

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



DISEÑO Y FABRICACIÓN DE UNA MÁQUINA VENDEADORA
DE TRIGO Y CEBADA

Tesis para optar el
Título de Ingeniero Mecánico

Presentada por:

IVAN ADOLFO MALPARTIDA DE LA CRUZ

Noviembre, 2007
Lima - Perú

RESUMEN

En el presente trabajo se busca agilizar y hacer más productivo el venteo de granos (gramíneas de granos grandes) como el trigo y la cebada. Este trabajo comprende el diseño, construcción y prueba de un prototipo para el venteado. "El Venteo" propiamente dicho es la técnica para separar la paja y/o cascarillas (broza) del grano; esta mezcla proviene de un proceso anterior denominado "Trillado".

El diseño de este prototipo se desarrolló mediante una metodología sistemática de diseño para ingeniería y se ubica en el marco de Las Tecnologías Apropriadas. Su finalidad es la de satisfacer las necesidades para consumo propio de campesinos, en la región andina, de muy escasos recursos y cuya residencia esta distante de un zona urbana moderna.

"El Venteo" tradicional de los granos grandes es realizado por los campesinos en zonas abiertas donde se aprovecha el flujo del aire en grupos de 4 a 6 personas que trabajan durante 2 días aproximadamente 5 horas matinales por día para obtener 500 kg de grano limpio, que constituye el procesamiento de una hectárea de trigo. Este proceso limitado por los factores climáticos, requiere de gran tiempo para obtener el producto final (grano limpio), lo cual se refleja en la poca producción que se obtiene al compararlo con los métodos mecanizados. El prototipo incrementa la productividad pues reduce el tiempo y los recursos para obtener la misma cantidad de producto final.

Máquinas usadas en el venteado accionadas en su mayoría por motores de combustión interna, obtienen más de 300 kg/h de grano limpio y su peso es cercano a los 200 kg. El prototipo diseñado es accionado por energía humana y permite obtener más de 60 kg/h de grano limpio (suficiente para el consumo propio), su peso de 80 kg permite un fácil transporte a cargo de dos personas, dando mayor versatilidad en el uso y su reducido mantenimiento (lubricación y ajuste de piezas) le otorga notables ventajas frente a otras máquinas usadas en la limpieza de granos. Las pérdidas son reducidas a menos del 5% del peso total obtenido de grano limpio, ya que artesanalmente las pérdidas superan el 10% del peso total obtenido, además mejora la calidad del producto final pues casi se elimina la presencia de broza.

LISTA DE SIMBOLOS

MT	Mecanismo de transmisión de energía a la máquina.
(A)	Almacenar granos
(B)	Almacenar broza
P_H	Potencia humana disponible (W)
R	Fuerza de empuje sobre la partícula (N)
G	Peso de la partícula (N)
K	Coefficiente de arrastre de la partícula
A	Área proyectada de la partícula en un plano perpendicular al flujo (m^2)
ρ	Densidad del aire (Kg/m^3)
v_a	Velocidad del flujo (m/s)
u	Velocidad de la partícula (m/s)
u'	Velocidad relativa de la partícula (m/s)
v_{cr}	Velocidad crítica de la partícula (m/s)
m_p	Masa de la partícula (Kg)
$v_{a\ prom}$	Velocidad promedio necesaria para separar al trigo de la broza (m/s)
β	Ángulo de inclinación del flujo
LE	Longitud equivalente (m)
K_x	Pérdida de velocidad a la entrada del ventilador
Q	caudal en el ducto (m^3/s)
Perd	Pérdidas por caída de presión
QR	Velocidad máxima ideal entregada por el ventilador (m/s)
D	Diámetro del ventilador (m)
d	Diámetro del ducto (mm)
N	Revoluciones por segundo de giro del ventilador (rev/s)
x_b	Rango patrón (relación entre los diámetros del ventilador y el rotor)
K_{DL}	Coefficiente de la pérdida de presión en el ventilador
C_L	Coefficiente de la pérdida de empuje del ventilador
S/c	Relación de solidos del alabe
XX_{AV}	Referido al sub sistema Alimentador Vibratorio ($m_{AV}, l_{AV}, \omega_{AV}$)
XX_{RI}	Referido al sub sistema Rueda Impulsora
XX_{ET}	Referido al sub sistema Eje de Transmisión Central
XX_V	Referido al sub sistema Ventilador

INDICE DE CONTENIDO

	Pág.
RESUMEN.....	i
APROBACIÓN DE TEMARIO DE TESIS.....	ii
DEDICATORIA.....	iv
LISTA DE SÍMBOLOS.....	v
INTRODUCCIÓN.....	1
1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	3
1.1 Fundamentos teóricos.....	3
1.1.1 Mecanización agrícola.....	3
1.1.2 Funciones y objetivos.....	3
1.1.3 Situación tecnología.....	4
1.2 Procesos agrícolas.....	5
1.3 Características de la mezcla limpiar.....	7
1.4 Métodos y equipos utilizados en la actualidad.....	8
1.4.1 Limpieza con viento.....	9
1.4.2 Limpieza con zarandas manuales.....	9
1.4.3 Limpieza con zarandas cíclicas rotativas.....	10
1.4.4 limpieza con ventiladores.....	10
1.5 Accesorios comunes.....	11
1.5.1 Tolva.....	11
1.5.2 Sistema de ventilación.....	11
a) Ventiladores de succión.....	12
b) Ventiladores de impacto.....	12
c) Ventilador inyector.....	12
1.5.3 Zaranda.....	13
1.5.4 Sistema vibratorio.....	13
1.5.5 Limpiador de zarandas.....	13
1.6 SINTESIS.....	14
1.6.1 Energía.....	14
1.6.2 Flujo de trabajo.....	14
1.6.3 Eficiencia.....	15
1.6.4 Peso y transportabilidad.....	15
1.6.5 Construcción.....	15
1.6.6 Montaje.....	15
1.6.5 Geometría y Dimensiones.....	16
2. DISEÑO.....	17
2.1 Metodología de diseño.....	17
2.1.1 Planeamiento.....	17
2.1.2 Elaboración del concepto.....	18
2.1.3 Elaboración del Proyecto.....	18
2.1.4 Elaboración de detalles.....	18
2.1.5 Estado del arte previo.....	18
2.1.5.1 Máquina usadas en la actualidad.....	18
2.1.5.2 Venteadora artesanal.....	19
2.1.5.3 Seleccionadora de semillas.....	19

2.1.5.4	Trilladora venteados.....	20
2.1.5.5	Escarificador	20
2.2	Lista de exigencias.....	22
2.3	Estructura de funciones.....	23
2.3.1	Caja negra	23
2.3.2	Procesos técnicos.....	23
2.3.3	Estructura de funciones general.....	24
2.3.3.1	Estruc. de funciones alternativa 1.....	25
2.3.3.2	Estruc. de funciones alternativa 2.....	25
2.3.3.3	Estruc. de funciones alternativa 3.....	25
2.4	Matriz morfológica.....	27
2.4.1	Desarrollo de la matriz morfológica.....	27
2.4.2	Consideraciones sobre los portadores de solución	29
2.4.2.1	Estructura de bicicleta	29
2.4.2.2	Manivela.....	29
2.4.2.3	Sistema de 4 barras.....	30
2.4.2.4	Tolva	31
2.4.2.5	Alimentador vibratorio.....	31
2.4.2.6	Faja sin fin	31
2.4.2.7	Tornillo sin fin	32
2.4.2.8	Rueda de púas	32
2.4.2.9	Separación por flujo de aire horizontal.....	32
2.4.2.10	Separación por flujo de aire vertical.....	33
2.4.2.11	Separación por flujo de aire oblicuo.....	33
2.4.2.12	Zarandas	34
2.4.2.13	Separación por peso específico.....	34
2.4.3	Conceptos de solución	35
2.4.3.1	Concepto de solución 1	35
2.4.3.2	Concepto de solución 2	36
2.4.3.3	Concepto de solución 3	36
2.4.3.4	Concepto de solución 4.....	37
2.4.3.5	Concepto de solución 5.....	37
2.4.3.6	Concepto de solución 6.....	38
2.5	Determinación del concepto de solución óptimo.....	38
2.5.1	Criterios ponderados.....	38
2.5.1.1	Valor técnico.....	38
2.5.1.2	Valor económico.....	39
2.5.1.3	Evaluación de los conceptos de solución.....	39
2.6	Determinación del diseño preliminar.....	40
2.6.1	Selección de la fuente de energía	40
2.6.2	Fisiología y capacidad energética del hombre.....	41
2.6.3	Comportamiento de una partícula en un flujo de aire.....	43
2.6.3.1	Propiedades aerodinámicas de la partícula	43
2.6.3.2	Cinética de una partícula en un flujo vertical.....	44
2.6.3.3	Cinemática de la partícula en un flujo oblicuo y horizontal	45
2.6.4	Sistema de ventilación.....	47
2.6.4.1	Ducto para aire	48
2.6.4.1.1	Tramo 1.....	49
2.6.4.1.2	Tramo 2.....	50
2.6.4.1.3	Tramo 3.....	51
2.6.4.1.4	Perdidas totales.....	53
2.6.4.2	Ventilador	55
2.6.4.2.1	Diámetro del ventilador.....	56
2.6.4.2.2	Análisis del alabe.....	58
2.6.5	Mecanismo de accionamiento de 4 barras	60

2.6.6	Alimentador vibratorio.....	64
2.6.7	Análisis Cinemático y Dinámico del Sistema	65
2.6.7.1	Inercia del sub sistema Alimentador vibratorio.....	67
2.6.7.2	Inercia del sub sistema Rueda Impulsora	68
2.6.7.3	Inercia del sub sistema Eje central de Transmisión	69
2.6.7.4	Inercia del sub sistema Ventilador	69
2.6.7.5	Análisis de Resistencia y Rigidez del Eje de la Rueda.....	73
2.6.7.6	Análisis de Resistencia y Rigidez del Eje Exc. del AV	75
2.6.7.7	Análisis de velocidad crítica en el eje del Ventilador	77
2.6.7.8	Análisis de la Estructura Metálica	79
3.	FABRICACIÓN.....	83
3.1	Planos	83
3.2	Procesos de Fabricación	84
3.2.1	Estructura Metálica	84
3.2.2	Mecanismo Impulsor	85
3.2.2.1	Rueda Impulsora	85
3.2.2.2	Pedal	86
3.2.2.3	Biela y Manivela	86
3.2.3	Alimentador Vibratorio	87
3.2.4	Ejes y Poleas.....	88
3.2.5	Sistema de Ventilación	89
3.2.5.1	Ducto	89
3.2.5.2	Ventilador	90
3.3	Modificaciones y Resultados	91
3.3.1	Mecanismo Impulsor	91
3.3.2	Alimentador Vibratorio	91
3.3.3	Eje Excéntrico	92
3.3.4	Sistema de ventilación.....	92
3.3.5	Potencia demandada.....	93
4.	COSTOS.....	94
4.1	Costo de investigación	94
4.2	Costo de Fabricación.....	94
4.2.1	Materiales de la Estructura Metálica	95
4.2.2	Materiales del Mecanismo de Accionamiento	95
4.2.3	Materiales del Alimentador Vibratorio	95
4.2.4	Materiales de los Ejes y Poleas.....	95
4.2.5	Materiales del Sistema de Ventilación	96
4.2.6	Cuadro Resumen de la Fabricación	96
	CONCLUSIONES	97
	REFERENCIA BIBLIOGRÁFICA.....	99
	ANEXOS.....	

LISTA DE PLANOS

Nº de Plano	Código de Plano	Prototipo experimental
1	E - A0 - 1	Ensamble de la máquina venteadora
2	D - A0 - 2	Estructura metálica
3	D - A2 - 3	Ducto rectangular para aire
4	D - A3 - 4A	Alimentador vibratorio: Marco base y eje
5	D - A3 - 4B	Alimentador vibratorio: Bandeja y plancha acanalada
6	D - A3 - 5	Rueda impulsora
7	D - A3 - 6	Pedal (Mec. De Accionamiento.)
8	D - A3 - 7	Biela - Manivela (Mec. De Accionamiento.)
9	D - A3 - 8	Ventilador axial
10	D - A3 - 9	Ejes del Mecanismo de Accionamiento
11	D - A3 - 10	Eje del tren receptor (Eje 1, Eje 3)
12	D - A3 - 11	Eje excéntrico del Alimentador Vibratorio
13	D - A3 - 12	Poleas
14	D - A3 - 13	Recolector de granos

INTRODUCCIÓN

El presente trabajo está relacionado con el sector agrícola y estrechamente vinculado a la poscosecha de granos (gramíneas de granos grandes). En este grupo de alimentos encontramos al trigo, la avena, la cebada, el arroz, el maíz, la quinua y el sorgo, existiendo semejanza en sus procesos de producción y técnicas de cultivo. Una ventaja que presentan el trigo, la cebada y la avena respecto a las demás es que tienen los granos notoriamente más densos que la paja (broza o residuo no útil en la industrialización de granos) [21].

La agricultura peruana en la actualidad se enfrenta a cambios inesperados y notorios, todos ellos relacionados directa e indirectamente a la dirección política que el país ha optado en los últimos años. La firma de tratados de libre comercio con algunos países dará el empuje que algunas empresas agrícolas esperaban y a otras les exigirá modernizar sus productos y procesos, pero los grandes cambios y los más notorios solo serán apreciados en las grandes industrias y en los procesos agrícolas de gran escala (33% de la producción agrícola) [8]. La agricultura artesanal, aquella que es realizada por los campesinos, poco o nada se verá beneficiada, debido a que ellos seguirán conservando sus actividades tradicionales. La modernización es constante y necesaria pero es difícil lograr y garantizar que llegue a todos los grupos humanos donde se necesiten, por ello es el objetivo de este trabajo favorecer a este sector menos beneficiado, optimizando y actualizando algunos de los procesos de sus actividades agrícolas como *El Venteo* con el uso de tecnología apropiada.

El Venteo Artesanal es realizado manualmente por los campesinos exponiendo el producto al aire libre, lo cual conlleva a que la duración del proceso y su efectividad se vean influenciados por factores climáticos como el viento y la lluvia, principalmente; elevando el costo de producción y quitando competitividad a este producto frente a otros similares. Hacer un Venteo Mecanizado, no solo permite ejecutar el proceso libre de los factores climáticos, sino que también mejora la limpieza del grano, entendiendo como limpieza, el retiro de la mayor cantidad posible de paja (broza), polvo y semillas de hierbas silvestres.

El insuficiente grado de organización de los agricultores y la poca disposición de recursos económicos, dificulta la adquisición de algunas tecnologías modernas; además, el costo elevado de otras fuentes de energía hace que uno de los

requisitos sea que el equipo funcione con potencia humana o animal. Ello hace que este trabajo se oriente a la producción de “pequeños volúmenes”, puesto que la capacidad de potencia humana como fuerza motriz de una máquina, es pequeña en comparación con otras fuentes comunes de accionamiento motriz.

El concepto de Tecnologías Apropriadas engloba varios y diferentes conceptos, lo cuales permiten tener un concepto bastante amplio, pero es importante explicarlo y entenderlo, porque el objetivo del trabajo esta basado en esencia en este concepto. Una de las instituciones que enuncia un concepto de Tecnologías Apropriadas, aceptado en diferentes círculos es el ITACAB [9] (Instituto de Transferencia de Tecnologías Apropriadas para Sectores Marginales, del Convenio Andrés Bello), este instituto lo define como : “ *Un conjunto sistemático de conocimientos y procedimientos para la organización y producción de bienes y servicios que satisfacen necesidades de las poblaciones; las mismas que se asumen e interiorizan cotidianamente respetando la identidad cultural y el medio ambiente*”.

Las Tecnologías Apropriadas tienen las siguientes características:

- Dan respuesta a las necesidades básicas y a los problemas socio – económicas de las poblaciones usuarias de un ecosistema definido.
- Aprovechan los recursos del ecosistema, esto es los insumos materiales y energéticos locales para la producción y el mantenimiento de bienes y servicios.
- Se generan acordes con la cultura y los intereses locales y regionales, contribuyendo a preservar las características fundamentales de las diferentes culturas e impulsando el desarrollo de sus potencialidades.
- Contribuyen a la preservación del medio ambiente, recurriendo al empleo de fuentes alternas de energía, y

Por lo expuesto, el objetivo general de esta tesis es desarrollar una Tecnología Apropriada que facilite la limpieza del trigo y cebada, considerando las limitaciones y necesidades con las que cuenta el entorno donde la máquina trabajará (sector rural, zona de acción de pequeños productores agrícolas). Los objetivos particulares son: reducir el tiempo de procesamiento, incrementar la producción y mejorar la calidad del producto con respecto a la forma tradicional (manual) de realización.

CAPÍTULO 1

1. PLANTEAMIENTO DE PROBLEMA

1.1 FUNDAMENTOS TEÓRICOS

1.1.1 MECANIZACIÓN AGRÍCOLA

La mecanización agrícola abarca: desde la utilización de los medios técnicos para mecanizar la producción agropecuaria, hasta el estudio de los fundamentos, funcionamiento, operación y mantenimiento de las máquinas y de los motores que tienen aplicaciones en las diversas labores agrícolas; además de los implementos de tracción animal y herramientas manuales, incluye también las fuentes de energía y los conocimientos de selección, administración y demostración de la maquinaria agrícola.

Será importante definir **Máquina**, como todo elemento sencillo o complejo que para realizar un trabajo mecánico específico requiere de un motor, por ejemplo una pala, cuyo motor es el hombre. [18]

1.1.2 FUNCIONES Y OBJETIVOS

La función de la mecanización agrícola es mejorar la producción, puesto que ayuda a incrementar el rendimiento del trabajo en el campo, reduce las pérdidas, disminuye los riesgos y contribuye a incrementar la calidad de los productos.

Los medios técnicos utilizados y sus efectos sobre: el suelo, la planta y el hombre son de gran importancia, es decir, la relación entre: la técnica, la biología y la economía de “la empresa” es fundamental. Existe una relación muy estrecha entre la técnica agrícola y el factor de producción de trabajo, ya que puede ahorrar la

mano de obra y reducir el tiempo de trabajo, alivia el trabajo y lo hace cómodo. Además debe permitir elevar la rentabilidad de la producción usando racionalmente los medios de producción y reduciendo los costos de producción.

Si a todo lo anterior se suma una adecuada asesoría técnica en el trabajo podemos lograr una combinación adecuada de herramientas, implementos, equipos y otros elementos de la producción. Por último, la mecanización agrícola permitirá la aplicación de nuevas técnicas de trabajo que optimicen la producción y mejoren la calidad del producto final. Es por ello que el presente trabajo busca brindar cierto grado de mecanización agrícola a los agricultores con Tecnología Apropriada para la zona, lo cual se traducirá en reducción del tiempo de procesamiento, incremento de la producción y mejor calidad del producto con respecto a la forma tradicional no mecanizada.

1.1.3 SITUACIÓN TECNOLÓGICA

La evolución de la mecanización agrícola comienza con las primeras herramientas de madera usadas por el hombre, para facilitar sus actividades agrícolas y progresa con el uso de la tracción animal, siendo luego mejorado cuando se complican los diseños de las herramientas para optimizar el trabajo. Recibe posteriormente otro gran impulso con el invento de la máquina de vapor, lo que permitía incrementar la demanda de potencia y por lo mismo exigía el aumento de tamaño de la maquinaria. Un gran aporte fue también el invento del neumático que permitió perfeccionar el tractor y otras máquinas similares. De forma conjunta los sistemas hidráulicos, la electricidad y la electrónica han permitido mejorar constantemente las máquinas [18].

La mecanización agrícola se viene desarrollando, desde los finales del siglo 18 en los países industrializados [18]; las causas de mecanización son varias y diferentes en cada lugar, pero los resultados son los mismos. La mecanización junto al incremento de la producción, propició la mayor productividad de la mano de obra. Solo con la mecanización agrícola se ha podido mantener, el ritmo del desarrollo general de la industria.

En países como el Perú (país en vía de desarrollo) el apoyo para la agricultura carece de eficiencia y dista mucho de las características usuales del apoyo que recibe la agricultura en los países industrializados. En el interior del Perú y al igual

que en otros países subdesarrollados, se hallan diferencias en el nivel de mecanización, combinándose en forma diversa los métodos manuales y de tracción animal o humana (fuentes de energía disponibles en la zona rural).

Las tendencias históricas y el estado actual de la mecanización son influidas por factores tecnológicos, agroclimatológicos y económicos. Actualmente en el Perú sus tres regiones naturales tienen diferentes accesos a las posibilidades de mejorar los procesos, así podemos ver que **la costa** se encuentra más desarrollada debido a factores como su topografía plana que permite el trabajo de tractores y similares, así también su cercanía a los puertos y mejores vías de comunicación que facilitan la exportación de los productos sembrados, agregándose a lo anterior el hecho de contar con agricultores con un nivel cultural más alto que en las demás regiones. **La sierra** posee un desarrollo agrícola limitado por la topografía accidentada con la que cuenta, factores climatológicos adversos, la menor o nula rentabilidad de los productos restringiendo las inversiones, falta de vías de comunicación entre áreas de producción y centros de consumo, y así entre otros. **La selva** por sus características agroecológicas presenta grandes restricciones para ser mecanizada, además presenta una dominante actividad agrícola de tipo migratorio, que junto a la falta de vías óptimas para un buen transporte (de productos) y comunicación, dificultan el mayor desarrollo de la agricultura.

1.2 PROCESOS AGRÍCOLAS

Las actividades agrícolas tienen diferentes operaciones de cosecha, pero entre ellas podemos distinguir operaciones parecidas, para plantas de características similares. Dentro de un mismo grupo se encuentran todas las plantas que poseen espigas, las operaciones para la cosecha de las mismas tienen los siguientes pasos (sin distinguir del tipo de planta con espiga que sea) [11], [17] y [14].

- **Siega:** Consiste en cortar los tallos con espigas, utilizando de preferencia la hoz. (Fig. 1.1)
- **Gavillado:** Su finalidad es secar los tallos, para ello se juntan en manojos de tallos y se agrupan en forma piramidal. (Fig. 1.2)
- **Trilla:** Es separar el grano de la planta, mediante impacto y fricción. (Fig. 1.3)
- **Limpieza:** Es separar el grano de la paja broza (venteado). (Fig. 1.4)

- **Almacenamiento:** Para secar los granos hasta una humedad comercial, estos son almacenados en depósitos adecuados.



Figura 1.1 Siega

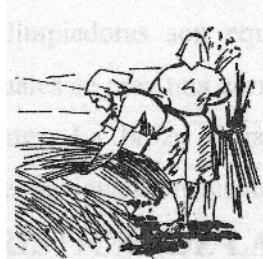


Figura 1.2 Gavillado

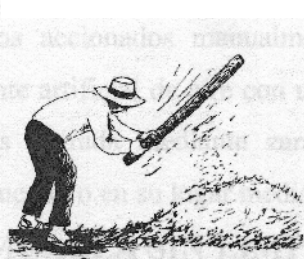


Figura 1.3 Trilla



Figura 1.4 Venteado

Cada una de estas operaciones obedece a numerosos y diferentes cuidados para lograr un proceso efectivo. El tema de interés para la tesis es la limpieza, siendo esta operación importante por diferentes razones, algunas dependientes del producto en sí y otras del producto secundario (broza). Así podemos citar algunos motivos de su importancia:

- Evita la acumulación de humedad por la broza que de no ser retirada dañaría el producto.
- Evita la aparición de insectos y microorganismos asociados a la cubierta natural del grano.
- Se facilitan otras actividades como la manipulación, transporte y almacenamiento, puesto que solo se trabaja con el producto útil.
- Admite que en el secado se usen equipos que trabajen a temperaturas relativamente altas, pues si la broza estuviera presente podría comportarse como combustible.
- Permite en algunos casos la obtención de productos secundarios potencialmente industrializables (uso de la broza no húmeda).

La limpieza de los granos desde tiempos remotos consiste en usar al Aire corriente por lo que la actividad se denomina Venteo y para tal efecto usualmente se acondicionan ciertos lugares al aire libre. Este proceso al ser llevado a cabo artesanalmente condiciona que la producción final dependa, entre otros, de la cantidad de personas que participan, el tiempo de trabajo y el clima. Así por ejemplo en una investigación previa se encontró que en el distrito de Limatambo (Cusco), cinco personas trabajando durante 2 días (4 a 10 horas por día dependiendo del clima) pueden conseguir unos 400 a 500 Kg de grano limpio [21].

En conclusión se puede afirmar que el proceso artesanal de limpieza es fuertemente influenciado por el clima, es un proceso lento, es poco productivo, exige un gran desgaste físico y expone al campesino al accidental ingreso de las partículas a los ojos, boca u oídos [18].

La otra opción de limpieza es usar máquinas, como habrá de suponerse esta alternativa es medianamente moderna pues a finales del siglo XIX ya se usaban efectivamente [17]. Los equipos para estas actividades son llamadas Aventadoras o Limpiadoras. Estas máquinas cuentan con diferentes accesorios, uno de ellos es La Zaranda, que ayuda notoriamente a optimizar el proceso de limpieza. Los procesos que se usan en los equipos son diferentes, algunos tienen por finalidad optimizar el proceso, otros elevar la calidad del producto final y otros sencillamente agilizar y/o hacer más fácil el trabajo.

1.3 CARACTERÍSTICAS DE LA MEZCLA SIN LIMPIAR

La información al respecto es escasa y muy variable en bibliografías especializadas pues está sujeta a diversos factores como el tipo de producto, la finalidad del proceso, la humedad, etc. En un trabajo previo se indica detalladamente la obtención de información referida para la obtención de 300 Kg/h de grano limpio a partir de una mezcla de grano y paja procedentes de una trilladora. Se indica que esta información se obtuvo experimentalmente y con la visita que se hizo a la ciudad de Huánuco se pudo corroborar que de 1 hectárea se obtiene (se cosecha) aproximadamente 500 Kg de grano limpio lo cual permite usar la información brindada en dicho trabajo [21] para las características de la mezcla, que son:

Tabla 1.3.1 Porcentaje de componentes en la mezcla a trabajar

Grano limpio (trigo)	18 %
Broza corta y cascarilla	8 %
Broza larga (tallo)	74 %

Dependiendo de la técnica de siega y del proceso anterior al venteado (el trillado) el tamaño de la broza puede variar entre 15 a 60 cm, que se considera broza larga la cual es complicada de separar de los granos en una corriente de aire, por ello son retirados con anticipación de la mezcla, en los procesos de venteado. La broza corta (longitud menor a 15 cm) y las cascarillas pueden ser retiradas con facilidad en el venteado, por ello se asume que la mezcla que ha de ingresar a la máquina

estará libre de broza larga, llegándose a obtener casi un 50% de grano limpio de la mezcla a trabajar. Al final del venteado se deberá obtener granos limpios y pajilla como desecho (Fig1.5).



Fig. 1.5 Productos finales de un proceso de venteado

Se sabe que la densidad del grano de trigo es de 1420 Kg/m^3 mientras que la densidad de la mezcla (grano y broza) es relativa pues dependerá de la condición de aplastamiento de la mezcla, de la humedad, etc. En el trabajo de Vidal [21] se indica que para un porcentaje de 30% de broza corta la densidad de la mezcla es aproximadamente 200 Kg/m^3 . Con la información presentada se podrá entender el siguiente esquema:

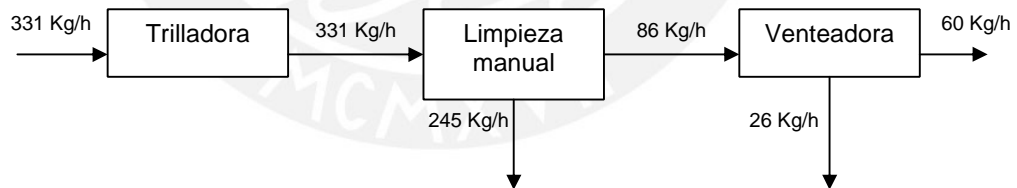


Fig. 1.6 Esquema general del proceso

1.4 MÉTODOS Y EQUIPOS UTILIZADOS EN LA ACTUALIDAD

Muchos de los sistemas usados hoy en día son los mismos o con algunas modificaciones a los usados antiguamente. Una distinción de ellos de manera general se presenta a continuación [21], [19] Y [7]. A continuación podemos diferenciar los métodos más comunes:

1.4.1 Limpieza con Viento

Es usada en la limpieza artesanal, consiste en elevar la mezcla (granos con broza) a una determinada altura y dejarlos caer para permitir que el viento arrastre impurezas más livianas que el mismo grano, además de la cascarilla y la broza en si (ver Fig. 1.7). La gran desventaja de este método es que está influenciado por el clima y que además no se puede separar impurezas más pesadas que los granos, como por ejemplo piedrecillas.



Figura 1.7: Campesinos haciendo venteado artesanal.

1.4.2 Limpieza con Zarandas Manuales

Es usada también por los pequeños productores. Para ello se usa una malla o mallas en serie (ver Fig. 1.8), sobre la cual colocamos la mezcla (granos con broza) y luego la elevamos; el aire retira parte de las impurezas pequeñas y las más grandes son retiradas en la (s) malla (s) con movimientos vibratorios (“zarandeo”). A través de los orificios no solo pasan los granos, sino también algunas impurezas (en algunos casos), estas se van separando según la cantidad de mallas y el tamaño de sus orificios. Esta actividad tiene como gran ventaja que las mallas pueden ser construidas in situ por los mismos campesinos obteniéndose buenos resultados y notorias cantidades de producto, la desventaja es que requiere de gran esfuerzo físico y tiempo, además el campesino esta expuesto a las partículas ligeras del proceso.

