectárea

Tabla 7 Información para el requerimiento de producción de la máquina

Fuente: Elaboración propia en base a [38], [39], [30]

Con estas relaciones, se puede estimar que un productor promedio de pecana de la región Ica posee 1.56 hectáreas de cultivo y, por lo tanto, en su mayoría son pertenecientes al segmento de pequeños productores. Además, el rendimiento por hectárea resulta de 3 toneladas de pecana [5]. Ahora, considerando un período de 7 días de operación de la máquina a diseñar a 12 horas de operación por día para un productor de volumen promedio de pecanas de la región Ica, resulta un requerimiento de producción de la máquina 55.8 kg/h [2].

1.5 Tipos de mecanismos convencionales para romper la cáscara

Usualmente, en las zonas rurales de Ica, los productores de pecana que desean vender su producto pelado, lo hacen de forma manual o diseñan artesanalmente unas máquinas para que lo hagan. En el primer caso, golpean con una roca la parte lateral del fruto, mientras descansa longitudinalmente sobre una base hasta que la cáscara se rompa [40]. En el segundo caso, las máquinas compresoras de pecana artesanales logran cumplir su objetivo; sin embargo, presentan inconvenientes tales como rápido desgaste de material, alta proporción de rotura de embrión y bajo desempeño, debido a que ningún proceso de diseño previo a la fabricación fue considerado [41]. A continuación, se expondrán los tres mecanismos que las

máquinas que rompen la cáscara de las pecanas usan industrialmente en la actualidad. Pero antes, en la Tabla 8, se resume el porcentaje de merma promedio generado según el tipo de mecanismo empleado.

Mecanismo	Porcentaje de merma
Compresión radial	27.17%
Corte	20.00%
Compresión Longitudinal	30.00%

Tabla 8 Integridad del embrión según cada tipo de mecanismo
Fuente: Elaboración propia en base a [7] [12] [8] [9] [42] [43] [10]

1.5.1 Compresión longitudinal

En primer lugar, el crackeado de la pecana se logra mediante la compresión longitudinal del fruto. La Electric Kinetic Cracker es una máquina crackeadora de pecanas de uso doméstico que usa este tipo de mecanismo.

El funcionamiento de este mecanismo, como se aprecia en la **Figura 1.8** se basa en el impacto en la dirección del eje longitudinal de una carga impulsada por la fuerza de restitución de un resorte que luego de extenderse, vuelve a comprimirse debido a la traslación que produce la rotación del motor eléctrico entre los soportes laterales de la carga. Posteriormente se estira cuando llega al tope, donde ya no hay donde soportarse, y el ciclo comienza de nuevo. Esto ocurre dentro de una base de plástico en donde las pecanas deben ser ingresadas una a una [14].

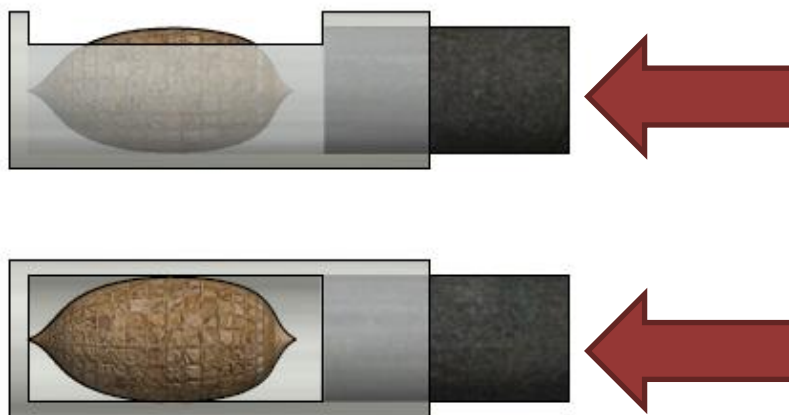


Figura 1.8 Compresión longitudinal
Fuente: Elaboración propia [14]

1.5.2 Compresión radial

En segundo lugar, la extracción del embrión se lleva a cabo por medio de la compresión radial del fruto. Este mecanismo es el único de los 3 que es apto para manejar volúmenes industriales de este fruto. Su función se basa principalmente a reducir el diámetro de la pecana hasta que esta ceda y se rompa. Generalmente este método se realiza por medio de la compresión con rodillos. Este mecanismo se compone por una tolva en donde ingresan las pecanas y los rodillos. El rodillo puede presentar rugosidad o aberturas para asegurarse que este no se trabe en la parte superior. Además, uno de los dos rodillos es conectado directamente al motor o a una caja reductora, mientras que el otro se encuentra libre. La separación de ambos debe ser no mayor al diámetro promedio de las pecanas que entrarán al proceso [9].

La Figura 1.99 muestra el ingreso del fruto al sistema de rodillos previo a la rotura. Las aberturas en los rodillos con ranuras poseen forma circular para garantizar su crackeado. Estas se caracterizan por su profundidad p y su diámetro d . El ángulo γ , se obtiene con los datos anteriores y el diámetro de los rodillos mediante una relación trigonométrica. Cabe destacar, que este ángulo influye directamente en el ingreso de las pecanas. El ángulo β se produce entre el contacto de la ranura y la pecana. El ángulo α , se forma en el contacto de los rodillos y la pecana. Se debe cumplir que, como mínimo, α y β sean complementarios para que el fruto ingrese al proceso [9].

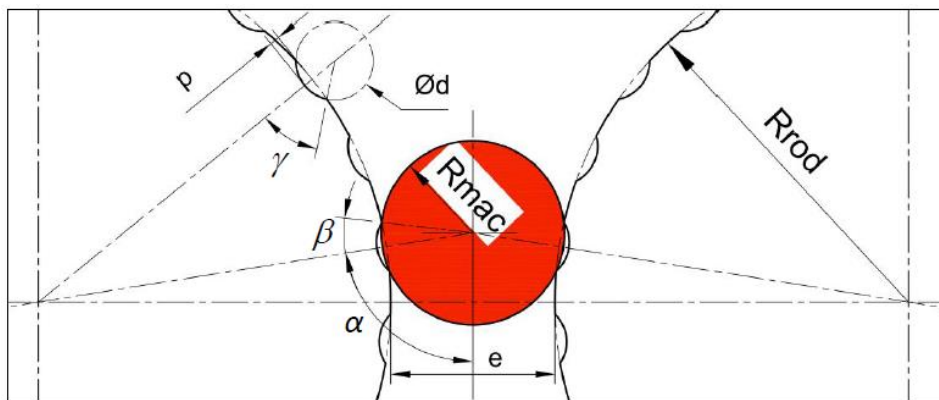


Figura 1.9 Pecana al inicio de la compresión radial

Fuente: D. Rojas. Diseño de una máquina para extraer frutos de nuez de macadamia con capacidad de 100 kg/día [9]

En caso se requiera un mecanismo más económico se puede optar por un rodillo sin ranuras. Como consecuencia, los ángulos β y γ se despejan. En la **Figura 1.10** se presenta el DCL de la nuez sujeta a compresión por los rodillos lisos. Como se aprecia, las fuerzas verticales F_f o fuerzas de fricción, deben ser mayores o iguales que la sumatoria de fuerzas de la fuerza normal F_N para que el fruto se desplace hacia abajo. Por lo tanto, para lograr el arrastre se debe cumplir que el coeficiente de fricción μ entre los rodillos y la nuez sea mayor o igual que $\cot \alpha$ [9].

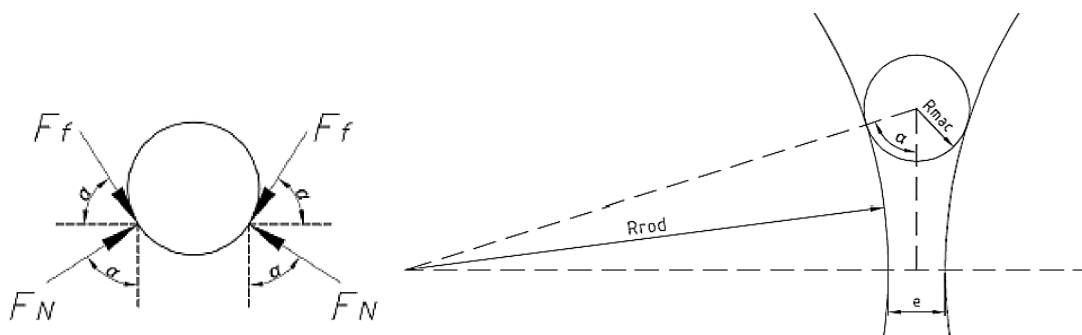


Figura 1.10 DCL de la nuez en compresión por los rodillos sin ranuras

Fuente: D. Rojas. Diseño de una máquina para extraer frutos de nuez de macadamia con capacidad de 100 kg/día [9]

1.5.3 Corte

En tercer lugar, el mecanismo consiste en cortar transversalmente la cáscara de la pecana. Esto se logra mediante una sierra que corta la cáscara de la pecana a la mitad haciendo que la separación manual del fruto y la cáscara sea rápida y sencilla. En este mecanismo el fruto debe ser sostenido de ambos lados con una determinada presión para que este no se mueva al momento del corte [12]. Un ejemplo de este mecanismo se presenta a continuación en la **Figura 1.11** y **Figura 1.12**.

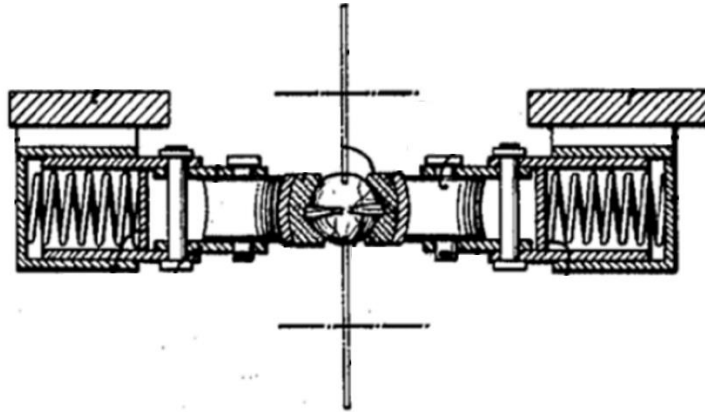


Figura 1.11 Pecana seccionada radialmente – Vista frontal
Fuente: E. Colby Ralph. Walnut cutting machine [44]

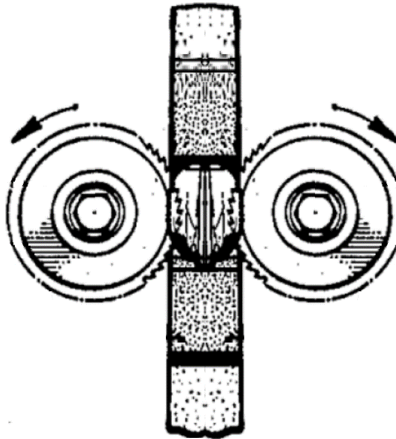


Figura 1.12 Pecana seccionada radialmente – Vista superior
Fuente: E. Colby Ralph. Walnut cutting machine [44]

El proceso de cortado por sierras se sustenta en la teoría de fuerzas en el círculo de Ernst y Merchant mostrado en la **Figura 1.13**. Esta dice que asumiendo la fuerza de corte F_C actuando en el centro del lado cortado, habrá equilibrio de fuerzas relacionadas con la dirección del movimiento inicial en un diente [13].

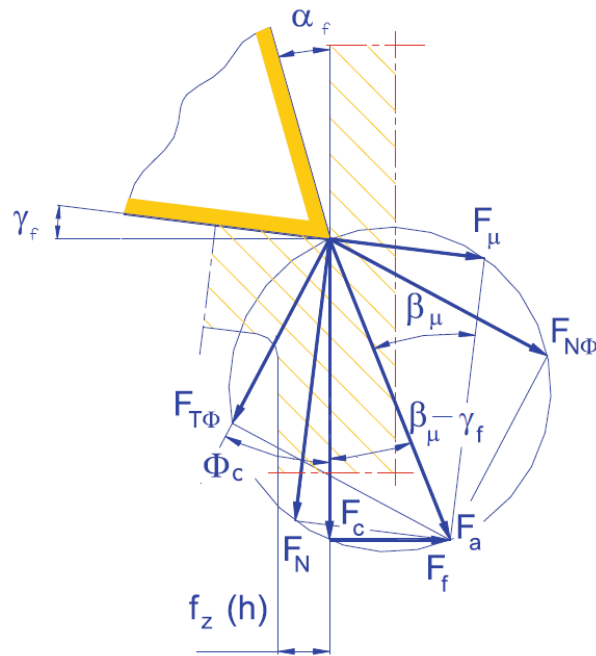


Figura 1.13 Modelo simplificado del proceso de corte con el Círculo de Fuerzas de Ernst y Merchant
Fuente: H. Grotte. Springer handbook of mechanical engineering [13]

El diagrama DCL mostrado presenta las fuerzas de reacción en la superficie del material cortado en donde F_a es la fuerza activa, que es la resultante de F_C que es la fuerza de corte y F_f que es la fuerza de empuje del material; F_μ que es la fuerza de fricción; F_N que es la fuerza normal, perpendicular a la fuerza que ejerce el diente en el material; $F_{T\Phi}$ que es la fuerza requerida para cortar el material en el plano de corte; $F_{N\Phi}$ que es la fuerza normal en el plano de corte; α_f que es el ángulo proyectado entre el diente y la superficie del material cortado; Φ_c que es el ángulo de corte; γ_f que es el ángulo entre la proyección del diente y el lado perpendicular a la superficie del material; y finalmente, β_μ que es el ángulo de fricción [45].

1.5.4 Máquinas comerciales

El costo de adquisición, la producción que pueden rendir, el costo de hora que implica su uso y el porcentaje de embrión entero que genera la máquina son medidas que se deben tener como referencia para verificar la competitividad del diseño propuesto. A continuación,

en la **Tabla 9** se presentan las máquinas convencionales que actualmente son comercializadas en el mercado. Cabe destacar que los datos como la capacidad, el costo del equipo y el porcentaje de fruto entero generado de los presentes modelos comerciales fueron recogidos de páginas online de venta de productos o de sus mismas páginas web de las respectivas compañías. Además, el costo de operación fue hallado mediante la potencia que usan los equipos para su operación y el costo de la energía eléctrica en el Perú que en el momento del estudio representa 0.077 USD/kWh [20].

Compañía	Modelo	Capacidad (Kg/hr)	CAPEX (USD)	OPEX (USD/hr)	%
Thomson Industries Inc	The Thomson Cracker	60	6500.00		-
Pearce Brothers	Pecan Cracker Machine	90	5460.00		-
Zhengzhou Taizy Trading Co.	TZ	150	2000.00	0.17	-
Nut meat extractor	Pecan Nut Buster Small	180	3995.00		-
Hydroengineering ES	Optima 2M	180	10640.00		25
Zhengzhou Taizy Trading Co.	HTPC-3	240	5000.00	0.06	27.5
Zhengzhou Shuliy Machinery	SLWS-300	300	3000.00	0.17	50
Henan Gelgoog Commercial Co.	GGHT-1	300	1500.00	0.12	30
Zhengzhou Shuliy Machinery Co.	SL-300	300	1000.00	0.17	-
Zhengzhou BAT Machinery Co.	BAT-HPJ-300	300	4000.00	0.06	40
Zhengzhou Delta Machinery Co.	DLT-WBK-300	300	4200.00	0.06	-
Zhengzhou Oweei Machinery Co.	OWT-1	300	1900.00	0.12	25
Zhengzhou Pasen Machinery Co.	PSHT350	300	4000.00	0.06	25
Corey L. Walker	760 C	320	2195.00	-	-

Tabla 9 Máquinas comerciales que crackean pecanas
Fuente: Elaboración propia en base a catálogos de equipos comerciales

Por consiguiente, la máquina promedio que se encarga de la etapa inicial del proceso de extracción de la pecana tiene un estimado de 1.42 ± 0.66 kW de potencia, un costo de 4092 ± 2550 USD de costo de adquisición, un porcentaje de merma de 32.35 ± 6.7 % y un costo de operación de 0.1 ± 0.05 USD/hr de uso.

1.6 Selección de muestra representativa

Para los ensayos de laboratorio en el que se corroboraran las propiedades físicas y mecánicas se necesita una muestra representativa del fruto. La norma ISO 2859 dicta que las unidades para la muestra deben extraerse de forma aleatoria del lote por azar [46]. Se define como lote a una cantidad definida de un alimento producida en situaciones sustancialmente iguales [47]. Y por su lado, el muestreo es una herramienta que tiene como objetivo determinar que porción de un conjunto de elementos que comparten ciertas características, debe examinarse para ofrecer una información que adopte una inferencia y/o descripción relativa de dicha población [48]. Este ejercicio es fundamental debido a:

- Generalmente el tamaño de la población es desmesuradamente alto
- Los recursos materiales y de tiempo son limitados para analizar toda la población
- Los ensayos de la presente tesis son destructivos al fruto

CAPÍTULO II

METODOLOGÍA

En el presente capítulo, se explicará la metodología usada para obtener el diseño final de la máquina. El proceso consiste en las etapas del diagrama que se muestra a continuación:

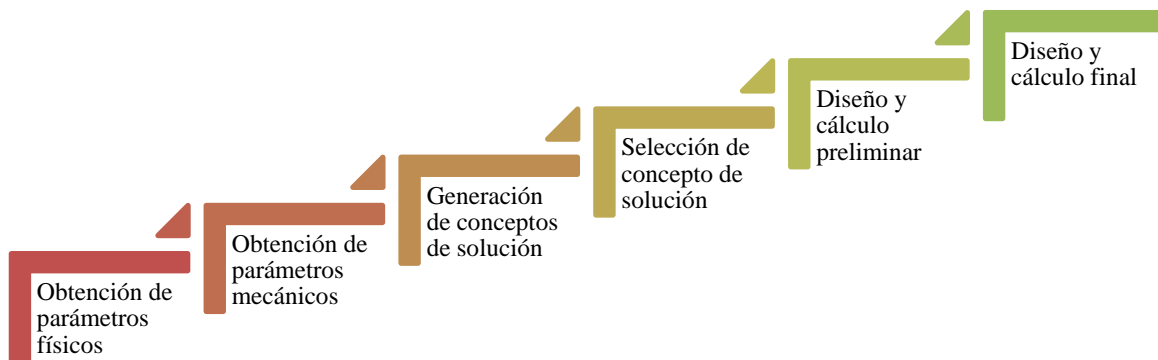


Figura 2.1 Diagrama de la metodología
Fuente: Elaboración propia

Las etapas de obtención de parámetros tanto físicos como mecánicos involucran estudiar una muestra de las pecanas que se procesarán en la máquina. En el presente estudio se optó por un lote de 1 kg comercial el cual corresponde una muestra representativa de 20 pecanas Mahan. La etapa de obtención de parámetros físicos consiste en tomar mediciones externas e internas del fruto usando como instrumento el Vernier. Para la etapa de obtención de parámetros mecánicos se tuvo que utilizar la máquina universal MTS Exceed Model E42 de propiedad de la universidad para obtener datos del material como: Deformación, fuerza y porcentaje de merma presentado a determinada compresión.

Luego, la etapa de generación de conceptos identifica las funciones que debe cumplir la máquina y a su vez, brinda distintas soluciones que la cumplen. Posteriormente, la selección del concepto analiza a detalle y evalúa las soluciones usando diversos criterios de diseño.

Una vez seleccionado el concepto a emplear, se realizó un cálculo y diseño preliminar para hallar la producción y tiempos en los que se debe lograr el ciclo de compresión. De

acuerdo a la velocidad de rotación hallada, la deformación en la que las mermas no pasan el límite del 25% y la curva fuerza-contracción obtenida en los ensayos mecánicos se obtiene el perfil de la leva y a su vez, el torque requerido que el motorreductor ejerza para vencer las resistencias que se presenten. Seguidamente, se selecciona un motorreductor comercial, se diseña el eje, se selecciona las chumaceras que le darán soporte y demás elementos complementarios que componen el mecanismo de rotura de cascarón. De igual forma se seleccionan y diseñan las partes pertinentes para el desarrollo de la máquina en su totalidad. Finalmente, se muestra un modelo 3D del diseño de la máquina propuesta.

2.1 Obtención de parámetros de propiedades físicas y mecánicas

A pesar de ya contar con información de estudios que realizaron ensayos y obtuvieron resultados de estos parámetros, estos fueron de pecanas de orígenes foráneos. Es muy común que las propiedades y composición de materiales orgánicos varíen entre distintas partes del mundo. Por lo tanto, es recomendable realizar la prueba con frutos nacionales para tener una mayor precisión en el modelado virtual del fruto. Las mediciones de esta sección fueron realizadas en el Laboratorio 402 de la universidad UTEC.

Con respecto a los ensayos de compresión para hallar la deformación óptima que rompa la cáscara lo suficiente y dañe menos del 25% del fruto interno, se realizarán pruebas de compresión a distintos valores. Es decir, se someterá la pecana a distintas deformaciones de compresión hasta hallar un valor en que se cumplan estos objetivos. Luego, para comprobar la validez de este valor y garantizar que se cumplirá para todas las pecanas, se realizará la misma compresión para la muestra de pecanas.

2.1.1 Selección de la muestra representativa

Para la selección de la muestra representativa, se empieza adquiriendo un kilo de pecana comercial. Las pecanas que conforman este kilo apropiado comparten condiciones de sembrado y cosecha esencialmente iguales, por lo tanto, representan el lote. Un kilogramo

de pecanas se compone de 100 pecanas, por consiguiente, la población registrada es de 100. Ahora, con estos datos se procede a seleccionar el tamaño de muestra recomendado.

Tamaño de población		Tamaño de muestra
De	A	
1	8	Todos
9	50	8
51	90	13
91	150	20
151	280	32
281	400	50
401	500	60
501	1200	80
1201	3200	125
3201	10000	200
10001	350000	315
35001	150000	500
150001	500000	800
>5000000		1250

Tabla 10 Tamaño de muestra de acuerdo al tamaño de población del lote
Fuente: Procedimientos de muestreo para inspección por atributos [46]

Según la norma de muestreo ISO 2859 el tamaño de la muestra de acuerdo a la cantidad de pecanas que conforman un kilo de estas (100 pecanas) requiere una cantidad de 20 pecanas.

2.1.2 Caracterización física

La finalidad de esta prueba es conocer las características físicas de la pecana peruana. Se desea obtener la longitud del largo, diámetro máximo y mínimo de la pecana, y la masa total.



Figura 2.2 Numeración de la muestra de pecanas
Fuente: Elaboración propia

En primer lugar, se procedió a extraer la muestra de 20 pecanas. Luego, como se muestra en la **Figura 2.2**, se enumeró cada una de ellas con el fin de poder identificarlas cuando se realicen las mediciones. Para la caracterización física de la pecana se usó el Vernier analógico marca Truper y una balanza electrónica.

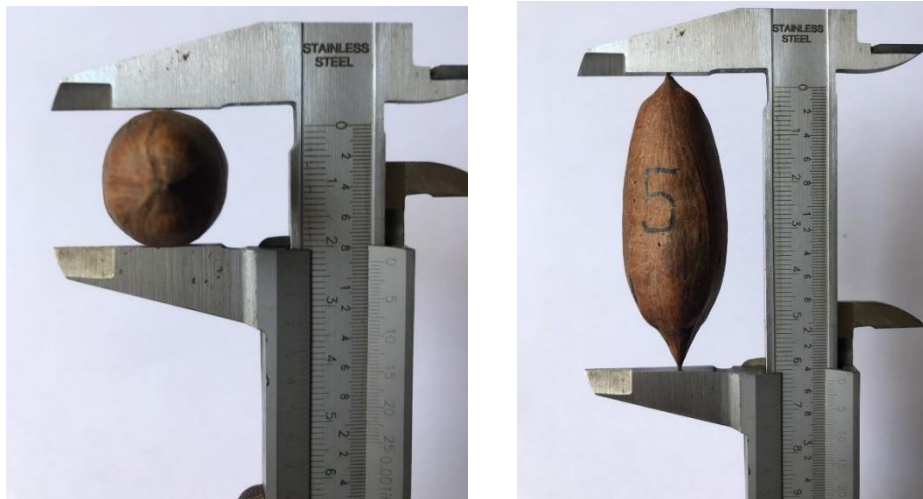


Figura 2.3 Medición radial y longitudinal de la pecana
Fuente: Elaboración propia

Adicionalmente, para hallar la densidad de empaquetado, se llenó una caja de 290x275x100 mm con pecanas hasta su tope. Esta propiedad expresa la cantidad de elementos que ocupan un medio físico considerando los vacíos que evitan la superposición de estas. La cantidad de pecanas dividido entre el volumen de la caja, resulta la densidad del empaquetado de la pecana.



Figura 2.4 Pecanas en una caja de 290x275x100 mm para hallar la densidad del empaquetado
Fuente: Elaboración propia

2.1.3 Propiedades mecánicas

Las pruebas de compresión se realizaron usando la máquina universal MTS Exceed Model E42, ubicada en el laboratorio de materiales de la universidad UTEC. Para la ejecución del ensayo se tuvo que implementar un nuevo acople especial (ver **ANEXO 1**) que realice la compresión a la pecana. La norma usada fue la ASAE S368.4W, utilizando una velocidad constante de compresión de entre 2.5 a 30 mm/min y nivel de humedad de la pecana de entre 1.5 y 6.5% w.b.



Figura 2.5 Ensayo de compresión en la máquina MTS E42
Fuente: Elaboración propia

Se realizaron dos pruebas de compresión. La primera consistió en comprimir las pecanas a distintos valores entre 4 a 10 mm y comprobar la merma que se genera en cada una. Una vez hallado a que deformación se presenta menos mermas que 25% y la cáscara es quebrada lo suficiente para su posterior separación con el fruto interno, se pasa a la segunda prueba. Esta consiste en corroborar la distancia de compresión resultante de la primera prueba con una nueva muestra de 20 pecanas. Si la merma, sigue menor al 25% y continúa cumpliendo el objetivo, se prosigue con los cálculos de la máquina.

