

Diseño De Una Máquina Peladora Y Deshuesadora De Aguacate

Parillo Parillo, Misael¹ ; Turpo Gonzales, Cristopher Anthony¹ ; Sánchez Alarcón, María Fernanda¹ ; Mendoza Alvarez, John Braxon¹  and Guillen Núñez, Víctor Raúl¹ .

Universidad Tecnológica del Perú, Peru, U19212867@utp.edu.pe, U22235474@utp.edu.pe, U22202357@utp.edu.pe, U21212019@utp.edu.pe, vguillen@utp.edu.pe

Resumen— Este artículo presenta el diseño y la evaluación analítica de un sistema mecanizado para el pelado, deshuesado y despulpado de palta Hass. El sistema propuesto integra diseño mecánico, selección de materiales y accionamiento neumático para automatizar las etapas de transporte y procesamiento del fruto. Se realizaron cálculos mecánicos de los componentes clave, incluyendo la faja transportadora, el sistema de extracción de semilla y los rodillos despulpadores, garantizando su integridad estructural y viabilidad operativa. Los resultados demuestran la factibilidad teórica del sistema bajo condiciones de diseño controladas. Sin embargo, se identifican limitaciones asociadas a la variabilidad del fruto como tamaño, firmeza y grado de madurez y la ausencia de validación experimental. Se propone como trabajo futuro la construcción de prototipos y su evaluación en condiciones reales de operación.

Palabras clave - Aguacate Hass; pelado y deshuesado; diseño mecánico; sistemas neumáticos; automatización industrial.

I. INTRODUCCIÓN

La palta Hass constituye uno de los principales productos agroexportables del Perú, con una demanda internacional creciente que exige procesos de transformación más eficientes y estandarizados. Sin embargo, en muchas plantas agroindustriales, las etapas de pelado, deshuesado y despulpado aún se realizan manualmente, lo que limita la productividad, incrementa las pérdidas de materia prima y genera variabilidad en la calidad del producto final.

En este contexto, el desarrollo de sistemas mecanizados para el procesamiento del fruto representa una alternativa clave para mejorar la eficiencia operativa, reducir la dependencia de mano de obra y garantizar condiciones higiénicas y repetibilidad en el proceso.

II. PROBLEMÁTICA

A pesar del crecimiento del sector exportador de palta Hass en Perú, el procesamiento industrial del fruto presenta limitaciones tecnológicas en pequeñas y medianas agroindustrias. Las etapas de pelado, deshuesado y extracción de pulpa se ejecutan predominantemente de forma manual, lo que genera baja estandarización del proceso, pérdidas de producto y tiempos de operación elevados.

Adicionalmente, la variabilidad del fruto en términos de tamaño, firmeza y madurez dificulta la automatización del proceso mediante soluciones convencionales. La falta de maquinaria especializada, accesible y adaptable reduce la adopción de tecnologías de automatización en el sector, afectando la competitividad del producto final en mercados internacionales.

III. OBJETIVOS

A. Objetivo principal

Diseñar un mecanismo eficiente y seguro para el pelado y deshuesado de la palta Hass, que optimice la extracción de pulpa y sea implementable en agroindustrias nacionales.

B. Objetivos específicos

- Desarrollar un sistema mecánico para la extracción de pulpa.
- Diseñar un mecanismo que retire el hueso de manera limpia y eficiente.
- Garantizar que el mecanismo sea accesible, escalable y compatible con las capacidades productivas y económicas de las agroindustrias.

IV. MARCO TEÓRICO

A. Producción y volumen de exportación de la Palta Hass 2023

Perú se posiciona como el tercer mayor exportador mundial de palta Hass [1], con un crecimiento sostenido impulsado por la alta demanda internacional y las condiciones agroclimáticas favorables [1]. Las principales regiones productoras son La Libertad, Lambayeque y Moquegua, destacando La Libertad por sus altos rendimientos y calidad del fruto [1]. En 2023, el volumen total de exportación de palta Hass alcanzó 558 430 TM, y 599 208 TM considerando todas las variedades, mostrando una tendencia creciente respecto a años anteriores (554 299 TM en 2022 y 483 017 TM en 2021) [1].

B. Duración de las campañas

La campaña productiva de la palta Hass en Perú se desarrolla principalmente entre marzo y septiembre, con una ventana comercial clave entre mayo y agosto [1]. Debido a la ausencia

de datos diarios públicos de producción, los análisis técnicos y de diseño se fundamentan en estimaciones semanales o anuales de producción y exportación [1].

C. Pico de producción

La región de La Libertad concentra la mayor producción destinada a exportación, con los meses de mayor volumen entre mayo, junio y julio, alcanzando el pico en julio [1]. Las exportaciones se concentran principalmente entre mayo y junio, aunque la campaña se extiende a lo largo del año con volúmenes variables [1].

D. Propiedades mecánicas de Semilla de la palta Hass

La semilla de la palta Hass presenta un diámetro promedio entre 3 y 5 cm [2]. Desde el punto de vista mecánico, ensayos de compresión reportan que puede soportar cargas axiales de hasta 1497 N antes de fracturarse y cargas longitudinales de hasta 2352 N, según resultados experimentales publicados [3] [4]. Estos valores constituyen un parámetro crítico para el diseño del mecanismo de deshuesado.

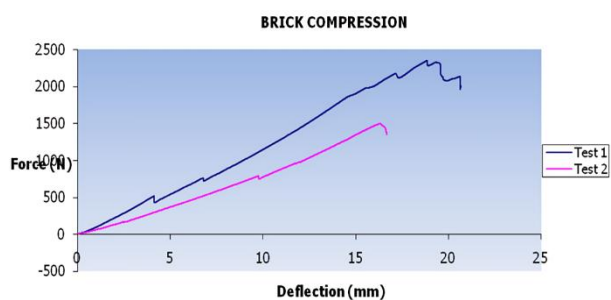


Fig. 1 Gráfica de fractura del aguacate.

E. Fuerza y firmeza del fruto

TABLE I
TIPOS DE ENSAYO, MÉTODO Y DETALLES EXPERIMENTALES

Tipo de Ensayo	Objeto de Medición	Método Experimental	Detalles Clave
Penetración Destructiva (Fmax/FPE)	Pulpa pelada	Fruit Pressure Tester (FT327), Fruit Texture Analyzer (FTA), Instron	Penetración a 8.9 mm (Fmax) o 8 mm (compresión/rotura); puntas de 4 mm (fruta firme) y 8 mm (lista para comer).
Compresión Limitada (LC)	Fruta entera con piel	Fruit Texture Analyzer (FTA) con sonda plana de 50 cm ² y celda de carga 25 kg	Fuerza máxima registrada a 3 mm de compresión final.
Compresión No Destructiva (FTA)	Fruta entera con piel	Analizador de textura TA.XT Plus C	Sonda cilíndrica de 10 mm; fuerza registrada a 2 mm de deformación a 8 mm/s.