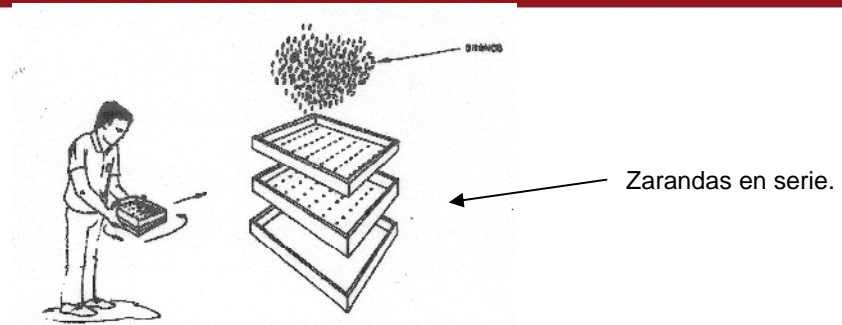


Figura 1.8: Zaranda Manual y Zarandas en serie.

1.4.3 Limpieza con Zarandas Cilíndricas Rotativas

Estas máquinas se utilizan en la industria para las grandes producciones. Tienen gran capacidad de limpieza y consumen relativamente poca potencia. Consisten básicamente en dos mallas cilíndricas concéntricas (ver Fig. 1.9). La interior tiene forma de cono para que los granos se deslicen cuando se opera el equipo a una velocidad más baja.

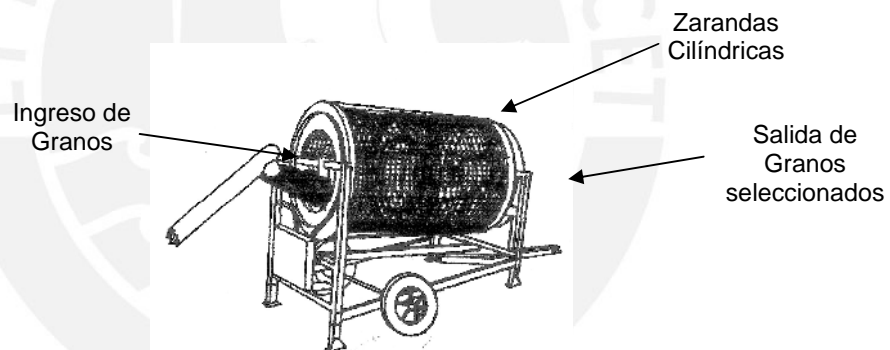


Figura 1.9: Zaranda Cilíndrica Rotativa.

1.4.4 Limpieza con Ventiladores

El fluido de trabajo sigue siendo el aire, el principio es: la diferencia entre la velocidad del grano y la velocidad de las impurezas. El proceso en sí consiste en hacer pasar a la mezcla por una corriente de aire generada por el ventilador (accionado manual o mecánicamente), las impurezas (más ligeras que el grano) serán arrastradas una distancia mayor que los granos. Estos equipos cuentan con ciertos accesorios como una **Tolva**, donde se deposita la mezcla y una **Escotilla** que es por donde se alimenta la mezcla a la corriente de aire (ver Fig. 1.10). La desventaja de este método es que no podemos separar impurezas más pesadas que el grano.

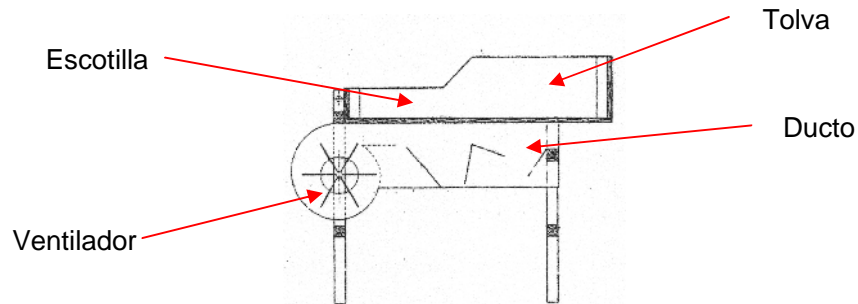


Figura 1.10: Venteadota Artesanal, con ventilador de alabes rectos.

1.5 ACCESORIOS COMUNES

La mayoría de equipos para este fin tienen accesorios comunes, para complementar el trabajo y otros casos para elevar la efectividad del equipo. Entre estos accesorios podemos distinguir [21], [19]:

1.5.1 Tolva:

Es un depósito de mezcla básicamente, en algunos equipos encontramos aspas para mover la mezcla hasta el punto de alimentación, también se puede encontrar aquí un regulador de flujo de mezcla.

1.5.2 Sistema de Ventilación:

Generalmente comprende un ventilador, una cámara gravitacional y un ducto con flujo de aire. La cámara gravitacional es de gran volumen para provocar una reducción de la velocidad del aire que transporta las impurezas, consiguiendo depositarlas al fondo de la cámara para que luego sean descargadas; la forma y tamaño de la cámara dependerá del caudal del aire y del diseño de la máquina. El ducto transporta las impurezas desde la zona donde se produce la separación y es usualmente de succión para evitar la contaminación ambiental. El ventilador que trabaja como succionador tiene diferentes formas geométricas y de funcionamiento. En general dentro de los sistemas mecanizados de limpieza usados en la industria agrícola, el accesorio predominante y más significativo es el ventilador, debido a que los demás complementan la labor de este, pero no por ello son menos importantes. Se puede hacer una distinción de sistemas basándonos en el tipo de ventilador que se este usando [18], así podemos encontrar:

a) Ventiladores de succión:

Tienen una rueda de aletas que giran dentro de una cámara a una velocidad que oscila entre 800 y 1200 rpm según la longitud del tubo de succión, este tubo es colocado axialmente al disco que contiene las paletas (ver Fig. 1.11). El material a transportar es succionado y lanzado por las paletas. Si a las paletas le agregamos cuchillas, entonces tendremos un ventilador-picador.

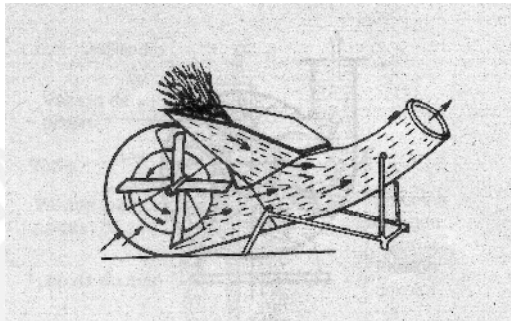


Figura 1.11: Ventilador de succión, se genera una zona de baja presión.

b) Ventilador de impacto:

Estos también tienen una rueda con aletas y el aire es succionado lateralmente pero el material a transportar debe ser introducido por un embudo hacia la corriente de presión del aire (ver Fig. 1.12), para ello se necesita cerca de 3000 rpm, pero aquí también la longitud del conducto determinará las rpm.

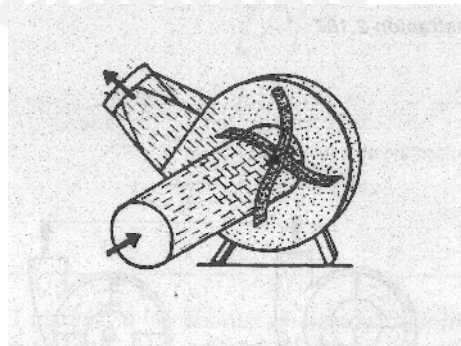


Figura 1.12: Ventilador de impacto, las aletas golpean a los granos.

c) Ventilador inyector:

En este modelo el aire recibe una mayor presión por la reducción de tamaño del conducto antes del embudo de alimentación; por esta razón, a mayor velocidad la

presión estática del aire disminuye. Luego se amplía otra vez el tubo, formando una especie de abertura y la presión estática aumenta (ver Fig. 1.13). El material a transportar entra suavemente y es transportado a gran presión. La rueda llega hasta casi 3000 rpm.

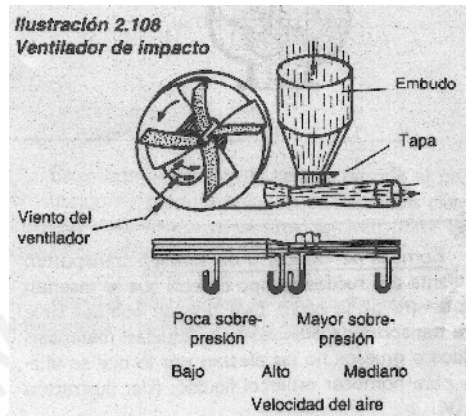


Figura 1.13: Ventilador inyector, la presión disminuye más que en el V. de Succión.

1.5.3 Zaranda:

En esencia son chapas metálicas perforadas o en otros casos hilos metálicos cosidos en forma de mallas, poseen un marco de madera o metal. La forma de los agujeros varían por la funcionalidad o por el grano a limpiar; estos pueden ser redondos, ovalados, triangulares, etc. En mallas de hilos solo se consiguen orificios cuadrados o rectángulos. Para permitir en la zaranda una caída constante de granos es común encontrar inclinaciones que varían entre 5 y 15°. Las zarandas no poseen muchas distinciones entre una y otra, debido a que su función es solo de separar partes más grandes que otras, su forma varía de acuerdo al diseño de la máquina más que de la función que se desee obtener.

1.5.4 Sistemas de Vibración:

Es el encargado de dar el movimiento (oscilatorio) a la zaranda para garantizar la funcionabilidad de ésta. Tiene accesorios capaces de modificar la amplitud y frecuencia de oscilación. Es muy común, por no decir el único método, usar ejes excéntricos en estos sistemas.

1.5.5 Limpiador de Zarandas:

Son otros accesorios necesarios, debido a que es común en estos equipos, que durante la operación los orificios de la zaranda sean bloqueados (tapados) por los

granos y/o impurezas, lo cual reduce la efectividad de la máquina. Estos limpiadores pueden ser:

- Cepillos y martillos: Consta de una escobilla que se desliza sobre la zaranda y de un martillo que da ligeros golpes en la parte posterior de la zaranda, desatorando partículas.
- Bolas de goma: Bolas de diferentes tamaños colocadas debajo de la zaranda, estas bolas vibran casi a la misma frecuencia de la zaranda.
- Pistones: Instalados en los costados de las zarandas para darle rápidos golpes, fuertes y cortos.

1.6 SÍNTESIS

La tesis está orientada a satisfacer las necesidades de producción de granos limpios en pequeños volúmenes, que presentan los pequeños productores agrícolas. Es decir se empleará el concepto de Tecnologías Apropriadas para evitar cambios drásticos o implementar innovaciones que no serán productivas o sencillamente no serán usadas. A continuación se presenta los requerimientos básicos de un productor campesino para realizar la limpieza de granos como trigo y cebada:

1.6.1 Energía

Como la zona de trabajo será en un área rural, distante de una fuente de suministro eléctrico y donde el combustible a base de hidrocarburos no llega con facilidad; la energía de accionamiento deberá ser la disponible en la zona, es decir la energía humana o la de un animal. Actualmente son usados motores de combustión interna para el trabajo siendo estos moderadamente transportables, ruidosos y costosos.

1.6.2 Flujo de trabajo

En la construcción de máquinas para este tipo de trabajo (limpieza de granos) la potencia de trabajo debe determinar el volumen de producto con el que se podrá trabajar. Un hombre puede producir en un trabajo continuo alrededor de 110 watts en promedio y un animal de carga en promedio 800 watts (caballos y/o bueyes) [18]. Encontrar una máquina de funcionamiento sencillo y sin muchos accesorios, que supere los 1000 watts (1.4 HP) es común, pero con un flujo de trabajo superior a los 600 Kg/hora de producto final. Es decir el equipo debe trabajar con la mínima

potencia disponible (dependiendo de la fuente) y debe operar un volumen pequeño (para consumo in situ).

1.6.3 Eficiencia

La eficiencia para este caso será la relación de el producto final (grano limpio) entre la cantidad de producto ingresado (Grano que ingresa), este ultimo valor viene a ser una tendencia usual en la producción (relación de pesos y densidades de los constituyentes), será importante anteponerse y considerar todas las causas que podrían afectar a la pérdida de granos en la máquina, como: el incremento de la velocidad del aire, incremento en la cantidad de alimentación, etc. Sún personas que laboran en el área agrícola la perdidas de grano deben ser menores al 5% de la cantidad total de grano contenido en la mezcla inicial por lo que la eficiencia deberá ser de 95%.

1.6.4 Peso y Transportabilidad

Como el lugar de uso de la máquina será en el sector rural, se desea que tenga poco peso y una geometría adecuada para que pueda ser transportada fácilmente, ya que la geografía o condiciones ambientales a veces dificultan el transporte. Es posible que la máquina sea comprada para alquiler, por ello será indispensable que sea fácil de transportar.

1.6.5 Construcción

El equipo debe poder construirse con materiales propios del mercado de la zona de operación y que no tengan costos elevados; además no debe necesitar de procesos complicados de manufactura como fundición, embutido, extrusión, etc. Las herramientas para la fabricación deben ser las comunes en un taller sencillo, como: soldadoras de arco eléctrico, tornillos de banco, arcos de sierras, taladros verticales, etc. La manufactura en máquinas herramientas deberá limitarse a trabajos sencillos como refrentados, acabados superficiales bastos, etc. (Todos hechos en un torno horizontal)

1.6.6 Montaje

No debe necesitar de conocimientos técnicos para su montaje o desmontaje y debe poder montarse e instalarse en la misma zona de operación, sin el uso de herramientas sofisticadas y complejas (hidráulicas, electrónicas, de gran precisión, etc.)

1.6.7 Geometría y Dimensiones

Estas deben permitir que la alimentación y operación sean cómodas y sin ningún riesgo para el (los) operario (s). Para poder aprovechar la gravedad, la alimentación debe ser por la parte superior [7]. La altura de la máquina no debe involucrar el uso de apoyos, escaleras o similares, en algún caso límite se debe poder aprovechar algún desnivel del terreno.



CAPÍTULO 2

2. DISEÑO

2.1 METODOLOGÍA DE DISEÑO

Existen numerosos métodos de diseño, variando entre sí por las diferentes aplicaciones a las que se destinan. Es importante hacer notar y aclarar que estos métodos no solo abarcan el tema de los cálculos, diseño y manufactura de la máquina sino también aspectos relacionados a la concepción de exigencias y requisitos que la máquina necesite, es decir también analiza el entorno de la máquina en sí [4].

Uno de los métodos es el normalizado VDI 2222 hoja 1, la ventaja que presenta este método sistemático, es que no requiere experiencia por parte del diseñador para su uso, además este método permite la optimización de cada una de sus fases, lo cual permite mejorar continuamente las soluciones del diseñador.

Las etapas más importantes de este método son:

2.1.1 Planeamiento

En esta etapa definimos las necesidades del usuario final y del producto a diseñar; aclaramos preguntas como ¿De qué se trata el problema?, ¿Cuáles son las necesidades que deseamos satisfacer?, ¿Cuáles son las posibilidades de realización? Y además se estudia el estado de la tecnología. Esta parte concluye cuando se reúne la información suficiente para poder formular una lista de exigencias y deseos del usuario final; tal lista permite poder avanzar a la elaboración del concepto.

2.1.2 Elaboración del Concepto

En esta parte debemos poder designar las funciones que nuestra máquina deberá ser capaz de ejecutar; cuando las tengamos definidas buscaremos las soluciones para cada una de estas funciones. Las diferentes soluciones nos llevaran a un Concepto Optimo, luego de combinar principios tecnológicos con secuencias de operaciones y evaluar estas (combinaciones) en diferentes aspectos, sean económicos y/o técnicos.

2.1.3 Elaboración del Proyecto

Esta parte tiene como punto inicial a la solución óptima, la cual debe terminar en un proyecto definitivo. Básicamente es asignar las posibles dimensiones, respetando las exigencias y restricciones del planeamiento, además de determinar el material considerando los esfuerzos y deformaciones a las que trabajará. También se consideran los distintos procesos de fabricación por los que podría pasar la máquina; por último debemos poder representar el proyecto preliminar y optimizarlo dándole dimensiones y características definitivas.

2.1.4 Elaboración de detalles

En esta etapa encontramos los puntos definitivos que nos llevaran al trabajo final. Aquí se completarán los cálculos, asignaremos las dimensiones y forma definitiva, materiales, tolerancias, acabados superficiales y se elaborarán los documentos necesarios para su fabricación, estos documentos pueden ser referidos al montaje, planos de ensamble, sub-ensamble, despiece e información complementaria.

2.1.5 ESTADO DEL ARTE PREVIO

2.1.5.1 MÁQUINAS USADAS EN LA ACTUALIDAD

Hasta este punto se han descrito los 2 métodos principales de limpieza de granos, con ventiladores y zarandas, los demás métodos son variantes, combinaciones y optimización de los mismos [12] y [15]. Las máquinas industriales son una combinación de estos métodos para incrementar la cantidad del producto final, reduciendo el tiempo de procesamiento e incrementando la calidad del producto. A continuación se presentan algunos equipos que son usados indicando las

características más saltantes de cada uno, el orden de presentación esta definido por la complejidad de la máquina.

2.1.5.2 VENTEADORA ARTESANAL

La gran mayoría de equipos artesanales son accionados por energía humana y estas máquinas en particular son más comunes en la marca Herrandina. Dicha máquina consta de un ventilador centrífugo accionado por una manivela (Fig 2.1 y 2.2), además tiene un ducto que dirige el flujo de aire a través de la mezcla que es introducida por la parte superior. La máquina tiene un buen grado de efectividad y sencillez de operación, pero como se indicará posteriormente un flujo oblicuo de aire mejora la limpieza y reduce la demanda de energía.



Fig. 2.1: Imagen de una venteadora artesanal en una zona de trabajo

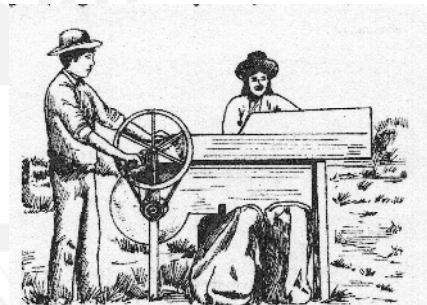


Fig. 2.2: esquema de trabajo de una venteadora artesanal

2.1.5.3 SELECCIONADORA DE SEMILLAS

Esta máquina es usada para separar las semillas por tamaño. El principio del trabajo es el aprovechamiento de un movimiento rotativo de las zarandas cilíndricas cíclicas rotativas (Fig. 2.3). Las semillas al ser depositadas en la tolva, son alimentadas continuamente al sistema de zarandas y luego al pasar a través de zarandas de orificios de tamaño diferente, las semillas son extraídas a través de canales laterales [13].



Figura 2.3: Máquina seleccionadora de semillas con zarandas cilíndricas.

2.1.5.4 TRILLADORA VENTEADORA

Estas máquinas son de uso común en zonas cercanas a áreas urbanas en las que la agricultura está semi industrializada, pues tiene un gran volumen de trabajo (1000 Kg/h) y como su nombre lo indica ejecuta 2 procesos, el trillado y el venteado. Esta máquina en particular (Fig. 2.4) es accionada por un motor de combustión interna, posee una geometría grande lo cual dificulta su transporte que junto a la demanda de combustible dificultan su uso a zonas rurales alejadas.



Fig. 2.4: Máquina trilladora venteadora accionada por un motor de CI.

2.1.5.5 ESCARIFICADOR

Esta máquina es usada para desamargar la quinua por vía seca, que es la intención de la limpieza de este grano en particular, este proceso se basa en la fricción e impacto de los granos (ver Fig. 2.5), cuenta normalmente con un cilindro de malla horizontal que separa las cascarillas de los granos, el ventilador se encuentra al final para absorber las impurezas [3].

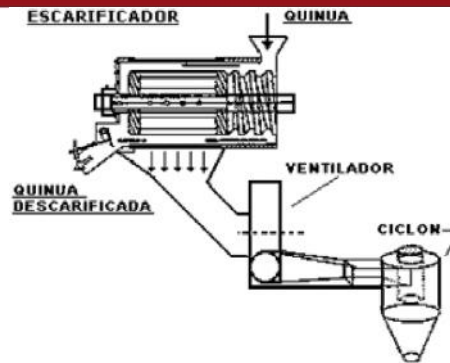


Figura 2.5: Escarificador de fricción para desamargar la quinua.



2.2 LISTA DE EXIGENCIAS

LISTA DE EXIGENCIAS			Pág.:	1 de 1
			Revisado:	NO
PROYECTO:		DISEÑO Y FABRICACIÓN DE UNA MAQUINA VENDEADORA PARA TRIGO Y CEBADA		
Nº	Deseo (D) Exigencia (E)	Descripción	Responsable	
FUNCION PRINCIPAL				
1	E	Separar la mezcla de trigo y broza, estando la mezcla limpia (sin piedrecillas ni terrones) y apta para ser procesada (madura).	Ivan Malpartida	
2	E	Producir al menos 60 Kg/h de grano limpio a partir de 100 Kg/h de mezcla (30% de broza)	Ivan Malpartida	
3	E	Longitud de la paja no mayor a 15 cm	Ivan Malpartida	
4	E	Perdidas del trigo menores al 5%	Ivan Malpartida	
ENERGÍA				
5	E	Tener como fuente a la energía humana, mínimo la suministrada por una mujer.	Ivan Malpartida	
ERGONOMÍA - ANTROPOMETRÍA				
6	D	El usuario debe ser capaz de alimentar a la maquina con mezcla a limpiar, sin la ayuda de escaleras o similares.	Ivan Malpartida	
7	D	Grupo de trabajo máximo de dos personas	Ivan Malpartida	
USO				
8	D	Debe ser de operación sencilla y no requerir especialización técnica	Ivan Malpartida	
9	D	Los residuos (broza) de la operación no deben esparcirse sobre el operador (es)	Ivan Malpartida	
TRANSPORTE				
10	E	Su transporte, a través de un área rural, debe ser posible por no más de dos personas.	Ivan Malpartida	
11	D	Su transporte no debe involucrar un gran cambio en su geometría global.	Ivan Malpartida	
FABRICACIÓN				
12	E	Debe ser posible en un taller rural, con el uso de máquinas herramientas, sin equipos de precisión (CNC, etc.) y con componentes accesibles en el mercado nacional.	Ivan Malpartida	
13	D	Esta operación no debe exigir al fabricante conocimientos técnicos especializados	Ivan Malpartida	
PESO				
14	D	Debe ser alrededor de los 80 Kg	Ivan Malpartida	
ENSAMBLAJE				
15	E	Montaje y desmontaje solo con herramientas usuales en un taller rural.	Ivan Malpartida	
16	D	Esta operación no debe exigir conocimientos técnicos especializados	Ivan Malpartida	
MANTENIMIENTO				
17	E	Debe ser posible con insumos y accesorios usuales en un taller rural.	Ivan Malpartida	
	D	Debe ser básicamente engrase y limpieza	Ivan Malpartida	
COSTO				
18	D	El prototipo debe costar menos de US \$450	Ivan Malpartida	

Fig. 2.6 Lista de exigencias

2.3 ESTRUCTURA DE FUNCIONES

2.3.1 CAJA NEGRA

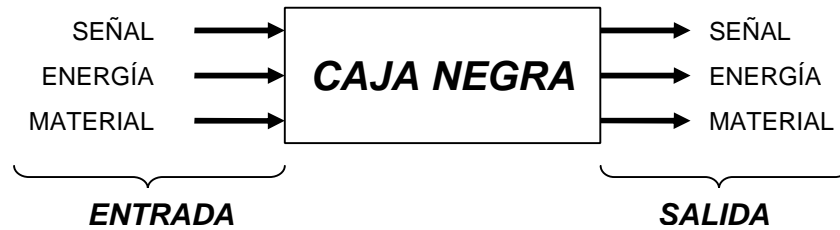


Fig. 2.7 Caja negra

- **CAJA NEGRA** : Máquina venteadora para trigo y cebada.
- **ENTRADA**
 - Señal : Inicia el funcionamiento de la máquina.
 - Energía : Energía mecánica suministrada por el operario hacia un mecanismo de transmisión.
 - Material : Mezcla de broza y granos, apta para el proceso.
- **SALIDA**
 - Señal : Indicador de un buen funcionamiento.
 - Energía : Vibraciones, energía cinética y calor.
 - Material : Granos limpios
: Broza (desperdicio) } *Ambos por separado*

2.3.2 PROCESOS TÉCNICOS

Se han identificado 5 procesos básicos:

- 1) Almacenar la mezcla
- 2) Alimentar la mezcla hacia el ducto para aire
- 3) Acondicionar la mezcla para facilitar la separación (formación de dos capas)
- 4) Separar la mezcla en grano limpio y broza
- 5) Almacenar los productos finales del proceso (o solo el grano limpio)

2.3.3 ESTRUCTURA DE FUNCIONES GENERAL

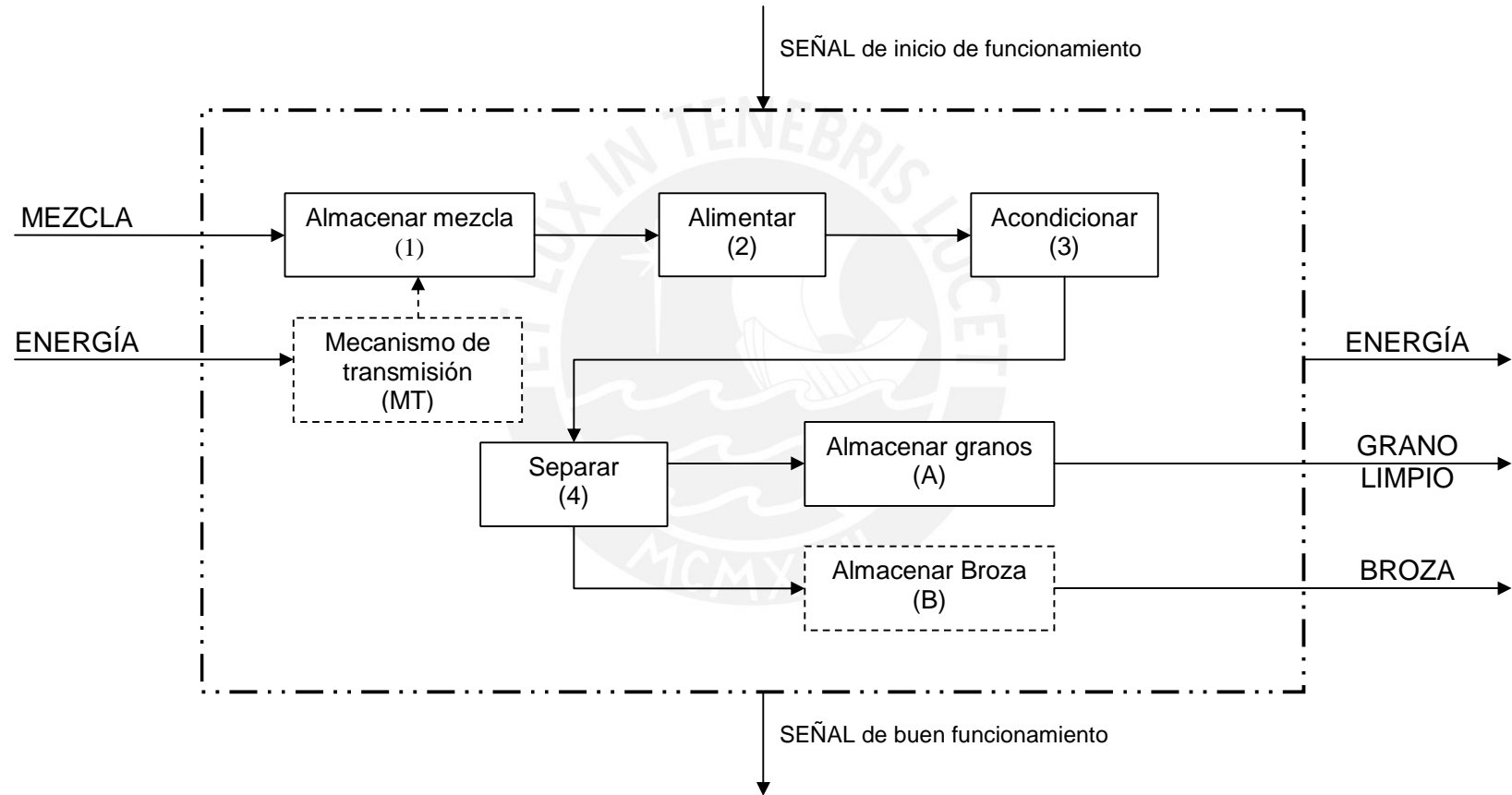


Fig. 2.8 Estructura de funciones general

2.3.3.1 ESTRUCTURA DE FUNCIONES ALTERNATIVA 1 (EF 1):

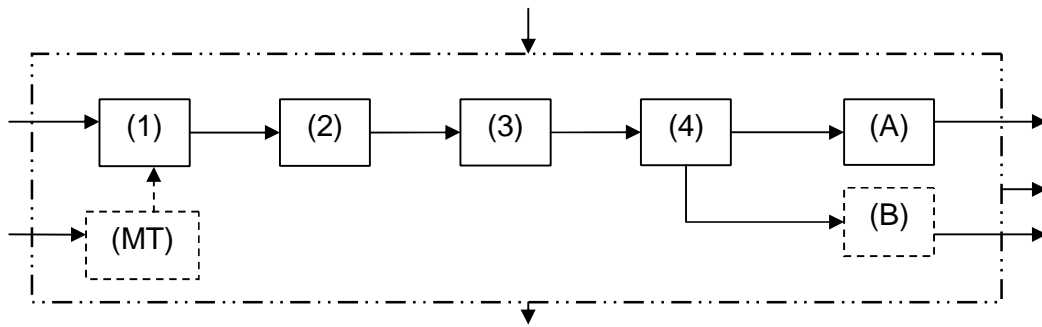


Fig. 2.9 EF alternativa 1

- Esta alternativa contempla el almacenaje de la broza (desperdicio).
- La función de Alimentar (2) y Acondicionar (3) están separadas.