2.1.4 Coeficiente de fricción

Este ensayo tiene como objetivo hallar el coeficiente de fricción de la pecana con respecto a una superficie de acero inoxidable. La prueba consistió en colocar únicamente la cáscara de la pecana sobre la superficie de la plancha e inclinarla hasta que esta se deslice por su peso sin girar. El ángulo de inclinación proporcionara la información necesaria para saber el coeficiente de fricción de la cáscara de la pecana con respecto a la plancha de acero inoxidable.

2.2 Máquina

2.2.1 Exigencias de diseño

Previo al diseño, se establecieron las exigencias que este debe cumplir ante cualquier circunstancia para garantizar que cumple su función, las mismas que se detallan a continuación:

- *Función principal:* Romper la cáscara de la pecana con una merma menor al 25%.
- *Fuerza:* Se deberá proveer la fuerza que requiera lograr la compresión dictada por las pruebas de compresión
- *Seguridad:* No se expondrán componentes estáticos ni mecanismos al exterior que puedan causar golpes, cortes, quemaduras, entre otros daños, que atenten contra la integridad física del operario.
- *Fabricación:* Componentes como motor, pernos, tornillos, arandelas, tuercas, etc. serán seleccionadas de catálogos comerciales existentes.
- *Cuidados alimenticios:* Las piezas que participen en el proceso de rotura de cáscara y posteriores, serán de acero inoxidable para evitar contaminantes en los alimentos comestibles.
- *Mantenimiento:* Todas las partes deberán ser desmontables para facilitar el mantenimiento preventivo y correctivo que requiera la máquina.
- *Potencia:* Deberá ser suministrada por un motor eléctrico.

2.2.2 Estructura de funciones

El proceso de rotura de cáscara comienza con el ingreso de las pecanas al sistema. Estas, una vez finalizada su etapa de secado, son dispuestas para comenzar el proceso. Las etapas del proceso que cumplirá la máquina son detalladas a continuación:

- **Alimentar de pecanas a la tolva:** Esta etapa consiste en llenar de pecanas la tolva de alimentación de la máquina. Tiene la función de contener e ingresar las pecanas a la máquina.
- **Dosificar:** Esta etapa se encarga de transportar ordenadamente las pecanas de la tolva a la etapa de compresión.
- **Rotura de cascarón:** Esta etapa consiste en romper el cascarón de la pecana evitando dañar en lo mínimo posible la parte comestible de la misma.
- **Expulsión:** Esta etapa transporta la parte comestible de la pecana fuera del sistema para los propósitos que se crea conveniente.

En la Figura 2.66 se aprecian las etapas de funcionamiento mencionadas previamente además del tipo de energía que se logra encontrar en cada tramo del proceso.

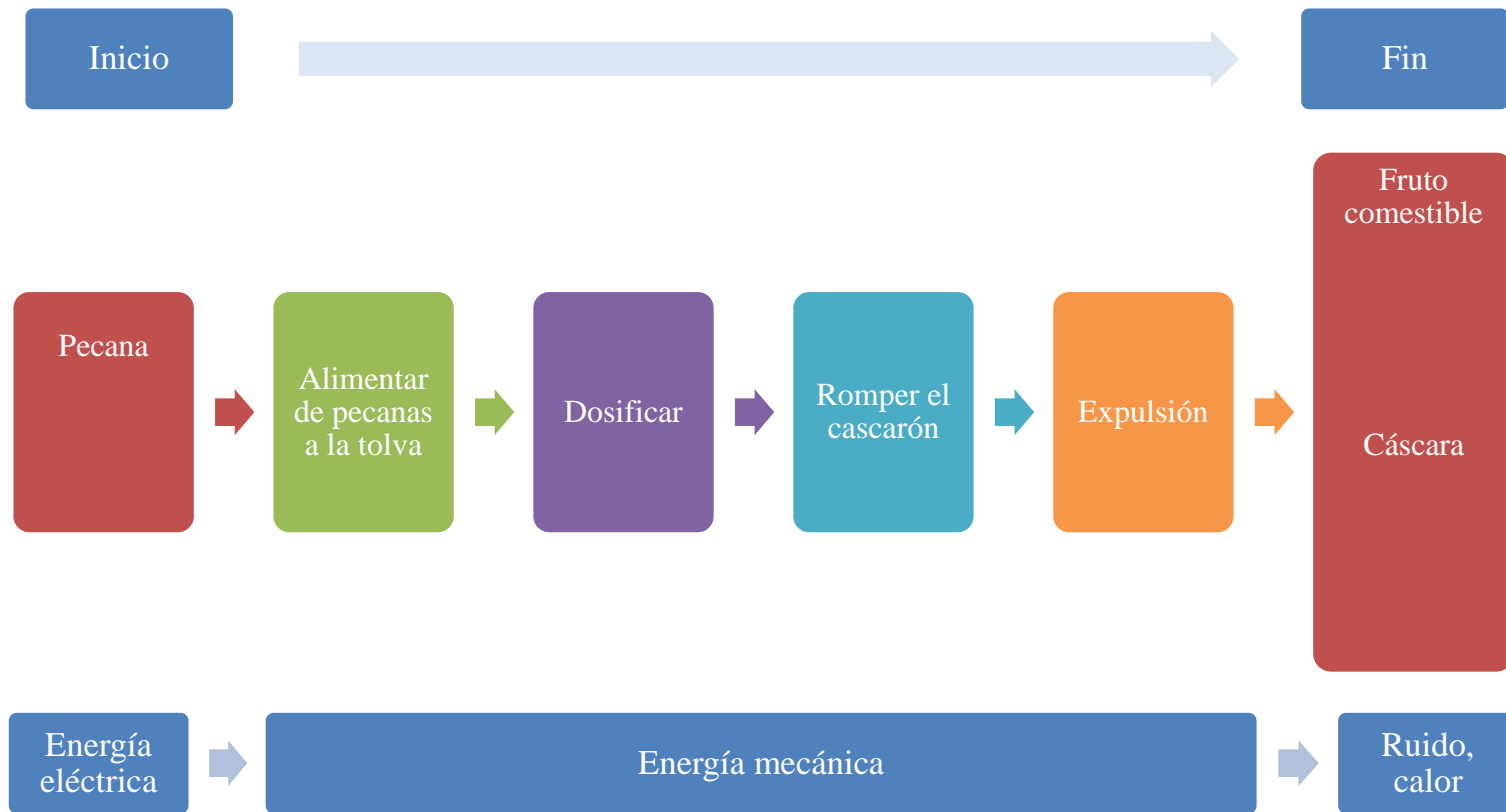


Figura 2.6 Estructura de funciones
Fuente: Elaboración propia

2.2.3 Conceptos de solución

Habiéndose definido e identificado las funciones que la máquina debe cumplir, se establecieron distintas alternativas de solución para cubrir cada etapa del proceso satisfactoriamente.

La **Tabla 11** muestra la matriz morfológica de soluciones por cada etapa. Su objetivo es analizar opciones de máquinas que combinen soluciones de cada etapa para definir su proceso integral. Todas estas opciones pueden resultar totalmente diferentes; sin embargo, cumplen la misma función: Entregar como producto final una pecana con la cáscara quebrar lo suficiente como para separarla posteriormente el fruto comestible reduciendo el porcentaje de merma a menos del 25%.

Cada alternativa fue analizada conceptualmente bajo una cierta cantidad de parámetros de evaluación para la selección final de una opción. Se evaluó al proceso en conjunto, no por etapas, con un puntaje del 1 al 5. La alternativa con mayor puntaje fue la elegida para continuar con la etapa de cálculo y diseño preliminar.

Cabe destacar que la única alternativa presentada en la etapa de alimentación de pecanas a la tolva es la manual debido a que es muy probable que las pecanas lleguen transportadas por una faja de un proceso previo. Pero, como eso no abarca el alcance de la tesis, se plantea la opción de que un operario llene manualmente por medio de baldes o envases a la tolva de ingreso.



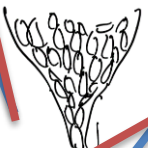






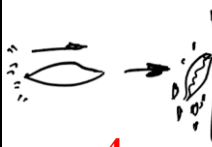


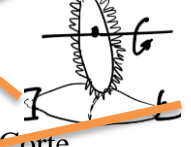
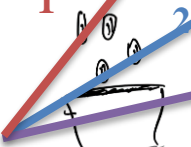
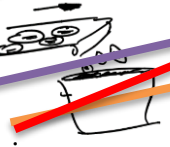
ETAPAS		SOLUCIONES					
		1	2	3	4	5	6
1	Alimentar de pecanas a la tolva Manual						
2	Dosificar Manual 1x1		Embudo 	Tornillo sin fin 	Ruleta alimentadora 	Pistón neumático 	Faja elevadora 
3	Romper el cascarón Rodillos		Tambor 5 	Impacto 4 	Cilindro hidráulico 	Planchas 	Corte progresivo 
4	Expulsión Gravedad		Faja transportadora 				

Tabla 11 Matriz morfológica.
Fuente: Elaboración propia

Debido a que la etapa de alimentación de pecanas a la tolva ya fue esclarecida, se empieza explicando de la etapa de dosificación en adelante para cada concepto de solución presentado.

2.2.4 Concepto de solución N°1

En este concepto, para la etapa de dosificación se optó por el uso de un embudo. Esta opción permite el ingreso de una mayor cantidad de pecanas y sin mucho control, directo a la etapa de rotura. La compresión radial por 2 rodillos sería el método que se encargue de la rotura. La ventaja de este método es el volumen de procesamiento que otorga. Finalmente, la expulsión del proceso sería por gravedad. Después de pasar por los rodillos, las pecanas caerían en un estante listos para pasar el proceso de separación de fruto y cáscara.

2.2.5 Concepto de solución N°2

Al igual que en el concepto de solución N°1 se hace uso del embudo para la etapa de dosificación. La razón es porque en la siguiente etapa, el método de tambor para romper el cascarón, puede soportar altos volúmenes de procesamiento y tampoco necesita control del flujo entrante. La compresión por método de tambor consiste en la compresión radial progresiva de la pecana a causa de que la luz entre la superficie de la pared y el rodillo se reduce a medida que esta gira. Por último, al igual que en el concepto anterior la expulsión sería por gravedad.

2.2.6 Concepto de solución N°3

En el concepto de solución N°3, como el método de rotura de cascarón de este concepto de solución necesita que las pecanas lleguen de una en una, se opta por la ruleta alimentadora como solución a la etapa de dosificación. Este método asegura que se cumpla esta necesidad. Una vez logrado esto, una sierra giratoria se encargará de la etapa de rotura

de cascarón. Para esto se tendrían que fijar ambos extremos de la pecana y cortar sobre el eje radial de la pecana. Finalmente, una faja transportadora se ocuparía de expulsar la pecana procesada fuera del sistema.

2.2.7 Concepto de solución N°4

Ahora, para la etapa de dosificación se emplea la ruleta alimentadora, pues la necesidad radica en que la compresión por impacto del cilindro hidráulico solo se realiza una pecana a la vez. Seguidamente, como se acaba de mencionar, la etapa de rotura de cascarón se llevaría a cabo gracias al impacto de un cilindro hidráulico. Se optó por un sistema hidráulico ya que, a diferencia del neumático, este se enfoca en la fuerza y no en la velocidad. Finalmente, el resultado de este proceso pasaría por una faja transportadora para cumplir la etapa de expulsión de la máquina.

2.2.8 Concepto de solución N°5

Para el concepto de solución N°5 una faja elevadora se ocuparía de dosificar las pecanas, lo que daría paso a un flujo controlado de las mismas. Por su parte, para la etapa de rotura de cascarón se consideraría el uso de la compresión entre dos planchas metálicas. En este caso, la plancha inferior se quedaría estática, mientras que la plancha superior se acercaría y alejaría de esta comprimiendo así las pecanas. Este movimiento se daría por el contacto de la plancha superior con un elemento de similar propósito que un árbol de levas. La restitución de su posición se lleva a cabo por la fuerza de reacción de los resortes a los extremos de la plancha. Por último, se ahorraría energía usando la gravedad para expulsar las pecanas procesadas hacia un contenedor fuera del sistema.

2.2.9 Selección de solución

Al conocerse y saber cómo funcionan los distintos conceptos de solución, se puede tener una percepción de cómo estos se comportarán ante la evaluación de distintos criterios

fundamentales para proseguir con la metodología de diseño. A continuación, se presenta una tabla que contiene diversas valoraciones para cada criterio escogido. En esta evaluación, el puntaje máximo es 5 y el mínimo 1. Además, se priorizan los criterios de la eficiencia con respecto a las mermas, pues es el objetivo principal del presente proyecto, y la seguridad del trabajador, debido a que se quieren reducir los riesgos a los que puede estar expuesto el trabajador en caso ocurra un imprevisto con el funcionamiento de la máquina. Finalmente, se ponderan los resultados para brindar el concepto de solución seleccionado.

CRITERIOS DE EVALUACIÓN	%	CONCEPTOS DE SOLUCIÓN				
		1	2	3	4	5
<i>Eficiente respecto a las mermas</i> Su método de rotura de cascarón debe quebrar lo suficiente la cáscara de las pecanas para facilitar la separación del fruto interno, evitando generar más de 25% de mermas en el proceso.	30	3	3	5	3	4
<i>Necesidad de mano de obra</i> Mientras menos deba intervenir una persona al mover, revisar, ajustar o separar algo, mejor será. La máquina debe cumplir su objetivo sin que alguien este revisando su correcto funcionamiento permanentemente.	10	2	5	5	2	5
<i>Manufacturabilidad</i> Las geometrías de los elementos diseñados no deben ser complejas. Además, las partes y componentes a seleccionar tienen que ser comerciales y de sencilla adquisición.	15	4	4	2	4	4
<i>Costo de fabricación</i> Las piezas diseñadas y seleccionadas de catálogo que componen el sistema deben ser económicos sin afectar la calidad del mecanismo ni su función.	15	3	4	3	3	4
<i>Seguridad</i> Ante una falla del sistema en el que se tenga que intervenir manualmente, los componentes y/o operación repentina del mecanismo no deben afectar la integridad física del operario.	20	4	4	2	4	5
<i>Frecuencia de mantenimientos</i> Los elementos del sistema deben tener una larga vida útil, considerando el tipo de operación que su concepto de solución indique.	10	3	4	2	3	4
TOTAL		3.25	3.80	3.35	3.25	4.30

Tabla 12 Criterios de evaluación para la selección de un concepto de solución

Fuente: Elaboración propia

Se puede afirmar entonces que respecto a los cinco conceptos de solución propuestos el mejor, según los criterios de evaluación dispuestos, es el N°5. Se procede entonces a continuar con la etapa de diseño.

2.2.10 Cálculo y diseño preliminar

Como se determinó anteriormente, el concepto de solución seleccionado debe contar con diferentes componentes o elementos por cada etapa. Los equipos principales del proceso son la faja elevadora, el sistema de levas en conjunto, los motorreductores, los resortes y las planchas metálicas. Sin embargo, se deben agregar más elementos a este proceso para garantizar la correcta integración entre fases. A continuación, se procedió a explicar el proceso detallado que regiría la máquina rompe cáscara de pecanas y los equipos que usaría.

En primer lugar, un operario debe vaciar mediante baldes o recipientes de pecanas a la tolva de alimentación. Existe también la opción de que las pecanas lleguen a esta siendo transportadas de un proceso anterior; sin embargo, el diseño no contempla el uso de esta faja. En cualquier caso, esta tolva se encarga de contener temporalmente a las pecanas pues, en su parte inferior, a un extremo de esta, la faja elevadora se encarga de dosificar las pecanas hacia la etapa de rotura de cascarón. Una vez que su cascarón es roto en el proceso de compresión, finalmente son expulsadas del proceso a un envase o recipiente que las recibe al caer fuera de la máquina y pasar al proceso de separación de fruto siguiendo su línea productiva de agregado de valor.

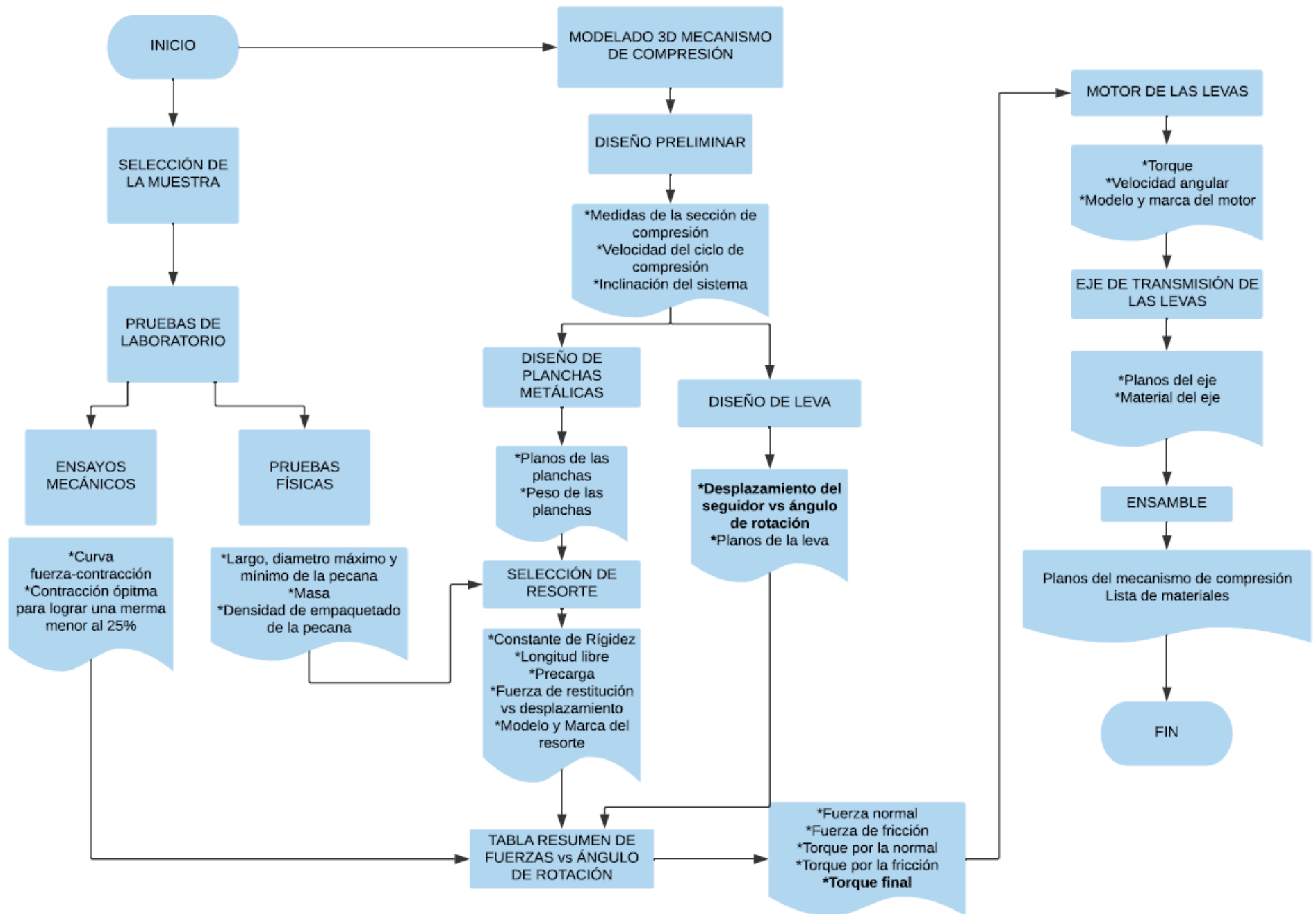


Figura 2.7 Algoritmo para el diseño de la etapa de rotura de cascarón de la pecana Mahan
Fuente: Elaboración propia

2.3 Diseño final

Una vez obtenida la información que indicaba un bajo nivel de mermas en el resultado de la compresión, se empezó la etapa de diseño final. En esta fase, se usó esta información para completar a mayor detalle el diseño preliminar y las demás partes del sistema. Como producto final, se brindan los detalles comerciales de los componentes seleccionados y los planos de construcción de las partes diseñadas. Además, se realiza el diseño 3D de la máquina en donde se muestra cómo se verá y se podrá comprobar como interactúan los componentes que la conforman. Las medidas de los componentes seleccionados de catálogos comerciales serán actualizadas con las reales según las fichas técnicas y los componentes diseñados serán fijados a una estructura metálica que asegure la estabilidad en todos los componentes de la máquina. Adicionalmente, se añaden partes o elementos faltantes al diseño preliminar para complementar un diseño completo y funcional. También cabe la posibilidad de agregar una etapa intermedia según convenga y crea pertinente para mejorar al proceso. Finalmente, se mostrarán vistas isométricas y se explicara el funcionamiento final de la máquina y cómo funcionan sus partes que la componen.

CAPÍTULO III

RESULTADOS

En esta sección se presentarán los resultados obtenidos de acuerdo a la metodología empleada descrita en el capítulo anterior. Como salida de este apartado se describen las partes diseñadas y seleccionadas de catálogo que integran la máquina que rompe la cáscara de las pecanas.

3.1 Obtención de parámetros de propiedades físicas y mecánicas

En primer lugar, se realizaron los ensayos para caracterizar tanto física como mecánicamente a la pecana. Estos resultados son datos de entrada para el diseño de diversos componentes de la presenta máquina.

3.1.1 Caracterización física

Una vez registrados los resultados obtenidos de las pruebas físicas que se realizaron a la muestra de las 20 pecanas Mahan, se obtuvo la siguiente gráfica que muestra como varía el largo, diámetro máximo y mínimo.

Se puede apreciar que el largo de las pecanas son variables. Fluctúan entre los 49 y 65 mm con una variación estándar de 4.38 mm. Mientras que el diámetro mínimo y máximo tienen un comportamiento estable que ronda los 22 mm y una desviación mínima de 1 mm.

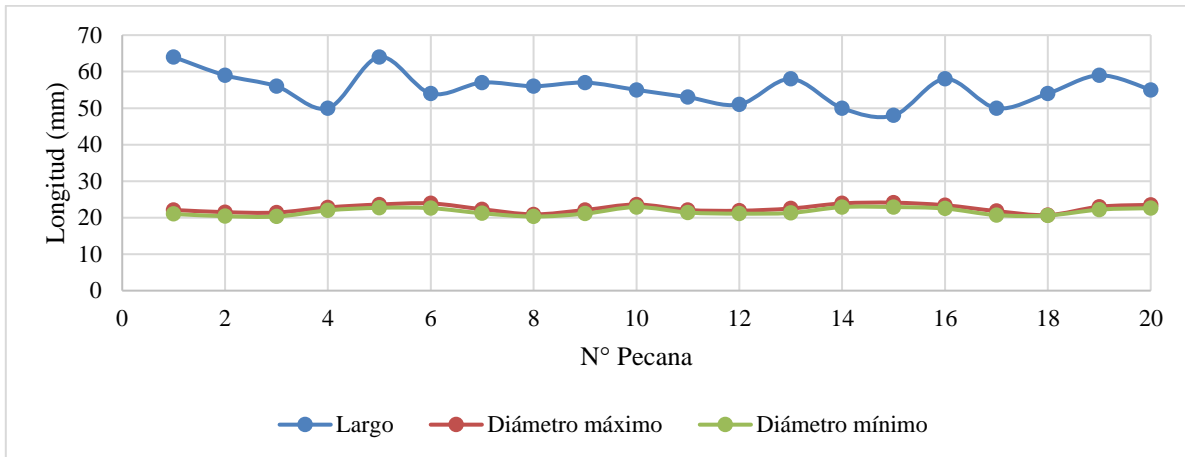


Figura 3.1 Gráfico de la variación del largo, diámetro mínimo y máximo de la muestra de 20 pecanas Mahan
Fuente: Elaboración propia

Finalmente, se presenta una tabla resumen que muestra las propiedades físicas pertinentes para la caracterización de la pecana Mahan en la presente tesis.

PROPIEDADES FÍSICAS	Pecana Mahan peruana
Largo (mm)	55.4±4.38
Diámetro máximo (mm)	22.55±1.03
Diámetro mínimo (mm)	21.64±0.96
Densidad de empaquetado(kg/m ³)	282.42

Tabla 13 Propiedades físicas de la pecana Mahan peruana
Fuente: Elaboración propia

3.1.2 Propiedades mecánicas

En primer lugar, cabe mencionar que la máquina universal MTS E42 del laboratorio 402 de la universidad UTEC, no contaba con un componente para realizar los ensayos de compresión. Por ello, se tomaron las medidas de las conexiones y se procedió a fabricar un par de planchas metálicas que compriman las pecanas. Este elemento, torneado en su totalidad, consta de una base lisa, un pasador macho del mismo diámetro y una plancha de compresión. Tanto el agujero de la base para pasar el pin, como el pasador fijan a este componente con la parte móvil de la máquina universal y garantizan una compresión estable y precisa. Seguidamente, se procedió a instalarlo en la máquina y a realizar los ensayos de compresión a las 20 pecanas. Siguiendo la norma ASAE 368.4W, se consideró una velocidad

de compresión de 10 mm/min. A continuación, se muestra el elemento fabricado y a su derecha, una pecana luego de una compresión



Figura 3.2 Elemento fabricado para la prueba de compresión para la máquina universal MTS E42 y estado de la pecana post-compresión
Fuente: Elaboración propia

Realizados los ensayos de compresión a diversas distancias entre planchas de 4 a 10 mm se procedió a separar el fruto interno de la cáscara. Luego, se registraron los pesos de la parte intacta del embrión para ser divididos entre el peso total de este, incluidas las mermas. El resultado es el porcentaje de merma que se presenta a cada nivel de compresión.

Compresión (mm)	Merma
4	0.00%
4.5	0.00%
5	5.12%
5.5	17.00%
6	20.22%
6.5	26.59%
8	45.61%
10	62.17%

Tabla 14 Porcentaje de merma presentado de acuerdo a la compresión realizada
Fuente: Elaboración propia

Como se puede apreciar en la **Tabla 14** la cáscara no permite descascarar la nuez hasta los 5 mm debido a que esta no ha sido fracturada lo suficiente como para abrirla manualmente. Por otro lado, para una compresión de 10 mm se comprobó que afecta gravemente la parte comestible de la pecana resultándose en 62.17% de merma. Se procedió

entonces a comprimir valores intermedios hasta hallar un porcentaje de merma aceptable para el diseño de la máquina.

