

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL ALTIPLANO

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA ELECTRÓNICA Y SISTEMAS

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA



**“MEJORAMIENTO DEL PROCESO DE HENIFICACIÓN DE FORRAJE
MEDIANTE EL DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA
SEGADORA – ACONDICIONADORA”**

TESIS

PRESENTADO POR:

Willy Luis Jaime Sanchez Mamani

Xavier Rainero Coarite Ccori

**Para optar el Título Profesional de:
INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA**

PUNO – PERÚ

2017

**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL ALTIPLANO
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA,
ELECTRÓNICA Y DE SISTEMAS
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA
ELÉCTRICA**

“MEJORAMIENTO DEL PROCESO DE HENIFICACIÓN DE FORRAJE
MEDIANTE EL DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA SEGADORA
– ACONDICIONADORA”

TESIS PRESENTADA POR:

WILLY LUIS JAIME SANCHEZ MAMANI
XAVIER RAINERO COARITE CCORI

**PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE:
INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA**

APROBADA POR EL JURADO REVISOR CONFORMADO POR:



PRESIDENTE	:	 ----- Mg. OLGER ALEJANDRINO ORTEGA ACHATA
PRIMER MIEMBRO	:	 ----- MSc. ÁNGEL MARIO HURTADO CHÁVEZ
SEGUNDO MIEMBRO	:	 ----- MSc. JULIO FREDY CHURA ACERO
DIRECTOR DE TESIS	:	 ----- MSc. JOSÉ MANUEL RAMOS CUTIPA

**PUNO – PERÚ
2017**

Área : Mecánica.

Tema : Diseño y construcción de elementos de máquinas.

AGRADECIMIENTOS

Agradecemos primeramente a DIOS por todo lo que nos brinda en nuestra vida, a nuestros familiares por el apoyo inestimable en la realización de esta tesis.

A nuestro director y a todos nuestros jurados, que han confiado en nosotros y en este trabajo aportando su gran experiencia profesional y su inestimable apoyo personal. A mis docentes un agradecimiento inmenso por el gran aporte de conocimientos y experiencia profesional.

A nuestros padres que día a día tuvimos el apoyo incondicional desde los inicios hasta concluir esta etapa única en nuestra vida y así para que podamos alcanzar la finalización de este trabajo con éxito; y que nunca dudemos de nuestra capacidad como estudiante y hoy como profesionales.

DEDICATORIA

Dedicamos este proyecto de investigación a nuestro Dios, que nos mantuvo en su gracia y nos brindó serenidad en momentos difíciles.

Así mismo a todos nuestros padres y nuestros seres más queridos, en especial a nuestras novias por su apoyo incondicional.

A nuestros docentes que con su esfuerzo y paciencia hicieron posible la formación profesional que anhelábamos para ser parte productiva de la sociedad.

Reiteradamente, Gracias.

INDICE

AGRADECIMIENTOS.....	3
DEDICATORIA	4
INDICE	5
LISTA DE FIGURAS	9
LISTA DE TABLAS	11
LISTA DE ANEXOS	13
LISTA DE ABREVIATURAS	14
RESUMEN.....	15
ABSTRACT.....	16
INTRODUCCIÓN.....	17
CAPITULO I	
PLANTEAMIENTO DEL PROYECTO Y OBJETIVOS DE LA INVESTIGACIÓN	19
1.1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	19
1.2. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA.....	19
1.2.1. PROBLEMA GENERAL.....	19
1.2.2. PROBLEMAS ESPECÍFICOS.....	19
1.3. JUSTIFICACIÓN DEL PROBLEMA	20
1.4. OBJETIVOS DE LA INVESTIGACIÓN.....	20
1.4.1. OBJETIVO GENERAL	20
1.4.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	20
1.5. HIPÓTESIS.....	21
1.5.1. HIPÓTESIS GENERAL.....	21
1.5.2. HIPÓTESIS ESPECÍFICAS	21
CAPITULO II	
MARCO TEÓRICO	22
2.1. PROCESO DE LA HENIFICACIÓN	22
2.1.1. FORRAJE Y CONSERVACIÓN DE FORRAJE.....	22
2.1.2. HENO	23
2.1.3. HENIFICACIÓN	27
2.1.3.1. MÉTODOS DE HENIFICACIÓN.....	28
2.2. ESTADO DEL ARTE.....	35

2.2.1. SIEGA ARTESANAL.....	35
2.2.2. PRINCIPIOS DE LAS MÁQUINAS UTILIZADAS EN LA ACTUALIDAD .	35
2.2.3. TIPOS DE MÁQUINAS SEGADORAS	36
2.3. PRINCIPALES ELEMENTOS UTILIZADOS PARA LA SIEGA	39
2.3.1. ELEMENTOS DE SUJECIÓN	39
2.3.2. ELEMENTO DE TRANSPORTE DE POST-CIEGA	40
2.4. ESTRUCTURA DE FUNCIONES.....	40
2.4.1. ABSTRACCIONES	40
2.4.2. ESTRUCTURA DE FUNCIONES.....	41
2.4.3. MATRIZ MORFOLÓGICA	42
2.5. DATOS DE LOS MATERIALES	43
2.6. TOMAS DE FUERZA DE TRACTORES	43
2.7. SISTEMAS DE TRANSMISIÓN	44
2.7.1. TRANSMISIÓN POR BANDA	44
2.7.2. TRANSMISIÓN EN CADENA	46
2.7.3. TRANSMISIÓN POR ENGRANAJE	48
2.8. SISTEMAS DE ESFUERZOS Y DEFORMACIONES.....	49
2.8.1. RESISTENCIA DE MATERIALES.....	49
2.8.2. ESFUERZOS Y DEFORMACIONES	50
2.9. SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA ÓPTIMA	51
CAPITULO III	
DISEÑO METODOLÓGICO DE INVESTIGACIÓN	52
3.1. TIPO Y DISEÑO DE INVESTIGACIÓN.....	52
3.2. POBLACIÓN DE INVESTIGACIÓN	52
3.3. UBICACIÓN Y DESCRIPCIÓN DE LA POBLACIÓN	52
3.4. DISEÑO DE LA INVESTIGACIÓN	52
3.5. INGENIERÍA DE DISEÑO DE LA MÁQUINA SEGADORA ACONDICIONADORA	53
3.5.1. DIMENSIONAMIENTO DE LA POTENCIA DEL MECANISMO DE CORTE.....	53
3.5.2. DIMENSIONAMIENTO DEL MECANISMO DE CORTE.....	54
3.5.3. ÁNGULO DE TRANSMISIÓN DEL MECANISMO DE CORTE	57
3.5.4. CÁLCULO DE LAS VELOCIDADES Y ACELERACIONES DE CORTE .	58
3.5.5. ANÁLISIS CINÉTICO DEL MECANISMO DE CORTE	61

3.5.6. PARÁMETROS FUNCIONALES DE LA MÁQUINA	70
3.5.6.1. VELOCIDAD DE AVANCE	70
3.5.6.2. FRECUENCIA DE OSCILACIÓN DE LA LÁMINA O BARRA DE CORTE	70
3.5.6.3. CAPACIDAD DE TRABAJO	72
3.5.6.4. CANTIDAD TEÓRICA PROCESADA DE CORTE	73
3.5.6.5. TIEMPO DE TRABAJO OPERATIVO	74
3.5.7 SELECCIÓN DE TRANSMISIÓN	74
3.5.7.1. CÁLCULO DE FAJA PARA LAS CUCHILLAS	74
3.5.7.2. CÁLCULO DE FAJA PARA EL MOLINETE	78
3.5.7.3. CÁLCULO DE CADENA PARA EL TORNILLO SIN FIN	82
3.5.7.4. CÁLCULO DE CADENA PARA LA TRANSMISIÓN PRINCIPAL	86
3.5.8. CÁLCULO DE POTENCIA MÁXIMA	90
3.5.9. DISEÑO DE EJE PRINCIPAL	90
3.5.10. CÁLCULO DE CHAVETAS O CUÑAS	102
3.5.11. DISEÑO DEL SISTEMA HIDRÁULICO	105
3.6. CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DE MÁQUINA	106
3.6.1. SELECCIÓN DE MATERIALES	107
3.6.1.1. SEGURIDAD	108
3.6.1.2. MATERIALES	108
3.6.2. CONSTRUCCIÓN DE LA ESTRUCTURA	109
3.6.2.1. MONTAJE DE LA MÁQUINA	110
3.6.3. CONSTRUCCIÓN DE LA TRANSMISIÓN	111
3.6.3.1. ZONA DE CUCHILLA	111
3.6.3.2. MONTAJE DE LA CUCHILLA DE CORTE	112
3.6.3.3. MONTAJE DE TRANSMISIÓN DEL SISTEMA DE CORTE	113
3.6.3.4. ZONA DE MOLINETE	113
3.6.3.5. MONTAJE DE MOLINETE	114
3.6.3.6. ZONA DE TORNILLO SIN FIN	114
3.6.3.7. MONTAJE DE TORNILLO SIN FIN	115
CAPITULO IV	
ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS DE LA INVESTIGACIÓN	116
4.1. RESULTADOS DE SIMULACIÓN EN SOFTWARE	116

4.1.1. RESUMEN DE LOS RESULTADOS	118
4.2. PLAN DE PRUEBAS.....	123
4.2.1. PRUEBAS DE TALLER	123
4.2.2. PRUEBAS DE CAMPO.....	123
4.2.3. RESULTADOS DE PRUEBAS DE TALLER Y CAMPO	123
4.3. ANÁLISIS TÉCNICO ECONÓMICO.....	130
4.3.1. CONSIDERACIONES GENERALES	130
4.3.2. COSTO.....	131
CONCLUSIONES	133
RECOMENDACIONES	136
BIBLIOGRAFÍA.....	137
ANEXOS.....	139

LISTA DE FIGURAS

<i>Figura 1: Relación de las formas de acondicionado con la humedad.....</i>	<i>32</i>
<i>Figura 2: Hoz utilizada en la siega artesanal.....</i>	<i>35</i>
<i>Figura 3: Cuchilla y contracuchilla de la máquina segadora.....</i>	<i>36</i>
<i>Figura 4: Mecanismo segadora de discos (mecanismo sin contracuchilla)</i>	<i>36</i>
<i>Figura 5: Barra fija (contracuchilla) y móvil (cuchilla)</i>	<i>37</i>
<i>Figura 6: Máquina segadora de doble cuchilla</i>	<i>38</i>
<i>Figura 7: Máquina segadora rotativa de tambores</i>	<i>38</i>
<i>Figura 8: Máquina segadora rotativa de discos.....</i>	<i>39</i>
<i>Figura 9: Estructura de funciones</i>	<i>42</i>
<i>Figura 10: Matriz morfológica.....</i>	<i>43</i>
<i>Figura 11: Toma de fuerza.....</i>	<i>54</i>
<i>Figura 12: Esquema del mecanismo excéntrico biela manivela</i>	<i>55</i>
<i>Figura 13: Dedo (garra) - cuchilla.....</i>	<i>55</i>
<i>Figura 14: Posición del mecanismo biela manivela excéntrico.....</i>	<i>57</i>
<i>Figura 15: Posición de la cuchilla respecto al tiempo</i>	<i>58</i>
<i>Figura 16: Separación entre cuchilla y dedo (garra) al final de corte.....</i>	<i>60</i>
<i>Figura 17: Posición del mecanismo de corte en un tiempo dado</i>	<i>62</i>
<i>Figura 18: Esquema del instante 1 de análisis</i>	<i>64</i>
<i>Figura 19: Análisis gráfico del CIR de la biela</i>	<i>65</i>
<i>Figura 20: Biela del mecanismo de corte para un tiempo dado.....</i>	<i>66</i>
<i>Figura 21: DCL de corredera del mecanismo de corte</i>	<i>68</i>
<i>Figura 22: DCL de la biela del mecanismo de corte</i>	<i>69</i>
<i>Figura 23: Relación entre el avance por carrera y la carrera</i>	<i>72</i>
<i>Figura 24: Configuración de eje principal</i>	<i>92</i>
<i>Figura 25: Diagrama de fuerzas horizontales.....</i>	<i>97</i>

<i>Figura 26: Diagrama de fuerzas verticales</i>	97
<i>Figura 27: Diagrama de fuerza cortante para fuerzas horizontales</i>	98
<i>Figura 28: Diagrama de momento flexionante para fuerzas horizontales</i>	98
<i>Figura 29: Diagrama de fuerza cortante para fuerzas verticales</i>	99
<i>Figura 30: Diagrama de momento flexionante para fuerzas verticales</i>	99
<i>Figura 31: Cilindro de simple efecto</i>	106
<i>Figura 32: Diseño de estructura principal (Software Inventor)</i>	110
<i>Figura 33: Diseño de sistema cuchillas (Software Inventor)</i>	112
<i>Figura 34: Diseño de sistema molinete (Software Inventor)</i>	114
<i>Figura 35: Diseño de sistema tornillo sin fin (Software Inventor)</i>	115
<i>Figura 36: Esquema de eje principal de transmisión (Software Inventor)</i>	118
<i>Figura 37: Esfuerzo de Von Mises (Software Inventor)</i>	120
<i>Figura 38: Primera tensión principal (Software Inventor)</i>	120
<i>Figura 39: Tercera tensión principal (Software Inventor)</i>	121
<i>Figura 40: Desplazamiento de eje (Software Inventor)</i>	122
<i>Figura 41: Factor de seguridad (Software Inventor)</i>	122
<i>Figura 42: Relación de humedad y tiempo de secado prueba 1</i>	128
<i>Figura 43: Relación de humedad y tiempo de secado prueba 2</i>	129
<i>Figura 44: Relación de humedad y tiempo de secado prueba 3</i>	129
<i>Figura 45: Relación de humedad y tiempo de secado prueba 4</i>	130
<i>Figura 46: Figura de tipo de enganche</i>	142

LISTA DE TABLAS

<i>Tabla 1: Características de varias especies forrajeras</i>	<i>25</i>
<i>Tabla 2: Producción de alfalfa 2011 - 2016.....</i>	<i>26</i>
<i>Tabla 3: Producción de avena 2011 - 2016.....</i>	<i>26</i>
<i>Tabla 4: Producción de cebada 2011 - 2016.....</i>	<i>27</i>
<i>Tabla 5: Contenido de MS de forraje según los distintos métodos de siega y acondicionado.....</i>	<i>31</i>
<i>Tabla 6: Tipos de fuerza (t.d.f.) Según ISO 500.....</i>	<i>44</i>
<i>Tabla 7: Datos para cálculo de potencia máxima.....</i>	<i>53</i>
<i>Tabla 8: Interacciones para el paso de corte</i>	<i>56</i>
<i>Tabla 9: Resultados del mecanismo de corte.....</i>	<i>56</i>
<i>Tabla 10: Datos para cálculo de faja de sistema de cuchillas</i>	<i>75</i>
<i>Tabla 11: Resultados de cálculo de faja de sistema de cuchillas</i>	<i>78</i>
<i>Tabla 12: Datos para cálculos de faja de sistema molinete.....</i>	<i>79</i>
<i>Tabla 13: Resultados de cálculo de faja para sistema molinete</i>	<i>82</i>
<i>Tabla 14: Datos para cálculo de cadena para sistema de tornillo sin fin</i>	<i>82</i>
<i>Tabla 15: Tipo de lubricación de cadena de tornillo sin fin</i>	<i>85</i>
<i>Tabla 16: Resultados de cálculo de cadena de sistema tornillo sin fin</i>	<i>86</i>
<i>Tabla 17: Datos para cálculo de cadena de la transmisión principal</i>	<i>86</i>
<i>Tabla 18: Tipo de lubricación de cadena para transmisión principal</i>	<i>89</i>
<i>Tabla 19: Resultados de cálculo de cadena de transmisión principal.....</i>	<i>90</i>
<i>Tabla 20: Resultados de momento total en cada elemento del eje</i>	<i>100</i>
<i>Tabla 21: Datos de factor torsional para diseño de eje</i>	<i>101</i>
<i>Tabla 22: Factor de corrección de diámetro por chaveta</i>	<i>102</i>
<i>Tabla 23: Resultados de diámetro de eje principal.....</i>	<i>102</i>
<i>Tabla 24: Dimensiones de la chaveta</i>	<i>103</i>

<i>Tabla 25: Dimensiones de la longitud por falla de cortadura</i>	<i>104</i>
<i>Tabla 26: Dimensiones de la longitud por falla de aplastamiento</i>	<i>104</i>
<i>Tabla 27: Resultado de dimensión de chaveta.....</i>	<i>105</i>
<i>Tabla 28: Resultados físicos de eje</i>	<i>116</i>
<i>Tabla 29: Resultados de ajuste de malla</i>	<i>117</i>
<i>Tabla 30: Resultados del acero 1040.....</i>	<i>117</i>
<i>Tabla 31: Datos de par torsional en el eje.....</i>	<i>117</i>
<i>Tabla 32: Resultados de simulación</i>	<i>119</i>
<i>Tabla 33: Resultados de evaluación de funcionamiento de máquina</i>	<i>124</i>
<i>Tabla 34: Datos para análisis de cantidad procesada de corte</i>	<i>126</i>
<i>Tabla 35: Presupuesto general de la máquina segadora acondicionadora</i>	<i>132</i>
<i>Tabla 36: Especificaciones técnicas de segadora acondicionadora</i>	<i>141</i>

LISTA DE ANEXOS

<i>Anexo 1: Operación Y Mantenimiento.....</i>	<i>140</i>
<i>Anexo 2: Factores de servicio para transmisiones por fajas en V</i>	<i>143</i>
<i>Anexo 3: Selección de la sección de la faja en V.....</i>	<i>144</i>
<i>Anexo 4: Poleas estándares para fajas en V (pulg)</i>	<i>145</i>
<i>Anexo 5: Secciones estándares de fajas y diámetros de paso mínimos</i>	<i>146</i>
<i>Anexo 6: Longitud de faja y factor por longitud de faja.....</i>	<i>147</i>
<i>Anexo 7: Factor por ángulo de contacto.....</i>	<i>149</i>
<i>Anexo 8: Potencia que puede transmitir las fajas sección B</i>	<i>150</i>
<i>Anexo 9: Potencia adicional por relación de trasmisión</i>	<i>152</i>
<i>Anexo 10: Factor de servicios para trasmisiones por cadenas de rodillos.....</i>	<i>153</i>
<i>Anexo 11: Factor modificadorio de la potencia a transmitir</i>	<i>155</i>
<i>Anexo 12: Figura para el cálculo de tipo de cadena.....</i>	<i>156</i>
<i>Anexo 13: Especificaciones para las cadenas de rodillos ANSI</i>	<i>157</i>
<i>Anexo 14: Propiedades de diseño para los aceros al carbón y aleados.....</i>	<i>158</i>
<i>Anexo 15: Resistencia a la fatiga S_n en función de la resistencia a la tensión para acero forjado con varias condiciones de superficie</i>	<i>159</i>
<i>Anexo 16: Factores de confiabilidad aproximados C_r</i>	<i>160</i>
<i>Anexo 17: Factores por tamaño C_s.....</i>	<i>161</i>
<i>Anexo 18: Tamaño y roscas básicas preferidos</i>	<i>162</i>
<i>Anexo 19: Características técnicas del Acero 1040</i>	<i>163</i>
<i>Anexo 20: Características técnicas del Acero 1020</i>	<i>164</i>
<i>Anexo 21: Datos técnicos del cilindro hidráulico</i>	<i>165</i>
<i>Anexo 22: Metrado.....</i>	<i>166</i>
<i>Anexo 23 Fotografías de trabajo realizado.....</i>	<i>173</i>
<i>Anexo 24: Planos de la máquina segadora acondicionadora</i>	<i>176</i>

LISTA DE ABREVIATURAS

TRF : Toma de fuerza.

Tn/ha : Toneladas por hectárea.

ECM : Esfuerzo cortante máximo.

VM : Von Mises.

DMH : Diagrama de momentos horizontales.

DMV : Diagrama de momentos verticales.

MS : Materia seca.

RESUMEN

En la presente tesis se ha diseñado, construido y realizado las pruebas de una máquina segadora acondicionadora de forraje para su secado y empaquetado, con la finalidad de reducir en parte el problema ocasionado por el desperdicio del forraje al momento de la cosecha. Utilizando una metodología adecuada se seleccionaron las alternativas para el diseño y construcción de los principales sistemas considerándose varios criterios de esencial importancia. El proceso de corte se realiza mediante cuchillas, el forraje es trasladado con un molinete hacia un tornillo sin fin, el molinete además contiene unas garras para fracturar el tallo. Finalmente, el forraje es expulsado por el tornillo sin fin en hileras para luego ser empaquetado, la máquina es de fácil mantenimiento y puede ser operada con facilidad por el personal que conozca del manejo de un tractor agrícola. Las pruebas realizadas en la máquina fueron de: tamaño de corte, capacidad de trabajo, tiempo de trabajo y secado. Además, la eficiencia de la máquina llegó a obtener una producción de hasta 0.33 Ha/h, con una velocidad de avance de 2 km/h, Con estos resultados se concluye que el empleo de esta máquina reduce el desperdicio del forraje al ser cortado y un rápido rebrote de la planta disminuyendo el tiempo empleando para su cosecha.

PALABRAS CLAVES: Máquina segadora, heno, forraje, acondicionadora, Mañazo, Puno.