2.3.3.2 ESTRUCTURA DE FUNCIONES ALTERNATIVA 2 (EF 2):

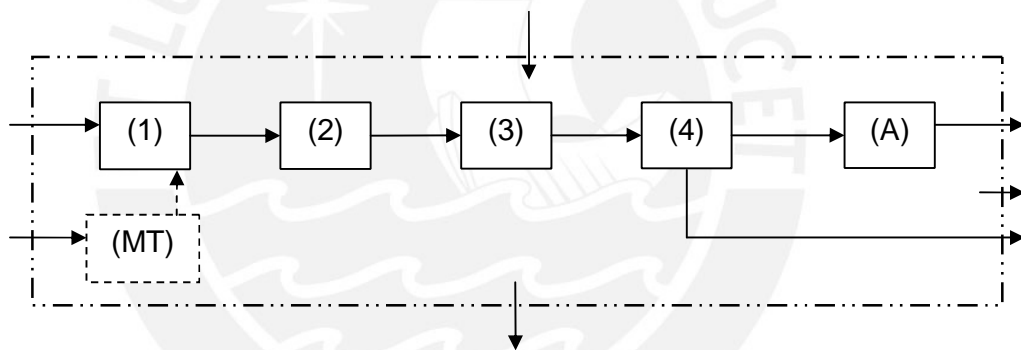


Fig. 2.10 EF alternativa 2

- Esta alternativa no contempla el almacenaje de la broza, esta es eliminada al entorno.
- La función de Alimentar (2) y Acondicionar (3) están separadas.

2.3.3.3 ESTRUCTURA DE FUNCIONES ALTERNATIVA 3 (EF3):

- .Esta alternativa no contempla el almacenaje de la broza, esta es eliminada al entorno.
- La función de Alimentar (2) y Acondicionar (3) están juntas.

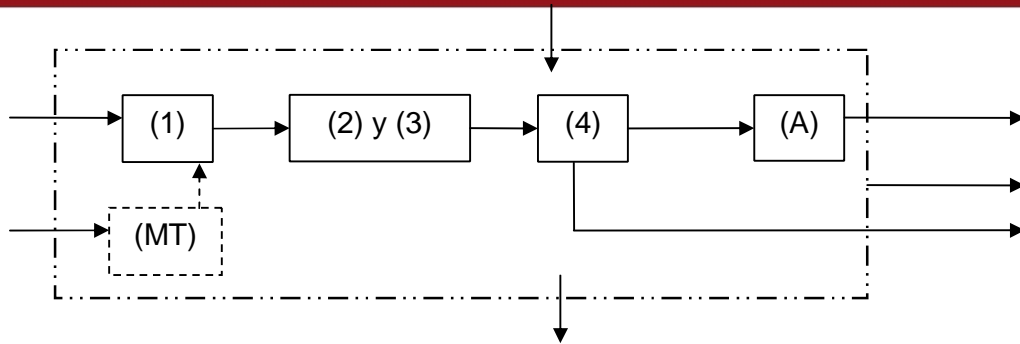


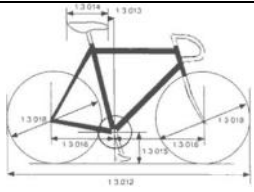

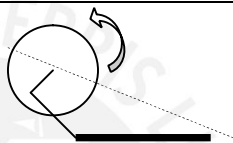
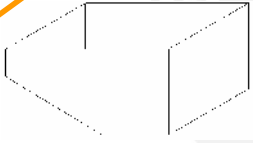
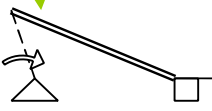
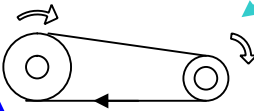
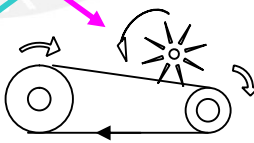
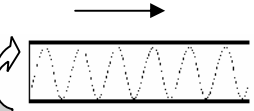
Fig. 2.11 EF alternativa 3

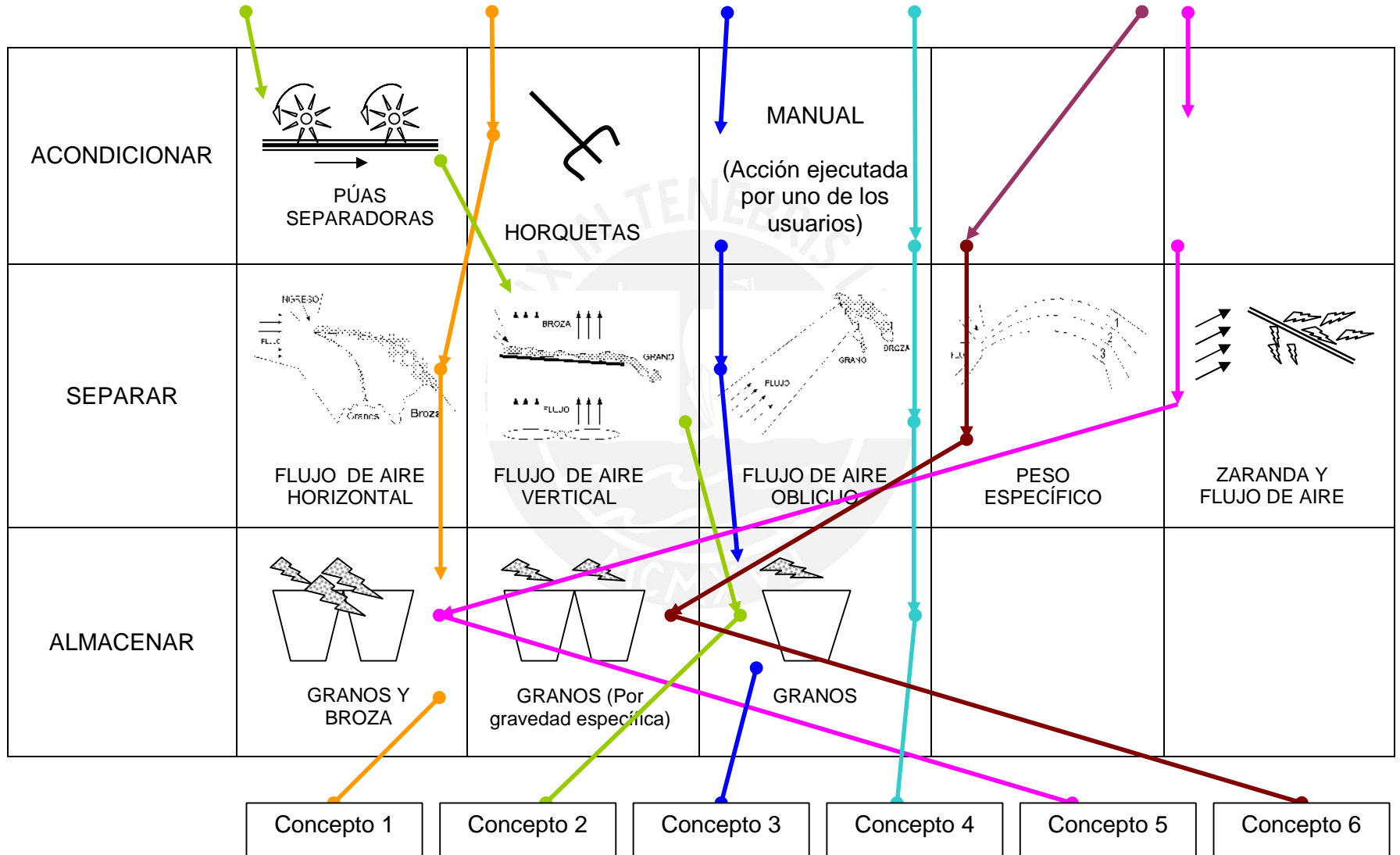
NOTA:

- La tercera alternativa da lugar a una cuarta, que incluye el almacenaje de la broza, no se indica pues se opta por generalizar las indicadas y entender las demás como variantes de estas alternativas.
- La diferencia entre cada una de las variantes de estas alternativas serán los dispositivos que participan en el proceso como los mecanismos de transmisión de energía hacia la máquina.

2.4 MATRIZ MORFOLÓGICA

2.4.1 DESARROLLO DE LA MATRIZ MORFOLÓGICA

FUNCIONES				
MECANISMO DE TRANSMISIÓN DE ENERGÍA A LA MÁQUINA	 BICICLETA	 MANIVELA	 MEC. DE 4 BARRAS	BICILETA Y MANIVELA
ALMACENAR	 TOLVA			
ALIMENTAR	 ALIMENTADOR VIBRATORIO	 FAJA SIN FIN	 FAJA SIN FIN Y PÚAS SEPARADORAS	 TORNILLO SIN FIN



2.4.2 CONSIDERACIONES SOBRE LOS PORTADORES DE SOLUCIÓN

De acuerdo a la revisión de distintos componentes de equipos industriales y semi industriales (no necesariamente relacionados al sector agrícola) cuya función principal es la de separar un cuerpo de otro, se pudo elegir en base a antecedentes y pruebas de orden cualitativo realizadas para entender, aprovechar y optimizar sus ventajas. Con esto se pone claramente en evidencia que no se pretende desarrollar una tecnología sino acondicionar, una ya existente, a nuestra necesidad.

2.4.2.1 Estructura de bicicleta

Esta alternativa trata de aprovechar la estructura triangular y el tren de sprockets para transmitir el movimiento del piñón producido por el pedaleo del operario a una rueda de mayor diámetro que será la que accione la máquina. Esto se usa cuando se tiene la necesidad de mover una gran masa (como una volante), por lo que invierte velocidad para ganar torque en la rueda (conservando la potencia) que es un uso característico del tren de transmisión de una bicicleta (Fig. 2.19). Este sistema es muy útil cuando se prefiere mayor cantidad de torque que velocidad en el eje de accionamiento, además su operación exige un espacio mayor en comparación con otros mecanismos (manivela o sistema de 4 bielas) lo cual hace crecer las dimensiones de la máquina.

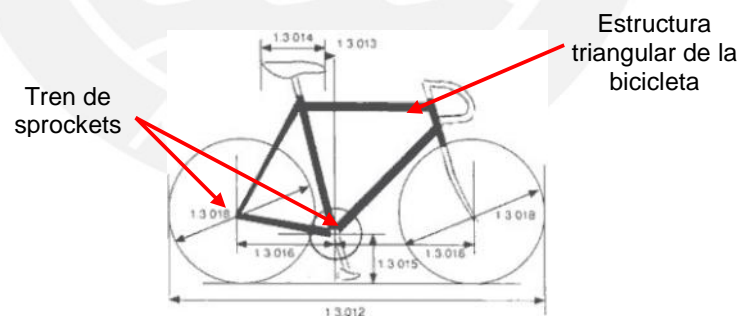


Fig. 2.19: Esquema de la estructura útil de una bicicleta

2.4.2.2 Manivela (manubrio)

Esta alternativa también fue usada previamente en una máquina agrícola [21] y su manejo es sencillo pues el operario es el encargado de hacerla girar y mediante un tren de poleas se transmite potencia a los diferentes componentes (Fig. 2.20), constructivamente este sistema es sencillo y su desventaja es que para su accionamiento el operario destina sus manos recortando la posibilidad de manipular

otro componente, además esta presente la posibilidad de que el usuario se tenga que.

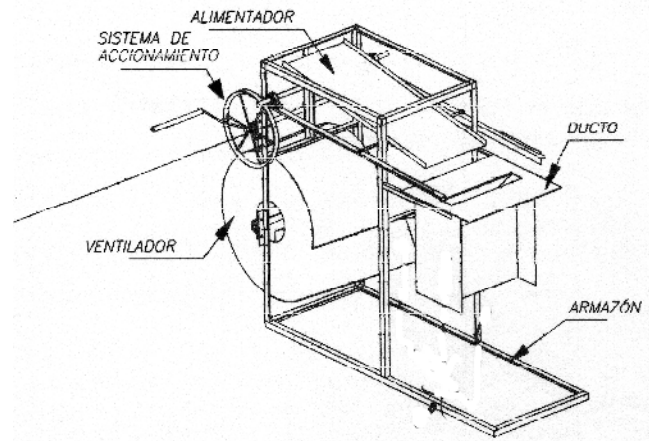


Fig. 2.20 Máquina ventiladora accionada por manivela [21]

2.4.2.3 Sistema de 4 barras (Rueda y pedal)

Este sistema tiene la característica de proporcionar una gran velocidad y un reducido torque (contrario al caso efectivo del uso de una bicicleta), Su operación consiste básicamente en presionar (pisar en el caso del operario) intermitentemente un pedal y así generar un movimiento el cual es transmitido a través de una manivela y una biela hacia una rueda que será la que accione a la máquina (Fig. 2.21). Su construcción es sencilla y para hacer efectivo su operación normalmente esta acompañada de una rueda volante, a parte de ofrecer la posibilidad al usuario de tener las manos libres (pues el accionamiento es con el pie) requiere de un espacio reducido para su operación lo cual permite reducir las dimensiones del equipo.



Fig. 2.21: Mecanismo casero de 4 barras

2.4.2.4 Tolva

La función de este portador es almacenar el material a separar para poder hacer una alimentación continua, este elemento es muy útil cuando la demanda de producto a trabajar de la máquina es alta [3], pues en una alimentación discontinua se generan tiempos muertos demasiado largos reduciendo la productividad del equipo. Sin embargo cuando la cantidad de material a suministrar por unidad de tiempo es reducida, la tolva pasa a ser un componente perjudicial pues hace crecer la máquina e incrementa costos y las dificultades en el transporte

2.4.2.5 Alimentador vibratorio

En el trabajo de Vidal [21] se hace un análisis de diferentes tipos de alimentadores diferenciándose por el recorrido que desarrollan; perpendiculares, elípticos, oblicuos y paralelos. Cada uno de ellos tiene características diferentes lo cual genera ventajas y desventajas según sea la aplicación, pero lo que si es general es su funcionamiento y su finalidad. Todos tienen mecanismos de bielas y manivelas para su operación y desarrollan trabajos en ciclos repetitivos, su función es la de transportar el material a una velocidad adecuada hacia un destino (una corriente de aire en nuestro caso) además de producir una estratificación en el material logrando así “desenredar” (separar notablemente) cuerpos de peso específico y tamaño diferente. A esto se suma la posibilidad de formar una capa uniforme de material a lo ancho del alimentador (dependiendo de la forma de este) lo cual facilita la separación definitiva de esto en procesos posteriores.

2.4.2.6 Faja sin fin

La principal ventaja de una faja sin fin es que según sea su ancho permite un gran volumen de alimentación por unidad de tiempo. Su principal desventaja es su costo de fabricación y mantenimiento, además de tener un montaje laborioso sus dimensiones usualmente son grandes lo cual hace difícil el transporte del conjunto en general, además de tener componentes que friccionan constantemente, la potencia demandada es mayor.

2.4.2.7 Tornillo sin fin

Este portador ofrece la posibilidad de elevar el material desde un nivel bajo hasta un nivel elevado, esto es muy ventajoso cuando es de interés elevar el material para algún proceso o en todo caso cuando se desee alimentar a otro componente en un nivel distinto. Su desventaja es que su fabricación es complicada además de tener costos de fabricación y mantenimiento bastante costosos, otra desventaja es que su operación requiere de otros componentes los cuales encarecen el sistema en general y lo hace más grande y por ello dificulta su transporte.

2.4.2.8 Rueda de pásas

Las pásas ayudan a desenredar el material notablemente, su fabricación es muy sencilla pero su montaje es laborioso además de que incrementaría las dimensiones de la máquina haciéndola menos transportable.

2.4.2.9 Separación por flujo de aire horizontal

El trabajo de Vidal [21] describe algunas observaciones referidas a un flujo horizontal en un ducto rectangular. Vidal usa un ventilador axial y ya que el ducto no cuenta con ecualizadores (deflectores) de flujo, se aprecia bastante turbulencia. Esto puede ser mejorado con la adhesión de deflectores de forma y ubicación adecuada en el interior del ducto.

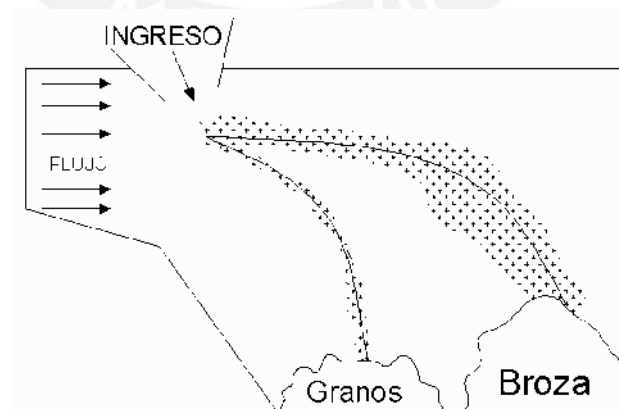


Fig. 2.22: Esquema de un ducto con flujo de aire horizontal

El flujo horizontal requiere que el material a separar no solo pase sino que permanezca un tiempo en el aire para conseguir una separación efectiva, al no

poder aprovechar la diferencia de pesos específicos de los componentes del material, requiere de un mayor caudal pues el área del ducto se incrementa (un análisis más profundo de este tema se presenta en la sección 2.6.3).

2.4.2.10 Separación por flujo de aire vertical

En el trabajo de Vidal [21] se indica que un flujo de aire vertical es más eficiente cuando el material a separar tiene componentes con la diferencia entre sus pesos específicos muy marcadas, esto es debido a que la separación ocurre debido al arrastre en dirección vertical de los componentes más ligeros (componente que se desecha), necesiéndose que la fuerza de sustentación del flujo sea menor que el peso del componente de interés para lograr que este caiga hasta un dispositivo que lo lleve hasta una zona de almacenamiento.

La desventaja de este portador es que incrementa la altura de la máquina y que para evitar la contaminación del medio de trabajo con partículas nocivas, se requiere de una cámara gravitacional para almacenar los desechos lo cual incrementa costos y dimensiones de la máquina además de hacerla menos transportable.

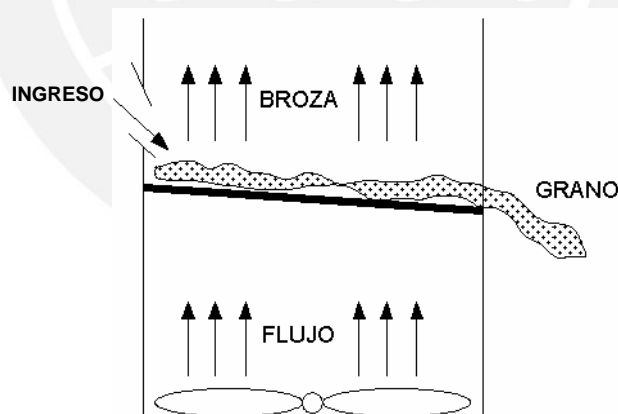


Fig. 2.23: Esquema de un ducto con flujo de aire vertical

2.4.2.11 Separación por flujo de aire oblicuo

La separación por flujo de aire oblicuo junta las características positivas y negativas de los flujos horizontal y vertical, una gran ventaja es que aprovecha la diferencia de pesos específicos de los componentes del material (sin llegar a depender de

ello) para reducir la demanda de caudal y el tiempo de permanencia del material en el flujo, la desventaja es que al igual que el flujo de aire vertical u oblicuo hace crecer la altura de la máquina dificultando así su transporte.

.4.2.12 Zarandas

Las zarandas son muy efectivas cuando se desea manejar grandes volúmenes de material a separar aun cuando los tamaños son muy diferentes; sin embargo esta particularidad también se convierte en una desventaja pues si se desea separar cuerpos de tamaño casi similar, es imposible hacerlo en una sola zaranda. Sus dimensiones siempre son grandes y por ser un elemento que esta en vibración constante requiere de una estructura lo suficientemente robusta para resistir los esfuerzos, lo cual implica un incremento de costos y dimensiones y con ello trae complicaciones al momento de transportar el conjunto al que pertenece. Además por ser un elemento de superficie con múltiples agujeros existe la posibilidad que estos se obstruyan, implementar un dispositivo que solucione esto acarrea los problemas ya mencionados.

2.4.2.13 Separación por peso específico

Es un proceso común usado en máquinas industriales separadoras de semillas, su operación no es muy complicada pues se basa en que los componentes a separar deben recorrer una gran distancia (ver Fig. 2.24) y para ello un dispositivo les tiene que agregar energía adicional, los componentes de mayor peso específico (p.e.) recorrerán una distancia menor que los que tengan un menor p.e. Su desventaja es que esta gran distancia que deben recorrer los componentes, incrementa las dimensiones de la máquina y los costos de fabricación, además de tener un montaje complicado por todos los componentes involucrados.

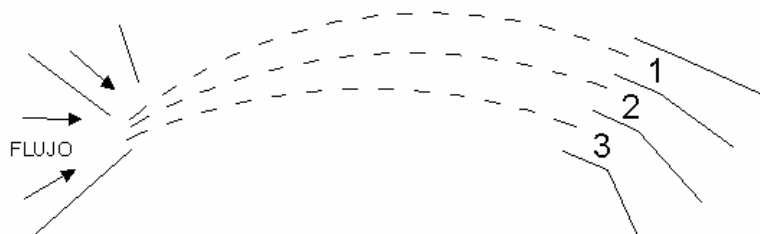


Fig. 2.24: Esquema de separación por peso específico

2.4.3 CONCEPTOS DE SOLUCIÓN

En los conceptos de solución que se presentan se considera, en algunos, el uso de una **tolva** y en otros no, la justificación a esta observación es que la cantidad de mezcla (cascarilla y grano) a trabajar es pequeña (menor a los 300 Kg/h) pues la función de este accesorio (la tolva) en la máquina es la de mantener una alimentación continua de mezcla, siendo muy útil cuando el volumen de mezcla a trabajar es grande (superior a los 300 Kg/h) pues la capacidad de trabajo de estas máquinas demanda una alimentación de 50 Kg/min de mezcla como mínimo, siendo este ritmo de trabajo bastante exigente para una alimentación manual. También encontraremos una **corriente de aire**, pues para el caso del trigo, una buena parte de la broza (cascarilla) y el grano tienen el mismo tamaño, haciendo que el uso de zarandas para la separación sea ineficiente ya que por sus orificios no sólo pasarán los granos sino también parte de la broza y algunas piedrecillas pequeñas.

2.4.3.1 Concepto de solución 1

Este concepto es accionado por una manivela y se utiliza: una tolva, alimentador vibratorio, horqueta, un flujo de aire horizontal y se almacenan los granos y la broza, con un recipiente para cada uno. Aquí se considera el uso de una tolva pues por ser flujo horizontal la máquina no será muy alta.

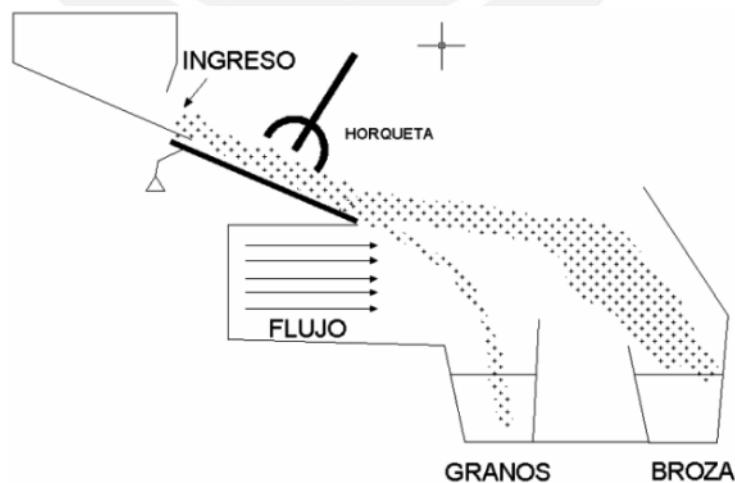


Fig. 2.25: Concepto de solución 1

2.4.3.2 Concepto de solución 2

Este concepto es accionado por pedaleo usando una estructura de bicicleta y se utiliza: una tolva, un alimentador vibratorio, una rueda con púas, un flujo vertical de aire y se almacena sólo el grano. Una alimentación discontinua en este caso sería perjudicial pues produciría una aceleración de las púas.

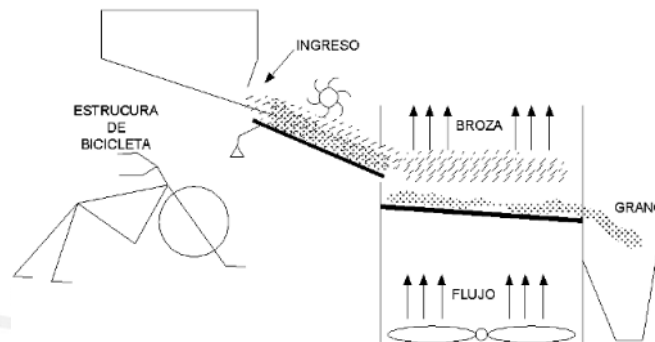


Fig. 2.26: Concepto de solución 2

2.4.3.3 Concepto de solución 3

Este concepto se acciona con un mecanismo de 4 barras y se utiliza; un alimentador vibratorio, no se considera el acondicionamiento (la mezcla ingresa ya acondicionada), un flujo oblicuo de aire y se almacena solo los granos. Observar que para este caso se asume una alimentación manual a un ritmo que no produzca una fatiga excesiva.

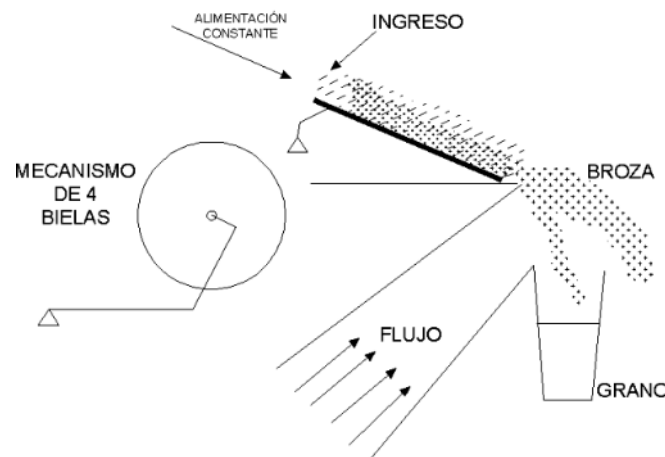


Fig. 2.27: Concepto de solución 3

2.4.3.4 Concepto de solución 4

Este concepto es accionado también por un mecanismo de 4 barras y se utiliza: una faja, el acondicionado es manual, un flujo oblicuo de aire y se almacena solo los granos. Observar que para este caso se asume una alimentación manual a un ritmo que no produzca una fatiga excesiva.

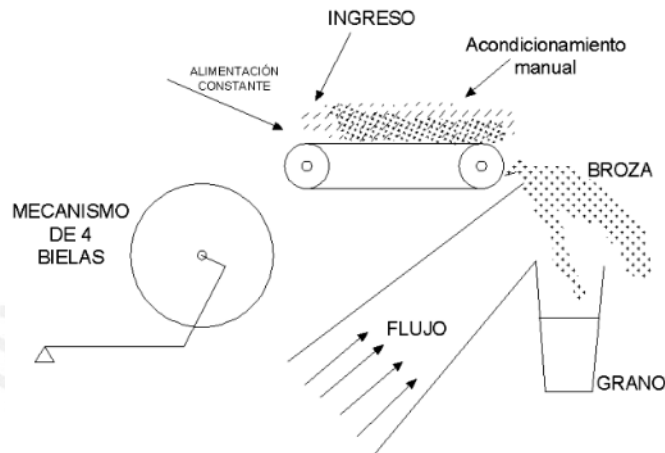


Fig. 2.28: Concepto de solución 4

2.4.3.5 Concepto de solución 5

Este concepto es accionado por pedaleo usando una estructura de bicicleta y se utiliza: una tolva, una faja con púas, no se considera el acondicionamiento (la mezcla ingresa ya acondicionada) y se almacenan los granos y la broza con un recipiente para cada uno, la separación es complementada con el uso de una zaranda al final del flujo de aire horizontal. El uso de una tolva es para evitar que las púas aceleradas golpeen duramente a la mezcla después de la discontinuidad en la alimentación.

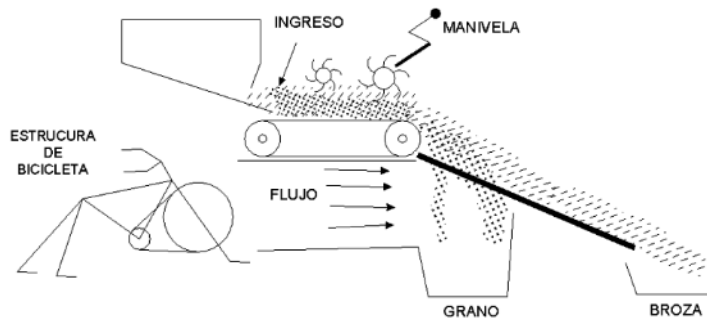


Fig. 2.29: Concepto de solución 5

2.4.3.6 Concepto de solución 6

En este concepto se utiliza: una tolva, una faja más ruedas con púas, zaranda, flujo de aire (puede ser horizontal u oblicuo), no se considera el acondicionamiento (la mezcla ingresa ya acondicionada) y se almacenan los granos y la broza con un recipiente para cada uno, la separación ocurre por peso específico. Aquí el uso de una tolva es para aprovechar la ventaja que brinda un tornillo sin fin (elevar la mezcla).

