

**PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ**  
**FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA**



PONTIFICIA  
**UNIVERSIDAD**  
**CATÓLICA**  
DEL PERÚ

**DISEÑO DE UNA ORDEÑADORA MECÁNICA PARA EL SECTOR RURAL**

Tesis para optar el Título de Ingeniero Mecánico,  
que presenta el bachiller:

**Alex Ramiro Maguiña Trujillo**

**ASESOR: Ing. Jorge Alencastre Miranda**

**Lima, Abril del 2012**

## RESUMEN

En el presente trabajo de tesis se enfocó en plantear una solución desde el punto de vista de la ingeniería a un problema real de los pobladores de la comunidad de Langui, Provincia de Canas, Cusco: Posibilitar el crecimiento económico aumentando sus posibilidades de comercio en el mercado de los lácteos. El objetivo se conseguiría ideando una máquina que pudiera volver más eficiente su producción de leche, entregara un producto que cumpliera con las normas de higiene para su comercio a mayor escala, fuera económicamente competitiva con las máquinas convencionales pequeñas para ordeño y que sobretodo, sea coherente con el concepto de tecnología apropiada para el sector rural.

Se inició el desarrollo del diseño conociendo la situación actual de la actividad económica en la zona y definiendo el estado del arte para el diseño. A partir de ello se plantearon los objetivos generales y específicos que debería cumplir la tecnología a diseñar, los cuales se detallan a continuación:

Diseñar una ordeñadora mecánica que funcione con potencia humana directa para sectores rurales alejados en los cuales no sea accesible la energía eléctrica. Además en este diseño el mecanismo de transmisión de potencia debe permitir el funcionamiento de la bomba minorizando lo mejor posible los desniveles en el vacío que se presenten por variabilidad de la entrega de potencia humana. También se deberá implementar el sistema de conducción de leche con la higiene necesaria para permitir una más amplia comercialización de la leche. Por último se deberán establecer los parámetros adecuados de generación de vacío en el diseño para realizar un adecuado ordeño y mantener la salud de la ubre de la vaca.

Con los objetivos planteados se elaboró el desarrollo conceptual del diseño, desarrollo de propuesta de proyecto (preliminares), evaluación técnica-económica y por último la elección del proyecto más adecuado como solución. En la siguiente etapa se desarrolló el dimensionamiento principal de la máquina (potencia, presión de vacío, capacidad de ordeño) y luego el cálculo de detalle del diseño evaluando las cargas presentes, las fluctuaciones de presión en operación

de la máquina, las pérdidas de presión en el sistema de transporte, los esfuerzos en los bastidores entre otros.

Más adelante se presentan los costos aproximados del diseño satisfactoriamente realizado.

Finalmente se incluyen las conclusiones del autor respecto al diseño el cual pudo cumplir los objetivos planteados adecuadamente, sin embargo el autor también incluye algunas precisiones que considera en estudios posteriores podrían mejorar el diseño.





A mis padres, Alberto y Yolanda, por su incondicional apoyo  
durante mi formación académica y profesional.

## AGRADECIMIENTOS

A través de estas líneas quiero expresar mi agradecimiento a todas las personas que, de una u otra manera, me han permitido el desarrollo y culminación del presente trabajo. Expreso mi agradecimiento eterno a mis padres, quienes fueron y son los pilares de quien soy ahora, quienes me formaron, me apoyaron y respetaron mis decisiones en todo momento. Quienes creyeron en mí y me brindaron la oportunidad de acceder a los conocimientos que ahora poseo y expongo.

Agradezco también a la Pontificia Universidad Católica del Perú, al decano de la facultad de Ciencias e Ingeniería, a la especialidad de Ingeniería Mecánica, a su coordinador, a los profesores y trabajadores de la sección, quienes con su labor me permitieron adquirir los conocimientos que me permitirán desempeñarme en mi carrera profesional. Quiero expresar mi gratitud especialmente al Ing. Jorge Alencastre Miranda, mi asesor en el presente trabajo, quien gracias a su conocimiento, experiencia y consejos me supo guiar de la mejor manera a la culminación de mi tesis de grado. También le agradezco por brindarme las facilidades para acceder a la información, tanto teórica como práctica, referida al campo de desarrollo del presente trabajo y que fueron la base para orientar el diseño de manera adecuada.

También quiero agradecer a Grupo de Apoyo al Sector Rural PUCP quienes fueron los que inicialmente me mostraron el mundo rural y las tecnologías apropiadas a este sector como alternativo para su desarrollo sostenible. A la población de Langui, provincia de Canas, departamento de Cusco, quienes me recibieron muy amablemente, me mostraron el estado actual de sus actividades ganaderas y me dieron sugerencias importantes para el desarrollo de mi trabajo.

Por último quiero agradecer a mis hermanas, familiares y amigos que durante los seis años de estudios universitarios compartieron conmigo experiencias, conocimientos y logros que me ayudaron a ser quien soy.

ALEX MAGUIÑA TRUJILLO

## INDICE

Introducción	1
1.	E
estado del arte y análisis del problema	3
1.1 Situación tecnológica del ordeño en Langui-Cusco	3
1.1.1	E
I ordeño tradicional	3
1.1.2 Visita de campo a Langui	4
1.1.3	Ve
ventajas y desventajas del método de ordeño en Langui	9
1.2 Estado de la tecnología	11
1.2.1	H
historia de las ordeñadoras mecánicas	11
1.2.2	
Equipos de utilización actual	12
1.2.3	Metodo-
dología del ordeño mecánico	14
1.3 Objetivos y mejoras del planteamiento	19
1.3.1 Objetivo general	19
1.3.2 Objetivos Específicos	19
2. Diseño de la máquina	20
2.1 Metodología del diseño	20
2.2 Lista de exigencias	21
2.3	
Estructura de funciones	22
2.3.1 Caja negra	22
2.3.2 Funciones técnicas	23
2.4 Matriz morfológica	24
2.5 Conceptos de solución	25
2.6 Evaluación de los conceptos de solución	25
2.7 Determinación del concepto óptimo	28

2.7.1	Definición de componentes del concepto óptimo	30
2.8	Dimensionamiento principal del diseño	34
2.8.1	Determinación de la potencia humana necesaria	34
2.8.2	Determinación del diámetro de la polea de la bomba	39
2.8.3	Determinación de los requerimientos de caudal de la bomba según norma UNE - 68050	39
2.8.4	Determinación del caudal máximo posible de conducción en el ordeño	43
3.		In-
	geniería de detalles	45
3.1	Cálculos de comprobación	45
3.1.1	Determinación del sistema de transmisión de fajas	45
3.1.2	Determinación de las fuerzas en los apoyos de la bicicleta	53
3.1.3	Dimensionamiento de la volante necesaria para reducir las fluctuaciones de presión	59
3.1.4	Dimensionamiento del eje trasero de la ordeñadora	61
3.1.5	Dimensionamiento del eje intermedio de la ordeñadora	72
3.1.6	Análisis de uniones atornilladas críticas en estructura soporte	77
3.1.7	Análisis de las cargas ejercidas sobre la estructura de soporte	80
4.	Costos	85
4.1	Determinación de los costos de diseño	85
4.2	Costo de fabricación	86
	Conclusiones	87
	Anexos	

### LISTA DE SÍMBOLOS

l – litros (dm <sup>3</sup> )	Pop – Potencia de operación (W)
m – metros	Top – Torque de operación (N.m)
mm – milímetros	iT – Relación de transmisión de fajas
cm <sup>3</sup> – centímetros cúbicos	i1, i2 – Relaciones de transmisión parciales
m <sup>3</sup> – metros cúbicos	Dcond – Diámetro de conductores de leche (mm)
Hp – Caballos de potencia (Horse power), 746 J	Q – Caudal de reserva real (l/min)
KPa – Kilopascales, presión.	ΔP – Variación de presión en conductores (KPa)
Kcal – Kilocalorías (4186.8 J)	Qlimp – Caudal de limpieza de conductores (l/min)
P – Potencia desarrollada, Watts	pa – Presión real de entorno, atmosférica (KPa)
V – Velocidad desarrollada en la actividad (m/s)	p1 – Presión de vacío de limpieza (KPa)
E – Energía desarrollada en la actividad (J)	Ccorr – Caudal corregido de operación (l/min)
Dg – Diámetro grande, diámetro de aro de bicicleta (mm)	Ct – Caudal de diseño (l/min)
Dc – Diámetro de catalina de bicicleta (mm)	Qmáx – Caudal máx. de conducción de leche (l/min)
Dp – Diámetro rueda dentada posterior (mm)	
w – Velocidad angular (rad/s)	

$Q_{prom}$  – Caudal promedio de conducción  
(l/min)

C1 – Factor de carga

C2 – Factor de corrección por arco de contacto

Vel – Velocidad lineal de faja de transmisión



## INTRODUCCIÓN

El tema de esta tesis se basa en la necesidad, anteriormente identificada por profesores de la facultad, de tecnificar las actividades primarias de las población andina para mejorar sus ingresos y nivel de vida a través de máquinas que puedan adecuarse exitosamente a su contexto económico, social y cultural. Además del interés propio por el desarrollo del tema, con anterioridad profesores y alumnos de la PUCP han realizado algunas investigaciones y avances en el campo debido a los grandes avances que se están dando.

Las máquinas de ordeño han sido un campo en desarrollo constante durante las últimas décadas y de un desarrollo cada vez más acelerado en los últimos años. La gran popularidad que obtuvo la mecanización del proceso durante el siglo XX ha cedido el paso a la robotización y automatización total a principios del siglo XXI, a la mejora de la conservación e higiene del producto luego de la extracción y al cuidado de la salud del animal durante el proceso.

Especificando más la necesidad encontrada respecto al ordeño de vacas en Langui, se ha identificado que existen muchas posibilidades de mejora en la actividad de entre las cuales que se quisieran abordar están mejora en la eficiencia de la producción y, muy importante, mejora de la higiene en el tratamiento del producto.

Estas mejoras deben contemplar las siguientes características en el diseño:

- La máquina debe estar accionada por potencia humana directa
- Debe integrar un mecanismo que permita el funcionamiento adecuado del diseño
- Debe integrar un sistema de conducción de leche higiénico de modo que permita la comercialización del producto

Complementariamente la máquina debe prever las siguientes desventajas:

- El mantenimiento que deba requerir para su buena operación
- Dificultad de operación
- Interferencia con el ambiente adecuado para el ordeño
- Dificultades para su movilización dentro del área de ordeño

La importancia de los equipos de ordeño no solo se debe a la mejora en la producción sino también a la prevención de enfermedades como la mastitis (inflamación de los pezones), que además afecta considerablemente a la cantidad y calidad de la leche producida, es decir, a la rentabilidad de la explotación y al cumplimiento de las normas mínimas de calidad requeridas para su comercialización. Es por ello que se convierte en una necesidad en cualquier lugar donde la extracción de leche sea una actividad fundamental para la subsistencia.

Para entender la importancia del sistema hay que tener en cuenta varios factores: mano de obra, inversión inicial y periódica, administración de la granja, calidad del producto y higiene de la granja. Una visión conjunta de todos ellos apuntan necesariamente a la optimización del proceso por los medios que se puedan siendo en este caso de gran ventaja la mecanización del ordeño.

## CAPÍTULO 1

### 1. Análisis y planteamiento del problema

#### 1.1 Situación tecnológica del ordeño en Langui-Cusco

##### 1.1.1 El ordeño tradicional [1]

El ordeño tradicional es una actividad humana muy antigua que comenzó en paralelo con la domesticación del animal (hacia los 8000 años antes de Cristo en la Mesopotamia actual). Desde el inicio ha sido una actividad vital para el desarrollo de las civilizaciones tanto por ser un componente vital en la alimentación de los hombres como por su valor económico a través del tiempo.

Esta actividad consiste en provocar la bajada de la leche que la vaca produce para alimentar a su ternero. Este suceso se produce de la siguiente manera:

La leche se forma a partir de la sangre, algunos de sus componentes provienen directamente de esta, y otros en cambio, son elaborados por las células secretoras de la ubre a partir de sustancias aportadas por la sangre. El proceso es continuo y se detiene cuando la ubre adquiere una determinada presión interna por leche acumulada en su interior, que corta el abastecimiento de sangre a la misma. En el proceso de formación de la leche intervienen varias hormonas, una de las cuales tiene gran importancia en el proceso de bajada de la leche, es la

oxotocina. Esta hormona actúa de forma tal, que esfuerza a la leche retenida en el interior de la ubre a bajar, adquiriendo la ubre una turgencia tal, que se aprecia externamente, sobre todo a nivel de los pezones. Cuando se observa esta condición es que la vaca esta lista para el ordeño. El ordeño se realiza teniendo en cuenta las siguientes indicaciones:

- 1) El movimiento de las manos debe ser firme y constante. Consiste en ejercer presión sobre la ubre (ya sea con la mano completa o solo con el pulgar) y luego de presionar, jalar la ubre hacia abajo.
- 2) Se recomienda realizar la operación con un ritmo constante sobre la ubre para aprovechar mejor la estimulación del animal.
- 3) Realizar el ordeño a dos manos y usando ubres que no estén alineadas, es decir realizar el ordeño con ubres en diagonal para obtener un mayor volumen de leche en el ordeño.



Fig.1 Procedimiento adecuado de ordeño del ganado vacuno [7]

### 1.1.2 Visita de campo a Langui

#### Informe de visita de campo

##### Objetivos de la visita:

- Conocer la zona específica donde se llevará a cabo el proyecto
- Reconocer las ventajas y desventajas de la zona de aplicación
- Relacionar las características de la zona con la propuesta de diseño más apropiada.

### Ubicación:

- Langui-Layo es un distrito perteneciente a la provincia de Canas departamento de Cusco. Se encuentra a 168 km (aprox. 5 horas) de esta y a una altitud promedio de 3969 msnm. Cuenta con alumbrado eléctrico, agua y desagüe para la mayoría de la población. Entre sus principales actividades económicas están la pesca, la ganadería y la agricultura.



Fig.2 Ubicación del distrito de Langui-Layo, Provincia de Canas-Cusco

### Descripción de la visita:

La visita realizada entre los días 17 al 19 de noviembre del 2009 tuvo por propósito los siguientes objetivos:

- Reconocimiento del área: Es fundamental, para continuar con el desarrollo del proyecto, conocer la zona de implementación por variados motivos. En primer lugar es necesario saber las condiciones de clima, terreno y estado de los corrales que alojarán a la ordeñadora para poder reconocer que propuestas de diseño tienen ventaja para ser implementadas en el lugar. En segundo lugar ha sido importante tener contacto con los pobladores de la zona y futuros usuarios del diseño para poder preguntarles sobre las ventajas que representan para ellos la propuesta, que aspectos son más importantes

que otros (esto es fundamental a la hora de seleccionar la propuesta óptima de diseño), que problemas se presentan a la hora de ordeñar, cual es su método de ordeño común, es decir, recibir sus opiniones y sugerencias.

A continuación se muestran algunas imágenes de lo mencionado anteriormente:



Fig.3 Preparación del ganado y estimulación del mismo mediante la presentación del ternero

1. Como se dijo anteriormente el método de ordeño no es el más adecuado ya que las condiciones actuales pueden intranquilizar a la vaca en cualquier momento, de hecho, sucedió durante mi visita. Esta puede ser una causa de la irregularidad en la producción lechera del estable.



Fig.4 Precipitación de la bajada de leche mediante el ternero y retiro del mismo por personal designado

2. Existen personas encargadas exclusivamente del ordeño de las vacas, en general son mujeres de la zona, pero hace falta organizar a los animales para mejorar los tiempos de producción y el método de ordeño.



Fig.5 Estado actual de la zona de ordeño

3. Como se puede ver en la imagen la zona de ordeño no es la adecuada para la máquina hará falta algunas modificaciones al terreno y estructuras que ayuden a inmovilizar a la vaca en el proceso. Por otro lado el ambiente de la zona si es apropiado no hay ruidos molestos ni animales que puedan asustar a las vacas durante la producción.

#### Observaciones de la visita:

1. El terreno no es adecuado para la máquina.
2. En el ordeño manual hay dos asuntos muy importantes: en primer lugar el pulsado que realiza la mano con un movimiento descendente y haciendo presión sobre el pezón de la vaca, luego que se debe hacer con la dos manos y con pezones cruzados no con pezones “alineados” esto aparentemente porque las ubres alineadas tienen conductos comunes para entregar leche.
3. La estimulación de las vacas se hace a través del ternero al cual se le separa el día anterior de la madre y se le hace mamar por poco tiempo justo antes del ordeño produciendo la “bajada” de leche de la ubre. Al termino del ordeño se libera al ternero y si le deja mamar nuevamente.
4. Durante el ordeño el ternero es atado a la vaca y la misma vaca es atada de las patas para evitar que haga daño a la ordeñadora y para que no pueda moverse también.
5. El lugar de ordeño es tranquilo pero no se hacen uso de otras técnicas que pudieran asegurar la tranquilidad de las vacas para la producción.

6. Las dimensiones de las ubres son aproximadamente de 2,5cm de diámetro por 6cm de largo.
7. No hay pruebas de si la vaca se encuentra en agrado con el proceso de ordenamiento (en algunos casos se observó movimientos y jaleos tanto del ternero como de la vaca).
8. Las vacas se encuentran todos en el mismo lugar a la hora de ordeño y sin aparente orden para iniciar la producción.
9. Los tiempos de producción están muy ligados con los volúmenes, estos pueden variar entre 2 a 5 minutos y entre 1 a 3 litros de leche por vaca. A continuación se presenta el muestreo realizado:

Tabla1. Tiempos y volúmenes de producción de las vacas productoras en Langui

Número	Tiempo	Vol. producción
Vaca 1	1´45"	1 lt
Vaca 2	5´35"	3 lt
Vaca 3	4´07"	2 lt
Vaca 4	4´48"	3 lt
Vaca 5	4´13"	3 lt

Como se observa son muy distintos en cada espécimen, incluso las velocidades de producción también varían, es decir, unas vacas entregan más leche que otras por minuto.

### Conclusiones:

- Como primera conclusión podemos mencionar que es necesario realizar un acondicionamiento para poder hacerle la instalación de la ordeñadora. Será necesario acondicionar el piso, como mínimo se debe nivelar el terreno ya que hay desniveles por

toda la zona, de ser posible se debe afirmar el mismo para que las estructuras que se implementarán se encuentren más firmes.

- En segundo lugar para mejorar el ordeño es necesario implementar estructuras que inmovilicen al animal por lo que se ha pensado usar bretes al costado de la máquina ordeñadora (esta se encontrará unida al brete, es decir la máquina se encontrará en una sola estación de trabajo). Se utilizarán dos bretes para nuestra estación de trabajo en uno de ellos se alojará a la vaca y en uno contiguo al ternero que hará la labor de estimulación previa. Un esquema de la instalación se presenta a continuación:

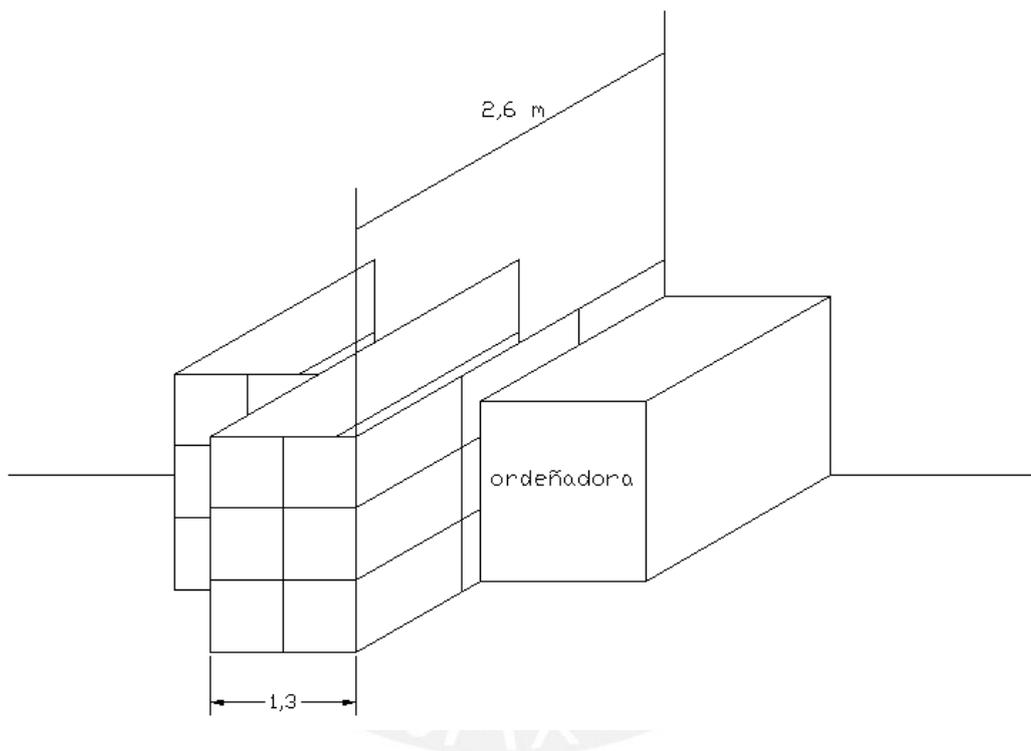


Fig.6 Área estimada para los bretes del ganado

Las dimensiones del brete son las que se muestran exceptuando la altura que aún no está definida y será decidida dependiendo de los postes disponibles para su elaboración. El brete del ternero como puede verse es más pequeño para evitar que pueda moverse. La máquina ordeñadora aún no está dimensionada ya que será necesario elegir el diseño óptimo antes.