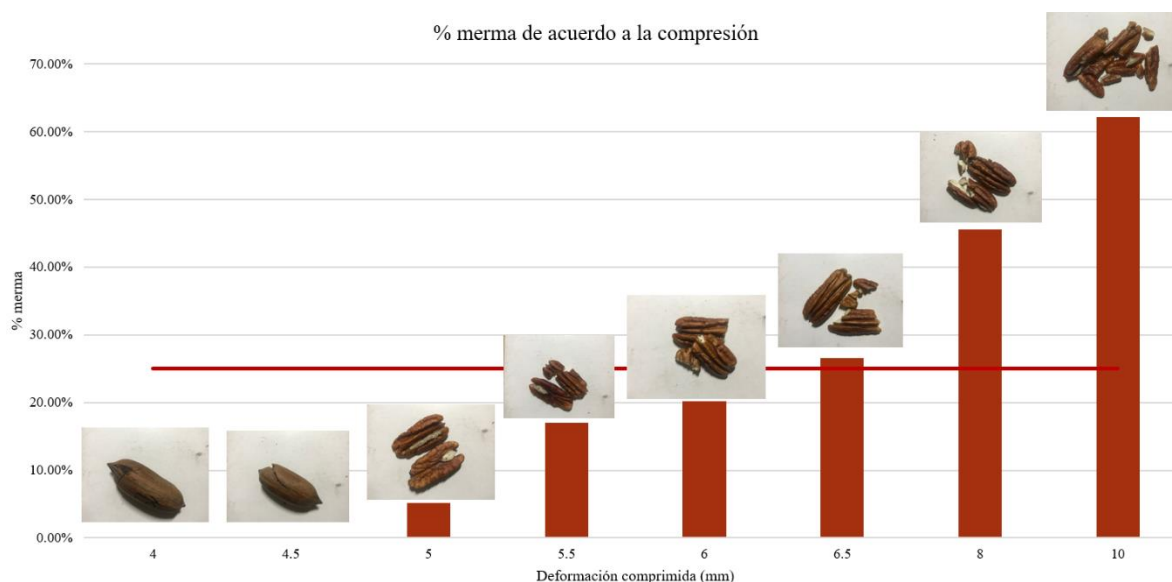


Figura 3.3 Porcentaje de merma presentado de acuerdo a la compresión realizada
Fuente: Elaboración propia

Cabe destacar que mientras mayor sea la compresión al fruto, la posterior separación de la cáscara con la parte comestible se vuelve más sencillo. Por lo tanto, según los resultados, se utilizará una compresión de 6 mm pues cumple con el objetivo de tener una merma menor a 25% (20.22%) y además comprende una deformación en la facilita el proceso posterior de separación del fruto. Se procede entonces a comprobar esta afirmación sometiendo a una compresión de 6 mm a una nueva muestra de 20 pecanas. Los resultados registrados de cada una se muestran a continuación.

N°	Masa total	Masa integra	Merma
1	5.1	4.2	17.65%
2	5.0	4.2	16.00%
3	5.2	4.1	21.15%
4	5.2	4.1	21.15%
5	5.1	4.0	21.57%
6	5.1	4.2	17.65%
7	5.1	4.1	19.61%
8	5.3	4.2	20.75%
9	5.1	4.1	19.61%

N°	Masa total	Masa íntegra	Merma
10	5.1	4.1	19.61%
11	5.3	4.2	20.75%
12	5.2	4.1	21.15%
13	5.3	4.3	18.87%
14	5.1	4.2	17.65%
15	5.0	4.0	20.00%
16	5.0	4.0	20.00%
17	5.3	4.1	22.64%
18	5.3	4.1	22.64%
19	5.0	4.2	16.00%
20	5.1	4.0	21.57%

Tabla 15 Porcentaje de merma presentado a una compresión de 6 mm
Fuente: Elaboración propia

Una vez graficados estos datos en la **Figura 3.4**, se puede observar que ninguna pecana comprimida a una distancia de 6 mm genero más del 25% de merma que se propuso como objetivo inicial. De hecho, las mermas fluctuaron en un 20% en promedio, específicamente entre el 16.0% y 22.6%.

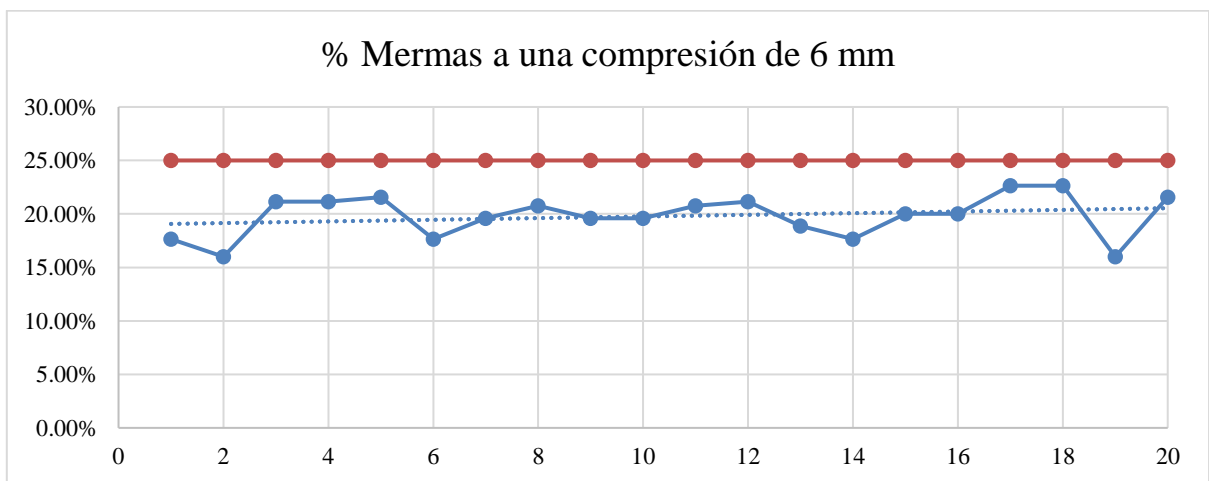


Figura 3.4 Porcentaje de merma presentado a una compresión de 6 mm
Fuente: Elaboración propia

Corroborados los 6 mm de compresión que las planchas metálicas deben ejercer sobre las pecanas, se procede a hallar las fuerzas que estas oponen a esta deformación. La máquina universal MTS E42 brinda la curva de fuerza – contracción resultante de la compresión de la pecana.

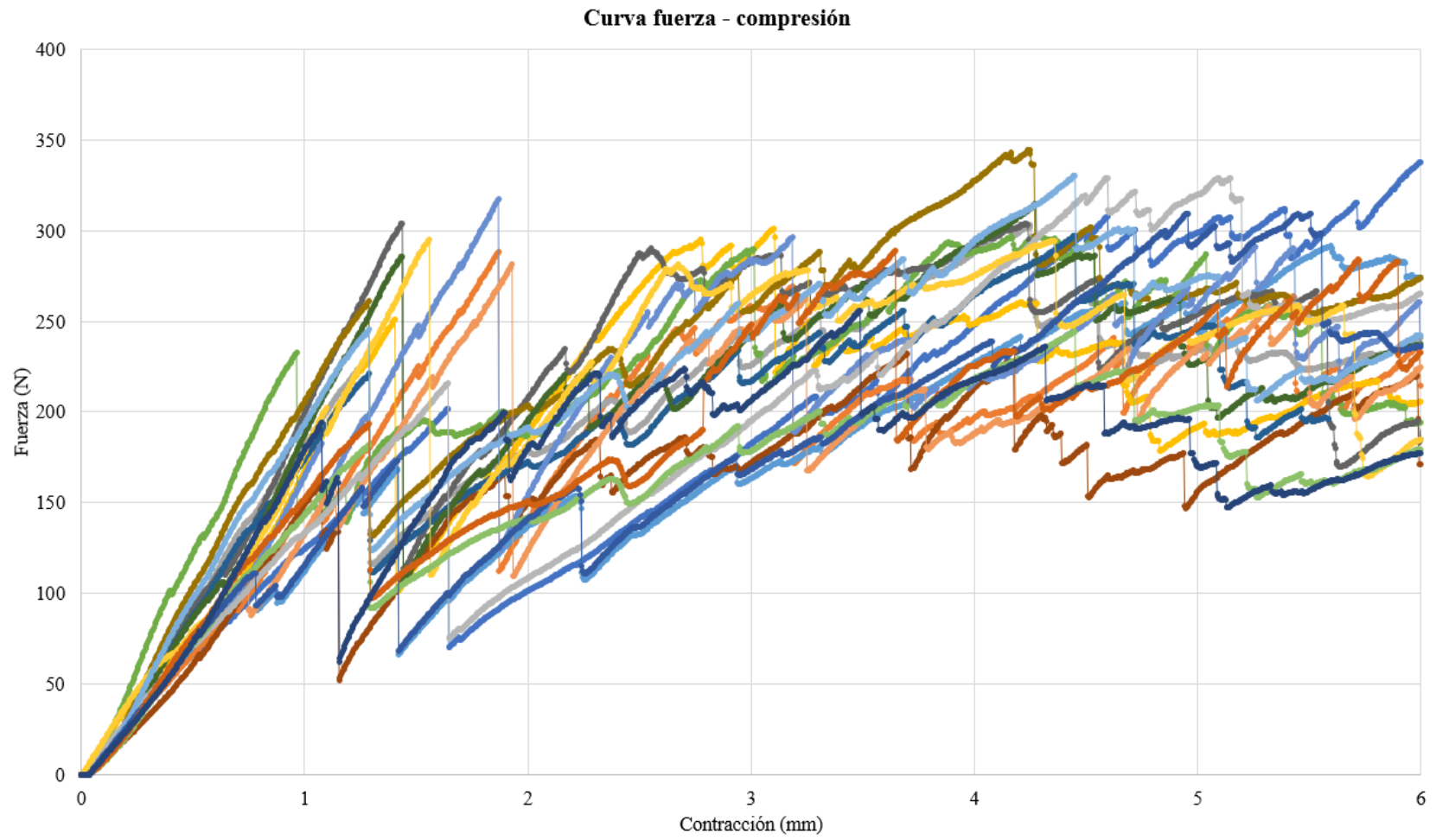


Figura 3.5 Curva Fuerza – Deformación de la pecana
Fuente: Elaboración propia usando MTS Data Viewer

Adicionalmente, se realizaron ensayos de compresión a diez pecanas previamente secadas. Para ello se las pusieron a reposar en un horno que se encontraba a 60°C por un periodo de dos días. Por medio de la diferencia de pesos entre la pecana pre y post secado, se pudo conocer que las pecanas de esta prueba tenían una humedad de 3%. Como lo informaban los estudios mencionados en el marco teórico, la fuerza de rotura disminuyó considerablemente, alrededor de los 150 N para la primera rotura. Sin embargo, las mermas que resultaron de una compresión de 6 mm fueron mayores al 60%. Por lo tanto, como condición de entrada para la máquina de la presente tesis, la pecana no debe pasar previamente por el proceso de secado.

3.1.3 Coeficiente de fricción

Por último, se realizó la prueba de fricción sobre una plancha de acero inoxidable 304, mismo material contemplado para efectuar la compresión, y una pecana a la vez. Para detectar el ángulo de inclinación fue utilizado un transportador. Además, se tuvo que procurar que la pecana caiga por deslizamiento y no por rotación. Las medidas de los ángulos de inclinación de la muestra de 20 pecanas fueron registradas. El promedio del mínimo ángulo con el que la pecana cae con su propio peso por deslizamiento fue de $18 \pm 0.87^\circ$. Por lo tanto, el coeficiente de fricción es 0.31.

3.2 Diseño de etapa de rotura de cascarón de la pecana

Como etapa inicial de este apartado se realiza el cálculo y diseño preliminar de la etapa de rotura de cascarón de la pecana, además del diseño de componentes y selección de equipos comerciales que constituyan el sistema.

Entonces, puesto que el diseño preliminar contempla la compresión de dos planchas metálicas, es necesario conocer el máximo desplazamiento de la plancha metálica superior ya que la inferior es fija. Este desplazamiento, como se muestra en la **Figura 3.6** es igual a $d+x$.

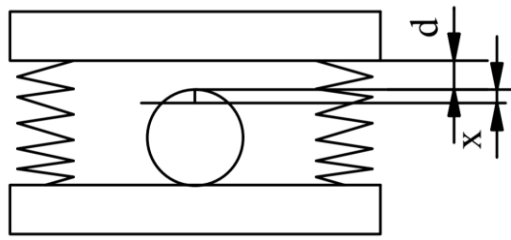


Figura 3.6 Desplazamiento de la plancha metálica superior
 Fuente: Elaboración propia

Debido a que el diámetro de la pecana de la pecana es en promedio, según la caracterización física realizada, de 22 mm, se considera una distancia entre planchas es de 25 mm. Por lo tanto, $d=3$ mm. Con respecto a la medida de x , la prueba de compresión realizada en la sección 3.1.2 demostró que para un $x=6$ mm, la cáscara de la pecana ha sido lo suficientemente rota y sin haber dañado más del 25% el embrión del fruto. Entonces el máximo desplazamiento de la plancha metálica superior $d+x=9$ mm.

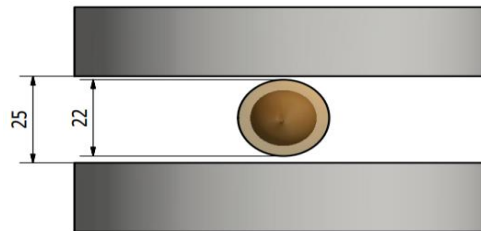


Figura 3.7 Distancia de compresión entre la pecana y la plancha metálica superior
 Fuente: Elaboración propia usando Autodesk Inventor Professional 2016

Se consideró esta distancia entre planchas pues mediante una prueba experimental se comprobó que, a esta separación de dos planos, las pecanas no se posicionan una encima de otra pues la distancia no los permite y además no existe estancamiento. Que las pecanas estén posicionadas en el mismo plano posibilita una compresión firme y uniforme sobre ellas, resultando en una rotura de cascarón más precisa y útil para el objetivo de obtener una generación de mermas menor al 25%. A continuación, se muestra el dispositivo que se utilizó para esta prueba.



Figura 3.8 Dispositivo para probar funcionamiento del concepto
Fuente: Elaboración propia

3.2.1 Cálculo y diseño preliminar

En esta etapa se comenzó digitalizando la etapa de rotura de cascarón del concepto de solución seleccionado. La estructura presentada en la **Figura 3.9** está conformada por 9 componentes principales. En primer lugar, se encuentra la rampa. Esta se encarga de recepcionar las pecanas que caen de la faja elevadora y deslizarlas en dirección a la zona de compresión. Los límites de esta zona son el tope y las paredes deslizantes. El tope cumple la función de no dejar que las pecanas sigan deslizándose por gravedad hacia la parte inferior del mecanismo. Por su parte, las paredes deslizantes se encargan de limpiar la zona de compresión al, como dice su nombre, deslizar las pecanas ya comprimidas fuera del sistema y volviendo rápidamente a su posición inicial para repetir el ciclo. La compresión es realizada por la reducción de distancia entre la plancha superior, que es movable, y la plancha inferior, que es fija. El movimiento lineal de la plancha superior se produce por el contacto giratorio de dos levas, accionadas por un motor a través de un eje de transmisión, con su superficie y unos resortes a sus extremos para que esta retorne a su posición luego de la compresión. La posición de los resortes fue en los extremos y fuera de la zona de compresión para no interrumpir el flujo de pecanas y, a su vez, perjudicar la producción.

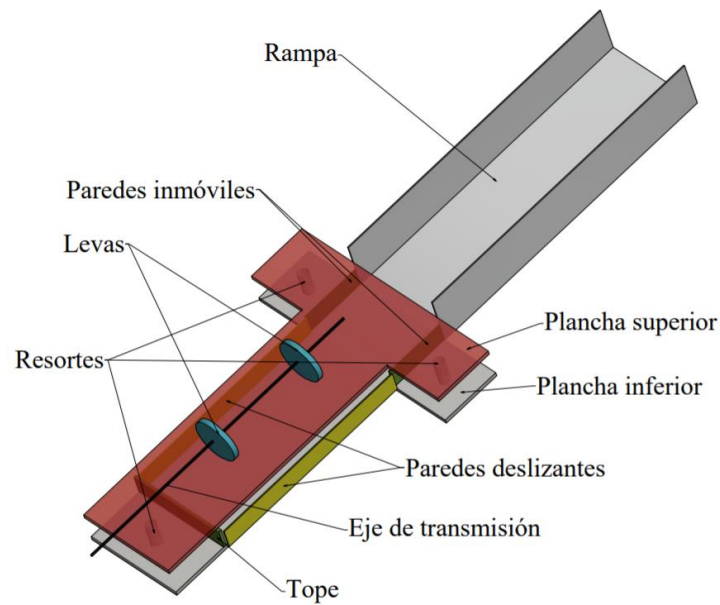


Figura 3.9 Vista isométrica – Partes del mecanismo de compresión
 Fuente: Elaboración propia usando Autodesk Inventor Professional 2016

Como se aprecia en la **Figura 3.10** al mecanismo presentado se le asignó una inclinación de 30° para que las pecanas puedan caer libremente por su propio peso y deslizarse hacia la zona de compresión. Además, como se mencionó anteriormente, la distancia entre la plancha superior libre de contacto con las levas y la inferior, es de 25 mm.

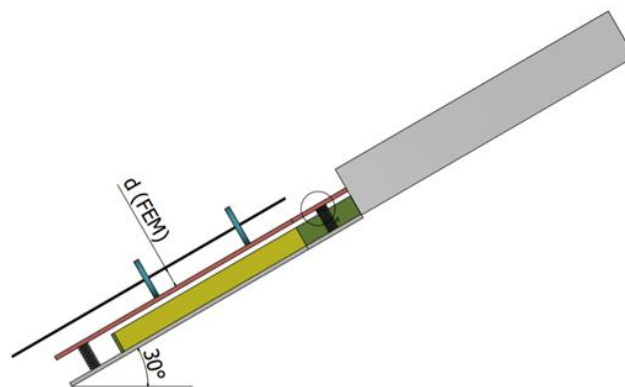


Figura 3.10 Vista lateral
 Fuente: Elaboración propia usando Autodesk Inventor Professional 2016

Ahora, sabiendo el mecanismo de rotura de cascarón a usar en la máquina, se debe determinar la producción que es capaz de dar. Para ello, se debe conocer cuántas operaciones por minuto pueden realizarse en un ciclo de compresión. Llámese ciclo de compresión a un

giro completo de la leva, que equivale a la compresión y, por lo tanto, rotura de la cáscara de las pecanas ubicadas en la zona de compresión. Entonces, habiendo asumido un ángulo de 30° la inclinación del sistema de compresión, los tiempos a considerar en un ciclo de compresión son:

El tiempo de caída del fruto desde la parte superior a la parte donde son comprimidos (sector amarillo de la **Figura 3.9** y **Figura 3.10**): 1.5 segundos

El tiempo para que las pecanas se posicionen y reposen en el sector de compresión (sector amarillo de la **Figura 3.9** y **Figura 3.10**): 1.5 segundos

El tiempo de contacto con la plancha. Aquí ocurre el quebrado de la cáscara de la pecana: 1.5 segundos

El tiempo con el que las paredes deslizantes limpian el área de compresión deslizándose hacia el lado de expulsión: 1.5 segundos

A continuación, en la **Figura 3.11**, se aprecia la distribución de estos tiempos a lo largo del ciclo de compresión y la posición de rotación que tiene la leva.

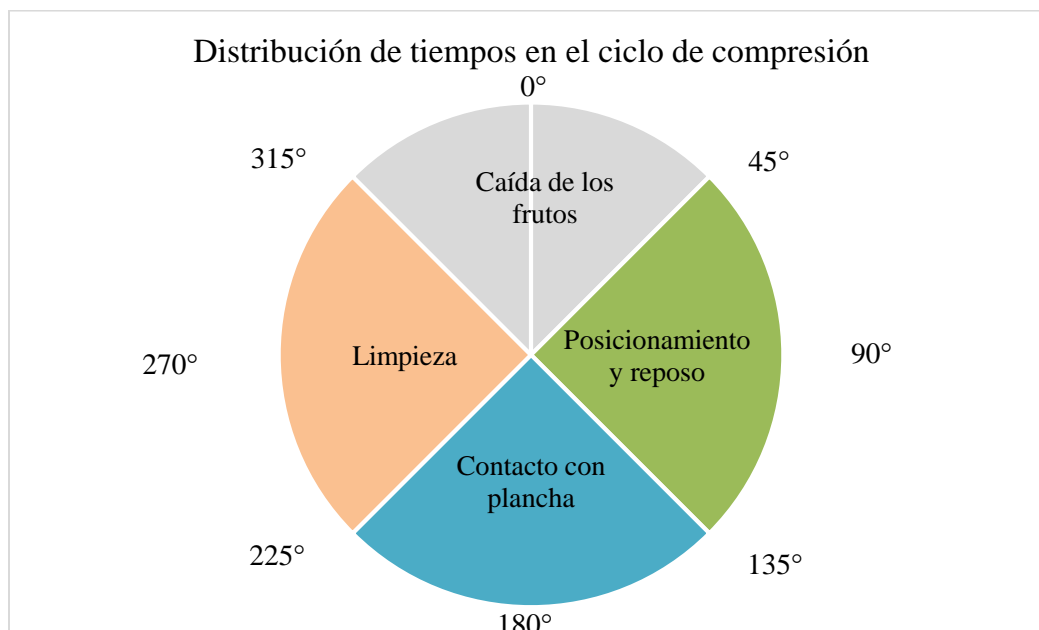


Figura 3.11 Distribución de tiempos y posición de la leva en ciclo de compresión
Fuente: Elaboración propia

Por lo tanto, se considera el tiempo de un ciclo de compresión de 6 segundos. Entonces, la velocidad a la que las levas deben rotar se calcula en 10 rpm.

$$\frac{1 \text{ rev}}{6 \text{ s}} = \frac{10 \text{ rev}}{60 \text{ s}} \rightarrow \omega = \mathbf{10 \text{ rpm}}$$

Para conocer la producción que se obtiene con esta velocidad de giro es necesario saber cuántas pecanas son procesadas en cada compresión. La sección de compresión planteada en el ensamble fue como se muestra en la **Figura 3.12**, esta tiene medidas de 200 mm de largo, 100 mm de ancho y 25 mm de alto.

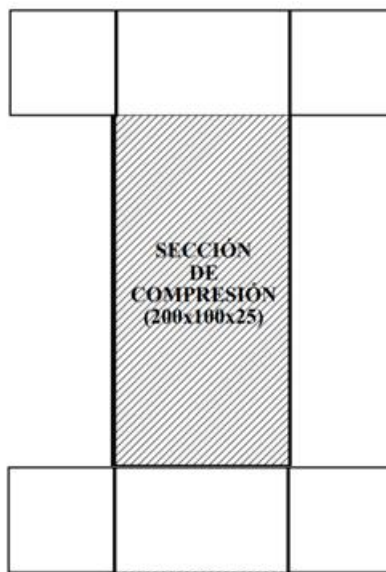


Figura 3.12 Sección de compresión

Fuente: Elaboración propia usando Autodesk Inventor Professional 2016

El dispositivo expuesto en la **Figura 3.12** tiene las mismas dimensiones de la sección de compresión considerada. La cantidad de pecanas que cubren esta sección fue de 15. Entonces:

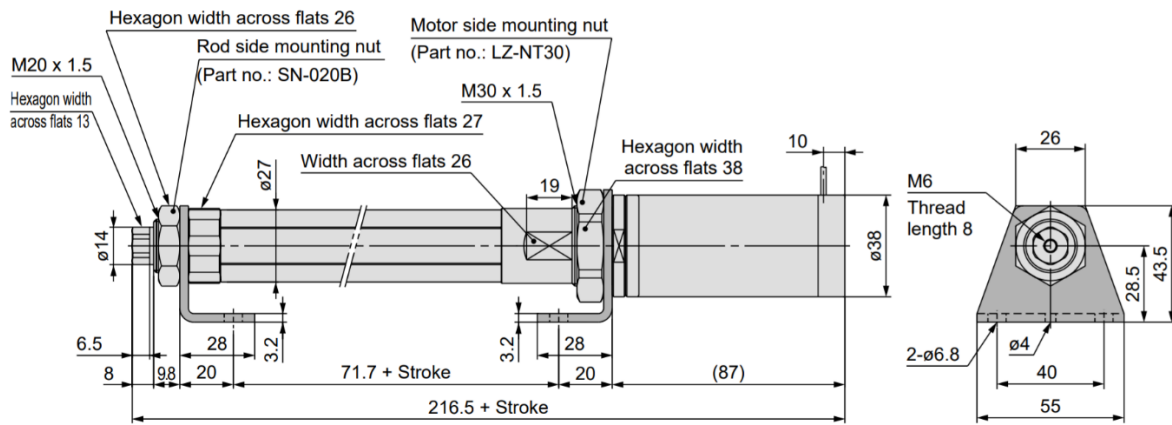
$$15 \text{ pecanas} \times \frac{10 \text{ g}}{\text{pecana}} \rightarrow 150 \frac{\text{g}}{\text{rev}}$$

$$10 \text{ rpm} \rightarrow 1500 \frac{\text{g}}{\text{min}} = 60 * 1500 \frac{\text{g}}{\text{min}} = \mathbf{90 \frac{\text{kg}}{\text{h}}}$$

Por consiguiente, la producción de la máquina a una velocidad de giro de 10 rpm genera una producción de 90 kg/h. Conocidos estos datos, ahora se procede a calcular y seleccionar los componentes pertinentes para un correcto funcionamiento de la máquina.

3.2.2 Selección del actuador lineal

Comenzando por la parte de limpieza de la sección de compresión, se opta por un actuador lineal eléctrico para desplazar a las paredes deslizantes y expulsar las pecanas fuera del sistema. A causa de los 100 mm de ancho que esta sección posee, el limpiador debe igualar esta dimensión con el tamaño del vástago además de realizar este recorrido en 0.75 segundos. Como se puede apreciar en la **Figura 3.13**, el actuador lineal LZB3H de la marca SMC con la opción del vástago de 100 mm cumple con los requisitos establecidos.