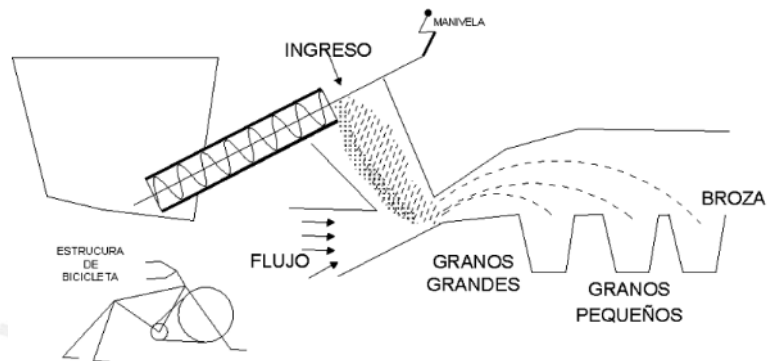


Fig. 2.30: Concepto de solución 6

2.5 DETERMINACIÓN DEL CONCEPTO DE SOLUCIÓN ÓPTIMO

2.5.1 CRITERIOS PONDERADOS

Para llevar a cabo una evaluación cualitativa de los conceptos de solución y determinar así la solución óptima se hace una matriz de solución.

2.5.1.1 Valor técnico

Las categorías y sus ponderaciones son:

Criterio 1 (C1)	:	Fabricación sencilla
Criterio 2 (C2)	:	Facilidad para el transporte
Criterio 3 (C3)	:	Sencillez de operación
Criterio 4 (C4)	:	Demanda de energía
Criterio 5 (C5)	:	Demanda de mantenimiento
Criterio 6 (C6)	:	Bajo nivel de ruido

Los criterios están valorizados entre 1 como mínimos y 5 como máximo.

Valor técnico = suma ponderada / Puntaje máximo

Tabla 2.1: Matriz de decisión

		C1	C2	C3	C4	C5	C6	Suma ponderada	Puntaje Máximo	Valor Técnico
	PESO	0.25	0.25	0.15	0.15	0.05	0.15			
CS 1	Valor	4	3	4	4	3	2			
	Puntaje	1	0.75	0.6	0.6	0.15	0.3	3.4	5	0.68
CS 2	Valor	3	1	2	3	3	4			
	Puntaje	0.75	0.25	0.3	0.45	0.15	0.6	2.5	5	0.5
CS 3	Valor	4	4	4	4	3	4			
	Puntaje	1	1	0.6	0.6	0.15	0.6	3.95	5	0.79
CS 4	Valor	4	4	4	4	4	2			
	Puntaje	1	1	0.6	0.6	0.2	0.3	3.7	5	0.74
CS 5	Valor	2	2	2	3	4	3			
	Puntaje	0.5	0.5	0.3	0.45	0.2	0.45	2.4	5	0.48
CS 6	Valor	1	2	2	2	3	2			
	Puntaje	0.25	0.5	0.3	0.3	0.15	0.3	1.8	5	0.36

2.5.1.2 Valor económico

Costo admisible de fabricación = \$ 450

Costo ideal = 0.7 x Costo Adm. = \$ 315

Valor económico = Costo ideal / Precio aproximado

Tabla 2.2: Valor económico

	CS1	CS2	CS3	CS4	CS5	CS6
Precio aproximado	380	420	380	450	525	595
Valor económico	0.83	0.75	0.83	0.70	0.60	0.53

2.5.1.3 EVALUACIÓN DE LOS CONCEPTOS DE SOLUCIÓN

Tabla 2.3: Evaluación conceptos de solución

	CS1	CS2	CS3	CS4	CS5	CS6
Valor económico	0.84	0.75	0.84	0.7	0.6	0.53
Valor técnico	0.68	0.5	0.79	0.74	0.48	0.36

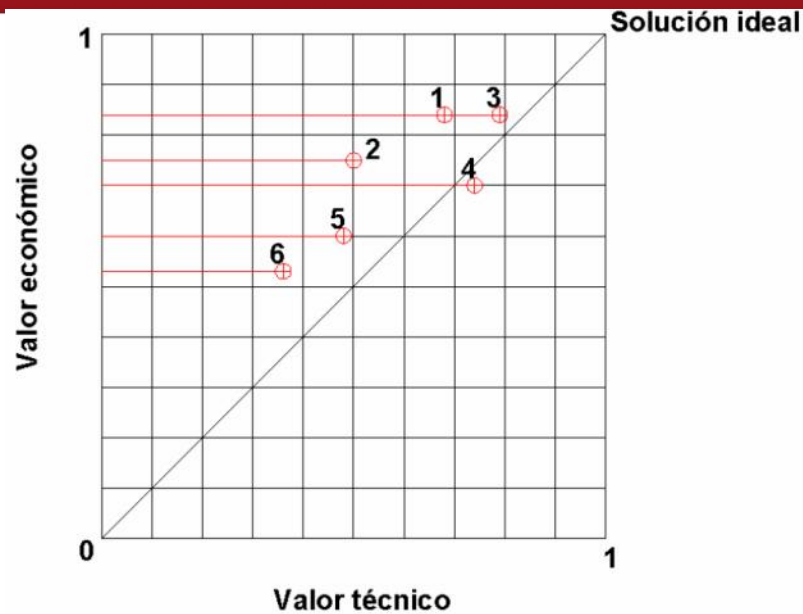


Fig. 2.31: Evaluación final del concepto de los conceptos de solución

La alternativa más cercana al ideal es el **concepto de solución 3** y por lo tanto esta será la solución óptima.

2.6 DETERMINACIÓN DEL DISEÑO PRELIMINAR

Como ya identifiqué la alternativa de solución óptima (CS 3) que comprende: un mecanismo de accionamiento de 4 barras y una rueda volante, un alimentador vibratorio y un sistema de ventilación que comprende un ducto rectangular y un ventilador.

En esta sección se pretende explorar de manera más detallada cada uno de los componentes para poder identificar claramente sus características y poder hacer uso de cada uno de ellos de la manera más eficiente. Los temas que se tratarán son:

- Las consideraciones que se tuvieron para seleccionar la fuente de energía de la máquina.
- La fisiología y capacidad del hombre (ser humano) para producir potencia.
- El desarrollo de la selección y análisis de los componentes de un prototipo experimental, en el siguiente orden: ducto, ventilador, alimentador vibratorio y mecanismo de accionamiento. Como un preámbulo al análisis de los

componentes se detalla información importante del comportamiento de una partícula en un flujo de aire, lo cual permitirá seleccionar una velocidad e inclinación correcta para la corriente oblicua de aire.

2.6.1 SELECCIÓN DE LA FUENTE DE ENERGÍA

Como se indico en la sección 1.6.1 [Síntesis, fuente de energía] la energía para el accionamiento de la máquina debía ser la disponible en una zona rural, estas fuentes de energía son dos: La humana y la animal. En la investigación para determinar el estado del arte se encontró diversos equipos agrícolas estacionarios de clase artesanal, todos ellos accionados por el hombre, la justificación del uso de esta fuente energética no se pudo encontrar de manera específica en la bibliografía pero se pudo hacer un análisis cualitativo del caso. La energía animal es aprovechada (en procesos sencillos) mediante dos tipos de desplazamiento: longitudinal (arado) o circular (molienda de caña, trapiche) en ambos la energía es transmitida a la máquina mediante la tracción de algún componente. Para nuestro caso, la máquina a accionar es estacionaria y aprovechar esta fuente de energía, que ofrece una potencia superior a la humana, requiere de grandes dimensiones lo cual dificulta el transporte y además para poder obtener una gran velocidad se requiere de un sistema de transmisión bastante compleja y costosa.

2.6.2 FISIOLOGÍA Y CAPACIDAD ENERGÉTICA DEL HOMBRE

El termino “hombre” hace referencia al ser humano no necesariamente sólo al ser de sexo masculino, puesto que la máquina debe poder ser accionada también por una mujer. En el trabajo de Vidal [21] se hace una análisis detallado del tema y se hace referencia a un experimento dinamométrico que se hizo para poder establecer la potencia suministrada por el hombre (personas que habitan a 3000 msnm) se concluyó que se puede suministrar un máximo de 75 W usando piernas o brazos, por separado; sin embargo se indica que un trabajo coordinado de las extremidades puede producir mayor potencia. En el manual agrícola del Proyecto Herrandina [18] encontramos una lista de operaciones y sus respectivos gastos energéticos (ver tabla 2.4) donde se aprecia actividades agrícolas cotidianas, por ello se toma como válido la información de que un varón en trabajos pesados puede desarrollar entre 75 a 500 watts de potencia según la intensidad del trabajo, las mujeres y niños solo pueden entregar el 75% y 50% respectivamente, de la potencia del varón.

Tabla 2.4: Gasto de energía de algunas operaciones manuales [18]

Operación	Gasto de energía (W)
Cortar un árbol	570
Caminar en tierra arada	530
Segar trigo	510
Palear	530
Trasladar 20 Kg	250

Antes de definir un mínimo, máximo y promedio de la potencia humana, se pone en evidencia que una persona entrenada puede producir mayor potencia al coordinar adecuadamente el movimiento de sus extremidades, como ejemplo podemos citar actividades como el remo, esquí y la caminata. En la fig. 2.32 se muestra la relación entre las kilocalorías producidas por metro de camino y la velocidad con la que sucede.

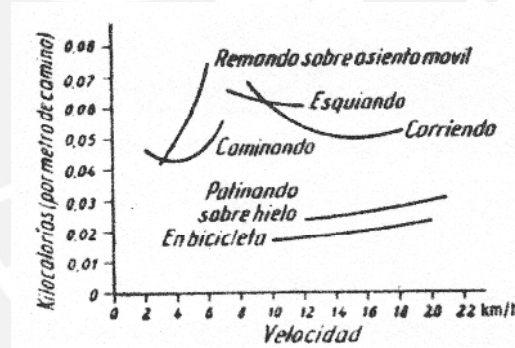


Fig. 2.32: potencia útil generada por el hombre [21]

De la fig. 2.32 se observa que una persona caminando a 3 Km/h (0.83 m/s) produce casi 140 Watts.

$$P = 0.04 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}} \times 3 \frac{\text{Km}}{\text{h}} \times 4186.8 \frac{\text{J}}{\text{Kcal}} \times \frac{1000\text{m}}{\text{Km}} \times \frac{1\text{h}}{3600\text{s}} = 139.6\text{W}$$

Una suposición válida es que las personas que radican en zonas rurales, por distintos factores, se desplazan de un lugar a otro caminando. Esta actividad los lleva a realizar caminatas diarias de tiempos prolongados recorriendo distancias considerables. En *Desarrollo Rural* [16] se comenta que un grupo considerable de personas que habitan en zonas rurales caminan diario entre 3 y 6 horas para ir de su casa a su zona de trabajo. Por ello se podría considerar a estas personas entrenadas para la caminata.

Reuniendo la información se puede definir valores mínimos y máximos para la potencia humana, además de suponer un valor promedio de la misma pues no se encontró información específica del tema. La información se muestra en la tabla a continuación.

Tabla 2.5: potencia suministrado por el hombre

Potencia Min (W)	Potencia Promedio (W) *sostenida en el tiempo	Potencia Max (W) *periodo corto de trabajo
75	120	300

2.6.3 COMPORTAMIENTO DE UNA PARTÍCULA EN UN FLUJO DE AIRE

En la tesis de Vidal [21] se hace un amplio y detallado análisis de este comportamiento, el análisis esta basado en el estudio del comportamiento del fluido cuando trabaja con semillas (suponiéndolas como partículas) el autor del análisis orienta los resultados hacia su uso en los trabajos de separación de semillas y partículas. Un detalle amplio de esta información queda fuera del tema de tesis (pudiendo revisar la referencia para mayor información) por ello se presenta un extracto con información resaltante del análisis.

2.6.3.1 Propiedades aerodinámicas de una partícula

Las máquinas que trabajan con un fluido como el aire deben tener un sistema neumático, conformado básicamente por: generador (el ventilador), conductor (el ducto) y un depósito (cámara de separación). El comportamiento de las partículas en un flujo de aire estará determinado por sus características aerodinámicas, es por ello que el coeficiente de arrastre al aire (K) depende de la forma del cuerpo. Otra variable importante es la velocidad crítica (v_{cr}) esta velocidad es la necesaria para que el cuerpo quede suspendido en el flujo (desplazamiento cero). La expresión 2.1 define la acción del flujo de aire sobre una partícula y en la Fig. 2.33 se muestra DCL de una partícula en un flujo de aire.

$$R = K \rho_a A (v_a - u)^2 \quad (2.1)$$

Donde: ρ_a : Densidad del aire (Kg/m^3), A: área proyectada del cuerpo en un plano perpendicular al flujo (m^2), v_a : Velocidad del flujo de aire (m/s) y u: velocidad del cuerpo (m/s)

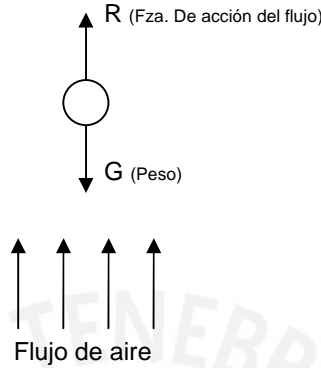


Fig. 2.33: DCL de una partícula en un flujo de aire

De la expresión 2.1 y del DCL mostrado, obtenemos una expresión para la v_{cr} asumiendo que R es igual a G y que la velocidad de la partícula (u) es igual a cero.

$$v_{cr} = \sqrt{\frac{G}{K\rho_a A}} \tag{2.2}$$

La determinación de K y la v_{cr} resulta bastante compleja y Vidal [21] tampoco aborda el tema, sólo se rescata la información de la v_{cr} para la broza y el trigo, brindada por el autor.

Tabla 2.6: Velocidades críticas de la broza y el grano

	V_{cr} (m/s)
Broza	0.75 – 5.25
Trigo	8.9 - 11.5

2.6.3.2 Cinética de una partícula en un flujo vertical

Del DCL de la partícula en un flujo de aire (Fig. 2.33) se asume que la Fuerza R es mayor que el peso G lo que provocará una variación de la velocidad de la partícula (u), obteniéndose la expresión 2.3:

$$m_p \dot{u} - R + G = 0 \tag{2.3}$$

De las expresiones 2.2 (con $u = 0$) y 2.3 asumiendo que la velocidad del flujo de aire (v_a) es invariante en el tiempo, se obtiene la expresión 2.4:

$$-m_p \frac{v_{cr}}{19.6} \ln \left(\frac{v_a - u - v_{cr}}{v_a - u + v_{cr}} \right) = t + C \tag{2.4}$$

Manejando matemáticamente la expresión 2.4 se obtendrá que la velocidad límite de la partícula (u_{lim}) sea igual a la diferencia de $v_a - v_{cr}$. Esto indica que la partícula parte desde el reposo hasta alcanzar u_{lim} , garantizando con ello que la partícula siempre estará en movimiento ascendente mientras permanezca dentro del flujo de aire. El modelo presentado tiene bastantes suposiciones (se desprecia la resistencia del aire) pero es suficiente para entender que si se desea arrastrar la broza y dejar caer el grano, la velocidad del flujo (v_a) deber ser mayor que la v_{cr} de la broza y menor que la v_{cr} del grano de trigo.

Con lo expuesto se corrobora lo dicho en la sección 2.4.2.10, que la separación con flujo vertical aprovecha la diferencia de peso específico entre los componentes a separar, pues sus v_{cr} serán tan distintas como lo sean sus pesos específicos. Las desventajas de esta alternativa también fueron detalladas en la sección 2.4.2.10.

2.6.3.3 Cinemática del flujo inclinado y horizontal

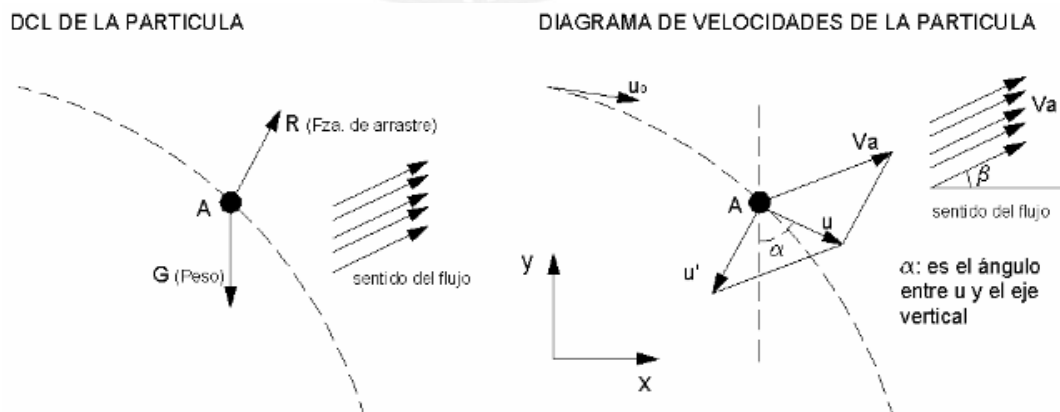


Fig. 2.34: Acción del aire inclinado sobre la partícula

El análisis de la cinética es similar al del flujo horizontal solo que ahora la fuerza que ejerce el fluido sobre la partícula (R) (ver Fig. 2.34) esta desfasada con el peso (G) y alineada con la velocidad relativa de la partícula (u'). Al igual que en el análisis del flujo vertical, para poder obtener un valor del ángulo óptimo y poder estimar la velocidad del flujo necesario para separar la mezcla, se supone algunas condiciones como que: la partícula tiene una velocidad $u_0 = 0$ en el ingreso y el flujo es laminar en toda la dimensión del ducto.

La separación de la mezcla ocurre cuando la componente vertical del flujo de aire es menor que la velocidad crítica de la partícula. Considerando que u_x' y u_y' son las componentes de la velocidad u' , del diagrama de velocidades se obtiene la expresión 2.5 (ver fig. 2.34):

$$\tan \alpha = \frac{v_a \cos \beta - u_x'}{u_y' - v_a \operatorname{sen} \beta} \quad (2.5)$$

Los valores de u_x' y u_y' varían en el tiempo conforme la partícula se desplaza siendo el límite de u_x' igual a cero y el límite de u_y' igual a v_{cr} . Por lo tanto la expresión 2.5 llevado al límite para un tiempo grande es:

$$(\tan \alpha)_{\lim} = \frac{v_a \cos \beta}{v_{cr} - v_a \operatorname{sen} \beta} \quad (2.6)$$

El flujo de aire generará una $v_{cr \min}$ y una $v_{cr \max}$, obteniéndose un rango para la velocidad crítica, la dimensión de este rango es regulado por el valor del ángulo de inclinación del flujo, al manipular matemáticamente la expresión 2.6 se puede identificar que a mayor valor de β mayor será la dispersión y que para un menor valor de β la dispersión se reduce. Para un flujo horizontal el valor de β es igual a cero, por ello es que tiene una baja dispersión lo cual se corrige con agrandar el ducto requiriendo por ello una mayor cantidad de caudal.

Lo importante ahora es determinar un valor para la velocidad del flujo de aire y un valor para β que garanticen un grado de dispersión adecuado, teniendo en cuenta que se debe poder aprovechar las ventajas del flujo vertical pero evitar llegar a las complicaciones del mismo. En la tesis de Vidal [21] se indican unos valores

recomendados por el autor del análisis; sin embargo los experimentos para su determinación no se detallan. Estos valores son:

Tabla 2.7: Valores recomendados para separar la mezcla

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

2.6.4 SISTEMA DE VENTILACIÓN

El sistema de ventilación comprende al ducto y al ventilador, para el tema de tesis en particular el diseño del ducto y el del ventilador no esta necesariamente orientada a ser el más eficiente, es decir a la configuración que menor cantidad de pérdidas ofrezca. Pues es de mayor interés mantener una configuración global de la máquina, lo más compacta posible para que pueda ser transportada fácilmente, además de mantener un costo de fabricación bastante bajo; sin embargo por tener una cantidad de mezcla pequeña a trabajar, el caudal que transite por el ducto y la velocidad del flujo son pequeños en comparación con valores usuales en la industria, esto da una ventaja que será aprovechada pues las pérdidas son proporcionales al caudal y a la velocidad del flujo.

Por lo dicho anteriormente el ducto será diseñado para una manufactura sencilla y de bajo costo, al igual que el ventilador. Estas consideraciones incrementaran las pérdidas en ambos componentes pero se espera que estén dentro de un valor manejable (lo cual se comprueba). El diseño correcto para el ducto y el ventilador implica un análisis bastante profundo de su interrelación con el fluido (aire en este caso) este análisis queda fuera del tema de tesis, sin embargo ambos componentes son diseñados teniendo en cuenta factores determinantes, como: turbulencias, pérdidas en cambios de sección, fuerza de empuje, perfil aerodinámico, flujo secundario, etc. Todos estos factores serán abordados oportunamente y se explicará a detalle el manejo de los mismos para el diseño.

El ventilador será del tipo axial pues su fabricación es sencilla y poco costosa además de otras ventajas que ofrece frente a un ventilador centrífugo. Los otros factores que justifican la elección son detallados en la sección 2.6.4.2 más adelante.

2.6.4.1 DUCTO PARA AIRE

La función primordial del ducto es conducir y dirigir el flujo de aire, como se indicó en la sección 2.6.4 su forma será la que favorezca una configuración compacta de la máquina global. Es importante diseñar primero el ducto para poder definir un caudal de trabajo y poder estimar las pérdidas (caída de presión).

Se describe la configuración del ducto (ver Fig. 2.36): Se elige una entrada circular de 350 mm de diámetro (pues el ventilador será axial) la cual será corroborada con el diámetro del ventilador, luego hay un cambio a sección cuadrada de lado de 350mm y una longitud de 250 mm, por la configuración de la máquina el ducto deberá tener un codo rectangular de 90°, el cual estará seguido por un tramo rectangular inclinado. Por la cantidad de mezcla a trabajar y teniendo en cuenta las dimensiones a la salida del ducto en la máquina venteadora de Vidal [21] se estima que la salida del ducto deberá ser de 400 mm de ancho por 60 mm de alto.

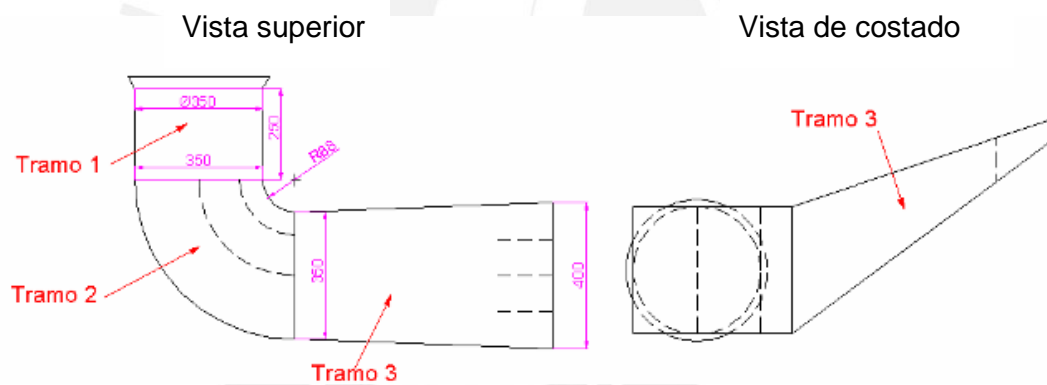


Fig. 2.36: Esquema del ducto

Los principales factores que ocasionan pérdidas están relacionados con los cambios de sección y con los giros que da el ducto. Los cambios de sección son evitados al máximo pero resultan necesarios para poder cumplir con la finalidad del ducto, para minimizar las pérdidas en los giros (codos) se utilizan placas deflectoras en estos componentes (líneas punteadas en la vista de planta, Fig. 2.36).

El ducto ha sido dividido en tres tramos, cada uno de ellos será analizado y se determinará las pérdidas en cada uno.

2.6.4.1.1 TRAMO 1

Aproximadamente a la mitad de este tramo estará ubicado el ventilador, esto es preferible a la entrada y a la salida, para dar espacio al fluido para que se ordene [22], si la entrada fuera rectangular las esquinas serian zonas de turbulencia indeseables [22], el espacio mínimo anterior a un cambio de sección se recomienda que sea igual a la mitad del diámetro [5].

Para la entrada se aprecia distintas configuraciones (ver Fig. 2.37), siendo las más sencilla de fabricar y con unas pérdidas moderadas la entrada en campana. El coeficiente K_x denota la pérdida de velocidad al ingreso, un valor usual es de 0.4 [22], el valor del ángulo de la campana es recomendable que sea de 30° para tener bajas pérdidas [22] con esos valores de encuentra que L/d es igual a 0.1.

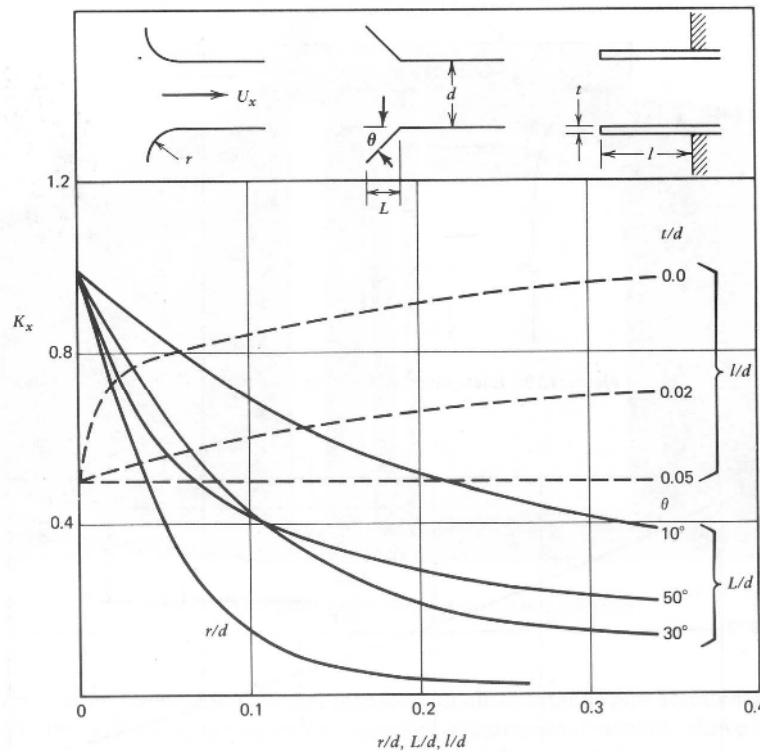


Figure 4.18 Inlet losses [4.13].

Fig. 2.37: Perdidas a la entrada [23]

Las pérdidas son calculadas por el método de longitud equivalente (LE):

- El valor de LE para es tipo de entrada es de $LE = 4.5 \text{ m}$ [5, 77]
- El tramo recto que sigue a la entra a la campana tiene una $LE = 0.25 \text{ m}$

2.6.4.1.2 TRAMO 2

Este tramo es un codo rectangular de 90° que tiene como salida y entrada una sección cuadrada de lado de 350 mm. La principal fuente de pérdidas en este tramo es la turbulencia que ocurre a la salida de la cara interior del codo, esta zona se vuelve turbulenta (ver fig. 2.38), la solución a este problema es usar un codo de Venturi que básicamente es una reducción a la salida del codo, esta solución es costosa pues su fabricación es complicada [1, 103].

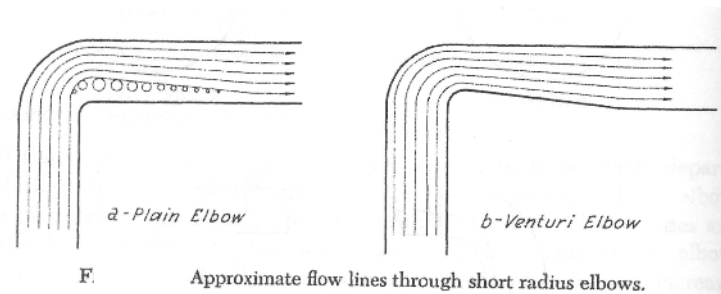


Fig. 2.38: Líneas de flujo aproximado a través de codos con radios pequeños [22]

Otra posible solución es utilizar planchas deflectoras ubicadas en el codo mismo (ver Fig. 2.39).



Fig. 2.39: Corrección del flujo por planchas deflectoras [1]

Esta solución es muy económica y no implica gran complicación en la manufactura del codo; sin embargo la ubicación de estos deflectores en el codo es muy importante, pues de lo contrario podrían empeorar la turbulencia. La mínima cantidad de dos deflectores es bien usada para la relaciones de R/d que muestran en la Fig. 2.40 [22].

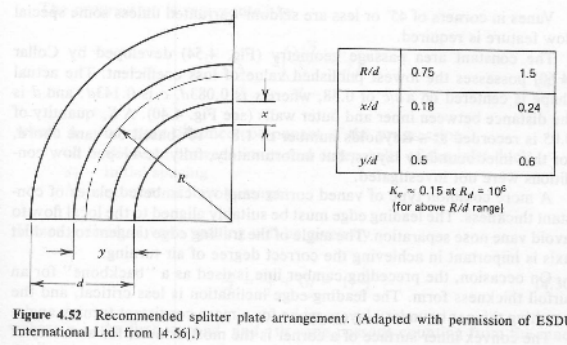


Fig. 2.40: Ubicación de deflectores en un codo de 90° [22]

Se asume un valor de $R/d=0.75$ y con $d=350\text{mm}$, por lo tanto $y=50\text{mm}$ y $x=18\text{mm}$. Las pérdidas de este tramo también se calculan por el método de Longitud Equivalente (LE), para un codo de estas condiciones su $LE = 7.5 \text{ m}$ [5]

2.6.4.1.3 TRAMO 3

Este tramo es el que orientará al fluido en un ángulo menor a 30° (valor de recomendado, tabla 2.7). Se asumió arbitrariamente 27° para la inclinación del eje del tramo 3. El tramo se inicia con una sección cuadrada de lado de 350 mm y termina en una sección de 400 mm de ancho y 6 mm de alto.