Los tipos de ensayo y detalles experimentales se han basado en estudios previos sobre firmeza y propiedades mecánicas de la palta Hass [5] – [8].

TABLE II
TIPOS DE ENSAYO, MÉTODO Y DETALLES EXPERIMENTALES

Tipo de Fuerza / Método	Valores (N)	Observaciones
Fuerza de Penetración Máxima (pulpa pelada)	5.34–302.60	Fruta desde blanda hasta firme.
Fuerza en Punto de Rotura (compresión destructiva, con piel)	2.1–304.1 N	Disminución exponencial durante 6 días de maduración.
Fuerza de Compresión No Destructiva (FTA)	8.82–209.33 N	Correlacionado con penetrómetro; varía según huerto y almacenamiento.
Fuerza Máxima (compresión limitada, con piel)	42.28 – 52.44 N	Referencia para calibración de sensores no destructivos

Nota: todos los valores se expresan en Newtons (N).

Los valores de fuerza registrados se reportan de acuerdo con análisis destructivos y no destructivos realizados en aguacates Hass [5] – [9].

F. Madurez y Firmeza

La firmeza del aguacate Hass disminuye progresivamente durante la maduración, observándose una reducción de la fuerza de rotura desde valores cercanos a 300 N en frutos firmes hasta aproximadamente 2–5 N en frutos maduros en un periodo cercano a seis días [5],[6],[9]. El rango de firmeza considerado óptimo para el mercado “listo para comer” se encuentra entre 1 y 7 lbf, de acuerdo con mediciones destructivas y no destructivas reportadas en la literatura [5],[6].

G. Susceptibilidad a Daños (Moretones)

La susceptibilidad a daños mecánicos aumenta significativamente con la madurez del fruto. Estudios experimentales reportan que frutos firmes no presentan moretones tras impactos desde alturas de hasta 100 cm (≈ 1.36 J), mientras que frutos blandos presentan daños severos a partir de impactos de 50 cm (≈ 0.8 J) [10]. Asimismo, se ha demostrado que mantener temperaturas de impacto entre 2.5 °C y 5 °C reduce significativamente la aparición de daños mecánicos en comparación con impactos realizados a 20 °C, debido a cambios en la respuesta viscoelástica del tejido [10].

TABLE III
FUERZA REQUERIDA SEGÚN MÉTODO Y ESTADO DE FRUTA

Método	Estado de Fruta	Fuerza requerida (N)	Comentario
Penetración Destructiva (Fmax)	Verde/Firme	150–302	Fruta aún no lista para comer
Penetración Destructiva (Fmax)	Madura/Blanda	5–50	Fruta lista para comer
Compresión Limitada (LC)	Fruta con piel	42–52	Deformación ligera, sin romper
Compresión No Destructiva	Fruta con piel	8.8–209	Correlación con penetración destructiva

El fruto de aguacate Hass presenta un peso típico entre 90 y 400 g, siendo el rango comercial más demandado de 250 a 350 g [11], [13]. Sus dimensiones varían según región, clima y prácticas agrícolas, con diámetros ecuatoriales y polares entre 6 y 9 cm [13].

Estudios de caracterización física indican masas promedio de 180–200 g, diámetros ecuatoriales de 8.5–9.0 cm y longitudes de 6.0–9.0 cm, valores representativos para el diseño de sistemas mecánicos de manipulación, transporte y procesamiento del fruto [13].

Fenológicamente, el cultivar Hass alcanza aproximadamente el 95 % de su tamaño de cosecha a los 180 días después del cuajado, con un ciclo productivo total de 11 a 12 meses [12]. Además, se observa la coexistencia de frutos normales (NF) y frutos pequeños (SF), que pueden representar entre 20 % y 60 % de la cosecha. Los frutos pequeños presentan un menor número de células, limitando su crecimiento en masa y dimensiones, aunque mantienen tamaños celulares similares a los frutos normales [11].

La Tabla IV resume las propiedades físicas típicas del aguacate Hass consideradas para el diseño del sistema propuesto [1].

TABLE IV
PROPIEDADES TÍPICAS DEL AGUACATE HASS

Propiedad	Unidad	Valor Promedio	Rango Típico / Comentarios
Peso del fruto	g	197.7	90–400 g (comercial: 250–350 g)
Diámetro Polar (DP)	cm	6.05	6.0–9.0 cm (longitud base–punta)
Diámetro Ecuatorial (DE)	cm	8.97	6.0–9.0 cm (ancho máximo del fruto)

En la industria alimentaria, las cuchillas de borde recto son las más utilizadas por su simplicidad geométrica y eficiencia en el corte de materiales blandos y viscoelásticos, como la pulpa de palta [15], [16]. Los materiales más comunes son aceros inoxidables de alta dureza, elegidos por su resistencia al desgaste, capacidad de retención de filo y comportamiento mecánico estable durante el corte [15], [17].

Geométricamente, las cuchillas presentan ángulos de cuña típicos de 20° a 40° y radios de punta en el rango de micrómetros. Ángulos menores reducen la fuerza de corte requerida, mientras que radios de punta mayores incrementan la deformación inicial del material antes del corte [15], [16], [18].

Estudios experimentales sobre fuerzas de corte y agudeza de cuchillas en alimentos viscoelásticos sugieren que una cuchilla plana de acero inoxidable con ángulo de cuña entre 20° y 25° y radio de punta de 10–15 μm logra un equilibrio óptimo entre eficiencia de corte y durabilidad del filo [15], [18].

H. Sistemas neumáticos en el procesamiento de alimentos

Los sistemas neumáticos son ampliamente utilizados en la industria alimentaria debido a su limpieza, repetibilidad y compatibilidad con normativas sanitarias [6], [20]. El uso de actuadores neumáticos y grippers permite manipular frutas delicadas, como la palta Hass, sin causar daños mecánicos, asegurando seguridad operativa, facilidad de limpieza y adaptabilidad a distintos procesos [6], [20].