ABSTRACT

In the present thesis has been designed, constructed and performed the tests of a mower machine from forage for their drying and packaging, with the purpose of reducing in part the problem caused by the waste of the fodder at the time of harvest. Using an appropriate methodology, they selected the alternatives for the design and construction of the main systems, considering several criteria of importance. The cutting process is performed by blades, the forage is moved with a windlass towards an endless screw, the windlass also contains claws to fracture the stem. Finally, the forage is ejected by the endless screw in rows and ready to be packed, the machine is easy for maintenance and can be operated easily by personnel that know the handling of a machine agricultural. The tests performed on the machine were: Cut size, work capacity, working time and drying. Further, the efficiency of the machine came to obtain a production of up to 0.33 Ha/h, with a speed of advance of 2 km/h, with these results is concluded that the use of this machine reduces the waste of the forage to be cut and a rapid regrowth of the plant decreasing the time using for its harvest.

KEY WORDS: Mower machine, hay, forage, Mañazo, Puno

INTRODUCCIÓN

El presente trabajo tiene por objetivo mejorar el proceso de henificación de forraje mediante el diseño y la construcción de una máquina segadora acondicionadora. En el **capítulo 1** se consideró el planteamiento del proyecto y sus objetivos de la investigación, en el **capítulo 2** se consideró el marco teórico iniciándose con la recolección de información en informes, artículos, libros y entre otros, en el **capítulo 3** se realizó la metodología de la investigación considerando los estudios de ingeniería del diseño de la máquina segadora acondicionadora de forraje también se consideró la selección de materiales, construcción y montaje de la máquina segadora acondicionadora de forraje, en el **capítulo 4** se realizó el análisis e interpretación de resultados de la investigación considerando las pruebas realizadas en taller y campo, análisis técnico económico del costo de fabricación de la máquina segadora acondicionadora, culminando así con las **conclusiones** y las **recomendaciones**.

Teniendo inconvenientes en el proceso de la construcción de las piezas tanto en el maquinado y torneado en el taller de los diferentes sistemas que se tiene, al culminar con la construcción de la máquina se realizó las pruebas en vacío en el taller, al trasladar la máquina al campo de prueba que se encuentra en el Distrito de Mañazo se tuvo inconvenientes con el sistema de molinete específicamente en las garras que realizan el traslado de forraje y en el tornillo sin fin específicamente en la velocidad de la cuchilla dando solución con el aumento del diámetro de la polea mayor, pero que luego se absolvieron los problemas de la máquina.

Además, la segadora acondicionadora es una máquina que después de segar el forraje al momento de trasladar con el molinete las garras rompen la estructura del tallo, llegando al tornillo sin fin el forraje es acondicionado e hilado dejando porosidad con la cual se consigue la pérdida de humedad en un menor tiempo posible denominando como tiempo de secado.

CAPITULO I

PLANTEAMIENTO DEL PROYECTO Y OBJETIVOS DE LA INVESTIGACIÓN

1.1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

En temporadas de cosecha la henificación del forraje se realiza manualmente por los agricultores, esto genera muchas pérdidas por el periodo de tiempo que aplican al cortar y hacer el secado ya que esto lo realizan en dos procesos, el primer proceso es realizar solo el corte con la siega artesanal donde este proceso demanda bastante esfuerzo físico y gran cantidad de agricultores, para el segundo proceso se realiza el traslado para el secado del forraje también este proceso requiere esfuerzo físico y muchos agricultores.

1.2. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

1.2.1. PROBLEMA GENERAL

El amplio cultivo de forraje y la necesidad de conservación para la ganadería en la zona alto andina de la Región de Puno, implementando una segadora acondicionadora se disminuirá el costo y tiempo en comparación a un trabajo de corte manual.

1.2.2. PROBLEMAS ESPECÍFICOS

- a) Será posible aumentar la capacidad de corte.
- b) Será podrá disminuir el tiempo de sacado del forraje.

1.3. JUSTIFICACIÓN DEL PROBLEMA

El presente proyecto de investigación se realiza porque en las zonas donde se cultivan gran cantidad de forraje y el periodo de tratamiento debe ser en un tiempo corto, para tener una buena conservación del alimento para las temporadas de estiaje, con la máquina implementada se mejorará este periodo de tiempo de corte y secado ya que cuenta con una acondicionadora que permite la ventilación del heno en el mismo terreno.

Los principales beneficiados serán las productoras de leche y crianza de ganado, las adaptaciones de la máquina construida fueron con materiales accesibles en el mercado, también de repuestos ya que se puede encontrar en los mercados de la región de Puno.

1.4. OBJETIVOS DE LA INVESTIGACIÓN

1.4.1. OBJETIVO GENERAL

Mejorar el proceso de henificación de forraje mediante el diseño y construcción de una máquina segadora - acondicionadora.

1.4.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- a) Se diseñará una máquina segadora acondicionadora para mejorar el proceso de henificación de forraje.
- b) Se construirá una máquina segadora acondicionadora para probar el mejoramiento del proceso de henificación de forraje.

1.5. HIPÓTESIS

1.5.1. HIPÓTESIS GENERAL

El diseño y construcción de una máquina segadora acondicionadora de forraje permitirá reducir el tiempo del proceso de henificación.

1.5.2. HIPÓTESIS ESPECÍFICAS

- a) El presente diseño de la máquina segadora acondicionadora se permitirá mejorar el proceso de henificación de forraje.
- b) Con la construcción de la maquina segadora acondicionadora se probará si se mejora el proceso de henificación de forraje.

CAPITULO II

MARCO TEÓRICO

2.1. PROCESO DE LA HENIFICACIÓN

2.1.1. FORRAJE Y CONSERVACIÓN DE FORRAJE

La incorporación tecnológica en la actividad de crianza de ganado permite tener ganado de buena calidad genética lo que comprende en el distrito de Mañazo, la principal actividad económica de los campesinos es la crianza de ganado vacuno lechero y la producción de derivados lácteos, actividades con bajos índices de producción y productividad empero con una alta oportunidad de desarrollo al disponer los campesinos de los recursos necesarios. Para aprovechar estas potencialidades el proyecto ejecuta una serie de acciones tales como: capacitación, asistencia técnica, asesoramiento comercial. A fin de superar en las diferentes fases.

El Distrito de Mañazo está ubicada a 3 962 m sobre el nivel del mar, a 63.1 km de la ciudad de Puno, se caracteriza por encontrarse en la zona alto andina, tiene las extensiones pastizales como pastos naturales y otros tipos de forraje que tienen condiciones aceptables para producción pecuaria, de donde se obtiene la fibra de alpaca y llama, carne de camélido, vacuno y ovino.

a) Conservación de forraje

La producción de forrajes verdes es estacional. Alcanza un máximo en primavera, puede no darse crecimiento por falta de agua y hay parada vegetativa en invierno.

Durante estas etapas en que no hay forrajes verdes surge la necesidad de alimentar al ganado con el forraje excedente de primavera y/u otoño. Pero el forraje verde es un producto de poca duración y sólo puede conservarse transformado mediante técnicas especiales.

Para los animales resulta beneficioso recibir alimentos secos (henos) en épocas en temporadas de sequía.

Con la aplicación de estas técnicas es inevitable una pérdida cuantitativa y cualitativa. No se va a poder conservar la totalidad de la materia seca del forraje recolectado con este fin y su valor nutritivo también va a resultar inferior. Lo que hay que buscar es minimizar esas pérdidas del modo más económico posible. (Campo, 2006)

b) Ventajas de conservación de forraje

- Mejora el suministro de forraje de calidad en época de escasez (sequía).
- Producción de leche constante todo el año.
- Permite aprovechar excedentes de pastos y forrajes en época de lluvias.
- Aumenta la productividad de forraje.
- Facilita el almacenamiento de grandes cantidades de forrajes en poco espacio.

2.1.2. HENO

Hierba segada y seca que se usa para alimento del ganado y la principal razón para incluir heno en las raciones de los animales rumiantes (vacas, ovejas y cabras) y en las de los caballos, es proporcionar energía para sostener las

diferentes actividades productivas, como son la producción de carne, leche, lana y trabajo.

La falta de heno en la ración acarrea muchos problemas graves en lecheros de alta producción, como incidencia de cetosis y abomaso desplazado. Además de estos males atribuibles a las raciones exentas de heno, merece señalarse que el tenor graso de la leche puede llegar a ser un uno por ciento menor cuando se da una ración exclusiva de silo y concentrados. (Campo, 2006)

En resumen, el heno es un forraje conservado que se caracteriza por poseer un bajo contenido de humedad menos del 15%, que le permite ser almacenado sin peligro de fermentaciones y desarrollo de hongos.

Tipos de heno

Aunque existen henos preferidos, una gran variedad de leguminosas y pastos se pueden utilizar y se utilizan con buenos resultados para preparar heno; el tipo que se produzca depende del suelo, inclusive pH, clima. He aquí los principales cultivos para heno y los aspectos más importantes de cada uno:

1) Alfalfa: La alfalfa rinde el mayor tonelaje por hectárea y produce el heno de leguminosas que mayor proteína contiene. Es rica en calcio, proteína y caroteno, también en muchos otros minerales y vitaminas. Está sujeta a la pérdida de las hojas si no se la cosecha correctamente y, como las hojas son la parte más nutritiva de la planta, el valor alimenticio de la alfalfa se deteriora mucho si se quiebran las hojas por resecamiento.

2) Heno de cereales: Los cereales como la cebada, la avena, el centeno y el trigo son buenos cultivos para heno si se siegan cuando los tallos y las hojas están verdes todavía. Producen un heno más nutritivo si se siegan en la etapa

en que los granos están blandos, en comparación con las leguminosas y la mayoría de los pastos, los henos de cereales rinden menos y no son tan nutritivos. En general son pobres en proteína, calcio y si se los deja madurar suelen ser más ricos en fibra que los cultivos para heno más comunes.

3) Tréboles: Los tréboles suelen cultivarse para heno en combinación con pastos. La combinación de trébol y fleo es la más popular. En comparación con la alfalfa, los henos mezclados de trébol y fleo contienen menos proteína y su calidad no es tan buena.

4) Henos de gramíneas: La mayoría de los pastos que crecen a suficiente altura se pueden emplear para preparar heno. Entre los pastos que se suelen cosechar para el heno figuran fleo, pastos nativos, dátilo, pasto Bermuda, sorgos híbridos, sudan grass.

Sin embargo, estas crecen en condiciones más diversas que la mayoría de las leguminosas y muchas veces ocurren como vegetación nativa en regiones incultivables. (Pozo, 2005)

Tabla 1: Características de varias especies forrajeras

	N° de muestras	Expresado en materia seca			Energía metabolizable (MJ/kg)
		Fibra bruta (g/kg)	Proteína bruta (g/kg)	Proteína bruta digestible (g/kg)	
Gramíneas					
Hierba de prado	686	398	113	67	8.8
Mezcla de gramíneas	68	301	114	63	8.6
Dátilo	17	356	82	42	8.0
Festuca	22	315	90	48	8.6
Ballico	39	305	96	48	8.9
Fleo	218	341	77	36	8.2
Leguminosas					
Trébol	284	319	143	89	8.6
Alfalfa	474	322	165	118	8.3

Veza	28	277	213	163	9.1
Soja	42	366	156	101	7.8
Cereales					
Cebada	19	265	93	52	8.6
Avena	48	329	80	41	8.5
Trigo	20	268	82	44	7.8

Fuente: "Conservación de forrajes – Campo S. C."

El sistema productivo lo constituyen las diferentes actividades, en esta parte se identifica zonas de producción agropecuaria del Distrito de Mañazo, tenemos diferentes producciones agropecuarias mostrando en las estadísticas un incremento significativo del cultivo de alfalfa, el mismo vinculado a la alimentación del ganado, tal como se muestra en la tabla siguiente:

Tabla 2: Producción de alfalfa 2011 - 2016

VARIABLE	2011/2012	2012/2013	2013/2014	2014/2015	2015/2016
Cosechas (Ha)	769.00	849.00	849.00	889.00	889.00
Producción (Tn)	15,523.00	18,521.00	18,642.00	20,080.00	19,580.00

Fuente: Gobierno Regional de PUNO - Dirección Regional Agraria - Dirección de Estadística Agraria e Informática "Julio – 2017"

Destaca por su crecimiento en hectáreas cultivadas entre las campañas del 2011 al 2016, el distrito de Mañazo (de 769 – 889 ha), lo que denota la expansión de cultivo.

En la avena también se muestra un incremento significativo en las áreas de cultivo, tal como se observa:

Tabla 3: Producción de avena 2011 - 2016

VARIABLE	2011/2012	2012/2013	2013/2014	2014/2015	2015/2016
Cosechas (Ha)	350.00	380.00	395.00	410.00	400.00
Producción (Tn)	8,223.00	9,333.00	9,539.00	10,694.00	9,066.00

Fuente: Gobierno Regional de PUNO - Dirección Regional Agraria - Dirección de Estadística Agraria e Informática "Julio – 2017"

Se observa un crecimiento con relación a hectáreas cosechadas y toneladas producidas de avena hasta el año 2015 con disminución en el año 2016.

Tabla 4: Producción de cebada 2011 - 2016

VARIABLE	2011/2012	2012/2013	2013/2014	2014/2015	2015/2016
Cosechas (Ha)	230.00	230.00	275.00	275.00	270.00
Producción (Tn)	4,956.00	4,424.00	5,330.00	6,380.00	5,415.00

Fuente: Gobierno Regional de PUNO - Dirección Regional Agraria - Dirección de Estadística Agraria e Informática "Julio – 2017"

El crecimiento de este cultivo es similar a la avena forrajera, destaca con mucha nitidez la producción hasta la campaña del 2015 con disminución para el año 2016 con una cosecha de 270 Ha, a la producción de forraje de 5 415.00 Tn. (Municipalidad Provincial de Puno, 2016)

2.1.3. HENIFICACIÓN

Es la conservación de las hierbas frescas por la reducción del contenido de agua. Al perder parte del agua, las hierbas toman propiedades diferentes y se transforman en heno, durante el proceso se producen pérdidas por determinadas razones: ellas son por respiración, pérdidas mecánicas y físicas, las debidas a factores atmosféricos, por fermentación, por putrefacción y por recalentamiento y enmohecimiento (Guillen, 2016).

El heno es el alimento que se obtiene desecando los forrajes verdes. El objetivo de la henificación es reducir el contenido de agua de los forrajes verdes para que puedan almacenarse en grandes cantidades sin que se presente fermentación o que pierdan nutrientes.

2.1.3.1. MÉTODOS DE HENIFICACIÓN

- a. Ensilaje
- b. Henificación

a. Ensilaje

El ensilaje es el forraje que se obtiene por fermentación anaeróbica parcial de los pastos y forrajes, aumentando la acidez y manteniendo un alto grado de humedad, este mismo se realiza en los diferentes tipos de silos con una buena compactación para no permitir el ingreso de oxígeno.

El ensilaje es el forraje procesado que más se acerca a lo que consumen los animales bajo corte o pastoreo.

a.1) Factores importantes en la elaboración de un buen ensilaje

- Grado de humedad
- Corte y recolección
- Picado
- Compactación
- Tapado

b. Henificación natural

Es un proceso de deshidratación del forraje a través del cual la humedad natural se reduce a menos del 15% facilitando la conservación por largos períodos, el proceso de la henificación debe ser rápido para que no se produzcan deterioros en la materia seca ni en los nutrientes.

Para la henificación natural consta de las siguientes fases:

b.1) La siega

Con esta operación se inicia cualquier cadena de recolección y consiste en separar el tallo de la raíz, que permanece unida al suelo, en toda la superficie del campo.

Para valorar la calidad del trabajo de una segadora se debe considerar:

- La limpieza con la que se realiza el corte.
- El grado de contaminación con tierra de la hierba segada.

Dos son los principios básicos generalizados para realizar la siega: el empleo de cuchilla y contracuchilla, que actúan durante el corte como una tijera, produciendo un cierre por aplastamiento en las zonas cortadas, y el corte con golpe con una cuchilla desplazándose a alta velocidad (sin contracuchilla), que solo producirá un corte limpio si la velocidad es suficientemente alta y la cuchilla está bien afilada, pero sin el aplastamiento y cierre de la zona cortada.

Para realizar este trabajo existen básicamente dos tipos de segadoras: alternativas o barras de corte y rotativas. Las alternativas son las clásicas barras guadañadoras o segadoras, que han sido durante mucho tiempo las principales máquinas de siega, arrastradas por animales, acopladas lateralmente al tractor, o más recientemente autopropulsadas (motosegadoras y cosechadoras de forraje). Pueden ser de dos tipos según su mecanismo de corte, de dedos (barras normales) o de doble cuchilla.

La barra segadora realiza un corte limpio de la planta, lo que facilita un rebrote rápido, pero es más lenta y frágil que los otros tipos de segadoras. Necesita un terreno uniforme bien nivelado, especialmente para el trabajo de máquinas autopropulsadas de corte amplio. Es ideal para la siega de alfalfa y de

cualquier planta que se espera rebrote posteriormente. En cambio, tiene problemas en la siega de cultivos forrajeros muy densos como veza, avena o praderas encamadas. Requiere un mantenimiento de cuchillas cuidadoso, siendo recomendable su afilado frecuente.

El corte se produce por la acción conjunta de las dos piezas componentes de la barra, una móvil y otra fija (inmóvil) que actúa de contracuchilla. Los tallos son cortados por la acción de las dos, que actúan como tijeras.

En las barras de doble cuchilla que carecen de dedos, existen dos sierras accionadas de forma contraria, lo que permite un mayor rendimiento y un menor número de atascos.

Aparte de las barras de corte citadas, movidas por la toma de fuerza del tractor, hay que destacar la existencia de máquina autopropulsadas con el mismo sistema de corte, bien de pequeño tamaño, como las motosegadoras, útiles para el trabajo en pequeñas o medianas parcelas, bien de gran tamaño (más de 2 m de ancho de corte), aptas para las grandes explotaciones. Estas últimas, se fabrican hoy en día combinadas con rodillos acondicionadores, denominándose la máquina segadora - acondicionadora autopropulsada.

No obstante, las segadoras alternativas se han quedado obsoletas para la agricultura moderna frente a las rotativas. Una de las principales razones es que las alternativas ofrecen una velocidad de trabajo bastante inferior.

Existen máquinas que acoplan uno u otro sistema de siega a los rodillos acondicionadores clásicos, constituyendo las llamadas segadoras - acondicionadoras. En una sola pasada realizan tres operaciones: siega, acondicionado, e hilerado, reduciendo costes y mejorando calidad, al reducir el

tiempo de secado en un 30 - 40 %, según circunstancias climatológicas.
(Buzade, 2003)

Tabla 5: Contenido de MS de forraje según los distintos métodos de siega y acondicionado

TRATAMIENTO	% MS a las 24 horas de la siega
Barra segadora y volteado	24.3
Barra segadora y esparcido	26.1
Segadora de mayales (1.5 m y 1.8 m)	28.6
Segadora - henificadora de mayales de 1.2 m	31.6
Barra segadora y rodillos acondicionadores	32.3
Segadora - henificadora de mayales de 1 m	35.0

Fuente: "Conservación de forrajes – Campo S. C."

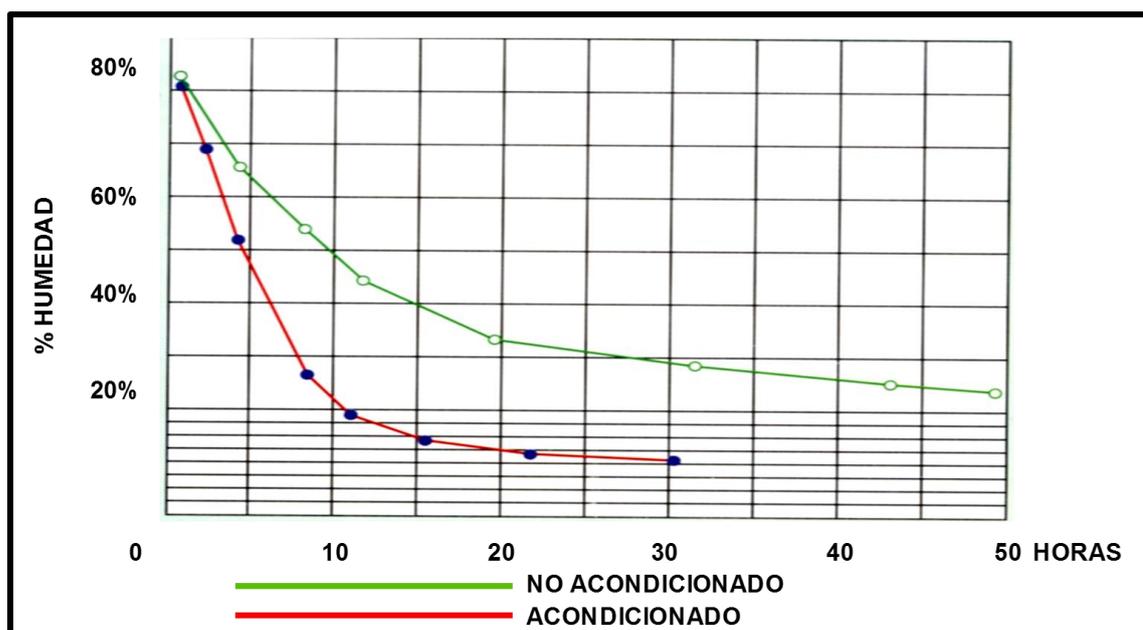
b.2) Los acondicionadores

La forma en que se realiza la "rotura" de los tallos permite establecer diferencias en estos equipos. La acción mecánica predominante puede ser:

- El aplastamiento con formación de fisuras longitudinales.
- El plegado a intervalos fijos que provoca roturas transversales.
- La laceración producida con choques y frotamientos.

Se estima que se necesitan de 15 a 20 horas de sol, en condiciones favorables para secar el heno destinado al empacado. Si el forraje ha sido acondicionado en el momento de la siega sólo se necesitan 8 o 10 horas de sol para el mismo secado. Además, se mantiene el color natural del forraje, aumentando la palatabilidad del heno y su mejor aprovechamiento por el ganado. Es, por tanto, imprescindible para producir heno de calidad, especialmente en plantas de tallo grueso como la alfalfa.