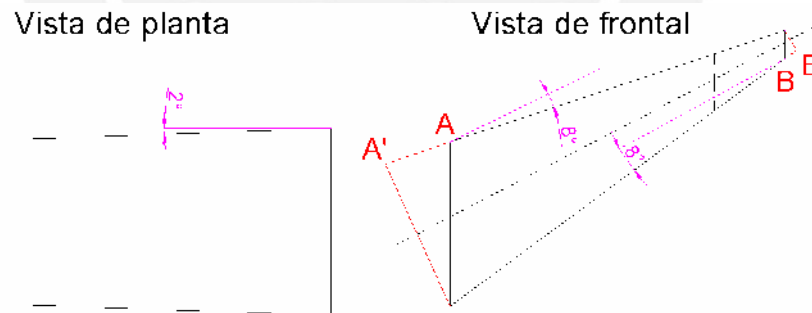


Fig. 2.41: Esquema del tramo 3

Este tramo puede ser completado a las secciones de A' y B' para facilitar su evaluación. Todos los ángulos de inclinación respecto al eje del ducto no deben ser superiores a 10° para evitar zonas de turbulencia similares a las producidas a la salida de los codos. Para su evaluación se usaran las áreas calculadas a partir de los diámetros hidráulicos equivalentes, al obtener estos valores se aprecia que el tramos se comporta como una zona de reducción; sin embargo al tener la salida un ancho mayor en 3 veces a la altura, su comportamiento será como la de un difusor

[22]. En el trabajo de Vidal [22] se encuentra recomendaciones para colocar deflectores en un difusor y evitar zonas de turbulencia (ver Fig. 2.42), el espaciamiento entre cada deflector debe ser menor al ancho dividido entre 3, para nuestro caso $400/3 = 133.3$ mm, se opta por espaciar 4 deflectores a 100 mm, la longitud debe ser mayor al ancho dividido entre 3, para nuestro caso se asume una longitud de 150 mm, se debe de cuidar que el ángulo entre el deflector y la pared del ducto sea menor a 7° . [22]

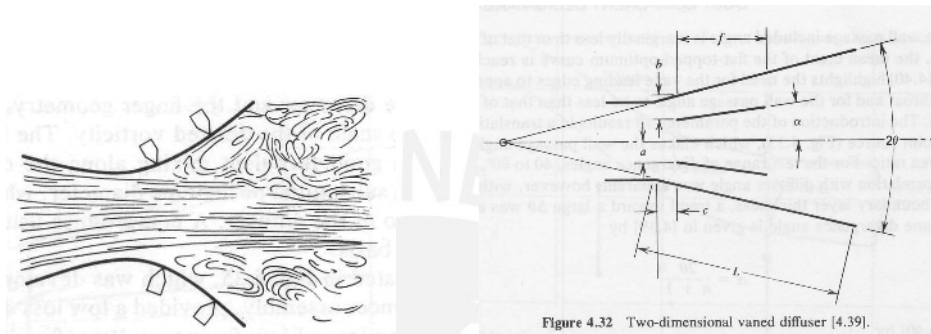


Fig. 2.42: Turbulencia y deflectores en un difusor [22]

Para calcular las pérdidas se usa el diámetro hidráulico (D_h) equivalente cuya formula es:

$$d = \frac{2ab}{(a+b)} \quad (2.7)$$

En la evaluación se considera el caso menos favorable considerando que las pérdidas son función de la velocidad del flujo. Para un mismo caudal, a la entrada del tramo con un área menor obtendremos una velocidad mayor y la salida para una mayor área se obtendrá una menor velocidad. Por lo dicho se consideran las secciones A' y B (Fig. 2.41) para la entrada y salida respectivamente, los valores de las secciones calculadas a partir de los D_h , son: $A_A=0.1378 \text{ m}^2$ y $A_B=0.0113 \text{ m}^2$. Para poder determinar la velocidad en la sección A_A , se necesita determinar un caudal (diferente del caudal de trabajo) se hará a partir de la indicación que a la salida se necesita una velocidad de 7 m/s, considerando que en la salida hay un 30% de pérdidas [22] entonces la velocidad en la sección A_B será igual a $v_2= 9 \text{ m/s}$, por lo tanto obtenemos que el caudal será:

$$Q = 9 \times 0.0113 = 0.102 \text{ m}^3 / \text{s}$$

Para ese valor de caudal la velocidad en $A_{A'}$ será $v_2=0.85$ m/s. Para el cálculo de las perdidas se usa el valor del coeficiente que esta en función del ángulo ϕ de contracción (ver Fig. 2.42) que junto a la expresión 2.7, nos dará la perdidas del tramo.

$$Perd = \frac{K\rho}{2} (v_2^2 - v_1^2) \tag{2.7}$$

Donde: ρ : densidad del aire (Kg/m^3), K: es el coeficiente de fricción, v_2 y v_1 son las velocidades de salida e ingreso, respectivamente.

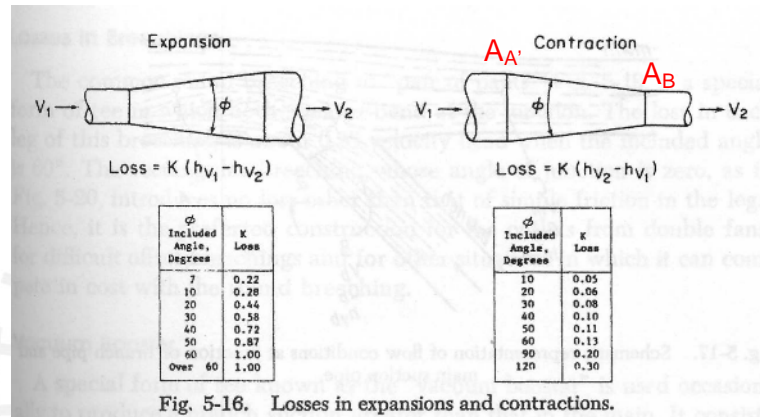


Fig. 5-16. Losses in expansions and contractions.

Fig. 2.43: Equivalente circular del tramos 3 [1]

El ángulo de contracción es ϕ es igual a 8° (ver Fig.2.41) y de la Fig. 2.43 se obtiene que $K=0.05$, reemplazando en la expresión 2.7, se obtiene $Perd_{T3}=2.4$ mm de c.a.

2.6.4.1.4 PERDIDAS TOTALES

Para determinar las pérdidas de los tramos 1 y 2 se usará la Fig. 2.41 [5], pero antes habrá que determinar el caudal de trabajo real, con la indicación de necesitar 7 m/s (tabla 2.7) y asumiendo una pérdida de 30% [22] a la salida del ducto la velocidad a la salida se considerará igual a 9 m/s, así obtenemos el caudal:

$$Q = 9 \times 0.4 \times 0.06 = 0.216 \text{ m}^3 / \text{s}$$

Para poder usar el grafico de la Fig. 2.44 las secciones de los tramos 1 y 2 se deben llevar a su equivalente circular, como ambas secciones son cuadradas (se

considera de sección cuadrada al codo) el diámetro hidráulico será igual al lado del cuadrado, es decir igual a 350 mm. Para obtener un valor de perdidas de la Fig. 2.44 nos falta estimar un valor promedio de velocidad en el ducto, como se indico antes, las perdidas son proporcionales a la velocidad del flujo y como se indico que se evaluaría para el peor de los casos se asume la velocidad de salida igual a 9 m/s como velocidad promedio del flujo en el interior del ducto.

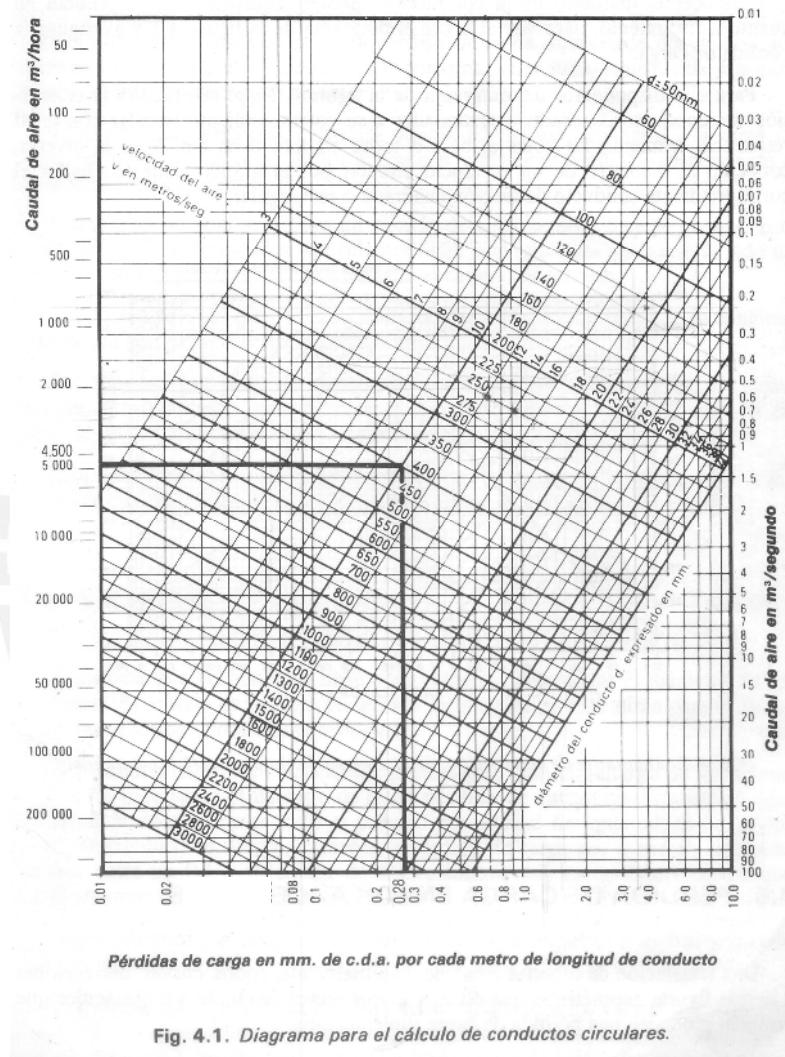


Fig. 4.1. Diagrama para el cálculo de conductos circulares.

Fig. 2.44: pérdidas por unidad de longitud [5]

Por lo tanto entrando a la gráfica de la Fig. 2.44 con una $Q=0.4 \text{ m}^3/\text{s}$ (para $Q=0.2\text{m}^3/\text{s}$ no hay valores para el diámetro de 350 mm), un diámetro=350mm y una velocidad de flujo=9 m/s, obtenemos que las pérdidas por unidad de longitud serán de 0.28 mm de ca.

Es así que las pérdidas totales serán:

$$Perd_{Totales} = (Perd_{T1} + Perd_{T2}) + Perd_{T3}$$

$$Perd_{Totales} = 0.28x(4.5 + 0.25 + 7.5) + 2.4$$

$$Perd_{Totales} = 5.81 \text{ mm de ca}$$

2.6.4.2 VENTILADOR

En esta sección no se pretende profundizar en las características de operación y rendimiento de los posibles ventiladores, pues tal análisis queda fuera del tema de la tesis, su selección está centrada en la fabricación sencilla y a dimensiones reducidas. Estas consideraciones no afectan notoriamente los resultados pues el caudal de trabajo es pequeño y se espera que la caída de presión sea del orden de los 10 mm de c.a., este valor de la caída de presión puede ser manejada por la mayoría de ventiladores sin ningún problema.

Existen dos tipos de ventiladores usados con éxito en máquinas agrícolas [18] estos son: el centrífugo y el axial. El ventilador centrífugo está caracterizado por producir grandes presiones (20 mm de ca) a bajas velocidades (700 rpm), para su operación necesita de una voluta de sección decreciente la cual es complicada y costosa de fabricar, por sus características el ventilador en si es robusto y de una fabricación complicada. En algunas aplicaciones y configuraciones el ruido de este tipo ventilador es bastante alto. Un ventilador axial es notoriamente más sencillo de fabricar (dejando de lado el perfil aerodinámico del alabe) que un ventilador centrífugo además de ser menos robusto (para el mismo caudal de trabajo) la desventaja de estos ventiladores es que trabajan a altas velocidades (superiores a los 1000 rpm) y en estas condiciones este tipo de ventilador ofrece una ventaja que será aprovechada pues el caudal de trabajo es bastante elevado y con poca presión estática de trabajo, esto significa que las dimensiones del ventilador podrán ser reducidas, otra ventaja es la menor cantidad de ruido que produce en comparación con un ventilador centrífugo.

Para las condiciones de trabajo en las que se necesita un caudal del orden de los 0.3 m³/s y se tiene una caída de presión no superior a los 10 mm de ca, ambos tipos de ventiladores pueden satisfacer las necesidades del sistema [22] por lo que es posible priorizar la selección del mismo basándose en características de

fabricación y tamaño sin que el rendimiento se afecte notoriamente. Por todo lo dicho anteriormente se opta por un ventilador axial.

El diseño de un ventilador axial teóricamente es complicado pues intervienen diferentes factores como: la fricción del aire, las diferentes zonas de turbulencia en especial las causadas por el flujo secundario que ocurre en la parte posterior del alabe, la selección adecuada del perfil aerodinámico del alabe, entre otros. Al igual que el caso del ducto, el diseño del ventilador está orientado más a una fabricación sencilla, sin priorizar un alto rendimiento de este. Las consideraciones que se tuvieron en el diseño del ducto ayudarán a atenuar las pérdidas del ventilador, además el caudal de trabajo es pequeño y por lo mismo las pérdidas también.

Para el diseño del ventilador se asume con fines constructivos, un alabe plano (sin perfil) y de forma circular, se verá que estas consideraciones no afectan notoriamente al rendimiento global. Su diseño se basará en asumir un diámetro, que junto a la caída de presión en el ducto, serán dos variables con las cuales se verificará que, los coeficientes más representativos de pérdidas y de diseño óptimo, estén en rangos usuales y eficientes.

2.6.4.2.1 DIÁMETRO DEL VENTILADOR

De un experimento hecho en una maqueta, se pudo determinar que es posible suministrar 1200 rpm (60 rev/s) al ventilador y asumiendo un diámetro de 320 mm ingresamos al gráfico [22] de la Fig. 2.45. Donde obtenemos un valor para la velocidad pico (se aprecia que los valores para estas condiciones son casi extremas en el gráfico).

En la bibliografía de referencia que es un texto especializado para el diseño de ventiladores axiales, se indica que la velocidad pico (R) es la máxima velocidad ideal que un ventilador puede entregar al flujo, de la Fig. 2.45 se obtiene un valor de $R=18\text{m/s}$. Acondicionado este valor se podrá usar el gráfico de la Fig. 2.46.

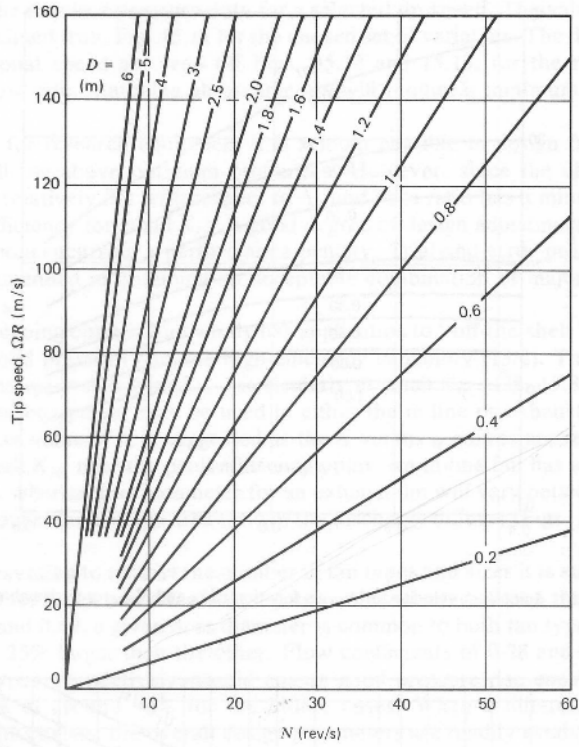


Figure 15.13 Tip speed versus rotational speed, for various fan diameters.

Fig. 2.45: Velocidad pico vs. Velocidad de rotación, para varios diámetros de ventilador [22]

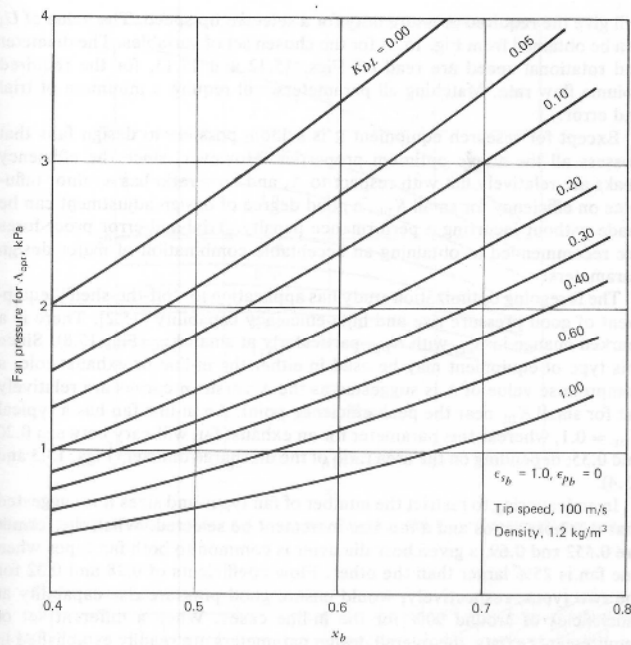


Figure 15.10 Fan pressure versus x_b and K_{DL} for specified conditions, rotor-straightener unit.

Fig. 2.46: Presión del ventilador vs. X_b y K_{DL} en condiciones específicas, para una unidad de rotor de ataque. [22]

Para comprender la información de la Fig. 2.46, se define a x_b como el rango patrón, que no es otra cosa que una relación entre el diámetro del ventilador y el diámetro del rodete, su valor óptimo esta entre 0.6 a 0.7 [22]. K_{DL} es el coeficiente de pérdida de presión en el ventilador, este coeficiente es producto de otros como el factor de empuje del álabe, el factor que determina el arrastre que ocurre en la superficie del álabe y el factor que determina la turbulencia en álabes escalonados, por mencionar a algunos, su valor usual es de 0.05 a 0.2 [22]. Una indicación importante es que los valores del gráfico son para $R=100$ m/s, por lo tanto nuestro valor de $R=18$ m/s necesita ser acondicionado, para ello se usará la siguiente expresión [22].

$$p_2 = p_1 \left(\frac{N_2}{N_1} \right)^2 \quad (2.8)$$

Donde $N_1=18$ m/s, $N_2=100$ m/s, $p_1=0.057$ Kpa (5.81 mm de ca) es la caída de presión total obtenida en el ducto y p_2 será la caída de presión que el ventilador debería entregar para satisfacer las pérdidas en el ducto (cantidad de energía que se puede convertir en presión estática). Se espera que el valor de p_2 sea menor a la presión indicada en la Fig. 2.46. Reemplazando los valores en las expresión 2.8 se obtiene que $p_2=1.76$ Kpa y asumiendo un $K_{DL}=0.2$ y $x_b=0.6$ que son el caso más desfavorable, se obtiene una presión del ventilador cercana a los 2 KPa o en todo caso es superior a $p_2=1.76$ Kpa. Por lo tanto se concluye que el diámetro asumido igual a 320 mm cumplirá las necesidades del sistema.

2.6.4.2.2 ANÁLISIS DEL ALABE

Como se indicó, para fines constructivos, se asume que álabe es plano y de sección circular, un álabe plano tiene un menor aprovechamiento de empuje (posibilidad de transmitir energía para aumentar la presión estática) además de que no reduce el efecto del flujo secundario que genera una zona de turbulencia en la parte posterior del álabe, esta zona de turbulencia afecta al trabajo de un ventilador escalonado, pues el siguiente álabe estaría en contacto con un flujo de régimen turbulento. Una manera de evitar este inconveniente es darle una curvatura (perfil aerodinámico) al alabe, este perfil incrementa la longitud de la zona de desprendimiento del fluido pero el darle un perfil correcto al alabe encarece

notablemente su costo a parte que para definir el perfil adecuado se necesita experimentación. Otra alternativa de solución es incrementar el ángulo de ataque del álabe, no se consigue las mismas mejoras que con un perfil aerodinámico, pero se reduce en un buen porcentaje las pérdidas [22].

Para entender la Fig. 2.47 hay que definir C_L como el coeficiente de la fuerza de empuje del álabe (lift) que se entiende como la capacidad de entregar fuerza al fluido para que se incremente la presión estática, valores de $C_L > 1$ mejoran la entrega de energía al fluido, que es una característica de los álabes con perfil aerodinámico; sin embargo un valor muy alto de C_L ocasiona un desprendimiento adelantado de fluido en la cara posterior del álabe, donde el fluido secundario genera turbulencia [22]. De la Fig. 2.47 se aprecia que para álabes planos el valor de C_L nunca supera la unidad teniendo sus valores más próximos para ángulos de ataque cercanos a los 16° . Sin razón en particular se asume un ángulo de ataque igual a 15° .

Para definir las dimensiones del álabe habrá que definir a la relación S/c (ver Fig. 2.48) como la solidez del álabe, un valor usual es de $S/c=1$ pues los valores menores generan una zona de turbulencia en la cara posterior del álabe.

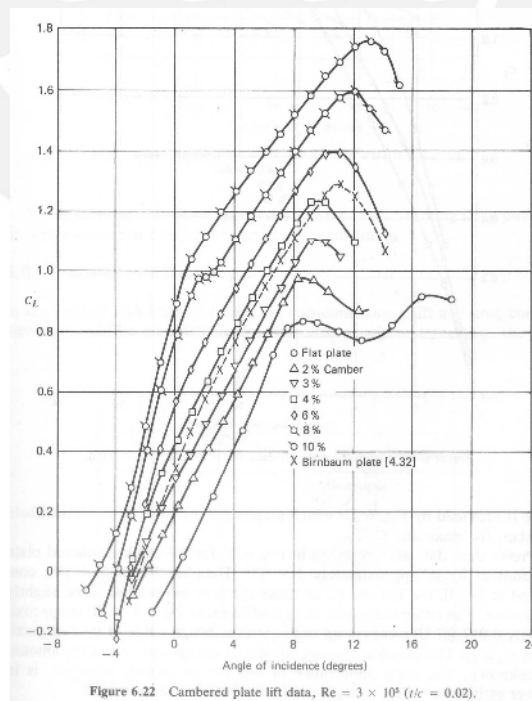


Fig. 2.47: información del empuje de alabes curvados [22]

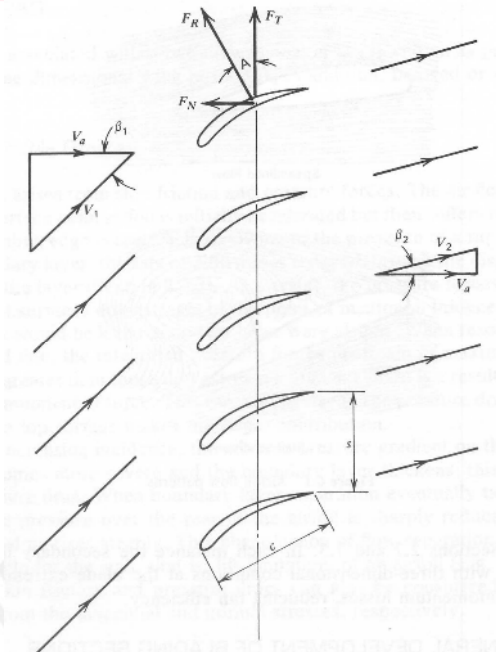


Figure 6.2 Flow through two-dimensional cascade of airfoils.

Fig. 2.48: Flujo en dos dimensiones a través de un ventilador en cascada [22]

El radio del ventilador será de 160 mm, por lo tanto una circunferencia de radio igual a 80 mm pasará cerca de los puntos de mayor ancho del álabe (que se asume de sección circular) así se obtiene un desarrollo de 504 mm que junto a un valor de $S/c=1$ y con la consideración que es más sencillo y económico montar 3 álabes en vez de 4, se determina el diámetro de la sección circular del álabe, $504/3=168$ mm por lo que se asume un diámetro de 170 mm para el álabe..

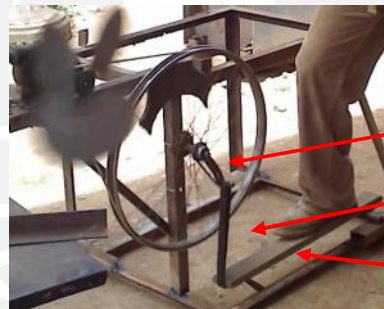
2.6.5 MECANISMO DE ACCIONAMIENTO DE 4 BARRAS

Como se indicó en el tema de tesis no se pretende desarrollar una tecnología adecuada para el sistema, sino que se busca poder acoplar de manera óptima y eficiente una tecnología ya existente no necesariamente relacionada al tema. Al igual que para los otros componentes, su diseño y selección están influenciados por la necesidad de una fabricación sencilla y un costo bajo; sin embargo se trató de no descuidar la ergonomía del sistema y un buen rendimiento.

De las alternativas planteadas para el accionamiento de la máquina, la que consideraba el uso de la estructura triangular de una bicicleta era la más complicada de fabricar y la que más espacio para su operación exigía. La alternativa que consideraba a la manivela era la más sencilla de fabricar y la que

menos espacio ocupaba, estando el mecanismo de 4 barras en una posición intermedia entre las dos alternativas mencionadas; sin embargo como se indicó en la sección 2.6.2 la característica fisiológica de los habitantes de una zona rural podía ser aprovechado de manera efectiva, además se tenía al concepto de tecnologías apropiadas como base para el diseño. Por lo dicho se vio eficiente acondicionar el mecanismo de 4 barras utilizados en afiladores caseros de utensilios domésticos pues este sistema brinda una alta velocidad y un torque moderado que es complementado con una rueda volante, además este mecanismo es popular en la gran mayoría de provincias del país por lo que se espera sea llamativo para los usuarios y no repulsivo.

En la Fig. 2.49 se muestra un sistema de 4 barras similar al sistema usado en el equipo para afilar utensilios, el mecanismo de 4 barras (3 barras físicas y una virtual) a sido configurado para que una barra física actúe como pedal y las otras dos físicas actúen como biela manivela, en este sistema se aprovecha el trabajo de las piernas del operario, que es una ventaja como se dijo en la sección 2.6.2.



Biela (barra 2)

Manivela (barra 3)

Pedal (barra 4)

Fig. 2.49: Mecanismo de 4 barras similar al del equipo afilador de utensilios.

Este mecanismo al ser accionado por e hombre tiene como referencia una transmisión de potencia de 120 W, que es bastante baja en comparación a potencias de transmisión en trabajos industriales, por ello se asume que los componentes no fallan por resistencia ni por deformación puesto que las dimensiones han sido tomadas de equipos que se encuentran trabajando sin ningún problema. Será importante entender la cinemática del sistema para poder darle una configuración efectiva, es decir ubicar los ejes a una distancia en la que se pueda aprovechar de manera más efectiva la aplicación de la fuerza a la biela.