### 1.1.3 Ventajas y desventajas del método de ordeño en Langui

- Otro objetivo de la visita ha sido la identificación de los beneficios y dificultades que representa para nuestro diseño el lugar de implementación. A continuación se presenta una tabla elaborada en base a lo observado.

Tabla2. Ventajas y desventajas de la situación actual de ordeño en Langui

Ventajas	Desventajas
El alimento es abundante en la zona	El método de ordeño no es el adecuado
Existe un método de identificación de cada vaca	Las vacas no son parejas en la producción de leche
Hay gente especializada en el ordeño	La zona de implementación no está preparada para instalar el diseño
Se cuenta con una cantidad de vacas adecuada	Las vacas no están ordenadas para ser ordeñadas, se encuentran dispersas
El ambiente de los alrededores es adecuado para las vacas	

## 1.2 Estado de la tecnología

### 1.2.1 Historia de las ordeñadoras mecánicas [6]

Los primeros intentos por sustituir la milenaria práctica de extraer la leche manualmente se iniciaron en 1836. En los comienzos se utilizó simplemente un tubo metálico o cánula inserta en el pezón para permitir la salida de leche por gravedad y aprovechando la presión intramamaria.

La primera patente de esta máquina de ordeña le perteneció a **Blurton** en 1836, quien unía las cuatro cánulas a un embudo suspendido del propio animal. Aún cuando el riesgo de dañar el pezón era evidente, otros siguieron este ejemplo y la idea fue desarrollada comercialmente.

En 1851 **Hodges y Brockedon**, inventores Británicos, fueron los primeros en incorporar el concepto de vacío al ordeño. Este concepto fue perfeccionado por **Colvin** en USA, quién en 1860 presenta en el mercado una máquina de ordeñar que consistía en una bomba de diafragma sobre la cual montó cuatro embudos. Los embudos quedaban adosados a la base de la glándula y al accionar la bomba los pezones quedaban sometidos a la acción del vacío, logrando de esta forma la abertura del esfínter por el aumento en la diferencial de presiones.

En 1863, **Luis Grosste**, hojalatero francés, inventó una máquina de ordeña por vacío en la cual los embudos (pezoneras) y los tubos de leche son de caucho, los que conectan a un tarro lechero e incorpora una bomba de vacío a pistón accionada en forma manual. A partir de 1878 inventores de distintos países europeos y de Norteamérica pensaron en reemplazar la presión negativa por una presión positiva ejercida sobre el lumen del pezón, tratando de imitar el accionar de la mano.

Se lograron distintos diseños, algunos de ellos muy ingeniosos como la patente conseguida por **A.B. Crees**, quién ideó un sistema de rodillos adosado a una cadena y movida por un juego de poleas que le permitía estrujar los pezones. Posiblemente los problemas higiénicos y el daño a los pezones hicieron desaparecer el uso de esta máquina ya en los años veinte.

A partir de 1922 se produce un gran avance en el desarrollo de la máquina a través de los trabajos de **Hosier**, quién incorpora la idea del transporte de leche por cañería, los receptáculos de leche para más de una unidad de ordeña, el enfriamiento y el almacenamiento

de leche en estanque. Por esta época comienza a desestimarse el uso de máquinas con pezoneras de una cámara, para dominar el mercado las pezoneras de doble cámara con sistemas de pulsación. El desarrollo desde 1920 en adelante tiene principios básicos que son la eficiencia en el uso de la mano de obra, y la facilidad para higienizar los equipos, manteniéndose siempre el principio básico al cual se le van introduciendo pequeñas modificaciones de forma y no de fondo.

### 1.2.2 Equipos de utilización actual

Así como el siglo XX trajo un gran desarrollo de las ordeñadoras de vacas en cuanto a mecanización se refiere, el siglo XXI ha incluido un nuevo factor a esta máquina: la automatización. De esta manera es que el mercado de ordeñadoras se ha ampliado con la utilización de sensores láser, brazos robóticos e incluso la utilización de estadísticas para determinar la cantidad de leche que se produce y los tiempos adecuados de ordeño para cada vaca.

Dependiendo de la magnitud del establo y del grado de tecnología aplicado al proceso se han diseñado varias estaciones de ordeño.

#### Estaciones de ordeño automático [5]:

Este método es el máximo nivel de desarrollo tecnológico aplicado al ordenamiento actual. Consta de una estación de ordeño computarizada que analiza la estadística de cada vaca ya identificada (tiempos de ordeño promedio, volumen de producción promedio, última sesión de ordeño) y una vez instalado el animal procede a colocarle las pezoneras de manera automática a través de sensores de láser que van determinar la posición del pezón mientras que un brazo robótico lee estos datos y se acerca al animal.

Las estaciones de ordeño automático además tienen la ventaja de controlar el siguiente paso del proceso, el almacenamiento. Conducen el producto a tarros principales y monitorean el nivel de leche y la temperatura para asegurar que el producto se mantenga en buenas condiciones.

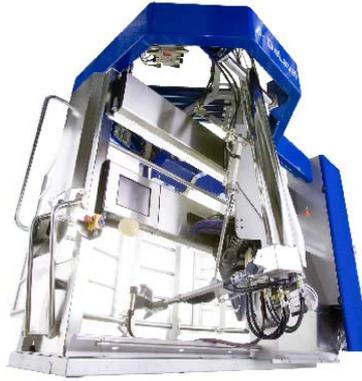


Fig7. Estación de ordeño automático De Laval

### Estaciones de ordeño mecánico:

Son las de más amplio uso por su versatilidad, costo en comparación con las estaciones automáticas, relativa facilidad de manejo y mantenimiento.

La actividad de los operarios varía dependiendo del tipo de estación de ordeño que se tenga, las cuales pueden variar desde grandes estaciones con docenas de puntos de ordeño controlados por centros de mando electrónicos hasta pequeñas ordeñadoras móviles con uno o 2 puntos de ordeño como máximo. Entre las principales estaciones de ordeño mecánico se encuentran:

- Ordeñadoras semiautomáticas de múltiples puntos: Utilizadas en grandes establos lecheros. Cuentan con controles de mando electrónicos pero no se encuentra automatizado en el ordeño.
- Ordeñadoras mecánicas de múltiples puntos: Son las clásicas ordeñadoras mecánicas de bomba de vacío utilizadas para establos de mediana capacidad, cuentan con múltiples puntos de ordeño pero el funcionamiento y regulación de cada ramal son controlados visualmente por los operarios.
- Ordeñadoras mecánicas simples: Ordeñadoras mecánicas con uno o dos puntos de ordeño para establos pequeños, de baja potencia, igualmente de control visual. Estas estaciones de ordeño pueden ser, a diferencia de las otras, estáticas o móviles, para ello se acondiciona la estructura de la máquina con ruedas para traslado.

### 1.2.3 Metodología del ordeño mecánico [2]

La metodología del ordeño mecánico será el de ordeño a tarro el cual se puede desarrollar en sistemas de ordeño fijo y sistemas de ordeño móviles.

Los sistemas de ordeño fijo (sistemas de ordeño con olla) es un sistema que se usa para grupos de bovinos chicos. La leche fluye desde la unidad de ordeño hasta un recipiente móvil, este recipiente se puede retirar para la refrigeración.

Los sistemas de ordeño móvil incluyen una estructura que se puede movilizar, la bomba de vacío, tarro, juego de pezoneras, etc. Este sistema se aplica con mayores ventajas a micro-localidades de ordeño y lugares alejados en los cuales un sistema fijo sería poco viable o de difícil instalación.



Fig.8 Izquierda: Estación de ordeño portátil. Derecha: Pequeña estación de ordeño semi-automatizada

#### Descripción del sistema de ordeño: Ordeño a tarro fijo

Son equipos sencillos donde la leche ordeñada es conducida a un recipiente (tarro lechero) cercano a la vaca [8]. Es usada comúnmente en establos pequeños, de 30 vacas en promedio. Un uso adicional para este equipo y también las llamados mini ordeñadoras, son los “tambos maternidad” en explotaciones que poseen más de una instalación de ordeño y manejan las vacas secas en conjunto. El lavado de este tipo de equipos en general es manual.

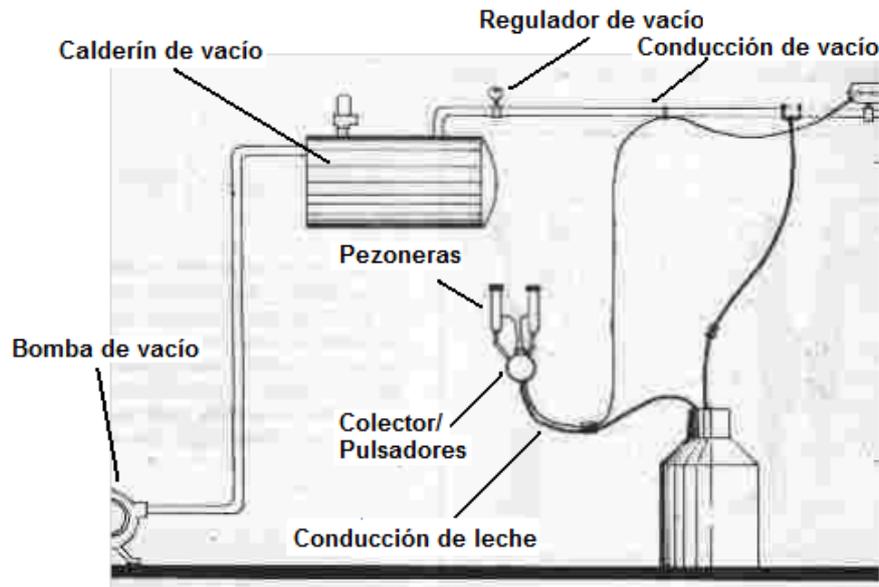


Fig.9 Esquema de una estación de ordeño convencional [1]

### Elementos de la ordeñadora [3][4]:

Interceptor o calderín de vacío: Recipiente situado en la conducción principal de vacío, inmediatamente después de dar potencia. Evita el ingreso de líquidos o materias extrañas aspirados accidentalmente en la bomba de vacío.

Regulador de vacío: Válvula automática situada en la conducción principal de vacío, entre el propio calderín de vacío y la primera derivación y siempre a más de 25 centímetros de cualquier curva. Su función es mantener constante el nivel de vacío, cuando éste sobrepasa el nivel predeterminado, el regulador se abre admitiendo aire en la conducción de aire; por el contrario, cuando el nivel descende, el regulador se cierra hasta que el nivel de vacío alcanza el valor deseado. Existen 3 tipos de regulador: de muelle, de contrapeso y servo -regulador; En la práctica, este último es el que mejor funciona.

Depósito sanitario: (Únicamente se incorpora en los equipos con conducción de leche o depósito medidor): es un recipiente que conecta el sistema de vacío con el sistema de conducción de la leche. Va situado entre el receptor de leche y el sistema de vacío. Su función básica es evitar que la leche o vapor de la misma pase al sistema de vacío.

Vacuómetro: Instrumento que mide el nivel de vacío en la conducción de vacío. Debe estar situado antes de la primera unidad de ordeño y en un lugar legible durante el ordeño.

Conducción de vacío: Tubería que conduce el vacío a los pulsadores. No debe tener codos y se deben evitar las curvas innecesarias. Así mismo, debe tener una pendiente uniforme, válvulas de drenaje en los puntos más bajos y su diámetro interno mínimo depende del caudal de aire proporcionado por la potencia producida:

- Si el caudal de aire (medido en litros/minuto) se sitúa en 300 o menos se requerirá un diámetro interno mínimo de 25 mm.
- Si el caudal va de 300 a 600, el diámetro subirá a 32 mm.
- Si está entre 600 litros/minuto y 1,000 debe ser de 40 mm.
- Si el flujo supera los mil litros, debe ser superior a los 50 mm.

Pulsador: Es el dispositivo encargado de producir cambios cíclicos de vacío y presión atmosférica en la cámara de pulsación, a través del tubo largo de pulsación – colector – tubo corto de pulsación, haciendo que el manguito de ordeño se abra (fase de succión) y cierre (fase de masaje), alternadamente. Es uno de los componentes clave en el equipo de ordeño, ya que determina la frecuencia o velocidad de pulsación (nº de ciclos de pulsación/minuto) y la relación entre las fases succión masaje (expresado comúnmente como el cociente entre los porcentaje de tiempo de un ciclo completo que suponen ambas fases, por ejemplo 60/40 o 50/50. Cuando hay vacío en la cámara de pulsación, el manguito de ordeño se abre y la leche fluye a través del tubo corto de la leche, como consecuencia del vacío constante existente en dicho tubo (succión); cuando el aire entra en la cámara de pulsación, el manguito de ordeño se cierra y el flujo de leche se interrumpe (masaje).

Pezionera: Es la única pieza en contacto directo con el pezón. El juego de ordeño (un racimo) consiste en 4 pezoneras soportadas por sus respectivas copas, un colector, el tubo largo de leche y el tubo largo de pulsación. La pezonera está formada por la embocadura, el manguito y el tubo corto. La pezonera es la única pieza en contacto directo con el pezón. Por lo tanto, el diseño de la pezonera es muy importante en el tratamiento del pezón. Los resultados de los experimentos muestran que el diseño de la pezonera afecta a las características del ordeño más que cualquier otro factor de la máquina, la pezonera se debe fabricar para resistir la máxima tensión.

Colector: Dispositivo en el que se unen las cuatro pezoneras por medio de sus respectivos tubos cortos de leche y de pulsación y las conecta, a su vez, al tubo largo de leche y al tubo

largo de pulsación. Debe tener una capacidad mínima de 80 cm<sup>3</sup> y un orificio de admisión de aire (4 y 10 litros por minuto).

Conducción de leche: Es la tubería que transporta la leche y aire durante el ordeño y tiene la doble misión de llevar la leche al depósito receptor y de proporcionar el vacío de ordeño (excepto en equipos con conducción de aire y de leche separadas).

El montaje de la conducción de leche puede ser simple (cuando la leche circula en un sólo sentido y el receptor tiene una sola entrada de leche) o en anillo (cuando la leche circula en dos sentidos y el receptor tiene dos entradas de leche), siendo el último citado más idóneo que el primero.

El diámetro adecuado de la conducción de leche depende del número de unidades de ordeño, del tipo de montaje (simple o en anillo), de la longitud de la conducción de leche y del nivel productivo de las vacas. La “moda” de las conducciones de gran diámetro, en principio diseñadas para transportar la leche con un flujo laminar en vez de flujo con tapones, tiene como ventaja el mejor movimiento de la leche u una mayor estabilidad de vacío; el inconveniente es que su limpieza es más difícil que las conducciones de diámetro convencional. Por otro lado, la conducción de leche no debe tener codos, las curvas deben tener un radio mínimo de 75 mm. Y si la tubería está situada por encima del animal (línea alta), debe estarlo a la mejor altura posible y en ningún caso a más de 2 metros sobre el nivel del suelo en que se encuentra el animal, la pendiente debe ser descendente hacia el receptor, no existiendo ninguna subida en su trayectoria.

La entrada de leche en la conducción a través del tubo largo de leche, debe estar situada en la parte superior de la misma.

Bomba de vacío: La bomba de vacío es el elemento que se encarga de producir el vacío de succión en el sistema de ordeño. Esta trabaja bajo ciertos requerimientos básicos esenciales como lo son la potencia de operación y el caudal de aire libre aspirado. Las bombas de vacío trabajan a capacidades de aspiración muy distintas (desde 6 hasta 550 m<sup>3</sup>/h) y con potencias que pueden variar desde los 0.5 hasta los 50 hp. Según las normas UNE (Norma UNE 68-050 y 68-061) las presiones de succión adecuadas de trabajo no deben estar fuera del rango de 40 a 50 Kpa de vacío.

Las bombas de vacío, en cuanto a construcción y características pueden ser de los siguientes tipos:

Bombas lubricadas con aceite

a) Bombas de pistón. Pueden ser de alta o baja velocidad. Las de baja velocidad tienen las siguientes características: consumen poco aceite, requieren poco mantenimiento y son silenciosas. Las de alta velocidad, tienen como ventaja mayor capacidad de producción de vacío.

b) Bombas rotativas. Este modelo de bombas es el más difundido; pueden ser de altas o bajas velocidades, ésta se determina por las revoluciones por minuto a que gira su motor y tienen las siguientes ventajas: proporcionan mayor capacidad de vacío, comparadas con las de pistón, para un mismo caballaje; requieren poco mantenimiento y son silenciosas. El aceite lubrica a este rotor y forma una película que evita fugas de aire.



Fig.10 Izquierda: Pezoneras de succión en posición de ordeño. Derecha: Motor y bomba de vacío

### 1.3 Objetivos y mejoras del planteamiento

#### 1.3.1 Objetivo general

DISEÑAR UNA ORDEÑADORA MECÁNICA ADECUADA AL CONCEPTO DE TECNOLOGÍA APROPIADA QUE FUNCIONE CON POTENCIA HUMANA DIRECTA PARA SECTORES ALEJADOS DONDE NO SEA ACCESIBLE LA ENERGÍA ELÉCTRICA

#### 1.3.2 Objetivos específicos

- 1) Diseñar el mecanismo de transmisión de potencia que permita el funcionamiento de la bomba minorizando lo mejor posible los desniveles en el vacío que se presenten por variabilidad de la entrega de potencia humana.
- 2) Implementar el sistema de conducción de leche que permita la higiene necesaria en el producto para permitir una más amplia comercialización de la leche.
- 3) Establecer los parámetros adecuados de generación de vacío en el diseño para realizar un adecuado ordeño y mantener la salud de la ubre de la vaca.

## CAPÍTULO 2

### 2. Diseño de la máquina

#### 2.1 Metodología del diseño

Para el presente diseño se utilizará el método normalizado VDI 2222 ya que presenta la ventaja de no necesitar experiencia del diseñador en casos similares y además de que se permite la optimización de cada fase aún cuando se haya pasado ya por ellas, esto es de gran ayuda sobre todo cuando el diseñador es novato.

Las principales fases con las que contamos son las siguientes:

- 1) Planeamiento: En esta etapa identificamos el problema, las necesidades que debemos satisfacer y la factibilidad de una solución. También es cuestión recolectar toda la información posible para elaborar una lista de exigencia coherente.
- 2) Elaboración del concepto: Es la etapa en la que se identifican las funciones de la máquina y a partir de ella se elabora una matriz morfológica que pueda brindar la mayor variedad de conceptos de solución preliminares.
- 3) Elaboración del proyecto: Esta etapa se inicia con la elección del concepto de solución óptimo y en base a él se lleva a cabo el desarrollo completo del diseño como son el dimensionamiento y los cálculos.

- 4) Elaboración de detalles: Finalmente se designan los valores definitivos al diseño, se definen cuestiones de acabado superficial, tolerancias y materiales. También se elaborarán los documentos y planos que se requieran para sustentar el proyecto elaborado.

## 2.2 Lista de exigencias

El análisis de la situación tecnológica de Langui nos ha proporcionado la siguiente lista de exigencias a seguir:

Tabla3. Lista de exigencias principales del diseño elaborado

LISTA DE EXIGENCIAS			Pag. 1 de 1
DISEÑO DE UNA ORDEÑADORA MECÁNICA ACCIONADA POR ENERGÍA HUMANA PARA EL SECTOR RURAL			Edición: Rev 1
PROYECTO		Fecha: 14/09/09	
CLIENTE		Revisado: J.A.M.	
Fecha (cambios)	Deseo o exigencia	Descripción	Responsable
		<b>Función principal:</b> Ordeñar vacas de forma más eficiente (reducción de tiempo y personal a cargo). Mejorar la calidad del producto obtenido	A.M.T.
14-09-09	E	Potencia y energía: La potencia necesaria debe ser entregada por una sola persona.	A.M.T.
14-09-09	E	Control de calidad: Los materiales empleados deben asegurar la calidad producto	A.M.T.
14-09-09	E	Fabricación: Los materiales empleados en la fabricación deben ser de fácil acceso para facilitar el mantenimiento.	A.M.T.
14-09-09	E	Transporte: El traslado dentro del establo debe ser posible de realizarse sin ayuda de maquinaria adicional	A.M.T.
14-09-09	D	Geometría: La máquina debe tener dimensiones similares a una máquina accionada con energía eléctrica.	A.M.T.
14-09-09	E	Costo: El costo de la máquina no debe superar el costo de una máquina eléctrica de igual capacidad.	A.M.T.
14-09-09	D	Accesibilidad: La máquina debe poder ser usada por cualquier persona encargada del ordeño.	A.M.T.

14-09-09	E	Ergonomía: No debe percibirse como una máquina ajena al entorno en el que se instalará.	A.M.T.
14-09-09	E	Uso: El ruido producido durante su uso no debe alterar el ambiente creado para el ordeño.	A.M.T.
14-09-09	D	Plazo de entrega: Diciembre 2010	A.M.T.
21-09-09	E	Mantenimiento: Mantenimiento sencillo	A.M.T.
21-09-09	E	Es necesario contar con accesorios adicionales para mejorar la operación de ordeño	A.M.T.
15-09-12	E	Control: Los indicadores de presión de vacío deben ser accesibles para el operador de la máquina	A.M.T.