Estas características hacen que los sistemas neumáticos sean una opción adecuada para el diseño de mecanismos de pelado y

deshuesado, optimizando la eficiencia del proceso y reduciendo pérdidas de producto.

Ancho mínimo de Banda (mm)	Tamaños máximos (mm)		Velocidad máxima en m/s			
	Uniforme	Mixto	A	B	C	D
400	50	100	2.62	2.09	2.09	1.31
500	75	150	2.62	2.62	2.09	1.68
650	125	200	3.35	2.62	2.62	1.68
800	170	300	3.35	3.35	2.62	2.09
1000	250	400	4.19	3.35	3.35	2.09
1200	350	500	4.19	3.35	3.35	2.62
1400	400	600	4.19	3.35	3.35	3.35
1600	450	650	4.19	4.19	3.35	3.35
1800	500	700	4.19	4.19	3.35	3.35
2000	550	750	5.24	4.19	3.35	3.35
2200	600	800	5.24	5.24	4.19	4.19

A- Materiales ligeros deslizables, no abrasivos con peso específico de 0,5 -1 T/m³

B- Materiales no abrasivos o muy poco abrasivo con tamaño medio, peso específico de 1 - 1,5 T/m³

C- Materiales medianamente abrasivos y pesados, con peso específico de 1,5 a 2 T/m³

D- Materiales muy abrasivos pesados y cortantes, peso específico mayor a 2 T/m³

Fig. 2 Tabla de relación para el ancho y la velocidad de la banda transportadora.

V. METODOLOGÍA

A. Faja transportadora

1) Faja transportadora

El diseño de la faja transportadora y la selección del motor deben considerar criterios normativos y de diseño mecánico que relacionen el ancho de la banda, la velocidad de transporte y la capacidad de carga [5], [6]. Esto garantiza la estabilidad del fruto, minimiza daños mecánicos y asegura compatibilidad con el resto del sistema de procesamiento.

Además, las bandas sintéticas empleadas en aplicaciones alimentarias deben cumplir requisitos de resistencia, flexibilidad e higiene, permitiendo un transporte continuo y seguro del producto [7].

2) Esfuerzo en la faja transportadora

El peso total distribuido en la banda se consideró 24 kg, equivalente a:

$$P = 24 \times 9.81 = 235.44\text{N} \quad (1)$$

La carga uniformemente distribuida sobre la banda:

$$w = \frac{235.44}{2} = 117.72\text{ N/m} \quad (2)$$

La fuerza radial sobre los rodamientos es:

$$Fr = 117.72\text{N}$$

La reacción vertical en los cojinetes se determina mediante el equilibrio de momentos:

$$\begin{aligned} \sum M &= 0 \\ -235.44 \times 1 + B_y(2) &= 0 \\ B_y &= 117.72\text{ N} \end{aligned} \quad (3)$$

3) Selección de rodamiento

Cada banda transportadora contará con 4 rodamientos, totalizando 12 rodamientos para todo el sistema. La carga dinámica equivalente se calculó como:

$$F_e = XF_r + YF_a = (1)(117.6) + (0)(0) \quad (4)$$

$$F_e = 117.6 \text{ N}$$

Fuerza sobre rodamientos (Tambor motriz)

$$w = \frac{P}{L} = \frac{235.44}{0.98} = 240 \text{ N/m} \quad (5)$$

La reacción en cada rodamiento:

$$Fr = \frac{wL}{2} = \frac{240 \times 0.98}{2} = 240 \text{ N/m} \quad (6)$$

Rodamientos rígidos de una hilera de bolas
d 40 – 60 mm

Dimensiones principales		Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades		Masa	Designación
d	D	B	C	C ₀	P ₀	Velocidad de referencia	Velocidad límite	
mm			kN		kN	rpm	kg	—
40	52	7	4.94	3.45	0.19	26 000	16 000	0.034
	62	12	13.8	10	0.43	24 000	14 000	0.12
	68	9	13.8	9.15	0.44	22 000	14 000	0.13
	68	15	17.8	11.6	0.49	22 000	14 000	0.19
	80	18	32.5	19	0.80	18 000	11 000	0.37
	80	18	35.8	20.8	0.88	18 000	11 000	0.34
	90	23	42.3	24	1.02	17 000	11 000	0.63
	110	27	63.7	36.5	1.53	14 000	9 000	1.25

61808

62908

* 16008

* 6008

* 6208

* 6208 ETN9

* 6308

6408

Fig. 3 Tabla de selección para los rodamientos a utilizar.

Para verificar que nuestro rodamiento tiene menos probabilidad a dañarse en poco tiempo, se realizó el cálculo de su vida útil.

$$L_{10h} = \frac{C^p}{P} = \frac{4940^3}{117.6} \quad (7)$$

$$L_{10h} = 74124.006h$$

4) Selección del motor

El motor se dimensionó considerando:

- Masa total: 24 kg (incluye banda de PU)
- Coeficiente de fricción: 0.10
- de la Gravedad: 9.81 m/s²
- Velocidad de la banda: 2.62 m/s
- Radio del tambor: 0.108 m

Para el cálculo del motor tomamos en cuenta la siguientes formulas.

Fuerza resistente

$$F = \mu \cdot m \cdot g \quad (8)$$

$$= 0.10 \cdot 24 \cdot 9.81 = 23.54 \text{ N}$$

Potencia

$$P = F \times v \quad (9)$$

$$= 23.54 \times 2.62 = 61.68 \text{ W}$$

Torque

$$T = F \times R \quad (10)$$

$$= 23.54 \times 0.108 = 2.54 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Velocidad de rotación

$$n = \frac{v \times 60}{r \times 2\pi} \quad (11)$$

$$= \frac{2.62 \times 60}{0.108 \times 2\pi} = 231.6 \text{ rpm}$$

Con base en estos valores, se seleccionó un motor con características superiores a los requerimientos calculados para asegurar operación continua y confiable. Motor seleccionado: ECP070/522.

P ₁ [W]	n ₂ [min ⁻¹]	M ₂ [Nm]	sf	i		Versione motore Motor version
100						
811	0.92	4.4	3.70	ECP070/521	120/240	
701	1.1	3.8	4.28			
579	1.3	3.1	5.18			
444	1.7	2.4	6.75			
218	3.2	3.8	13.73	ECP070/522	120/240	
163	4.3	2.8	18.36			
156	4.5	2.7	19.20			
135	5.2	2.3	22.20			
120	5.8	2.1	25.01			
112	6.2	1.9	26.85			
104	6.7	1.8	28.93			
86	8.1	1.5	34.97			
66	11	1.1	45.56			

Fig. 4 Tabla para la selección de motor, eligiendo el motor ECP070/522.