Model	L□ZB□3L	L□ZB□3M	L□ZB□3H	L□ZB□5L	L□ZB□5M	L□ZB□5H
Size	3 (Equivalent to ø16 cylinder) ^{Note 1)}			5 (Equivalent to ø25 cylinder) ^{Note 1)}		
Lead screw	Thread diameter			ø12		
	Lead (mm)			2	6	12
Rated speed with no load (mm/s)	33	100	200	33	100	200
Rated thrust (N)	80	43	24	196	117	72
Stroke (mm)	25, 40, 50, 100, 200					
Main body (kg)*	0.67 + (0.07/50 stroke)			1.74 + (0.16/50 stroke)		
Operating ambient temperature (°C)	5 to 40 (with no condensation)					
Tolerance of rod end thread	JIS class 2					
Allowable tolerance of stroke	$\begin{matrix} +1 \\ 0 \end{matrix}$					
Motor	DC motor					
Applicable directional control driver model	LC3F212-5A3□			LC3F212-5A5□		
Applicable auto switch model	D-M9N, M9P, M9B					

Figura 3.13 Ficha técnica del actuador lineal LZB3H de la marca SMC
Fuente: Catálogo de actuadores lineales de la marca SMC

3.2.3 Diseño de las planchas metálicas

Por su parte, el diseño de las planchas metálicas, para la etapa de compresión, concuerda con el presentado en la etapa de cálculo y diseño preliminar en la sección 3.2.1. Su geometría permite la instalación de los resortes en las partes sobresalientes del sector izquierdo de la plancha, sin interferir la sección de compresión evitando así impactar en la producción estimada. Los planos de este componente se muestran a continuación en la **Figura 3.14**. Cabe destacar que se asumió un espesor de 10 mm para garantizar la rigidez de la plancha en la compresión. Además, debido a su contacto con productos de consumo humano, el material de la plancha metálica es el acero inoxidable 304.

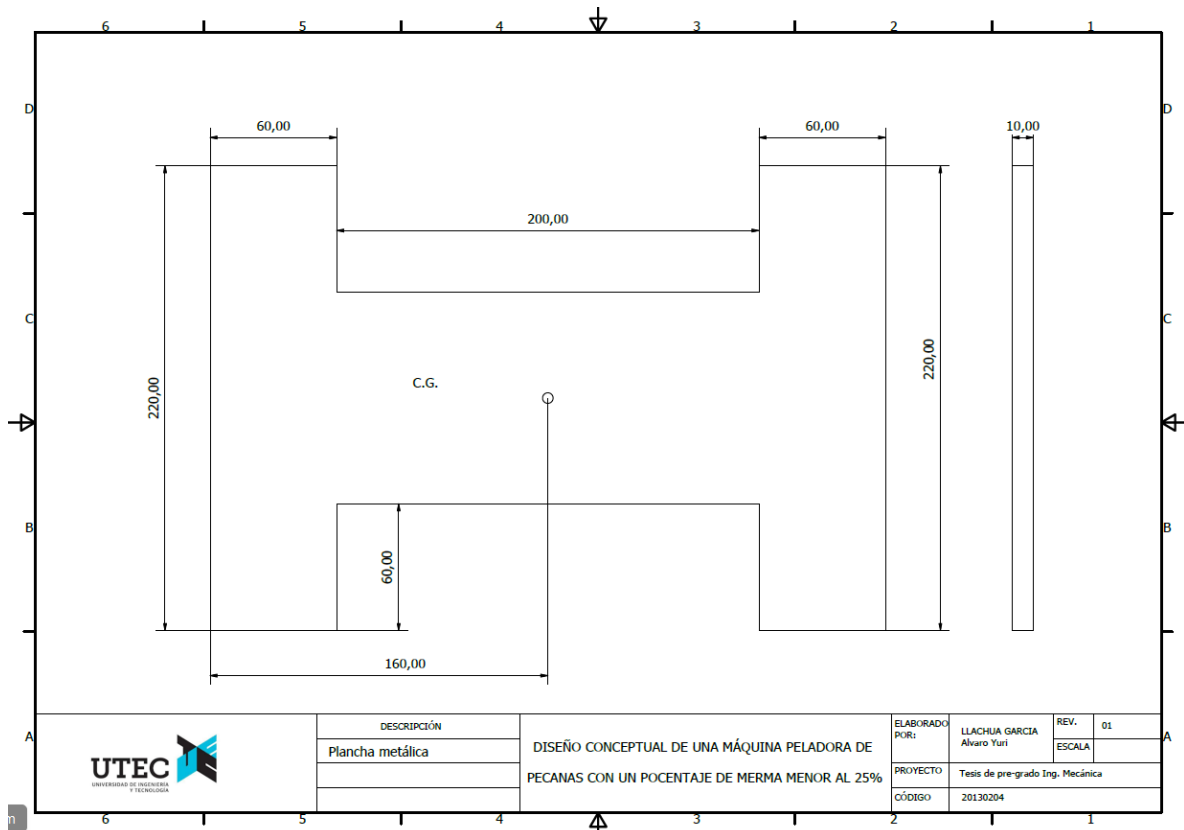


Figura 3.14 Plano de detalle de la plancha metálica.
 Fuente: Elaboración propia usando Autodesk Inventor Professional 2016

3.2.4 Selección de postes guía

Para garantizar una compresión estable, uniforme y precisa, se consideró agregar la instalación de 4 postes guía en los extremos de la plancha, apartado de la sección de compresión. Estos se encargarán de absorber las cargas laterales que se generen en la compresión evitando así la inclinación de la plancha hacia un lado. Se seleccionó el poste guía a presión de precisión 5-0414-1 de la marca DANLY IEM. Las especificaciones técnicas del producto se muestran a continuación.

Diámetro A (pulg)	Longitud L (pulg)	Número de pieza de precisión	Diámetro de ajuste a presión D (pulg)	Longitud de ajuste a presión C (pulg)
1/2	3 1/2	5-0414-1	0.5017	1 1/8*
	4	5-0416-1		
	4 1/4	5-0417-1		
	4 1/2	5-0418-1		
	4 3/4	5-0419-1		
	5	5-0420-1		
	5 1/4	5-0421-1		
	5 1/2	5-0422-1		



Figura 3.15 Ficha técnica del poste guía 5-0414-1 de la marca DANLY IEM
Fuente: Catálogo de productos de Postes y Bujes de la marca DANLY IEM

3.2.5 Selección de los resortes

Por otro lado, para la selección de los resortes se debe conocer entre planchas sin carga; el máximo desplazamiento de la plancha metálica superior; y el mínimo coeficiente de restitución que permita que el resorte pueda desplazar la plancha metálica superior a su posición inicial. Los dos primeros ya han sido hallados. Como se mencionó anteriormente, la distancia entre las planchas es de 25 mm. A su vez, el máximo desplazamiento de la plancha metálica superior fue definido en 9 mm. Mientras que para hallar el mínimo coeficiente de restitución requerido por el resorte se necesitan dos componentes: la distancia del recorrido que hará el resorte desde estar comprimido hasta medir su longitud libre, que es igual al desplazamiento de la plancha superior, 9 mm; y la carga que tiene que elevar.

La carga que el resorte debe producir para elevar la plancha metálica superior a su posición inicial, es únicamente el peso de la misma plancha pues no intervienen otras fuerzas externas. Sin embargo, debido a que el plano está inclinado 30° , no todo el peso de la plancha metálica superior caerá sobre los resortes.

El peso de la plancha es calculado usando el volumen de la geometría mostrada en la **Figura 3.15**, que es $464\,000\text{ mm}^3$, y la densidad del acero inoxidable 304 que es 7980 kg/m^3 . Por lo tanto, el peso de la plancha es 30.69 N .

$$(F_1 + F_2) \cos 30^\circ = W$$

$$F_2 * d * \cos 30^\circ = W * c * \cos 30^\circ$$

En donde:

$W = 36.32\text{ N}$... Peso de la plancha

$d = 260\text{ mm}$... Distancia entre resortes

$c = 130\text{ mm}$... Distancia del resorte 1 al centro de gravedad de la plancha

F_1 : Fuerza de restitución que el resorte 1 debe producir como mínimo para elevar el peso de la plancha a su posición libre. El resorte 1 se encuentra en la parte inferior de la plancha.

F_2 : Fuerza de restitución que el resorte 2 debe producir como mínimo para elevar el peso de la plancha a su posición libre. El resorte 2 se encuentra en la parte superior de la plancha.

Por lo tanto, resolviendo las 2 ecuaciones con dos incógnitas, se obtiene $F_1=19.58\text{ N}$ y $F_2=22.35\text{ N}$. Como las fuerzas son similares, se usarán 2 resortes en la parte superior y se modificará el diseño preliminar para añadir un resorte más a la parte inferior. Para la selección de los resortes, se procura que sean del mismo tipo. Además, la constante de rigidez debe ser del resorte que tenga que producir la mayor carga. Entonces:

$$k = F/(nx)$$

Donde:

k: Constante de rigidez

F=22.35 N ... Carga máxima que debe producir

n=2 ... Cantidad de resortes la posición donde ocurre F

x=9 mm ... Desplazamiento de recorrido que el resorte debe dar a la plancha. Esta distancia es igual a la distancia óptima según la sección 3.1.2 para romper la cáscara de la pecana sin afectar más del 25% al fruto interno.

En consecuencia, la mínima constante de rigidez que debe tener los resortes son k=1.24 N/mm. Ahora, un resumen de las propiedades que se requieren del resorte para su selección es presentado en la Tabla 16 Propiedades para la selección del resorte.

PROPIEDADES PARA SELECCIÓN DE RESORTE	
Mínimo constante de rigidez (k)	1.24 N/mm
Longitud inicial entre planchas	25 mm
Longitud final entre planchas	16 mm
Compresión (x)	9 mm

Tabla 16 Propiedades para la selección del resorte
Fuente: Elaboración propia

El resorte que cumple estos requisitos es el resorte de carga leve V10-025 de la marca ITAN. Este tipo de resortes requiere una precarga mínima del 5% de su largo en libertad, una compresión de 1.25 mm. Pero, ya que se necesita una longitud entre planchas de 25 mm, una distancia igual que la longitud libre del resorte, este se instalará sobre una base de 1.25 mm de espesor para cumplir con la precarga. Las propiedades de este resorte son las siguientes:

PROPIEDADES DEL RESORTE V10-025 ITAN	
Constante de rigidez (k)	10.0 N/mm
Longitud libre	25 mm
Diámetro externo	10 mm
Diámetro interno	5 mm
Sección b x h	1.7 mm x 1.1 mm
Máxima compresión permitida	12 mm

Tabla 17 Propiedades del resorte V10-025 ITAN
Fuente: Catálogo de Resortes – ITAN

3.2.6 Diseño de las levas

Por último, el diseño de la leva requiere la construcción gráfica de un perfil que cumpla la función de desplazar la plancha metálica superior 6 mm hacía la base fija repetitivamente. Se optó por el esquema de movimiento cíclico pues sus curvas de movimiento son suaves, es decir, no tiene cambios intempestivos de aceleración en los extremos de movimiento. Además, produce escaso desgaste por vibraciones. La función que describe el movimiento del seguidor, en este caso la plancha metálica, según la posición de la leva se muestra a continuación:

$$\Delta R_i = H_i \left[\frac{\phi_i}{\beta_i} - \frac{1}{2\pi} \sin \left(\frac{2\pi\phi_i}{\beta_i} \right) \right]$$

En donde:

ϕ_i : Ángulo de rotación de la leva.

ΔR_i : Es la magnitud de la variación del radio de acuerdo al ángulo de rotación de la leva (ϕ_i).

H_i : Desplazamiento máximo que la leva puede causar en la plancha metálica.

β_i : Ángulo en donde la leva produce el desplazamiento máximo de la plancha metálica.

Debido a que se tabularan los valores de ϕ_i , los valores de ΔR_i cambiarán. Sin embargo, H_i y β_i se mantendrán como valores constantes en la ecuación. Por un lado, el valor de ϕ_i variará entre 0 y 90° pues la geometría de la leva será distinta de 0 a 180° que de 180° a 360°. Se espera que la primera mitad sea de radio variable y sea donde ocurra la compresión, mientras que la segunda se mantenga constante en 25 mm para no perturbar la posición de la plancha metálica. Por ello, conociendo el perfil de la leva entre 0 y 90°, las medidas serán las mismas de 90° a 180° pero en sentido contrario. El desplazamiento máximo de la plancha ocurriría cuando la leva se encuentra con una rotación de 90° (β_i). Por otro lado, H_i es 9 mm,

que es el desplazamiento que tiene que tener la plancha para deformar 6 mm la pecana y asegurar una rotura de cascarón con reducidas mermas según las pruebas elaboradas en la **Sección 3.1.2**. En la columna ΔR_i , del **ANEXO 3: Datos para diseño de leva** se presentan los datos del desplazamiento de la plancha según el ángulo ϕ_i de rotación de la leva. A continuación, en la **Figura 3.16**, se puede apreciar como varía el desplazamiento de la plancha hasta llegar a su máximo a medida que la leva rota.

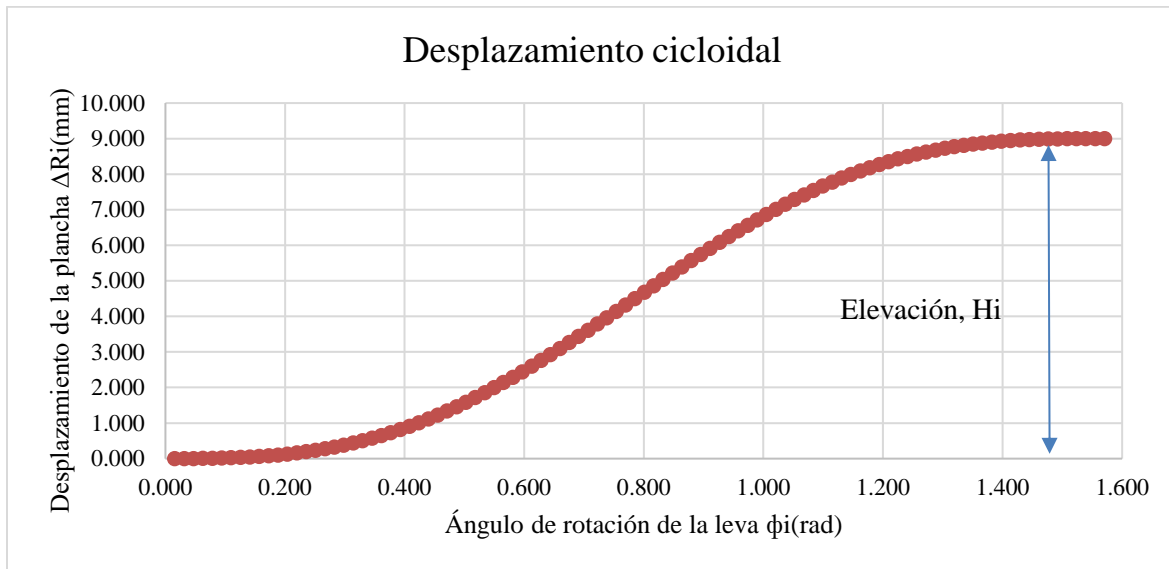


Figura 3.16 Desplazamiento cicloidal de la plancha metálica según ángulo de rotación de la leva
Fuente: Elaboración propia

Una vez obtenidos estos datos, se procede a graficar el perfil de la leva. En primer lugar, se establece el diámetro base de la leva. Se consideró que este sea de 50 mm. Luego se procedió a separar con líneas radiales con un ángulo de 10° desde el ángulo 0 hasta el 90° . Después, de acuerdo al ángulo ϕ_i que se encuentre, se proyecta cada línea con un valor igual al ΔR_i correspondiente. Para el diseño del perfil de la leva se optó por una tabulación de 10 valores los cuales se muestran a continuación.

ϕ_i ($^\circ$)	ϕ_i (rad)	ΔR_i (mm)
0	0	0
10	0.1745329	0.0792746
20	0.3490659	0.5893668
30	0.5235988	1.75951
40	0.6981317	3.5100922
50	0.8726646	5.4899078

ϕ (°)	ϕ (rad)	ΔR_i (mm)
60	1.0471976	7.24049
70	1.2217305	8.4106332
80	1.3962634	8.9207254
90	1.5707963	9

Tabla 18 Valores para diseño de leva
Fuente: Elaboración propia

Posteriormente, se trazan líneas tangenciales proyectadas del círculo base formando dos líneas perpendiculares entre este y la línea radial.

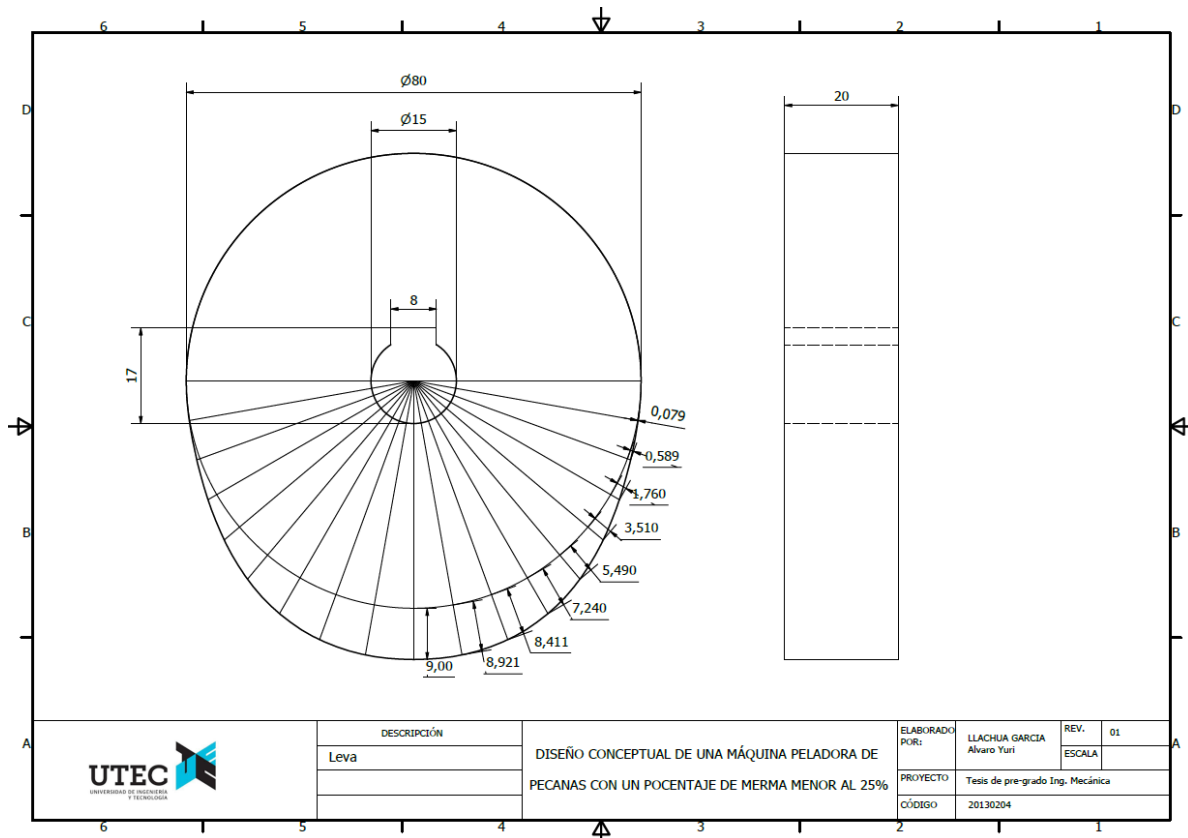


Figura 3.17 Plano de detalle de la leva

Fuente: Elaboración propia usando Autodesk Inventor Professional 2016

Finalmente se unen estos puntos mediante una línea suave tangente a las líneas perpendiculares formadas, construyendo así un perfil preciso y consistente con el diagrama de desplazamiento cicloidal presentado líneas arriba. El perfil final obtenido se muestra en la **Figura 3.17**.

Ahora que se conoce el desplazamiento de la plancha en cada ángulo en que el que la leva se encuentre, se puede obtener el torque necesario y, por ende, potencia del motor que permita la compresión de las pecanas en la máquina. Adicionalmente, se comprobará el diámetro del eje de transmisión y en caso, sea mayor al diámetro base de la leva, se realizarán las modificaciones pertinentes.

3.2.7 Selección del motor de las levas

En primer lugar, se identifica como interactúa la leva con la plancha metálica cuando esta se encuentra rotando.

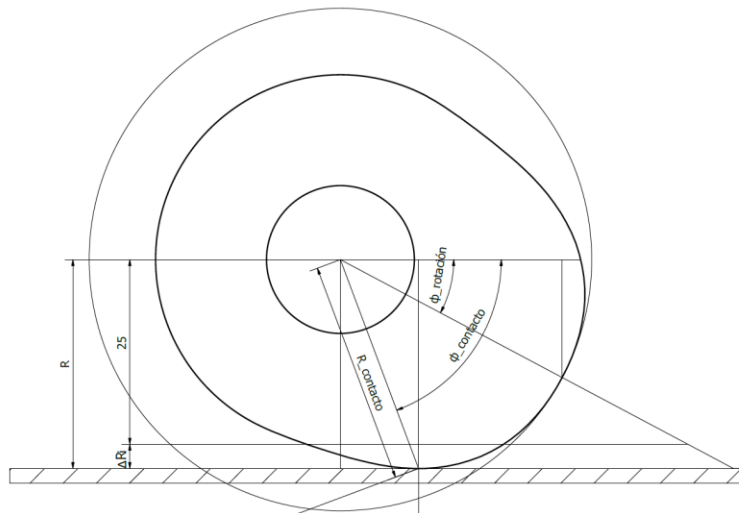


Figura 3.18 Distancias principales en el contacto entre la leva y la plancha metálica
Fuente: Elaboración propia

Como se puede apreciar en la **Figura 3.18**, el ángulo de rotación no es el mismo que el ángulo en donde hacen contacto la plancha metálica con la leva. Por lo tanto, las fuerzas deben ser halladas con respecto a este último. El diagrama de cuerpo entonces, resultaría como se muestra en la siguiente figura.

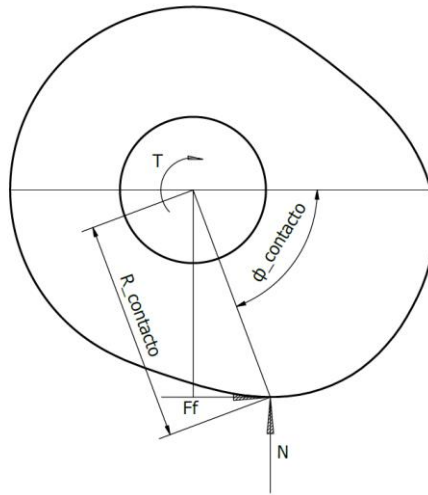


Figura 3.19 Diagrama de Cuerpo Libre DCL de la leva en el contacto con la plancha metálica
Fuente: Elaboración propia

En donde N sería la fuerza normal y Ff la fuerza de fricción. Debido a que la fuerza de fricción se encuentra en función de la normal multiplicado por el coeficiente de fricción entre aceros ($\mu=0.33$), se procede a hallar esta última. La fuerza normal es la sumatoria de la fuerza de restitución de los 4 resortes más la fuerza de oposición que ejercen las 15 pecanas que se encuentran en la sección de compresión. Además, como estos varían en función a la posición de la leva, la fuerza normal y, por ende, la fuerza de fricción, también lo harán.

$$N = \sum F_{resortes \phi_i} + \sum F_{pecanas \phi_i}$$

Por un lado, la fuerza de oposición que ejercen los resortes sobre la plancha metálica es igual a sus constantes de rigidez por la longitud comprimida. La ecuación mostrada a continuación expresa la sumatoria de fuerzas de restitución de los resortes en función al ángulo de rotación ϕ_i de la leva.

$$\sum F_{resortes \phi_i} = m * k * (\Delta R_{\phi_i} * \sin \phi_i + 1.25)$$

En donde:

m = 4... Número de resortes

k = 10 N/mm... Constante de rigidez del resorte V10-025 ITAN

ΔR_i : Es la magnitud de la variación del radio de acuerdo al ángulo de rotación de la leva (ϕ_i).

Por su parte, la fuerza de resistencia que opone la pecana a la compresión es rescatada de la curva fuerza contracción que se obtuvo en la etapa de ensayos mecánicos. Debido a que se tienen 20 curvas se considera la máxima fuerza de resistencia del conjunto de la muestra de 20 pecanas en conjunto del ensayo de compresión elaborado. Es decir, se propone usar la máxima fuerza resultante de cada deformación para simular el caso crítico de una pecana de excepcional resistencia a la compresión. La curva fuerza-contracción generada por estos valores se muestra a continuación.



Figura 3.20 Fuerzas máximas obtenidas de los ensayos de compresión realizados a la pecana
Fuente: Elaboración propia

Alcanzando hasta los 350 N, la fuerza expuesta en la **Figura 3.20** se encuentra en función a la deformación de la pecana en milímetros. Por lo tanto, debido a que se requiere que las fuerzas se encuentren en función del ángulo de rotación, estas medidas se tabulan de acuerdo al desplazamiento cicloidal del seguidor plano ΔR_{ϕ_i} en la tabla del ANEXO 3: Datos para diseño de leva.

$$\sum F_{pecanas \phi_i} = n * F_{pecanas x_i \rightarrow \phi_i}$$

En donde:

n = 15... Pecanas en la sección de compresión

$F_{pecanas \times_i \rightarrow \phi_i}$... Fuerza de la pecana en función del ángulo de rotación de la leva

Una vez obtenido la fuerza normal y también la distancia desde el eje de giro al punto de contacto ($R_{contacto\phi}$) en cada ángulo de rotación de la leva se obtiene el torque producido por la normal usando la siguiente función.

$$T_N = N * [R_{contacto\phi} \cos \phi_{contacto}]$$

Como resultado el torque producido por la fuerza normal T_N varía en función del ángulo de rotación de la leva de la siguiente manera.