Figura 1: Relación de las formas de acondicionado con la humedad



Fuente: "Conservación de forrajes – Campo S. C."

b.3) Acondicionadores de dedos o tipo rastrillo

Consiguen el lacerado del forraje por su choque contra varias filas de dedos, montados en un eje horizontal animado con movimiento de rotación.

El empleo de este sistema, inicialmente diseñado para praderas naturales de zonas húmedas, se ha incrementado como consecuencia de la difusión de las segadoras rotativas de disco y de tambor. En ellas la salida del forraje no se produce en toda la anchura de corte, por lo que los acondicionadores de rodillos no actúan siempre con uniformidad. La incorporación de acondicionadores de dedos en cada una de las salidas, entre cada dos rotores consecutivos, se adapta mejor a esta forma de entrega del forraje.

Los dedos han evolucionado pasando de las formas rectas a las de tipo "Y" invertida, con lo que la parte inferior del tallo (con mayor consistencia) recibe más golpe que la superior.

Sin embargo, un empleo poco cuidadoso del acondicionador de dedos puede ocasionar excesiva pérdida de hoja en las leguminosas, sobre cuando se actúa en condiciones secas.

b.4) Secado

El secado o curación de la hierba o forraje tiene por objetivo reducir su contenido de agua a menos de un 20 %, con la menor pérdida posible de hojas.

Los factores que determinan la rapidez de la pérdida de agua del forraje a henificar son: el clima, la cantidad y disposición de la hierba en la hilera y el tipo de planta.

A nivel de planta individual, la pérdida de agua se produce a través de las hojas, mientras que el agua de los tallos se elimina en parte después de su traslocación a las hojas. También existen diferencias entre especies en cuanto a la rapidez de desecación, siendo en general las gramíneas más rápidas que las leguminosas, y entre éstas el trébol blanco más lento que otras plantas.

El proceso de secado se acelera y el forraje gana en calidad cuando el troceado es uniforme; también se acelera mediante el acondicionamiento del forraje, realizado por el paso del mismo entre dos rodillos que aplastan los tallos de las plantas.

El acondicionamiento del forraje acelera el tiempo de secado en más de un 20% y es tanto más eficaz cuanto mayor es el contenido de agua de la planta, ya que su principal ventaja es aumentar la velocidad de evaporación de los tallos.

También permite la desecación simultánea de tallos y hojas, lo cual es importante en leguminosas, cuyas hojas suelen secarse en muy pocas horas

mientras que los tallos tardan mucho más tiempo. Sin embargo, con clima húmedo, las pérdidas por arrastre de la lluvia pueden ser mayores cuando se acondiciona el forraje, sea cual sea el método. El acondicionado debe realizarse inmediatamente después de la siega, o simultáneamente, cuando se dispone de segadora-acondicionadora. Su acción es particularmente importante en la primera fase del secado del forraje (hasta llegar al 50% de humedad), fase en la cual la velocidad de evaporación puede aumentarse al doble mediante el acondicionamiento.

b.5) Empacado y transporte

En la cadena de recolección, después de conseguir que el contenido en humedad de la hierba sea suficientemente bajo, es necesario proceder a la recogida y, por tratarse de un material de baja densidad, a su compresión, para reducir su volumen de almacenamiento.

b.6) Almacenamiento

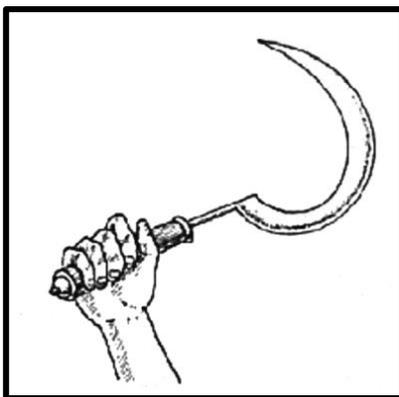
Las pacas de heno convencionales se apilan formando montones o almiarés, unas veces al aire libre, lo que no es muy corriente debido al elevado precio del heno, y otras en heniles o cobertizos que las protegen de la lluvia. Este tipo de construcciones deben ser lo más diáfanas posibles, con una altura mínima de 4 m y normalmente cerradas por el lado o lados de los vientos de lluvia dominantes en la zona.

2.2. ESTADO DEL ARTE

2.2.1. SIEGA ARTESANAL

Actualmente se utilizan segaderas y hoces, pero el uso de hoces demanda un gran esfuerzo físico para los agricultores, por lo cual se requiere de una gran cantidad de agricultores para segar una gran cantidad de hectáreas de forraje.

Figura 2: Hoz utilizada en la siega artesanal



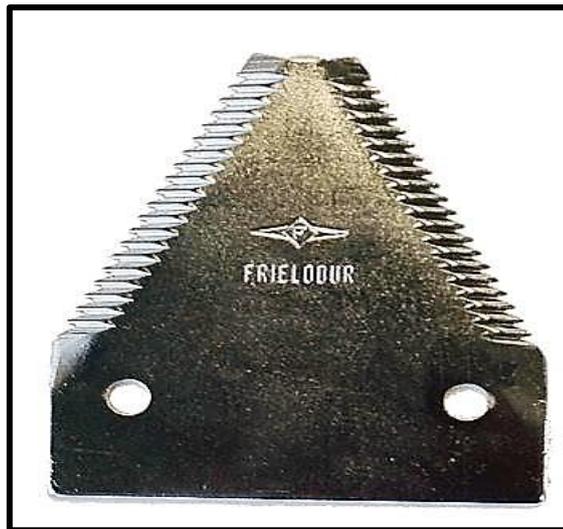
Fuente: "Proyecto Herrandina"

2.2.2. PRINCIPIOS DE LAS MÁQUINAS UTILIZADAS EN LA ACTUALIDAD

Las máquinas utilizadas para segar el forraje están basadas en dos principios como se mencionaba anteriormente, los cuales son los siguientes:

- Principio de cuchilla y contracuchilla, los cuales actúan durante el corte como una tijera, produciendo un cierre por aplastamiento en las zonas cortadas (ver figura 3).

Figura 3: Cuchilla y contracuchilla de la máquina segadora



Fuente: "<http://www.interempresas.net/FotosArtProductos/P103064.jpg>"

- Principio de corte con golpe de una cuchilla desplazándose a alta velocidad, que solo producirá un corte limpio si la velocidad es suficientemente alta y la cuchilla está bien afilada, pero sin el aplastamiento y cierre de la zona cortada.

Figura 4: Mecanismo segadora de discos (mecanismo sin contracuchilla)



Fuente: "Catálogo Aperos McCormick"

2.2.3. TIPOS DE MÁQUINAS SEGADORAS

Para realizar este trabajo existen básicamente los dos siguientes tipos de máquinas segadoras. (Márquez, 2000)

A. Máquinas segadoras de movimiento intermitente

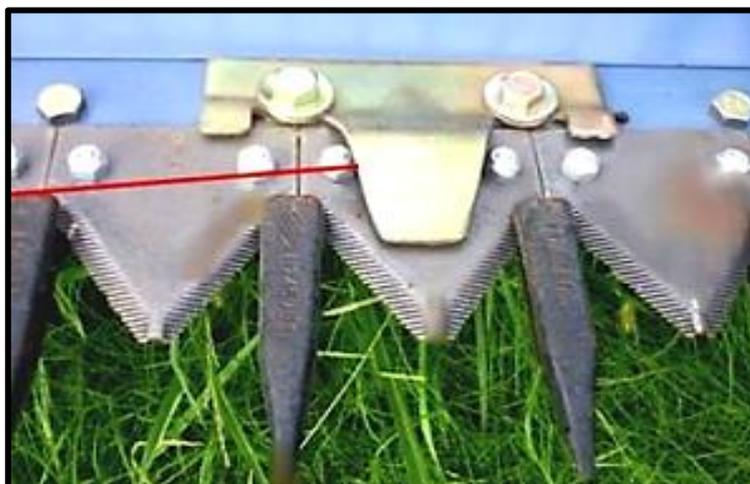
La máquina segadora de movimiento intermitente realiza un corte limpio de la planta, pero es más frágil que los otros tipos de segadoras. Requiere un mantenimiento de cuchillas cuidadoso, siendo recomendable su afilado frecuente.

Estas segadoras son las clásicas barras guadañadoras o segadoras, las cuales pueden ser de dos tipos según su mecanismo de corte y se explican a continuación.

a.1) Máquina segadora de cuchilla y contracuchilla

El corte se produce por la acción conjunta de las dos piezas componentes de la barra, una móvil y otra fija que actúa de contracuchilla. Los tallos son cortados por la acción de estas dos, que actúan como tijeras.

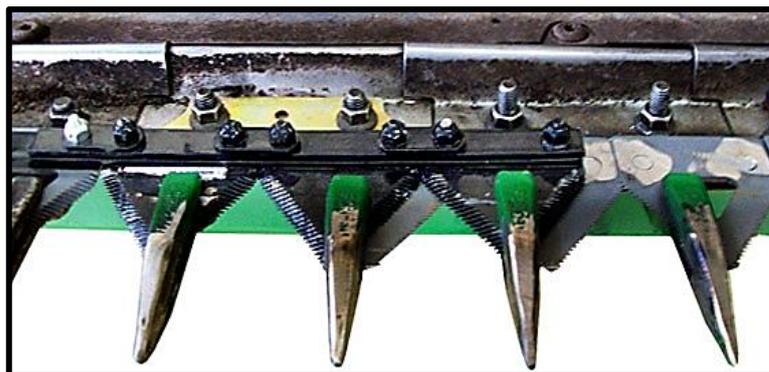
Figura 5: Barra fija (contracuchilla) y móvil (cuchilla)



Fuente: "Catálogo de Zhatka, Agroindustria"

a.2) Máquinas segadoras de doble cuchilla

En las barras de doble cuchilla que carecen de dedos, existen dos sierras accionadas con movimiento en sentido contrario, lo que permite un mayor rendimiento. Este corte es dado por una cadena con aditamentos.

Figura 6: Máquina segadora de doble cuchilla

Fuente: "img/pictures/pr_tphi_100.jp"

B. Máquinas segadoras rotativas

Las segadoras rotativas producen el corte por impacto de varias cuchillas (que giran a gran velocidad) sobre el tallo. Producen más daños en planta, desgarros, y los fragmentos más pequeños pueden desaparecer entre el rastrojo. Son máquinas de más fácil mantenimiento que las barras segadoras alternativas.

b.1) Máquina segadora rotativa de tambores

Estas máquinas suelen llevar dos o cuatro tambores, cada uno con varias cuchillas, accionados de forma que giran en sentido inverso dos a dos, lanzando el forraje hacia atrás entre cada dos tambores vecinos.

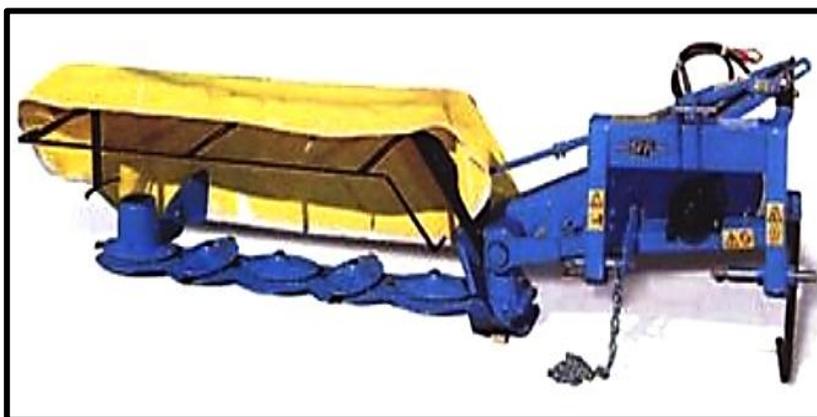
Figura 7: Máquina segadora rotativa de tambores

Fuente: "Catálogo Kemper Champions"

b.2) Máquina segadora rotativa de discos

Esta máquina rotativa cuenta con un número par de discos (4 ó 6), circulares u ovalados, en los cuales se insertan las cuchillas, libremente articuladas. Su ancho de trabajo se encuentra entre 1,6 y 2,4 m.

Figura 8: Máquina segadora rotativa de discos



Fuente: "Jhon Deere, maquinarias"

2.3. PRINCIPALES ELEMENTOS UTILIZADOS PARA LA SIEGA

2.3.1. ELEMENTOS DE SUJECCIÓN

A. Garras

La máquina cuenta con un bloque de varias garras enfiladas, las cuales poseen un movimiento intermitente. La garra que se encuentra activa jala el forraje hacia el tornillo sin fin para su acondicionamiento.

B. Molinete

Para lograr empujar el forraje hacia el tornillo sin fin se hace girar el molinete en sentido anti horario, de tal manera que una de las garras de molinete fractura el forraje al momento de empujar.

2.3.2. ELEMENTO DE TRANSPORTE DE POST-CIEGA

A. Mecanismo con hélice

Para retirar el producto segado, comúnmente se utiliza un cilindro con dos hélices con diferente sentido cada una (igual a un tornillo sin fin), para retirar por el centro de la máquina el producto cortado.

2.4. ESTRUCTURA DE FUNCIONES

2.4.1. ABSTRACCIONES

1° ENTRADAS

Señales:

- Señal visual de avance de la máquina.
- Señal visual que la máquina está recibiendo la energía necesaria para su correcto funcionamiento.
- Señal visual de alimentación de la máquina.

Energía:

- Energía mecánica para el accionamiento de la máquina
- Energía mecánica suministrada por la toma de fuerza (TDF) del tractor para accionar el mecanismo de corte de la máquina segadora.

Materia:

- Entrada de la planta a la máquina segadora.

2° SALIDAS

Señales:

- Señal visual de los tallos cortados y almacenados en la segadora.

- Señal visual que la máquina terminó su trabajo
- Señal visual y sonora que la máquina finalizó su trabajo
- Señal visual y sonora del apagado de la maquina

Energía:

- Energía como ruido, calor, fricción y desgaste.

Materia:

- Forrajes cortados.
- Pérdidas de forraje por la máquina

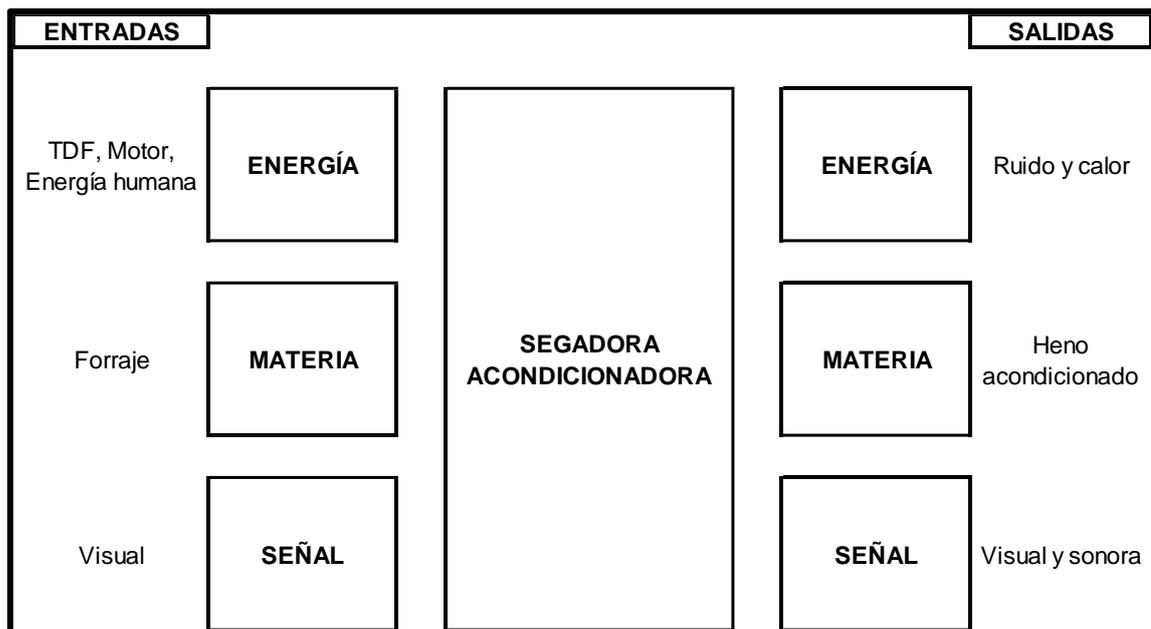
2.4.2. ESTRUCTURA DE FUNCIONES

Las funciones a realizar por la máquina están ordenadas de la siguiente manera:

- A. Aproximar y alimentar la potencia mecánica a la máquina mediante la tdf.
- B. Segar el forraje me mediante las cuchillas.
- C. Jalar el forraje y fracturar.
- D. Expulsar el forraje acondicionándolo e hilerándolo en su salida de la máquina.

De acuerdo con las funciones principales anteriormente mencionadas, se elaborarán alternativas de estructuras de funciones a utilizar. Dichas alternativas se muestran en la figura 9.

Figura 9: Estructura de funciones

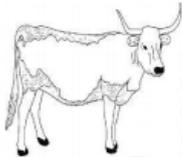
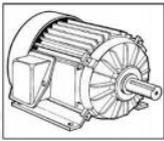
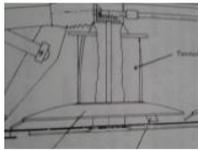
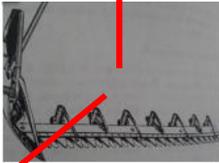
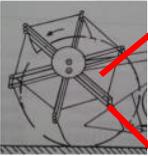
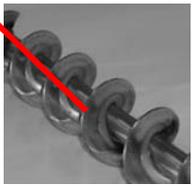


Elaboración: Propia.

2.4.3. MATRIZ MORFOLÓGICA

Los principios de funcionamiento utilizados en la matriz morfológica están basados en la Estructura de Funciones (ver figura 9). Dichos principios se muestran en la matriz morfológica de la figura 10. Con los principios de funcionamiento planteados en la matriz morfológica se harán varias combinaciones para obtener conceptos de solución.

Figura 10: Matriz morfológica

	1 ANIMAL	2 TRACTOR	3 MOTOR	4 HUMANO
AVANZAR				
SEGAR	SIEGA POR DISCOS 	BARRA DE CUCHILLAS 	SIEGA POR CADENAS 	
JALAR	MOLINETE 	GARRA 		
EXPULSAR	CADENA 	TORNILLO SIN FIN 		

Elaboración: Propia.

2.5. DATOS DE LOS MATERIALES

Los materiales por utilizarse son de ACERO 1020, 1040 y aluminio, los parámetros son mostrados en los anexos 18 y 19.

2.6. TOMAS DE FUERZA DE TRACTORES

Para la transmisión de la energía mecánica se obtiene de la toma de fuerza del tractor, en cuanto a normalización, la norma ISO 500 define cuatro tipos de tomas de fuerza traseras, basándose en el eje de la toma de fuerza “t.d.f.” en lugar de en el modo de accionamiento. También define la posición a la que debe estar dentro de un rango de altura y a menos de 50 mm a izquierda o derecha del plano medio del tractor.

Actualmente, los tractores incorporan la toma de fuerza “t.d.f.” a 540 rev/min y 1000 rev/min, ofertando opcionalmente la toma de fuerza económica a 750 rev/min. (Ramos, 2004)

Tabla 6: Tipos de fuerza (t.d.f.) Según ISO 500

Tipo de t.d.f.	1	2	3	4
Sentido de giro	Horario, visto desde atrás			
Régimen de giro, rev/min	540	1000	1000	1000
Diámetro nominal, mm	35	35	45	57
Número de acanaladuras	6	21	20	18
Potencia máxima KW (CV)	48 (65)	92 (125)	185 (252)	340 (462)
Altura al suelo (max-min, mm)	450 - 675	550 - 775	650 - 875	800 - 1060

Fuente: Revista “Evolución de las Tomas de Fuerza”

2.7. SISTEMAS DE TRANSMISIÓN

2.7.1. TRANSMISIÓN POR BANDA

Las transmisiones con banda y cadena ofrecen la máxima versatilidad como elementos de transmisión de potencia. Esto le permite al diseñador considerable flexibilidad en la localización de los elementos motrices y de la maquinaria impulsada, las tolerancias no son críticas como en el caso de las transmisiones con engranes. Otra ventaja de las transmisiones de cadena, y sobre todo de las bandas, es que se reduce la vibración y la transmisión con choque. Además, las transmisiones con banda son relativamente silenciosas. (Michels, 1987)

Una banda es un elemento flexible de transmisión de potencia que asienta firmemente en un conjunto de poleas o poleas acanaladas. Cuando se usa la banda para reducir la velocidad, que es el caso típico, la polea menor se monta en el eje de alta velocidad, que puede ser el eje de un motor eléctrico. La polea

mayor se monta en la máquina impulsada. La banda se diseña para montarse en las dos poleas, sin resbalamiento.

La banda se instala al colocarlas alrededor de las dos poleas, mientras se reduce la distancia entre centros entre ellas. A continuación, se separan las poleas y se pone la banda en una tensión inicial bastante alta. Cuando la banda transmite la potencia, la fricción hace que se agarre a la polea impulsora, e incrementa la tensión en un lado, que es el "lado tenso" de la transmisión. La fuerza de tensión en la banda ejerce una fuerza tangencial en la polea conducida, con lo que se aplica un par torsional al eje conducido. El lado contrario de la banda se encuentra todavía en tensión, pero con un valor menor.

Existen muchos tipos de bandas disponibles: planas, acanaladas o dentadas, bandas "V" normales, bandas "V" en ángulo doble y otras más.