### 2.3 Estructura de funciones

#### 2.3.1 Caja negra

El proceso de abstracción para elaborar los conceptos de solución incluye la elaboración del Black-Box para determinar las funciones principales que llevará a cabo la máquina. A continuación se presenta el trabajo realizado:

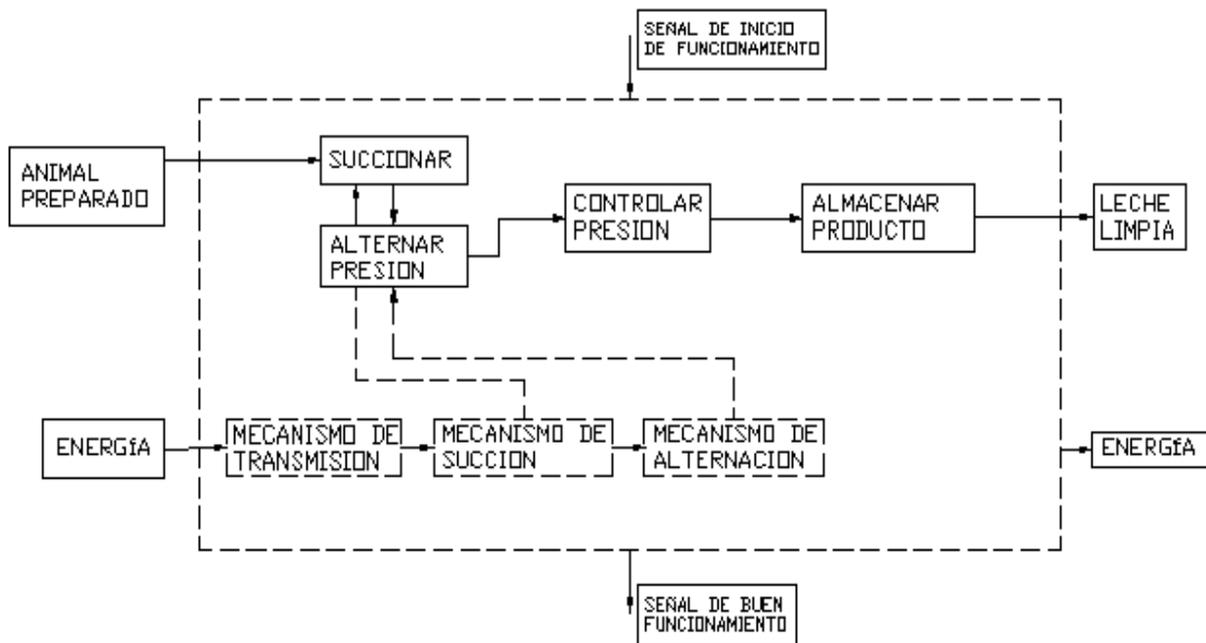


Fig11. Esquema de estructura de funciones principales del diseño

### 2.3.2 Funciones Técnicas

- **Entrega de Potencia:**

El mecanismo para entrega de potencia se encargará de recibir la energía del usuario del diseño, transformando el movimiento y la fuerza proporcionada por este, y tratando de aprovechar con la mejor eficiencia posible la energía entregada de modo que se pueda cumplir con los requerimientos de torque y velocidad necesarios para el accionamiento del mecanismo de succión.

- **Transmitir Potencia:**

Este mecanismo se encarga de transmitir el movimiento y la fuerza que se recibe del usuario para ser entregado a la máquina que se encargará de transformar la energía en presión de vacío.

- **Succionar:**

El mecanismo de succión se encargará, como su nombre lo dice, de generar la presión de succión de la ordeñadora. Para esto el mecanismo debe asegurar que alcanzará una presión negativa superior a la mínima necesitada para el ordeño (35-40 kPa). Este mecanismo deberá asegurar también que el caudal de fluido succionado sea el necesario para que el transporte de la leche desde las mamas hasta el tarro de almacenamiento aún tomando en cuenta las variaciones que se pudieran presentar por el alternador de presión de la ordeñadora.

- **Alternar la presión:**

El mecanismo de alternación de presión cumple una función muy importante, en una primera posición de trabajo interrumpe la succión en las vías de conducción de leche. En la segunda posición de trabajo permite la entrada de aire a baja presión en las vías secundarias de la pezonera,

**Ordeñar:**

Es la función principal del diseño. Se encarga de succionar la leche del pezón de la vaca gracias a la presión de vacío alternante del sistema. En la primera posición se obstruye el canal de la pezonera de modo que se interrumpe la succión, y en la segunda la pezonera se encuentra a presión de vacío constante con lo cual se ejerce succión en el pezón de la vaca.

**2.4 Matriz Morfológica**

- Luego de determinar las funciones se realizó la siguiente estructura basada en las funciones identificadas anteriormente:

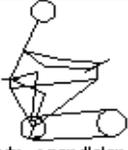
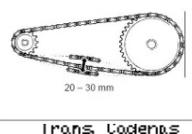
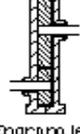
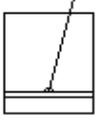
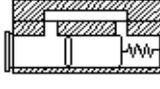
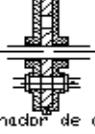
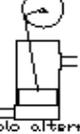
	1	2	3	4
Entrega de Potencia	 Bicicleta acondicionada	 Mecanismo de 4 barras	 Palanca y pedal	 Bieleta - manivela
Transmitir Potencia	 Trans. Cadenas	 Trans. Fajas	 Engranajes	
Succión	 Bomba de pistón	 Bomba de paletas	 Bomba de engranajes	
Alternación de presión	 Válvula	 Alternador de disco	 Cilindro alternador	
Ordeñar	 Pezoneras de vacío			

Fig.12 Matriz morfológica de funciones implicadas en la operación de la máquina diseñada

## 2.5 Conceptos de solución

- Los conceptos de solución desarrollados para nuestro diseño se pueden observar en la matriz morfológica modificada:

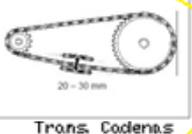
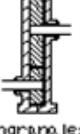
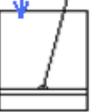
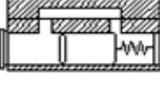
	1	2	3	4
Entrega de Potencia	 Bicicleta acondicionada	 Mecanismo de 4 barras	 Palanca y pedal	 Biela - manivela
Transmitir Potencia	 Trans. Cadenas	 Trans. Fajas	 Engranajes	
Succión	 Bomba de plátón	 Bomba de paletas	 Bomba de engranajes	
Alternación de presión	 Válvula	 Alternador de disco	 Eje de alternador	
Ordeñar	 Pezoneras de vacío			

Fig.13 Matriz morfológica de funciones con opciones tentativas de concepto de solución

## 2.6 Evaluación de los conceptos de solución

**Opción 1: Bicicleta acondicionada – Transmisión de cadena - Bomba de pistón – pulsador rotativo – Pezoneras de vacío**

Esta opción se presenta favorable en términos de comodidad para el usuario puesto que cuenta con un asiento que permite una mejor posición para el trabajo lo que a la larga beneficia el rendimiento de la ordeñadora. También se presenta relativamente sencilla de construir aunque existen piezas, que siendo de diseño original harían un mantenimiento muy difícil de hacer. Además el hecho de contener piezas diseñadas (como el pulsador) eleva el costo a un nivel alto respecto de otras opciones.

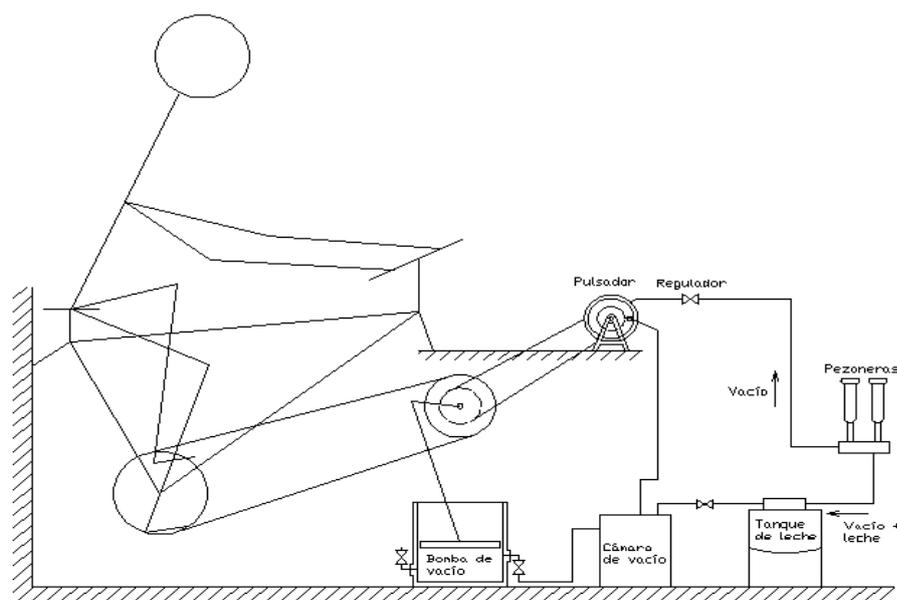


Fig.14 Esquema de concepto de solución 1

### **Opción 2: Bicicleta acondicionada – Transmisión de fajas - Bomba de vacío (paletas) – Válvula pulsadora – Pezoneras de vacío**

Al igual que la primera opción, esta también beneficia al usuario en comodidad pero además el tipo de bomba la hace más eficiente, se trata de un modelo sencillo y fácil de instalar. Sin embargo presenta una deficiencia en cuanto a costo, específicamente costo inicial, ya que varias piezas serían compradas, esto inicialmente significará un gasto importante pero luego hará que el mantenimiento sea más accesible.

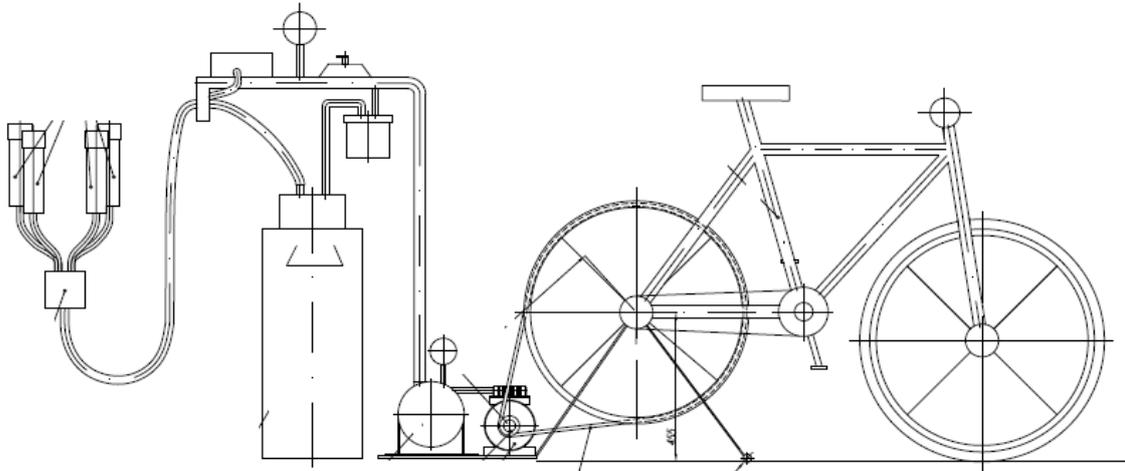


Fig.15 Esquema de concepto de solución 2

**Opción 3: Bicicleta acondicionada – Transmisión de fajas - Bomba de pistón – Pistón alternador – Pezoneras de vacío**

Nuevamente la comodidad es un punto a favor. A pesar de ello, una bomba de pistón será menos eficiente aunque en este caso se ha añadido un factor positivo: Se utilizará la carrera muerta de uno de los cilindros de vacío para generar el pulso de la presión en las vías secundarias. También presenta el problema del mantenimiento a largo plazo por la fabricación especial de la bomba.

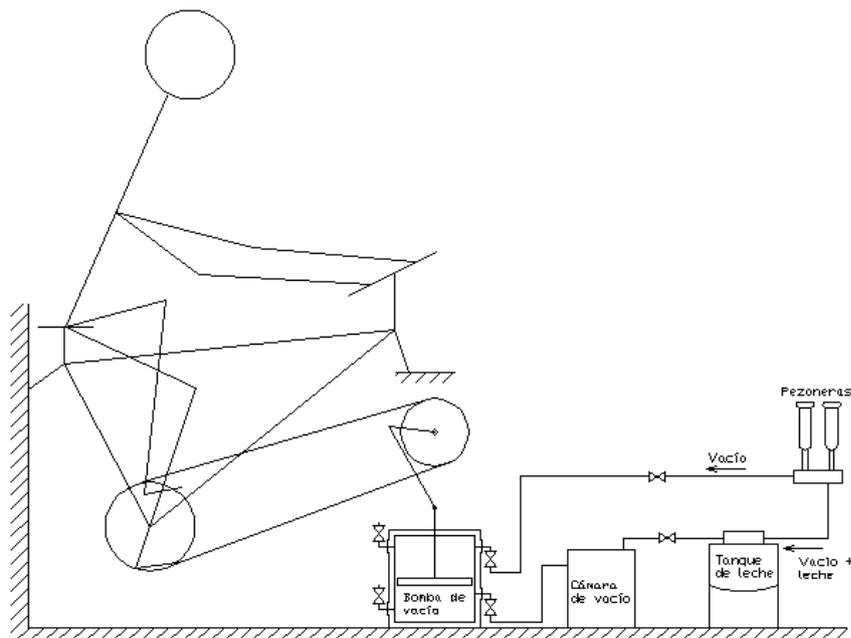


Fig.16 Esquema de concepto de solución 3

#### Opción 4: Mecanismo de 4 barras – Transmisión de fajas - Bomba de engranajes – Pistón alternador – Pezoneras de vacío

Entre los puntos fuertes de esta opción podemos decir que el mecanismo de transmisión es más sencillo y menos costoso, sin embargo no se usaría la máxima potencia que una persona puede desarrollar además de ser algo incómodo después de cierto tiempo de uso. La bomba de engranajes podría ser una opción adecuada por el bajo mantenimiento necesario, sin embargo aumentará el costo del diseño.

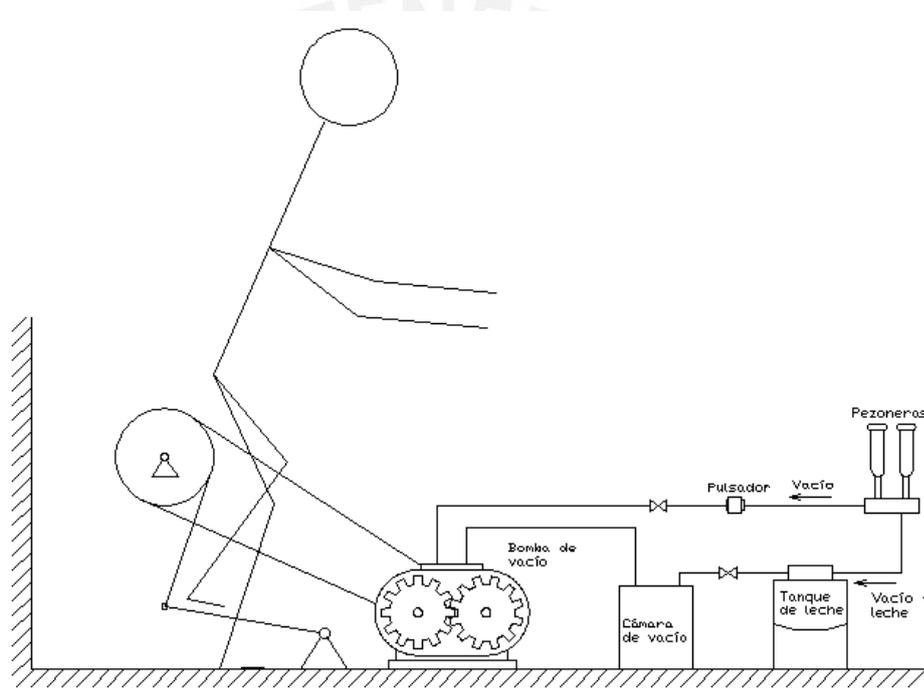


Fig.17 Esquema de concepto de solución 4

### 2.7 Determinación del concepto óptimo

Tomando en cuenta las características del terreno, del ambiente y método de ordeño y de lo que la gente percibe como más adecuado se ha elaborado la siguiente tabla que muestra las fortalezas y debilidades de los diseños preliminares que se llevaron a Cusco para ser consultados. A continuación los criterios utilizados en detalle y el resumen de su valoración en cada concepto:

Factibilidad: Sobre todo contempla la probabilidad de que el concepto pueda ser desarrollado en el contexto geográfico y social en el que se desea implementar. Para ello los componentes, mientras más sencillos sean serán mejor valorados.

Comodidad: Se refiere principalmente a la relación con el usuario. El concepto que se perciba como más adecuado en postura, movimiento requerido, intensidad y nivel de fatiga tendrá una mayor puntuación en este campo.

Facilidad de instalación: La facilidad en la instalación se refiere principalmente al nivel técnico que ha de requerir para la instalación de la máquina. Se prefiere en este caso un diseño que no requiere alta capacitación para su instalación.

Sencillez: Es un factor importante ya que la zona objetivo para la implementación del diseño debe identificarse satisfactoriamente con la tecnología entregada para la sostenibilidad de la innovación.

Mantenimiento: El mantenimiento del equipo deberá ser lo más sencillo posible, dentro de este aspecto se incluyen los períodos de mantenimiento de cada equipo incluido, la complejidad que requiera el proceso, la frecuencia con que se deba hacer y el costo que implique.

Perturbación del ambiente: Muy importante ya que como se ha mencionado el ambiente influye directamente en la producción de la leche. Los conceptos se evaluarán según el nivel de perturbación que puedan provocar sus componentes.

Eficiencia del diseño: Principalmente se refiere a la capacidad del sistema para transformar la energía entregada con las menores pérdidas posibles y a la capacidad para permitir la mayor entrega de energía de parte del usuario.

Estimación de costo: Finalmente se valorará aproximadamente el costo del concepto, siendo que un menor costo en este caso será lo más adecuado.

Tabla4. Valoración de conceptos de solución preliminares

Valorados entre 1 a 5 (1=malo, 5=muy bueno)				
	Opción 1	Opción 2	Opción 3	Opción 4
Factibilidad	2	4	3	3
Comodidad	4	4	4	2

Facilidad d/ instalación	3	4	3	4
Sencillez	3	4	3	3
Mantenimiento	2	3	2	3
No perturbación d/ ambiente	2	3	3	2
Eficiencia d/ diseño	2	4	3	2
Estimado d/ costo	2	2	3	2
<b>Total</b>	20	<b>28</b>	24	21

- Como se ha podido ver en la tabla en modelo 2 es el que reúne las mejores condiciones para ser implementado. El esquema del modelo se muestra a continuación:

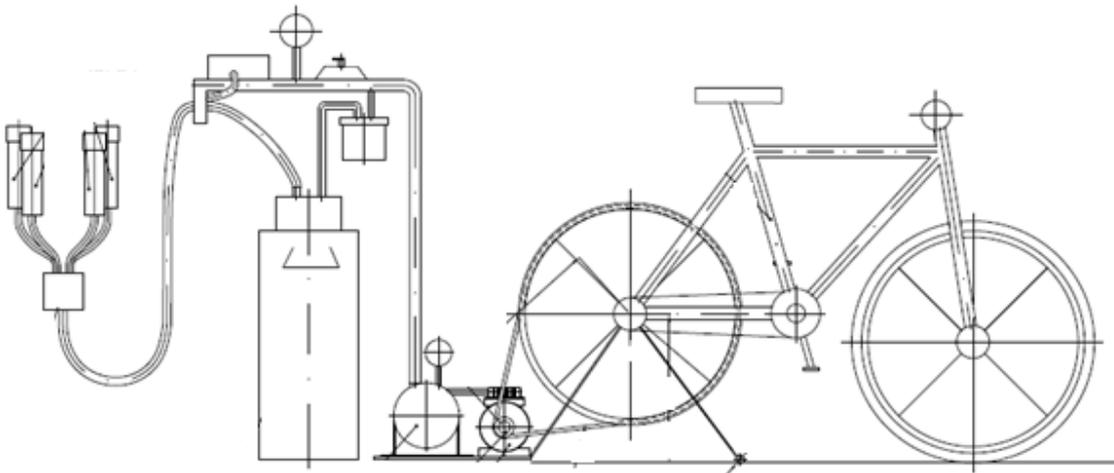


Fig. 18 Esquema de concepto de solución seleccionado para el diseño

Las ventajas por las que fue escogido son las siguientes:

- Fue aceptado por los pobladores como un concepto cómodo al ser presentado.
- Aprovecha de buena forma la potencia entregada al usar en todo momento el movimiento del émbolo.
- No consta de muchas piezas que deban ser cambiadas o mantenidas constantemente
- No presentaría problemas de instalación en la zona. Es un concepto sencillo.