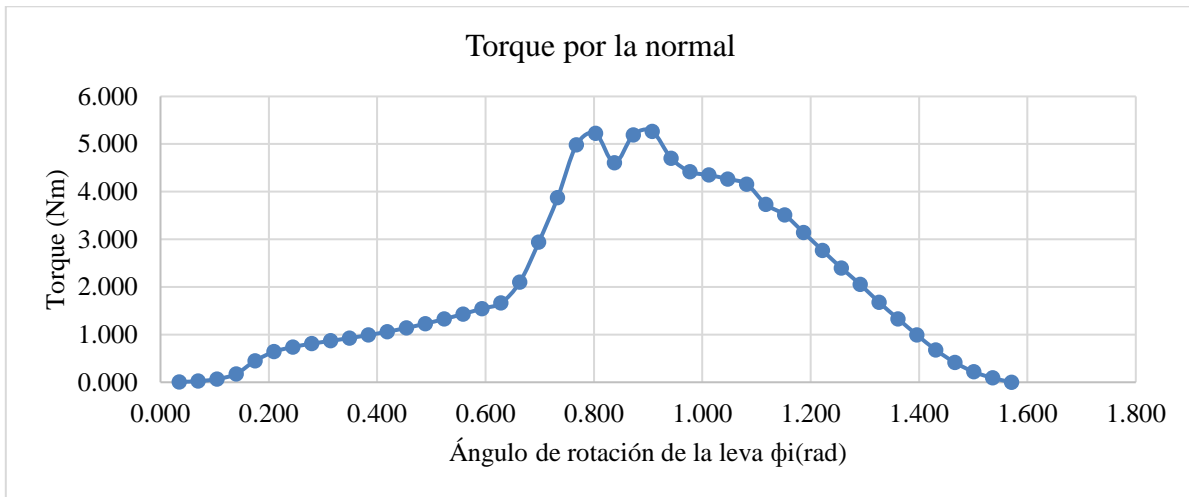


Figura 3.21 Torque producido por la normal en la compresión
Fuente: Elaboración propia

Seguidamente, se halla el torque producido por la fuerza de fricción T_F .

$$T_F = N * \mu * [R_{contacto\phi} \sen \phi_{contacto}]$$

De igual manera, el torque producido por la fuerza de fricción T_F varía en función del ángulo de rotación de la leva de la siguiente manera.

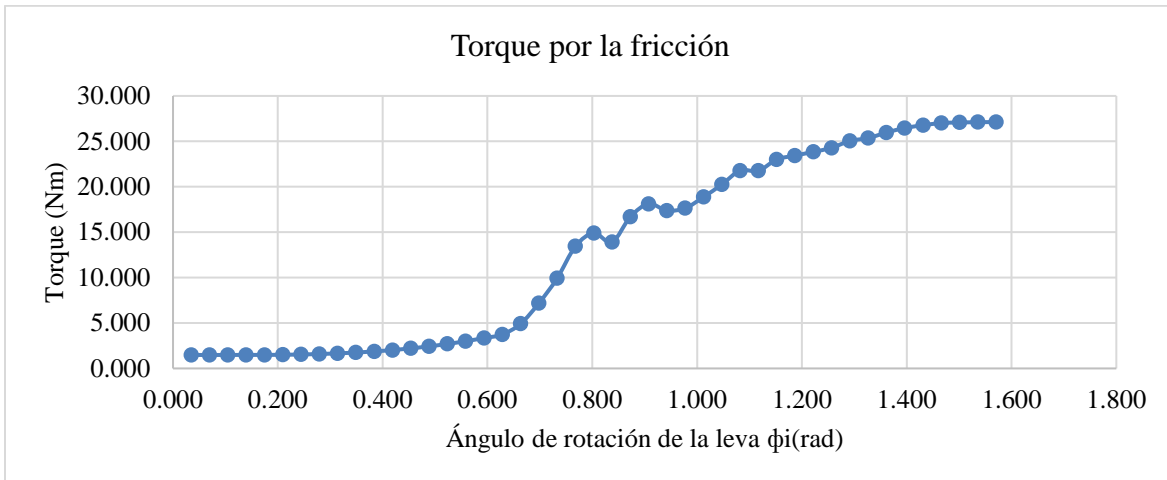


Figura 3.22 Torque producido por la fricción en la compresión
Fuente: Elaboración propia

La suma de ambos torques tendría como resultado el torque que debe ejercer el motor sobre el eje de levas en cada instante para poder vencer la resistencia al movimiento que oponen tanto las pecanas como los resortes.

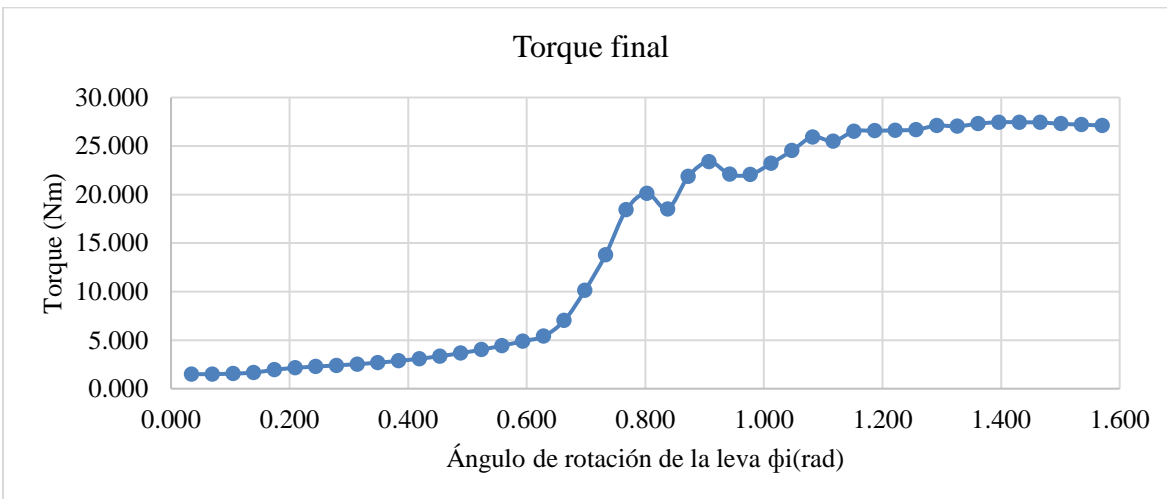
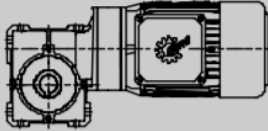


Figura 3.23 Torque requerido para el motor de compresión
Fuente: Elaboración propia

Como se puede apreciar en la **Figura 3.23**, el sistema requiere un mayor torque en la parte final de la compresión alcanzando hasta los 27.46 Nm. Por consiguiente, el motor eléctrico debe poder ejercer como mínimo este par requerido además de una velocidad de rotación, calculado en la etapa de diseño preliminar, de 10 rpm. En resumen, las propiedades que debe tener se muestran a continuación.

PROPIEDADES PARA DEL MOTORREDUCTOR DE LAS LEVAS	
Torque mínimo requerido	27.46 Nm
Velocidad de rotación	10 rpm

El motorreductor SK 1 SI 50 – IEC63 de la marca Nord cumple con los requerimientos dictados, por lo tanto, es seleccionado para impulsar el movimiento del eje de levas. A continuación, se muestran sus especificaciones técnicas según su catálogo comercial.

										Modelo
P_1	n_2	M_2	f_B	i_{ges}	i_{sch}	i_{vor}	F_R	F_{RF}		
[kW]	[min ⁻¹]	[Nm]					[N]	[N]		
0,12	22	27	2,7	60	60		4800	3740	SK 1SI 50 – IEC63 - 63S/L	
	17	32	2,1	80	80		4800	3740		
	13	36	1,7	100	100		4800	3740		

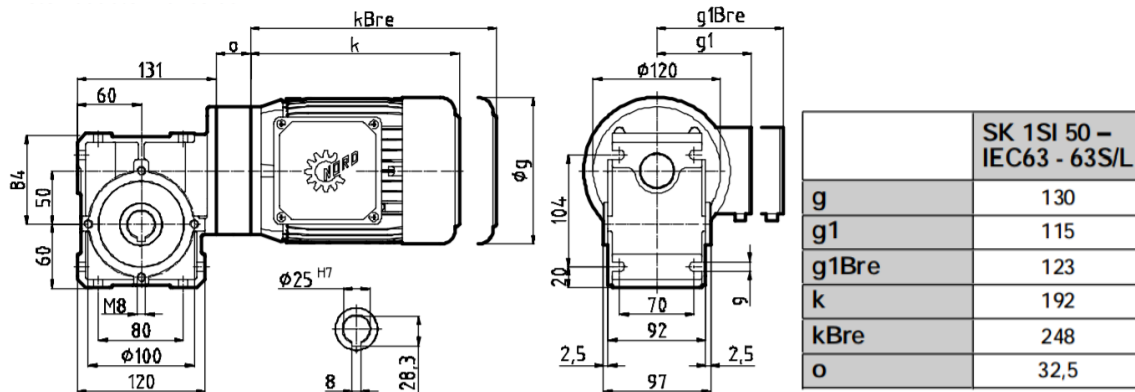


Figura 3.24 Ficha técnica del motorreductor SK 1 SI 50 – IEC63 de la marca Nord
Fuente: Catálogo de motorreductores de la marca Nord

3.2.8 Diseño del eje de transmisión de las levas

Resultándose el torque máximo 27.46 Nm y una velocidad de 10 rpm, la potencia del motor es de 28.75 W. Se procede entonces al diseño del eje de transmisión que trasladará las

fuerzas del motor a las levas. Este es determinado por diversos factores que en resumen se expresan de la siguiente manera si se espera que falle por pandeo.

$$D = \left[\frac{32 N}{\pi} \sqrt{\left[\frac{K_t M}{s'_n} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{T}{s_y} \right]^2} \right]^{1/3}$$

Y de la siguiente forma si se espera que falle por esfuerzos cortantes a lo largo de su eje.

$$D = \sqrt{2.94 K_t(V)N/s'_n}$$

Una variable en común que ambas fórmulas comparten es el esfuerzo a la fatiga. Este se calcula como el producto de diversos factores que se presentan a continuación:

$$s'_n = s_n(C_m)(C_{st})(C_R)(C_s)$$

Se empieza, definiendo que el proceso de manufacturado con el que se contempla que el eje será fabricado es maquinado en torno. Por lo tanto, el esfuerzo resultante por este tipo de superficie, según la Figura 3.29, es $s_n = 54000$ psi.

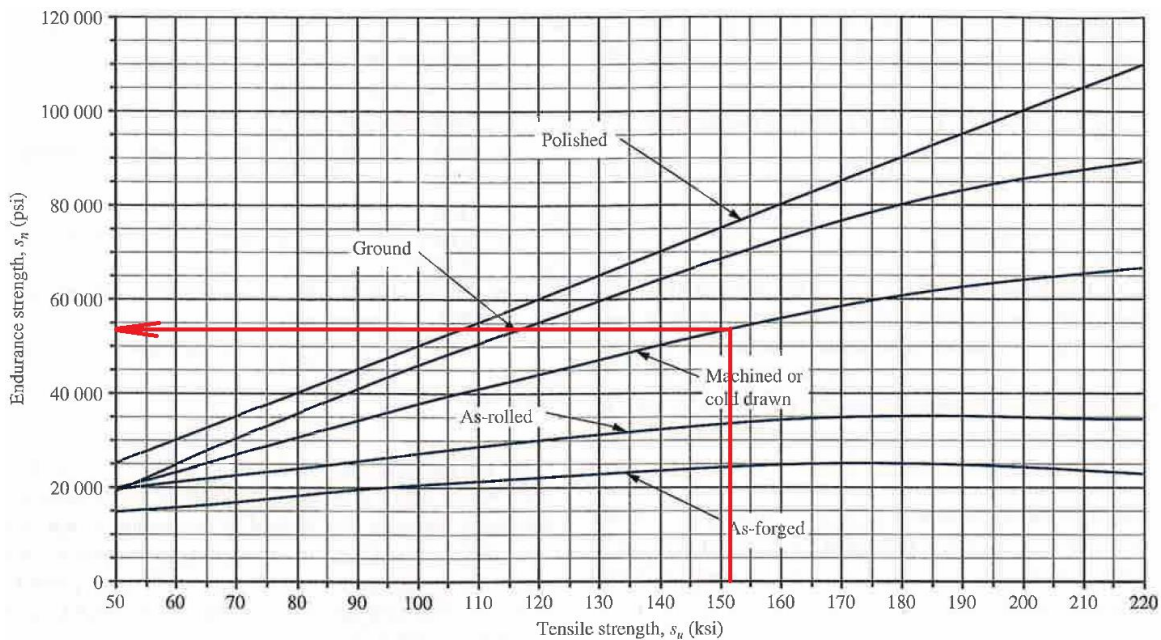


Figura 3.25 Esfuerzo resultante por el tipo del proceso de manufacturado
Fuente: Machine Elements in Mechanical Design. Mott

En segundo lugar, se define el factor material C_m . Debido a que un eje de acero forjado tiene mejores propiedades de resistencia a la fatiga que uno de acero fundido se escoge el primero para que sea el material del eje. Y tal como se aprecia en la siguiente Figura 3.30, su $C_m=1.00$.

Wrought steel:	$C_m = 1.00$
Cast steel:	$C_m = 0.80$
Powdered steel:	$C_m = 0.76$
Malleable cast iron:	$C_m = 0.80$
Gray cast iron:	$C_m = 0.70$
Ductile cast iron:	$C_m = 0.66$

Figura 3.26 Factor material

Fuente: Machine Elements in Mechanical Design. Mott

En cuarto lugar, se fija el factor de confiabilidad C_R . Se estima una confiabilidad de 99% lo cual resulta en un $C_R=0.81$.

Desired reliability	C_R
0.50	1.0
0.90	0.90
0.99	0.81
0.999	0.75

Figura 3.27 Factor de confiabilidad

Fuente: Machine Elements in Mechanical Design. Mott

En quinto lugar, se precisa el factor por tipo de esfuerzo. Debido a la fuerza que ejercen las pecanas junto a los resortes a lo largo del eje se presenta el pandeo. A este tipo de esfuerzo se le corresponde el $C_{st}=1$.

FACTOR POR TIPO DE ESFUERZO	C_{st}
Esfuerzo de Pandeo	1
Esfuerzo radial	0.8

Figura 3.28 Factor por tipo de esfuerzo

Fuente: Machine Elements in Mechanical Design. Mott

El último es el factor de tamaño. Este factor se selecciona asumiendo una aproximación del diámetro del eje. En este caso, se está corroborando el diámetro de 20 mm (0.787 in) que se atribuyó al orificio central de la leva. Por lo tanto, el $C_s=0.899$.

U.S. customary units	
Size range	For D in inches
$D \leq 0.30$	$C_s = 1.0$
$0.30 < D \leq 2.0$	$C_s = (D/0.3)^{-0.11}$
$2.0 < D < 10.0$	$C_s = 0.859 - 0.02125D$

Figura 3.29 Factor de tamaño

Fuente: Machine Elements in Mechanical Design. Mott

El producto de estos factores resulta un esfuerzo a la fatiga s'_n de 39.34 ksi. Por su parte el factor de diseño es representado por N . Este valor funciona como factor de seguridad debido a la incertidumbre física, estructural y operacional que presenta todo cálculo. Se consideró un $N=2$, pues es un factor recomendable y usado tradicionalmente en el diseño de ejes. También, cabe mencionar que el torque mínimo que el eje debe soportar es de 27.46 Nm. Y, por último, con respecto al material, el eje será hecho del material AISI 4340 que tiene como esfuerzo a la fluencia 1048 MPa o 152 ksi.

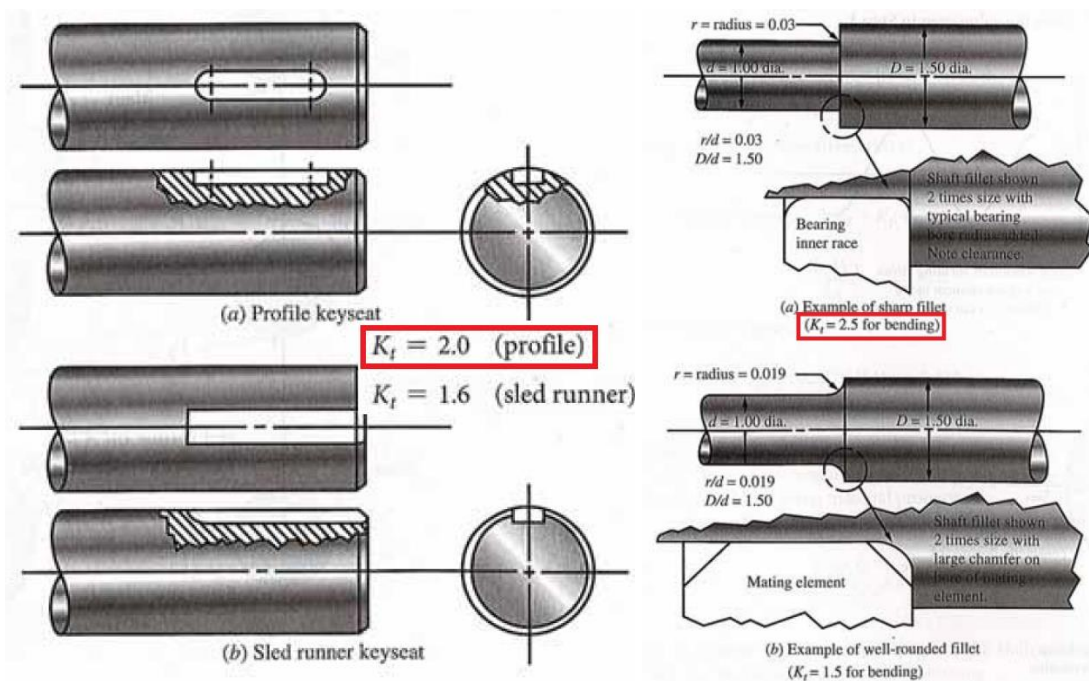


Figura 3.30 Factor de concentración de esfuerzos
Fuente: Machine Elements in Mechanical Design. Mott

Ahora, se deben identificar y nombrar los puntos que en donde los componentes interactúan con el eje. Además, mostrar las fuerzas en un diagrama DCL para poder hallar los momentos flectores y fuerzas cortantes que se producen.

En el diseño preliminar se consideraron dos levas y tres rodamientos intercalados. El motor se ubica en un extremo mientras que, en el otro, un rodamiento. El eje tiene una longitud de 300 mm, por lo cual se asumió una separación de 60 mm entre levas y rodamientos. Una vez ubicadas las partes en el espacio del eje, se procede a describir las fuerzas. Por un lado, en el extremo del motor, interviene el torque requerido para comprimir las pecanas y los resortes el cual resulto de 27.46 Nm. Por lo tanto, cada leva transmitiría un torque de 13.73 Nm Por otro lado, los rodamientos trabajan como soporte libre. A continuación, se muestra el DCL elaborado de acuerdo a las fuerzas descritas.

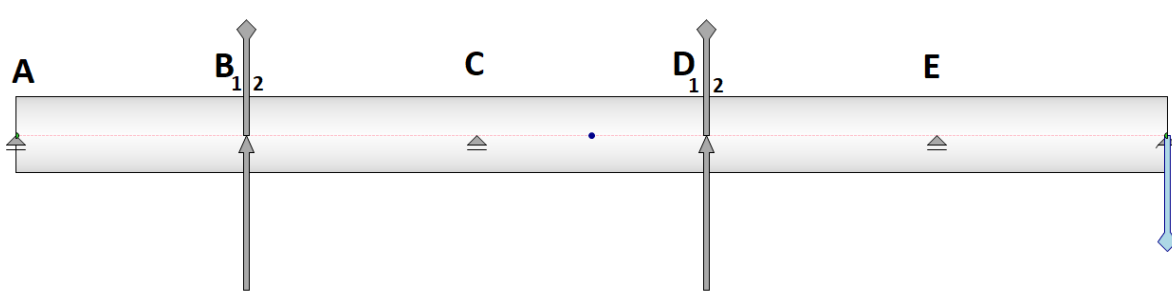


Figura 3.31 DCL del eje de las levas

Fuente: Elaboración propia usando Autodesk Inventor Professional 2016

Los puntos A, C y E pertenecen a los rodamientos mientras que los puntos B y D representan a las levas. Respecto a estos últimos, se detallan un punto antes y después, como 1 y 2, debido a que las levas por un lado están en contacto con un codo del eje y el otro esta con una claveta. A pesar de encontrarse en la misma zona, tanto la concentración de esfuerzos como el torque y las fuerzas cortantes divergen de un punto a otro. Esto se puede apreciar en los siguientes diagramas que se muestran a continuación.

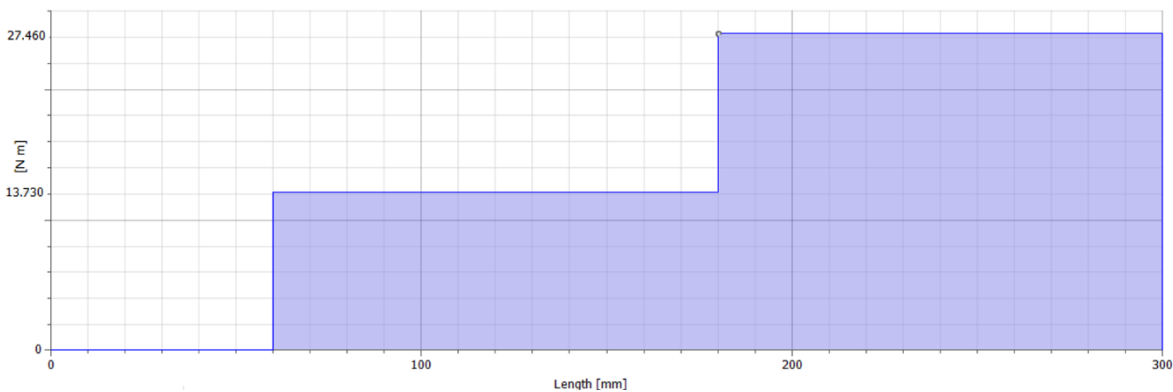


Figura 3.32 Diagrama de torques

Fuente: Elaboración propia usando Autodesk Inventor Professional 2016

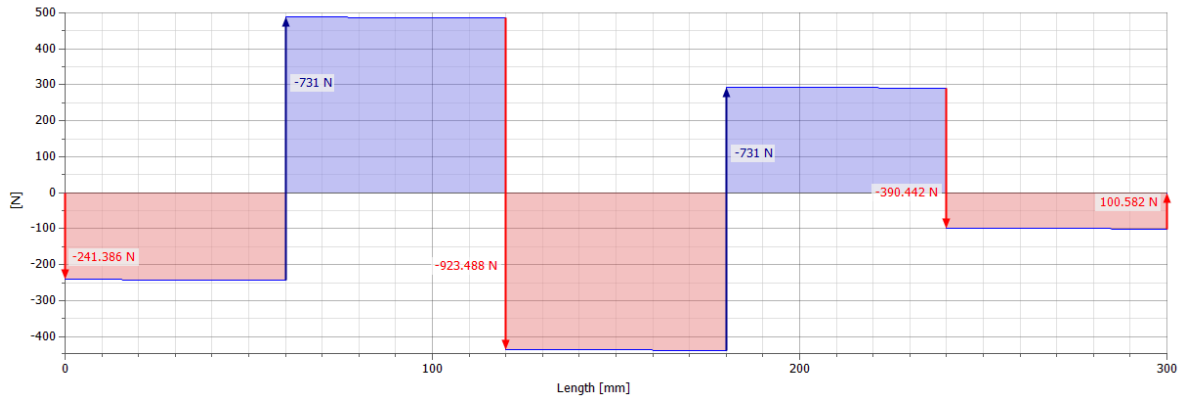


Figura 3.33 Diagrama de fuerzas cortantes
 Fuente: Elaboración propia usando Autodesk Inventor Professional 2016

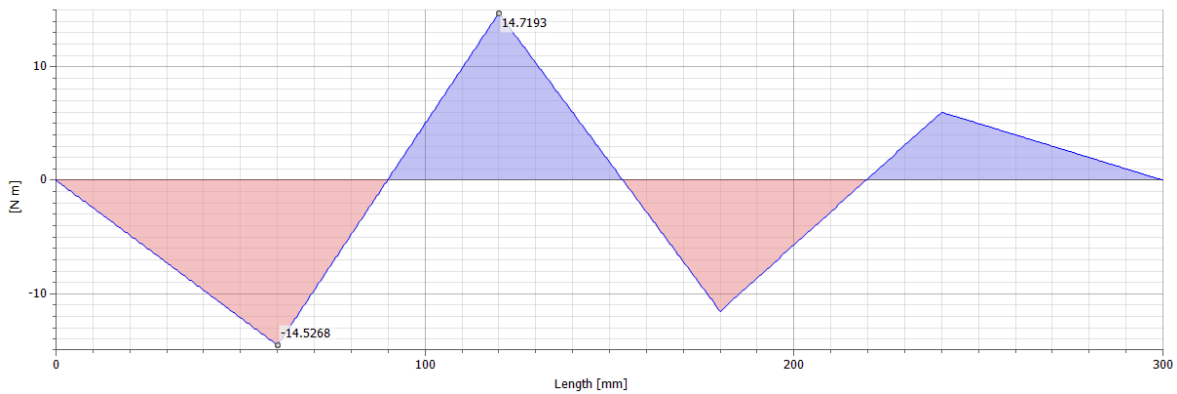
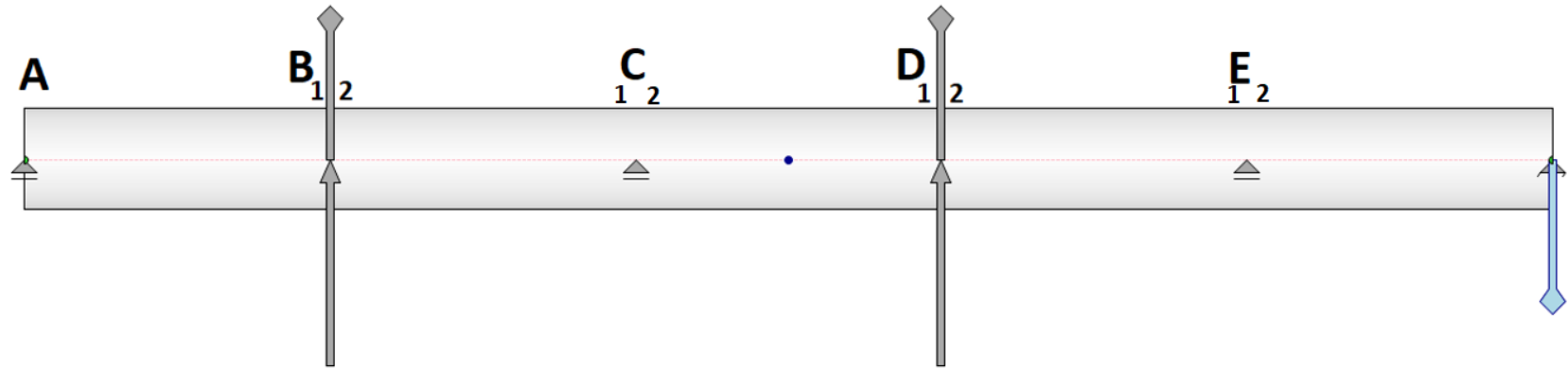


Figura 3.34 Diagrama de momentos flectores
 Fuente: Elaboración propia usando Autodesk Inventor Professional 2016

Ya identificadas las fuerzas y momentos flectores presentados en cada punto de interacción del eje con la leva o con el soporte, se procede a calcular el diámetro por tramo. A continuación, se muestra la tabla de operaciones en la que se exponen las variables que se usaron para hallar la sección de ese tramo del eje y, además, el diámetro que resultaría si en vez de ser hallado por un tipo de falla, como mor momentos flectores, se halla por las fuerzas cortantes. Finalmente, se escoge el mayor de estos valores y se procede a pasarlo a unidades de milímetros.