Un tipo de banda muy usado, en especial en transmisiones industriales y en aplicaciones vehiculares, es el accionamiento con bandas en "V". La forma en "V" hace que la banda se acúñe firmemente en la ranura, lo cual incrementa la fricción y permite la transmisión de grandes pares torsionales sin que exista deslizamiento. La mayor parte de las bandas tienen lonas de alta resistencia, colocadas en el diámetro de paso de la sección transversal de la banda, para aumentar la resistencia a la tensión de la banda. Las cuerdas se fabrican con fibras naturales, sintéticas o de acero, y se encierran en un compuesto firme de hule, para dar la flexibilidad necesaria y que la banda pase alrededor de la polea. Con frecuencia se agrega la lona exterior de cubierta de la banda para que ésta tenga buena duración.

La polea, con una o varias ranuras circunferenciales donde se apoya la banda, se llama polea acanalada.

El tamaño de una polea se indica con su diámetro de paso, que es un poco menor que su diámetro exterior.

La relación de velocidades de las poleas motriz y conducida es inversamente proporcional a la relación de los diámetros de paso. Esto es consecuencia de la observación de que allí no existe deslizamiento (bajo cargas normales). Así, la velocidad lineal de la línea de paso en ambas poleas es igual a la velocidad de la banda.

Los contribuyentes al esfuerzo en la banda son: la fuerza de tensión en la banda máxima en su lado tenso, la flexión de la banda en torno a las poleas máxima en el lado tenso de la banda, en torno a la polea menor, las fuerzas centrífugas producidas cuando la banda se mueve alrededor las poleas.

El esfuerzo total máximo se presenta donde la banda entra a la polea menor donde el esfuerzo de flexión es parte mayor. Por lo anterior, existen diámetros de polea mínima. (Mott, 2006)

2.7.2. TRANSMISIÓN EN CADENA

En muchos casos, y por diversas causas, en que no pueden utilizarse las transmisiones por correa, estas se pueden sustituir por las transmisiones por cadenas, constituidas por cadenas de eslabones articulados que se adaptan a ruedas dentadas, que hacen el efecto de poleas, formando un engrane. Es aplicable cuando las distancias entre los centros de los árboles conductor y conducido es demasiado corta para usar correas y demasiado largas para utilizar engranajes.

Las principales ventajas de su utilización son:

- No presenta deslizamiento, $i = cte.$
- Es compacta y no requiere tensión inicial como en el caso de las correas.
- Si está bien diseñada es mucho más duradera que las correas.
- Permite trabajar con menores distancias entre centros de poleas, con la consiguiente ventaja económica.
- Ante una rotura de uno o varios eslabones es de fácil arreglo.
- Son poco sensibles al medio en que trabajan.

Las principales desventajas son:

- Solo aplicable cuando los ejes son paralelos, pueden ser varios, pero en todos los casos las ruedas dentadas deben estar en el mismo plano.
- Preferentemente los ejes deben ser horizontales, para evitar el uso de apoyos laterales para la cadena.
- Son más costosas que las transmisiones a correas.
- Necesitan un buen mantenimiento, con limpiezas periódicas y lubricación adecuada.
- Para absorber los alargamientos deben disponerse los ejes de modo que pueda tensarse la cadena o bien montar un piñón tensor en el ramal flojo.

Las transmisiones por cadenas pueden disponerse para índices de transmisión, o algo más para pequeñas potencias, procurando que el ángulo abrazado en la rueda pequeña no sea inferior a 120° .

Las cadenas se construyen en acero de cementación o de bonificación, salvo las que se construyen de fundición maleable y en diversas formas y dimensiones, adecuadas al trabajo que deben realizar. El desgaste de las articulaciones produce un alargamiento permanente y sucesivo en la cadena, que puede ser hasta un 3% aproximadamente. (Odetto, 2015)

2.7.3. TRANSMISIÓN POR ENGRANAJE

Los engranes son ruedas desnudas cilíndricas que se usan para transmitir movimiento y potencia desde un eje giratorio hasta otro. Los dientes de un engrane conductor encajan con precisión en los espacios entre los dientes del engrane conducido, Los dientes del impulsor empujan a los dientes del impulsado, lo cual constituye una fuerza perpendicular al radio del engrane. Con esto se transmite un par torsional y como el engranaje es giratorio también se transmite potencia.

Relación de reducción de velocidad. Con frecuencia se emplean engranes para producir un cambio en la velocidad angular del engrane conducido relativa a la del engrane conductor, el engrane superior menor llamado piñón impulsa al engrane inferior, mayor, que a veces se le llama simplemente engrane, el engrane mayor gira con más lentitud. La cantidad de reducción de velocidad depende de la relación del número de dientes en el piñón entre el número de dientes en el engrane mayor. (Mott, 2006)

Los tipos de engranajes se usan con frecuencia varios tipos de engranes que tienen distintas geometrías de diente.

2.8. SISTEMAS DE ESFUERZOS Y DEFORMACIONES

2.8.1. RESISTENCIA DE MATERIALES

Para garantizar que las estructuras a construir no se deformen excesivamente y que no se fracturen, para ello se debe calcular las fuerzas internas que se producen en los elementos estructurales y que son en últimas las que producirán las deformaciones y la rotura.

En general podemos afirmar que una fuerza interna produce un esfuerzo actuante que trata de romper el elemento. Que se rompa depende del esfuerzo resistente que tenga el elemento el cual dependerá del material y de sus dimensiones transversales.

Análogamente, esas mismas fuerzas internas producirán deformaciones del elemento las cuales dependerán igualmente del material y de sus dimensiones.

La Resistencia de Materiales se ocupa del cálculo de los esfuerzos y deformaciones que se producirán debiendo garantizar que las deformaciones estén dentro de unos límites permisibles y obviamente que no se produzcan roturas.

Los esfuerzos resistentes del material deben calcularse con el fin de poder compararlos con los esfuerzos actuantes. Estos esfuerzos dependen no solo de las dimensiones del elemento estructural sino de la forma como estén aplicadas las cargas las cuales pueden producir esfuerzos normales o cortantes, dependiendo de que las fuerzas o momentos actuantes sean axiales, transversales o combinados.

Debe por tanto determinarse primero que todo si el elemento en estudio está sometido a fuerzas axiales, transversales (en cuyo caso se producirá flexión),

momentos torsionales (torsión) o una combinación de algunos de ellos. (Trujillo, 2007)

2.8.2. ESFUERZOS Y DEFORMACIONES

El esfuerzo se define como la intensidad de las fuerzas componentes internas distribuidas que resisten un cambio en la forma de un cuerpo. El esfuerzo se define en términos de fuerza por unidad de área. Existen tres clases básicas de esfuerzos: tensivo, compresivo y corte. El esfuerzo se computa sobre la base de las dimensiones del corte transversal de una pieza antes de la aplicación de la carga.

Las fuerzas internas de un elemento están ubicadas dentro del material por lo que se distribuyen en toda el área; justamente se denominan esfuerzo a la fuerza por unidad de área. (Medina, 2017)

La deformación se define como el cambio de forma de un cuerpo, el cual se debe al esfuerzo, al cambio térmico, al cambio de humedad o a otras causas. En conjunción con el esfuerzo directo, la deformación se supone como un cambio lineal y se mide en unidades de longitud. En los ensayos de torsión se acostumbra medir la deformación como un ángulo de torsión (en ocasiones llamados detrusión) entre dos secciones especificadas.

Cuando la deformación se define como el cambio por unidad de longitud en una dimensión lineal de un cuerpo, el cual va acompañado por un cambio de esfuerzo, se denomina deformación unitaria debida a un esfuerzo. Es una razón o número no dimensional.

Si un cuerpo es sometido a esfuerzo tensivo o compresivo en una dirección dada, no solo ocurre deformación en esa dirección (dirección axial) sino

también deformaciones unitarias en direcciones perpendiculares a ella (deformación lateral). Dentro del rango de acción elástica la compresión entre las deformaciones lateral y axial en condiciones de carga uniaxial (es decir en un solo eje) es denominada relación de Poisson. La extensión axial causa contracción lateral, y viceversa. (Universidad Nacional de Colombia, 2015)

2.9. SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA ÓPTIMA

Para la selección óptima de nuestro diseño se toma en cuenta tres parámetros importantes cuales son las funciones, requisitos de diseño y el criterio de evaluación las cuales son muy importantes identificar las necesidades y las expectativas, antes de comenzar a diseñar un aparato mecánico.

Las funciones de nuestra máquina son de cortar el forraje, fracturar el forraje e hilar el forraje dejando porosidad o espacios vacíos para su ventilación natural y un secado pronto.

En los requisitos de diseño se tomará en cuenta la potencia del tractor y la velocidad con la que puede alimentar en su toma de fuerza, para la transmisión se tomara en cuenta acoplamiento flexibles para evitar que se transmita cargas axiales y de flexión así mismo para evitar la pérdida de potencia, es muy importante que el costo sea moderado para tener buenas ventas.

Con una buena preparación de las funciones y los requisitos de diseño se asegurará que se enfoquen hacia los resultados deseados.

CAPITULO III

DISEÑO METODOLÓGICO DE INVESTIGACIÓN

3.1. TIPO Y DISEÑO DE INVESTIGACIÓN

La tesis investigada, es un proyecto que tiene un alcance aplicativo referente al segado de forraje, por lo tanto, el proyecto realizado es de tipo aplicada y experimental.

La investigación de la máquina segadora acondicionadora de forraje se diseñó, calculó, construyó y se realizó el montaje de los diferentes sistemas culminando con la prueba de la máquina segadora acondicionadora en campo.

3.2. POBLACIÓN DE INVESTIGACIÓN

La población que se tomó para la investigación fue el Distrito de Mañazo de la Provincia y Departamento de Puno.

3.3. UBICACIÓN Y DESCRIPCIÓN DE LA POBLACIÓN

Ubicada a 63.1 km de la ciudad de Puno con una altitud de 3 962 msnm, con un área de 827.1 km² y una población de 5 369 habitantes.

3.4. DISEÑO DE LA INVESTIGACIÓN

Para el diseño de la máquina segadora acondicionadora, nos basamos en la formulación del planteamiento del problema realizando un estudio de máquinas segadoras que existen en el mercado de la Región de Puno, no son adecuados desde el punto de vista de tiempo de secado, porque las funcionalidades de las máquinas existentes no realizan el acondicionamiento de forraje, hileración de forraje. Por lo que, en nuestro diseño se consideró los aspectos negativos de

las máquinas existentes y el alto costo de adquisición, repuestos más accesibles en el mercado nacional.

3.5. INGENIERÍA DE DISEÑO DE LA MÁQUINA SEGADORA ACONDICIONADORA

3.5.1. DIMENSIONAMIENTO DE LA POTENCIA DEL MECANISMO DE CORTE.

Para el corte de forraje, se ha optado por el corte mediante una barra de cuchillas. Dicha barra de cuchillas tiene una longitud de 1,6 metros y está compuesta por veinte cuatro (24) cuchillas, siendo efectivas 22 de ellas, por lo que segará los forrajes. La velocidad recomendada de corte para este mecanismo se encuentra en el rango de 1.5 a 3 m/s (Silvera, 1982). Para el propósito de la siega de forraje se elegirá como velocidad de trabajo la mínima del rango anteriormente mencionado, para evitar fallas por efectos inerciales.

Nomenclatura y datos por utilizar:

Tabla 7: Datos para cálculo de potencia máxima

Velocidad de corte máxima	$V_c = 2.82 \text{ m/s}$ (ver acápite 3.1.3.)
Numero de cuchillas efectivas	$N_c = 22$ cuchillas
Fuerza de corte	$F_c = 98.1 \text{ N}$
Potencia máxima de corte	$P_{\text{corte}} = 6.09 \text{ KW}$
Potencia máxima del tractor	$P_{\text{tr_max}} = 48 \text{ KW}$

Elaboración: Propia.

$$P_{\text{corte}} = V_c * N_c * F_c \quad \dots(\text{Ec. 1})$$

$$P_{\text{corte}} = 2.82 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 22 * 98.1 \text{ N}$$

$$P_{\text{corte}} = 6.09 \text{ KW}$$

Debido a que en el Distrito de Mañazo el tractor más utilizado es el modelo JOHN DEERE 2020, se comprobará si la potencia máxima anteriormente calculada, puede ser suministrada por la toma de fuerza (TDF) del tractor (ver tabla 6).

Figura 11: Toma de fuerza

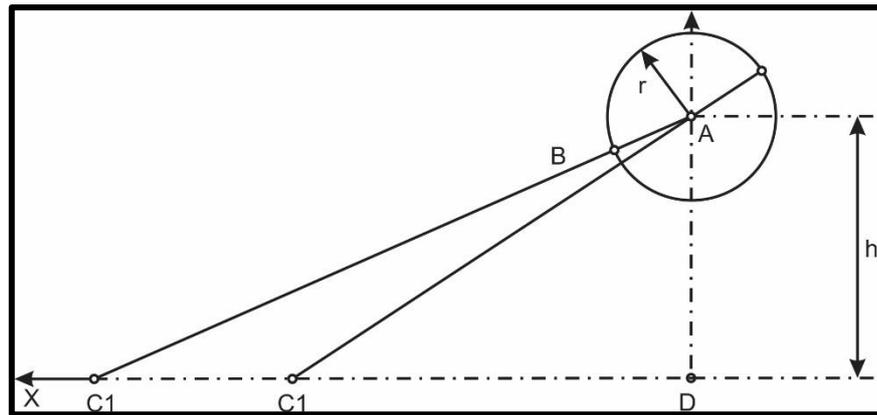


Fuente: Revista “Evolución de las Tomas de Fuerza”

En la visita de campo se observó que el tractor JOHN DEERE 2020 posee 6 canales en el eje de la toma de fuerza (TDF), por lo tanto, este tractor pertenece al tipo 1 (ver Tabla 6), con lo cual puede suministrar una potencia máxima de 48 kW.

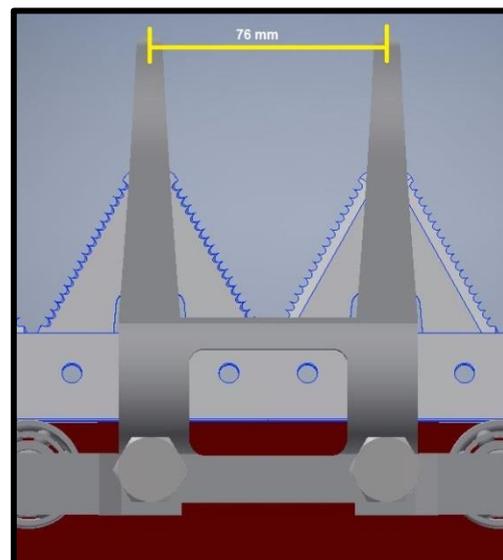
3.5.2. DIMENSIONAMIENTO DEL MECANISMO DE CORTE

El mecanismo por utilizar será un mecanismo excéntrico biela manivela, para el cálculo de las dimensiones del mecanismo de corte, se fijará un valor para el paso del corte, el cual es la distancia recorrida por cada cuchilla desde su punto de extremo izquierdo C, hasta el punto de extremo derecho C1, como se muestran en la Figura 12.

Figura 12: Esquema del mecanismo excéntrico biela manivela

Elaboración: Propia.

De acuerdo con las dimensiones comerciales de las cuchillas y la contra cuchillas (dedos), el paso de corte es de 76 mm.

Figura 13: Dedo (garra) - cuchilla

Elaboración: Propia.

Nomenclatura y datos por utilizar:

- Altura de excentricidad h (mm.)
- Longitud de la biela l (mm.)
- Paso de corte $P_c=76$ mm.

- Radio de eje excéntrico r (mm).

Con los datos anteriormente mostrados se puede plantear el paso de corte en función de la altura excéntrica “h”, longitud de biela “l” y radio de eje excéntrico “r” de acuerdo a la ecuación (2). (Silvera, 1982)

$$P_c = \sqrt{(l + r)^2 - h^2} - \sqrt{(l - r)^2 - h^2} \quad \dots(\text{Ec. } 2)$$

El paso de corte será la distancia entre dedos, la cual es:

$$P_c = 76 \text{ mm}$$

Por otro lado, se recomienda los siguientes valores para la altura (h) y longitud de la biela (l) en función del radio (r). (Silvera, 1982)

$$h = (1.75 - 2)r \quad \dots(\text{Ec. } 3)$$

$$l = (4 - 5)r \quad \dots(\text{Ec. } 4)$$

Tabla 8: Interacciones para el paso de corte

r (mm)	h (mm)		l (mm)		Pc
30	6	180	17	510	64.145
32	6.5	208	18	576	68.649
34	7	238	18	612	73.834
35	7	245	18	630	76.006
35	7.2	252	19	665	75.662
35	7.2	252	20	700	75.047

Elaboración: Propia.

Por lo tanto, las dimensiones elegidas son las siguientes (ver tabla 6):

Tabla 9: Resultados del mecanismo de corte

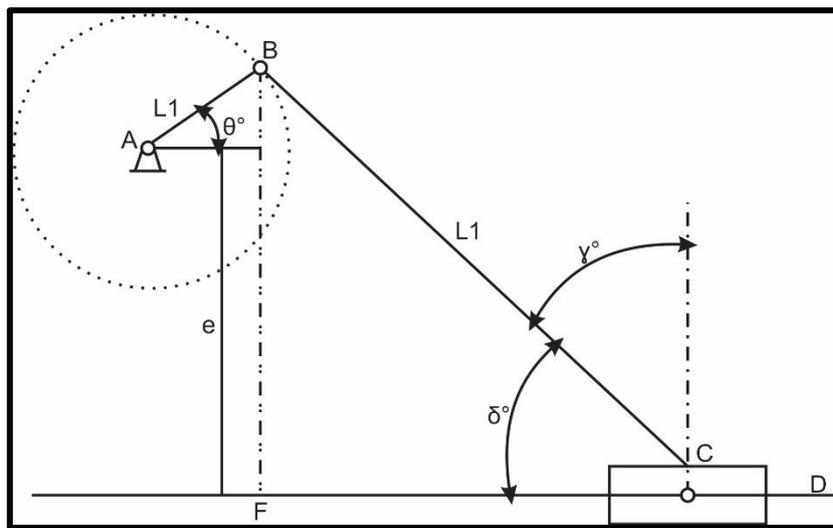
Altura de excentricidad	h = 63 mm.
Longitud de la biela	l = 166 mm.
Radio de eje excéntrico	r = 35 mm.
Paso de corte	Pc=76 mm.

Elaboración: Propia.

3.5.3. ÁNGULO DE TRANSMISIÓN DEL MECANISMO DE CORTE

Para obtener una buena efectividad del mecanismo en movimiento es necesario plantear el criterio del ángulo de transmisión. El valor del ángulo de transmisión “ γ ” para un óptimo funcionamiento del mecanismo es de 90° , con una tolerancia de $\pm 50^\circ$, es decir que el ángulo de transmisión se debe de encontrar entre 40° y 140° .

Figura 14: Posición del mecanismo biela manivela excéntrico



Elaboración: Propia.

El ángulo de transmisión mínimo y máximo se calcula de acuerdo con las ecuaciones (5) y (6). (Rico, 2010)

$$\gamma_{\text{mim}} = \text{acos}\left(\frac{L_1 - e}{L_2}\right) \quad \dots(\text{Ec. } 5)$$

$$\gamma_{\text{max}} = \text{acos}\left(\frac{L_1 + e}{L_2}\right) \quad \dots(\text{Ec. } 6)$$

Dónde:

- Angulo mínimo de transmisión: γ_{mim}
- Angulo máximo de transmisión: γ_{max}

Siendo para este mecanismo las siguientes dimensiones:

- $L_1 = r = 35$ mm.
- $L_2 = l = 166$ mm.
- $e = h = 63$ mm.

Donde se obtiene como resultado:

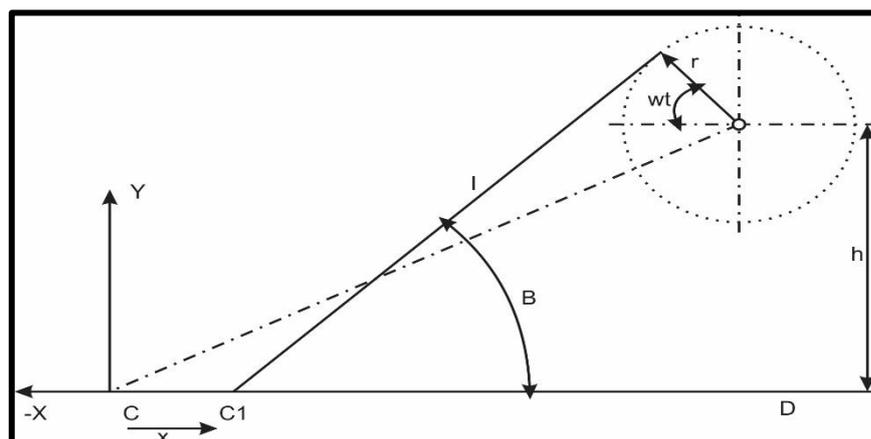
$$\gamma_{\text{mim}} = 99.711^\circ \quad \gamma_{\text{max}} = 53.817^\circ$$

Por lo tanto, el ángulo de transmisión “ γ ” sí cumple con la recomendación que debe encontrarse entre los 40° y 140° para evitar que haya atoros o mal funcionamiento del mecanismo.

3.5.4. CÁLCULO DE LAS VELOCIDADES Y ACELERACIONES DE CORTE

Las velocidades y aceleraciones que se hallaran en este acápite corresponden a la velocidad de giro del volante y la velocidad de la cuchilla respecto al tiempo cualquiera “ t ” desplazándose una distancia “ x ” se muestra en la Figura 15.

Figura 15: Posición de la cuchilla respecto al tiempo



Elaboración: Propia.