- Contiene elementos no ruidosos exceptuando la transmisión de cadena que favorecen el ambiente de ordeño.
- No representa un costo elevado a mediano plazo pero si representa un costo más alto que otras opciones a corto plazo por la fabricación de los cilindros.

### 2.7.1 Definición de componentes del concepto óptimo

- a) Bicicleta acondicionada: La bicicleta acondicionada será el elemento que se encargará de transformar la potencia humana en las piernas en potencia mecánica al eje de la bomba. El mecanismo de transformación es el mismo que posee una bicicleta común: la energía es proporcionada por las piernas del operador a pedales que se encuentran a los lados de la rueda motriz de la bicicleta. Esta será adaptada para la función que deseamos realizar, para ello se reemplazará la llanta trasera de la bicicleta por una faja plana de transmisión de potencia, así podremos transmitir la potencia de la rueda trasera de forma eficiente. Cabe resaltar que la diferencia de diámetros entre la rueda motriz (catalina) y la rueda conducida (rueda trasera) permitirá alcanzar luego las velocidades angulares requeridas por la bomba, por lo cual es muy importante el uso de la rueda de la bicicleta como rueda motriz del eje de la bomba.

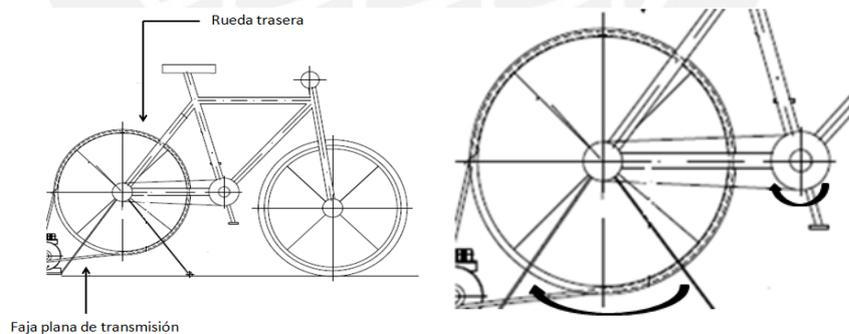


Fig. 19 Izquierda: Rueda trasera de bicicleta acondicionada. Derecha: Giros de ruedas motrices

El manejo durante operación de la máquina será similar a andar en bicicleta. La dificultad de la operación dependerá del torque que se requiera para accionar la máquina y de la velocidad que necesite estando ya en marcha. En tanto la potencia que podrá generar una persona en una bicicleta podría ser aproximada según la

gráfica que se muestra, en la cual se indica la energía que se consume por unidad de longitud en la actividad del pedaleo a diferentes velocidades.

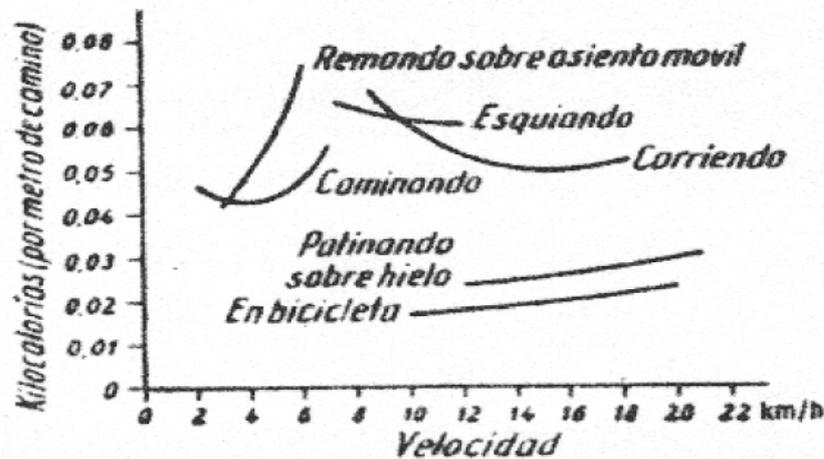


Fig. 20 Consumos de energía por metro versus velocidad desarrollado en la actividad [15]

- b) Bomba de vacío: La bomba de vacío que utilizaremos es el principal componente del diseño, se encarga de reducir la presión en los conductos de la ordeñadora lo suficiente para extraer leche de la vaca, además en esta operación se recoge aire del exterior convirtiendo el flujo en bifásico, característica que se revisará más adelante en los cálculos. La bomba es accionada por la potencia que se entrega por medio de la faja de transmisión, una vez que se ha alcanzado la velocidad de operación adecuada. En nuestro diseño se considerará adquirir una bomba de vacío de catálogo, es decir comercial, y las razones se explican a continuación.

En primera instancia hay que recordar que esta es una máquina accionada por potencia humana por lo cual la potencia de entrada es un factor crítico, será de valor variable de usuario a usuario y en el transcurso del tiempo puesto que una persona no puede mantener constante su potencia de trabajo; es por ello que necesitamos una bomba con la mejor eficiencia posible para disminuir en algo esas variaciones de potencia que se presentarán a menudo. Resultará, de manera lógica, mucho mejor optar por una bomba comercial ya que esta cumple de por sí con los estándares de eficiencia y operación. En segundo lugar, previendo un funcionamiento prolongado, los diferentes componentes del diseño requerirán de un mantenimiento adecuado, el cual se facilitará tremendamente si la bomba resulta ser una bomba comercial.

Resulta convincente pensar en usar una bomba comercial si se toma en cuenta que esta es un proyecto de larga duración, a pesar que en un inicio el costo sea mayor.



Fig. 21 Bomba de paletas convencional utilizada para generación de vacío

- c) Tanque de vacío: El tanque de vacío es el primer de los tanques que se encuentran en el diseño, sirve como separador del producto (leche) de la bomba de vacío. Este tanque será fabricado a nivel local y no requiere necesariamente de aceros especiales para su producción.
  
- d) Tanque de almacenaje (tarro): Este tanque es el encargado de recibir la leche extraída de la vaca y almacenarla hasta terminar el proceso de ordeño. El flujo bifásico de los conductos es separado en este tanque, la leche se almacena y el aire pasa al tanque de vacío y posteriormente a la bomba. Para este tanque si se debe tener cuidados en su fabricación ya que debe cumplir con las normas de higiene para el almacenamiento de alimentos y además debe poseer un sellado hermético para prevenir que aire no filtrado entre en contacto con la leche extraída.



Fig.22 Estación de ordeño simple a tarro con dos puntos de ordeño

- e) Válvula pulsadora: El pulsador es una parte muy importante del ciclo de ordeño ya que permite el masaje de los pezones de la vaca y la intermitencia de la presión de succión con el fin de proteger los pezones de la vaca de algún daño. Un pulsador tiene como principal trabajo obstruir o permitir el flujo de fluidos a través de él de forma periódica. Los pulsadores los encontramos de variados tamaños y formas, algunos son electrónicos y otros no funcionan con energía adicional. Nosotros adecuándonos al concepto de “tecnologías apropiadas” usaremos un pulsador que funciona sin electricidad.



Fig.23 Pulsadores neumáticos De Laval para ordeño de ganado

- f) Pezoneras: Las pezoneras son los alojamientos de los pezones de la vaca durante el ordeño, además contienen las cámaras de presión que permiten el masaje y ordeño del animal durante su funcionamiento. Son fabricados bajo estrictas formas de higiene y serán adquiridos directamente ya que su elaboración sería costosa y el proyecto no la contempla.

## 2.8 Dimensionamiento del diseño

### 2.8.1 Determinación de la potencia humana necesaria

El valor de potencia humana que se puede desarrollar bajo el mecanismo de transmisión dado por la bicicleta se puede encontrar de forma teórica y de manera experimental. En este trabajo se ha investigado las dos formas para contrastar las diferencias de los valores hallados y poder sacar conclusiones al respecto. En primer lugar ha de calcularse el valor teórico según la gráfica referida en la tesis de Augusto Vidal [15] en la cual se muestran los valores de entrega de energía por metro de trabajo de una persona versus la velocidad para actividades comunes a desarrollar. A continuación se muestra la gráfica:

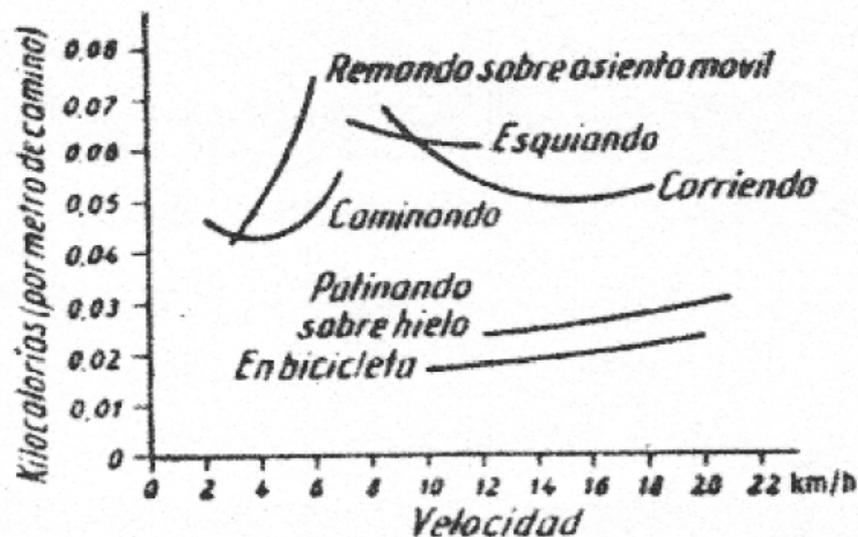


Fig. 24 Consumos de energía metro versus velocidad en la actividad [15]

En la gráfica mostrada se puede observar en particular la curva de valores de energía por metro versus velocidades para una marcha en bicicleta. Los rangos de valores para una persona manejando bicicleta se muestran a continuación en tabla:

Tabla 5. Datos de velocidad y energía consumida para manejo de bicicleta

Velocidad (Km/h)	Energía p/ metro (Kcal/m)
10	0.018
11	0.0185

12	0.019
13	0.0195
14	0.02
15	0.0205
16	0.021
17	0.0215
18	0.0225
19	0.024
20	0.025

Si se contrastan los valores del eje de abscisas con el eje de ordenada puede determinarse la potencia que se entrega en la actividad en cada punto pero para ello se debe cambiar las unidades de nuestros valores para obtener la potencia en unidades familiares a nuestro trabajo en ingeniería. La potencia desarrollada se obtendrá como sigue:

$$P = \left(\frac{E}{m}\right) * v$$

Cambiamos las unidades de la velocidad:

$$V\left(\frac{m}{s}\right) = \frac{V\left(\frac{km}{h}\right) * 1000\left(\frac{m}{km}\right)}{3600\left(\frac{s}{h}\right)}$$

Y cambiamos las unidades de la energía:

$$E = E(Kcal) * 1000\left(\frac{cal}{Kcal}\right) * 4,187\left(\frac{J}{cal}\right)$$

Con las unidades adecuadas podemos elaborar nuevamente la tabla y obtener los valores de potencia que se desarrollan durante el manejo de una bicicleta:

Tabla 6. Valores de potencia desarrollados durante el manejo de bicicleta

Velocidad (Km/h)	Velocidad (m/s)	Energía p/ m (Kcal/m)	Energía p/ m (J/m)	Potencia (W)
10	2.78	0.018	75.4	209.4
11	3.06	0.0185	77.5	236.7
12	3.33	0.019	79.6	265.2
13	3.61	0.0195	81.6	294.8
14	3.89	0.02	83.7	325.7
15	4.17	0.0205	85.8	357.6

16	4.44	0.021	87.9	390.8
17	4.72	0.0215	90.0	425.1
18	5.00	0.0225	94.2	471.0
19	5.28	0.024	100.5	530.4
20	5.56	0.025	104.7	581.5

Se observa los valores de potencia entregados durante el manejo de bicicleta pueden abastecer los requerimientos de la bomba escogida para desarrollar la función de vacío (Bomba de vacío Interpuls 0.5 HP; Caudal = 160 l/min;  $P_{operación}=50\text{Kpa}$ ) según el requerimiento de la misma:

$$P_{necesaria} = 0,5 * 746\text{W} = 373 \text{ W}$$

Sin embargo debemos considerar en primera instancia las pérdidas de eficiencia que se ocasionarán por la cadena primaria y la faja de transmisión que va a continuación, siendo de este modo que el valor de potencia en realidad es aproximado a:

$$P_{necesaria} = 373 \text{ W} / (\text{efic. Cadena} \times \text{efic. Faja})$$

Efic. Cadena aprox: 0.94

Efic. Faja aprox: 0.93

$$P_{necesaria} = 373 \text{ W} / (0.94 \times 0.93) = 426 \text{ W}$$

Según el cálculo teórico de la potencia se debe manejar la bicicleta a una velocidad mayor a 18 Km/h (5.0 m/s) para lograr la potencia necesaria en el ordeño.

En segundo lugar debemos calcular la fuerza y por consiguiente el torque que deberá ejercer el operario para manejar la máquina y observar si es factible la operación.

Considerando la geometría de una bicicleta convencional como sigue:

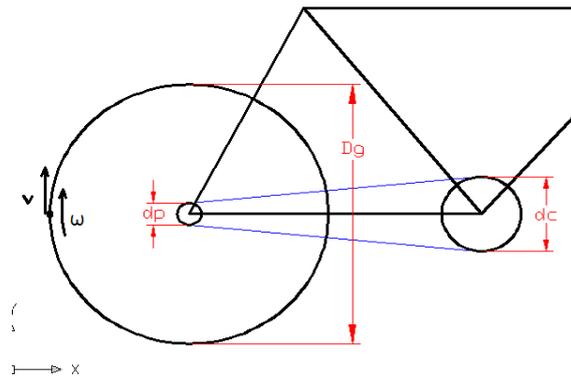


Fig.25 Diámetros del aro, catalina y piñón de la bicicleta

Donde,

$D_g = 600$  mm (Diámetro aproximado del aro de la bicicleta=

$d_c = 200$  mm (Diámetro de la catalina)

$d_p = 60$  mm (Diámetro de la rueda dentada posterior)

Y seguimos considerando los valores anteriormente anotados,

$v_e = 18$  Km/h

Podemos calcular la velocidad angular del aro de bicicleta basado en estos datos:

$$\omega = \frac{\text{velocidad } \left(\frac{m}{s}\right)}{\text{radio del aro (m)}}$$

$$\omega = \frac{5.0}{0.3} = 16.6 \frac{rad}{s}$$

La velocidad del pedaleo estará dada por las relaciones de los diámetros de las ruedas en acción:

$$\omega_p = 16.6 * \frac{60}{200} = 5.0 \frac{rad}{s}$$

Ya que se dispone de la velocidad angular de operación del operario se procede a determinar el torque que requiere ejercer para cubrir la potencia de trabajo:

$$P_{op} = 426 \text{ W} = T_{op} * 5.0$$

$$T_{op} = 85.2 \text{ N.m}$$

Este torque de operación que realizará la persona se ejerce sobre el eje de la catalina y la fuerza de acción de este torque se ejerce en los pedales de la bicicleta, se calculará la fuerza de operación según la fórmula  $T=F.d$  :

$$F_{op} = \frac{T_{op}}{d}; \text{ donde } d = 0.2 \text{ m (palanca del pedal)}$$

$$F_{op} = 426 \text{ N} (\approx 43 \text{ Kg})$$

De este modo se determina que para accionar el sistema del diseño se necesitará aplicar 43 kg de peso sobre el pedal activo (aprox. 55% del peso corporal promedio) y alcanzar una velocidad angular de pedaleo de 5.0 rad/s en la catalina. Según este dato, es posible entregar esta fuerza y velocidad al sistema para hacerlo funcionar.

### 2.8.2 Determinación del diámetro de la polea de la bomba

El diámetro de la polea conducida que va a la bomba se determinará con base en la relaciones de transmisión que se deben cumplir para satisfacer la velocidad de rotación nominal de la bomba:

Relación de transmisión ( $i_T$ ):

$$i_T = \frac{1350}{\frac{4.44 * 30}{\pi}} = 31.8$$

La relación de transmisión total será resultado de las relaciones de transmisión parciales de cada etapa de transmisión:

$$i_T = i_1 * i_2$$

Donde:  $i_1 = 200 / 60$  ;  $i_2 = 600 / D_p$

Y por lo tanto:

$$it = 31.8 = \left(\frac{200}{60}\right) * \left(\frac{600}{D_p}\right)$$

$$D_p = 62 \text{ mm}$$

De acuerdo a los cálculos presentados la relación de transmisión necesaria es igual a  $i = 9.67$ . Este valor es muy alto para una transmisión de fajas o cadenas por lo cual será necesario introducir una etapa intermedia de transmisión y así alcanzar el valor necesario en dos etapas.

### 2.8.3 Determinación de los requerimientos de caudal de la bomba según Norma UNE – 68050

Se procederá a calcular el caudal que se requiere de una bomba para accionar el sistema de ordeño y contrastar con nuestro estimado para determinar si es factible realizar el diseño con la bomba seleccionada. Según la mencionada norma [13] se establece que el requerimiento de RESERVA REAL de caudal para un juego de ordeño con el sistema de ordeño a tarro será de 80 litros por minuto. Este valor se debe contrastar con el caudal necesario para realizar la limpieza del sistema, el caudal que resulte mayor se tomará como caudal inicial de cálculo.

En segundo lugar se realiza el cálculo del caudal de limpieza para compararlo con el de la reserva real. Para determinar el caudal de limpieza primero se determinará el diámetro de las conducciones de leche según la fórmula [13]:

$$D_{cond} = \left( 27.8 * L * \frac{Q^{1.75}}{\Delta P} \right)^{\frac{1}{4.75}}$$

Donde,

L = Longitud de las tuberías de conducción (m)

Q = Caudal de reserva real (l/min)

$\Delta P$  = Variación de presión en las conducciones aceptable

Según Norma UNE 68050 pág. 12 el valor de  $\Delta p$  no debe superar los 3 kPa entre la bomba y el punto de medición. Entonces para un valor de 2kPa de caída de presión en las tuberías de 6m de largo en total para una toma de ordeño común [13] se obtendrá:

$$D_{cond} = \left( 27.8 * 6 * \frac{80^{1.75}}{2} \right)^{\frac{1}{4.75}} \approx 14 \text{ mm}$$

Con el valor del diámetro de las conducciones se procede a calcular el caudal de limpieza según Norma UNE 68050 pág. 20 según la fórmula:

$$Q_{limp} = \frac{\pi * d^2}{4} * v * \frac{p_a - p_1}{p_a}$$

Donde

d = Diámetro de las conducciones de leche (dm)

v= velocidad de aire en las conducciones en dm/min

$p_a$ = presión atmosférica real durante operación (kPa)

$p_1$ = nivel de vacío en la limpieza (kPa)

El valor de la velocidad del aire se estimará según la tabla A.2 pág. 20 Norma UNE 68050 en  $v = 8 \text{ m/s}$ .

Además tenemos que el valor a 4000msnm de la presión atmosférica [16] es de  $p_a = 62 \text{ kPa}$  y las condiciones de operación de trabajo mínimo de la bomba es de  $p_1 = 35 \text{ kPa}$  como valor mínimo de vacío que se requiere para realizar un ordeño adecuado en condiciones críticas [15]. Por lo tanto el valor del caudal de limpieza será:

$$Q_{limp} = \frac{\pi * 0.14^2}{4} * 4800 * \frac{62 - 35}{62} = 32.6 \frac{\text{l}}{\text{min}}$$

Como se puede ver el caudal de limpieza es mucho menor que la reserva real de la bomba por lo cual se tomará el primer valor de caudal para determinar el caudal final de bomba a utilizar.

Ahora se procede a corregir el caudal de la bomba según apartado A.5 pág.22 [13] para bombas que trabajan a alturas distintas a 0msnm. El caudal corregido será:

$$C_{\text{Corr}} = H * (\text{Reserva Real} + \text{Caudal de accesorios})$$

Donde,

$$H = \frac{P_{\text{max}} - \frac{P_n * P_s}{P_{\text{an}}}}{P_{\text{max}} - P}$$

$P_{\text{max}}$  = Máximo nivel de vacío de la bomba en operación

$P_n$  = Nivel nominal de vacío en admisión de la bomba

$P_s$  = Presión atmosférica de referencia a la altitud

$P_{\text{an}}$  = Presión atmosférica nominal

$P$  = Nivel de vacío en la entrada de bomba

Para las condiciones de operación, atmosféricas y características de los equipos que se utilizarán calcularemos un valor aproximado de H y luego se comparará con el método experimental:

Para una bomba Interpuls 0.5 hp, 4000 msnm:

$P_{\text{max}}$  = 50 KPa

$P_n$  = Nivel de vacío máximo - pérdidas de presión = 50 KPa - 2 KPa = 48 KPa

$P_s$  = 62 KPa (para 4000 msnm [16])

$P_{\text{an}}$  = 101 KPa

$P$  = Nivel de vacío mínimo + pérdidas de presión = 35 KPa + 2 KPa = 37 KPa

Con ello calculamos el valor de H teórico:

$$H = \frac{50 - \frac{48 * 62}{101}}{50 - 37}$$

$$H = 1.57$$

O bien se puede obtener el valor H de la tabla A.3 pág.22 [13] para las condiciones de trabajo siguientes:

Altitud = 4000 msnm

Presión de vacío = 50 kPa (mínimo 35 kPa)

Presión atmosférica real = 62 kPa

Se deberá extrapolar el valor de H en la tabla ya que la norma no prevé altitudes tan grandes debido a su origen español. En todo caso para 4000 msnm extrapolarlo los valores de la tabla se obtendrá  $H \approx 1.3$

Como se observa hay una diferencia importante entre ambos valores obtenidos, sin embargo consideraremos como más acertado el valor obtenido de la tabla ya que está basado en datos experimentales de ensayos previos, por lo cual el valor de H se mantendrá en 1.3 para los cálculos.