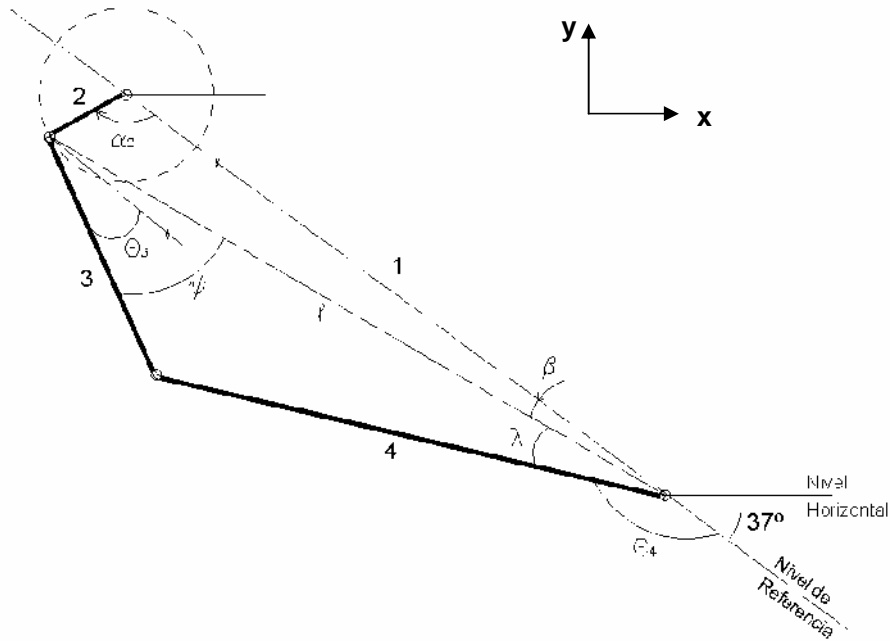


Fig. 2.50: Esquema analítico del mecanismo de 4 barras

En la Fig. 2.50 se presenta un esquema analítico del mecanismo, esta figura será la referencia para poder hallar la posición de cada barra en función de sus respectivos ángulos. Las relaciones para estos mecanismos son bastante complejas pero están ampliamente difundidas en la bibliografía especializada, queda fuera del alcance de la tesis un análisis de ellas. En el trabajo de Vidal [21] se encuentra las expresiones para las posiciones de las barras en función de los ángulos relativos relacionados con la barra virtual I pues simplifica bastante el cálculo, al operar las expresiones con las dimensiones de $r_1= 0.79$ m, $r_2=0.1$ m, $r_3=0.3$ m y $r_4=0.6$ m, se obtiene la siguiente tabla de valores y graficas correspondientes:

Tabla 2.8: de posición de las barras respecto de sus ángulos

$z(^{\circ})$	$z(\text{rad})$	r_1	r_2	r_3	r_4	L	$^{\circ}$	$^{\circ}$	$^{\circ}$	3	4
0	0.00	0.72	0.1	0.3	0.6	0.62	0.00	72.09	28.41	72.09	151.59
20	0.35	0.72	0.1	0.3	0.6	0.63	3.13	70.90	28.20	67.77	148.68
60	1.05	0.72	0.1	0.3	0.6	0.68	7.37	62.62	26.36	55.26	146.28
100	1.75	0.72	0.1	0.3	0.6	0.74	7.61	50.58	22.72	42.98	149.67
120	2.09	0.72	0.1	0.3	0.6	0.77	6.42	44.71	20.60	38.29	152.99
160	2.79	0.72	0.1	0.3	0.6	0.78	2.41	36.35	17.24	33.94	160.36
180	3.14	0.72	0.1	0.3	0.6	0.79	0.00	35.13	16.72	35.13	163.28
220	3.84	0.72	0.1	0.3	0.6	0.78	4.61	39.74	18.64	35.13	156.74
240	4.19	0.72	0.1	0.3	0.6	0.77	6.42	44.71	20.60	38.29	152.99
280	4.89	0.72	0.1	0.3	0.6	0.71	7.98	56.75	24.72	48.77	147.30
300	5.24	0.72	0.1	0.3	0.6	0.68	7.37	62.62	26.36	55.26	146.28

340	5.93	0.72	0.1	0.3	0.6	0.63	3.13	70.90	28.20	67.77	148.68
360	6.28	0.72	0.1	0.3	0.6	0.62	0.00	72.09	28.41	72.09	151.59
380	6.63	0.72	0.1	0.3	0.6	0.63	3.13	70.90	28.20	67.77	148.68

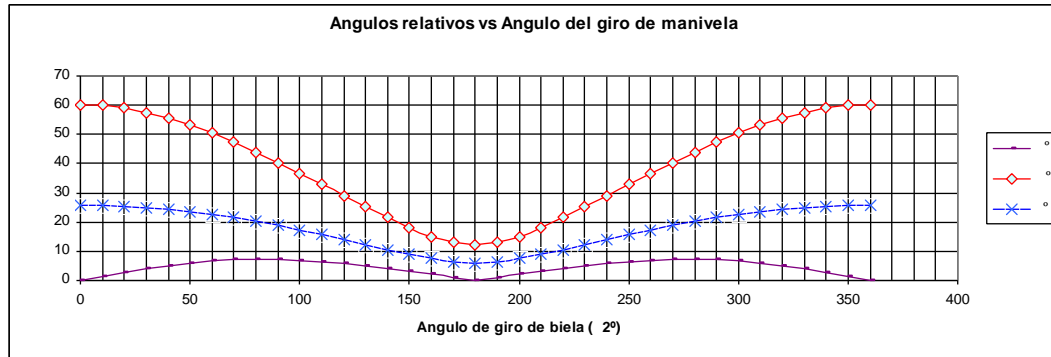


Fig. 2.51: Valores de los ángulos relativos vs. Giro de la biela

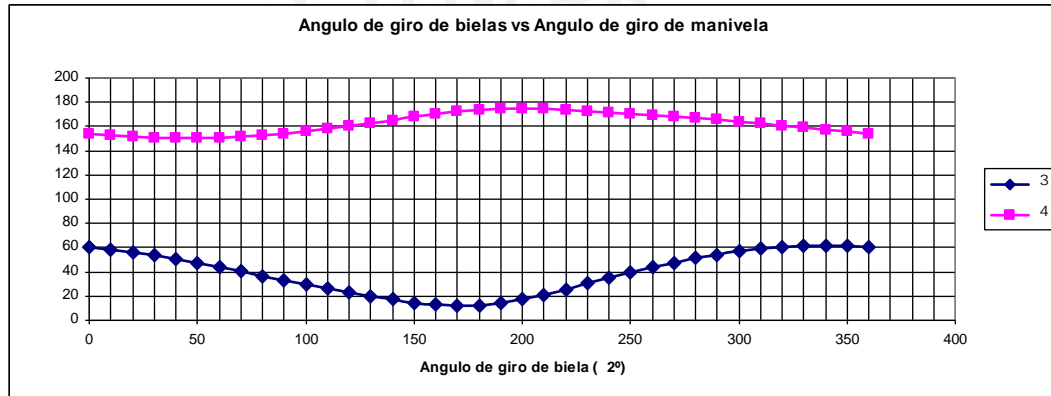


Fig. 2.52: Valores de los ángulos de posición de barras 3 y 4 vs. Giro de la biela

Para que la posición de los ejes de este mecanismo sea la configuración más efectiva se necesita que el punto de apoyo del pedal este lo más lejos posible (permitiendo el giro del mecanismo) para que este tenga un rango de giro reducido, disminuyendo la fatiga del operario, además habrá que tener en cuenta una configuración en la que al momento de la aplicar la fuerza a la biela, su componente vertical (eje cartesiano de la Fig. 2.50) sea mayor que el componente horizontal. A continuación se analizan las dos consideraciones y se determina unas distancias horizontal y vertical óptimas.

De la Fig. 2.51 Se aprecia que los ángulos relativos llegan a valores muy pequeños cuando la biela a girado 180° desde su posición inicial, en esta posición podemos determinar la distancia máxima que puede haber entre los ejes para que el mecanismo pueda girar, esta distancia está determinada por el valor de l (ver Fig. 2.50) y el valor máximos de l será la distancia buscada, esto ocurre cuando la biela

a girado 180° , por lo tanto la distancia máxima que puede haber entre los ejes es $l = 79\text{mm}$.

El ángulo que forma la línea virtual l y la manivela es ψ° (ver Fig. 2.50) cuando este ángulo sea menor a 45° el seno de ψ° será menor que su coseno, logrando así que la componente M sea mayor que la componente N .

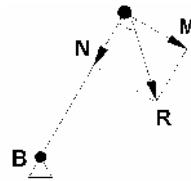


Fig. 2.53: DCL de la biela articulada en B (las reacciones en B no se muestran) con la carga R aplicada y sus componentes perpendicular M y longitudinal N .

De la Fig. 2.51 se aprecia que ψ° es menor a 45° cuando α_2 esta entre los valores de 80° y 280° , como la línea l tiene una posición variable, la posición ideal para la aplicar la carga será cuando la Biela este cercana a los valores extremos de su rango, es decir 80° y 280° .

2.6.6 ALIMENTADOR VIBRATORIO

En la tesis cuyo tema es una máquina venteadora manual [21], se hace un análisis bastante detallado de este elemento, pues para su análisis puede ser tratado como un elemento sencillo de biela manivela con un grado de libertad, para el tema de tesis no se considera necesario presentar este análisis sino comentarlo.

Este mecanismo consiste básicamente en un eje que tiene un barra excéntrica que hará de biela, el alimentador en si será la manivela y un canal de guía horizontal hará que un extremo del alimentador se desplace sólo en forma horizontal (ver Fig. 2.53).

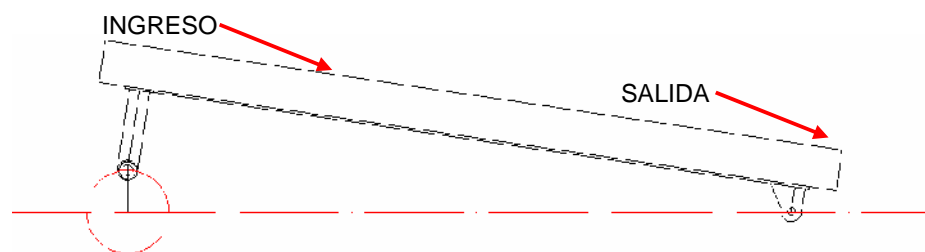


Fig. 2.54: Esquema de una alimentador vibratorio

Esta configuración permite movimientos elípticos del alimentador, lo cual favorece a la separación de la mezcla pues da golpes suaves al inicio y después permite transportar horizontalmente la mezcla hacia la salida. El modelo optado para mi caso es similar en forma y guarda una estrecha relación en las dimensiones, pues las capacidades de trabajo eran diferentes para las dos máquinas

Vidal [21] presenta un análisis cinemático del mecanismo donde se indica la posición, velocidad y aceleración de los componentes, con la información que se presenta se comprueba que ninguno de los componente tiene cambios en la aceleración demasiados bruscos, lo cual evita un sobre esfuerzo del eje que actúa como biela.

2.6.7 ANÁLISIS CINEMÁTICO Y DINÁMICO DEL SISTEMA

El objetivo es determinar la magnitud de la fuerza que se necesita aplicar sobre el pedal para poner en movimiento el sistema, para ello usaremos el principio de conservación de la energía enunciado en la expresión 2.9:

$$T_{EQ} = T_{SIST} \quad (2.9)$$

Donde T_{EQ} es la energía cinética (EC) calculada en el eje que atraviesa el centro de la Rueda Impulsora, que transmite la potencia a todo el sistema; para su cálculo la inercia de todos los cuerpos en movimiento deberán ser trasladados al mencionado eje (Teorema del eje paralelo). T_{SIST} es la suma de la EC de los cuatro sub-sistemas: Rueda Impulsora (T_{RI}), Alimentador Vibratorio (T_{AV}), Eje Central de Transmisión (T_{ET}) y del Ventilador (T_V) (ver Fig 2.55.). Estos cuatro sub-sistemas representan de manera aproximada el funcionamiento de la máquina aún cuando se desprecia las pérdidas por fricción en los apoyos, además de despreciar el efecto de las fajas, cuerpos pequeños (pernos, tuercas, huachas) y la soldadura.

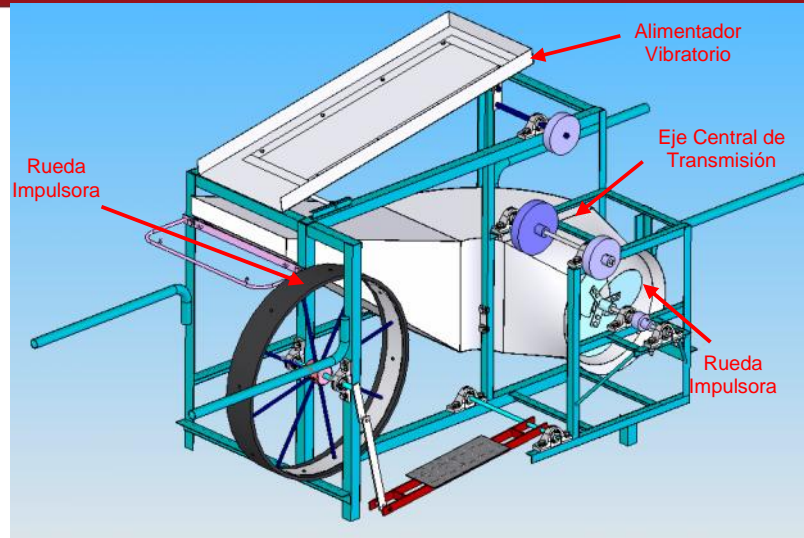


Fig. 2.55: Sub-sistemas involucrados en el balance de energía.

Definimos una expresión para T_{EQ} y T_{SIST} :

$$T_{EQ} = \frac{1}{2} I_{EQ} w_{RI}^2 + \frac{1}{2} I_{RI} w_{RI}^2 \quad (2.10)$$

Donde: T_{EQ} es la EC equivalente en joules (j), I_{EQ} es la inercia equivalente del sistema trasladado al eje de la Rueda Impulsora (RI) en $\text{kg}\cdot\text{m}^2$, I_{RI} es la inercia de la RI en $\text{kg}\cdot\text{m}^2$ y w_{RI} es la velocidad angular de la RI en rad/s.

$$T_{sist} = \frac{1}{2} I_{AV} w_{AV}^2 + \frac{1}{2} I_{RI} w_{RI}^2 + \frac{1}{2} I_{ET} w_{ET}^2 + \frac{1}{2} I_V w_V^2 \quad (2.11)$$

Donde: T_{sist} es la EC del sistema en joules (J), I_i es la inercia de cada sub-sistema en $\text{kg}\cdot\text{m}^2$ y w_i es la velocidad angular de cada sub-sistema en rad/s.

Para obtener la masa de los componentes se consideran las siguientes densidades:

Tabla 2.9: Valores de densidad para el Acero, Aluminio y Caucho.

	Acero	Aluminio	Caucho
Densidad	7850 kg/m^3	2650 kg/m^3	980 kg/m^3

2.6.7.1 INERCIA DEL SUB-SISTEMA ALIMENTADOR VIBRATORIO (AV)

Se considera que sobre la bandeja hay 1 kg de mezcla distribuida sobre ella, esta carga se aplica sobre el centro de gravedad del marco (G1) del AV, además se supone que en G1 se aplica el peso de la bandeja.

Tabla 2.10: Cálculo de la masa de los elementos del AV.

Elemento	Masa (kg)
Bandeja	$m_1=1 + (1.1 \times 0.63 \times 0.00025) \times 7850=2.36$
Marco	$m_2=2.1 \times 0.038 \times 0.0035 \times 7850=2.19$
Eje excéntrico* ($\varnothing 16\text{mm}$, área=0.0002 m ²)	$m_3=0.0002 \times 0.14 \times 7850=0.22$
* m ₃ es la masa de la sección excéntrica y m ₄ la masa de la sección colineal	$m_4=0.0002 \times 0.5 \times 7850=0.79$
Masa del AV (M_{AV})	2.36+2.19+0.22+0.79=5.56

En la Fig. 2.56. Se muestra el modelo del AV que esta articulado en A y en B se permite el desplazamiento horizontal, por el punto C pasa un eje coincidente con eje longitudinal del tramo excéntrico. La inercia de los elementos serán trasladados al eje de giro (Articulación A) del AV, para ello se usará el teorema de los ejes paralelos tomando la máxima distancia entre ejes para evaluar el caso crítico (ver Fig. 2.56)

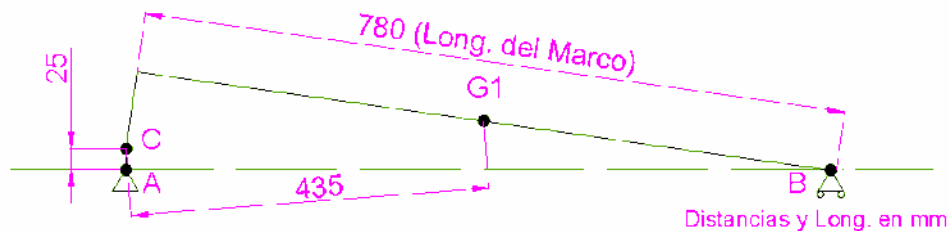


Fig. 2.56: Modelo del Alimentador Vibratorio.

Con las indicaciones anteriores calculamos la inercia de los elementos del AV:

Tabla 2.11: Cálculo de la inercia de los elementos del AV.

Elemento	Inercia (kg-m ²)
Bandeja	$I = \frac{1}{12} \times 2.36 \times 1.1^2 + 2.36 \times 0.435^2 = 0.68$
Marco	$I = \frac{1}{12} \times 2.19 \times 0.78^2 + 2.19 \times 0.435^2 = 0.52$

Eje excéntrico	$I = \frac{1}{2} \times 0.22 \times 0.008^2 + 0.22 \times 0.025^2 \cong 0$
	$I = \frac{1}{2} \times 0.79 \times 0.008^2 + 0 \cong 0$
Inercia del AV (I_{AV})	0.68+0.52+0+0=1.2

2.6.7.2 INERCIA DEL SUB-SISTEMA RUEDA IMPULSORA

En este caso el análisis será en el eje que coincide con el centro de la Rueda Impulsora (Pto. A en la Fig. 2.57), las únicas inercias a trasladar serán las de los radios (ocho en total) que se encuentran aplicadas aproximadamente a la mitad de su longitud (Pto. B), es decir, a 150 mm del eje de análisis.

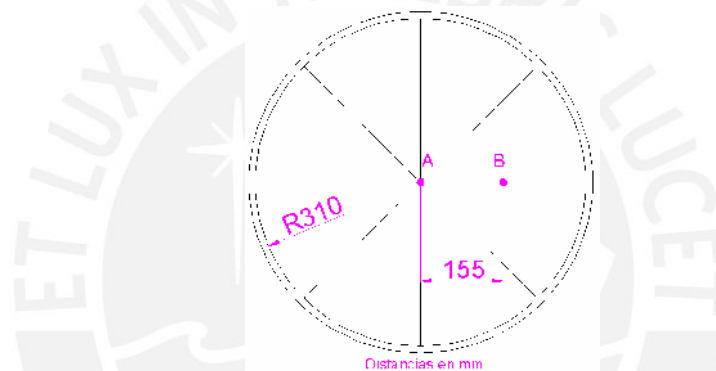


Fig. 2.57: Esquema de la Rueda Impulsora.

Tabla 4.12: Cálculo de la masa de los elementos de la RI.

Elemento	Masa (kg)
Banda de Caucho externa	$1.95 \times 0.1 \times 0.01 \times 980 = 1.91$
Anillo de la rueda	$1.88 \times 0.064 \times 0.0048 \times 7850 = 4.53$
Radios ($\varnothing 9\text{mm}$, área = $6 \times 10^{-5} \text{ m}^2$)	$8 \times (6 \times 10^{-5} \times 0.30 \times 7850) = 1.13$
Cubo central ($\varnothing 60\text{mm}$, área = 0.0028 m^2)	$0.0028 \times 0.06 \times 7850 = 1.32$
Masa de la RI (M_{RI})	$1.91 + 4.53 + 1.13 + 1.32 = 8.89$

Para trasladar la inercia al eje de referencia se usa el teorema de los ejes paralelos:

Tabla 4.13: Cálculo de la inercia de los elementos de la RI.

Elemento	Inercia ($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)
Banda de Caucho externa	$1/2 \times 1.91 \times 0.32^2 = 0.098$
Anillo de la rueda	$1/2 \times 4.53 \times 0.31^2 = 0.218$

Radios	$1.13 \times (1/12 \times 0.3^2 + 0.155^2) = 0.127$
Cubo central	$\cong 0$
Inercia de la RI (I_{RI})	$0.098 + 0.218 + 0.127 + 0 = 0.443$

2.6.7.3 INERCIA DEL SUB-SISTEMA EJE CENTRAL DE TRANSMISIÓN (ET)

Sobre este eje descansan dos poleas, una que recibe la energía de la RI y la transmite al AV (polea 1), la otra (polea 2) transmite energía para el ventilador (ver Fig. 2.55). Por el centro de gravedad de los elementos pasa el eje de referencia, por ello no es necesario trasladar las inercias.

Tabla 4.14: Cálculo de la masa de los elementos del ET.

Elemento	Masa (kg)
Polea 1	$((0.17^2 + 0.05^2) \times 3.14/4) \times 0.03 \times 2650 = 1.95$
Polea 2	$(0.125^2 \times 3.14/4) \times 0.03 \times 2650 = 0.98$
Eje	$(0.012^2 \times 3.14/4) \times 0.45 \times 7850 = 0.4$
Masa de la ET (M_{ET})	$1.95 + 0.98 + 0.4 = 3.33$

Tabla 4.15: Cálculo de la inercia de los elementos del ET.

Elemento	Inercia (kg-m ²)
Polea 1	0.007
Polea 2	0.002
Eje	$\cong 0$
Inercia de la ET (I_{ET})	$0.007 + 0.002 + 0 = 0.009$

2.6.7.4 INERCIA DEL SUB-SISTEMA VENTILADOR (V)

Para evaluar un caso crítico se considera que el peso de los álabes (incluido barra de apoyo) está aplicado en el centro de los álabes, punto G (ver Fig. 2.58). Para el cálculo de la inercia será necesario trasladar la inercia de los álabes al eje que pasa por el punto A.

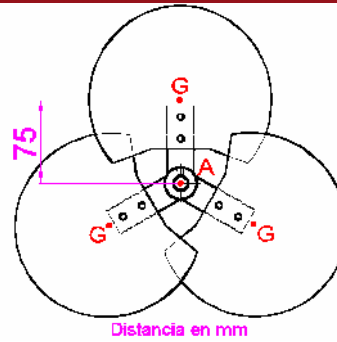


Fig. 2.58: Esquema del Ventilador Axial.

Tabla 4.16: Cálculo de la masa de los elementos del V.

Elemento	Masa (kg)
Álabes	$3 \times ((0.17^2 \times 3.14 / 4) \times 0.001 \times 7850) = 0.54$
Cubo central	$(0.03^2 \times 3.14 / 4) \times 0.08 \times 7850 = 0.44$
Polea 4	$(0.05^2 \times 3.14 / 4) \times 0.04 \times 2650 = 0.21$
Masa del V (M_V)	$0.54 + 0.44 + 0.21 = 1.19$

Tabla 4.17: Cálculo de la inercia de los elementos del V.

Elemento	Inercia (kg-m ²)
Álabes	$0.54 \times (1/2 \times 0.085^2 + 0.075^2) = 0.005$
Cubo central	$1/2 \times 0.44 \times 0.032^2 \cong 0$
Polea 4	$\cong 0$
Inercia de la V (I_V)	$0.005 + 0 + 0 = 0.005$

Para poder completar los términos de las expresiones 2.10 y 2.11 se indican los siguientes valores de velocidad angular y relaciones de transmisión que fueron obtenidas de la geometría de las poleas participantes en cada sub-sistema.

Tabla 4.18: Velocidad angular y relación de transmisión en los sub-sistemas.

Sub-sistema	w_i (rpm)	w_i (rad/s)	i (relación de transmisión)
RI	120	12.6	*Frecuencia de pedaleo
ET	480	50.4	3.7 (de RI a ET)
AV	149	15.65	0.31 (de ET a AV)
V	1200	126	2.5 (de ET a V)

Reemplazando los términos en las ecuaciones 2.10 y 2.11 tenemos:

$$T_{EQ} = 79.38I_{EQ} + 36 \text{ J} \quad (2.12)$$

$$T_{sist} = 146.83 + 35.7 + 10.85 + 39.69 = 233.07 \text{ J} \quad (2.13)$$

$$T_{sist} = (63\%)_{AV} + (15.31\%)_{RI} + (4.66\%)_{ET} + (17.03\%)_V = 100 \% \quad (2.14)$$

Reemplazando términos en la expresión 2.9 obtenemos que: $I_{EQ} = 2.48 \text{ kg}\cdot\text{m}^3$, con la ecuación de momento angular evaluada sobre el eje de giro de la rueda impulsora que pasa por el Pto. A (ver Fig. 2.57) tenemos la expresión 2.15:

$$F \times r_b = (I_{EQ} + I_{RI}) \times \alpha_{RI} \quad (2.15)$$

Donde: F es la fuerza perpendicular a la biela en Newtons (N), r_b es la longitud de la biela en metros (m) y α_{RI} es la aceleración angular de la Rueda Impulsora (RI) en rad/s^2 . Para definir un valor de α_{RI} se considera que: la rueda esta girando a una velocidad inicial $\omega_o = 120 \text{ rpm} = 12.57 \text{ rad/s}$ y que al término de dos vueltas (autonomía de una vuelta) la velocidad final ω_f será igual a cero. Con $\omega_o=120 \text{ rpm}$ se concluye que el tiempo de giro, t_g , para las dos vueltas será de un segundo ($t_g= 1 \text{ s/rev}$). Reemplazando los valores en la siguiente expresión de MRUV para movimiento circular, tenemos:

$$\omega_o - \alpha_{RI} \cdot t = \omega_f = 0$$

$$12.57 - \alpha_{RI} \cdot 1 = 0$$

$$\alpha_{RI} = 12.57 \text{ rad/s}^2$$

La posición idónea para transmitir la fuerza a la biela es cuando (ver Fig. 2.59 a)) es cercano a 45° (ver sección 2.6.5) para este análisis se considera $\theta = 42^\circ$, este es uno de los posibles valores en el que se transmite la carga, pues los periodos de tiempo entre cada accionamiento del pedal, no son constantes.

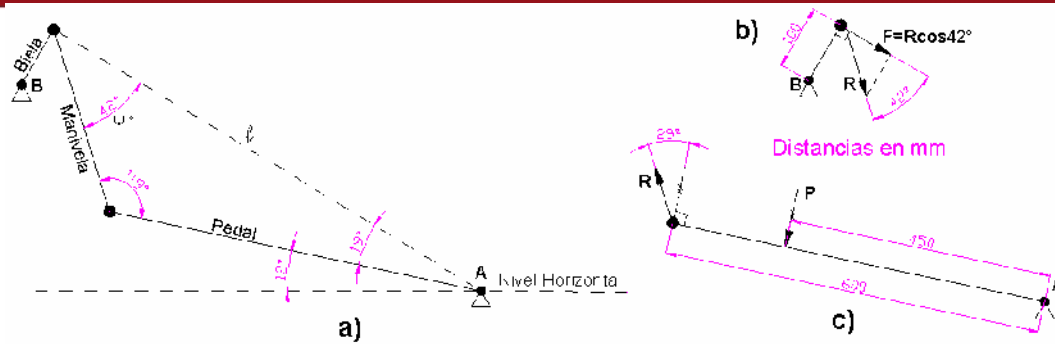


Fig. 2.59: a) Modelo del mecanismo para una posición con $\theta = 42^\circ$, b) DCL de la Biela para $\theta = 42^\circ$, c) DCL del Pedal para $\theta = 42^\circ$.

En la Fig. 2.59 b) y c) se muestra el diagrama de cuerpo libre (DCL) de la Biela y el Pedal, respectivamente, donde P es la fuerza aplicada por el operario sobre el pedal, R es la fuerza transmitida por la Manivela y F es la fuerza encargada de generar el torque motriz; P, R y F en Newtons (N). Reemplazando los términos en la expresión 2.14 tenemos:

$$F \times 0.1 = (2.48 + 0.458) \times 12.57$$

$$F = 369.31 \text{ N}$$

Evaluando una sumatoria de momentos en el punto A del Pedal (ver Fig. 2.59 c)) y de la expresión para F de la Fig. 2.59 b), obtenemos:

$$(F / \cos 42^\circ) \times \cos 29^\circ \times 0.6 = P \times 0.45$$

$$F = 369.31 = 0.64 \cdot P$$

$$\therefore P = 577.05 \text{ N}$$

Aplicando 578 N sobre el pedal garantizamos que el sistema complete un ciclo (gire una vuelta completa) y tenga energía suficiente para dar una vuelta más, con un solo impulso; la RI ayudará a compensar la energía necesaria para mover el sistema (función de volante), reduciendo así la fuerza a aplicar sobre el pedal. (El análisis detallado del funcionamiento de la RI como volante queda fuera del tema de tesis).

En un experimento realizado sobre una balanza casera, se pudo determinar que en promedio un hombre puede aplicar un impulso de 600 N por cada pisada, que sería

el accionamiento del pedal. Por lo tanto es posible que un hombre pueda accionar la máquina.

2.6.7.5 ANÁLISIS DE RESISTENCIA Y RIGIDEZ DEL EJE DE LA RUEDA (ER)

Por la potencia transmitida en el sistema (120 W) las cargas a las que estará sometido el eje (y todos los demás componentes de la máquina) son pequeños comparados con las cargas ocurridas en equipos industriales que transmiten fácilmente más de 1 KW de potencia. Por los bajos ciclos de operación de la máquina el análisis de fatiga no se considera, con el siguiente análisis se demuestra los pequeños esfuerzos y deformaciones a las que está sometido el eje.

a) DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE (DCL) DE ER

En la Fig. 2.60 a) se define completamente al eje cuya longitud es de 310 mm, y en la Fig. 2.60 b) se muestra el DCL de ER apoyado en dos chumaceras (puntos A y B), el momento torsor T es el transmitido por la Biela, la carga C es la suma del peso de la rueda y el de una carga desbalanceada con masa igual al de la rueda. El caso crítico de análisis es cuando ambas cargas coinciden, con ello definimos la expresión para 2.16 para C :

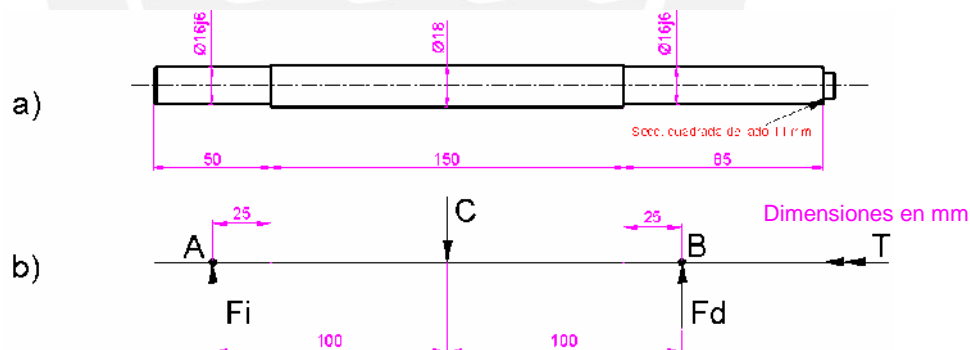


Fig. 2.60: a) Dimensiones de ER, b) DCL de ER.

$$C = m \cdot g + m \cdot r \cdot \omega^2 \quad (2.16)$$

Donde: m es la masa de la RI en kg, g es la gravedad en m/s^2 , r es el radio de giro de la masa desbalanceada en metros (m) y ω es velocidad angular de giro de la masa desbalanceada en rad/s. Para r se considera el radio exterior de la rueda (.31m) y para ω la velocidad de giro de la RI (120 rpm). Reemplazando valores en la expresión 2.15 tenemos:

$$C = 8.89 \times (9.81 + 0.31 \times 12.57^2) = 522.66 \text{ N}$$

El momento torsor T, esta definido en la expresión 2.17, reemplazando valores tenemos:

$$T = F \times r_b = 396.61 \times 0.1 \tag{2.17}$$

$$T = 39.66 \text{ N-m}$$

Definida la carga C y el momento T es posible obtener los diagramas de fuerza cortante (DFC), momento flector (DMF) y el de momento torsor (DMT).