B. Sistema de extracción de semillas

1) Cálculos para la perforación de la semilla

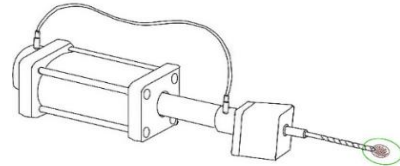


Fig. 5 Bosquejo del mecanismo de inserción.

El sistema de extracción de semillas está diseñado para posicionar la palta Hass de manera estable y alineada frente a un pistón con broca helicoidal. La broca, de acero inoxidable, tiene un diámetro aproximado de 10–12 mm y una longitud superior a 30 cm. Un motor DC compacto ubicado en el extremo del vástago proporciona el giro de la broca a 800 rpm, mientras que el pistón aplica una fuerza axial controlada. El proceso asegura que la broca penetre primero la cáscara y pulpa, para luego introducirse en la semilla a una profundidad controlada de 10–15 mm, garantizando un anclaje firme pero reversible, sin perforar completamente la semilla.

2) Mecanismo de sujeción de la semilla de palta

El sistema de sujeción asegura que la palta Hass se mantenga estable y alineada durante la perforación, evitando desplazamientos y daños en la fruta o la semilla. Esto permite que la broca helicoidal actúe de manera precisa, garantizando un anclaje seguro para la etapa de extracción de pulpa.

Tabla de velocidades de perforación en RPM						
Diámetro de la broca	Madera	Acero	Acero inoxidable	Aluminio	Latón	Plástico
2 mm	3500	2600	2000	5000	4000	2300
3 mm	3000	2200	1600	4500	3500	1900
4 mm	2600	1800	1250	4000	3100	1500
5 mm	2250	1500	1000	3500	2750	1250
6 mm	1950	1250	800	3050	2400	1050
7 mm	1650	1060	660	2650	2100	900
8 mm	1400	900	560	2330	1800	775
9 mm	1180	770	490	2000	1540	660
10 mm	980	660	430	1730	1300	580
12 mm	800	580	375	1480	1080	510
13 mm	650	510	330	1250	860	450
14 mm	520	450	300	1050	700	400
15 mm	420	400	270	870	550	360
16 mm	360	350	250	730	450	320
18 mm	310	310	220	610	380	290
19 mm	280	270	200	510	330	270
20 mm	265	250	185	420	300	250
25 mm	250	240	170	350	280	230
30 mm	240	230	160	280	260	220

Fig. 6 Tabla de velocidad de perforación con respecto al diámetro de la broca.

Dado que no existen datos específicos sobre la velocidad de perforación de la semilla de palta, se emplea una analogía con la perforación de madera. Por ello, se selecciona una broca de 12 mm de diámetro, operando a 800 rpm, asegurando una penetración controlada y evitando fracturas en la semilla.

3) Cálculo para la broca helicoidal de acero inoxidable

Para evitar fracturar la semilla de la palta longitudinalmente, se ha considerado trabajar con un 70% de la fuerza máxima admisible.

- Fuerza de trabajo aplicada: 1646 N
- Diámetro de la broca: 12 mm

Esta selección garantiza un corte controlado y seguro, permitiendo que la broca se inserte en la semilla sin dañarla, asegurando un anclaje firme para la posterior extracción de la pulpa.

$$A = \pi \left(\frac{d}{2}\right)^2 = \pi \left(\frac{12 \times 10^{-3}}{2}\right)^2 = 113.097 \times 10^{-6} \quad (12)$$

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{1646N}{113.097 \times 10^{-6}} = 14.55 \text{ Mpa} \quad (13)$$

El valor de 14.55 MPa corresponde al esfuerzo axial promedio generado en la broca durante la perforación. Este resultado confirma que la herramienta no falla por aplastamiento ni compresión simple, garantizando la integridad de la broca y de la semilla durante el proceso.

4) Cálculo para la potencia del motor

Para determinar la potencia requerida del motor se consideraron los siguientes parámetros:

- Coeficiente de fricción: 0.2
- Velocidad de giro de la broca: 800 rpm
- Profundidad de perforación: 15 mm
- Tiempo de perforación: 1 segundo

Estos datos permiten calcular la potencia necesaria para que el motor suministre la fuerza adecuada, logrando una perforación

rápida y controlada, sin comprometer la seguridad del mecanismo ni la integridad de la semilla.

Torque

$$T = F \left(\frac{f}{2\pi} + \mu \frac{d}{2} \right) \quad (14)$$

$$T = 1646 \left(\frac{1.125 \times 10^{-3}}{2\pi} + 0.2 \frac{12 \times 10^{-3}}{2} \right) = 2.27 \text{ Nm}$$

Y para determinar el avance por revolución

$$f = \frac{vf}{n} \quad (15)$$

$$f = \frac{15 \text{ mm}}{1 \text{ seg}} \cdot \frac{1}{800 \text{ rpm}} \cdot \frac{60}{1} = 1.125 \text{ mm/rev}$$

Determinar la potencia del motor

$$P = T \times 2\pi \left(\frac{n}{60} \right) \quad (16)$$

$$P = 2.27 \times 2\pi \left(\frac{800}{60} \right) = 190.17 \text{ W}$$

5) Carga crítica de pandeo

Para garantizar que la broca no experimente pandeo durante la perforación de la semilla, se consideraron las siguientes condiciones:

- Condición de empotramiento-libre (K): 2
- Longitud de la broca: 0.3 m
- Módulo de elasticidad del material (E): $210 \times 10^9 \text{ Pa}$

Momento de inercia de la broca

$$I = \frac{\pi d^4}{64} \quad (17)$$

$$I = \frac{\pi (12 \times 10^{-3})^4}{64} = 10.18 \times 10^{-10} \text{ m}^4$$

Carga crítica de pandeo

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{(KL)^2} \quad (18)$$

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 (210 \times 10^9) (10.18 \times 10^{-10})}{(2 \times 0.3)^2} = 5.86 \text{ kN}$$

Dado que la carga aplicada durante la perforación está muy por debajo de la carga crítica, la broca no debería experimentar pandeo bajo las condiciones de operación. El factor de seguridad calculado es 3.56, superior al valor recomendado por Euler (≥ 2.5) para brocas de 12 mm de diámetro.