Para el mecanismo biela manivela excéntrica la posición “ x ” respecto al tiempo “ t ”, viene dada según a ecuación (7). (Artobolevski, 1977)

$$x = \sqrt{(l-r)^2 - h^2} - l \sqrt{1 + \left(\frac{r \operatorname{sen}(wt) + h}{l}\right)^2} - r \cos(wt) \quad \dots(\text{Ec. } 7)$$

Donde “w” es la velocidad de giro de la volante,

Cuando la relación entre el radio “r” y la longitud “l” de un mecanismo excéntrico es de 1/15 a 1/25 se puede expresar la velocidad y la aceleración de la cuchilla con suficiente exactitud como se muestra en las ecuaciones (8) y (9).

$$\dot{x} = r w \left(\operatorname{sen}(wt) + \frac{h}{l} \cos(wt) \right) \quad \dots(\text{Ec. } 8)$$

$$\ddot{x} = r w^2 \left(\cos(wt) - \frac{h}{l} \operatorname{sen}(wt) \right) \quad \dots(\text{Ec. } 9)$$

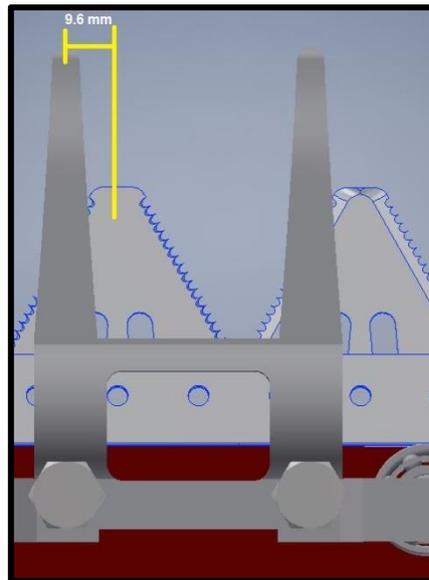
Dónde:

\dot{x} = Velocidad de la cuchilla en función del tiempo

\ddot{x} = Aceleración de la cuchilla en función del tiempo

Para calcular la velocidad angular de la polea “w”, se plantearán las siguientes condiciones. En primer lugar, la velocidad con que la cuchilla termine en corte deberá ser mayor a 1.5 m/s. De las dimensiones de los dedos y la cuchilla se tiene que cuando termina el corte, el centro de la cuchilla se encuentra separada 9.6 mm. Del centro del dedo (ver Figura 16), siendo este centro del dedo la posición inicial (x=0) para la cuchilla.

Figura 16: Separación entre cuchilla y dedo (garra) al final de corte



Elaboración: Propia.

De las condiciones anteriormente planteadas y utilizando las ecuaciones (7) y (8).

$$x = \sqrt{(166 - 35)^2 - 63^2} - 166 \sqrt{1 + \left(\frac{35 \operatorname{sen}(wt) + 63}{166}\right)^2} - 35 \cos(wt)$$

$$wt = 1.8802$$

Si la velocidad de corte de la cuchilla es de 2.21 m/s, la velocidad que se asume para el diseño entonces se tiene:

$$\dot{x} = 2210.48 \frac{\text{mm}}{\text{s}} = 35 w \left(\operatorname{sen}(wt) + \frac{63}{166} \cos(wt) \right)$$

Resolviendo se obtiene como resultado:

$$w = 75.46 \frac{\text{rad}}{\text{s}} * (9.594296) = 724 \text{ RPM}$$

Como se mencionó anteriormente, se recomienda valores de la velocidad entre 1.5 a 3 m/s, Se calculará su velocidad máxima y se comprobara si es que se

encuentra en el rango permitido. Por lo tanto, para calcular la velocidad máxima se igualará a cero la segunda derivada respecto al tiempo o la ecuación de aceleración (ecuación 10).

$$\ddot{x} = r w^2 \left(\cos(wt) - \frac{h}{l} \sin(wt) \right) \quad \dots(\text{Ec. 10})$$

$$0 = 35 * 75.46^2 \left(\cos(wt) - \frac{63}{166} \sin(wt) \right)$$

Reemplazando en la expresión anterior los valores obtenidos de las dimensiones del mecanismo biela manivela excéntrico (acápites 3.1.2. y 3.1.3) y la velocidad angular hallada en el presente acápite se obtiene como resultado:

$$wt = 69.2173^\circ$$

Reemplazando dicho valor en la ecuación (8) se obtiene:

$$\dot{x} = 35 * 75.46 \left(\sin(69.2173) + \frac{63}{166} \cos(69.2173) \right)$$

$$\dot{x} = 2824.96 \frac{mm}{s} = 2.82 \frac{m}{s} \quad \text{Si Cumple}$$

Por lo tanto, la velocidad se encuentra en el rango recomendado referenciado en el acápite (3.1) Cálculo De La Potencia Requerida.

3.5.5. ANÁLISIS CINÉTICO DEL MECANISMO DE CORTE

Como se mencionó anteriormente, cuando el centro de la cuchilla del dedo se encuentra a una distancia igual a 9.6 mm, el forraje ya debería haber sido cortados. Además, teniendo en cuenta que aproximadamente en el centro del tallo sucede la fuerza máxima de corte, y que el diámetro promedio encontrado en la zona de cultivo fue de 8 mm, se puede plantear lo siguiente:

D_{c-d1} : Distancia entre la cuchilla y el dedo para que suceda la fuerza máxima para el instante 1 de corte

$D_{promedio}$: Diámetro promedio del forraje

$$D_{c-d1} = 16 + \frac{D_{promedio}}{2} \quad \dots(\text{Ec. 11})$$

$$D_{c-d1} = 20 \text{ mm}$$

De la ecuación (7), presentada en el acápite anterior, se obtiene:

$$x = 20 = \sqrt{(166 - 35)^2 - 63^2} - 166 \sqrt{1 + \left(\frac{35\text{sen}(wt) + 63}{166}\right)^2} - 35 \cos(wt)$$

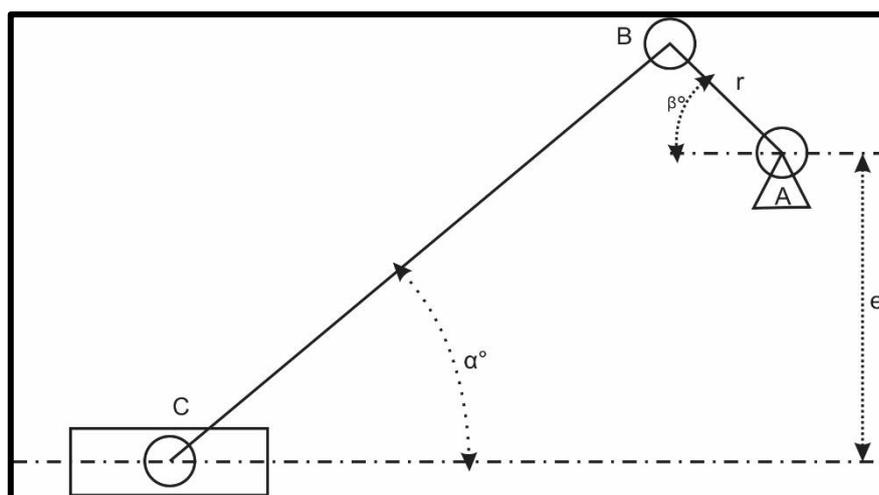
$$wt_1 = \beta_1 = 2.1474 \text{ rad}$$

$$\beta_1 = 56.906^\circ$$

De la geometría del mecanismo mostrada en la Figura 17 se puede plantear lo siguiente:

$$\sin(\alpha_1) = e + r\sin(\beta_1) \quad \dots(\text{Ec. 12})$$

Figura 17: Posición del mecanismo de corte en un tiempo dado



Elaboración: Propia.

Donde los valores de l , r y e , fueron hallados en el acápite 3.1.2. y 3.1.3.

Cálculo de las dimensiones el mecanismo de corte, finalmente se obtiene:

$$\alpha_1 = 0.589 \text{ rad} = 33.7979^\circ$$

El mismo procedimiento realizaremos para obtener los ángulos β_2 y α_2 , pero en el instante 2 donde también la fuerza es máxima, y esto sucede cuando la cuchilla ha recorrido una distancia de 40 mm, de la ecuación (7).

$$x = 40 = \sqrt{(166 - 35)^2 - 63^2} - 166 \sqrt{1 + \left(\frac{35 \operatorname{sen}(wt) + 63}{166}\right)^2} - 35 \cos(wt)$$

$$wt_2 = \beta_2 = 4.158 \text{ rad}$$

$$\beta_2 = 238.237^\circ$$

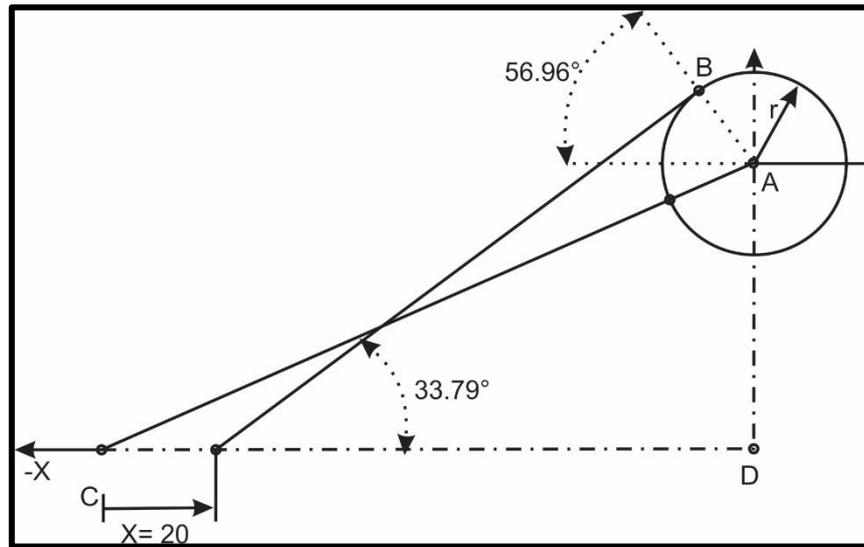
$$l \sin(\alpha_2) = e + r \cos(\beta_2) \quad \dots(\text{Ec. 13})$$

$$\alpha_2 = 0.597 \text{ rad} = 34.202^\circ$$

Con los valores hallados anteriormente, se procede a calcular las velocidades y aceleraciones de los puntos B y C, así como también la aceleración angular de la biela para uno de los instantes entre la cuchilla y el dedo es de 20 mm.

La velocidad en el punto C, se puede calcular con las ecuaciones (8) y (9), para un ángulo $wt = \beta = 56.9601^\circ$, siendo “w” las revoluciones de la manivela igual a 724 RPM.

Figura 18: Esquema del instante 1 de análisis



Elaboración: Propia.

$$\dot{x}_c = r w \left(\text{sen}(wt) + \frac{h}{l} \cos(wt) \right) \quad \dots(\text{Ec. 14})$$

$$\dot{x} = 1340.183 \text{ mm/s}$$

$$\ddot{x}_c = r w^2 \left(\cos(wt) - \frac{h}{l} \text{sen}(wt) \right) \quad \dots(\text{Ec. 15})$$

$$\ddot{x} = 29121.033 \text{ mm/s}^2$$

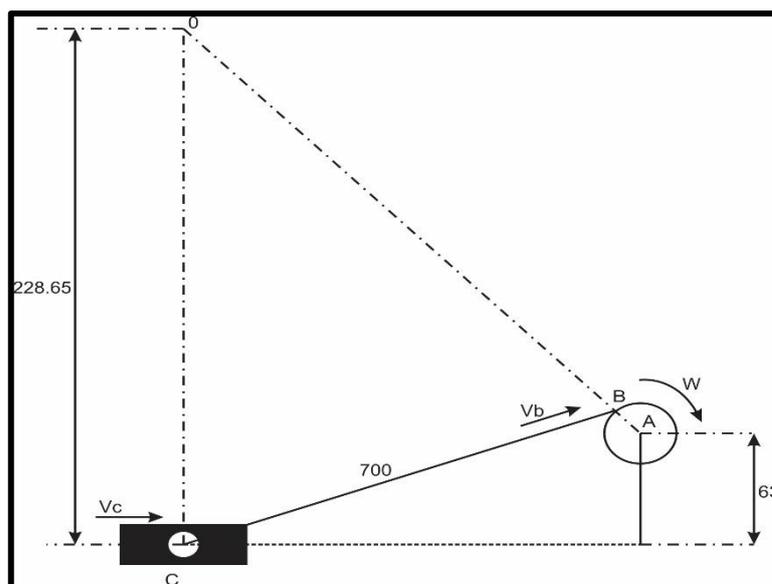
Método gráfico para el cálculo de velocidades.

Para obtener el centro instantáneo de rotación, en primer lugar, se prolongó la longitud de la volante o manivela AB (A: centro de giro de la volante, B: a una distancia de 35 mm del centro A) teniendo en cuenta que esta se encuentra posicionada con un ángulo de inclinación β anteriormente hallado en el acápite 3.1.4. En la prolongación de esta recta se sabe que se encuentra el centro instantáneo de rotación de la biela. Perpendicular a esta recta AB se encuentra la velocidad del punto B (VB). Debido a que el punto C tiene un movimiento únicamente horizontal, entonces se trazará una recta vertical que pase por el punto C. Debido a que el punto B y el punto C se encuentran en el mismo

solido rígido, se sabe que en la intersección de las dos rectas anteriormente halladas se encontrará el centro instantáneo de rotación “O”. Posteriormente se procede a medir la distancia del segmento OC, la cual es 228.65 mm.

$$\rho = 228.65 \text{ mm}$$

Figura 19: Análisis gráfico del CIR de la biela



Elaboración: Propia.

$$W_{biela} = \frac{\dot{x}_c}{\rho} \quad \dots(\text{Ec. 16})$$

$$W_{biela} = \frac{\dot{x}_c}{\rho} = \frac{1340.183}{228.65} = 5.86 \text{ rad/s}$$

$$\alpha_{biela} = \frac{\ddot{x}_c}{\rho} \quad \dots(\text{Ec. 17})$$

$$\alpha_{biela} = \frac{\ddot{x}_c}{\rho} = \frac{29121.033}{228.65} = 127.36 \text{ rad/s}$$

Se muestra el método gráfico que se utilizó para obtener la velocidad angular y aceleración angular de la biela. Del análisis gráfico se obtuvo como resultado los valores de la velocidad y aceleración angular de la biela:

$$W_{biela} = 5.86 \frac{rad}{s} \text{ (antihorario)}$$

$$\alpha_{biela} = 127.36 \frac{rad}{s} \text{ (horario)}$$

Para analizar la cinética de la biela es necesario conocer la aceleración en el centroide del elemento. De la siguiente figura se planteará la siguiente expresión:

$$\vec{a}_G = a_c + \alpha_{biela} * r_{G/C} - \omega^2 * r_{G/C} \quad \dots(\text{Ec. 18})$$

Dónde:

a_G : Aceleración del centroide de la biela

$\frac{L}{2}$: Distancia de los puntos C y G de la biela:

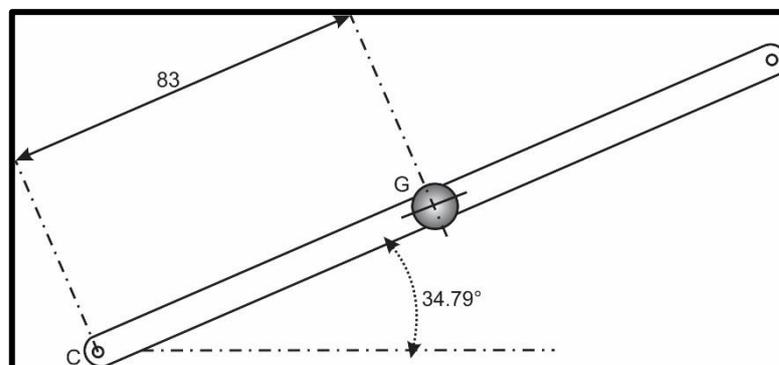
$$r_{G/C} = \frac{L}{2} * (\cos(\alpha); \text{sen}(\alpha)) \quad \dots(\text{Ec. 19})$$

$$r_{G/C} = \frac{166}{2} * (\cos(33.7979); \text{sen}(33.7979))$$

Por lo tanto, se obtiene:

$$a_c = \ddot{x}_c = 29121.033 \text{ mm/s}^2$$

Figura 20: Biela del mecanismo de corte para un tiempo dado



Elaboración: Propia.

Los valores anteriormente hallados se reemplazarán en ecuación (18), obteniéndose:

$$\vec{a}_G = (\alpha_{xbiela}, \alpha_{ybiela}) = (-35536.96i, -33415.78j) \text{ mm/s}^2$$

A continuación, se analizará la cinética de los elementos del sistema de corte.

Para el mecanismo de corte se realizará un análisis para obtener las fuerzas que actúan en la corredera, biela y manivela. Si bien el elemento llamado corredera está compuesto por una porta cuchillas, 24 cuchillas y un extremo de unión este se tomará como un elemento puntual.

$$M_{corr} = m_{cuchillas} + m_{barras} + m_{ext} \quad \dots(\text{Ec. 20})$$

Del modelado de las cuchillas, barra de corte y el extremo de unión en un software computacional, se obtiene la masa de la corredera (M_{corr}):

$$M_{corr} = 22 \text{ kg}$$

La fuerza de fricción sobre la corredera se planteará como se muestra en la ecuación (21). (Silvera, 1982)

$$F_f = F_1 + F_2 \quad \dots(\text{Ec. 21})$$

Dónde:

$$F_1 = \mu M_{corr} \quad \dots(\text{Ec. 22})$$

$$F_2 = \frac{F_c + \mu M_{corr}}{1 - \mu \tan(\alpha)} \mu \tan(\alpha) \quad \dots(\text{Ec. 23})$$

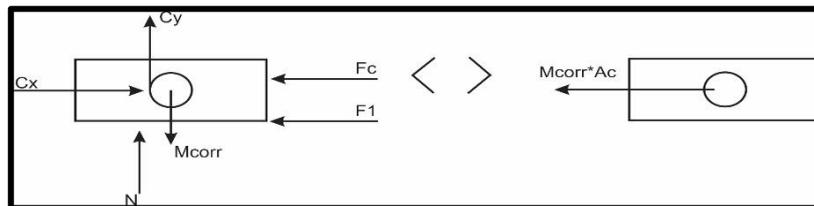
- Coeficiente de fricción entre acero y acero: $\mu = 0.3$
- Fuerza de corte: $F_c = 10 \text{ Kgf}$.
- α : ángulo de inclinación de la biela

Reemplazando los datos anteriores en las ecuaciones (21), (22) y (23) se obtiene la fuerza de fricción.

$$F_f = 24.642kgf = 241.74 N$$

Una vez calculado la fuerza de fricción de la corredera se procede a realizar el análisis cinético para hallar las reacciones en los apoyos.

Figura 21: DCL de corredera del mecanismo de corte



Elaboración: Propia.

$$\sum F = m \cdot a \quad \dots(\text{Ec. 24})$$

$$\sum F_H : Cx - Fc \cdot g - Ff = M_{corr} \cdot a_c \quad \dots(\text{Ec. 25})$$

$$x = 844.33 N$$

$$Cy = Cx \cdot \tan(\alpha) \quad \dots(\text{Ec. 26})$$

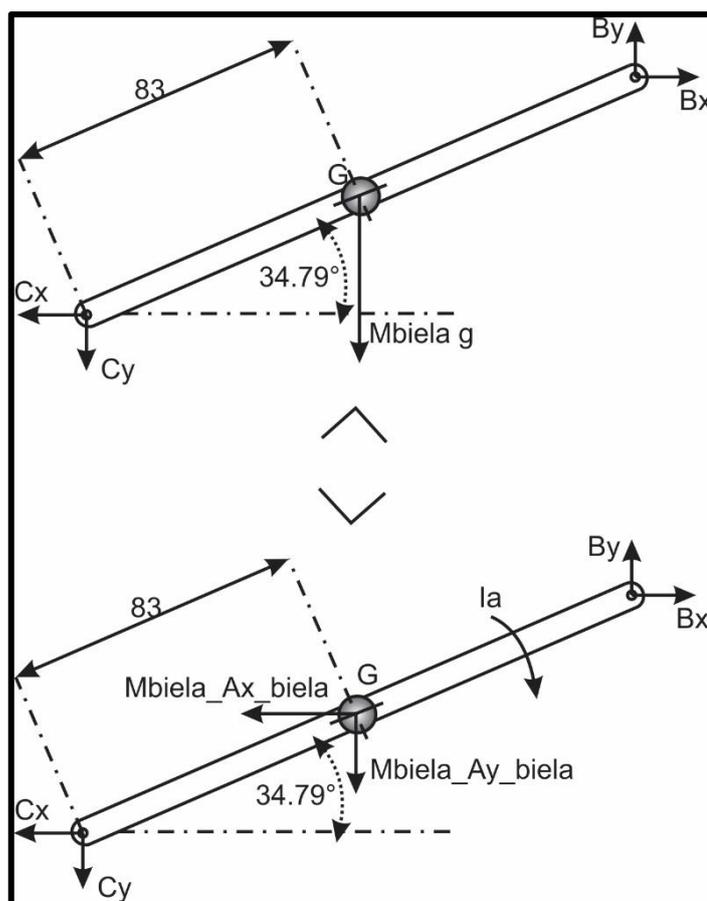
$$Cy = 564.10 N$$

Luego de realizar el análisis cinético de la biela para poder calcular las fuerzas de reacción en los apoyos. Para el cálculo en los apoyos de la barra de transmisión o biela se plantearán las ecuaciones de D'Alembert, las cuales están basadas en la Figura 22.

$$\sum F_H : Cx - Bx = M_{biela} \cdot a_{xbiela} \quad \dots(\text{Ec. 27})$$

$$\sum F_V : Cy - M_{biela} \cdot g - By = M_{biela} \cdot a_{ybiela} \quad \dots(\text{Ec. 28})$$

Figura 22: DCL de la biela del mecanismo de corte



Elaboración: Propia.