	A	B		C		D		E	
		1	2	1	2	1	2	1	2
Torque (T)	0.00 lbin	0.00 lbin	84.35 lbin	-	-	84.35 lbin	168.61 lbin	-	-
Fuerza cortante (V)	54.27 lb	54.27 lb	109.84lb	109.84 lb	98.25 lb	98.25 lb	65.81 lb	65.81 lb	22.49 lb
Momento flector (M)	0.00 lbin	128.51 lbin	128.51 lbin	130.28 lbin	130.28 lbin	102.05 lbin	102.05 lbin	52.48 lbin	52.48 lbin
Factor de concentración de esfuerzos (K_t)	2.5	2	2.5	2.5	2.5	2.5	2	2.5	2.5
Esfuerzo a la fatiga (s'_n)	39.34 ksi								

Esfuerzo a la fluencia(s_y)	152 ksi								
Factor de Diseño (N)	2								
Diámetro del eje x V (D)	0.14 in	0.13 in	0.20 in	0.20 in	0.19 in	0.19 in	0.14 in	0.16 in	0.09 in
Diámetro del eje x M (D)	0.00 in	0.51 in	0.55 in	0.55 in	0.55 in	0.51 in	0.48 in	0.41 in	0.41 in
Diámetro final	13.97 mm			13.97 mm				10.41 mm	

Tabla 19 Cálculo de los diámetros del eje de levas
Fuente: Elaboración propia

Expuestos los diámetros mínimos que el eje debe presentar en cada tramo, se opta por escoger un diámetro superior que coincida con las medidas para que la soporte una chumacera comercial. Estas resultaron en un eje de 15 mm en sus extremos y un diámetro de 17 mm al centro. Cabe destacar que, se contempla el uso de chavetas para la transmisión de movimiento a la leva. Al igual, la conexión del eje con el motorreductor requiere el uso de una chaveta transversal al acople. A continuación, se muestra el plano de diseño del eje de levas contemplado para la etapa de rotura del cascarón de la pecana.

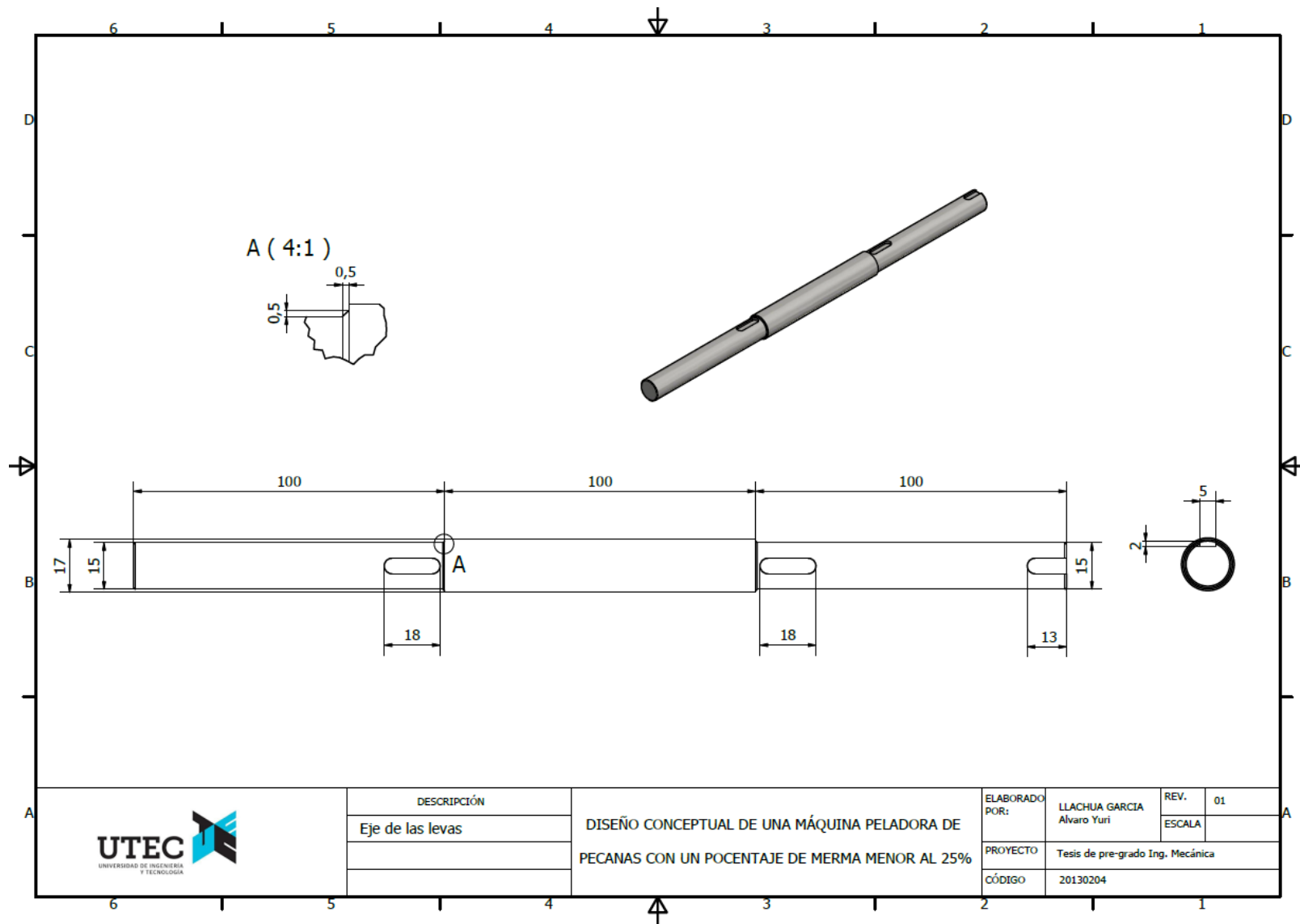


Figura 3.35 Plano de detalle del eje de levas

Fuente: Elaboración propia usando Autodesk Inventor Professional 2016

3.2.9 Selección de chumaceras

Como puntos de apoyo del eje se consideraron tres chumaceras tipo puente de la marca ASAHI. Dos de estas chumaceras soportan al eje cuando este tiene un diámetro de 15 mm, mientras que uno de ellos lo hace cuando el diámetro es de 17 mm. Las chumaceras que cumplen con los requisitos son las UCP 202 y UCP 203 respectivamente. A continuación, en la Figura 3.36 Ficha técnica de la chumacera⁴⁰ se exponen las características técnicas de estos elementos.

SERIESTANDARDUCP													Soportedefundición - RodamientodeAcero			
Referencia	Ø eje (mm)	H (mm)	L (mm)	J (mm)	A (mm)	N (mm)	N1 (mm)	H1 (mm)	H2 (mm)	β (mm)	s (mm)	Tornillo	Roda- miento	Soporte	Peso (Kg)	
UCP201	1.2	30.2	127	95	38	13	19	15	62	3.1	12.7	M10	UC 201	P203	0.65	
UCP202	1.5	30.2	127	95	38	13	19	15	62	3.1	12.7	M10	UC 202	P203	0.63	
UCP203	1.7	30.2	127	95	38	13	19	15	62	3.1	12.7	M10	UC 203	P203	0.62	
UCP204	2.0	33.3	127	95	38	13	19	15	65	3.1	12.7	M10	UC 204	P204	0.65	
UCP205	2.5	36.5	140	105	38	13	16	16	70	3.4	14.3	M10	UC 205	P205	0.79	
UCP206	3.0	42.9	165	121	48	17	21	18	83	38.1	15.9	M14	UC 206	P206	1.3	

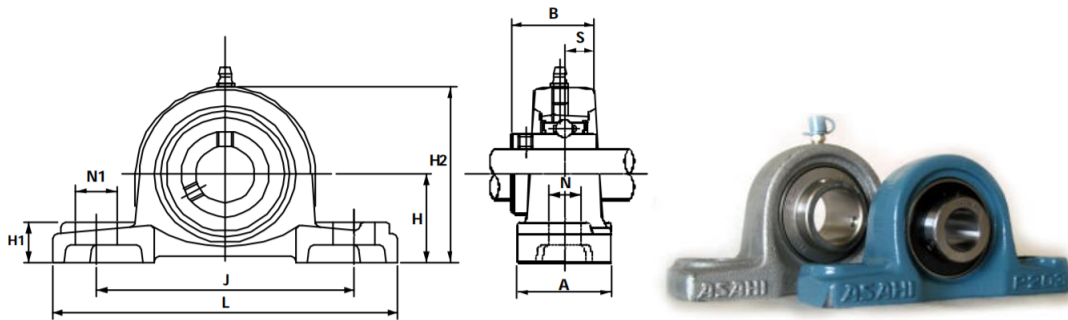


Figura 3.36 Ficha técnica de la chumacera UCP 202 y UCP 203 de la marca ASAHI
Fuente: Catálogo de chumaceras de la marca ASAHI

3.3 Diseño de etapa de dosificación

La etapa de dosificación comprende el transporte de la tolva a la etapa de rotura de cascarrón a volúmenes controlados. Como se estableció en los cálculos preliminares, se requiere un flujo controlado de 15 pecanas por compresión. Por lo tanto, se comprende el uso de cangilones fijados a la faja elevadora para que lo realicen. Tanto este elemento, como los soportes de la faja, las poleas, el motorreductor y demás partes complementarias son explicados en el siguiente apartado.

3.3.1 Selección de los cangilones

Para la selección del cangilón que transportara las pecanas a través de la faja elevadora a la sección de retención se necesita saber las dimensiones que permitan cargar 15 pecanas. En la **Sección 3.1.1** se halló que la pecana tiene una densidad de empaquetado de 282.42 kg/m³. Es decir, en un espacio de un m³ pueden ingresar 29467 pecanas. Entonces para 15 pecanas, se necesita un espacio de 509042.55 mm³ o 0.5 litros. Adicionalmente, el largo no debe ser mayor a 150 mm pues esta es la medida del ancho de la sección de retención. El cangilón que cumple con estos requisitos es el cangilón HD MAX 5x4 de la marca INSUMAS AGRO. Cabe destacar que debido a la aplicación que tendrá en la presente tesis, basta que el material del cangilón sea de polietileno de alta densidad debido a ser un material económico y aprobado por la Administración de Alimentos y Medicamentos FDA. Por último, para la instalación del cangilón, el fabricante recomienda un espaciado vertical de la proyección del cangilón más 50 mm entre estas. Es decir, un espaciado de mínimo 168 mm.

Modelo	MEDIDAS DE LOS CANGILONES (mm) (2)				PERFORADO EN mm (3)				PESO EN KG			CAPACIDAD EN LTS
	Medida	(L) Largo	(P) Proy.	(A) Altura	(E) Distancia	(F) Distancia	Nº Perf.	Med. Bulón	H.D.PE	Nylon	Uretano	Nivel de Agua XX
HD-Max	3 x 2	81	59	56	44	15	2	1/4	0.05	0.06	0.07	0.10
HD-Max	4 x 3	104	83	62	57	20	2	1/4	0.09	0.11	0.13	0.19
HD-Max	5 x 4	134	118	82	81	25	2	1/4	0.20	0.24	0.28	0.65
HD-Max	7 x 5	188	150	102	67	30	3	1/4	0.37	0.44	0.52	1.45
HD-Max	8 x 5											
HD-Max	9 x 5	241	150	102	89	30	3	1/4	0.45	0.54	0.63	1.90
HD-Max	10 x 5											
HD-Max	8 x 6											
HD-Max	9 x 6	241	177	121	89	30	3	1/4	0.54	0.65	0.76	2.40
HD-Max	10 x 6											
HD-Max	11 x 6	294	177	121	76	30	4	1/4	0.75	0.90	1.06	3.30

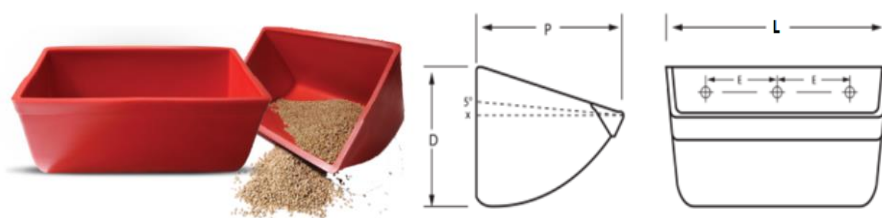


Figura 3.37 Ficha técnica del cangilón HD MAX 5x4 de la marca INSUMAS AGRO
Fuente: Catálogo de cangilones de la marca INSUMAS AGRO

3.3.2 Selección de los elementos de fijación de los cangilones

La unión entre los cangilones y la faja elevadora se fija por medio de los tornillos elevadores. El tipo de tornillo recomendado para la faja con carcaza de algodón TEA 350/5 es el EURO BOLT. Como se aprecia en la **Figura 3.38**, este tipo de tornillo se adhiere a la faja formando una superficie uniforme con ella. El kit de fijación se compone por el tornillo elevador, una arandela ovalada, una arandela de presión y una tuerca.

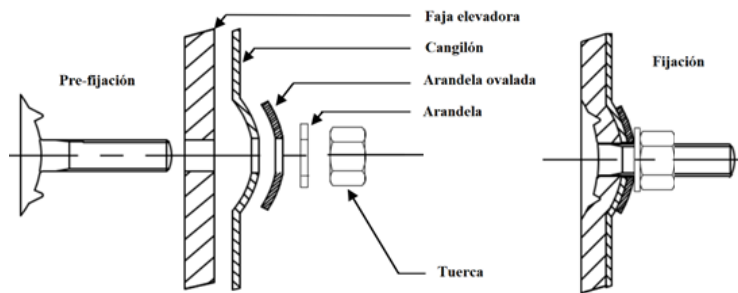
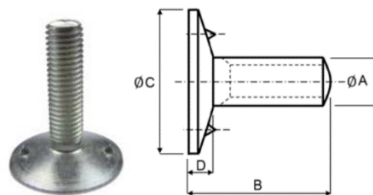


Figura 3.38 Instalación de los tornillos elevadores EURO BOLT de la marca 4B GROUP
Fuente: Catálogo de tornillos elevadores de la marca 4B GROUP

De acuerdo a las bajas cargas que este tornillo debe soportar (1.17 N), se selecciona el tornillo de menor diámetro (A) de la Figura 3.43. Además, el largo del tornillo debe comprender el espesor de la faja, del cangilón, y el tamaño de las arandelas y tuerca. Por consiguiente, se escoge el tornillo EURO BOLT M6 de la marca 4B GROUP con un largo de 20 mm pues cumple con las exigencias mencionadas.



Ref.	ØA	Head - Ø C (Ø mm)	D	Nominal Bolt Torque (Nm)	Bolt Length - B						
					20 mm	25 mm	30 mm	35 mm	40 mm	45 mm	50 mm
M6	21	3.9	5 - 8	1.34	1.50	1.70					
M7	23	4.3	10 - 13	1.82	1.96	2.02	2.20				
M8	30	5.4	15 - 20	2.55	2.70	2.90	3.00	3.24	3.48	3.66	
M10	35	5.9	35 - 36		5.22	5.32	5.55	5.72	6.10	6.48	
M12	42	6.8	60 - 65					8.70		9.92	

Figura 3.39 Ficha técnica de los tornillos elevadores EURO BOLT M6 de la marca 4B GROUP
Fuente: Catálogo de tornillos elevadores de la marca 4B GROUP

3.3.3 Selección de la faja elevadora

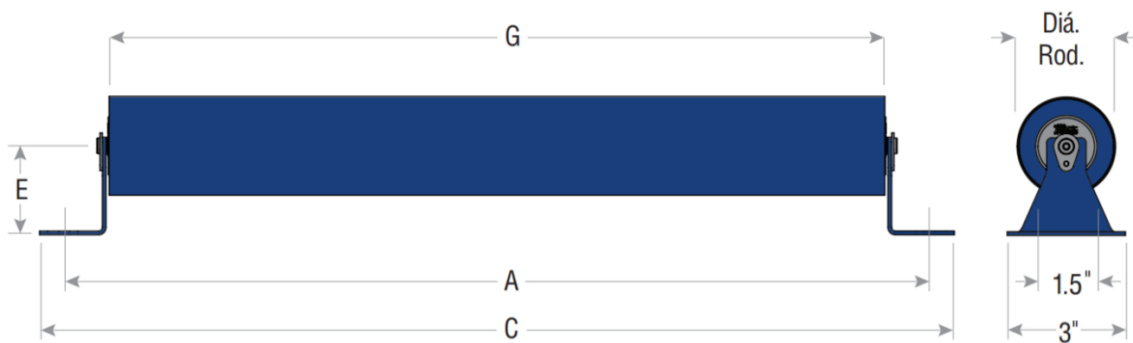
El sistema de dosificación comprende el uso de una faja elevadora a la que se le fijaran los cangilones para transportar las pecanas a la sección de retención. En este caso se opta por una faja elevadora que no requiere soportar mucha carga (3.51 N por cangilón) y aprobada por la FDA para transportar alimentos como lo es la faja TEA 350/5 de la marca INSUMAS AGRO. Esta es una faja básica, de 350 mm de ancho, de leve carga con carcaza de algodón y un espesor e 5.8 mm para que los tornillos de fijación se adhieran correctamente.

MODELO	EP 150/5	EP 300/4	TEA 150/6	TEA 300/5
DIBUJO				
CANTIDAD DE TELAS	5	4	6	5
COBERTURA	0 + 0	0 + 0	0 + 0	0 + 0
ESPESOR (mm)	6,6	5	6,3	5,8
CARCAZA	Pylon	Pylon	Algodón	Algodón
RESISTENTE A ACEITES	No	No	No	No
RESISTENTE A ALTAS TEMPERATURAS	80°C	80°C	60°C	60°C
RESISTENTE A LLAMA (AUTOEXTINGUIBLE)	Si	Si	No	No
RESISTENTE A LA ABRASIÓN	No	No	No	No
RESISTENTE A CARGAS ESTÁTICAS	No	No	No	No

Figura 3.40 Ficha técnica de la faja elevadora TEA 350/5 de la marca INSUMAS AGRO
Fuente: Catálogo de cangilones de la marca INSUMAS AGRO

3.3.4 Selección de los soportes de la faja elevadora

A lo largo del tramo entre la polea superior y la inferior se colocan soportes para distribuir mejor la carga y evitar la deformación de la faja debido a la carga que transporta. Para ello se usan rodillos planos como se muestran en la **Figura 3.41**. La selección de uno se basa en el ancho de la faja. De igual manera que en las poleas, se considera 14 in de ancho de faja. Esta magnitud indica que el rodillo correspondiente es el C4-R-14-09-1 de la marca Martin.

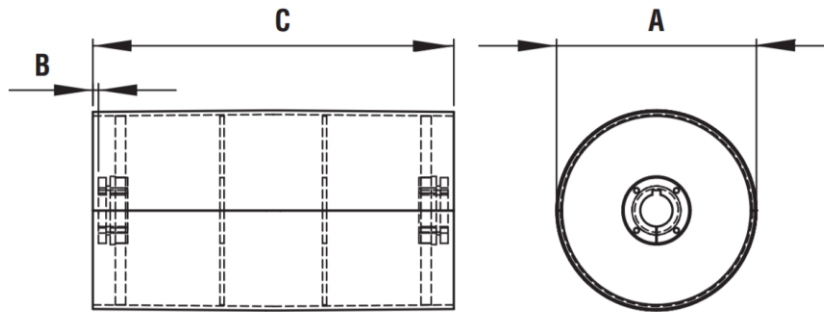


Belt Width	Standard Dimensions			Part Number
	A	C	G	
6	8	9	6.38	C4-R-06-06-1
8	10	11	8.38	C4-R-08-09-1
10	12	13	10.38	C4-R-10-09-1
12	14	15	12.38	C4-R-12-09-1
14	16	18	14.38	C4-R-14-09-1
18	20	21	18.38	C4-R-18-09-1
20	22	23	20.38	C4-R-20-09-1
24	26	27	24.38	C4-R-24-09-1

Figura 3.41 Ficha técnica del rodillo plano de carga C4-R-14-09-1 de la marca Martin
Fuente: Catálogo de rodillos de la marca Martin

3.3.5 Selección de las poleas

Las poleas se sitúan en los extremos superior e inferior de la faja elevadora. Por un lado, la polea conectada al motor estará ubicada en la parte de arriba, mientras que la segunda se posicionará en la parte de abajo y funcionará como polea tensora. Ambas poleas se seleccionan de acuerdo al ancho del eje. Sin embargo, varían en que a la polea conductora se le agrega un buje para transmitir el torque del motor en cambio a la polea tensora no. Entonces, puesto que el ancho de la faja es de 350 mm, equivalente a 13.77 in, su medida próxima superior existente en los catálogos de la polea es de 14 in. Como se puede apreciar en la **Figura 3.42** mostrada a continuación, el ancho de cara (C) lo tiene la polea CSD04014X15 de la marca Martin.

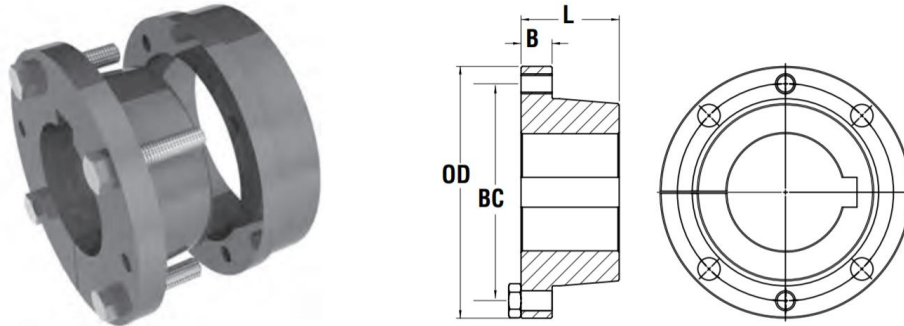


Diámetro A	Número de Parte	Ancho de Cara C	Buje	Barreno Máximo	Claro de Montaje (B)*	Peso Aprox. (lb)
4	CSD04006X15	6	MXT15	1.5	.75	5
4	CSD04010X15	10	MXT15	1.5	.75	8
4	CSD04014X15	14	MXT15	1.5	.75	12
4	CSD04017X15	17	MXT15	1.5	.75	15
4	CSD04020X15	20	MXT15	1.5	.75	19
4	CSD04026X15	26	MXT15	1.5	.75	24
4	CSD04032X15	32	MXT15	1.5	.75	30
4	CSD04038X15	38	MXT15	1.5	.75	35
4	CSD04044X15	44	MXT15	1.5	.75	40
4	CSD04051X15	51	MXT15	1.5	.75	46
4	CSD04057X15	57	MXT15	1.5	.75	52
4	CSD04063X15	63	MXT15	1.5	.75	57
4.5	CSD04508X15	8	MXT15	1.5	.75	10
4.5	CSD04508X20	8	MXT20	2	.75	12
4.5	CSD04514X15	14	MXT15	1.5	.75	16
4.5	CSD04514X20	14	MXT20	2	.75	17

Figura 3.42 Ficha técnica de la polea de tambor CSD04014X15 de la marca Martin
Fuente: Catálogo de poleas de la marca Martin

3.3.6 Selección del buje de la polea

Como se acaba de mencionar, la polea superior necesita un par de bujes para transmitir el movimiento que genera el motor a la faja elevadora. Según la ficha técnica de la polea de tambor CSD04014X15, el buje que corresponde a este tipo de polea es el MXT15.