6) Selección de motor

Con base en los cálculos realizados anteriormente, se procedió a seleccionar un motor que cumpla con los requerimientos de torque, potencia y velocidad de perforación.

250						
(3000 min ⁻¹)	811	2.4	1.7	3.70	ECP180/521	120/240
	701	2.7	1.5	4.28		
	579	3.3	1.2	5.18		
	444	4.3	0.9	6.75		
	218	8.2	1.5	13.73	ECP180/522	120/240
	189	9.5	1.3	15.88		
	163	11	1.1	18.36		
	156	12	1.0	19.20		
	135	13	0.9	22.20		
	120	15	0.8	25.01		
	112	16	0.7	26.85		
	104	17	0.7	28.93		
	86	17	0.7	34.97		
	66	17	0.7	45.56		

Fig. 7 Motorreductor planetario dc de 250W de planetary gearmotors, ECP180/521

Se seleccionó el motorreductor ECP180/521 por su torque de 2.4 N·m y potencia de 250 W, superiores a los requerimientos del proceso. La relación de reducción 3.70:1 permite una velocidad de salida cercana a 811rpm, adecuada para la perforación de la broca. Su diseño planetario (epicicloidal) distribuye la carga entre varios engranajes, ofreciendo alta densidad de par, eficiencia y compacidad, logrando la reducción deseada con un solo estadio.

Tipo Type	Numero di stadi Stages number	Dimensioni / Dimensions													
		EC180		EC180.24E		EC180 - EC180.24E									
		L1	L	L1	L	A	B	C	D	E	F	G	H	I	K
ECP180/52...	1	73	258			52	32 h8	20.8	12 h7	3	4.2	40	M5x10	M4x10	4x4x16
	2	87.1	272												
	3	101.4	286.4												
ECP180/62...	1	72.8	257.8	76	263	62	40 j7	30	14 h7	5	9	52	M5x10	M5x12	5x5x16
	2	89.7	274.7	92	279										
	3	106.7	291.7	108	295										

Fig. 8 Especificaciones del motor seleccionado.

7) Cálculo para seleccionar el cilindro neumático

Se seleccionará un cilindro neumático sin vástago de doble efecto, acoplado a un carro corredizo con rieles lineales, capaz de soportar cargas radiales y axiales. La elección considera la carga máxima, la velocidad promedio (Va), los momentos permisibles y la sumatoria de factores de seguridad $\sum \alpha \leq 1$.

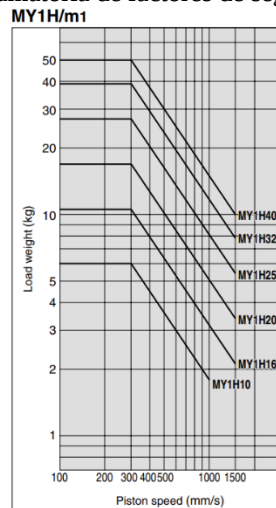


Fig. 9 Carga máxima de un cilindro neumático.

Para determinar la carga máxima y el dimensionamiento del cilindro, se calcula primero el centro de gravedad de los componentes, aproximando la geometría de cada pieza a figuras

geométricas ideales, siguiendo el procedimiento indicado en el catálogo de la serie MY1.

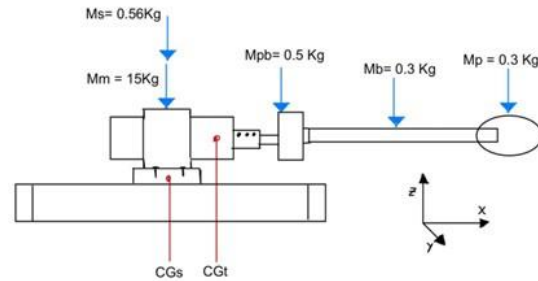


Fig. 10 Diagrama de cargas en el área de perforación.

TABLE V
MASA Y CENTRO DE GRAVEDAD DE CADA PIEZA

Pieza	Masa (kg)	Centro de gravedad (mm)		
		X	Y	Z
Mm	15	0	0	49
Mpb	0.5	200	0	49
Mb	0.3	380	0	49
MP	0.3	535	0	49
Ms	0.56	0	0	49

Siendo la suma total de las masas

$$m_1 = \sum m = 16.66 \text{ kg}$$

Y se procedió a hacer cálculos en cada una de las coordenadas X, Y, Z.

$$X = \frac{\sum(m \cdot X)}{m_1} = 22.48 \text{ mm} \quad (19)$$

$$Y = \frac{\sum(m \cdot Y)}{m_1} = 0 \text{ mm} \quad (20)$$

$$Z = \frac{\sum(m \cdot Z)}{m_1} = 49 \text{ mm} \quad (21)$$

Debido a que el cilindro está montado horizontalmente, solo se genera un momento, originado por la presencia de la palta y la broca; por lo tanto, se considerarán M1máx como el momento máximo y m1máx como la masa máxima según la tabla correspondiente.

Model	Bore size (mm)	Maximum allowable moment (N-m)			Maximum load weight (kg)		
		M1	M2	M3	m1	m2	m3
MY1H	10	0.8	1.1	0.8	6.1	6.1	6.1
	16	3.7	4.9	3.7	10.8	10.8	10.8
	20	11	16	11	17.6	17.6	17.6
	25	23	26	23	27.5	27.5	27.5
	32	39	50	39	39.2	39.2	39.2
	40	50	50	39	50	50	50

Fig. 11 Parámetros máximos del modelo MY1H.

Se seleccionó el cilindro neumático MY1H40, capaz de soportar hasta 50 kg, ofreciendo un margen de seguridad adecuado. Esta elección se sustenta en los cálculos de factores de carga y momentos que se presentan a continuación.

$$\alpha_1 = \frac{m_1}{m_{1\max}} = 0.332 \quad (22)$$

Momento estático M: Esto ocurre cuando idealmente cuando la palta esta sostenida por la broca

$$M1 = m1gX = 3.67N.m \quad (23)$$

$$\alpha_2 = \frac{M_1}{M_{1\max}} = 0.0734 \quad (24)$$

Momento dinámico ME por impacto: Se genera cuando el cilindro neumático traslada los componentes y alcanza la posición final, provocando un impacto sobre el amortiguador. Se consideró una longitud de compresión del amortiguador de 0.01 m y una velocidad promedio de 300 mm/s para estimar este momento.