Para el valor de la masa de la biela se obtiene del modelado en un sistema computacional, siendo su valor:

$$M_{biela} = 0.8 \text{ kg}$$

Reemplazando los valores en las ecuaciones (27) y (28) se obtiene las reacciones en B:

$$B_x = 815.90 \text{ N}$$

$$B_y = 545.22 \text{ N}$$

3.5.6. PARÁMETROS FUNCIONALES DE LA MÁQUINA

3.5.6.1. VELOCIDAD DE AVANCE

Los condicionantes que limitan la capacidad de trabajo de la segadora acondicionadora son las vibraciones, la velocidad de avance y la cantidad de trabajo.

La velocidad de avance se relaciona a su vez con las vibraciones y con la aparición de superficies desfavorables. De estas las más perjudiciales son las no recorridas por los filos, que pueden dar lugar a deformaciones en los tallos, altura irregular y aparición de zonas no segadas. Para este tipo de segadoras acondicionadoras se recomienda una velocidad de avance entre 2 – 8 km/h.

Otro factor que influye en la elección de la velocidad es la producción o cantidad de forraje que se produce en el terreno: si la producción es alta, la velocidad de avance debe ser pequeña para evitar el embozado. (Linares, 1996)

Tomando en cuenta que uno de los objetivos es obtener una máquina de bajo costo, se utilizara como dato un abaja velocidad de avance.

Bajo estos parámetros la velocidad de avance escogida es:

$$V = 2 \text{ km/h}$$

3.5.6.2. FRECUENCIA DE OSCILACIÓN DE LA LÁMINA O BARRA DE CORTE

La presencia de vibraciones excesivas aconseja no superar la frecuencia de oscilación máxima de la lámina, lo cual se consigue manteniendo la relación de

transmisión entre la toma de fuerza y la barra. Si esta gira a su régimen normalizado, las vibraciones estarán controladas. (Linares, 1996)

La frecuencia de oscilación se halla con la ecuación (29):

$$v = F * a_{ciclo} * 6 * 10^{-4} \quad \dots(\text{Ec. 29})$$

$$F = \frac{v}{a_{ciclo} * 6 * 10^{-4}} \quad \dots(\text{Ec. 30})$$

Dónde:

V= velocidad de avance (km/h)

F= frecuencia de oscilación de la lámina de corte (ciclos/min)

a_{ciclo} = avance por ciclo (cm/ciclo); $a_{ciclo} = 2 * a_{carrera}$

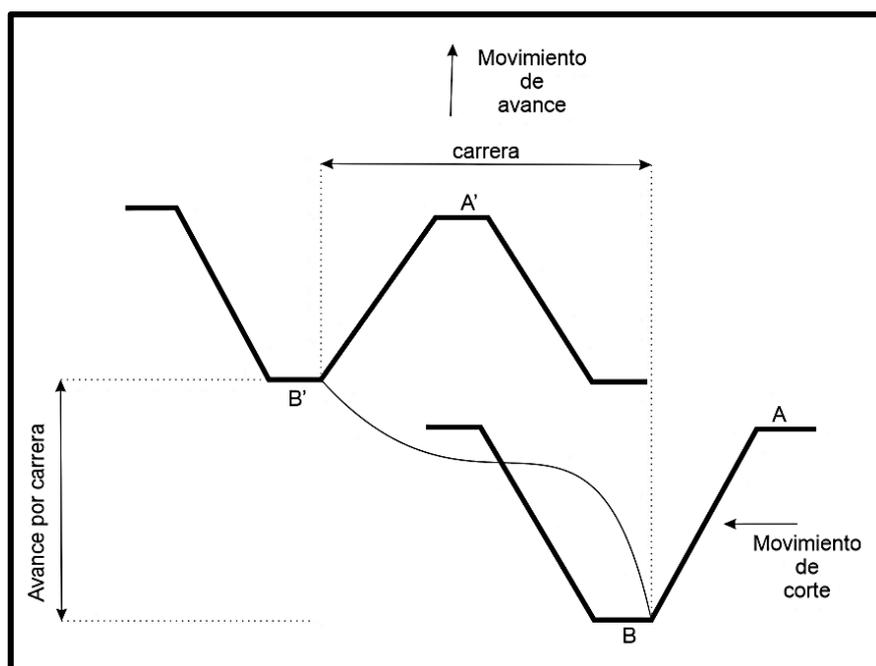
Sabiendo que el valor de la carrera es de 2.99 in igual a 7.6 cm, se tiene:

$$F = \frac{v}{k * (9.2 * 10^{-3})} \quad \dots(\text{Ec. 31})$$

Siendo “k” la relación entre el avance por carrera y la carrera, la magnitud de las superficies desfavorables para el trabajo de la segadora depende de la distancia avanzada por la máquina en una carrera o en el ciclo (doble carrera). Con avances pequeños prácticamente no existen zonas sin recorrer, pero hay solape.

Por el contrario, con avances por carreras grandes, lo que supone incrementar la capacidad de trabajo de la máquina, la superficie no recorrida aumenta considerablemente. Como valores orientativos se recomienda que el avance este comprendido entre el 60 y 90% de la carrera. Como este vale normalmente 7.6 cm se obtiene un intervalo de valores para el avance por ciclo, entre 9 y 13 cm. (Linares, 1996)

Figura 23: Relación entre el avance por carrera y la carrera



Elaboración: Propia.

Reemplazando en la ecuación (31):

$$F = \frac{2}{0.65 * (9.2 * 10^{-3})}$$

$$F = 340 \text{ ciclos/min}$$

3.5.6.3. CAPACIDAD DE TRABAJO

En las máquinas de segadoras acondicionadoras, la capacidad de trabajo representa la superficie trabajada en la unidad de tiempo (ha/h). (Linares, 1996)

La capacidad teórica de trabajo de una máquina es:

$$C_t = 0.1 * a_u * V \quad \dots(\text{Ec. 32})$$

Dónde:

C_t = capacidad de trabajo (ha/h)

a_u = ancho útil (m)

V = velocidad de avance (km/h)

Por los requerimientos de trabajo, se ha tomado como dato la anchura útil es decir la longitud de corte cuyo valor es 1.60 m.

$$C_t = 0.32 \text{ ha/h}$$

$$C_t = 3200 \text{ m}^2/\text{h}$$

3.5.6.4. CANTIDAD TEÓRICA PROCESADA DE CORTE

La cantidad teórica procesada, es el producto de la capacidad teórica de trabajo por la producción de la parcela.

Este valor debería aproximarse lo más posible a la capacidad de procesado de la segadora acondicionadora, puesto que lo ideal sería que no existiera desperdicio del forraje al momento de empacarlo.

$$C_p = P * C_t \quad \dots(\text{Ec. } 33)$$

Dónde:

C_p = cantidad teórica procesada en el corte (tn/h)

P = producción de parcela (tn/ha)

La producción de la parcela se refiere a la cantidad de masa de forraje que se produce en cada metro cuadrado del terreno y es tomado del sitio donde la máquina realizará su trabajo. El valor proporcionado fue de 4 kg/m², es decir 40 tn/ha.

Reemplazando los datos en la ecuación (33) se tiene:

$$C_p = 12.8 \text{ tn/h}$$

$$C_p = 3.56 \text{ kg/s}$$

3.5.6.5. TIEMPO DE TRABAJO OPERATIVO

Conocida la capacidad teórica y el rendimiento de la operación (η), que depende de la forma de la parcela, de la planificación del trabajo y de diversos tiempos muertos, se puede calcular el tiempo de trabajo operativo t_{op} , mediante la siguiente expresión. (Linares, 1996)

$$t_{op} = \frac{1}{\eta * C_t} \quad \dots(\text{Ec. 34})$$

Dónde:

t_{op} = tiempo de operación de la máquina (h/ha)

η = rendimiento de operación

C_t = capacidad teórica de trabajo (ha/h)

Tomando en cuenta los factores mencionados para el rendimiento de operación se eligió un valor del 85%, obteniéndose el siguiente tiempo de operación:

$$t_{op} = 3.68 \text{ h/ha}$$

3.5.7 SELECCIÓN DE TRANSMISIÓN

La faja por seleccionar será la encargada de transmitir la potencia entre el árbol estriado o eje motriz (árbol que se conecta a la toma de fuerza del tractor mediante un eje cardán) y el eje conducido. En la Figura 3.13 se observa la ubicación de la faja sincrónica en la máquina segadora.

3.5.7.1. CÁLCULO DE FAJA PARA LAS CUCHILLAS

Para la transmisión de la potencia al sistema de cuchillas se utilizará la transmisión por correa, realizando los cálculos necesarios con los parámetros adecuados.

Tenemos los siguientes datos:

- La potencia que se necesita es de 8.16 HP para el trabajo de las cuchillas.
- La velocidad aplicada para el diseño se tiene 724 RPM.
- El factor de servicio $F_s=1.3$ según en anexo 2.

Tabla 10: Datos para cálculo de faja de sistema de cuchillas

Potencia del tractor	P	48 kW
Revoluciones del eje principal	RPM	540
Factor de servicio	F_s	1.3
Revolución requerida	RPM	724 (ver acápite 3.1.3)

Elaboración: Propia.

Para la potencia de diseño se necesita realizar con el factor de servicio que básicamente es la carga adicional o condiciones no previstas que afectan o incrementan la demanda de potencia de nuestro sistema.

$$HP_d = HP * F_s \quad \dots(\text{Ec. 35})$$

$$HP_d = 10.61 \text{ hp}$$

Del anexo 3 con la potencia de diseño calculada de 10.61 hp y la velocidad en el eje principal de 540 RPM, seleccionamos el tipo de faja: “B”

Seguidamente se calcula la relación de transmisión para calcular el diámetro de la polea menor.

$$m_g = \frac{\text{RPM del eje principal}}{\text{RPM requerida}} \quad \dots(\text{Ec. 36})$$

$$m_g = 1.34$$

Para el diámetro de la polea menor se tomó en cuenta el valor del diámetro mayor que aproximadamente es de $D1 = 30 \text{ cm}$, según el espacio que se tiene

en el diseño de la máquina. Convirtiéndola está en pulgadas y utilizando el anexo 4 se tiene:

$$D1 = 11.81 \text{ pulg} = 12.4 \text{ pulg}$$

$$D1 = d1 * m_g \quad \dots(\text{Ec. 37})$$

$$d1 = 6.15 \text{ pulg}$$

Y verificamos con el anexo 5, vemos que satisface el diámetro mínimo.

Luego recalculamos el valor de la relación de transmisión “ m_g ” con los diámetros obtenidos en lo anterior:

$$m_{g1} = \frac{D1}{d1} \quad \dots(\text{Ec. 38})$$

$$m_{g1} = 2.02$$

El porcentaje de error en la relación de transmisión deberá ser menor a la unidad en porcentaje:

$$\% \text{ error} = \frac{m_g - m_{g1}}{m_g} * 100 \quad \dots(\text{Ec. 39})$$

$$\% \text{ error} = 0.65\%$$

Con el valor de 0.65% es menor que 1%, entonces el cálculo realizado es adecuado. (Espinoza, 2010)

Luego de haber obtenido los diámetros de las poleas menor y mayor de nuestro sistema para cuchillas se procede a realizar para la longitud aproximada de la faja, Para calcular la longitud utilizamos la siguiente ecuación:

$$L \approx 2C + 1.65(D + d) \quad \dots(\text{Ec. 40})$$

Dónde:

C: Distancia entre centros aproximado es de 91 cm equivalente a 35.83 pulg.

D: diámetro mayor del sistema de transmisión para las cuchillas.

d: diámetro menor del sistema de transmisión para las cuchillas.

$$L = 102 \text{ pulg}$$

Según el anexo 6 la longitud de paso estándar más próximo para una longitud de 102 pulg es igual a:

$$L = 104.8 \text{ pulg}$$

Para la longitud L calculada se tiene un factor de corrección de longitud de faja $K_L = 1.03$, por lo tanto, se tiene el número y tipo de faja: **"B103"**

Para recalcular la distancia entre centros y mejorar la distancia aproximada utilizamos la siguiente ecuación:

$$L = 2C + \frac{\pi}{2}(D1 + d1) + \frac{(D1 - d1)^2}{4C} \quad \dots(\text{Ec. 41})$$

$$C = 37.70 \text{ pulg}$$

Para la distancia entre centros es de 37.70 pulg equivalente a la distancia de 95.76 cm muy cercano a la distancia de centro aproximado.

Así mismo se calcula el factor de corrección por ángulo de contacto:

$$F_c = \frac{(D1 - d1)}{C} \quad \dots(\text{Ec. 42})$$

$$F_c = 0.17$$

Y según el anexo 7 se obtiene interpolando el valor del factor de contacto por ángulo optando $K_\theta = 0.976$, para la potencia por faja se tiene los datos de velocidad de 540 RPM y el diámetro menor calculado de 6.15 pulg, y según el

anexo 8 se tiene que interpolar en valor de la potencia por faja. Para fajas de sección B realizamos la siguiente interpolación, La potencia en la faja será:

$$HP_{FAJA} = 7.027 \text{ hp}$$

Potencia adicional por transmisión según el anexo 9 se obtiene:

$$HP_{adicional} = \frac{(Mg * RPM)}{100} \quad \dots(\text{Ec. 43})$$

$$HP_{adicional} = 0.15 \text{ hp}$$

La potencia que podrá transmitir para las condiciones dadas será:

$$HP / faja = (HP_{FAJA} + HP_{adicional}) * K_L * K_{\theta} \quad \dots(\text{Ec. 44})$$

$$\frac{HP}{faja} = 7.22 \text{ hp}$$

El número de fajas necesario

$$N^{\circ} \text{ de fajas} = \frac{Mg}{HP / faja} \quad \dots(\text{Ec. 45})$$

$$N^{\circ} \text{ de fajas} = 1 \text{ fajas}$$

Tabla 11: Resultados de cálculo de faja de sistema de cuchillas

RESULTADOS		
C/FAJA=	1	unidad
Tipo de faja=	B103	
D_menor=	31.50	cm
D_mayor=	15.62	cm
C=	95.76	cm

Elaboración: Propia.

3.5.7.2. CÁLCULO DE FAJA PARA EL MOLINETE

Para el cálculo del sistema de molinete tiene los siguientes valores que anteriormente se mencionan.

Tabla 12: Datos para cálculos de faja de sistema molinete

Potencia requerida	P	2.57 HP
Revoluciones del eje principal	RPM	540
Factor de servicio	F _s	1.3
Revolución requerida	RPM	185

Elaboración: Propia.

El factor de servicio se seleccionó según el anexo 2.

Primeramente, como lo anterior se procede a calcular la potencia de diseño.

$$HP_d = HP * F_s \quad \dots(\text{Ec. 46})$$

$$HP_d = 3.35 \text{ hp}$$

Del anexo 3 con la potencia de diseño de 3.35 *hp* y la velocidad de 540 RPM, seleccionamos el tipo de faja lo cual se utilizará la faja de tipo: “**B**”

De los cálculos realizados anteriormente se calculará la relación de transmisión de nuestro sistema para molinete.

$$m_g = \frac{\text{RPM del eje principal}}{\text{RPM requerida}} \quad \dots(\text{Ec. 47})$$

$$m_g = 2.92$$

Con este valor de la relación de transmisión se calculará el diámetro de la polea mayor teniendo el valor del diámetro menor según el espacio que se tiene de 20.75 cm equivalente a 8.17 pulg y utilizando el anexo 4 se tiene.

$$d1 = 8.17 = 8.2 \text{ pulg}$$

$$D2 = 23.94 \text{ pulg}$$

$$D2 = d1 * m_g \quad \dots(\text{Ec. 48})$$

$$D1 = 23.94 \text{ pulg}$$

Y verificamos con el anexo 5, vemos que satisface el diámetro mínimo.

Recalculamos el valor de la relación de transmisión “ m_g ” con los diámetros ya calculados:

$$m_{g2} = \frac{D1}{d1} \quad \dots(\text{Ec. 49})$$

$$m_{g2} = 3.0$$

Porcentaje de error en la relación de transmisión:

$$\% \text{ error} = \frac{m_g - m_{g1}}{m_g} * 100 \quad \dots(\text{Ec. 50})$$

$$\% \text{ error} = -2.7778 \%$$

Con el valor de -2.78 % es menor que 1%, entonces el cálculo realizado es adecuado. (Espinoza, 2010)

Luego de haber obtenido los diámetros de las poleas menor y mayor de nuestro sistema para molinete se procede a realizar para la longitud aproximada de la faja, Para calcular la longitud utilizamos la siguiente ecuación:

$$L \approx 2C + 1.65(D + d) \quad \dots(\text{Ec. 51})$$

Dónde:

C: Distancia entre centro aproximado es de 84.5 cm equivalente a 33.27 pulg.

D: diámetro mayor del sistema de transmisión para molinete.

d: diámetro menor del sistema de transmisión para molinete.

$$L = 119.56 \text{ pulg}$$

Según el anexo 6 la longitud de paso estándar para una longitud de $L = 119.56$ pulg corresponde a una longitud estándar de $L = 121.8$ pulg, y el factor de

corrección por longitud de faja es de: $K_L = 1.07$ y el número y tipo de faja es:
“**B120**”

Para recalculer la distancia entre centros utilizamos la siguiente ecuación:

$$L = 2C + \frac{\pi}{2}(D1 + d1) + \frac{(D1 - d1)^2}{4C} \quad \dots(\text{Ec. 52})$$

$$C = 34.77 \text{ pulg}$$

La distancia entre centros de 34.77 pulg equivale a 88.31 cm es decir que la distancia asumida en el cálculo de centro aproximado es muy próxima.

Luego se procede a realizar el cálculo de factor de corrección por ángulo de contacto.

$$F_c = \frac{(D1 - d1)}{C} \quad \dots(\text{Ec. 53})$$

$$F_c = 0.45$$

Y Según el anexo 7 para un valor de $F_c=0.45$ se tiene el valor de factor de corrección por ángulo de contacto $K_\theta = 0.935$, así mismo para el factor de corrección por longitud de faja con los datos de la velocidad en el eje principal de 540 RPM y el valor del diámetro menor de 8.2 pulg se calcula la potencia por faja.

La potencia por faja según el anexo 8 y para la sección B se interpola los valores, dando como resultado de una potencia de 3.831 Hp por faja.

$$HP_{FAJA} = 3.831 \text{ hp}$$

Potencia adicional por transmisión según el anexo 9 se obtiene:

$$HP_{adicional} = \frac{(Mg * RPM)}{100} \quad \dots(\text{Ec. 54})$$

$$HP_{adicional} = 0.229 \text{ hp}$$

La potencia que podrá transmitir para las condiciones dadas será:

$$HP/faja = (HP_{FAJA} + HP_{adicional}) * K_L * K_{\theta} \quad \dots(\text{Ec. } 55)$$

$$HP/faja = 34.06 \text{ hp}$$

El número de fajas necesario para la transmisión de potencia por nuestra faja para el sistema de transmisión de molinete es:

$$N^{\circ} \text{ de fajas} = \frac{Mg}{HP/faja} \quad \dots(\text{Ec. } 56)$$

$$N^{\circ} \text{ de fajas} = 1 \text{ fajas}$$

La cantidad de fajas para el sistema de molinete es de 1 faja, así que tranquilamente nuestro sistema hará su funcionamiento adecuado, en resumen, se tiene:

Tabla 13: Resultados de cálculo de faja para sistema molinete

RESULTADOS		
C/FAJA	1	unidad
Tipo de faja	B120	
D_mayor	60.80	cm
D_menor	20.83	cm
C	88.31	cm

Elaboración: Propia.

3.5.7.3. CÁLCULO DE CADENA PARA EL TORNILLO SIN FIN

Para el cálculo de la transmisión de cadena de nuestro sistema para el tornillo sin fin se tiene los siguientes datos:

Tabla 14: Datos para cálculo de cadena para sistema de tornillo sin fin

Potencia del requerida	P	0.55 HP
Revoluciones del eje principal	RPM	540
Revolución requerida	RPM	368

Elaboración: Propia.

Primeramente, se procede a calcular la relación de transmisión de cadenas para el tornillo sin fin:

$$m_g = \frac{RPM \text{ del eje principal}}{RPM \text{ requerida}} \quad \dots(\text{Ec. } 57)$$

$$m_g = 1.467$$

Luego se asume un valor inicial de dientes para el piñón y luego calcular el número de dientes de la catalina, el número de dientes de la rueda se asume de valores preferenciales de 17 y 25 para obtener el número de dientes de la catalina. (A.R.Odetto, 2010)

En nuestro sistema se asumirá en valor para el piñón de 22 dientes.

$$Z_1 = 22$$

Aplicamos la siguiente ecuación para el cálculo de dientes de la catalina Z_2 :

$$Z_2 = Z_1 * m_g \quad \dots(\text{Ec. } 58)$$

$$Z_2 = 33 \text{ dientes}$$

Entonces recalculamos la relación de transmisión con los dientes calculados anteriormente:

$$m_g = \frac{Z_2}{Z_1} \quad \dots(\text{Ec. } 59)$$

$$m_g = 1.5$$

Entonces para el cálculo de la potencia de diseño según en anexo 10 el factor de servicio para la clase A se tiene $F_s=1.7$ y utilizando el valor de la potencia requerida en el sistema de tornillo sin fin de 0.55 Hp, entonces la potencia de diseño de nuestra transmisión es de:

$$HP_d = HP * F_s \quad \dots(\text{Ec. } 60)$$

$$HP_d = 0.93 \text{ hp}$$

El factor modificador de la potencia a transmitir se toma el valor con el número de dientes asumido, según el anexo 11 se tiene que $Z_1=22$ dientes:

$$F_m = 0.85$$

Entonces la potencia nominal equivalente es de:

$$P_n = 0.791 \text{ hp}$$

Con todo lo calculado anteriormente tenemos algunas alternativas de diseño para una potencia de 0.79 Hp y una velocidad de 540 RPM, según el anexo 12 se tiene:

ANSI 35-1

ANSI 25-2

Asumiendo tentativamente la primera posibilidad para ANSI 35-1 del anexo 13, se toma el paso:

$$p = \frac{3}{8} \text{ pulg}$$

Equivalente a:

$$p = 0.375 \text{ pulg}$$

Entonces se calcula el diámetro de paso de cada una de las ruedas dentadas.