Número de Parte		Barreno Máx. (Pulg.)	Dimensiones				Pernos		Peso Promedio (lb)	DIAMETRO DEL EJE (Pulgadas)	Cuñero	Torque (Ft/lb)
Fundición/Hierro Dúctil	Acero		LTB (L)	Ancho de Brida (B)	Brida (DE)	Círculo de Barreno (BC)	No.	Tamaño				
MXT15	MXT-STL15	1.5	1.125	.375	2.875	2.438	4	.25 x 1	0.7	.625, .75, .875 1, 1.125, 1.188, 1.25 1.438, 1.5	.188 x .094 .25 x .125 .375 x .125*	8
MXT20	MXT-STL20	2	1.406	.469	3.75	3.188	4	.313 x 1.25	1.5	.75 1, 1.188, 1.25 1.438, 1.5, 1.688 1.938, 2	.188 x .094 .25 x .125 .375 x .188 .5 x .188*	17
MXT25	MXT-STL25	2.5	1.875	.625	4.438	3.75	4	.375 x 1.75	2.6	1, 1.188, 1.25 1.438, 1.5, 1.688 1.938, 2, 2.188 2.438	.25 x .125 .375 x .188 .5 x .25 .625 x .125*	29
MXT30	MXT-STL30	3	2.063	.688	5.313	4.562	4	.438 x 1.5	4.2	1.438, 1.5 1.938, 2.188 2.438, 2.5, 2.688 2.938	.375 x .188 .5 x .25 .625 x .313 .75 x .188*	46
MXT35	MXT-STL35	3.5	2.469	.758	6.313	5.438	4	.5 x 1.75	7.4	1.938, 2.188 2.438, 2.5, 2.688 2.938 3, 3.438	.5 x .25 .625 x .313 .75 x .375 .875 x .313*	70
MXT40	MXT-STL40	4	2.813	.875	7.125	6.125	4	.562 x 2	10.5	2.188 2.438 2.938 3.438, 3.5 3.938	.5 x .25 .625 x .313 .75 x .375 .875 x .438 1 x .375*	100

Figura 3.43 Ficha técnica del buje MXT15 de la marca Martin
Fuente: Catálogo de poleas de la marca Martin

3.3.7 Selección del motor de faja elevadora

El motorreductor de la faja elevadora debe poder ejercer la fuerza para movilizar los elementos móviles como los cangilones llenos de pecana además de la masa de la faja y de ellos mismos. También este debe proveer la velocidad necesaria para que las pecanas transportadas en los cangilones lleguen como máximo en el tiempo que demora el ciclo de compresión estimado en 6 segundos.

La velocidad de giro de la faja elevadora ($\omega_{F.E}$) se calcula hallando la velocidad lineal de la faja. Se necesita entonces la distancia y el tiempo en que recorrerá de un punto a otro. Como se mencionó, el tiempo (t) es de 6 segundos, mientras que la distancia recomendada entre cangilones (d) es de 100 mm. Por lo tanto, la velocidad lineal (v_t) que debe tener la faja elevadora es de 0.017 m/s. Ahora, dividiendo este valor entre el radio de la polea (r_{polea}) seleccionada, se obtiene la velocidad de giro que debe tener el motorreductor. Como el radio es 2 in o 50.8 mm, la velocidad de giro resultante ronda los 5 rpm.

$$\omega_{F.E} = \frac{v_t}{r_{polea}} = \frac{d/t}{r_{polea}} = \frac{0.1m/6s}{0.051m} = 3.12 \text{ rpm}$$

Por otro lado, el torque del motorreductor debe vencer la fuerza ejercida por la masa de los cangilones llenos de pecanas y la resistencia al movimiento de la faja y demás componentes que interactúan. Para el cálculo se considerará el peso de las pecanas y los cangilones. A continuación, se presenta el peso de las pecanas que se encuentran en la faja elevadora en su máxima capacidad.

$$W_{pecanas} = 15 * 0.01 \text{ kg} * 9.81 \frac{m}{s^2} * \frac{n_{cangilones}}{2} = 110.4 \text{ N}$$

El valor de 15 es la cantidad de pecanas que ocupan la máxima capacidad del cangilón. El siguiente valor de 0.01 kg multiplicado por la gravedad es el peso que posee cada pecana. Por último, la cantidad de cangilones representada por $n_{cangilones}$, se divide entre 2 debido a que cuando la faja elevadora esta en funcionamiento, solo la mitad trabaja

dosificando las pecanas, mientras que la otra mitad como ya ha dejado las pecanas en la parte superior, regresan sin carga hasta su posición de inicio.

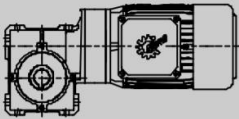
Por su parte la masa del cangilón por dato es de 200 gramos, por tanto, su peso sería 1.96 N, multiplicado por la cantidad de cangilones que se contemplan transportar, el peso total es de 29.5 N. Entonces, el torque del motorreductor de la faja elevadora (T_{FE}) se expresaría de la siguiente manera.

$$T_{FE} = (110.4 N + 29.5 N)r_{polea} = 7.11 Nm$$

En resumen, las propiedades que el motorreductor de la faja elevadora debe tener se muestran a continuación.

PROPIEDADES PARA DEL MOTORREDUCTOR DE FAJA ELEVADORA	
Torque mínimo requerido	7.11 Nm
Velocidad de rotación	3.12 rpm

El motorreductor SK 1 SI 31 – IEC63 de la marca Nord cumple con los requerimientos dictados, por lo tanto, es seleccionado para impulsar el movimiento de la faja elevadora. A continuación, se muestran sus especificaciones técnicas según su catálogo comercial.

P_1 [kW]	n_2 [min ⁻¹]	M_2 [Nm]	f_B	i_{ges}	i_{sch}	i_{vor}	F_R [N]	F_{RF} [N]	Modelo
									
0,12	265	4	6,2	5	5		1240	860	SK 1SI 31 – IEC63 - 63S/4
	177	5	5,1	7,5	7,5		1410	980	
	133	7	3,8	10	10		1540	1040	
	106	8	2,9	12,5	12,5		1660	1040	
	88	9	3,1	15	15		1760	1040	
	66	12	2,3	20	20		1800	1040	
	53	14	1,8	25	25		1800	1040	
	44	14	2,1	30	30		1800	1040	
	33	17	1,6	40	40		1800	1030	
	27	19	1,3	50	50		1800	1030	
	22	22	1,1	60	60		1800	1030	
	17	25	0,9	80	80		1800	1020	
	13	26	0,8	100	100		1800	1020	

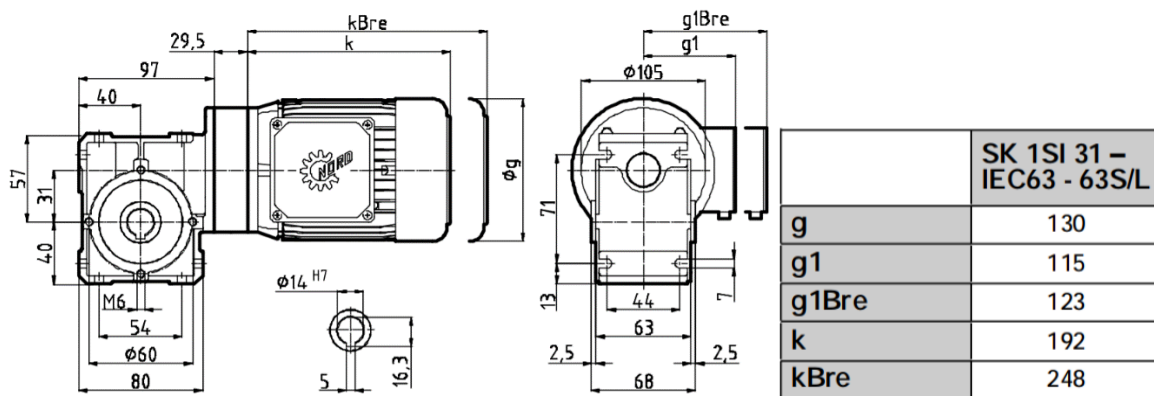


Figura 3.44 Ficha técnica del motorreductor SK 1 SI 31 – IEC63 de la marca Nord
Fuente: Catálogo de motorreductores de la marca Nord

3.4 Componentes complementarios

Los componentes complementarios son los que no pertenecen ni a la etapa de rotura de cascarón de la pecana ni a la etapa de dosificación. Sin embargo, son de vital importancia para el correcto funcionamiento de la máquina.

3.4.1 Tolva

La tolva es el componente que se encarga de almacenar las pecanas para que posteriormente estas sean procesadas. Esta fue diseñada teniendo en cuenta la capacidad del volumen diario que la máquina procesará. Se consideró el diseño de una tolva con un volumen que ocupe el equivalente a 65 kg de pecana. También se procuró tener superficies inclinadas hacia la faja elevadora con el objetivo de facilitar el ingreso de pecanas a esta. Se procuro que estos ángulos de inclinación sean mayores al ángulo dictado por el coeficiente de fricción obtenido en la **Sección 0**.

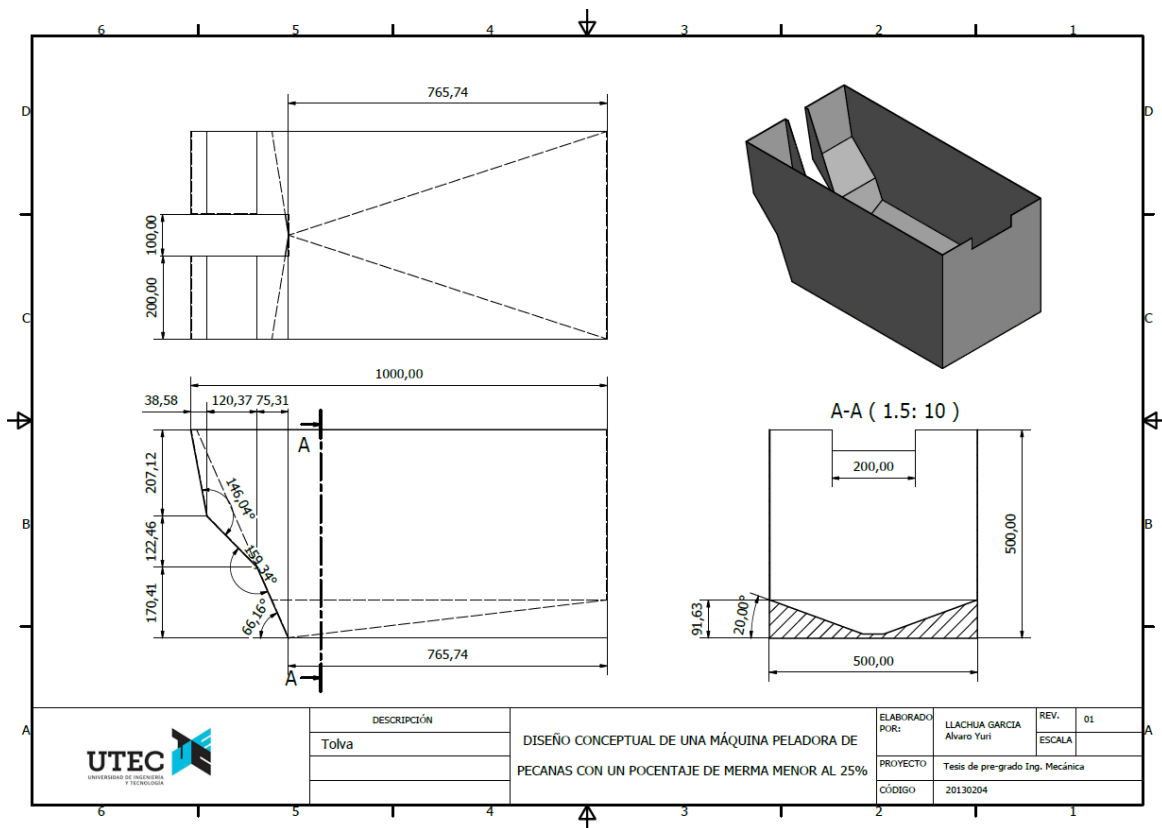


Figura 3.45 Tolva

Fuente: Elaboración propia usando Autodesk Inventor Professional 2016

3.4.2 Rampa de expulsión

La rampa de expulsión cumple la función de, como dice su nombre, expulsar fuera del sistema las pecanas procesadas luego de la compresión. Este componente recibe las pecanas desplazadas por el limpiador y las dirige hacia un contenedor fuera de la máquina. La rampa de expulsión se fija en 4 puntos por la parte trasera con un juego de tornillos, arandelas y tuercas de 0.5 in con el ángulo estructural que sostiene a la zona de compresión. Las medidas y planos de diseño de la rampa son mostrados a continuación. Cabe destacar que esta parte es hecha de acero inoxidable debido al contacto directo que tiene con los frutos.

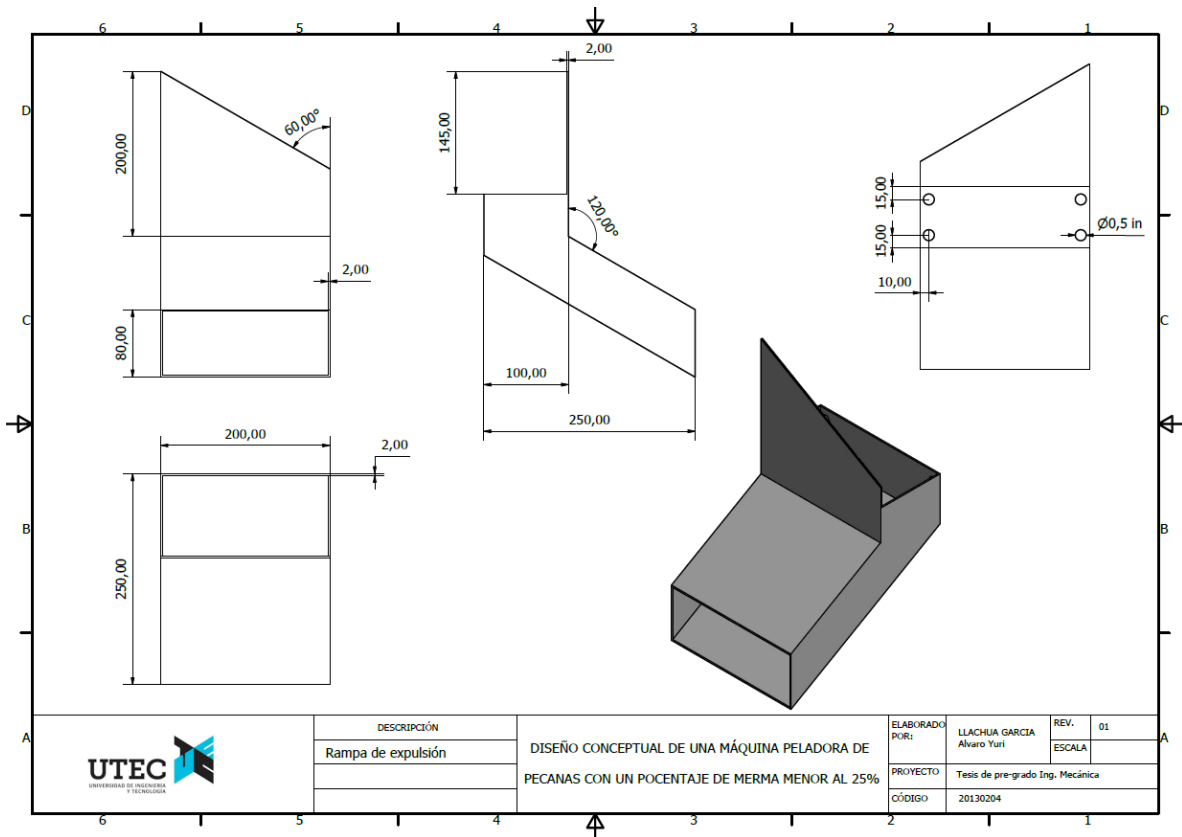


Figura 3.46 Rampa de expulsión
 Fuente: Elaboración propia usando Autodesk Inventor Professional 2016

3.4.3 Selección de los ángulos estructurales

El diseño de la máquina comprende el uso de ángulos estructurales para sentar una base sólida, además de brindar soporte y estabilidad a los componentes. Para el diseño se optó por el uso de ángulos L y T de la marca nacional Aceros Arequipa. Los ángulos son compuestos por acero A36, lo cual les brinda rigidez y resistencia a los tipos de carga que se presenten.



Figura 3.47 Ángulos L de la marca Aceros Arequipa
Fuente: Catálogo de ángulos estructurales de la marca Aceros Arequipa



Figura 3.48 Ángulos T de la marca Aceros Arequipa
Fuente: Catálogo de ángulos estructurales de la marca Aceros Arequipa

3.5 Diseño final

El modelo 3D del diseño final actualiza las medidas de los componentes seleccionados según las fichas técnicas de sus catálogos comerciales para recrear una representación virtual de cómo se vería realmente la máquina. El ensamble final de la máquina en un entorno virtual es expuesto a continuación en la **Figura 3.49**.

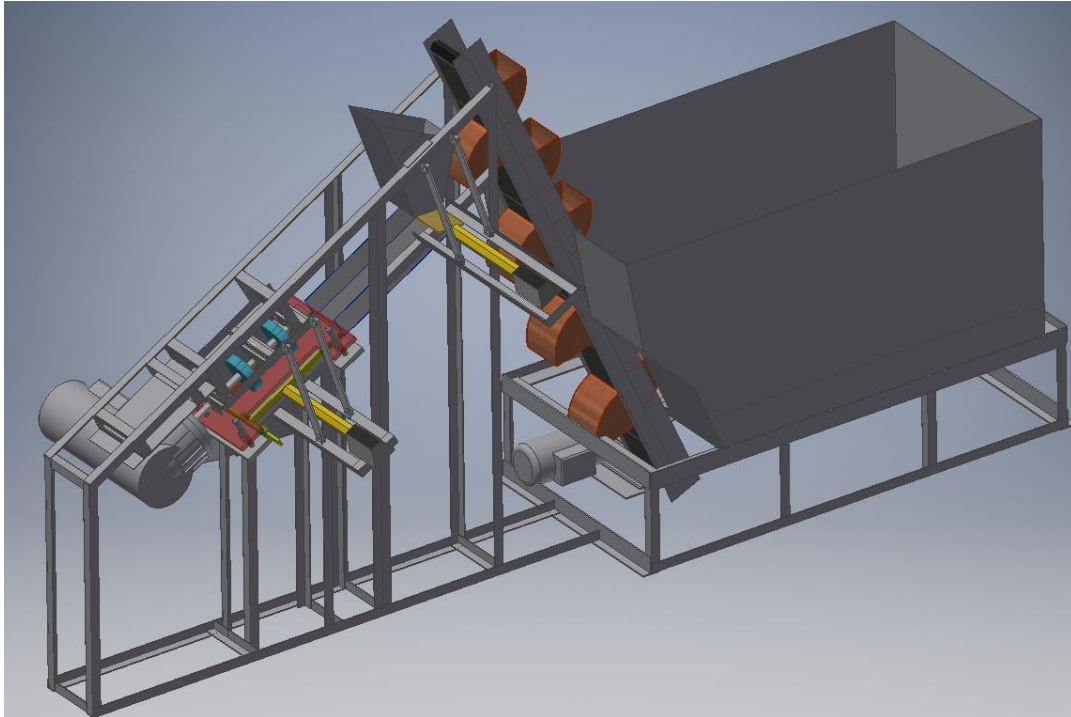


Figura 3.49 Ensamble final

Fuente: Elaboración propia usando Autodesk Inventor Professional 2016

La vista lateral del diseño de máquina propuesto se aprecia en la Figura 3.54. En esta vista de la máquina expuesta se aprecia a la izquierda la tolva de alimentación que almacena las pecanas para su posterior procesamiento. Seguidamente se muestra la faja elevadora con los cangilones fijados los cuales transportan el material de donde están almacenados a una sección de retención que se explicará en unos momentos. Esta parte, que sirve como conexión entre la etapa de dosificación y la de rotura de cascarón de la pecana, orienta el flujo de las pecanas hacia la rampa de ingreso la cual direcciona a los frutos a la sección de compresión. El proceso que ocurre en esta etapa es el mismo explicado en el diseño y cálculo preliminar del concepto de solución seleccionado salvo que con los componentes y partes necesarias

para un correcto funcionamiento del sistema. Finalmente se aprecia la rampa de expulsión que orienta las pecanas desplazadas por el limpiador a un envase o contenedor externo de la máquina para seguir con su línea productiva de agregado de valor.

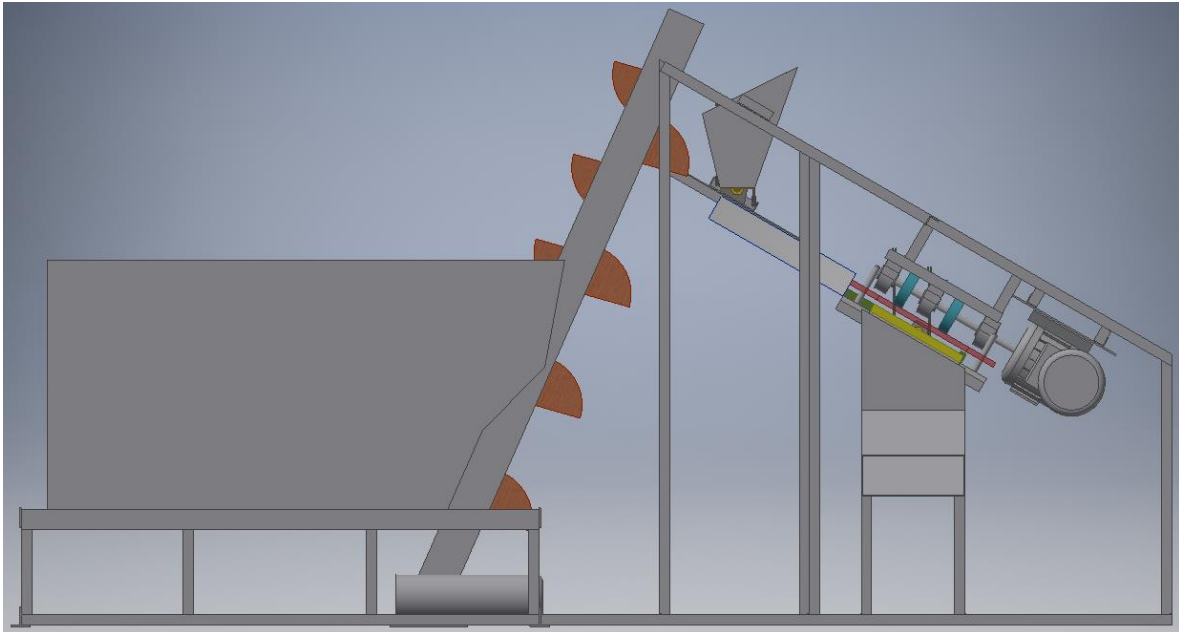


Figura 3.50 Vista lateral de la máquina diseñada

Fuente: Elaboración propia usando Autodesk Inventor Professional 2016

Como se mencionó, se decidió agregar la sección de retención que se muestra en la Figura 3.55. Esta consta del recipiente que recibe las pecanas de los cangilones y otro actuador lineal que retiene o deja pasar el flujo de pecanas que se encuentran en esta. El propósito de esta sección es sincronizar el movimiento entre la dosificación de la faja elevadora y la etapa de rotura de cascarón. Es decir, el actuador lineal dará paso a que las pecanas caigan por gravedad, liberando la parte inferior del recipiente cuando la leva haya finalizado la compresión y la plancha metálica superior se encuentre en su posición inicial.

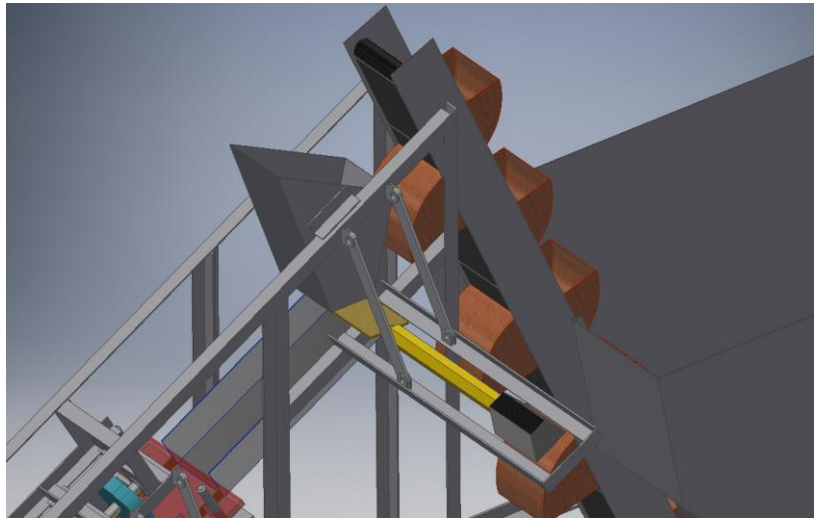


Figura 3.51 Sección de retención

Fuente: Elaboración propia usando Autodesk Inventor Professional 2016

La etapa de rotura de cascarón, a diferencia del diseño preliminar, se muestra con la totalidad de componentes requeridos para dar funcionamiento al sistema. En primer lugar, se aprecia como las paredes deslizantes son desplazadas por el actuador lineal, el cual tiene la capacidad de limpiar la sección de compresión y volver a su posición en el tiempo impuesto establecido. Luego se aprecia como el motorreductor y las chumaceras son fijadas por su superior a la estructura de ángulos para no interrumpir los elementos móviles de la compresión. Por último, se adicionaron también los postes guía que absorben las cargas laterales que se puedan presentar y garantizan estabilidad en la compresión.