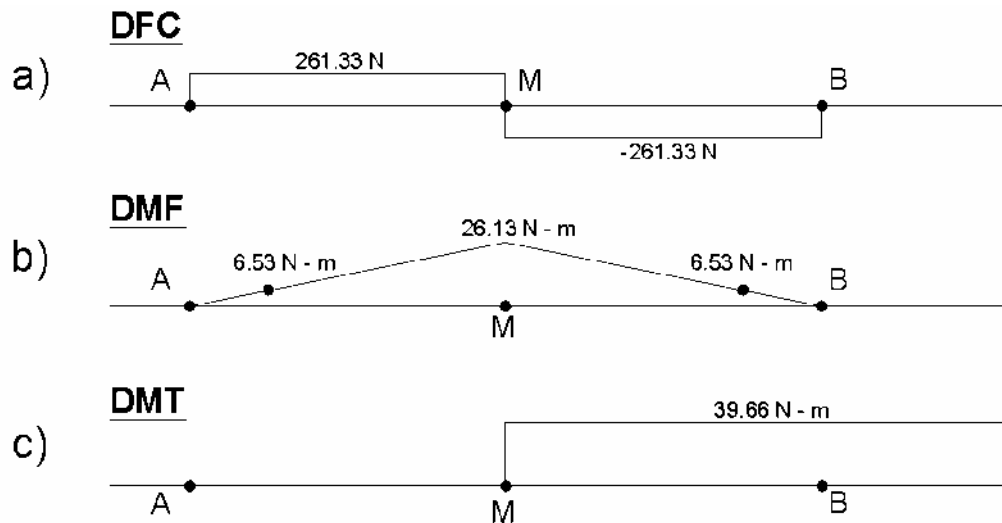


Fig. 2.61: a) Diagrama de fuerza cortante, b) Diagrama de momento flector, c) Diagrama de momento torsor.

El punto M es donde se aplica la carga C y es donde el momento T es transmitido a la Rueda Impulsora, para estimar el esfuerzo equivalente (σ_{eq}) se usará el criterio de Von Misses ya que en el eje se aplica un momento torsor y un momento flector. Para el análisis se considera al punto M como crítico ya que el cambio de sección es solo de 1 mm al diámetro y se estima obtener un factor de seguridad alto (mayor a 2.5). Reemplazando valores en las expresiones para los esfuerzos correspondientes, tenemos:

$$\sigma = \frac{26.13 \times 9}{\left(\frac{\pi \cdot 9^4}{4}\right)} \times 1000 = 45.64 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau = \frac{39.66 \times 9}{\left(\frac{\pi \cdot 9^4}{2}\right)} \times 1000 = 34.65 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 1.3\tau^2} \quad (2.18)$$

La expresión 2.18 define el esfuerzo equivalente (σ_{eq}) según Von Mises, reemplazando los valores de σ y τ en la expresión obtenemos:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{45.64^2 + 1.3 \times 34.65^2} = 60.36 \text{ N/mm}^2$$

Para el prototipo se usó una barra comercial de material A-36 cuyo esfuerzo admisible (σ_{adm}) es 253 N/mm², determinamos el FS.

$$FS = 253 / 60.36 = 4.19$$

El FS obtenido es elevado para el caso de elementos de máquinas, pero se considera válido pues al ser elemento de máquina transportable se estima que habrá golpes sobre el eje. Una reducción en el diámetro no representa un ahorro sustancial en peso ni en costo.

Para determinar la deflexión máxima del eje se usará la expresión 2.19, el análisis se hará en el punto M, reemplazando los valores, tenemos:

$$\delta = \frac{FL^3}{48EI} = \frac{522.66 \times 200^3}{48 \times 210000 \times \left(\frac{\pi \cdot 9^4}{4}\right)} \times 1000 = 0.081 \text{ mm} \quad (2.19)$$

Considerando como deflexión máxima a $L/200 = 200/200 = 1 \text{ mm}$, la deformación es pequeña. La deformación por el momento torsor no se evalúa pues la carga cortante es pequeña.

2.6.7.6 ANÁLISIS DE RESISTENCIA Y RIGIDEZ DEL EJE EXCÉNTRICO DEL ALIMENTADOR VIBRATORIO (EAV)

Este eje está apoyado en dos chumaceras punto R y P de la Fig. 2.62 las cargas C_1 y C_2 son la descomposición de la carga C_{av} que es la carga dinámica provocada por el Alimentador Vibratorio (AV) durante su giro y transmitida al eje por el contacto de dos rodamientos, al igual que el análisis de la RI, C_{av} será la suma del peso del

AV y una masa desbalanceada de masa similar al del AV, por ello definimos la expresión 2.20:

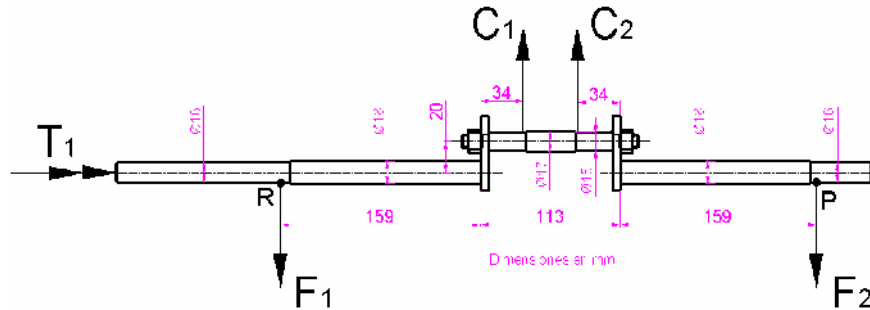


Fig. 2.62: DCL del eje excéntrico del Alimentador Vibratorio.

$$C_{AV} = C_1 + C_2 = m_{AV}(g + r_A \times \omega_{AV}^2) \tag{2.20}$$

Donde: m_{AV} es la masa del AV en kg, r_A es el radio de giro de la masa desbalanceada en m, ω_{AV} es la velocidad angular del AV en rad/s, C_{AV} está aplicado en el centro del tramo excéntrico y por la simetría de este $C_1 = C_2$. Reemplazando los valores en 2.20:

$$C_{AV} / 2 = C_1 = C_2 = (5.56 \times (9.81 + 0.02 \times 15.65^2)) / 2$$

$$C_1 = C_2 = 81.78 \text{ N}$$

De la expresión 2.14 se aprecia que el 63% de la energía entregada es consumida por el AV, es así que T_1 está definida por:

$$\frac{P}{\omega} = T_1 = \frac{120 \times 0.63}{15.65} = 4.83 \text{ N - m}$$

El efecto de este momento torsor se desprecia pues genera solo un esfuerzo cortante de 5.35 N/mm² en la sección más angosta.

El análisis de este elemento se hizo por elementos finitos usando el software ALGOR (versión 13). Con la ayuda del software se pudo analizar esfuerzos y desplazamientos simultáneos (para ver el registro completo de la información obtenida en el software revisar el Anexo 1). En la Fig 2.63. se presenta la escala a colores de los valores de la deflexión (desplazamientos). Los valores están en magnitud pues en el programa indican el mayor desplazamiento de los puntos desde su posición inicial.

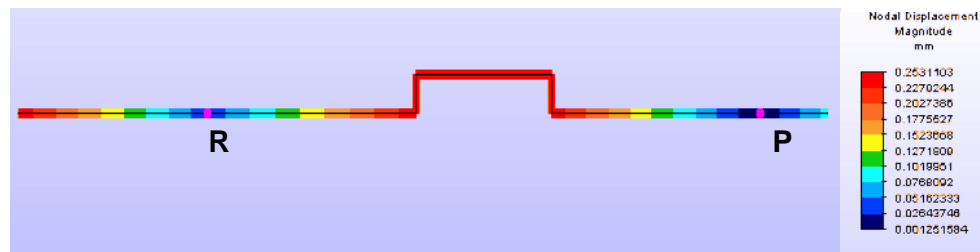


Fig. 2.63: Valores del desplazamiento del eje excéntrico en la escala de colores.

Considerando como deformación máxima: $L / 200 = 431 / 200 = 2.16 \text{ mm}$ la deflexión de 0.25 mm se acepta.

En la Fig. 2.64 se presenta los valores del esfuerzo crítico en la escala de colores.

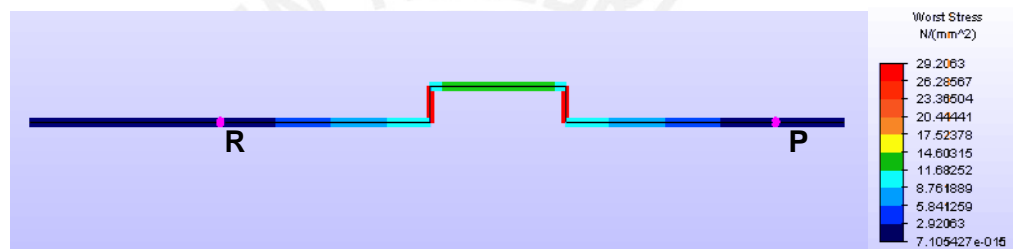


Fig. 2.64: Valores del esfuerzo crítico del eje excéntrico en la escala de colores.

Para el prototipo se usó material A-36, por lo que se obtiene un $FS = 8.66$, este valor es elevado; sin embargo su selección se justifica por la razón de evitar una variedad de dimensiones en el material, pues de este eje también se fabricó el eje de la rueda. Una reducción de la sección transversal del eje no representa mejoras sustanciales en el costo ni en el peso.

2.6.7.7 ANÁLISIS DE VELOCIDAD CRÍTICA EN EL EJE DEL VENTILADOR (EV)

De la expresión 2.14 se aprecia que el 17% (20.4 W) de la energía entregada es consumida por el ventilador, produciéndose en el eje esfuerzos pequeños; sin embargo debido a la velocidad de operación (1200 rpm) el análisis de velocidad crítica será determinante. En la Fig. 2.65 a) se muestra el montaje del eje, con el ventilador, apoyado sobre dos chumaceras en los puntos A y B; despreciando el torque entregado y la tensión de montaje del elemento flexible, tenemos el DCL mostrado en la Fig. 2.65 b) para un instante dado.

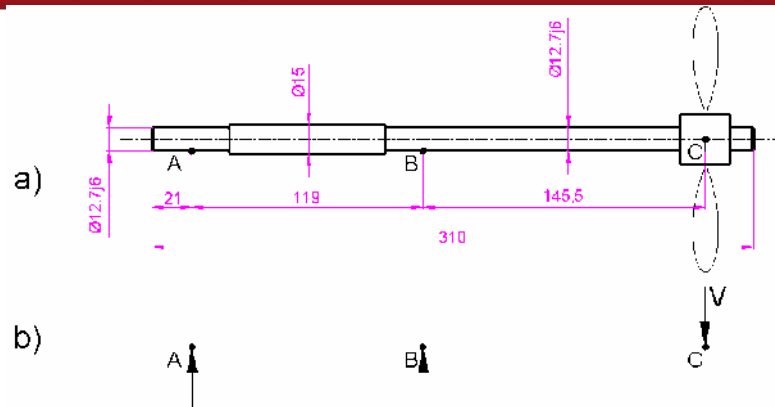


Fig. 2.65: a) Esquema del eje del ventilador (EV) montado en el extremo con el ventilador, b) DCL del EV.

La carga V que es el peso del ventilador ($m_v = 1.2 \text{ kg}$) provocará una deflexión en el extremo de la barra, para calcularla se uso el software Algor (versión 13) y los resultados de los desplazamientos se presentan en la Fig. 2.66 (ver análisis completo en el Anexo 2),

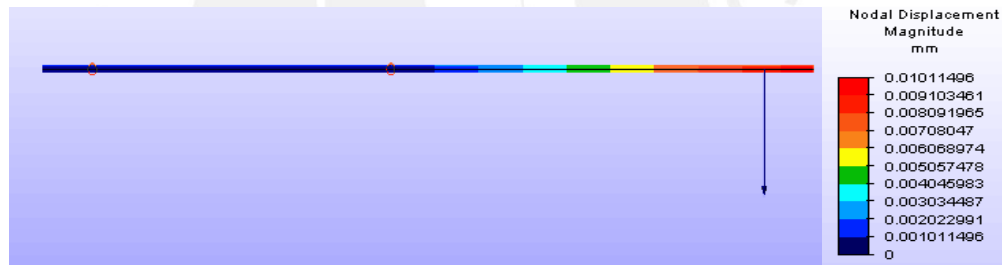


Fig. 2.66: Valores del desplazamiento del eje del ventilador en la escala de colores.

Definiendo a la rigidez K del EV, tenemos la expresión 2.21:

$$K = \frac{1}{\delta} \tag{2.21}$$

Donde δ es el desplazamiento del punto C (Fig. 2.65 b) en m, tomando a $\delta = 0.00001$ de la escala de colores de la Fig. 2.66 y reemplazando en la expresión 2.21:

$$K = \frac{1}{0.00001} = 100000 \text{ m}^{-1}$$

Para la velocidad crítica del eje (ω_{eje}) tenemos la expresión 2.22:

$$\omega_{eje} = \sqrt{\frac{K}{m_v}} = \sqrt{\frac{100000}{1.19}} = 289.89 \text{ rad/s} \quad (2.22)$$

Donde: ω_{eje} esta en rad/s, K es la rigidez en m^{-1} y m_v es la masa del ventilador en kg. Para que el ventilador trabaje optimamente la velocidad de operación ($\omega_v = 126$ rad/s) debe cumplir la siguiente expresión 2.23 [23]:

$$\omega_{eje} \times (25\% \dots 45\%) > \omega_v \quad (2.23)$$

La velocidad ω_v es el 43% de la velocidad ω_{eje} , por lo tanto la velocidad de operación del EV no producirá vibraciones perjudiciales en el sistema.

2.6.7.8 ANÁLISIS DE LA ESTRUCTURA METÁLICA

Para el caso de la estructura, se analizarán las deformaciones y esfuerzos producidos por: su propio peso al ser transportada, por las cargas dinámicas (durante la operación) y por último evaluamos sus frecuencias naturales.

Para el transporte la estructura presenta 4 mangos, para el análisis con el software ALGOR (análisis completo en el Anexo 3), los extremos de los mangos se suponen fijos. La deformación y esfuerzos son producidas por el peso de la estructura y por el peso de la rueda y el alimentador vibratorio en sus respectivas posiciones.

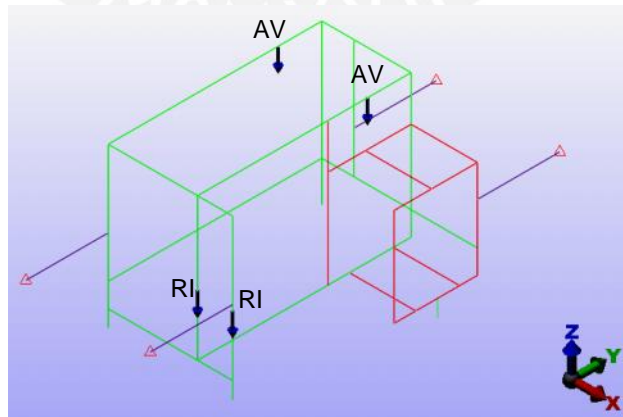


Fig. 2.67: DCL de la estructura fijado en los extremos de sus mangos.

En la Fig. 2.67 la carga AV es el peso del Alimentador Vibratorio igual a 55.6 N y la carga RI es el peso de la Rueda Impulsora igual a 88.9 N, el peso de la estructura es de 360 N.

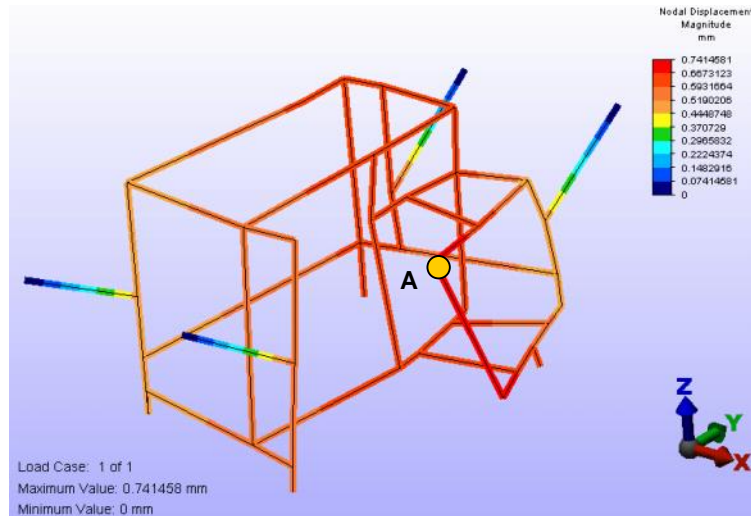


Fig. 2.68: Deformación producida por el propio peso y la escala a colores.

En la Fig. 2.68 se muestra los valores de la deformación a nueve veces la escala real, el máximo desplazamiento es de 0.7 mm y se produce en el punto A, por ser una estructura compleja no se puede determinar un valor de deformación comparativo, se concluye que la deformación es despreciable. Las cargas AV y RI producen un esfuerzo máximo de 65.06 N/mm^2 a tracción (ver Fig. 2.69), el límite de fluencia del material (ASTM A 36) es de 253 N/mm^2 , se concluye que la estructura no falla por resistencia.

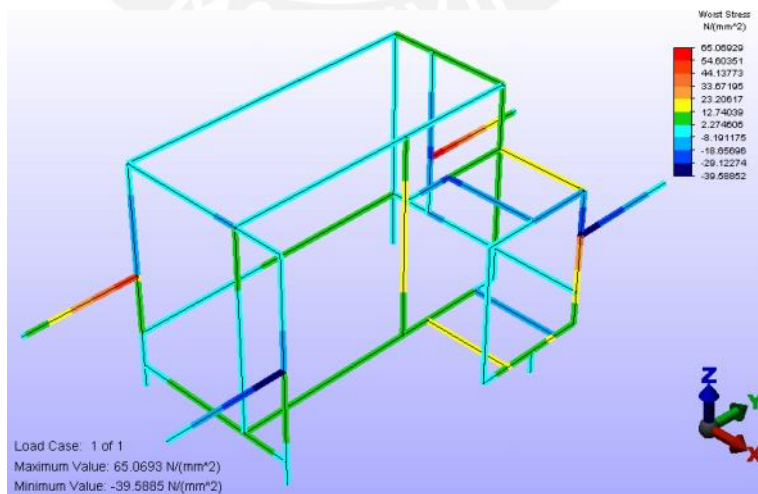


Fig. 2.69: Esfuerzo producido por el propio peso, y la escala a colores.

Las cargas dinámicas que la estructura soporta durante la operación de la máquina se analizaron para el eje de la rueda y para el eje excéntrico (ver secciones 2.6.7.5 a) y 2.6.7.6), estas cargas se consideran las más críticas. Para modelarlo en el software se considero a los puntos A, B, C y D (ver Fig. 2.70) impedidos de trasladarse en los tres ejes.

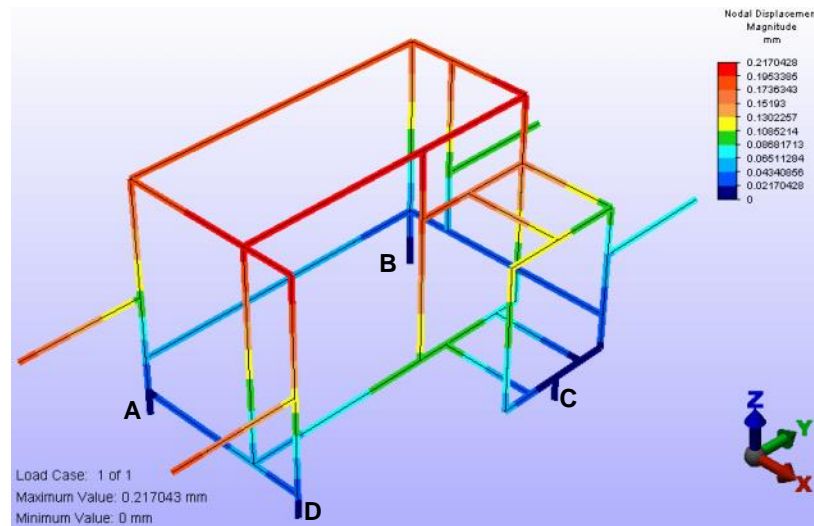


Fig. 2.70: Deformación producida por cargas dinámicas, y la escala a colores.

En la Fig. 2.71 se muestra los esfuerzos producidos por las cargas dinámicas, que comparados con los esfuerzos producidos por el propio peso de la estructura, hacen que estos últimos sean los críticos.

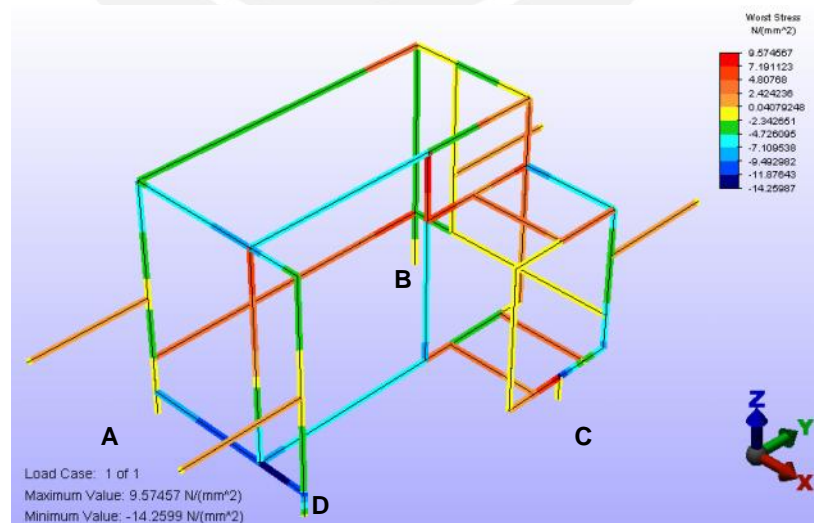


Fig. 2.71: Esfuerzo producido por cargas dinámicas, y la escala a colores.

En la Fig. 2.73 se muestra la deformación producida por la primera frecuencia natural (FN) a nueve veces la escala real (las cinco primeras FNs y sus deformaciones se muestran en el Anexo 4). Estos valores fueron evaluados suponiendo a los puntos A, B, C y D restringidos para cualquier desplazamiento en los tres ejes.

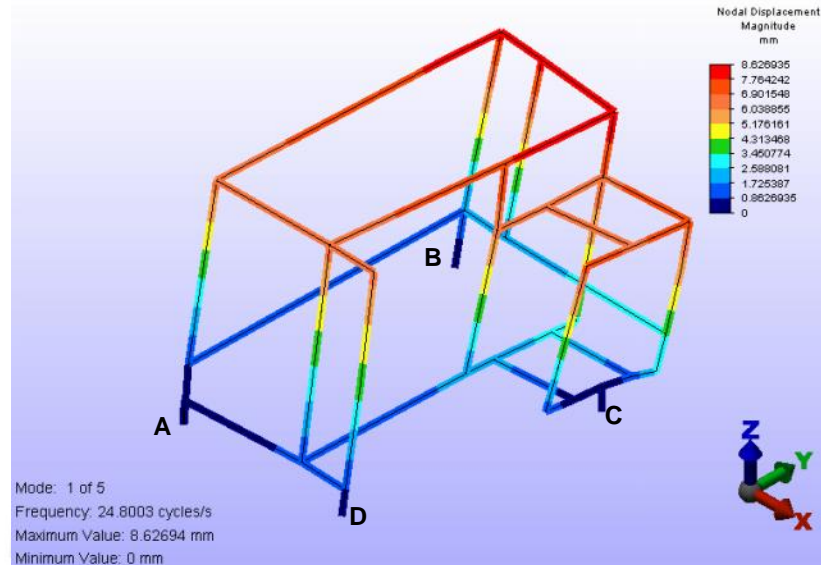


Fig. 2.73: Deformación producida por la primera frecuencia natural de la estructura, y la escala a colores.

Considerando que el desbalance en el eje del ventilador produce una carga por cada vuelta del eje, a una velocidad de giro de 1200 rpm el eje trabaja a una frecuencia de 20 Hz, que es inferior a la primera frecuencia natural, esto garantiza que no habrá vibraciones (oscilaciones) por resonancia, pues el Alimentador Vibratorio y la Rueda Impulsora tienen menores velocidades de giro y con ello menor frecuencia de carga.

CAPÍTULO 3

3. FABRICACIÓN

3.1 PLANOS

Los planos son los siguientes:

Tabla 3.1 Codificación y descripción de los planos

Código (Lámina)	Prototipo experimental
E - A0 - 1	Ensamble de la máquina venteadora
D - A0 - 2	Estructura metálica
D - A2 - 3	Ducto rectangular para aire
D - A3 - 4A	Alimentador vibratorio: Marco base y eje
D - A3 - 4B	Alimentador vibratorio: Bandeja y plancha acanalada
D - A3 - 5	Rueda impulsora
D - A3 - 6	Pedal (Mec. De Accionam.)
D - A3 - 7	Biela - Manivela (Mec. De Accionam.)
D - A3 - 8	Ventilador axial
D - A3 - 9	Ejes del Mecanismo de Accionamiento
D - A3 - 10	Eje del tren receptor (Eje 1, Eje 3)
D - A3 - 11	Eje excéntrico del Alimentador Vibratorio
D - A3 - 12	Poleas
D - A3 - 13	Recolector de granos

La codificación sigue la siguiente nomenclatura:

$$X_1 - X_2 - X_3$$

X_1 indica si es un plano de ensamble (E) o despiece (D), X_2 indica el formato del plano y X_3 indica el número correlativo en orden de importancia.

3.2 PROCESO DE FABRICACIÓN

El diseño de la máquina preveía una fabricación en un taller artesanal (de mediana infraestructura). Los tipos de talleres pueden ordenarse por diferentes aspectos que se consideran, como: su tamaño, su producción, las maquinarias usadas, etc. Por ello se indica que por un taller artesanal, que es común al interior del país, se entiende a aquel que tenga equipos básicos como: Equipos de soldadura de arco eléctrico, esmeriles de banco, amoladores, arcos de sierra, mesas de trabajo, herramientas generales (martillos, cinceles, juego de llaves boca y corona, juego de brocas, etc.), taladro vertical y por último un torno horizontal de una bancada promedio (1 m de longitud) entre otros equipos. Con la intención de evaluar este método de fabricación se optó por fabricar la máquina en un taller de provincia con características de un taller artesanal como el indicado anteriormente.

La fabricación se realizó en etapas y tuvo el siguiente orden: Estructura metálica, mecanismo impulsor (rueda impulsora, pedal, biela, manivela), alimentador vibratorio, ejes y poleas, sistema de ventilación (ducto y ventilador). Durante la fabricación se ejecutó modificaciones con el fin optimizar el funcionamiento y fabricación además de reducir costos, tales cambios fueron posibles gracias a la orientación técnica del personal del taller quienes pusieron en evidencia su experiencia. A continuación se describe y detalla la fabricación de los diferentes componentes de la máquina en el orden anteriormente indicado.

3.2.1 ESTRUCTURA METÁLICA

La estructura está conformada en un 90% (21 Kg) por ángulo de 1/8" x 1 1/2" x 1 1/2" y el 10% (7.5 Kg) por ángulo de 1/8" x 1" x 1", la unión entre los perfiles no tiene destajo, pues esta técnica demanda mayor trabajo y hace menos rígida la unión comparada con la unión entre caras (ver Fig. 3.1), que fue la usada para armar la estructura, la técnica usada era favorable pues no había la necesidad de que las caras de los perfiles, en las uniones, sean coplanares.



Fig. 3.1: Unión de perfiles entre caras sin destajo.

3.2.2 MECANISMO IMPULSOR

3.2.2.1 RUEDA IMPULSORA

Es el componente principal y el de mayor tamaño pues actúa también como volante, su estructura esta basada en un anillo de platina de 3/16" x 2 1/2" unida a un cubo central por ocho radios de barras redondas de diámetro de 3/8" (ver Fig. 3.2). El cubo es de sección circular con un diámetro de 62 mm y una longitud de 60 mm, el cual esta fijado por prisioneros (dos) al eje de la rueda. Para incrementar la inercia de la rueda se instaló una banda de caucho a lo largo de la cara externa del anillo de platina, esta banda de caucho es la utilizada para el reencauchado de llantas o puede ser extraída de una llanta en desuso. Es primordial, para obtener un buen balance, que sobre un mismo plano estén los radios y las circunferencias centrales tanto del cubo como del anillo de platina.

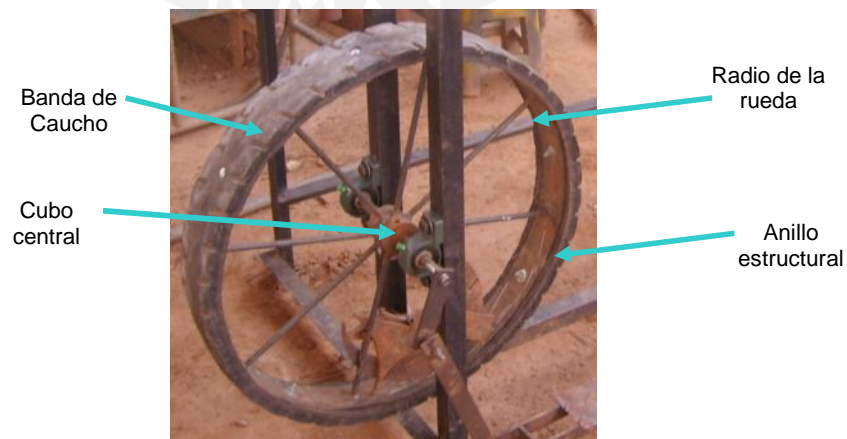


Fig 3.2: Rueda impulsora y componentes.