(Alva, 2009)

$$dp = \frac{P}{\text{sen}\left(\frac{180}{Z_1}\right)} \quad \dots(\text{Ec. } 61)$$

$$dp = 2.635 \text{ pulg}$$

$$Dp = \frac{P}{\text{sen}\left(\frac{180}{Z2}\right)} \quad \dots(\text{Ec. } 62)$$

$$Dp = 3.945 \text{ pulg}$$

Y la velocidad de la cadena para estos diámetros es de:

$$V = \frac{\pi * dp * Np}{12} \quad \dots(\text{Ec. } 63)$$

Dónde:

Np : velocidad requerida

$$V = 253.86 \text{ pies/min}$$

La velocidad de 253.86 pies/min es equivalente a la velocidad de **1.290 m/s**, aplicando esta velocidad en el anexo 13 se verifica el tipo de lubricación que se requerirá, para una cadena tipo ANSI 35 se tiene el siguiente cuadro:

Tabla 15: Tipo de lubricación de cadena de tornillo sin fin

ANSI	manual	goteo	salpicadura
35	370	1700	2800

Fuente: "Diseño de Elementos de Máquinas I, (Alva, 2009)"

Entonces de acuerdo con la velocidad que se tiene de 253.86 pies/min se tiene un tipo de lubricación de la cadena que será manual.

Luego con todos los resultados anteriores se calculará el valor de la longitud aproximada de la cadena, asumimos $Cp=17$ pasos, y la longitud aproximada es:

$$Lp = 2 * Cp + 0.53 * (Z1 + Z2) \quad \dots(\text{Ec. } 64)$$

$$Lp = 64 \text{ pasos}$$

Entonces la distancia entre centros es de:

$$Lp = 2 * Cp + \frac{Z1 + Z2}{2} + \frac{(Z1 - Z2)^2}{4 * \pi^2 * Cp} \quad \dots(\text{Ec. 65})$$

$$Cp = 7.0 \text{ pulg}$$

El valor de la distancia entre centros es de 7.0 pulg equivalente a 17.8 cm, como conclusión se debe usar 64 pasos de cadena ANSI 35-1 con ruedas dentadas de 22 y 33 dientes a una distancia de 17.8 cm.

Tabla 16: Resultados de cálculo de cadena de sistema tornillo sin fin

RESULTADOS		
Tipo de cadena	ANSI	35-1
velocidad de cadena	1.290	m/s
N_diente_Mayor=	33	dientes
N_diente_Menor=	22	dientes
C	17.8	cm

Elaboración: Propia.

3.5.7.4. CÁLCULO DE CADENA PARA LA TRANSMISIÓN PRINCIPAL

Para el cálculo de la transmisión de cadena de nuestro sistema principal se tiene los siguientes datos:

Tabla 17: Datos para cálculo de cadena de la transmisión principal

Potencia del requerida	P	11.28 HP
Revoluciones del eje principal	RPM	540
Revolución requerida	RPM	540

Elaboración: Propia.

Primeramente, se procede a calcular la relación de transmisión de cadenas para el tornillo sin fin:

$$m_g = \frac{RPM \text{ del eje principal}}{RPM \text{ requerida}} \quad \dots(\text{Ec. 66})$$

$$m_g = 1.00$$

Luego se asume un valor inicial de dientes para el piñón y luego calcular el número de dientes de la catalina, el número de dientes de la rueda se asume de valores preferenciales de 17 y 25 para obtener el número de dientes de la catalina (A.R.Odetto, 2010), ya que para nuestro sistema se asumirá en valor para el piñón de 17 dientes.

$$Z_1 = 17$$

Aplicamos la siguiente ecuación para el cálculo de dientes de la catalina Z_2 :

$$Z_2 = Z_1 * m_g \quad \dots(\text{Ec. } 67)$$

$$Z_2 = 17 \text{ dientes}$$

Entonces recalculamos la relación de transmisión con los dientes calculados anteriormente:

$$m_g = \frac{Z_2}{Z_1} \quad \dots(\text{Ec. } 68)$$

$$m_g = 1.00$$

Entonces para el cálculo de la potencia de diseño según el anexo 10 el factor de servicio para la clase A se tiene $F_s=1.7$ y utilizando el valor de la potencia requerida en el sistema de tornillo sin fin de 11.28 Hp, entonces la potencia de diseño de nuestra transmisión es de:

$$HP_d = HP * F_s \quad \dots(\text{Ec. } 69)$$

$$HP_d = 19.17 \text{ hp}$$

El factor modificador de la potencia a transmitir se toma el valor con el número de dientes asumido, según el anexo 11 se tiene que $Z_1=17$ dientes:

$$F_m = 1.13$$

Entonces la potencia nominal equivalente es de:

$$P_n = 21.67 \text{ hp}$$

Con todo lo calculado anteriormente tenemos algunas alternativas de diseño para una potencia de 21.67 Hp y una velocidad de 540 RPM, según el anexo 12 se tiene:

ANSI 80-1

ANSI 60-2

Asumiendo tentativamente la primera posibilidad para ANSI 80-1 del anexo 13, se toma el paso:

$$p = 1.0 \text{ pulg}$$

Entonces se calcula el diámetro de paso de cada una de las ruedas dentadas. (Alva, 2009)

$$dp = \frac{P}{\text{sen}\left(\frac{180}{Z1}\right)} \quad \dots(\text{Ec. } 70)$$

$$dp = 5.442 \text{ pulg}$$

$$Dp = \frac{P}{\text{sen}\left(\frac{180}{Z2}\right)} \quad \dots(\text{Ec. } 71)$$

$$Dp = 5.442 \text{ pulg}$$

Y la velocidad de la cadena para estos diámetros es de:

$$V = \frac{\pi * dp * Np}{12} \quad \dots(\text{Ec. } 72)$$

Dónde:

Np: velocidad requerida

$$V = 769.37 \text{ pies/min}$$

La velocidad de 769.37 pies/min es equivalente a la velocidad de **3.908 m/s**, aplicando esta velocidad en el anexo 13 se verifica el tipo de lubricación que se requerirá, para una cadena tipo ANSI 35 se tiene el siguiente cuadro:

Tabla 18: Tipo de lubricación de cadena para transmisión principal

ANSI	manual	goteo	salpicadura
80-1	170	650	1500

Fuente: “Diseño de Elementos de Máquinas I, (Alva, 2009)”

Entonces de acuerdo con la velocidad que se tiene de 769.37 pies/min se tiene un tipo de lubricación de la cadena que será goteo.

Luego con todos los resultados anteriores se calculará el valor de la longitud aproximada de la cadena, asumimos $C_p=20$ pasos, y la longitud aproximada es:

$$L_p = 2 * C_p + 0.53 * (Z1 + Z2) \quad \dots(\text{Ec. 73})$$

$$L_p = 59 \text{ pasos}$$

Entonces la distancia entre centros es de:

$$L_p = 2 * C_p + \frac{Z1 + Z2}{2} + \frac{(Z1 - Z2)^2}{4 * \pi^2 * C_p} \quad \dots(\text{Ec. 74})$$

$$C_p = 21 \text{ pulg}$$

El valor de la distancia entre centros es de 21.0 pulg equivalente a 53.34 cm, como conclusión se debe usar 59 pasos de cadena ANSI 80-1 con ruedas dentadas de 17 dientes cada una a una distancia de 53.34 cm.

Tabla 19: Resultados de cálculo de cadena de transmisión principal

RESULTADOS		
Tipo de cadena	ANSI	80-1
velocidad de cadena	3.908	m/s
N_diente_Mayor=	17	dientes
N_diente_Menor=	17	dientes
C	53.3	cm

Elaboración: Propia.

3.5.8. CÁLCULO DE POTENCIA MÁXIMA

Para esta sección se comprobará si la potencia máxima calculada es menor que la potencia máxima entregada por el tractor.

- Potencia máxima (suma de potencias del sistema de cuchilla, molinete y tornillo sin fin): es de 11.28 Hp = 8.411 kW
- $W = 540 \text{ RPM} = 56.54 \text{ rad/s}$

La potencia máxima utilizada en la máquina segadora acondicionadora es de 8.41 kW mucho menor a la potencia de 48 kW suministrada por el tractor a su salida (ver tabla 6).

$$P_{\max} < P_{tr_{\max}}, \text{ si cumple}$$

3.5.9. DISEÑO DE EJE PRINCIPAL

Elemento cilíndrico de sección circular que transmite un momento de giro y puede llevar montado distintos elementos mecánicos de transmisión de potencia (engranajes, poleas, volantes).

Los esfuerzos en la superficie de un eje macizo de sección circular, sometido a cargas combinadas de flexión y torsión.

Mediante el círculo de Mohr se halla que el esfuerzo cortante máximo, de acuerdo con la teoría del esfuerzo cortante máximo (ECM) y la teoría de distorsión o von Mises (VM).

Este criterio de Von Mises puede considerarse un refinamiento del criterio de Tresca, a veces se conoce a esta teoría de fallo elástico basada en la tensión de Von Mises de acuerdo con este criterio una pieza resistente o elemento estructural falla cuando en alguno de sus puntos la energía de distorsión por unidad de volumen rebasa un cierto umbral.

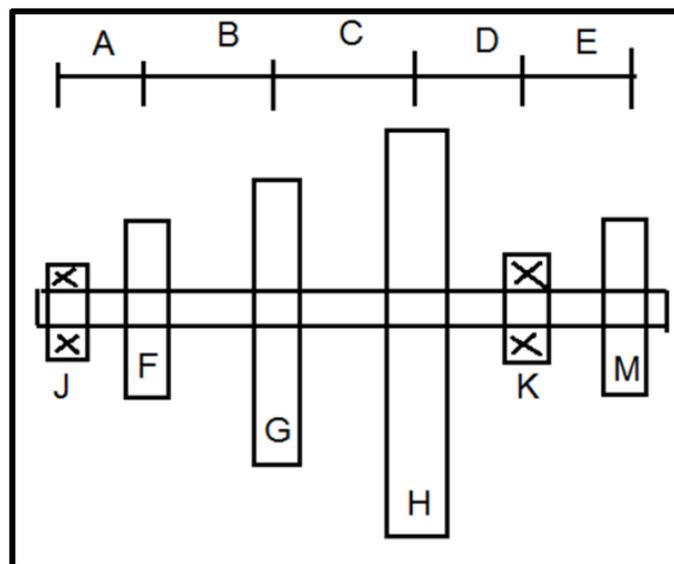
Para el diseño de nuestro eje principal se toman los parámetros necesarios de los cálculos realizados en los anteriores acápite, considerando también el tipo de material que se utiliza para el eje ACERO 1040 de acuerdo con el anexo 14 de diseño considerando la resistencia de influencia y la resistencia a la tensión los cuales son:

$$S_y = 71\,000 \text{ psi}$$

$$S_u = 80\,000 \text{ psi}$$

Así mismo se considera los ángulos de inclinación de nuestras fajas de transmisión, la potencia entra al eje en M, podemos ver entonces que una potencia adecuada pasa para polea y piñón de nuestro sistema según la figura:

Figura 24: Configuración de eje principal



Elaboración: Propia.

De acuerdo con las observaciones que se realiza se calcula como sigue el par torsional en los ejes, según la fórmula:

$$T = \frac{63\,000 * hp}{RPM} \text{ lb.pulg} \quad \dots(\text{Ec. 75})$$

Para el piñón F:

$$T = 63.84 \text{ lb.pulg}$$

Para la polea G:

$$T = 300.25 \text{ lb.pulg}$$

Para la polea H:

$$T = 951.81 \text{ lb.pulg}$$

Para el piñón principal M:

$$T = 7509.72 \text{ lb.pulg} \text{ (Par en el piñón)}$$

Entonces ya obtenidos los pares torsionales se vuelve a calcular las fuerzas de cada elemento e indicando las fuerzas componentes que actúan en los planos verticales y horizontales.

Tenemos las ecuaciones para las fuerzas netas de impulsión y las fuerza flexionante. (Mott, 2006)

$$F_n = F_1 - F_2 = T * \left(\frac{D}{2}\right) \quad \dots(\text{Ec. 76})$$

$$F = 1.5 * F_n \quad \dots(\text{Ec. 77})$$

Las fuerzas de flexión actúan en diferentes direcciones formando unos ángulos con el eje horizontal.

$$F_{Ax} = F * \cos(\delta) \quad \dots(\text{Ec. 78})$$

$$F_{Ay} = F * \sin(\delta) \quad \dots(\text{Ec. 79})$$

Dónde:

δ : Es el ángulo de inclinación de las fajas y cadenas con respecto al plano horizontal.

Los datos de los ángulos de inclinación son de:

- En la polea de tornillo sin fin 7°
- En el piñón de molinete 30°
- En la polea de cuchillas 26°
- En el piñón principal 3°

Se calculará por separado las fuerza en cada elemento e indicaremos las fuerzas componentes que actúan en los planos verticales y horizontales mostrando las direcciones de las fuerzas aplicadas y sus componentes:

$$Fn = \frac{T}{2} \quad \dots(\text{Ec. } 80)$$

$$F = 1.5 * Fn \quad \dots(\text{Ec. } 81)$$

Dónde:

Fn : Fuerza neta de impulsión

F : Fuerza flexionante

La fuerza flexionante su actuación ya sea arriba o abajo formando un ángulo con la horizontal se utilizará la descomposición en sus componentes "X" e "Y".

$$Fx = F * \sin(\alpha) \quad \dots(\text{Ec. } 82)$$

$$Fy = F * \cos(\alpha) \quad \dots(\text{Ec. } 83)$$

Fuerza para el piñón F, según las ecuaciones planteadas anteriormente, la fuerza neta de impulsión y la fuerza flexionante es:

$$Fn = 32.36 \text{ lb}$$

$$F = 48.55 \text{ lb}$$

Las fuerzas actúan hacia abajo formando un ángulo de 7° con la horizontal, por lo tanto, se tiene la descomposición en componentes X e Y:

$$F_{F_x} = 5.92 \text{ lb}$$

$$F_{F_y} = 48.18 \text{ lb}$$

Dónde:

F_{F_x} : Fuerza que actúa hacia izquierda

F_{F_y} : Fuerza que actúa hacia abajo

Fuerza en la polea G, según las ecuaciones planteadas anteriormente, la fuerza neta de impulsión y la fuerza flexionante es:

$$F_n = 73.23 \text{ lb}$$

$$F = 109.85 \text{ lb}$$

Las fuerzas actúan hacia arriba formando un ángulo de 30° con la horizontal, por lo tanto, se tiene la descomposición en componentes X e Y:

$$F_{G_x} = 54.92 \text{ lb}$$

$$F_{G_y} = 95.13 \text{ lb}$$

Dónde:

F_{G_x} : Fuerza que actúa hacia izquierda

F_{G_y} : Fuerza que actúa hacia arriba

Fuerza en la polea H, según las ecuaciones planteadas anteriormente, la fuerza neta de impulsión y la fuerza flexionante es:

$$F_n = 153.52 \text{ lb}$$

$$F = 230.28 \text{ lb}$$

Las fuerzas actúan hacia abajo formando un ángulo de 26° con la horizontal, por lo tanto, se tiene la descomposición en componentes X e Y:

$$F_{H_x} = 100.95 \text{ lb}$$

$$F_{H_y} = 206.97 \text{ lb}$$

Dónde:

F_{H_x} : Fuerza que actúa hacia izquierda

F_{H_y} : Fuerza que actúa hacia arriba

Fuerza en el piñón M, según las ecuaciones planteadas anteriormente, la fuerza neta de impulsión y la fuerza flexionante es:

$$F_n = 2759.82 \text{ lb}$$

$$F = 4139.72 \text{ lb}$$

Las fuerzas actúan hacia arriba formando un ángulo de 30° con la horizontal, por lo tanto, se tiene la descomposición en componentes X e Y:

$$F_{M_x} = 216.66 \text{ lb}$$

$$F_{M_y} = 4134.05 \text{ lb}$$

Dónde:

F_{M_x} : Fuerza que actúa hacia derecha

F_{M_y} : Fuerza que actúa hacia arriba

Calculando las fuerzas en los rodamientos según la gráfica mostrada anteriormente se utiliza la formula siguiente:

$$\sum F = 0 \quad \dots(\text{Ec. } 84)$$

Para el rodamiento "J" las fuerzas son:

$$R_{x_J} = -27.15 \text{ lb}$$

$$R_{y_J} = -1384.51 \text{ lb}$$

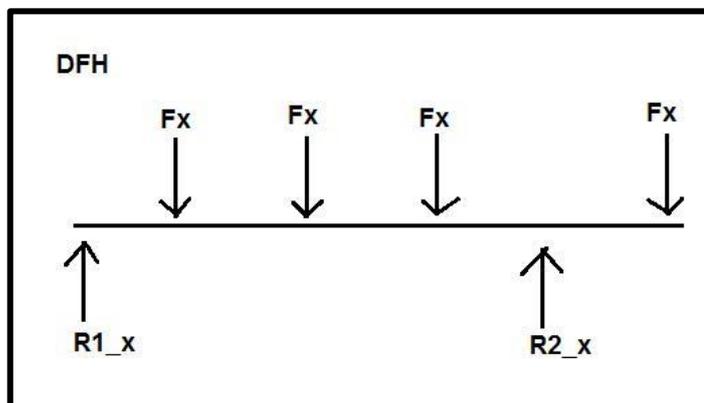
Para el rodamiento "K" las fuerzas son:

$$R_{x_K} = 405.60 \text{ lb}$$

$$R_{y_K} = 5868.84 \text{ lb}$$

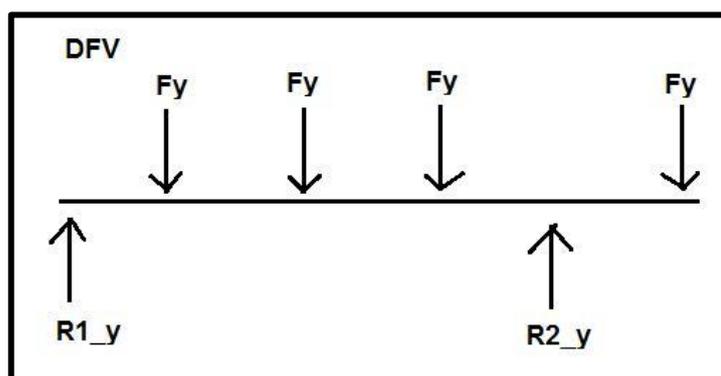
Diagramas de cargas, cortante y momento flexionante para nuestro diseño de eje:

Figura 25: Diagrama de fuerzas horizontales



Elaboración: Propia.

Figura 26: Diagrama de fuerzas verticales

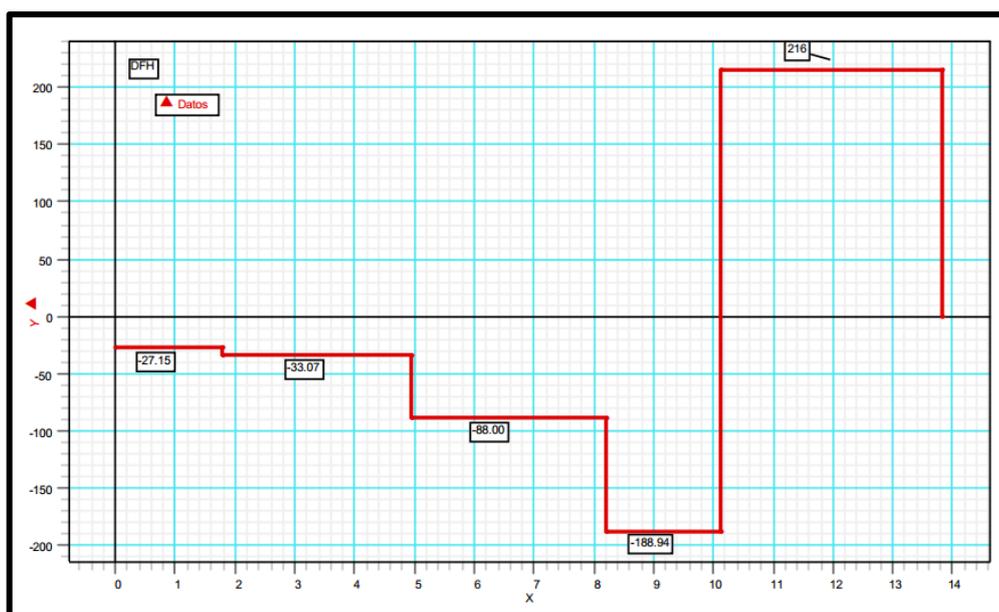


Elaboración: Propia.