Antes de calcular el caudal de la bomba debemos determinar el caudal de los accesorios de la máquina de ordeño. Según apartado A.6 pág 23 [13] se puede tomar los siguientes valores de caudal para los accesorios siguientes:

Pulsador de vacío= 25 l/min

Juego de pezoneras = 10 l/min

Por lo cual el caudal de accesorios será de 35 l/min. Además se deberán agregar según apartado A.4 pág. 21 [13] un caudal adicional por fugas previstas de la siguiente manera:

8% de la reserva real por regulación de la ordeñadora

4% de la reserva real por fugas en las conducciones

Finalmente el caudal que debe tener la bomba para el diseño será:

$$Cf = 1.3(80 + 35 + 6.4 + 3.2)$$

$$Cf \approx 161 \frac{l}{min}$$

El cual es casi el mismo que el que puede brindar la bomba seleccionada a condiciones de operación nominales.

#### 2.8.4 Determinación del caudal máximo posible de conducción en el ordeño

Según apartado C.2 pág. 35 [13] podemos determinar el caudal máximo que se podrá conducir según la fórmula:

$$Q_{max} = 0.2 + 1.5 Q_{prom}$$

Donde,

$Q_{prom}$  = Caudal promedio de conducción de leche en el ordeño

Este valor de caudal promedio se puede hallar con el muestreo de datos que se realizó anteriormente y en el cual se tomaron los caudales de producción de leche y el tiempo de ordeño de cada vaca muestreada. La tabla se muestra a continuación:

Tabla8. Tiempo y volumen de efectivo de producción del ganado

Número	Tiempo	Vol. producción
Vaca 1	1' 45"	1 lt
Vaca 2	5' 35"	3 lt
Vaca 3	4' 07"	2 lt

Vaca 4	4'48"	3 lt
Vaca 5	4'13"	3 lt

De los datos tomados se puede deducir que el caudal promedio será:

$$Q_{prom} = \frac{(\sum [Vol. \frac{producción}{tiempo}])}{5}$$

Como resultado se obtiene que el caudal promedio  $Q_{prom} = 0.585 \text{ l/min}$

Con este calcularemos nuestro caudal promedio de ordeño considerando que el equipo debe ser diseñado para soportar un caudal 50% mayor que el actual:

$$Q_{prom. \text{ real}} = 0.585 * 1.5 = 0.877 \frac{\text{l}}{\text{min}}$$

Por lo tanto el caudal máximo de conducción de leche en el ordeño será:

$$Q_{máx} = 0.2 + 1.5 * 0.877 = 1.515 \frac{\text{l}}{\text{min}}$$

## CAPÍTULO 3

### 3. Ingeniería de detalle

#### 3.1 Cálculos de comprobación

##### 3.1.1 Determinación de sistema de transmisión de fajas

Debido a los requerimientos de control del sistema de ordeño (de ser posible el control visual de la presión debe poder realizarse por el mismo operario) la geometría de la transmisión de fajas incluirá una etapa de poleas intermedias como se muestra a continuación:

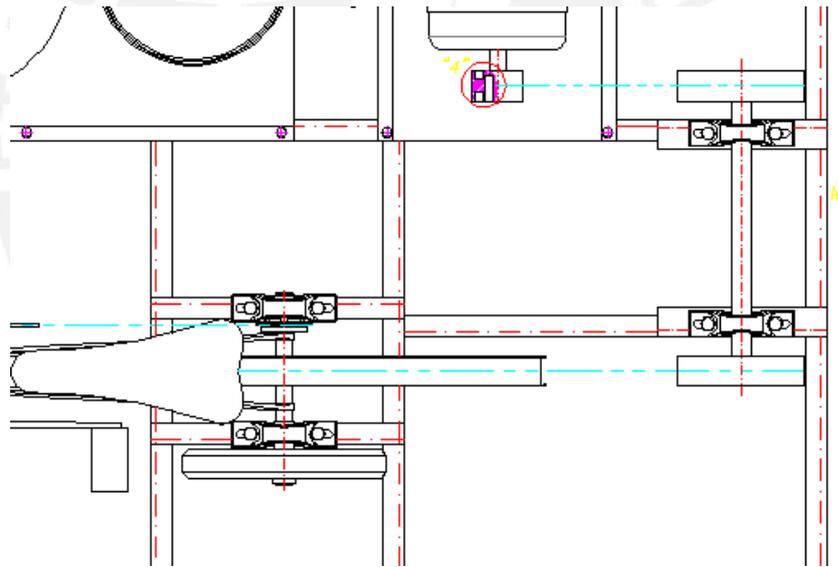


Fig26. Esquema distribución de la transmisión de potencia en la máquina

En primer lugar se procede a calcular la faja para la primera etapa de la transmisión con los siguientes parámetros iniciales:

$D_g = 600$  mm (Diám. aro de bicicleta)

$D_p = 150$  mm (Diám polea)

$N = 150$  rpm

La faja de transmisión en este caso será faja plana ya que es la que mejor se ajusta a la geometría del aro de bicicleta, por lo tanto se usarán fajas planas Dancord.

Procedemos a determinar el factor de carga ( $C_1$ ) de la transmisión. Según la tabla 1 el factor de carga se deberá seleccionar en función de las horas de trabajo y al tipo de máquina motriz que alimenta la transmisión. Para nuestro caso será conveniente elegir el sector de máquinas impulsivas ya que no entregan un torque uniforme en trabajo de igual manera que pasa con una persona durante el trabajo; por otro lado el número de horas de trabajo será el menor posible ya que el trabajo de ordeño no ocupa gran parte del día.



Tabla9. Factor de carga en selección de motor/máquina motriz

**Factor de carga  $c_1$**

Máquina de trabajo	Máquina matriz/motor				
	Motores de C.A., monofásicos y trifásicos con arranque estrella-triángulo. Motores en derivación de C.C. Motores de combustión interna de varios cilindros.	Motores de C.A., monofásicos y trifásicos, con bobinado en serie, motores de anillos colectores con arranque directo. Motores de C.C., con bobinado en serie y compound. Motores de combustión interna monocilíndricos.			
	Número de horas de funcionamiento por día (24 horas)	Número de horas de funcionamiento por día (24 horas)			
Máquina de trabajo	Hasta 10 horas	Hasta 10 horas	Hasta 10 horas	Más de 16 horas	Más de 16 horas
	De 11 a 16 horas	De 11 a 16 horas	De 11 a 16 horas	De 11 a 16 horas	De 11 a 16 horas
	Más de 16 horas	Más de 16 horas	Más de 16 horas	Más de 16 horas	Más de 16 horas
Agitadores de líquidos. Ventiladores centrífugos pequeños. Ventiladores de hasta 7,5 kW de capacidad. Transportadores ligeros.	1,0	1,1	1,2	1,3	1,3
Transportadoras de cinta para arena, granos, etc. Mezcladoras de masa. Ventiladores de más de 7,5 kW de capacidad. Generadores. Lavadoras. Máquinas-herramienta. Máquinas troqueladoras, prensas y cizallas. Máquinas de imprenta. Bombas relativas de alta presión. Cribas vibratorias y rotativas.	1,1	1,2	1,3	1,4	1,4
Máquinas para fabricar ladrillos. Elevadores de cangilones. Compresores de émbolo. Transportadores de rosca. Molinos de martillos. Trituradores holandeses. Bombas de émbolo. Sopladores de alta presión. Trituradoras. Maquinaria para la industria de la madera y de la cerámica. Máquinas textiles.	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6

Si siguiendo estas condiciones se obtiene que el valor para C1 debe ser de 1,2 para el servicio.

Ahora se procede a calcular la potencia capaz de transmitirse por la faja para ello se hará uso de la tabla 9 con las siguientes condiciones de trabajo:

$$D_p = 150 \text{ mm}$$

$$D_g = 600 \text{ mm}$$

$$N_f = 600 \text{ rpm}$$

Se deben interpolar los valores mostrados en la tabla para determinar el valor de potencias correspondiente a nuestras condiciones de trabajo:

Para 400 rpm:

$$D_p = 150 \text{ mm} \rightarrow Pot = 0.44 + (0.6 - 0.44) * \frac{150 - 125}{160 - 125} = 0.55 \text{ kW}$$

Para 720 rpm:

$$D_p = 150 \text{ mm} \rightarrow Pot = 0.78 + (1.07 - 0.78) * \frac{150 - 125}{160 - 125} = 0.98 \text{ kW}$$

Por último interpolando estos valores para un  $N = 600 \text{ rpm}$  tenemos:

$$Pot = 0.55 + (0.98 - 0.55) * \frac{600 - 400}{720 - 400} \approx 0.82 \text{ kW}$$

Este valor de potencia será el que puede transmitir la faja (Dancord M) por cada 10 mm de ancho.

Tabla10. Cuadro de selección de fajas para el diseño

d [mm]	Número de revoluciones [r.p.m.] de la polea pequeña																		
	200	400	720	800	920	1200	1450	1600	2000	2400	2800	3200	3600	4000	4500	5000	5500	6000	
DANCORD M	80	0,07	0,18	0,26	0,29	0,35	0,49	0,56	0,60	0,74	0,88	0,95	1,01	1,10	1,18	1,19	1,23	1,23	1,12
	100	0,11	0,26	0,49	0,57	0,73	0,82	0,96	1,01	1,23	1,38	1,51	1,60	1,72	1,80	1,80	1,78	1,76	1,71
	125	0,18	0,44	0,78	0,89	0,98	1,18	1,34	1,43	1,67	1,89	2,03	2,16	2,60	2,29	2,29	2,21	2,03	1,93
	160	0,29	0,60	1,07	1,21	1,38	1,60	1,82	1,94	2,23	2,46	2,63	2,69	2,71	2,57	2,27	1,96		
	200	0,44	0,82	1,43	1,58	1,87	2,14	2,45	2,60	2,94	3,18	3,35	3,23	3,03	2,71	2,02			
	250	0,53	1,01	1,95	2,13	2,40	2,76	3,10	3,23	3,56	3,74	3,57	3,21	2,57					
	315	0,71	1,37	2,36	2,54	2,90	3,36	3,68	3,83	3,96	3,71	2,99							
400	0,89	1,71	2,94	3,17	3,51	2,92	4,16	4,16	3,71										
DANCORD G	160	0,37	0,66	1,18	1,26	1,43	1,71	1,95	2,06	2,36	2,61	2,71	2,78	2,80	2,61	2,21	1,64		
	200	0,55	1,03	1,66	1,81	2,08	2,43	2,76	2,93	3,31	3,53	3,68	3,59	3,21	2,82	2,02			
	250	0,74	1,40	2,28	2,46	2,76	3,24	3,69	3,85	4,23	4,40	4,19	3,71	2,93					
	315	0,92	1,76	2,93	3,20	3,55	4,10	4,49	4,66	4,90	4,67	4,45							
	400	1,18	2,27	3,75	4,04	4,50	5,07	5,38	5,38	4,96									
	630	1,79	3,49	5,16	5,38	5,67	5,49	4,49											
DANCORD H	250	0,26	1,20	1,88	2,03	2,28	2,43	2,29	2,04	1,89									
	400	1,01	1,91	3,01	3,24	3,65	3,88	3,68											
	500	1,45	2,78	4,32	4,54	4,94	4,90												
	630	2,09	3,74	5,46	5,68	5,77	4,95												
	700	2,40	4,32	6,13	6,30	6,25	4,61												
	800	2,74	4,96	6,62	6,82	6,32													
	900	3,07	5,59	6,79	6,53	5,30													
							v > apr. 40 m/s												

Seguido a esto se hará el cálculo de la longitud de correa, para ello se debe determinar primero un entre-eje para la transmisión. En nuestro caso por razones de geometría no podrá usarse un valor muy grande entre-eje (e) por lo cual e=600mm.

La longitud de la faja estará determinada por la fórmula pág. 112 [12]:

$$L_{correa} = 2e + 1.57 (d_g + d_p) + \frac{(d_g - d_p)^2}{4 * e}$$

Por lo tanto la longitud de correa para este caso será:

$$L_{correa} = 2 * 600 + 1.57 (600 + 150) + \frac{(600 - 150)^2}{4 * 600}$$

$$L_{correa} = 2462 \text{ mm.}$$

Cuando se hace cálculo de fajas es necesario calcular la velocidad de la faja debido a que no se permiten velocidades por arriba de 40 m/s. En este caso se procede a calcular la velocidad de la faja para realizar esa verificación según la fórmula pág.112 [12]:

$$Vel = D_p * \frac{Nf}{19100}$$

Donde,

$D_p$ = Diámetro de la polea pequeña (mm)

$N_f$ = Vel. de rotación final (rad /s)

El valor de velocidad de esta etapa de transmisión será  $Vel = 4.71$  m/s valor muy por debajo del límite establecido.

Otro factor importante en el cálculo de fajas es el factor de corrección por arco de contacto  $C_2$ . Este factor se determina por la geometría de la transmisión y se puede hallar según la tabla 11 que se muestra a continuación:

Tabla11. Cuadro de selección de factores de corrección por contacto

$\frac{D-d}{C}$	0,00	0,10	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70
Arco de contacto $\beta$ [°]	180	174	169	163	157	151	145	139
$C_2$	1,00	0,98	0,96	0,93	0,91	0,88	0,86	0,82
$\frac{D-d}{C}$	0,80	0,90	1,00	1,10	1,20	1,30	1,40	1,50
Arco de contacto $\beta$ [°]	133	127	120	113	106	99	91	83
$C_2$	0,80	0,78	0,74	0,71	0,66	0,64	0,59	0,54

Para la geometría de transmisión dada los valores de entrada serán:

$D= 600$  mm

$d= 150$  mm

$C= 600$  mm

Entonces,

$$\frac{D-d}{C} = 0.75 \rightarrow \beta \approx 136^\circ \rightarrow C_2 \approx 0.81$$

Finalmente se calcula en ancho de faja necesario según la fórmula pág.112 [12]:

$$b = \frac{P_m * C_1 * 10}{P_n * C_2}$$

$$b = 6.8 \text{ mm}$$

Como el valor del ancho de la faja es menor a 10 mm se usará una faja de ancho  $b= 10$ mm debido a que las fajas son distribuidas en anchos múltiplos de 10mm.

Ahora se procede a calcular la faja para la segunda etapa de la transmisión con los siguientes parámetros iniciales:

$D_g = 150 \text{ mm}$  (Diám. aro de bicicleta)

$D_p = 70 \text{ mm}$  (Diám polea)

$N \approx 1300 \text{ rpm}$

Se calcula el factor de carga de manera similar a la primera etapa como una máquina motriz impulsiva y con pocas horas de servicio:

$$C_1 = 1.2$$

Ahora se procede a calcular la potencia capaz de transmitir basado en la tabla 10 pág. 113 [12] y se interpolará de manera similar a la primera etapa:

En 1200 rpm:

$D_p = 80 \text{ mm} \rightarrow \text{Pot} = 0.49 \text{ kW}$

$D_p = 100 \text{ mm} \rightarrow \text{Pot} = 0.82 \text{ kW}$

Entonces para  $D_p = 90 \text{ mm} \rightarrow \text{Pot} \approx 0.655 \text{ kW}$

En 1450 rpm:

$D_p = 80 \text{ mm} \rightarrow \text{Pot} = 0.56 \text{ kW}$

$D_p = 100 \text{ mm} \rightarrow \text{Pot} = 0.96 \text{ kW}$

Entonces para  $D_p = 90 \text{ mm} \rightarrow \text{Pot} \approx 0.76 \text{ kW}$

Con estos valores se extrapolará el valor de potencia para un polea de  $D_p = 70 \text{ mm}$  ya que este diámetro de polea no figura en la tabla:

En 1200 rpm:

$D_p = 70 \text{ mm} \rightarrow \text{Pot} \approx 0.325 \text{ kW}$

En 1450 rpm:

$$D_p = 70 \text{ mm} \rightarrow \text{Pot} \approx 0.36 \text{ kW}$$

Finalmente para 1300 rpm se calculará de la siguiente forma:

$$\text{Pot} \approx 0.325 + (0.36 - 0.325) * \frac{1300 - 1200}{1450 - 1200} = 0.339 \text{ kW}$$

Este valor será la potencia de transmisión de la faja para las condiciones iniciales de trabajo de la segunda etapa.

Debido a la geometría de la ordeñadora en este caso se usará un entre-eje (e) de 290mm para la segunda etapa de transmisión. Con este dato pasamos a calcular la longitud de la correa como ya se conoce:

$$L_{\text{correa}} = 2e + 1.57 (d_g + d_p) + \frac{(d_g - d_p)^2}{4 * e}$$

$$L_{\text{correa}} = 2 * 290 + 1.57 (150 + 70) + \frac{(150 - 70)^2}{4 * 290}$$

$$L_{\text{correa}} \approx 1020 \text{ mm}$$

Calculamos nuevamente la velocidad de la correa para verificar:

$$V_{\text{el}} = 70 * \frac{1300}{19100} = 4.76 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Calculamos el factor de corrección C2 para esta etapa de transmisión:

$$D_g = 150 \text{ mm}$$

$$D_p = 70 \text{ mm}$$

$$C = 290 \text{ mm}$$

Se tiene para estas condiciones el siguiente valor de C2:

$$\frac{D - d}{C} = 0.448 \rightarrow \beta \approx 154^\circ \rightarrow C2 \approx 0.895$$

Por último el ancho de la correa para esta etapa de transmisión será:

$$b = \frac{P_m * C1 * 10}{P_n * C2} = 15 \text{ mm}$$

En este caso será necesaria una faja de 20mm de ancho para la segunda etapa de transmisión.

### 3.1.2 Determinación de las fuerzas en los apoyos de la bicicleta

Se procederá a continuación a determinar las reacciones en los apoyos de la bicicleta en las distintas situaciones de carga, bajo las cargas del peso propio, el peso de la persona cuando hace pedaleo de potencia o pedaleo convencional y por efecto de la tensión de las fajas en la poleas, este cálculo facilitará mucho el posterior cálculo de los ejes que soportan las poleas de transmisión y la determinación de la resistencia de la estructura metálica de soporte de la ordeñadora.