La parte más complicada del montaje de la rueda es hacer que el cubo y el anillo sean concéntricos, aun cuando los radios tengan las dimensiones exactas, pues el anillo es rolado manualmente obteniéndose una sección casi circular. Por ello es importante que todos los radios tengan exactamente la misma longitud.

3.2.2.2 PEDAL

Es el componente que acciona al mecanismo en si, estructurado por platinas de $1/4"$ x $1 \frac{1}{4}"$ y una sección de plancha estriada donde se apoyará el pie (ver Fig. 3.3), se usó dos platinas paralelas longitudinalmente para darle estabilidad pues las pisadas (impulsoras) no siempre tienen la misma incidencia y fuerza. Fue importante que los agujeros pasantes por ambas platinas (para los ejes) sean hechos en el mismo proceso (sin girar la pieza) para garantizar la coincidencia de los mismos, el pedal fue fijado a su eje de apoyo después de hacer el montaje definitivo de todo el mecanismo impulsor.



Fig. 3.3: Vista de componentes del pedal.

3.2.2.3 BIELA Y MANIVELA

Ambas piezas de platina de $1/4"$ x $1 \frac{1}{4}"$ son el nexo entre la rueda y el pedal (ver Fig. 3.4), la manivela que posee un tubo de sacrificio en el extremo unido al pedal, este tubo también permite centrar a la manivela entre las platinas paralelas de pedal para evitar un momento que fuerce innecesariamente al sistema, su otro extremo solo posee un agujero para facilitar el montaje con la biela.

La biela se une a la manivela por un eje roscado en un extremo para alojar a una tuerca y posee un tubo de sacrificio que hace de espaciador entre estos componentes, en el otro extremo posee un agujero cuadrado el cual aloja un extremo del eje de la rueda. Este agujero fue hecho a partir de uno redondo y con la ayuda de una lima cuadrada se definió la forma final.

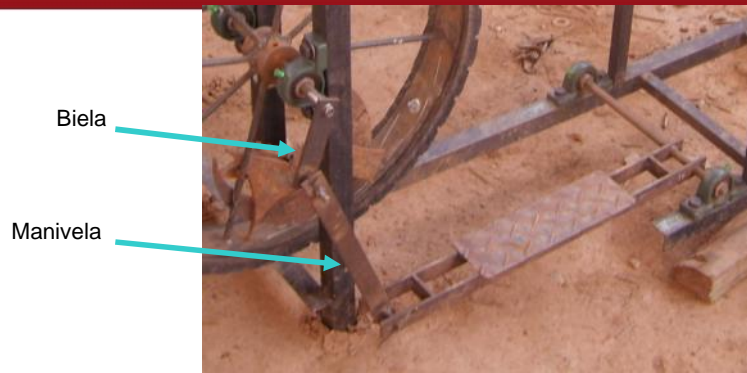


Fig. 3.4: Vista de biela y manivela.

El montaje definitivo involucra un especial cuidado de la distancia entre manivela y biela pues este último está fijado al eje de la rueda con un perno de cabeza hexagonal y con el movimiento circular de los componentes es posible un choque entre manivela y perno.

3.2.3 ALIMENTADOR VIBRATORIO

La intención es que este componente sea lo más ligero posible pero que a la vez posea una estructura que le otorgue rigidez. Esta compuesto por una bandeja de plancha galvanizada de 0.25 mm de espesor y un marco de platina de 1/8" x 1 1/2" el cual por su longitud (815 mm) necesitó de refuerzos de ángulos de plancha de 1/16" de espesor para evitar la flecha producida por su propio peso (ver Fig. 3.5). En uno de los extremos se alojan dos rodamientos de bolas por ello el cubo tiene una pista interior para facilitar el alineamiento y montaje. En el otro extremo se instaló un eje, para el movimiento horizontal, el cual fue fijado al alimentador después de instalar los dos rodamientos de bolas en sus extremos, se tuvo cuidado al alinear las orejas que alojan a este último eje pues sus agujeros fueron hechos antes de ser fijados, de lo contrario este eje podría no estar alineado con el eje excéntrico y se produciría una fricción innecesaria de los rodajes con la superficie de apoyo.



Fig. 3.5: Vista de componentes del alimentador vibratorio.

3.2.4 EJES Y POLEAS

Todos los ejes fueron mecanizados en un torno horizontal, su montaje definitivo fue por un par de prisioneros por cada chumacera para facilitar su montaje. El eje excéntrico (EEX) fue unido a sus bielas respectivas a través de agujeros cuadrados y fijados por tuercas en cada extremo (ver Fig. 3.6), esta combinación garantiza rigidez y facilidad en su montaje y desmontaje, las pistas superficiales interior y exterior del cubo y el EEX, respectivamente, permitieron un fácil montaje de los rodajes y una sencilla alineación del conjunto. El eje de la rueda en un extremo tiene rosca interior y una sección cuadrada que es insertado en el agujero de la misma forma de la biela del mecanismo impulsor, esta unión complementa el ajuste del perno de rosca derecha (sentido contrario al giro).



Fig. 3.6: Vista de componentes del alimentador vibratorio.



Fig. 3.7: Vista de la polea hechiza para faja plana.



Fig. 3.8: Vista de la polea de aluminio para faja plana.

Las poleas son para faja plana, cinco en total, fueron mecanizadas en el mismo torno horizontal que los ejes, todas tienen una concavidad de 3° y las tres más pequeñas son de aluminio (ver Fig. 3.8) y las dos más grandes fueron fabricadas a partir de un anillo de platina de acero (A-36) con un perno de diámetro de 1" como cubo (ver Fig. 3.7), se optó por esta alternativa pues no se pudo encontrar en el mercado un eje de aluminio del diámetro necesitado (150mm). Todas las poleas fueron fijadas a sus respectivos ejes mediante un par de prisioneros separados 120° aproximadamente.

Cabe indicar que el elemento flexible usado como faja fue de secciones de una faja transportadora, dicho material fue de menor costo que una faja plana de capas de material de cuero y antideslizantes, adecuada para los requerimientos. El uso del material alternativo fue posible por la baja potencia a transmitir (100 W) ya que una faja plana especializada es para transmitir potencia superiores al 1 KW.

3.2.5 SISTEMA DE VENTILACIÓN

3.2.5.1 DUCTO

Esta dividido en tres tramos (ver Fig. 3.9) y fabricado a partir de plancha galvanizada de 0.25 mm de espesor y soldado en su totalidad con puntos eléctricos. El reducido peso del conjunto facilitó notablemente la unión de las secciones y además se tuvo especial atención en la ampliación de las secciones transversales, con el sentido de ingreso-salida del flujo, en las zonas de unión de los tramos.



Fig. 3.9: Vista de los tramos del ducto.

El cambio de sección circular a cuadrada en el tramo de entrada del ducto fue el de fabricación más compleja debido a su forma, en la sección del codo de 90° las placas deflectoras dieron rigidez al componente mientras que en la sección inclinada fue necesario agregar ángulos (ver Fig. 3.10) de la misma plancha, en las cuatro caras interiores para dar rigidez a la sección. Para ensamblar los tramos, oblicuo y curvo, fue necesario primero unir las planchas deflectoras a las caras inferiores y las caras laterales fueron unidas a la cara superior, facilitando así el montaje ya que si todas las piezas se adherían a una sola cara, era difícil poder introducir las puntas de la máquina de soldar (de punto eléctrico), debido a la configuración de las secciones y a la limitada distancia de alcance de las puntas.

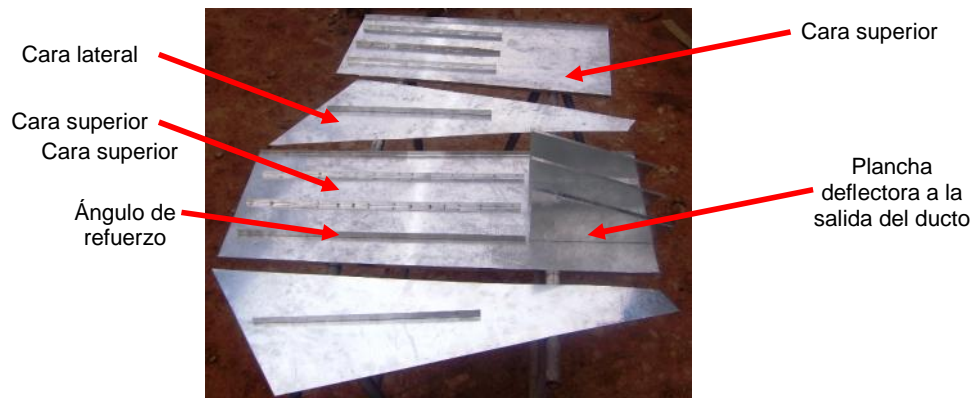


Fig. 3.10: Vista de los ángulos de refuerzo y planchas deflectoras a la salida del tramo oblicuo.

3.2.5.2 VENTILADOR

A los tres álabes se les practicó un ligero dobléz, hacia el interior de la cara de ataque, en la salida del álabe para incrementar su eficiencia y fueron montados al cubo central (ver Fig. 3.11) con la ayuda de una falsa escuadra graduada a 15°. Se tuvo especial atención en la alineación y verticalidad del conjunto (los tres álabes) por ello primero se apuntalaron las bases al cubo y la desalineación inherente a la soldadura fue corregida con ligeros golpes, antes de ser fijados definitivamente. El espesor de la pared del cubo obedece a la necesidad de incrementar el diámetro exterior de este componente para poder montar fácilmente los álabes, el ventilador es fijado a su respectivo eje mediante un par de prisioneros separados 120° aproximadamente.

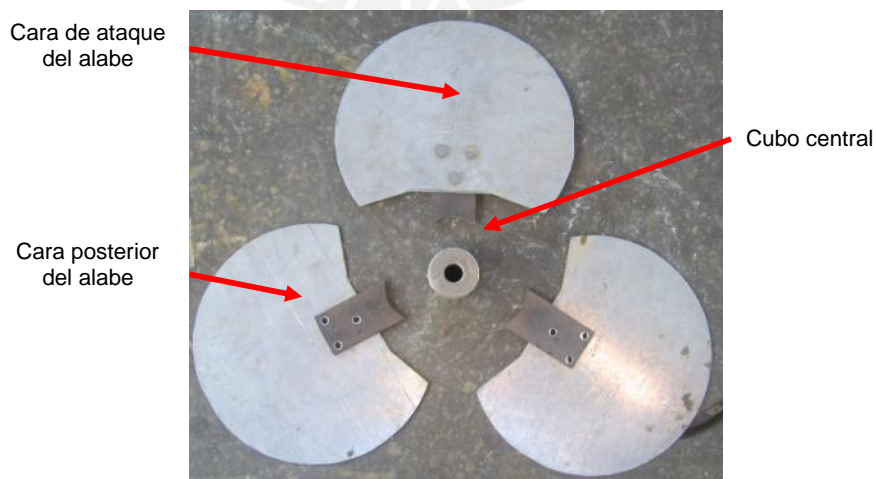


Fig. 3.11: Vista de los álabes y el cubo central del ventilador

3.3 MODIFICACIONES Y RESULTADOS

Durante la fabricación se hizo modificaciones para facilitar el montaje de los componentes, incrementar la eficiencia global y evitar desperfectos durante el funcionamiento de la máquina, algunos de los cambios surgieron por recomendaciones del personal del taller y otros se hicieron evidentes durante el montaje de los componentes. A continuación se describen las modificaciones y sus respectivos resultados.

3.3.1 MECANISMO IMPULSOR

- El eje de la rueda y la biela inicialmente iban a ser soldados pero se optó por unirlos mediante un agujero cuadrado en la biela, el cual permitía un fácil montaje-desmontaje y evitaba un posible giro relativo entre ambos durante el funcionamiento, la unión se complementó con un perno hexagonal alojado en el eje. El resultado fue evidente pues durante el funcionamiento ambas piezas se mantuvieron solidarias.
- La manivela que en un inicio era de una platina de 1/4" x 1 1/4" se cambió por una banda flexible de cuero; este cambio redujo la fatiga en el trabajo del operario pues cuando el pedal retornaba a su posición inicial (posición óptima para el accionamiento) había una fuerza resistente aplicada por la pierna del operario, esto debido a que el accionamiento no es constante y se necesita de un tiempo de recuperación para ejecutar el siguiente accionamiento.
- La manivela y el pedal fueron fijados a sus ejes con un tubo separador (de sacrificio) y por soldadura, respectivamente. No se usó anillos de retención como se había previsto pues el posicionamiento y el mecanizado del canal cuadrado para alojarlos incrementaban los costos de manufactura.

3.3.2 ALIMENTADOR VIBRATORIO

- El marco de platina por su propio peso describía, debido a su longitud, una flecha de aproximadamente 20 mm en la parte central, por ello fue necesario agregar dos ángulos de plancha de 1/16" para reforzar los tramos más largos.
- A la bandeja se le agregó una placa acanalada (ver Fig. 3.12) para incrementar la fricción entre la superficie y la mezcla de broza y granos, pues la velocidad de avance de la mezcla no era apropiada (muy rápido). Con esta placa se logró

reducir el avance y por consiguiente “depositar” y no “arrojar” la mezcla a la corriente de aire.



Fig. 3.12: Vista de los componentes del eje excéntrico

3.3.3 EJE EXCÉNTRICO

- El segmento excéntrico (SE) que inicialmente era soldado a una de las bielas y asurado con un anillo de retención al otro extremo, fue fijado a las bielas mediante una unión cuadrada y con el ajuste de una tuerca hexagonal en la cara exterior de ambos extremos.
- Cuando las bielas eran de 50 mm, se usó dos contrapesos (ver Fig. 3.12) en el eje para evitar el desbalance, cuando se redujo el la longitud a 20 mm (de la biela) ya no era necesario el uso de contrapesos.

Contrapeso del lado izquierdo



Fig. 3.12: Vista de los componentes del eje excéntrico

- Para fijar los rodamiento se uso una pista exterior sobre el SE, suprimiendo el uso de anillos de retención. Esta modificación permitió un fácil montaje y alineación con el cubo respectivo del alimentador vibratorio.

3.3.4 SISTEMA DE VENTILACIÓN

- El tramo oblicuo del ducto carecía de rigidez en las cuatro caras, por ello se le agregó platinas de la misma plancha en las caras interiores de la sección. Esta

modificación permitió una mejor manipulación del ducto en general, pues este tramo era el de mayor longitud y el mayor tamaño.

- A los álabes del ventilador se le agregó un pequeño doblez a la salida de la cara de ataque.

3.3.5 POTENCIA DEMANDADA (PD)

La potencia demandada de la máquina se desprende del balance energético hecho en la sección 2.6.7, reemplazando valores en la expresión 2.11 obtenemos la expresión 2.14.

$$T_{sist} = (63\%)_{AV} + (15.31\%)_{RI} + (4.66\%)_{ET} + (17.03\%)_V = 100 \% = 233.07 \text{ J} \quad (2.14)$$

Este cálculo considera que con el impulso inicial el sistema debe completar dos ciclos en dos segundos (2 s/rev), por ello la potencia demandada del sistema para ponerse en marcha será de:

$$\frac{233.07 \text{ J}}{2 \text{ s}} = 116.54 \text{ W}$$

Esta potencia es menor a la potencia promedio que el hombre puede entregar en un trabajo continuo (120 W) además se espera que la demanda de potencia del sistema se reduzca durante la operación.

De la expresión 2.14 podemos establecer un consumo de energía para cada sub sistema, en porcentaje de la energía total.

Tabla 3.2: Consumo de energía por cada sub sistema

Sub sistema	% de energía consumida
Alimentador Vibratorio	63
Rueda Impulsora	15.31
Eje intermedio de transmisión	4.66
Ventilador	17.03

CAPITULO 4

4. COSTOS

Los costos de este trabajo se han dividido en dos grupos para una mejor administración y entendimiento, costos de investigación y costos de manufactura. Durante el desarrollo del trabajo participaron: un asesor principal, un asesor del área de diseño, otro del área de energía y un tesista a tiempo completo durante el período de investigación de seis meses de duración.

El monto alcanzado en la investigación es de \$ 4450 y en la manufactura de \$ 418, las consideraciones y recomendaciones para reducir el costo de la fabricación se describen en las conclusiones, a continuación se detallan los costos de cada grupo:

4.1 COSTO DE INVESTIGACIÓN

En este grupo se consideran los costos asignados al contrato de los asesores universitarios y un pago mensual para mantener al tesista a tiempo completo

Tabla 4.1: Detalle de costos de investigación

	Costo	Tiempo	Total
Asesor principal	\$ 25.00 / hora	50 horas	\$ 1250.00
Asesor de diseño 1	\$ 25.00 / hora	8 horas	\$ 200.00
Asesor de diseño 2	\$ 25.00 / hora	8 horas	\$ 200.00
Tesista	\$ 350.00 / mes	8 meses	\$2800.00
	TOTAL		\$ 4450.00

4.2 COSTO DE FABRICACIÓN

En este grupo se consideran los costos referidos a los materiales, accesorios y la fabricación en si. La adquisición de los materiales se hizo a partir de formatos comerciales, por ello el precio detallado a continuación, contiene los retazos del material que no serán usados; sin embargo en algunos casos se adquirió material de retazo lo cual redujo los costos. La fabricación se llevó acabo en la ciudad de

Huánuco, por ello los precios tienen un incremento en comparación con los precios de la capital, lo cual refleja un costo más real para la máquina pues es de interés que sea fabricado en talleres artesanales al interior del país. Queda fuera del alcance del tema de tesis un análisis de costos de producción continua; sin embargo se hace evidente una reducción de costos pues el porcentaje de material en retacería disminuiría y se justificaría el uso de utilajes para la habilitación de los materiales reduciendo el tiempo de fabricación. A continuación detallamos los materiales, cantidad y peso, por cada componente:

4.2.1 MATERIALES DE LA ESTRUCTURA METÁLICA (EM):

Tabla 4.2: Costo y peso total de materiales de EM.

Material	Costo (S/.)	Cant.	Peso total (Kg)	Total (S/.)
L 1/8" x 1 1/2" x 1 1/2" x 6 m	38.00	2	21.96	76.00
L 1/8" x 1" x 1" x 6 m	23.00	1	6.64	23.00
Tubo Negro 3/4" x 2 mm x 6 m	35.00	1	7.20	35.00
TOTAL			35.8 Kg	S/.134.00

4.2.2 MATERIALES DEL MECANISMO DE ACCIONAMIENTO (MA):

Tabla 4.3: Costo y peso total de materiales del MA.

Material	Costo (S/.)	Cant.	Peso total (Kg)	Total (S/.)
PT 3/16" x 2 1/2" x 3 m	28.00	1	7.30	28.00
Caucho 10 x 100 x 3000 mm	30.00	1	3.50	30.00
Barra Red. Ø 3/8" x 3 m	6.00	1	1.80	6.00
PT 1/4" x 1 1/4" x 3 m	18.00	1	4.85	18.00
PL 1/8" x 300 mm x 120 mm (Estrizada)	5.00	1	1.30	5.00
Eje Ø 65 mm x 60 mm (SAE 1022)	14.40	1	1.60	14.40
Eje Ø19 mm x 280 mm (SAE 1022)	7.20	1	0.80	7.20
Eje Ø12 mm x 80 mm (SAE 1022)	3.60	2	0.80	3.60
TOTAL			21.55 Kg	S/.112.20

4.2.3 MATERIALES DEL ALIMENTADOR VIBRATORIO (AV):

Tabla 4.4: Costo y peso total de materiales de los ejes y poleas.

Material	Costo (S/.)	Cant.	Peso total (Kg)	Total (S/.)
PL 0.25 x 900 x 1800 mm (Galv.)	25.00	1	2.55	25.00
PT 1/8" x 1 1/2" x 3 m	4.20	1	2.79	4.20
Tubo Ø 1 1/2" x 100 mm sch 80	4.00	1	0.55	4.00
TOTAL			5.89 Kg	S/.33.20

4.2.4 MATERIALES DE LOS EJES Y POLEAS:

Tabla 4.5: Costo y peso total de materiales de los ejes y poleas.

Material	Costo (S/.)	Cant.	Peso total (Kg)	Total (S/.)
Eje Ø19 mm x 1000 mm (SAE 1022)	20.07	1	2.23	28.5
Eje Ø16 mm x 1400 mm (SAE 1022)	19.89	1	2.21	11.00
Eje de aluminio Ø120 mm x 100 mm	33.60	2	6.11	61.20
Eje de aluminio Ø60 mm x 50 mm	4.18	2	0.76	8.36

PT ¼" x 1 ½" x 600 mm	6.00	2	2.60	12.00
TOTAL			14.53 Kg	S/.121.06

4.2.5 MATERIAL DEL SISTEMA DE VENTILACIÓN (SV):

Tabla 4.6: Costo y peso total de materiales del SV.

Material	Costo (S/.)	Cant.	Peso total (Kg)	Total (S/.)
PL 0.25 x 900 x 1800 mm (Galv.)	25.00	2	5.10	50.00
PL 1/16 x 170 x 170 (Galv)	3.50	3	1.10	10.50
Eje Ø35 mm x 70 mm (SAE 1022)	5.40	1	0.60	5.40
TOTAL			6.80 Kg	S/. 65.90

La manufactura de la máquina se cobró por kilogramo fabricado y el precio fue definido por el administrador del taller. El costo considera los consumibles, suministro de energía y el uso del taller para el montaje de la máquina.

Tabla 4.7: Costo de manufactura por Kg fabricado.

Peso	Costo (Soles/ Kg)	Total
78 Kg	8.60	S/. 670.80

Algunos otros accesorios como las chumaceras y los rodamientos usados incrementaron notoriamente el costo de la máquina, a continuación se presenta un cuadro resumen con los costos:

4.2.6 CUADRO RESUMEN DE LA FABRICACIÓN

Tabla 4.8: Costo de manufactura por Kg fabricado.

Objeto	Costo (S/.)
Chumacera Ø16 mm con prisioneros (2 pares)	50.00
Chumacera Ø12.7 mm con prisioneros (3 pares)	69.00
Rodamiento de bolas Ø 16 mm (2 unidades)	20.00
Rodamiento de bolas Ø 12.7 mm (2 unidades)	10.00
Material para faja	30.00
Materiales	466.36
Fabricación	670.80
TOTAL	S/. 1316.16

El precio estimado en la sección 2.5.1.2 el valor del concepto de solución óptimo (CS3) es de \$ 380 que a la tasa de cambio (3.15 soles por dólar) tenemos un monto de S/. 1197.00, el valor final (S/. 1316.16) es ligeramente superior.

CONCLUSIONES

Satisfacer la necesidad de limpiar los granos de trigo y cebada en el lugar de su cosecha, considerando las limitaciones que impone el trabajo en una zona rural, era el objetivo general del tema de tesis. El prototipo diseñado y fabricado satisface plenamente esta necesidad, pues en los ensayos a los que fue sometido en zonas rurales de la ciudad de Huánuco, se pudo hacer las siguientes distinciones:

REFERENTE A LA LIMPIEZA DE LOS GRANOS

Se obtuvieron granos limpios con pérdidas inferiores al 5% del peso total obtenido, además se independizó al proceso de limpieza del factor ambiental pues la máquina genera su propia corriente de aire. En el venteado artesanal la cantidad de pérdidas está definida por: la velocidad de la corriente de aire, por la cantidad de personas que trabajan en el proceso, pues hay que juntar los granos esparcidos y por las herramientas que usen para el venteado (horquetas, zarandas). Artesanalmente el grano limpio perdido supera el 10 % del peso total obtenido.

REFERENTE A LA CANTIDAD DE PRODUCTO PROCESADO

Las técnicas de siega y de apisonaje (compactado) determinan la densidad de la mezcla, estas pueden ir desde un 30 % hasta un 50 %. Se analizó el ensayo con dos muestras de diferente densidad y con los resultados obtenemos los siguientes valores.

Mezcla	Densidad	Peso de la Mezcla (saco)	Peso de grano limpio	Peso de granos perdidos	Tiempo de procesamiento
1	32%	18 kg	5.5 kg	0.25 kg	4 minutos
2	48%	24 kg	11 kg	0.5 kg	7 minutos

De los valores mostrados podemos decir que en promedio se obtiene 85 kg/hora de grano limpio a un ritmo de operación que garantiza continuidad en el proceso. Artesanalmente es usual encontrar sacos que contienen mezcla (broza y granos), entre 20 y 25 kg (similares a los ensayados). Seis personas trabajando 4 horas matinales durante 2 días obtienen cerca de 400 kg de grano limpio (información brindada por los agricultores durante el ensayo) que constituye el procesamiento de una hectárea de trigo para consumo propio. Se hace evidente la reducción del

tiempo de procesamiento y el incremento de la productividad, puesto que con menos recursos podemos obtener la misma cantidad de producto final, que en el venteado artesanal, en menos tiempo.

REFERENTE AL TRANSPORTE

Las máquinas industriales que ejecutan juntos, el trillado y venteado, tienen un peso promedio de 150 Kg sin incluir el motor (usualmente de combustión interna (CI)). La máquina diseñada por Vidal [21] pesa 120 kg en promedio; los equipos mencionados entregan 300 kg/hora a más de grano limpio, esa es la justificación para su peso. El prototipo diseñado tiene un peso de 80 kg, tiene 4 mangos que facilitan su transporte a cargo de dos personas y además las dimensiones (1.2 x 1.1 x 1 m) del prototipo permiten una fácil maniobrabilidad.

REFERENTE A LA OPERACIÓN

La máquina funciona con dos operarios, uno que la acciona y el otro que la alimenta con mezcla. No necesitan de ningún accesorio salvo el de un recipiente para la alimentación de la mezcla y un recipiente para recoger el grano limpio, no necesitan banquillos, ni herramientas, ni combustible para algún motor de CI. Los riesgos en la operación son mínimos comparados con los de una máquina industrial (que transmite una potencia mayor), el costo de operación es nulo pues depende de los operarios (que pueden ser los usuarios).

REFERENTE AL MANTENIMIENTO

Se limita a la lubricación de los apoyos (chumaceras) y al ajuste de algunos componentes como prisioneros y pernos de las chumaceras. La geometría del prototipo facilita estas operaciones pues no es necesario desmontar accesorios para poder lubricar los apoyos y acceder a los componentes a ajustar.

Al final de la tesis se obtuvo un prototipo que reúne todos los requisitos para cumplir los objetivos generales y particulares definidos al inicio de la tesis; sin embargo se hace evidente la necesidad de mejorar algunos componentes como el ventilador, el receptor de granos y el alimentador vibratorio.

REFERENCIA BIBLIOGRÁFICA

1. ALDEN JHON, Design of industrial ventilation systems, Industrial Press Inc., New York, Fifth edition, 1982.
2. ALENCASTRE JORGE, *“Tecnologías Apropriadas para el desarrollo del Sector Rural, una experiencia en la Micro cuenca del Jabonmayo”*, Lima, 2004.
3. ALNICOLSA del Perú SAC., diseño y construcción de una escarificadora de quinua por vía seca en un flujo continuo, Lima, 2004.
4. BARRIGA BENJAMIN, *curso: Proyecto Mecánico 1*, Lima, 2006.
5. CARNICER ENRIQUE, Ventilación industrial, cálculo y aplicaciones, Paraninfo, Madrid, 1991.
6. CASTRO ALEXEI, *Tesis “Diseño y Fabricación de un equipo tensador de Alambre liso y/o de púas para la instalación de alambros tradicionales*, Lima, 2006.
7. CHALMERS JAMES, USE patent US1558591A1, *Apparatus for cleaning wheat*, October 1925.
8. DE LA TORRE CARLOS, *Kamayoq: Promotores campesinos de innovaciones tecnológicas*, Lima, 2004.
9. ITACAB, *“Manual de transferencia de Tecnologías Apropriadas”*, Lima, 1993.
10. LA REVISTA AGRARIA, *“Estadística Agraria”*, N° 57, Perú, 2004, visitada en setiembre del 2006, (www.agraria.cepes.org.pe)
11. LEISA revista agroecológica, *Manejando la Poscosecha*, Vol. 20, Número 3, Bolivia, 2004, visitada en octubre del 2006, <http://www.leisa-al.org.pe/index.html>
12. MANUAL DE MANIPULACIÓN DE SEMILLAS FORESTALES, visitado en octubre del 2006, <http://www.fao.org/DOCREP/006/AD232S/ad232s07.htm>.
13. MAQUINAS LV, *Seleccionadoras, visitada en octubre del 2006.* <http://www.maquinaslv.cl/trilladoras.htm>
14. MEYHUAY MAGNO, *Operaciones de Post cosecha* , visitada en diciembre del 2006, <http://www.fao.org/inpho/content/others/indda/default.htm>
15. PERETTI MIGUEL, *La economía del trigo*, Córdoba, 2004, visitada en diciembre del 2006, <http://www.elsitioagricola.com>
16. PLAZA ORLANDO, *Desarrollo rural*, Paraninfo, Lima, 1998.
17. PRECOP (Proyecto Nacional de la eficiencia de la cosecha y poscosecha de granos), visitada en el mes de octubre. <http://www.precop.com>.
18. PROYECTO HERRANDINA, *Manual Agrícola*, Vol. 1 y 2, Lima, 1993.

19. ROBERT GILES, BRIAN CLARKE, UK Patent Application GB2078552A, *Separators for separating granular material*, junio 1980.
20. SALAS SONIA, *La quinua, poscosecha y comercialización*, visitado en noviembre del 2006.
<http://www.rlc.fao.org/prior/salim/prodalim/prodveg/cdrom/contenido/libro14/cap5.3.htm>.
21. VIDAL AUGUSTO, *Tesis "Diseño y fabricación de una máquina limpiadora de trigo"*, lima, 2004.
22. WALLIS ALLAN, *Axial flow fans and ducts*, Jhon Wiley and Sons, Inc., Florida, 1983.
23. WILLIAM KENT, *Mechanical engineers handbook, Wiley engineering handbook series*, 1992.