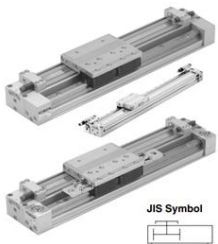
$$FE = 1.4 V_a \delta m_t g = 685.726 N \quad (25)$$

$$ME = \frac{1}{3} FEZ = 11.2 Nm \quad (26)$$

$$\alpha_3 = \frac{ME}{M_{1\max}} = 0.224 \quad (27)$$

$$\sum \alpha = 0.63 \leq 1 \quad (28)$$

Debido a que no es mayor a 1 según por catálogo la elección sería un MY1H32.



Specifications		10	16	20	25	32	40
Bore size (mm)		10	16	20	25	32	40
Fluid		Air					
Action		Double acting					
Operating pressure range	0.2 to 0.8 MPa (2.0 to 8.0 kgf/cm ²)	0.1 to 0.8 MPa					
Proof pressure		1.2 MPa					
Ambient and fluid temperature		5 to 60°C					
Cushion	Rubber bumper	Air cushion					
Lubrication		Non-lube					
Stroke length tolerance		+1.8 0					
Piping port size	Front/Slide port Bottom port	M5 x 0.8			Rc 1/8	Rc 1/4	
		ø4		ø5	ø6	ø8	

Fig. 12 Especificaciones del cilindro neumático sin vástago.

Por último, se selecciona el stroke, es decir la longitud de trabajo del slider, que seleccionáramos de 600 mm.

Standard Stroke

Bore size (mm)	Standard stroke * (mm)	Maximum manufacturable stroke (mm)
10, 16, 20	50, 100, 150, 200	1000
25, 32, 40	250, 300, 350, 400	1500
	450, 500, 550, 600	

Fig. 13 Cuadro de medidas estándar para el stroke.

Model	A	B	C	G	GB	H	J	K	L	LD	LL	LW	M	MM	N	NC	NE	NH	NW	P
MY1H25	110	9	5.5	16	24.5	54	M6 x 1	9.5	114	5.6	53	90	9	M5 x 0.8	30	20	40.5	39	53	Rc 1/8
MY1H32	140	11	6.6	19	30	68	M8 x 1.25	16	140	6.8	70	110	13	M6 x 1	37	25	50	49	64	Rc 1/8
MY1H40	170	14	8.5	23	36.5	84	M10 x 1.5	15	170	8.6	85	121	13	M6 x 1	45	30.5	63	61.5	75	Rc 1/4

*P indicates cylinder supply ports. (mm)

Model	PA	PB	PC	PD	PE	PF	PG	PP	Q	QQ	QR	SS	TT	UU	VV	WW	XX	YH	Z	ZZ
MY1H25	60	50	14.5	32	13	5.5	7	12	206	16	42	16	6	14.5	15	16	12.5	28	37.5	220
MY1H32	80	60	15	42	13	6.5	8	17	264	11	51	16	4	16	16	19	16	32	47	280
MY1H40	100	80	20.5	37.5	23	8	9	18.5	322	11	59	24	10.5	20	22	23	19.5	36	59.5	340

Fig. 14 Tabla de diferentes modelos de MY1H.

Según lo calculado anteriormente, se seleccionó el modelo MY1H25

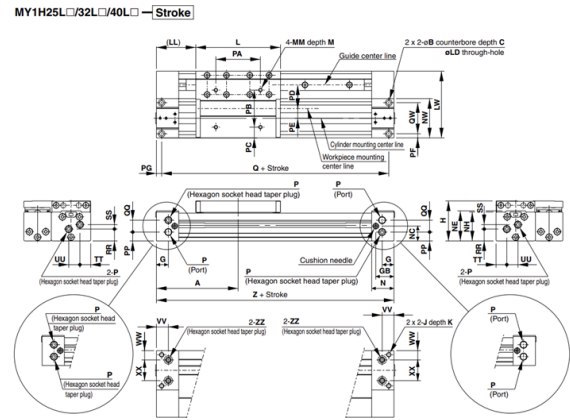


Fig. 15 Modelo MY1H25.

C. Despulpadora

El diseño incluye un eje horizontal con dos rodillos que, al girar, procesan la palta preprocesada para separar la pulpa de la cáscara. El movimiento es generado por un motor eléctrico y adaptado mediante un sistema de transmisión.

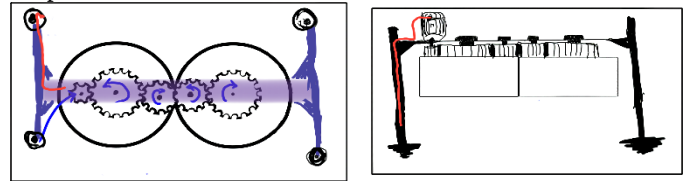


Fig. 16 Bosquejos del mecanismo de rodillos despulpador

Para el sistema de transmisión, se optó por hacer un sistema de reducción para adaptar la velocidad del motor a la requerida por el mecanismo de despulpador.

Para adecuar la velocidad del motor (1800 rpm) a la requerida por el mecanismo (50 rpm), se calculó la relación de transmisión:

$$i = \frac{\text{Velocidad de salida}}{\text{Velocidad de entrada}} = \frac{1800 \text{ rpm}}{50 \text{ rpm}} = 36 \quad (29)$$

Se propone una configuración de reducción combinada: una caja reductora de 18:1 y un reductor externo de 2:1, proporcionando una solución robusta y confiable para el mecanismo despulpador.

1) Selección de motorreductor comercial

Tras evaluar opciones comerciales que cumplen con los requerimientos del proyecto, se seleccionaron motores de la marca SEW-EURODRIVE utilizando su buscador de modelos.

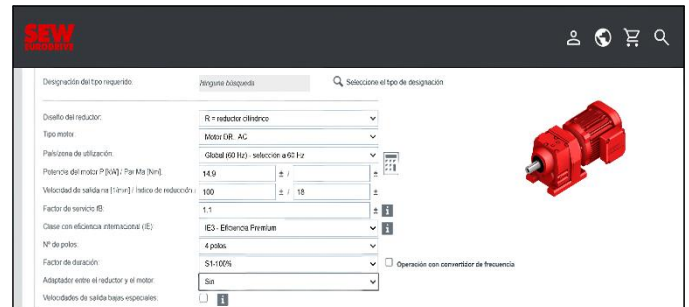


Fig. 17 Filtrador de modelos de motorreductores de SEW EURODRIVE Perú.