Primero se procede a determinar el efecto del peso humano en los apoyos de la bicicleta para ello debemos estimar las dimensiones de la bicicleta más importantes todas se muestran en la siguiente figura:

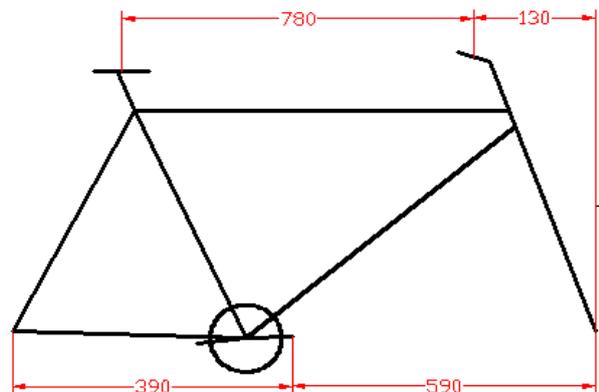


Fig27. Dimensiones principales del bastidor de bicicleta

Las reacciones en los apoyos dependerán de la posición del cuerpo humano en la bicicleta. Además de considerará el CG del cuerpo aprox. a 150 mm de la cadera que se ubica en el asiento de la bicicleta como se muestra a continuación. Además se descontarán 150N como peso de una pierna la cual estará soportada sobre un pedal. A continuación se muestra el esquema la disposición:

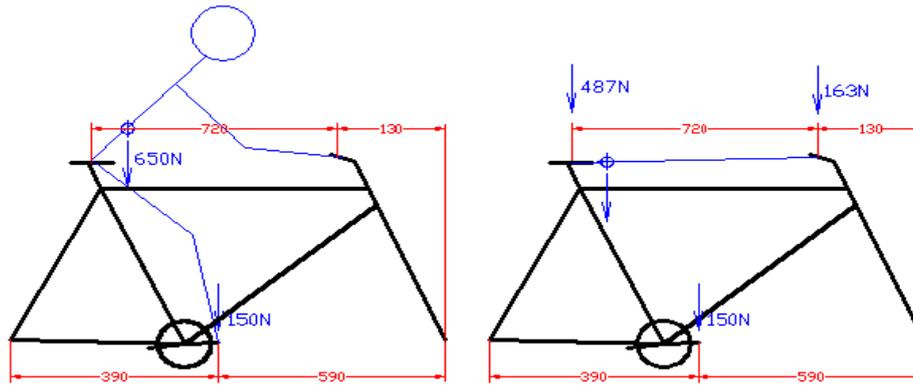


Fig.28 Izq: Peso estimado ejercido por el cuerpo. Der: Distribución de cargas sobre el bastidor

Una vez que se han pasado las fuerzas por el peso a los apoyos de la bicicleta ya podemos obtener las reacciones para hallar las mismas se ha de ponderar las fuerzas por la distancia a la que se encuentran de los apoyos de la misma manera en que se hace con las barras simples:

$$R1 = \sum \%carga * Fuerza$$

Para este caso tenemos la siguiente disposición de distancias respecto a los pesos:

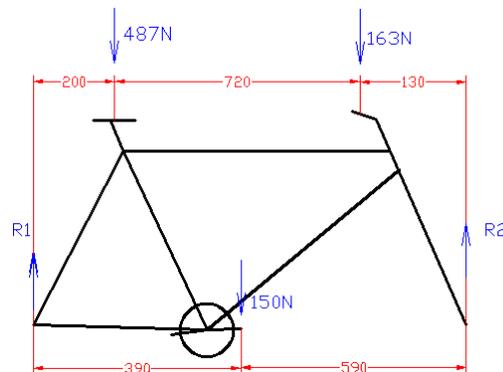


Fig.29 Cargas sobre el bastidor de bicicleta

Y las reacciones en cada apoyo serán las siguientes:

$$R1 = 0.81 * 487 + 150 * 0.6 + 163 * 0.08 \approx 500 \text{ N}$$

$$R2 \approx 300 \text{ N}$$

Ahora debemos calcular las reacciones en los apoyos debido al peso propio, para ello dispondremos del esquema básico del bastidor en el cual se muestra el CG del bastidor y la distancia de las reacciones:

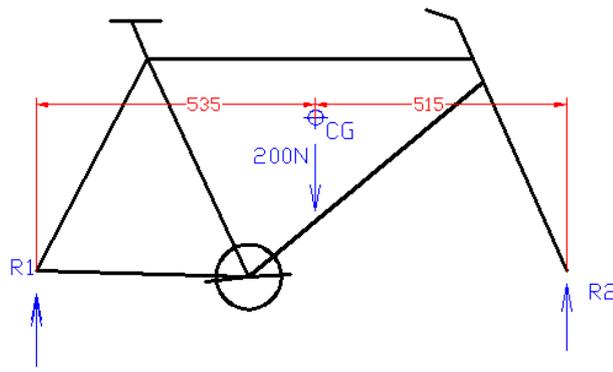


Fig.30 Reacciones sobre los apoyos del bastidor

Para este caso las reacciones serán:

$$R1 = 200 * \frac{535}{1050} = 98 \text{ N} ; R2 = 102 \text{ N}$$

Por último se hará el cálculo de la reacción en la parte trasera de la bicicleta por efecto de la tensión en las fajas de transmisión. Para desarrollar este caso primero debemos determinar las componentes de la fuerza de tensión en la transmisión. Se tiene un esquema de la transmisión como se muestra:

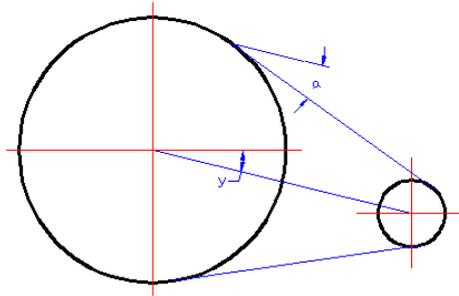


Fig.31 Esquema de ruedas de transmisión principales

Y donde la geometría de la transmisión es la siguiente:

$$D_g = 600 \text{ mm}$$

$$D_p = 150 \text{ mm}$$

$$e = 600 \text{ mm}$$

En primer lugar determinamos el valor del ángulo  $\alpha$ , el cual se podrá hallar por la fórmula:

$$\alpha = \arcsen \frac{300 - 75}{600} = 19.5^\circ$$

Según esto la fuerza ejercida sobre el apoyo trasero de la bicicleta será:

$$F = T * \cos 19.5^\circ$$

Ahora se procede a determinar el valor de T, para ello se dispone de la siguiente relación:

$$\Delta \text{Torque} * \omega = Tr * \omega = \text{Potencia} = 370 \text{ W}$$

Recordando que el valor de  $\omega = 14.4 \text{ rad/s}$

$$Tr = \frac{370}{14.4} = 25.7 \text{ N.m}$$

$$\text{Luego: } T = \frac{Tr}{r} = \frac{25.7}{0.3} = 85.7 \text{ N}$$

Finalmente el valor de la fuerza será:

$$F = 85.7 * \cos 19.5^\circ$$

$$F = 80.8 \text{ N}$$

La reacción en la parte trasera de la bicicleta será 2 veces este valor a considerar la tensión en ambos lados de la faja con este valor.

Finalmente las componentes de la fuerza se determinarán con el ángulo “y” de inclinación de la transmisión.

$$R = 2 * 80.8 = 161.6 \text{ N} \angle y$$

Donde “y” según la distribución del ensamble de la máquina equivale a  $y = 26^\circ$

$$R_x = 148.3 \text{ N}$$

$$R_y = 72.3 \text{ N}$$

Finalmente sumando los efectos de cada carga sobre los apoyos tenemos los valores de las reacciones para cada apoyo

Apoyo delantero:

$$R_y = 410 \text{ N}$$

Apoyo trasero:

$$R_x = 148.3 \text{ N}$$

$$R_y = 662.3 \text{ N}$$

Como segunda opción se debe analizar las cargas en la posición erguida del manejo de bicicleta, en este modo la persona puede generar más torque ya que usa el peso corporal sobre el pedal, este caso se analizará bajo el siguiente esquema:

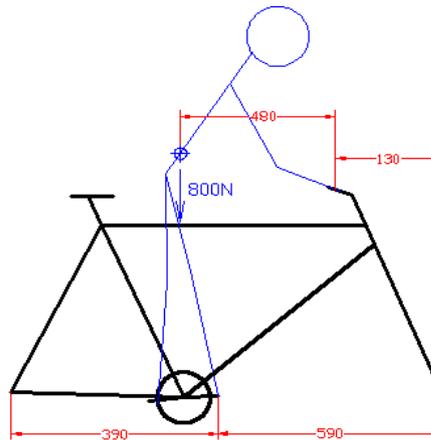


Fig.32 Segunda posición de operación y carga de la máquina

En este caso los apoyos están sólo sobre el pedal y el manubrio de la bicicleta. Con las distancias medidas podemos determinar los valores de la fuerza del peso distribuida en los apoyos

$$R_{manubrio} = 800 * \frac{180}{660} = 220 \text{ N}$$

$$R_{pedal} = 800 * \frac{480}{660} = 580 \text{ N}$$

Con estos valores calculamos las reacciones en los apoyos de la bicicleta:

$$R_{trasera} = 580 * \frac{590}{980} + 220 * \frac{130}{980} = 380 \text{ N}$$

$$R_{delantera} = 420 \text{ N}$$

De manera similar al primer caso aquí también se deben considerar las cargas del peso de la bicicleta y de la reacción en las fajas. Sumando las cargas actuantes tenemos las siguientes reacciones totales:

Apoyo trasero:

$$R_x = 148.3 \text{ N}$$

$$R_y = 550 \text{ N}$$

Apoyo delantero:

$$R_y = 522 \text{ N}$$

$$R_x = 0 \text{ N}$$

Para el diseño de los ejes de la transmisión se deberá considerar el caso menos conveniente como caso a analizar ya que las posiciones de sentado y erguido se alternan constantemente durante el manejo de una bicicleta.

### 3.1.3 Dimensionamiento de la volante necesaria para reducir las fluctuaciones de presión

Antes de realizar el cálculo de los ejes de la transmisión de potencia debemos determinar la carga que se ejercerá por el peso de la volante incluida en el diseño. La volante es un elemento que acumula energía, la recibe durante el trabajo del operador y cuando este deja de entregar energía, la volante cumple esa función momentáneamente hasta que el operador vuelva a hacer funcionar la máquina.

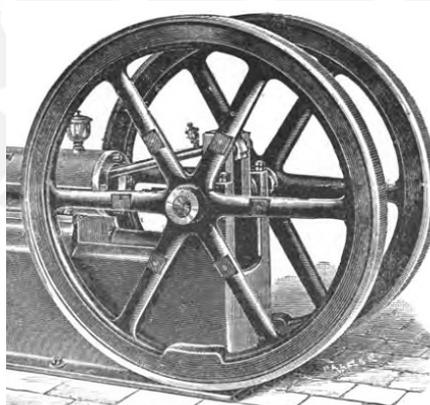


Fig33. Volante de inercia tradicional

La energía que entrega una volante estará determinada por la siguiente fórmula:

$$U_p = I \cdot \alpha \quad [\text{N.m}]$$

Donde

$I$  = Inercia de la volante (Kg.m<sup>2</sup>)

$\alpha$  = Aceleración angular (rad /s<sup>2</sup>)

Debemos notar que las unidades de la energía son iguales a las de torque por lo tanto este valor también representa el torque puede entregar la volante diseñada.

Para determinar la volante necesaria para nuestro diseño necesitamos saber cuál es el rango de trabajo de la ordeñadora, como ya se mencionó antes el valor mínimo de trabajo de la bomba será de 35 kPa por lo tanto, linealizando la curva de trabajo de la bomba en ese rango podemos concluir lo siguiente:

$$P_{min} = 370 \text{ W} * \frac{35 \text{ kPa}}{50 \text{ kPa}} = 260 \text{ W}$$

Se debe tener en cuenta que el torque de trabajo no será reducido sino será la velocidad de rotación del eje la cual irá bajando por lo cual tenemos el siguiente resultado:

$$\omega = \frac{260}{2.61} = 99.6 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \quad (\text{aprox. } 950 \text{ rpm})$$

$$\omega_{op} = \frac{370}{2.61} = 141.76 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \quad (\text{aprox. } 1350 \text{ rpm})$$

Con estos valores podemos determinar la aceleración inercial promedio durante el funcionamiento de la volante. Para ello se debe estimar un tiempo máximo en el cual la máquina puede estar sin alimentación de energía, este tiempo se estimará en 3 segundos para el cálculo y será el tiempo máximo que el operario puede dejar de pedalear durante operación:

$$\alpha = \frac{\Delta\omega}{t} = \frac{42.16}{3} = 14.05 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

Finalmente con el torque de operación en la volante y la aceleración angular podremos determinar la inercia de la misma para nuestra ordeñadora:

$$T_{op} = I * \alpha$$

$$26.1 = I * 14.05$$

$$I = 1.85 \text{ Kg.m}^2$$

Para determinar la masa de esta volante consultaremos la fórmula [ ] usada para volantes en motores de corriente eléctrica que es la siguiente:

$$I = 0.5 * masa * r^2$$

Para una volante de radio  $r = 0.25\text{m}$

$$masa = \frac{1.85}{0.5 * 0.25^2} = 59.2 \text{ kg}$$

Y por consiguiente esta volante tendrá un espesor de:

$$b = \frac{59.2}{\pi * 0.25^2 * 7800} \approx 3.8 \text{ cm (4cm)}$$

Es muy importante considerar el peso de la volante en el momento de calcular los ejes de la transmisión ya que, a pesar de no intervenir en la transformación de la energía de la máquina, tiene un peso significativo respecto de la misma.

### 3.1.4 Dimensionamiento del eje trasero de la ordeñadora

Se llama eje trasero al eje que soporta la volante y el aro de bicicleta de la máquina ordeñadora. La disposición del mismo se muestra en la siguiente figura:

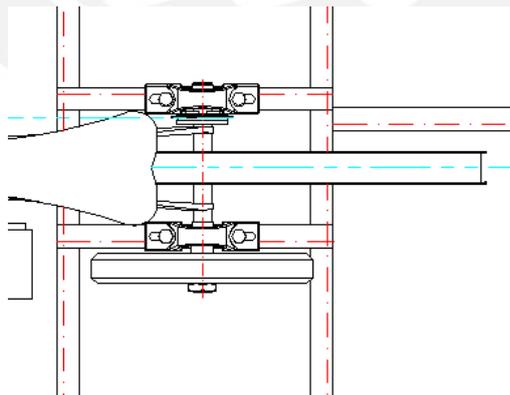


Fig34. Detalle de eje trasero del diseño

Este eje está sometido al peso de la volantes, las reacciones de los apoyos (chumaceras), reacciones de la bicicleta (ya calculados), fuerza de tensión de la faja.

Con todos los valores ya conocidos podemos armar una esquema de la distribución de estas fuerzas:

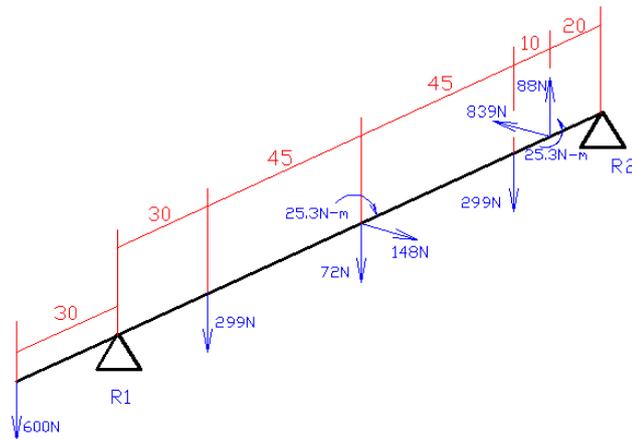


Fig.35 DCL de cargas sobre el eje trasero

Resolviendo con momentos en R1:

$$600 * 30 - 299 * 30 - 72 * 75 - 299 * 120 + 88 * 130 + 150 * R2 = 0$$

$$R2y = 138.7 \text{ N}$$

$$R1y = 1043.3 \text{ N}$$

Y resolviendo para R2:

$$R2x = 653.1 \text{ N}$$

$$R1x = 37.9 \text{ N}$$

Una vez halladas las reacciones dibujaremos los diagramas DFC, DMF y DMT para el eje Y (eje vertical en el diagrama)

DFC, DMF:

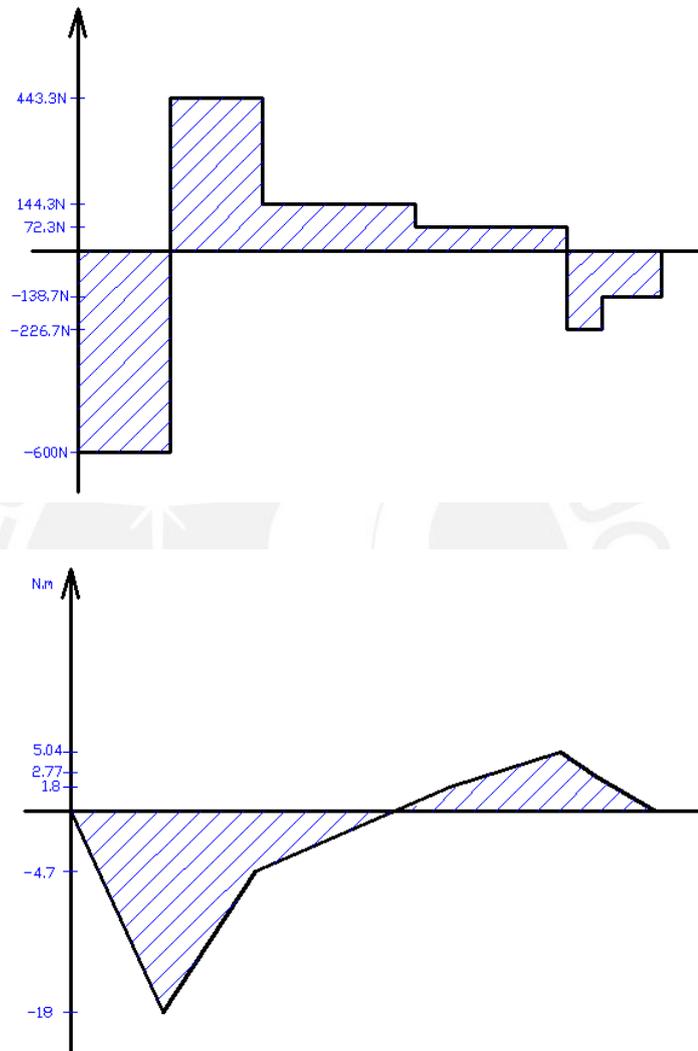


Fig.36 Diagramas de fuerza cortante, momento flector y torsor del eje trasero (I)

DMT:

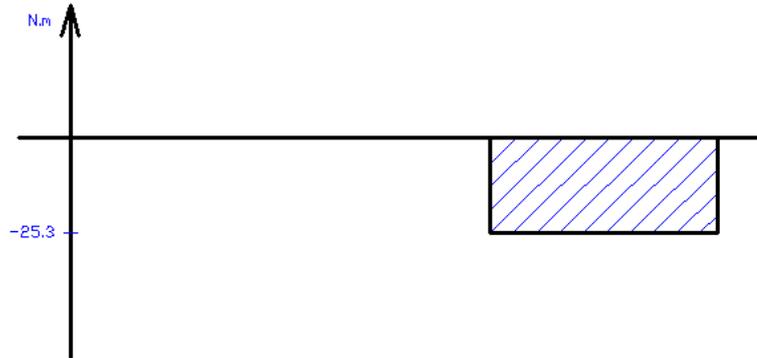


Fig.36 Diagramas de fuerza cortante, momento flector y torsor del eje trasero (II)

De igual forma se trazarán los diagramas DFC, DMF para el eje X (eje horizontal en el diagrama):

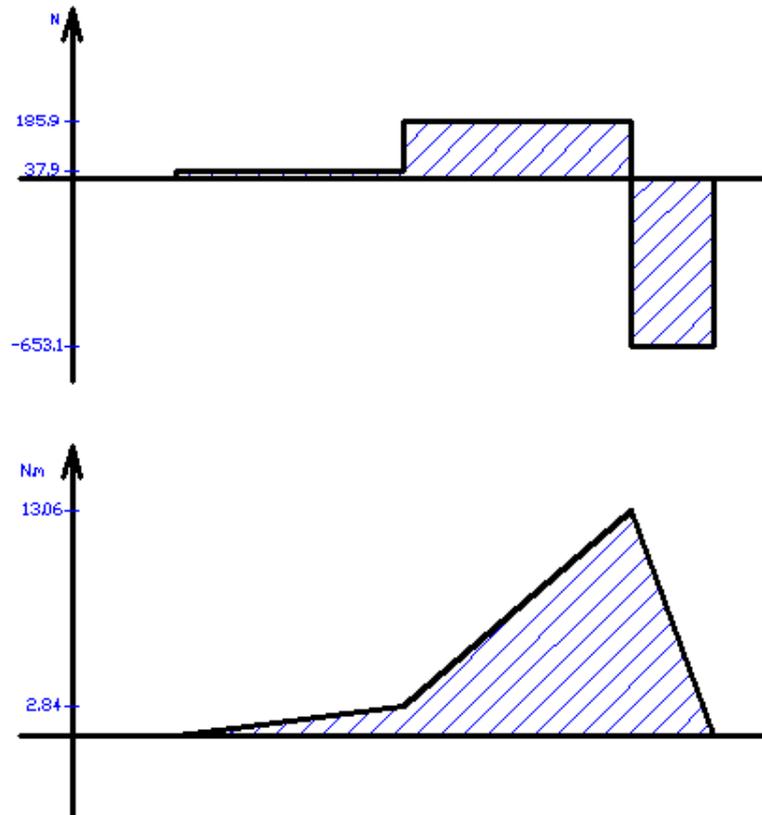


Fig.36 Diagramas de fuerza cortante, momento flector y torsor del eje trasero (III)

Determinaremos los puntos críticos en el eje para hacer los cálculos de esfuerzo. Los puntos de fuerzas y momentos máximos determinarán los puntos críticos:

Se llamará sección 1 a aquella que se encuentra en el sector en voladizo justo sobre el apoyo R1 del eje, la cual presenta los siguientes valores de  $F_c$ ,  $M_f$ :

Para el cálculo del momento flector se usará la fórmula:

$$\sigma_f = 18000 * \frac{r}{\pi * \frac{r^4}{4}}$$

Y el esfuerzo cortante será:

$$\tau_c = \frac{600}{\pi * r^2}$$

Según la teoría de Von Misses el esfuerzo equivalente para este estado de esfuerzos será igual a:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2}$$

Finalmente el FS para este estado de esfuerzos será:

$$FS = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma_{eq}}, \text{ donde } \sigma_{adm} = 310 \text{ N/mm}^2 \text{ (AISI 1045)}$$

Se definirá un FS especialmente alto con la finalidad de aminorar fallas en la toma de valores en las reacciones, debido a la variabilidad de las cargas y al hecho de que es operado por un operario que no tiene mayor conocimiento del diseño. Por ese motivo es posible que pueda operarlo inadecuadamente, por lo tanto basando nuestro factor de seguridad en la recomendación indicada por Niemann [17]:

$$FS = C_v * C$$

Donde,

Cv: Factor de seguridad útil

C: Coeficiente de divergencia de carga

Consideremos primera para el valor de C la variación entre la carga nominal aplicada y la máxima posible:

Carga nominal: 43 kgf

Carga máxima: 80 kgf (peso completo de operario)

Con lo cual se estima el valor de C:

$$C = \frac{80 \text{ kgf}}{43 \text{ kgf}} = 1.85$$

El valor de factor de seguridad útil se obtendrá por recomendación del autor de valores entre 3 a 6 para máquinas. Nuestro factor de seguridad útil será para este caso de 5.