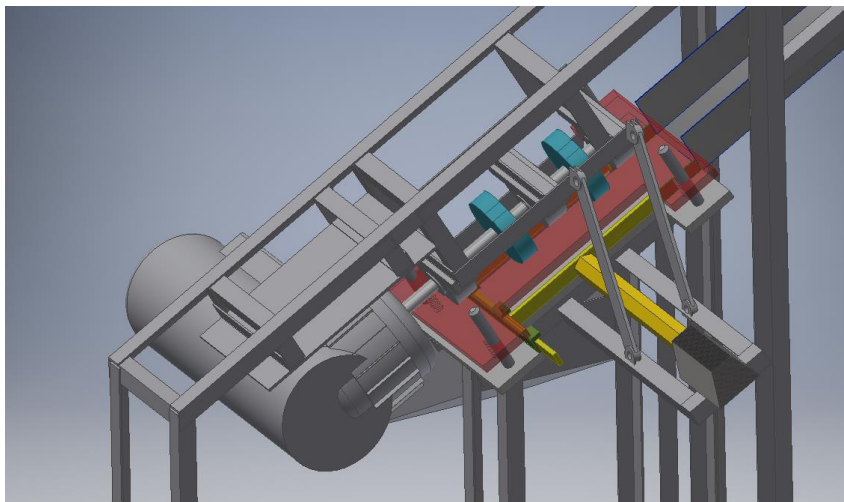


Figura 3.52 Sección de compresión

Fuente: Elaboración propia usando Autodesk Inventor Professional 2016

CONCLUSIONES

1. Se concluye que las pecanas Mahan peruanas tienen un largo de 55.4 mm en promedio que varían en 4.38 mm, mientras que su diámetro máximo de 22.65 mm y mínimo 21.54 mm son más estables, variando solo 1.03 y 0.96 mm respectivamente.
2. A pesar de que una compresión de 5 mm genera mermas de solo 5.12%; se optó por una deformación de 6 mm, pues las mermas que se producen a esta compresión cumplen el objetivo y facilitan la posterior separación del fruto y la cáscara.
3. Una compresión radial de 6 milímetros al diámetro de la pecana peruana es óptima para quebrar el cascarón lo suficiente para facilitar la apertura y separación del fruto interno, sin afectar más del 25% del mismo; específicamente el ensayo de compresión de 6 milímetros generó entre 22.6 y 16.0% de mermas. No obstante, si este pasa por un proceso de secado previo, esta compresión puede alcanzar mermas mayores al 60%.
4. Hasta llegar a los 6 milímetros de compresión, la cáscara puede alcanzar fuerzas de 349.58 N de acuerdo al registro de la muestra de 20 pecanas.
5. Se concluye también que el método más efectivo para una compresión pareja y uniforme es realizarlas en grupos pequeños y mediante una superficie rígida. En el presente proyecto se consideró la compresión en grupos de 15 pecanas mediante el movimiento de una plancha metálica por el contacto con levas y restitución de la posición por resortes.
6. El diseño final de la máquina propone una capacidad de 90 kg/h y requiere dos motorreductores de 120 W cada uno y abarca un espacio de 1.5 m de ancho, por 2.5 m de largo por 1.5 m de alto en su totalidad. Además, tiene 3 etapas distinguibles que son: El almacenamiento de las pecanas, la dosificación de un flujo controlado de pecanas y la rotura de la cáscara de las pecanas.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] L. Tarmeño, Oferta Exportable de pecana al mercado del país de China 2017, Ica: Universidad Norbert Wiener, 2017.
- [2] Sistema Nacional Argentino de Vigilancia y Monitoreo de plagas, «Carya illinoensis,» Ministerio de Agroindustria, Buenos Aires, 2015.
- [3] M. Reyes y A. Lavín, «PECANO (Carya illinoensis Koch.),» Ministerio de Agricultura, Valparaíso, 2012.
- [4] V. Varela, «Cultivo de Pecán en Uruguay,» Instituto Nacional de Investigación Agropecuaria, Tacuarembó, 2015.
- [5] iQonsulting S.A., «Agregación de valor de frutos secos, nueces y almendras,» Ministerio de Agricultura, Santiago, 2016.
- [6] V. Vladut, Determination of Some Engineering Properties of Pecan (Carya illinoensis) for New Design of Cracking System, Antalya: National Institute of Research Development for Machines and Installations Designed to Agriculture and Food Industry, 2015.
- [7] S. Ojolo, A. Ogundare y A. Adegbiyi, «Development of a variable size nut cracker,» University of Lagos, Lagos, 2015.
- [8] Y. Sarig, F. Grosz y S. Rasis, The Development of a Mechanical Cracker for Macadamia Nuts, Bet Dagan: The British Society for Research in Agricultural Engineering, 1980.
- [9] D. Rojas, Diseño de una máquina para extraer frutos de nuez de macadamia con capacidad de 100kg/día, Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú, 2017.
- [10] S. Ojolo y B. Ogunsina, «Development of a Cashew Nut Cracking Device,» Agricultural Engineering International: The CIGR Ejournal, Lagos, 2007.
- [11] H. Kursat, «Explicit dynamics simulation of Pecan fruit deformation under compressive loading-Part-2: Explicit dynamics,» Akdeniz University, Antalya, 2017.

- [12] D. Denninger, Design and development of an experimental set-up for the research of a new method for extracting whole or light-half walnut kernels, Izmir: TrC-IFTToMM Symposium on Theory of Machines and Mechanisms, 2015.
- [13] K.-H. Grotte y E. Antonsson, Springer handbook of mechanical engineering, Magdeburg: Springer, 2008.
- [14] Kinetic Cracker, «Automatic Pecan Cracker,» Electric Pecan Cracker, 16 Enero 2017. [En línea]. Available: <http://www.kineticcracker.com>. [Último acceso: 11 Mayo 2018].
- [15] H. Kursat, Explicit dynamics simulation of Pecan fruit deformation under compressive loading—Part-1: Determination of modulus of elasticity, Antalya: Akdeniz University, 2017.
- [16] J. Durler, Interviewee, *Exportaciones peruanas de pecanas crecen 11% por año desde 2012*. [Entrevista]. 16 Octubre 2016.
- [17] J. Hiba, «Cómo mejorar las condiciones de trabajo y la productividad en empresas agrícolas y agroindustriales,» FUSAT, Buenos Aires, 2005.
- [18] L. Useche, «Fatiga laboral,» Universidad de Antioquia, Antioquia, 2003.
- [19] Universidad Complutense de Madrid, «Fatiga labora: Conceptos y Prevención,» Servicio de Prevención de Riesgos Laborales y Medicina del Trabajo, Madrid, 2015.
- [20] Ernst & Young, «Tarifas de Energía Eléctrica para la Industria en 2015,» Osinergmin, Lima, 2015.
- [21] M. Zohra, «Ficha técnica del pecan *Carya illinoensis* (Wangenh.) K. Koch,» Investigación Nacional de Investigación Agropecuaria, Montevideo, 2018.
- [22] N. C. D. o. Agriculture, «Pecan,» Food and Drug Protection Division, North Carolina, 2011.
- [23] C. Fasiolo, «Ciclo - Variedades,» Instituto Nacional de Investigación Agropecuaria, Montevideo, 2014.
- [24] J. Hurrel, G. Delucchi y H. Keller, «*CARYA ILLINOINENSIS* (JUGLANDACEAE) ADVENTICIA EN LA ARGENTINA,» Universidad Nacional de La Plata, La Plata, 2011.

- [25] College of Agricultural and Environmental Sciences, «Alphabeical Cultivar List,» University of Georgia, Georgia, 2017.
- [26] L. Grauke, «Pecan cultivars,» USDA-ARS Pecan Genetics, Texas, 1990.
- [27] G. Valentini, E. Daorden y L. Arroyo, «Características de variedades de nogal Pecán en evaluación en la EEA San Pedro,» Estación Experimental Agropecuaria, San Pedro, 2012.
- [28] S. Driggers, «Harvesting, Handling, & Grading,» Auburn University, Alabama, 2012.
- [29] G. Braga, Mechanical Behaviour of Macadamia Nut under Compression Loading, Campinas: Universidade Federal de Vicosa, 1997.
- [30] B. Littlefield y o. Fasina, «Physical and flow properties of pecan shells—Particle size and moisture effects,» Elsevier B.V., Auburn, 2011.
- [31] N. Aviara y J. Ajikashile, «Effect of moisture content and impact energy on the cracking of conophur nut,» University of Maiduguri, Maiduguri, 2012.
- [32] C.-H. Wang, «Analysis of nutshell under compression,» de *Deformation and fracture of Macadamia nuts. Part 1: Deformation analysis of nut-in-shell*, Geelong, Deakin University, 1994, p. 52.
- [33] K. Koch, «Nogal Pecanero,» UNIÓN INTERNACIONAL PARA LA PROTECCIÓN DE LAS OBTENCIONES VEGETALES, Ginebra, 2015.
- [34] J. Blahovec, «Strength and elasticity of some plant materials,» University of agriculture, Praga, 1989.
- [35] R. Hahn y D. Landeck, Asae Standards 2000: Standards Engineering Practices Data, Madison: American Society of Agricultural Engineers, 2000.
- [36] L. Espitia, «Determinación del coeficiente de fricción de deslizamiento para algunos materiales de uso común en ingeniería mediante el método de oscilaciones armónicas,» Universidad Tecnológica de Pereira, Pereira, 2013.
- [37] F. Ibañez, «Cosecha y Poscosecha del Pecan,» Instituto Nacional de Investigación Agropecuaria, Tacuarembó, 2017.

- [38] ADEX Data Trade, «Reporte - Exportaciones,» Adex, Lima, 2017.
- [39] M. Chow, «Propuesta de inversión para una línea de descascarado de un conjunto de Huertas Nogaleras,» Universidad de las Américas Puebla, Puebla, 2017.
- [40] F. Ologunagba, «Development of Palm Kernel nut and Fibre Separator,» *ARPJ Journal of Engineering and Applied Science*, vol. V, n° 12, pp. 11-14, 2010.
- [41] B. Udo, «Modern Methods,» de *Performance evaluation of a palm kernel nut cracking machine*, Lagos, Yaba College of Technology, 2015, p. 112.
- [42] N. Pradeep y D. Sasikala, «Design and development of smart cashew nut shelling, inspection & grading machine,» *Journal of Chemical and Pharmaceutical Sciences*, vol. 9, n° 4, pp. 3142-3146, 2016.
- [43] S. Ojolo, O. Damisa, J. Orisaleye y C. Ogbonnaya, «Design and development of cashew nut shelling machine,» *Journal of Engineering, Design and Technology*, vol. 8, n° 2, pp. 146-157, 2010.
- [44] E. Colby Ralph y J. McNutt, «Walnut cutting machine». US Patente 2.344.711, 21 Marzo 1944.
- [45] K. Orłowski, T. Ochrymiuk, A. Atkins y D. Chuchala, *Application of fracture mechanics for energetic effects predictions while wood sawing*, Gdansk: Springer, 2013.
- [46] Comisión de normalización y de Fiscalización de Barreras Comerciales No Arancelarias, «Procedimientos de muestreo para inspección por atributos,» INDECOPI, Lima, 2009.
- [47] CODEX, «Norma General para el Etiquetado de los Alimentos Preenvasados,» CODEX STAN, Bogota, 2010.
- [48] J. Calvo, «Muestreo de alimentos y productos alimenticios. Conceptos teóricos. Planes de muestreo y procedimientos de muestreo,» Minhap, Madrid, 2015.
- [49] PEDRO GAMIO, *Manual processing xxx*, Perth: Yale, 2016.
- [50] Proyecto ProPecán, «Guía para la plantación y cuidado de árboles jóvenes de Pecán,» Instituto Nacional de Tecnología Agropecuaria, Buenos Aires, 2013.

- [51] M. Medina, «Productividad a largo plazo de 14 cultivares de nogal pecanero (*Carya illinoensis*) en la Comarca Lagunera, México,» Instituto Nacional de Investigaciones Forestales y Agropecuarias, Distrito Federal, 2012.
- [52] Sistema Integrado de Estadística Agraria, «Anuario Estadístico de Producción Agrícola y Ganadera 2016,» Ministerio de Agricultura y Riego, Lima, 2017.
- [53] E. Oksana, «Sweet Fried Pecan Nut or *Carya Illinoensis* with Cracked Shell Isolated,» Dreams Time, Oregon, 2017.
- [54] A. Ibacache y G. Lemus, «El cultivo del pecano,» INIA, San Esteban, 2013.
- [55] North Carolina Pecan Growers, «PECANS ARE FDA APPROVED FOR A HEART HEALTHY DIET,» FDA, North Carolina, 2014.
- [56] J. Dominguez-Avila, E. Alvarez, J. M. I. Lopez, M. Gomez y L. de la Rosa, The pecan nut (*Carya illinoensis*) and its oil and polyphenolic fractions differentially modulate lipid metabolism and the antioxidant enzyme activities in rats fed high-fat diets, Sinaloa: Food Chem, 2015.
- [57] N. Eguillor, Proyecto de producción y exportación de nueces pecán a Carolina del Norte, USA, Buenos Aires: Escuela de Estudios de Posgrado, UBA, 2016.
- [58] C. Fasiolo, «Alternativa para la producción frutícola: Nuez Pecan,» Programa Nacional de Producción Frutícola, Montevideo, 2014.
- [59] N. Reyes y R. Urrea, «Retos y oportunidades para el aprovechamiento de la Nuez pecanera en México,» Centro de Investigación y Asistencia en Tecnología y Diseño del Estado de Jalisco, Jalisco, 2016.
- [60] A. Bravo, «Asia-Pacífico Disfruta,» *Prom Perú*, vol. I, nº 18, p. 9, 2016.
- [61] International Nut & Dried Fruit, «Statistical Yearbook 2017/2018,» Inc International nut and dried fruit council, Reus, 2018.
- [62] Renati, «Repositorio de Tesis Nacional,» Sunedu, Lima, 2018.
- [63] M. Virginia, «Aprovechamiento de residuos agroforestales, con particular interés en los originados en explotaciones de Nuez Pecán (*Carya illinoensis*), por medio del

cultivo de Hongos Saprófitos Saludables Ibéricos,» Universidad de Valladolid, Valladolid, 2015.

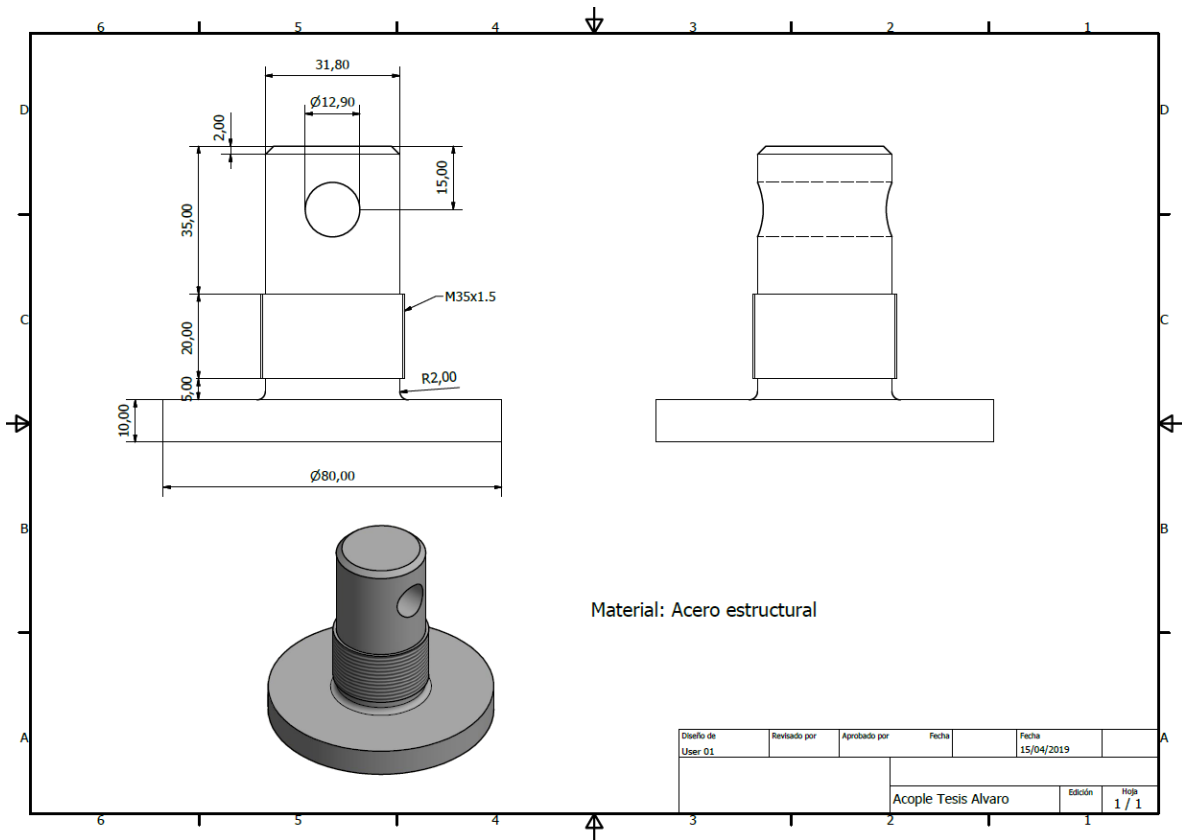
- [64] S. Wu y L. Gu, «Introduction to the explicit finite element method for nonlinear transient dynamics,» Wiley Publication, Beijing, 2012.
- [65] W. Cardenas y R. Strohshine, «Melon material properties and finite element analysis of melon compression with application to robot gripping,» *Transactions of the ASAE*, vol. 3, n° 34, pp. 920-929, 1991.
- [66] H. Celik y A. Rennie, «Deformation behaviour simulation of an apple under drop case by finite element method.,» *Journal of Food Engineering*, vol. 1, n° 104, pp. 293-298, 2011.
- [67] U. Ascher, S. Ruuth y R. Spiteri, «Implicit-explicit Runge-Kutta methods for time-dependent partial differential equations,» University of British Columbia, Vancouver, 1997.
- [68] RecurDyn, «What are the differences between the implicit method and the explicit method?,» FunctionBay, Inc., Pangyo Seven Venture Valley, 2017.
- [69] S. Guessasma y H. Nouri, «Compression behaviour of bread crumb up to densification investigated using X-ray tomography and finite element computation,» *Food Research International*, vol. 1, n° 72, pp. 140-148, 2015.
- [70] SolidWorks Documentation, «SolidWorks simulation premium: Nonlinear,» Training Manual Serial No: 22658021044-ENG0001, Waltham, 2010.
- [71] ANSYS, «Explicit Dynamics Analysis Guide Overview,» ANSYS, INC., Canonsburg, 2017.
- [72] R. Courant, K. Friederichs y H. Lewy, «On the partial difference equations of mathematical physics,» IBM Journal, Armonk, 1967.
- [73] R. Skeel, «Variable Step Size Destabilizes the Stömer/Leapfrog/Verlet Method,» BIT Numerical Mathematics, West Lafayette, 1993.
- [74] K. Ulrich, Product Design and Development, Pennsylvania: University of Pennsylvania, 2012.

ANEXOS

ANEXO 1: Registro de las medidas físicas tomadas de la muestra de 20 pecanas Mahan

#	Largo	Diametro max	Diametro min
1	64	22.1	21
2	59	21.5	20.4
3	56	21.4	20.3
4	50	22.8	22
5	64	23.6	22.7
6	54	23.9	22.6
7	57	22.3	21.2
8	56	20.9	20.3
9	57	22.1	21.1
10	55	23.6	22.9
11	53	22.1	21.4
12	51	21.9	21.1
13	58	22.5	21.3
14	50	23.9	22.9
15	48	24.1	22.9
16	58	23.4	22.5
17	50	21.8	20.7
18	54	20.7	20.6
19	59	23	22.2
20	55	23.5	22.6
Promedio	55.4	22.555	21.635
Desviación	4.382	1.035	0.956

ANEXO 2: Plano de diseño del componente para los ensayos de compresión de la máquina universal MTS E42



ANEXO 3: Datos para diseño de leva

ϕ_i (°)	ϕ_i (rad)	ΔR_i (mm)	R (mm)	ϕ_{contacto} (rad)	ϕ_{contacto} (°)	R_contacto (mm)	Sum.F_resortes (N)	Distancia comprimida (mm)	F rotura x pecana (N)	Fuerza normal (N)	Fuerza de fricción (Ff)	Torque x N (Nm)	Torque x Ff (Nm)	Torque final (Nm)
2	0.035	0.001	40.001	1.567	89.800	40.003	50.001	0.000	0.000	50.001	37.001	0.007	1.480	1.487
4	0.070	0.005	40.005	1.559	89.350	40.010	50.014	0.000	0.000	50.014	37.011	0.023	1.481	1.503
6	0.105	0.017	40.017	1.538	88.110	40.040	50.073	0.000	0.000	50.073	37.054	0.066	1.483	1.549
8	0.140	0.041	40.041	1.484	85.020	40.170	50.228	0.000	0.000	50.228	37.169	0.175	1.487	1.663
10	0.175	0.079	40.079	1.351	77.400	40.828	50.551	0.000	0.000	50.551	37.407	0.450	1.490	1.941
12	0.209	0.136	40.136	1.266	72.510	41.684	51.127	0.000	0.000	51.127	37.834	0.641	1.504	2.145
14	0.244	0.212	40.212	1.229	70.390	42.338	52.056	0.000	0.000	52.056	38.522	0.740	1.536	2.276
16	0.279	0.313	40.313	1.210	69.320	42.881	53.446	0.000	0.000	53.446	39.550	0.809	1.587	2.396
18	0.314	0.438	40.438	1.201	68.800	43.355	55.410	0.000	0.000	55.410	41.004	0.869	1.657	2.526
20	0.349	0.589	40.589	1.197	68.600	43.784	58.063	0.000	0.000	58.063	42.967	0.928	1.752	2.679
22	0.384	0.768	40.768	1.198	68.620	44.177	61.515	0.000	0.000	61.515	45.521	0.991	1.873	2.863
24	0.419	0.975	40.975	1.201	68.800	44.541	65.870	0.000	0.000	65.870	48.744	1.061	2.024	3.085
26	0.454	1.210	41.210	1.206	69.100	44.879	71.220	0.000	0.000	71.220	52.703	1.140	2.210	3.350
28	0.489	1.472	41.472	1.213	69.500	45.196	77.641	0.000	0.000	77.641	57.454	1.229	2.432	3.661
30	0.524	1.760	41.760	1.221	69.980	45.493	85.190	0.000	0.000	85.190	63.041	1.327	2.695	4.021
32	0.559	2.071	42.071	1.231	70.530	45.773	93.904	0.000	0.000	93.904	69.489	1.433	2.999	4.431
34	0.593	2.405	42.405	1.241	71.120	46.037	103.794	0.000	0.000	103.794	76.807	1.546	3.346	4.892
36	0.628	2.758	42.758	1.252	71.760	46.285	114.846	0.000	0.000	114.846	84.986	1.664	3.736	5.400
38	0.663	3.128	43.128	1.264	72.440	46.519	127.020	0.128	22.800	149.820	110.867	2.103	4.917	7.020
40	0.698	3.510	43.510	1.277	73.150	46.739	140.250	0.510	76.720	216.970	160.558	2.940	7.182	10.122
42	0.733	3.902	43.902	1.290	73.890	46.946	154.443	0.902	143.000	297.443	220.108	3.875	9.927	13.802
44	0.768	4.300	44.300	1.303	74.660	47.140	169.483	1.300	230.210	399.693	295.773	4.985	13.446	18.431
46	0.803	4.700	44.700	1.317	75.440	47.323	185.234	1.700	254.160	439.394	325.151	5.227	14.893	20.120
48	0.838	5.098	45.098	1.331	76.240	47.495	201.536	2.098	206.000	407.536	301.577	4.604	13.912	18.516
50	0.873	5.490	45.490	1.345	77.040	47.656	218.221	2.490	267.380	485.601	359.344	5.190	16.689	21.879
52	0.908	5.872	45.872	1.359	77.860	47.807	235.103	2.872	288.630	523.733	387.562	5.266	18.114	23.379
54	0.942	6.242	46.242	1.373	78.680	47.948	251.993	3.242	247.660	499.653	369.744	4.703	17.384	22.086
56	0.977	6.595	46.595	1.388	79.500	48.079	268.701	3.595	235.900	504.601	373.405	4.421	17.652	22.073
58	1.012	6.929	46.929	1.402	80.320	48.200	285.036	3.929	251.520	536.556	397.052	4.349	18.865	23.214
60	1.047	7.240	47.240	1.416	81.140	48.312	300.818	4.240	272.620	573.438	424.344	4.267	20.256	24.523
62	1.082	7.528	47.528	1.430	81.960	48.414	315.876	4.528	297.910	613.786	454.202	4.156	21.774	25.930
64	1.117	7.790	47.790	1.444	82.760	48.508	330.059	4.790	281.140	611.199	452.287	3.736	21.765	25.501
66	1.152	8.025	48.025	1.458	83.550	48.593	343.232	5.025	300.470	643.702	476.339	3.514	23.000	26.514
68	1.187	8.232	48.232	1.472	84.330	48.669	355.285	5.232	298.500	653.785	483.801	3.144	23.431	26.574
70	1.222	8.411	48.411	1.485	85.090	48.736	366.136	5.411	297.500	663.636	491.091	2.768	23.846	26.614
72	1.257	8.562	48.562	1.498	85.820	48.796	375.729	5.562	298.680	674.409	499.063	2.399	24.287	26.686
74	1.292	8.687	48.687	1.510	86.530	48.847	384.036	5.687	310.190	694.226	513.727	2.052	25.048	27.100
76	1.326	8.788	48.788	1.522	87.200	48.889	391.059	5.788	310.680	701.739	519.287	1.676	25.357	27.033

78	1.361	8.864	48.864	1.533	87.830	48.924	396.831	5.864	321.000	717.831	531.195	1.330	25.970	27.299
80	1.396	8.921	48.921	1.543	88.410	48.951	401.408	5.921	329.390	730.798	540.791	0.993	26.462	27.455
82	1.431	8.959	48.959	1.552	88.930	48.972	404.875	5.959	333.970	738.845	546.745	0.676	26.771	27.446
84	1.466	8.983	48.983	1.559	89.350	48.986	407.336	5.983	337.800	745.136	551.401	0.414	27.009	27.423
86	1.501	8.995	48.995	1.565	89.660	48.995	408.916	5.995	337.850	746.766	552.607	0.217	27.074	27.291
88	1.536	8.999	48.999	1.568	89.860	48.999	409.755	5.999	337.900	747.655	553.265	0.090	27.109	27.199
90	1.571	9.000	49.000	1.571	90.000	49.000	410.000	6.000	337.980	747.980	553.505	0.000	27.122	27.122

ANEXO 4: Mermas de la muestra de 20 pecanas a 6 mm de compresión

n	Masa total	Masa integra	Merma
1	5.1	4.2	17.65%
2	5.0	4.2	16.00%
3	5.2	4.1	21.15%
4	5.2	4.1	21.15%
5	5.1	4.0	21.57%
6	5.1	4.2	17.65%
7	5.1	4.1	19.61%
8	5.3	4.2	20.75%
9	5.1	4.1	19.61%
10	5.1	4.1	19.61%
11	5.3	4.2	20.75%
12	5.2	4.1	21.15%
13	5.3	4.3	18.87%
14	5.1	4.2	17.65%
15	5.0	4.0	20.00%
16	5.0	4.0	20.00%
17	5.3	4.1	22.64%
18	5.3	4.1	22.64%
19	5.0	4.2	16.00%
20	5.1	4.0	21.57%