Designación	Clase eficiente	P (kW)	na [1/min]	Ma [Nm]	i	IB	na2 [1/min]	Factor de duración cíclica
R77DRN132S4	IE3	5.5	93 / 112	560 / 410	15.78	1.1 / 1.2	1464 / 1768	S1-100%
R77DRN132S4	IE3	5.5	82 / 99	640 / 500	17.82	1.2 / 1.45	1464 / 1768	S1-100%
R77DRN132S4	IE3	5.5	78 / 94	675 / 560	18.8	1.15 / 1.4	1464 / 1768	S1-100%
R77DRN132S4	IE3	5.5	99 / 120	530 / 440	14.77	0.8 / 1	1464 / 1768	S1-100%
R77DRN132S4	IE3	5.5	98 / 119	535 / 445	14.91	1.05 / 1.25	1464 / 1768	S1-100%
R77DRN132S4	IE3	5.5	94 / 113	560 / 465	15.6	1.3 / 1.6	1464 / 1768	S1-100%
R77DRN132M6	IE3	7.5	82 / 100	870 / 720	17.82	0.9 / 1.1	1468 / 1774	S1-100%
R77DRN132M6	IE3	7.5	78 / 94	920 / 760	18.8	0.85 / 1.05	1468 / 1774	S1-100%
R77DRN132M6	IE3	7.5	94 / 114	790 / 630	15.6	0.95 / 1.2	1468 / 1774	S1-100%
R77DRN132S4	IE3	5.5	76 / 93	680 / 565	19.1	2.1 / 2.5	1464 / 1768	S1-100%

Fig. 18 Alternativas de motorreductores recomendados.

Se eligió el motorreductor SEW-EURODRIVE R77DRN132S4, cuyas características coinciden con los parámetros del proyecto:

- Potencia nominal: 5.5 kW (7.5 HP), suficiente para cubrir la demanda con factor de seguridad.
- Velocidad de salida: 99 rpm a 60 Hz, cercana al objetivo de 100 rpm.
- Relación de transmisión: 17.82, prácticamente igual a la calculada de 18:1.
- Tipo: reductor cilíndrico/helicoidal ("R"), seleccionado por alta eficiencia y durabilidad industrial.
- Factor de servicio: 1.7, asegurando robustez frente a cargas de operación.
- Clasificación S1-100%, certificando operación continua para entornos industriales.

Esta selección garantiza un escalonamiento de velocidad

$$\theta = \frac{TL}{GJ} \quad (34)$$

adecuado, eficiencia energética y confiabilidad en el mecanismo despulpador.



Fig. 19 Motorreductor SEW EURODRIVE R77DRN132S4.

2) Reacciones de cojinetes

Para los rodillos del despulpador se emplearán cuatro cojinetes, distribuidos con dos por rodillo, ubicados en la parte posterior e inferior, funcionando estos últimos como soporte adicional.

Rodillo para estrujar para pulpa.

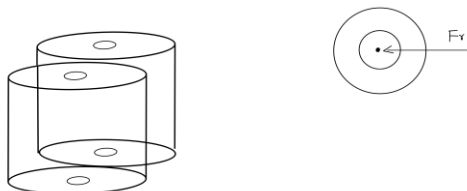


Fig. 20 Representación gráfica de las fuerzas que actúan sobre los ejes de los rodillos.

3) Torsión para engranajes del sistema despulpador

El motor seleccionado entrega 7.5 HP a 100 rpm, por lo que el momento torsor en el eje de transmisión se calcula convirtiendo la potencia a watts:

$$v = 100r.p.m$$

$$P = 7.5HP$$

$$P = 7.5 \times 745.7 = 74570W \quad (30)$$

Momento de torsión

$$T_2 = \frac{74570W}{\frac{2\pi \times 100rpm}{60}} = 7120.91N.m \quad (31)$$

El eje de transmisión se diseñó en acero inoxidable AISI 317L, con diámetro de 0.2 m y longitud de 0.3 m, asegurando resistencia suficiente frente a los esfuerzos generados por el sistema de rodillos.

Momento de inercia

$$J = \frac{\pi(d)^4}{32} = \frac{\pi(0.2)^4}{32} = 1.57 \times 10^{-4} \quad (32)$$

Esfuerzo cortante máximo

$$\tau = \frac{Tc}{J} = \frac{7120.91 \cdot 0.1}{1.57 \times 10^{-4}} = 4.53 MPa \quad (33)$$

Angulo de torsión

$$\theta = \frac{7120.91 \cdot 0.3}{77 \times 10^6 \cdot 1.57 \times 10^{-4}} = 0.1767^\circ \text{ por metro}$$

Al ser acero inoxidable AISI 317L su módulo de corte es $G=77GPa$, el cual es un valor típico para los aceros inoxidables austeníticos.

Torsión admisible ($\sigma = 205 MPa$)

$$\tau = 0.557 \times \sigma_y = 0.557 \times 205 = 118MPa \quad (35)$$

Al comparar el esfuerzo cortante máximo (4.53 MPa) y la torsión admisible (118MPa) se observa que el esfuerzo cortante máximo está muy por debajo del límite, garantizando que el eje no sufrirá fractura bajo condiciones de operación. Esto confirma la integridad estructural del componente.



Fig. 21 Propuesta del mecanismo completo.

VI. DISCUSIÓN

El sistema propuesto es mecánicamente viable según los cálculos realizados, cumpliendo con los requerimientos de carga y operación. No obstante, la variabilidad del fruto de palta Hass (tamaño, firmeza y madurez) puede afectar su desempeño. Además, al basarse en valores promedio y no contar con validación experimental, los resultados se limitan al análisis teórico.

Se recomienda la construcción de un prototipo y su validación experimental para confirmar su desempeño en condiciones reales.