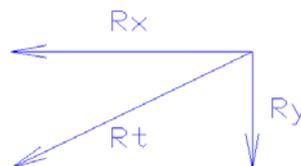
Por lo tanto:

$$FS = 1.85 * 5 = 9.25 \rightarrow FS = 10$$

$$\sigma_{eq} = 31 \frac{N}{mm^2}; \sigma^2 + 3 * \tau^2 = 961 \rightarrow d \approx 18.2 \text{ mm}$$

Calculamos para la sección 2, sección que se ubica 20mm antes del apoyo R2 y es la sección que soporta la rueda dentada posterior de la bicicleta, la cual posee los siguientes valores de Fc, Mf y Mt:

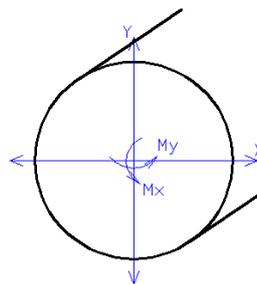
1) Fuerza cortante:



$$Ry = -226.7 \text{ N}; \quad Rx = -653.1 \text{ N}$$

$$F_t = -691.3 \text{ N } \angle -160.8^\circ$$

2) Momento flector:

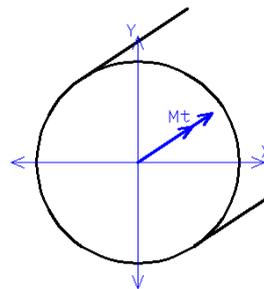


$$M_y = 2.77 \text{ N-m}$$

$$M_x = 13.06 \text{ N-m}$$

$$M_t = 13.35 \text{ N-m } \angle 12^\circ$$

3) Momento torsor:



$$M_T = 25.3 \text{ N-m}$$

La fuerza cortante resultante para este punto será:

$$F_c = 684 \text{ N}$$

Y el momento flector  $M_f = -13.35 \text{ N.m} = -13350 \text{ N.mm}$

El momento torsor  $M_t = 25.3 \text{ N.m} = 25300 \text{ N.mm}$

Para este punto calcularemos los esfuerzos de corte, flexión y torsión que se presenten. Para el cálculo del momento flector se usará la fórmula:

$$\sigma_f = 13350 * \frac{r}{\pi * \frac{r^4}{4}}$$

Y el esfuerzo cortante será:

$$\tau_c = \frac{684}{\pi * r^2}$$

Finalmente para el momento torsor:

$$\tau_t = 25300 * \frac{r}{\pi * \frac{r^4}{2}}$$

Y el esfuerzo equivalente será:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * (\tau_t + \tau_c)^2}$$

En este caso también aplicaremos el FS=10 con el mismo material AISI 1045:

$$\sigma_{eq} = 31 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}; \sigma^2 + 3 * (\tau_t + \tau_c)^2 = 961 \rightarrow d \approx 22 \text{ mm}$$

Por lo tanto en este caso la sección dos resulta ser la más crítica ya que requiere de un eje de diámetro más grande para poder cumplir con el FS adecuado.

Otra comprobación importante es la de torsión para determinar si el eje no se deforma radialmente fuera de los límites.

El cálculo para determinar la deformación por torsión del eje es la siguiente:

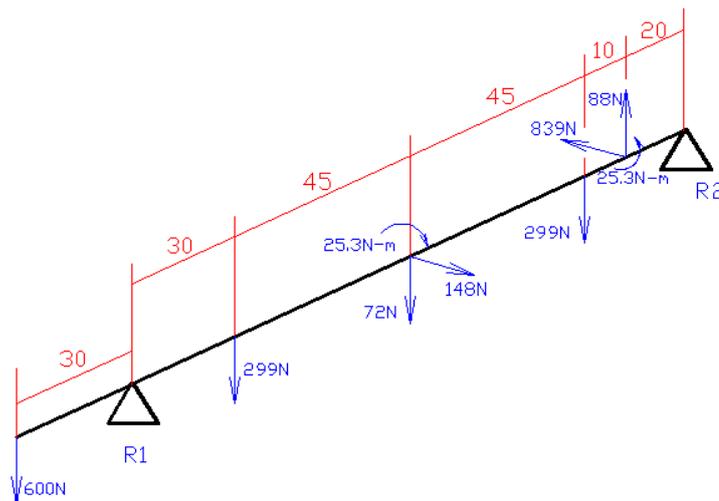
$$d \geq 4 \sqrt{\frac{32 * 25.3 * 0.055}{\pi * 8 * 10^9 * 0.005}}$$

Según este cálculo obtenemos:

$$D \geq 0.0244 = 24.4 \text{ mm} \rightarrow 25\text{mm}$$

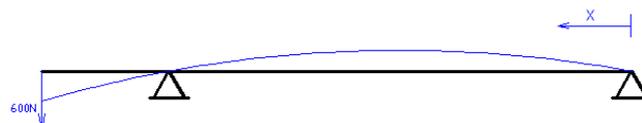
Por lo tanto el nuevo diámetro que necesita el eje es de 25 mm para soportar las deformaciones radiales del eje.

Por último tendremos que realizar la comprobación de deflexión del eje dependiendo de la posición y carga distribuida en el eje.



Para determinar la deflexión del eje sumaremos el efecto de cada carga sobre el eje para comprobar si la flecha máxima del eje se encuentra en el rango permisible.

Carga 1: - 600 N en Y



$$f1 = \frac{600 * 0.03 * 0.15^2}{9 * 2.1 * 10^{11} * 191.75 * 10^{-8} * \sqrt{3}}$$

$$f1 = 6.4 * 10^{-8} \text{ mm}$$

$$f2 = \frac{600 * 0.03^2 * 0.18}{3 * 2.1 * 10^{11} * 191.75 * 10^{-8}}$$

$$f2 = -8.02 * 10^{-8} \text{ mm} \quad \text{OK!}$$

Ahora se determinará el punto del eje en el que se produce esta deflexión máxima.

Entonces, en  $X: \frac{L}{\sqrt{3}} = \frac{0.15}{\sqrt{3}} = 0.086 \text{ m (en 86 mm)}$

Carga 2: - 299 N en Y



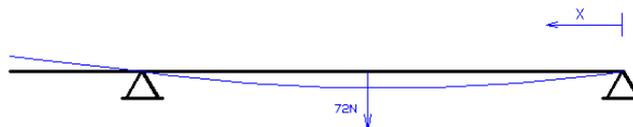
$$f_{max} = \frac{299 * 0.03 * \sqrt{3} * [(0.15]^2 - 0.03^2)^{1.5}}{27 * 2.1 * 10^{11} * 191.75 * 10^{-8} * 0.15}$$

$$f_{max} = -3.0 * 10^{-8} \text{ mm}$$

Y la posición de esta deflexión máxima es:

$$X: \sqrt{\frac{[(0.15]^2 - 0.03^2)}{3}} = 0.085 \text{ (85mm)}$$

Carga 3: - 72 N en Y



$$f_{max} = \frac{72 * 0.075 * \sqrt{3} * [(0.15]^2 - 0.075^2)^{1.5}}{27 * 2.1 * 10^{11} * 191.75 * 10^{-8} * 0.15}$$

$$f_{max} = -1.25 * 10^{-8} \text{ mm}$$

Y la posición de esta deflexión máxima es:

$$X: \sqrt{\frac{[(0.15]^2 - 0.075^2)}{3}} = 0.075 \text{ (75mm)}$$

Carga 4: - 299 N en Y



$$f_{max} = \frac{299 * 0.12 * \sqrt{3} * [(0.15]^2 - 0.12^2)^{1.5}}{27 * 2.1 * 10^{11} * 191.75 * 10^{-8} * 0.15}$$

$$f_{max} = -2.77 * 10^{-8} \text{ mm}$$

Y la posición de esta deflexión máxima es:

$$X: \sqrt{\frac{[(0.15]^2 - 0.12^2)}{3}} = 0.052 \text{ (52mm)}$$

Carga 5: 88 N en Y



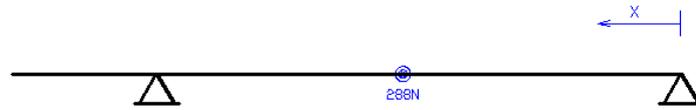
$$f_{max} = \frac{88 * 0.13 * \sqrt{3} * [(0.15]^2 - 0.13^2)^{1.5}}{27 * 2.1 * 10^{11} * 191.75 * 10^{-8} * 0.15}$$

$$f_{max} = 0.51 * 10^{-8} \text{ mm}$$

Y la posición de esta deflexión máxima es:

$$X: \sqrt{\frac{[(0.15]^2 - 0.13^2)}{3}} = 0.043 \text{ (43mm)}$$

Carga 6: 148 N en X



$$f_{max} = \frac{148 * 0.075 * \sqrt{3} * [(0.15]^2 - 0.075^2)^{1.5}}{27 * 2.1 * 10^{11} * 191.75 * 10^{-8} * 0.15}$$

$$f_{max} = 2.58 * 10^{-8} \text{ mm}$$

Y la posición de esta deflexión máxima es:

$$X: \sqrt{\frac{[(0.15]^2 - 0.075^2)}{3}} = 0.075 \text{ (75mm)}$$

Carga 7: -839 N en X



$$f_{max} = \frac{-839 * 0.13 * \sqrt{3} * [(0.15]^2 - 0.13^2)^{1.5}}{27 * 2.1 * 10^{11} * 191.75 * 10^{-8} * 0.15}$$

$$f_{max} = -4.85 * 10^{-8} \text{ mm}$$

Y la posición de esta deflexión máxima es:

$$X: \sqrt{\frac{[(0.15]^2 - 0.13^2)}{3}} = 0.043 \text{ (43mm)}$$

Para este tipo de árboles se recomienda como máximo un valor de 0.3 mm/metro. En este caso el valor máximo de deflexión posible será 0.045 mm, valor mucho mayor a cualquier deflexión presente.

### 3.1.5 Dimensionamiento del eje intermedio de la ordeñadora

Para dimensionar el eje intermedio primero debemos determinar las reacciones que intervienen en este eje, el cual se muestra a continuación:

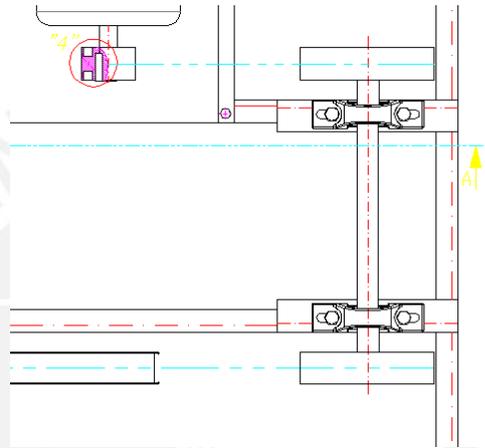


Fig.37 Esquema de posición del eje intermedio de transmisión

De forma similar a cuando se debió hallar las reacciones de las tensiones de las fajas en el primer eje se obtendrán los valores en este eje:

Las reacciones en la polea de la primera etapa de transmisión tendrá los mismos valores de reacciones ya que el sistema está en equilibrio.

Por lo tanto en la polea 1:

$$R_x = 148 \text{ N}$$

$$R_y = 72.3 \text{ N}$$

Para la polea 2 debemos calcular el ángulo de declinación de basada en nuestros datos de la geometría de la transmisión:

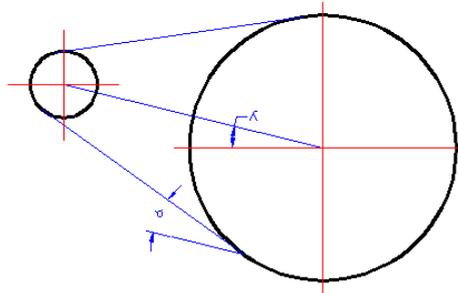


Fig.38 Esquema de transmisión a la bomba de vacío

Entre-eje  $e = 290 \text{ mm}$

$D_g = 150 \text{ mm}$

$D_p = 70 \text{ mm}$

Para la potencia nominal de trabajo de 370W y la velocidad de rotación en la etapa intermedia  $\omega = 56.4 \text{ rad/s}$  tendremos que el torque en la polea será:

$$T = \frac{370}{56.4} = 6.56 \text{ N.m}$$

La fuerza F en la faja tensionada será igual a:

$$F = \frac{6.56}{0.075} = 87.5 \text{ N}$$

Esta fuerza actuará sobre las chumaceras de apoyo con un ángulo de inclinación  $\alpha$  determinado por:

$$\alpha = \arcsen \frac{75 - 35}{290} = 7.9^\circ$$

La fuerza corregida será  $F_c = 87.5 \cdot \cos 7.9^\circ = 86.6 \text{ N}$

Finalmente la reacción será:

$$R = 2 * 86.6 = 173.2 \text{ N} \angle y$$

En este caso por la geometría de la transmisión el ángulo  $y = 4^\circ$  con lo cual el valor de las reacciones en los ejes que actúan serán:

$$R_x = 172.7 \text{ N} \text{ y } R_y = 12.1 \text{ N}$$

Como siguiente paso procedemos a dibujar el esquema del eje con las fuerzas y apoyos correspondientes:

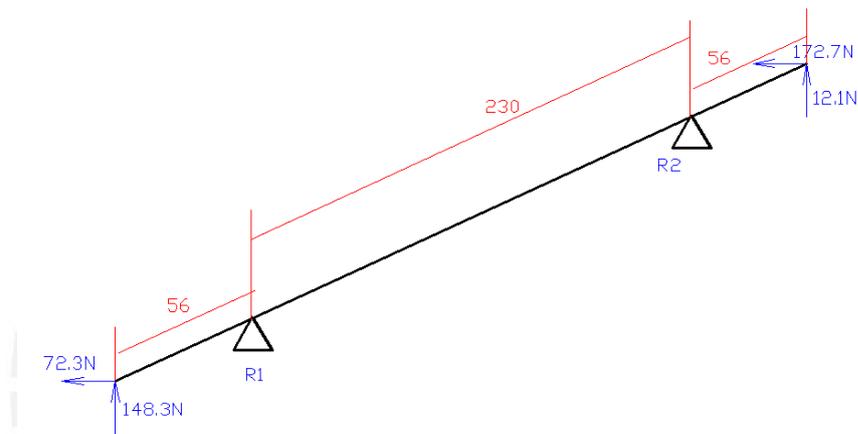


Fig.39 DCL de cargas sobre el eje intermedio

Resolviendo con momentos en R1:

$$-148.3 * 56 + R_2 * 230 - 12.1 * 286 = 0$$

$$R_{2y} = 21 \text{ N}$$

$$R_{1y} = 181.4 \text{ N}$$

Y resolviendo para R2:

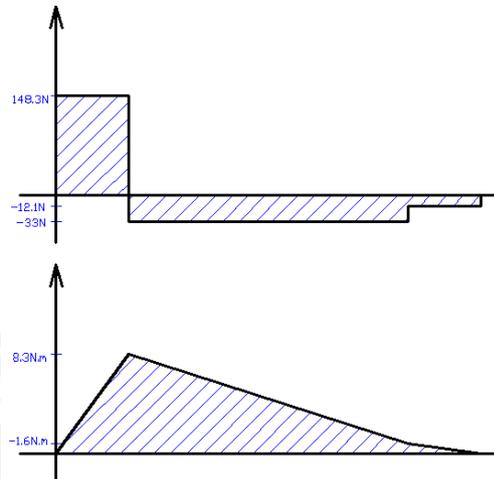
$$-72.3 * 56 + R_2 * 230 + 172.7 * 286 = 0$$

$$R_{2x} = -197.1 \text{ N}$$

$$R_{1x} = -47.9 \text{ N}$$

Una vez halladas las reacciones dibujaremos los diagramas DFC, DMF y DMT para el eje Y (eje vertical en el diagrama)

DFC, DMF en el Y (vertical):



DFC, DMF en el X (horizontal):

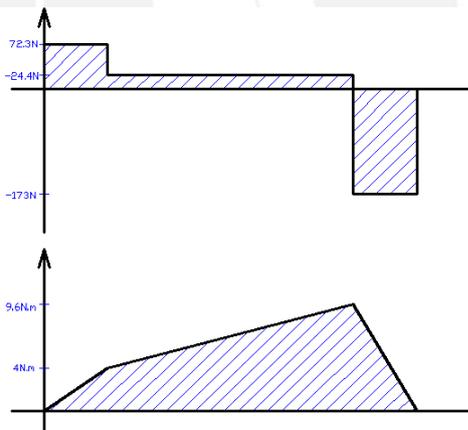


Fig.40 Diagramas de fuerza cortante, momento flector y torsor del eje intermedio (I)

Por último el momento torsor DMT en este eje será:

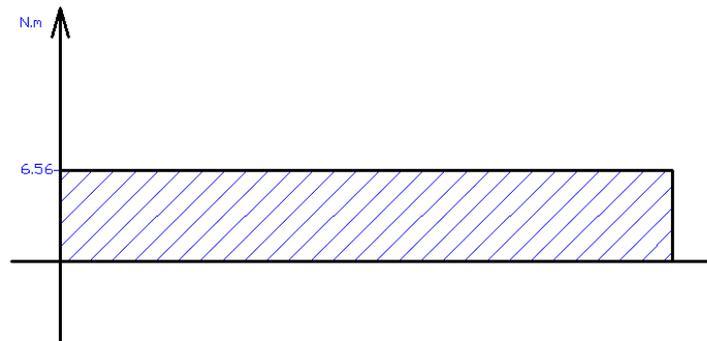


Fig.40 Diagramas de fuerza cortante, momento flector y torsor del eje intermedio (II)

En este caso el punto crítico para los esfuerzos será el punto de apoyo del segundo rodamiento ya que presenta el mayor momento flector en el diagrama correspondiente. Por lo tanto calcularemos las fuerzas actuantes en ese punto de acuerdo a las fórmulas ya conocidas:

$$F_c = \sqrt{173^2 + 33^2} = 176.1 \text{ N}$$

$$M_f = \sqrt{9,6^2 + 1,6^2} = 9,73 \text{ N.m}$$

$$M_t = 6,56 \text{ N.m}$$

Seleccionando un eje del mismo diámetro que el primero para agilizar el cálculo (es de notar que la fuerzas en este eje son mucho menores que en el primero por lo cual el eje del mismo diámetro debería soportar sin problemas).

Para  $d=20 \text{ mm}$

$$\tau_c = \frac{176.1}{\pi * 0.01^2} = 0.56 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_f = \frac{9730 * 10 * 4}{\pi * 10000} = 12.38 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_t = \frac{6560 * 10 * 2}{\pi * 10000} = 4.17 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

El esfuerzo cortante resultante será  $\tau = 4.73 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$  y el esfuerzo flector se mantiene.

El esfuerzo equivalente por la teoría de Von Mises será el que sigue:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * (\tau_t + \tau_c)^2} = \sqrt{12.38^2 + 3 * 4.73^2} = 14.84 \frac{N}{mm^2}$$

Finalmente calculamos el FS:

$$FS = \frac{310}{14.84} = 20.89$$

Como se esperaba, para un diámetro igual al eje de la primera etapa de transmisión el FS resultó ser mucho mayor debido a que las fuerzas presentes en la segunda etapa de la transmisión son menores y esta etapa no presenta acumuladores de energía como el caso del primer eje.

### 3.1.6 Análisis de uniones atornilladas críticas en estructura soporte

Por crítica consideramos la unión que contenga las cargas más altas en el diseño con lo cual se asegurará dimensionar la estructura con tornillos adecuados en todas las demás uniones que tenga.

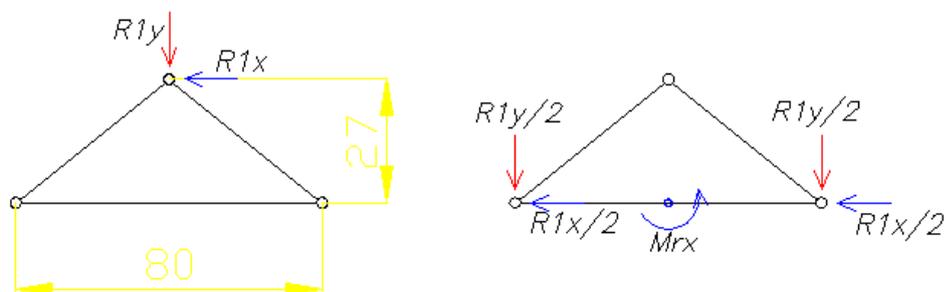
Conociendo las reacciones en los ejes diseñados podemos determinar que el miembro estructural que soporta mayor carga es el soporte derecho del eje posterior.