TABLE VI
Contribución Científica Y Técnica Del Trabajo Propuesto

Componente	Contribución técnica	Aporte científico	Limitación
Transporte	Diseño por carga, fricción y vida útil	Modelado aplicado a fruta deformable	Sin validación experimental
Extracción de semilla	Perforación controlada con broca helicoidal	Modelado semilla-herramienta por esfuerzos axiales	No considera variabilidad del fruto
Despulpado	Sistema de rodillos con análisis de torque	Optimización mecánica del proceso de separación	Sin medición experimental de eficiencia
Sistema neumático	Sujeción con actuadores neumáticos	Integración de automatización industrial alimentaria	Sin análisis de fatiga/ciclos
Sistema global	Integración modular de 3 etapas	Arquitectura completa de procesamiento automatizado	No se construyó prototipo

VII. CONCLUSIONES

1. El sistema diseñado demuestra viabilidad técnica para automatizar el pelado, deshuesado y despulpado de palta Hass, cumpliendo con los requerimientos mecánicos de operación.
2. Los análisis realizados en la faja transportadora, sistema de extracción de semilla y despulpadora confirman que los componentes seleccionados operan dentro de rangos seguros de esfuerzo, torque y potencia.
3. El diseño propuesto permite mejorar la eficiencia del proceso agroindustrial y reducir la dependencia de mano de obra, ofreciendo una alternativa accesible para pequeñas y medianas industrias.

Finalmente, es importante destacar que los resultados se basan en un modelado analítico, por lo que se requiere validación experimental para confirmar el desempeño del sistema en condiciones reales de operación.

REFERENCIAS

[1] K. Nwaokobia, O. H. Oghomwen, y P. O. Omoregie, "Some engineering properties and natural durability of avocado (*Persea americana* Mill.) pulp and

- seed," *World Scientific News*, vol. 97, pp. 125–138, 2018. <https://www.researchgate.net/publication/332093098>
- [2] S. Marfa, "Dimensiones promedio de la semilla de palta Hass," 2025. <https://stellinamarfa.com/fruits/how-big-is-an-avocado-pit/>
- [3] World Scientific, "Mechanical properties of avocado seeds under compression tests," *Journal of Food Engineering*, World Scientific Publishing, 2017. <https://worldscientificnews.com/some-engineering-properties-and-natural-durability-of-avocado-persea-americana-mill-pulp-and-seed/>
- [4] Y. A. Fernández-Chilito, D. A. Guevara, y C. A. Aristizábal-Torres, "Técnicas de extracción empleadas para obtención de compuestos bioactivos a partir de subproductos de aguacate como potencial fuente de ingredientes funcionales," *Monografía*, Univ. Santiago de Cali, Colombia, 2023.
- [5] R. L. Mott, *Diseño de elementos de máquinas*, 4a ed. Atlacomulco: Pearson Educación de México, 2006.
- [6] J. P. Cortés Cañola, "Diseño y análisis estructural de una banda transportadora de pesos para una empresa de alimentos empleando softwares de ingeniería," Tesis para título, Univ. Politec. Sales., Guayaquil, 2024.
- [7] BELTCOL, "Banda transportadora en poliuretano," *Soluciones y Repuestos Industriales BELTCOL*, Accedido el 30 de octubre de 2025. <https://www.beltpol.com/nuestros-productos/bandas-transportadoras-sinteticas/banda-transportadora-en-poliuretano/>
- [8] R. Salcedo, Y. Quiñones, L. M. Melgarejo, M. S. Hernández, y J. P. Fernández-Trujillo, "Variation in the fatty acid profile and quality of 'Hass' avocados preserved during cold storage," *Acta Hort.*, vol. 1194, pp. 1007–1010, 2018. doi: 10.17660/ActaHortic.2018.1194.143
- [9] V. G. Uarrota y R. Pedreschi, "Mathematical modelling of Hass avocado firmness by using destructive and non-destructive devices at different maturity stages and under two storage conditions," *Folia Horticulturae*, vol. 34, no. 2, pp. 139–150, 2022. doi: 10.2478_fhort-2022-0011
- [10] P. Mishra, M. Paillart, L. Meesters, E. Woltering, A. Chauhan, y G. Polder, "Assessing avocado firmness at different dehydration levels in a multi-sensor framework," *Infrared Physics & Technology*, vol. 118, p. 103901, 2021. doi: 10.1016/j.infrared.2021.103901
- [11] M. Mazhar, D. Joyce, P. Hofman, y N. Vu, "Factors contributing to increased bruise expression in avocado (*Persea americana* M.) cv. 'Hass' fruit," *Postharvest Biology and Technology*, vol. 143, pp. 58–67, 2018. doi: 10.1016/j.postharvbio.2018.04.015
- [12] S. Yang, C. Fullerton, I. Hallett, H. E. Oh, A. B. Woolf, y M. Wong, "Effect of fruit maturity on microstructural changes and oil yield during cold-pressed oil extraction of 'Hass' avocado," *J Am Oil Chem Soc*, vol. 97, pp. 615–628, 2020. doi: 10.1002/aocs.12362
- [13] Y. Dahan, R. Rosenfeld, y V. Irihimovitch, "Isolation of a fruit weight 2.2 (fw2.2) homolog in 'Hass' avocado and characterization of its expression as related to reduced cell division and small fruit phenotype," *Acta Hort.*, vol. 884, pp. 145–152, 2010. doi: 10.17660/ActaHortic.2010.884.16
- [14] J. C. Reyes-Alemán et al., "Phenology of the 'Hass' avocado in the State of Mexico, Mexico," *Revista Chapingo Serie Horticultura*, vol. 27, no. 2, pp. 113–134, 2021. doi: 10.5154/r.chsh.2020.09.020
- [15] S. Schuldt, G. Arnold, J. Kowalewski, Y. Schneider, y H. Rohm, "Analysis of the sharpness of blades for food cutting," *J. Food Eng.*, vol. 188, pp. 13–20, 2016.
- [16] C. T. McCarthy, M. Hussey, y M. D. Gilchrist, "On the sharpness of straight edge blades in cutting soft solids: Part I – indentation experiments," *Eng. Fract. Mech.*, vol. 74, pp. 2205–2224, 2007.
- [17] B. Zieliński, W. Kapłonek, M. Sutowska, y K. Nadolny, "Analysis of a feasibility study of a precision grinding process for industrial blades," *Appl. Sci.*, vol. 9, no. 18, p. 3883, 2019.
- [18] B. Zieliński et al., "Methodology for evaluating the cutting force of planar technical blades," *Micromachines*, vol. 12, no. 12, p. 1516, 2021.
- [19] S. Landahl y L. A. Terry, "Avocado firmness monitoring with values obtained by means of laser Doppler vibrometry," en *Proc. 4th International Conference Postharvest Unlimited*, vol. 945, pp. 239–249, 2011.
- [20] H. Ruiz Aspajo, "Implementación de un sistema de automatización para mejorar la productividad del proceso de pelado y despepado de Palta Hass," Tesis de grado, Universidad César Vallejo, Trujillo, Perú, 2023.