Cargas sobre la chumacera de este eje:

$$R1x = 37.9 N$$

$$R1y = 1043.3 N$$

Trataremos la chumacera como un cuerpo rígido con dos apoyos para trasladar las reacciones a la estructura:

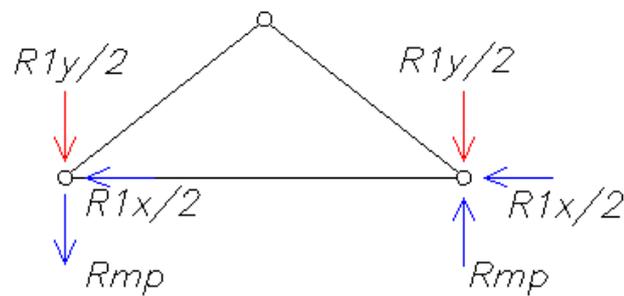


Como se observa al trasladar las fuerzas aparece un momento debido a la fuerza en el eje x, este momento se calculará por:

$$M_{rx} = R_{1x} * d$$

$$M_{rx} = 37.9 * 27 = 1023 \text{ N.mm (1.02 N.m)}$$

Para analizar las cargas en la estructura se transformará el momento en un par de fuerzas en los apoyos:

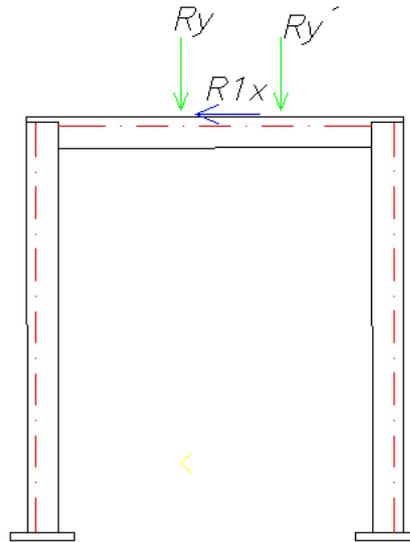


Donde las reacciones  $R_{mp}$  estarán dadas por:

$$R_{mp} = 1023 \text{ N.} \frac{\text{mm}}{2 * 40}$$

$$R_{mp} = 12.8 \text{ N}$$

Con las cargas conocidas podemos trasladar las fuerzas a la base del soporte para calcular las uniones que debe tener:



Donde:

$$R_y = 534.4 \text{ N},$$

$$R_{y'} = 508.8 \text{ N}$$

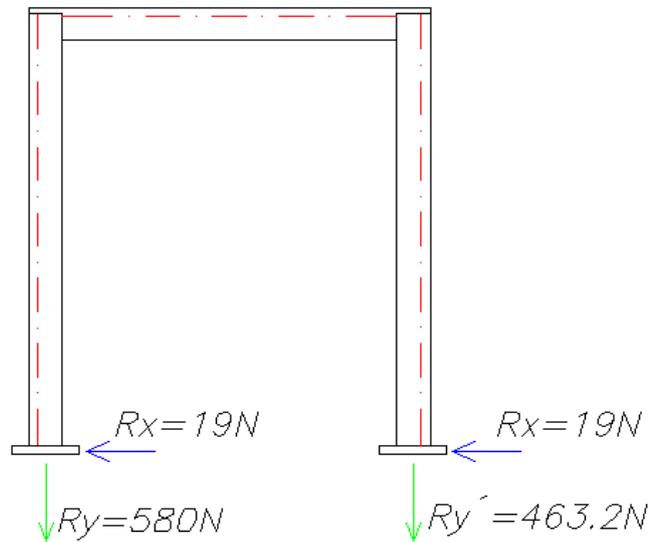
Y la fuerza  $R_{1x}$  se volverá a trasladar para formar un par que reemplace al momento que se genera:

$$M_{rx} = R_{1x} * 330 = 37.9 * 330 = 12507 \text{ N.mm} (12.5 \text{ N.m})$$

Este momento generará el par de fuerzas en el eje vertical como sigue:

$$R_p = \frac{12507}{2 * 137} = 45.6 \text{ N}$$

Con lo cual las fuerzas transmitidas a cada apoyo del soporte será como sigue:



De las reacciones obtenidas se concluye que el apoyo del soporte trasero más esforzado es el primero, el cual será el analizado.

Lo que corresponde es analizar el esfuerzo de la unión por efecto de las cargas ejercidas en el apoyo más crítico. Sin embargo observamos los valores de cargas (de compresión) a los cuales se ve sometido el apoyo y es evidente el poco efecto que genera en el apriete de la unión. Aún cuando el objetivo de la tesis es el diseño completo de la máquina es necesario anotar que las simplificaciones son susceptibles de darse en los casos en que sea factible y lógica su aplicación. En este caso, estandarizar el tamaño de los pernos utilizados en la estructura a un tamaño comercialmente usado, como pernos M10, que asegure la resistencia en servicio por su alta resistencia comparada a los esfuerzos que generan las cargas aplicadas, es conveniente y simplifica lógicamente el diseño de la estructura.

### 3.1.7 Análisis de las cargas ejercidas sobre la estructura de soporte

En el presente apartado se va a determinar la influencia de las cargas resultantes sobre el bastidor que es soporte de la ordeñadora para ello se hará uso del software SAP 2000 versión 12 el cual analizará las fuerzas, esfuerzos y el FS en los perfiles a utilizar y según los resultados mostrados podremos decidir qué elementos estructurales utilizar para obtener una estructura resistente.

En primer lugar debemos modelar la estructura en AutoCAD como se muestra a continuación:

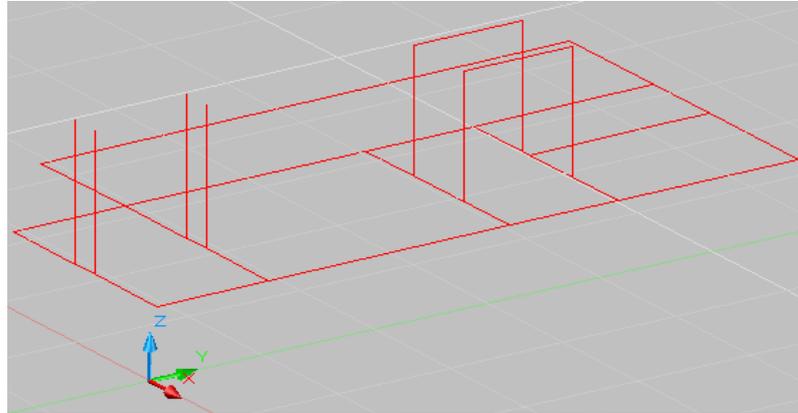


Fig.41 Esquema de bastidor soporte principal del diseño

Luego se pasa al modelado en SAP 2000 y se agregan los modelos de elementos estructurales, las cargas actuantes y el modelo de soporte que tendrá la estructura metálica. En el caso de las cargas actuantes estas se determinarán utilizando las cargas resultantes que se calcularon en el apartado 3.8.6:

Para la parte delantera del bastidor

$$\text{Carga por apoyo} = 522 / 4 \text{ apoyos} = 130 \text{ N}$$

Para el soporte de la rueda de bicicleta

$$\text{Apoyo 1: } R_x = 20 \text{ N; } R_y = 1029 \text{ N}$$

$$\text{Apoyo 2: } R_x = 128 \text{ N; } R_y = 241 \text{ N}$$

Para el soporte del eje intermedio

$$\text{Apoyo 1: } R_x = 48 \text{ N; } R_y = 181 \text{ N}$$

$$\text{Apoyo 2: } R_x = 197 \text{ N; } R_y = 21 \text{ N}$$

Una vez que se han definido todas las cargas se procede a establecer las condiciones para el análisis en el software, de tal modo que obtenga la configuración final de cargas en la estructura:

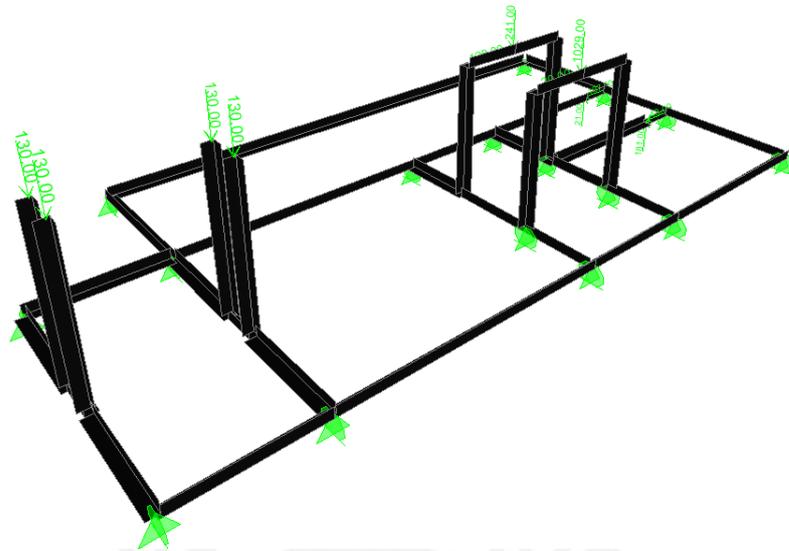


Fig.42 Simulación de cargas durante operación de la máquina

Una vez que se encuentran dispuestas las cargas y los apoyos de la estructura se hace el análisis, el cual para nuestra estructura arrojó los siguientes resultados:

Deformación de la estructura soporte:

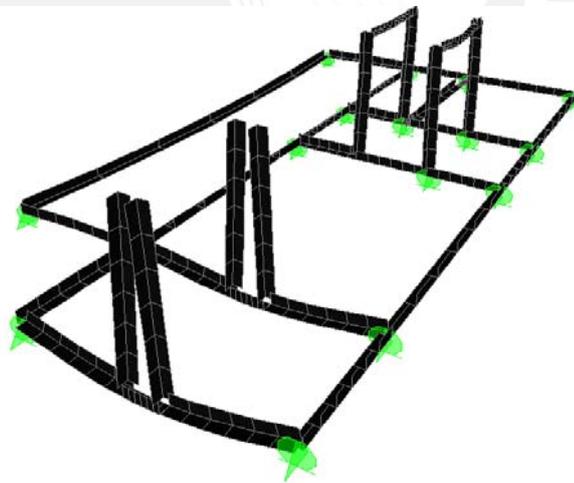


Fig.43 Simulación de deformaciones durante operación de la máquina (50:1)

En nuestro análisis se puede observar que las zonas de mayor deformación están en la parte delantera de la estructura, para el análisis se introdujeron las cargas que actúan en la posición erguida del operario que, como ya sabemos, concentra la mayor cantidad del peso en la parte delantera de la bicicleta, para una estructura de perfiles de 1"x1"x1/8" se obtuvo la deformación máxima:

Def. Máxima: 0.66 mm en perfiles transversales de soporte delantero

Fuerzas y momentos máximos

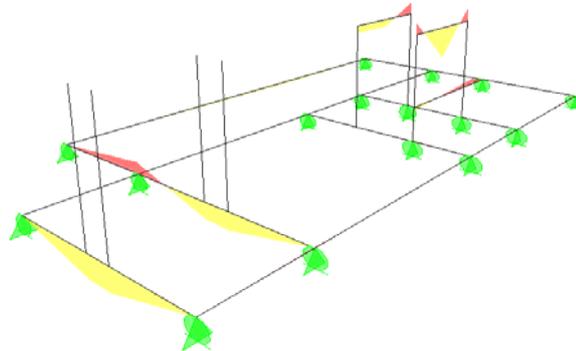


Fig.44 Simulación de DMF durante operación de la máquina (50:1)

Mediante este análisis también podemos determinar los momentos y las fuerzas críticas que se desarrollan en la estructura. Como es de prever la zona de deformación máxima es también la zona donde se desarrollan las fuerzas y momento máximos. Los resultados para ese tramo son los siguientes:

Carga axial = 10.42 N

Momento flector = 35.47 N.m

Esfuerzos máximos desarrollados

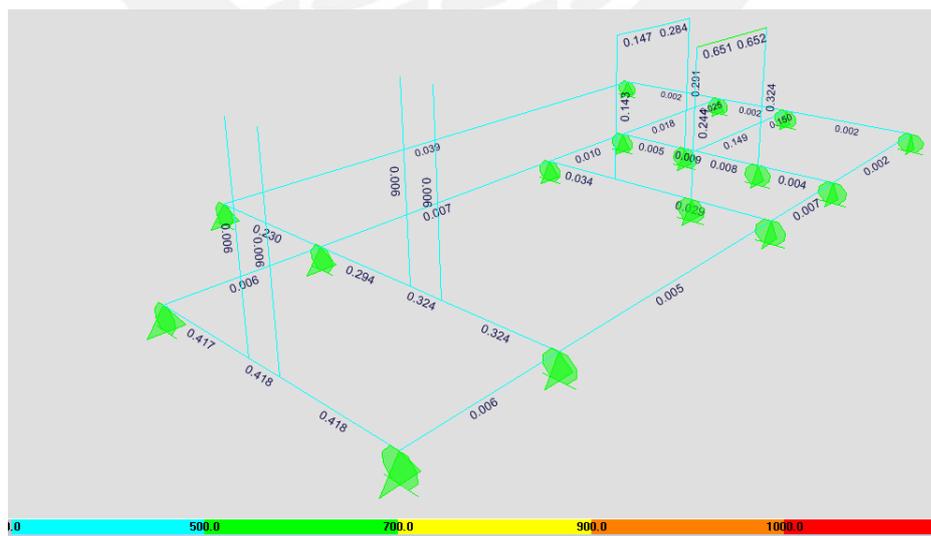


Fig.45 Valor de carga desarrollado en simulación de cargas de operación

Finalmente a través del análisis podemos ver la cantidad carga que tienen los elementos estructurales durante el servicio de la máquina. Los resultados están basados en la norma AISC 360-05 bajo el sistema ASD (allowable stress design) el cual permite como máximo que los elementos estructurales se encuentren al 95% de la carga admisible y muestra los resultados en función de ese límite.

Como podemos ver en la zona trasera, donde se soporta la volante del diseño, se han concentrado los mayores esfuerzos. Se puede observar que según análisis los valores para este perfil son:

Higher ASD index:

Left Side: 0.284 fraction

Right Side: 0.652 fraction

El software nos está indicando que bajo el sistema de cargas establecido se alcanza el 0.652 en fracción del máximo permitido, donde el máximo permitido es el 95% del esfuerzo admisible en el miembro estructural.

Con estos resultados se puede afirmar que la estructura seleccionada para el diseño cumplirá con el servicio bajo las condiciones de carga establecidas en el mismo.

## CAPÍTULO 4

### 4. Costos

En el presente capítulo referido a costos estos se han dividido en dos para poder diferenciar los costos del diseño, los cálculos y el diseño computarizado, de los costos que significa la fabricación los cuales serán aproximados en esta etapa del diseño. Por un lado los gastos del diseño incluirán los costos del tesista, del asesor y eventualmente de algún otro asesor externo, además si es que si hicieron viajes o visitas de estudios estos costos deben incluirse. Por otro lado los costos de fabricación incluyen la fabricación de los componentes que están contemplados para fabricación y la compra de los accesorios que son indispensables.

#### 4.1 Determinación de los costos de diseño

En este apartado se consideran los gastos de diseño, en nuevos soles (S/.):

Tabla12. Costos de diseño de la máquina

	Costo	Tiempo	Total
Asesor principal	S/.70.00 / hora	50 horas	S/. 3500.00
Asesor de diseño	S/.70.00 / hora	12 horas	S/. 840.00
Tesista	S/.1000.00 / mes	6 meses	S/. 6000.00
		TOTAL	S/. 10340.00

#### 4.2 Costo de fabricación

Los costos de fabricación se estimarán basados en la lista de materiales que se necesitan comprar para la fabricación o que son necesarios comprar:

Tabla13. Costos de fabricación de la máquina

	Costo	Longitud (m)	Precio/m	Precio Tot.
1	Listones Madera 3"x3"	11.4	S/.3.50	S/. 108.00
2	Perfiles L 1"x1"x1/8"	3.5	S/.4.60	S/. 16.00
3	PL 1/8" x 370mm x 830 mm	-	-	S/. 41.05
4	Bomba Interpuls ETV-160			S/. 1890.00
5	Tanque almacenador			S/. 121.50
6	Tanque sanitario			S/. 54.00
7	Filtro de aire			S/.94.50
8	Pulsadora			S/.108.00
9	Juego de Pezoneras			S/. 162.00
10	Ejes 25mm	0.3	S/. 25.00	S/.7.50
11	Chumaceras	4 unidades	S/. 13.50	S/. 54.00
12	Poleas	3 unidades	S/. 19.00	S/. 57.00
13	Manómetro			S/. 43.00
14	Regulador caudal			S/. 70.00
			TOTAL	S/. 2826.55

## CONCLUSIONES Y OBSERVACIONES

Este trabajo tuvo como objetivo el diseño de una máquina ordeñadora de ganado vacuno orientada al sector ganadero artesanal, es decir plantea el desarrollo de un diseño que sea compatible con el concepto de tecnología apropiada para el sector rural.

Se planteó el marco social en el que se debe implementar el diseño, los objetivos que nos impone este contexto, se elaboraron las propuestas y de entre ellas se desarrolló el diseño más adecuado.

Los objetivos planteados y mencionados en el presente trabajo fueron satisfactoriamente alcanzados, es decir, se logró realizar satisfactoriamente el diseño de una ordeñadora de ganado vacuno adecuada a las necesidades del productor andino rural, superando los problemas que suponían el brindar la potencia adecuada al sistema, la higiene necesaria para la comercialización del producto y la determinación del nivel de vacío adecuado para las condiciones geográficas de la zona.

Sin embargo debe n hacerse algunas precisiones sobre el desarrollo del diseño en cuanto en una posterior investigación podrán realizarse mejoras con base en estos puntos o puedan servir como base para estudios relacionados. Se presentan las mencionadas a continuación:

Es posible plantear una distribución de los elementos, y por lo tanto una estructura soporte, más barata si es que se investiga el uso de soportes móviles para la bicicleta con lo cual el costo de la bicicleta no sería total porque solo sería necesario acoplarse a la estructura durante el ordeño y luego podría ser totalmente útil para otras actividades.

El cuerpo humano es capaz de transmitir la potencia necesaria a través de la bicicleta y de una transmisión de relativa alta eficiencia para hacer funcionar correctamente una bomba de vacío de 0.5 Hp. Esto puede ser realizado a regímenes de pedaleo y carga que no son extenuantes y que permiten el proceso de ordeño.

Para el diámetro de las conducciones de aire y leche diseñados en la ordeñadora se cumple que el caudal de flujo bifásico (leche y aire) es en promedio del 45% del caudal máximo admisible para las mismas.

Si bien la inclusión de las poleas intermedias encareció el diseño, esta modificación ha permitido que el mismo operario entregue la energía y pueda realizar el control del vacío. Por otro lado la nueva disposición de la ordeñadora permitirá acoplar el brete de ordeño a la ordeñadora con lo cual el conjunto será más compacto.

En un futuro se recomienda investigar el efecto de la humedad del aire sobre la presión de vacío en el ordeño para evaluar el funcionamiento de la máquina en zonas alejadas y húmedas como en la selva donde la aplicación de una máquina como la desarrollado también es factible.



## BIBLIOGRAFIA

- [1] [http://destp.minedu.gob.pe/catalogoaeci/MAESTRO/ACT\\_AGRARIAS/manejo\\_vacuno.PDF](http://destp.minedu.gob.pe/catalogoaeci/MAESTRO/ACT_AGRARIAS/manejo_vacuno.PDF)
- [2] <http://www.fmvz.unam.mx/bovinotecnia/index.htm>
- [3] <http://www.frisona.com/web/tecnologia/articulos/art2.htm>
- [4] <http://www.frisona.com/web/tecnologia/articulos/art6.htm>
- [5] [http://www.engormix.com/ordenadoras\\_mecanicas\\_s\\_products9016-15585.htm](http://www.engormix.com/ordenadoras_mecanicas_s_products9016-15585.htm)
- [6] <http://www.lacoctelera.com/yaestaellistoquetodolosabe/post/2007/05/02/el-origen-las-ordenadoras->
- [7] <http://www.vet-uy.com/winterhalter/index.htm>
- [8] [http://www.noroestebonaerense.com.ar/ComEconCostumbres/pagina5\(tambo\).htm](http://www.noroestebonaerense.com.ar/ComEconCostumbres/pagina5(tambo).htm)
- [9] Manual de transferencia de tecnologías apropiadas, ITACAB 1993. Lima, Peru.
- [10] Manual de control de instalaciones de ordeño mecánico. García López, José. Mundi-Prensa 1992. Madrid, España.
- [11] El ordeño en el ganado vacuno: aspectos claves. Buxade Carbó, Carlos. Mundi-Prensa 2002. Madrid, España.
- [12] Manual de fajas planas. Roulunds, 1era edición.
- [13] Instalaciones de ordeño – Construcción y funcionamiento, Norma UNE 68050. Madrid 1998

[14] Ventilación industrial–Sistema de conducción. Coz Pancorbo, Federico PUCP SIM 2009

[15] Vidal Augusto, “Diseño y fabricación de una máquina limpiadora de trigo”. PUCP, Lima 2004

[16] Assureira Estela, “Tablas y gráficos de turbo-máquinas y máquinas de desplazamiento positivo”. Pág. 22, Fig. 1.12b. PUCP, Lima 2008.

[17] Niemann G., “Tratado teórico-práctico de elementos de máquina: Cálculo, diseño y construcción”. Pág. 77. Editorial Labor S.A, Barcelona 1973.