Se tiene los diagramas señalados y graficados con los datos de las fuerzas en ejes horizontales y verticales calculando así el momento máximo en un punto máximo de nuestro eje principal de transmisión:

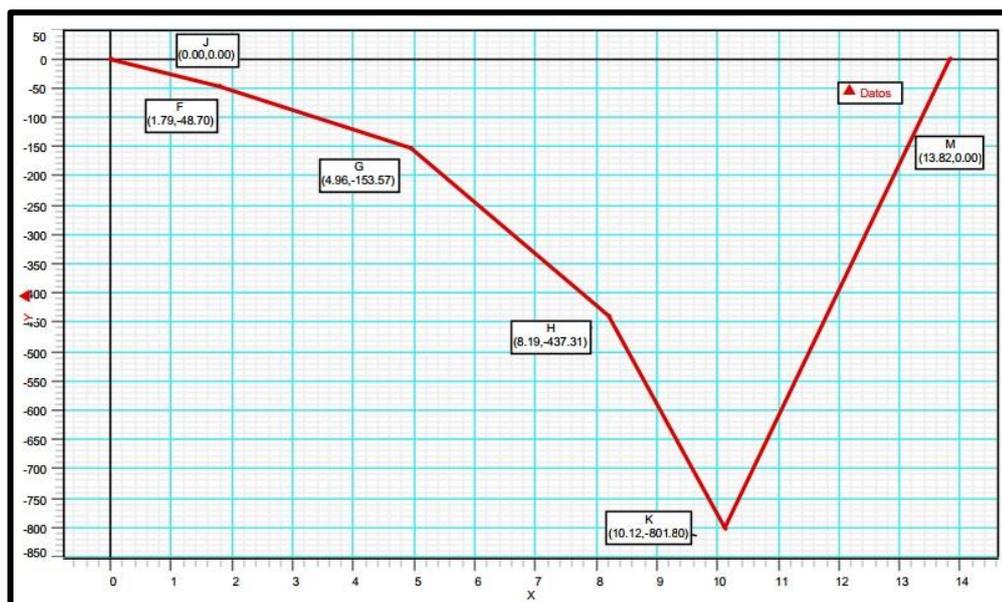
Los primeros gráficos son de DIAGRAMA DE FUERZAS HORIZONTALES:

Figura 27: Diagrama de fuerza cortante para fuerzas horizontales



Elaboración: Propia.

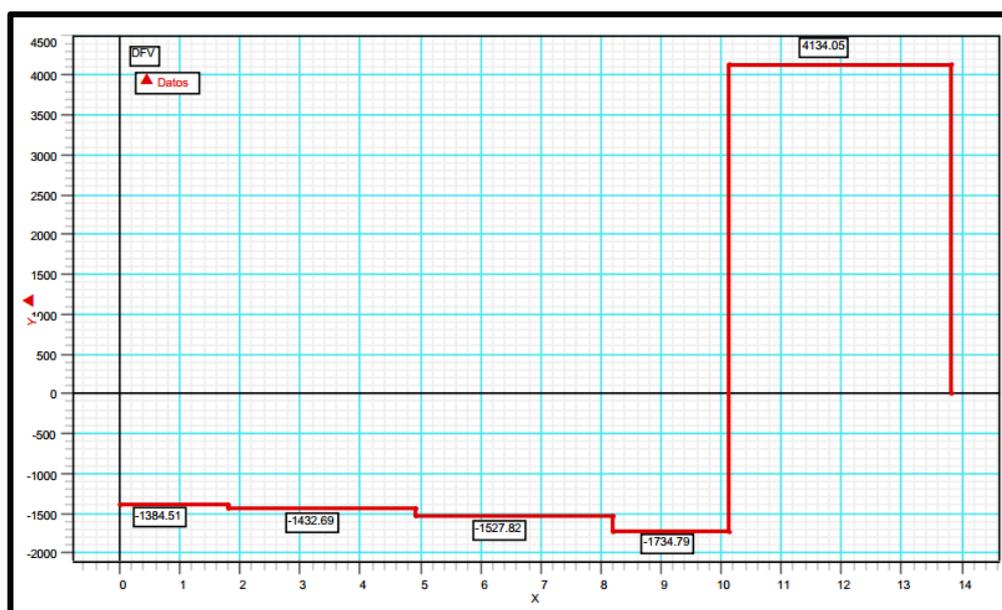
Figura 28: Diagrama de momento flexionante para fuerzas horizontales



Elaboración: Propia.

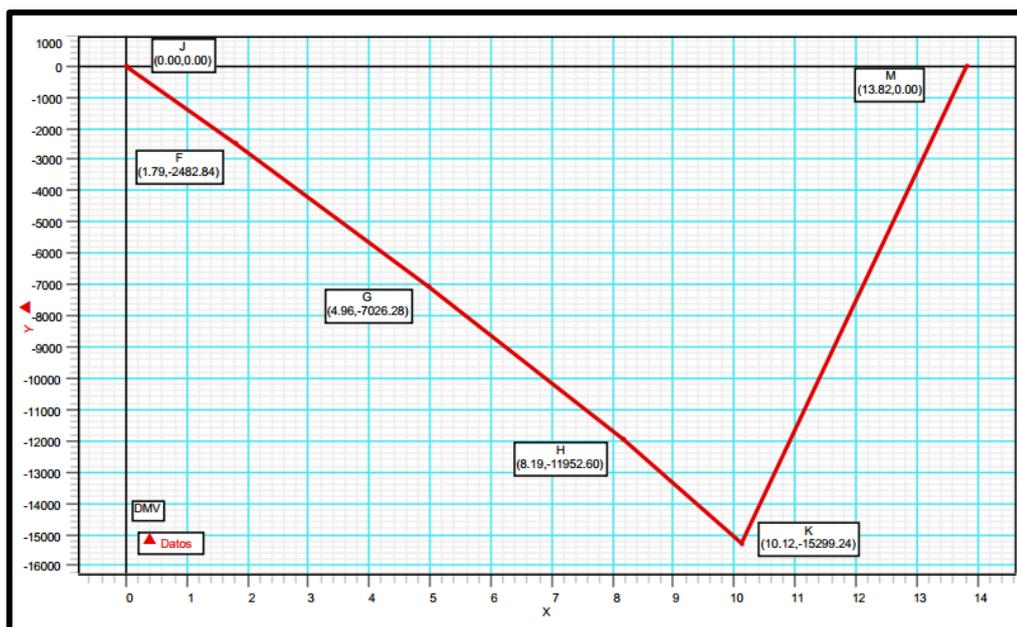
Los dos siguientes son de DIAGRAMA DE FUERZAS VERTICALES:

Figura 29: Diagrama de fuerza cortante para fuerzas verticales



Elaboración: Propia.

Figura 30: Diagrama de momento flexionante para fuerzas verticales



Elaboración: Propia.

Según los gráficos realizados tendremos algunas fallas en el punto del rodamiento denominado "K" y viendo los resultados de los cálculos de

momentos totales de las fuerzas horizontales y verticales para los diferentes puntos de nuestro sistema de transmisión con la ecuación siguiente:

$$M_t = \sqrt{DMH^2 + DMV^2} \quad \dots(\text{Ec. } 85)$$

Con la ecuación anterior se tiene la siguiente tabla:

Tabla 20: Resultados de momento total en cada elemento del eje

Mt_J=	0	lb-pulg
Mt_F=	2483.32	lb-pulg
Mt_G=	7027.95	lb-pulg
Mt_H=	11960.60	lb-pulg
Mt_K=	15320.24	lb-pulg
Mt_M=	0	lb-pulg

Elaboración: Propia.

El valor más alto de nuestro momento es de **Mt_K = 15320.24 lb-pulg**. Con estos valores de momentos se dimensionará el diámetro de nuestro eje para la transmisión.

Antes de realizar el cálculo respectivo se tendrá en cuenta algunos factores:

- Factor de resistencia a la fatiga (S_n) : 30 000 Psi
- Factor de resistencia a la fatiga modificada (S'_n)
- Factor de confiabilidad (C_r) : 0.99
- Factor por tamaño a la resistencia de fatiga (C_s) : 0.85
- Factor de diseño (N) : 1.25
- Factor de torsión máxima (K_t)

Factor de resistencia a la fatiga según anexo 15, factor de confiabilidad según anexo 16, factor por tamaño a la resistencia de fatiga según anexo 17.

Calculando factor de resistencia a la fatiga modificada:

$$S'n = S_n * C_r * C_s$$

...(Ec. 86)

$$S'n = 25\,245 \text{ Psi}$$

Datos del factor de torsión máxima:

Tabla 21: Datos de factor torsional para diseño de eje

kt_J=	0.4
kt_F=	1.5
kt_G=	1.5
kt_H=	1.6
kt_K=	0.4
kt_M=	2.5

Elaboración: Propia.

Se realiza el cálculo del diámetro del eje con la siguiente ecuación:

$$D = \left[\frac{32 * N}{\pi} * \sqrt{\left(\frac{Kt * M}{S'n}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_y}\right)^2} \right]^{1/3} \quad \dots(\text{Ec. 87})$$

Dónde:

Sy : Resistencia a la fluencia que es igual a 71 000 Psi

Se especificarán las fracciones adecuadas en todos los lugares, incluyendo los asientos de rodamiento (ver tabla 20) se supone que se usaran rodamientos con dimensiones en pulgadas.

Se decide igualar los diámetros D_F, D_G, D_H, también se igualan los diámetros D_J, D_K, D_M para minimizar el maquinado y para un poco más de seguridad en las ranuras para el anillo.

Los resultados de cálculo del diámetro del eje se tienen en la siguiente tabla mostrada, paralelamente se toma en cuenta de 30% del valor del diámetro por la chaveta que se incluye:

Tabla 22: Factor de corrección de diámetro por chaveta

			30% POR CHAVETA
D_J=	1.82	pulg	0
D_F=	1.44	pulg	0.43
D_G=	2.04	pulg	0.47
D_H=	2.49	pulg	0.50
D_K=	1.70	pulg	0
D_M=	1.23	pulg	0.37

Elaboración: Propia.

Los resultados obtenidos para el diseño de nuestro eje con sus respectivas medidas según el anexo 18 se tienen:

Tabla 23: Resultados de diámetro de eje principal

TABLA		Diámetro especificado		Diámetro real
Parte compañera	Diámetro	Fracción	Decimal (pulg)	Decimal (cm)
rodamiento	D_J=	0.00	1 1/4	3.5
piñón sin fin	D_F=	1.88	1 1/2	4.0
polea molinete	D_G=	2.51	1 1/2	4.0
polea cuchillas	D_H=	2.99	1 1/2	4.0
rodamiento	D_K=	1.70	1 1/4	3.5
piñón principal	D_M=	1.60	1 1/4	3.5

Elaboración: Propia.

3.5.10. CÁLCULO DE CHAVETAS O CUÑAS

La chaveta permite la transmisión de potencia entre los elementos unidos, ello implica dos posibles fallas de dicho elemento: falla por cizallamiento y la falla por aplastamiento. (Llanos, 2014)

Para el dimensionamiento de la chaveta se requiere las dimensiones de eje principal.

Determinando dimensiones de la chaveta aplicando la siguiente ecuación:

$$a = b = \frac{1}{4} \phi \quad \dots(\text{Ec. } 88)$$

Entonces las dimensiones del eje son:

Tabla 24: Dimensiones de la chaveta

D_J=	a_j=b_j=	8.750	mm
D_F=	a_f=b_f=	10.00	mm
D_G=	a_g=b_g=	10.00	mm
D_H=	a_h=b_h=	10.00	mm
D_K=	a_k=b_k=	8.750	mm
D_M=	a_m=b_m=	8.750	mm

Elaboración: Propia.

Determinando la longitud de la chaveta por falla de cortadura o cizallamiento, utilizando el criterio de Tresca aplicado a materiales dúctiles, la longitud necesaria para que no produzca falla considerando coeficiente de seguridad N_s será:

$$l \geq \frac{4 * M * n_s}{D * b * S_y} \quad \dots(\text{Ec. } 89)$$

Dónde:

N_s : coeficiente de seguridad es de 2

S_y : resistencia e fluencia es de 1000

El criterio de Tresca o también llamado el criterio de falla son la teoría que predicen la falla de una materia que está sometido a un estado de esfuerzo multiaxial. Estas teorías se basan en los límites de fluencia que tienen los materiales, estos límites se hallan teniendo en cuenta los esfuerzos y las

cargas que tenga aplicado el material o pieza en nuestro caso será aplicado a nuestro eje de transmisión. (Blogger, 2015)

Tabla 25: Dimensiones de la longitud por falla de cortadura

D_J=	L=	0	mm
D_F=	L=	0.29	mm
D_G=	L=	1.38	mm
D_H=	L=	4.39	mm
D_K=	L=	0	mm
D_M=	L=	45.2	mm

Elaboración: Propia.

Determinando la longitud de la chaveta por falla de aplastamiento y la tensión de compresión sobre las caras laterales de la chaveta será:

$$\sigma_{aplast} = \frac{2 * M}{D * A_{aplast}} = \frac{2 * M}{D * l * \frac{h}{2}} \quad \dots(\text{Ec. } 90)$$

Se tiene los siguientes resultados:

Tabla 26: Dimensiones de la longitud por falla de aplastamiento

D_J=	σ =	0	N/mm2
D_F=	σ =	1.20	N/mm2
D_G=	σ =	5.65	N/mm2
D_H=	σ =	17.92	N/mm2
D_K=	σ =	0	N/mm2
D_M=	σ =	211.09	N/mm2

Elaboración: Propia.

Donde la tensión admisible de aplastamiento se considera 2 veces la tensión máxima admisible, donde la longitud se calcula por la siguiente fórmula planteada:

$$l \geq \frac{2 * M * ns}{D * h * \sigma_{aplast}} \quad \dots(\text{Ec. } 91)$$

Se tiene los resultados siguientes:

Tabla 27: Resultado de dimensión de chaveta

L=	0	mm
L=	35.00	mm
L=	45.00	mm
L=	45.00	mm
L=	0	mm
L=	35.00	mm

Elaboración: Propia.

Resultados de la prueba de las dimensiones de la chaveta es de ancho es de 6.3 mm y altura es de 4.8 mm.

3.5.11. DISEÑO DEL SISTEMA HIDRÁULICO

Hidráulico significa la creación de fuerzas y movimientos mediante fluidos sometidos a presión. Los fluidos sometidos a presión son el medio para la transmisión de energía.

Para el diseño del sistema hidráulico para el levante de peso de la máquina y regular el tamaño de corte a nivel de piso. El mismo que siempre será alimentado por la salida de tractor John Deere 2020, su accionamiento será por un cilindro de simple efecto siguiendo los cálculos con los datos del acápite anterior:

Como datos se tiene:

- Peso de la máquina: 0.7 ton (aproximado)
- Área de embolo que se utilizara: 2.5 cm según catalogo

La fuerza necesaria para hacer el levante de la maquina es de $F = 6.87 \text{ KN}$ con una presión de $140 \text{ bar} \leq 200 \text{ bar}$, que es la presión de trabajo, lo cual nuestro equipo de sistema hidráulico realizara su funcionamiento con toda normalidad.

Figura 31: Cilindro de simple efecto

Fuente: www.bastimec.com/tienda (Julio del 2017)

Datos técnicos del cilindro hidráulico se muestra en el anexo 21.

3.6. CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DE LA MÁQUINA

La construcción de la máquina segadora acondicionadora se realizó la totalidad en las instalaciones del taller ORMAQ en la ciudad de Juliaca, la construcción fue hecha por los autores y los representantes técnicos de la empresa. El tiempo empleado fue de 3 a 4 meses totales para realizar las modificaciones necesarias hasta lograr el resultado la máquina segadora acondicionadora, el procedimiento de construcción es muy distinto a los existentes en el mercado ya que se encontró trabajos ni iguales ni similares en la Región Puno.

Se procede a la construcción, montaje e instalación de sus elementos, basándose para ello en los planos que se incluyen en el documento en los anexos, las máquinas, herramientas y accesorios que se describen a continuación.

- Máquinas empleadas en la construcción.
 - Torno.
 - Limadora.

- Taladro de mano y mesa.
- Moladora.
- Cortadora eléctrica.
- Soldadura eléctrica, Mig.
- Compresora y otros.
- Herramientas necesarias para la construcción
 - Taladro eléctrico.
 - Soporte vertical para el taladro o un taladro de columna.
 - Brocas de distintos tipos y diámetros.
 - Cuter.
 - Destornilladores.
 - Llaves fijas.
 - Tornillo de banco o caja de dados.
 - Mazo y martillo.
 - Macho de roscar.
 - Reglas, escuadras y rotuladores para marcar y cortar.
 - Discos de pulir.
 - Epps.

3.6.1. SELECCIÓN DE MATERIALES

En este capítulo se presenta la selección de los materiales para la fabricación de cada uno de los componentes de la máquina.

Para una adecuada selección de la alternativa se consideran las siguientes consideraciones.

3.6.1.1. SEGURIDAD

Se basa en la seguridad que presentan los materiales a seleccionar y es el parámetro más importante ya que se presenta seguridad del ser humano.

El alcance de un nivel de seguridad óptimo necesita que los individuos, las comunidades, gobiernos y otros creen y mantengan las siguientes condiciones, sea el nivel de vida considerado:

- Un clima de cohesión y paz social, así como de equidad, que proteja los derechos y libertades tanto nivel familiar, local, nacional como internacional.
- La prevención y el control de las consecuencias o daños causados por los accidentes o incidentes.
- El respeto a los valores y la integridad física, material o psicológica de las personas.
- El acceso a medios eficaces de prevención, control y rehabilitación para asegurar la presencia de las tres primeras condiciones.

3.6.1.2. MATERIALES

Finalizada la etapa de diseño se procedió a realizar la construcción de la máquina, con los materiales específicos en los planos respectivos.

El proceso de selección de los materiales para la fabricación de cada uno de los componentes de la máquina, recordando uno de los objetivos primordiales del diseño, que desde un inicio se ha mantenido latente, los materiales de construcción deben ser obtenidas localmente. Esta característica es primordial para asegurar tanto la facilidad como la rapidez de la adquisición de las materias primas.

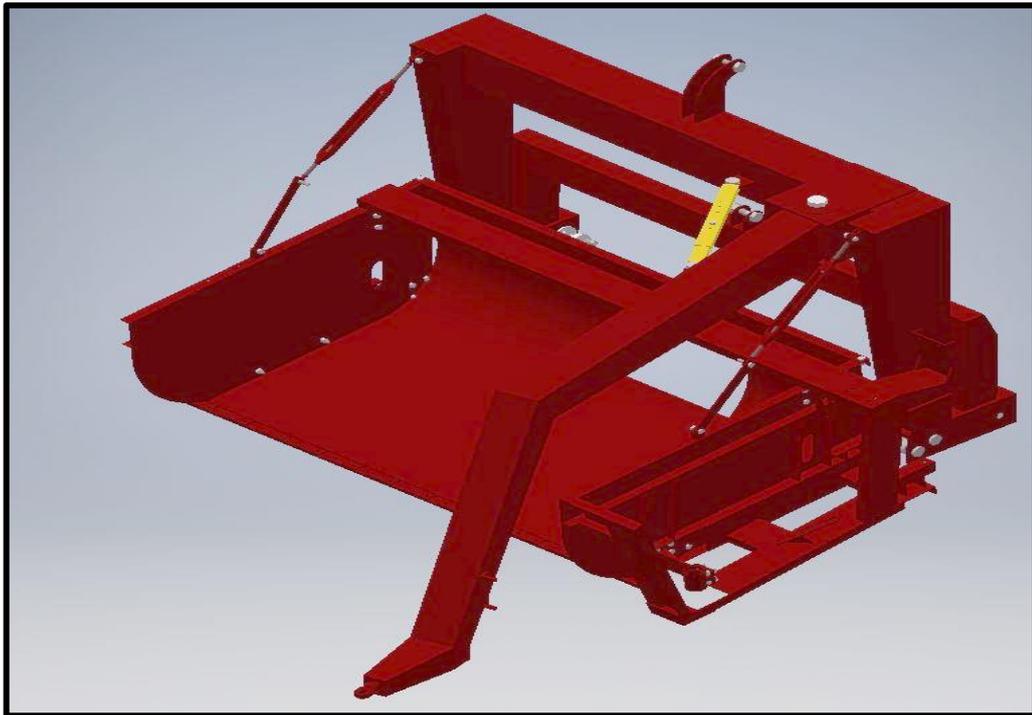
Al tener laminado en caliente las barras cuentan con una distribución uniforme de sus propiedades, lo cual garantiza seguridad en el trabajo en cualquier sección de la barra sin afectar su resistencia que son fáciles de trabajar, mayor soldabilidad y variedad de medidas. (Aceros Arequipa, 2016)

- Barras de ángulos estructurales
- Barras Tees
- Barras en canales en U
- Planchas delgadas LAC

Las características específicas de los materiales a utilizar anexo 19, anexo 20.

3.6.2. CONSTRUCCIÓN DE LA ESTRUCTURA

En el proceso de la construcción las estructuras metálicas constituyen un sistema importante ya que es la columna vertebral en cual la máquina es diseñada a criterio de ingeniería y parte fundamental de la resistencia a esfuerzos, se procedió a realizar el diseño de la estructura el cual se eligió un tipo de acero 1020, acero que es maquinada y maniobrada de acuerdo con nuestro tipo de diseño.

Figura 32: Diseño de estructura principal (Software Inventor)

Elaboración: Propia.

La estructura mostrada está diseñada para soportar esfuerzos de trabajo, transporte y otros, así mismo se tomó en consideración primordial el sistema de transmisión de potencia ya que esta es capaz de soportar sin tener ninguna dificultad al terreno expuesto.

3.6.2.1. MONTAJE DE LA MÁQUINA

Para iniciar con el montaje se debe observar y verificar que todas las partes constitutivas de la máquina estén construidas según lo especificado en los planos respectivos, inicialmente se procedió a realizar el armado de las partes básicas de la máquina y dando la forma y realizando el montaje de las sujeciones y pernos.

3.6.3. CONSTRUCCIÓN DE LA TRANSMISIÓN

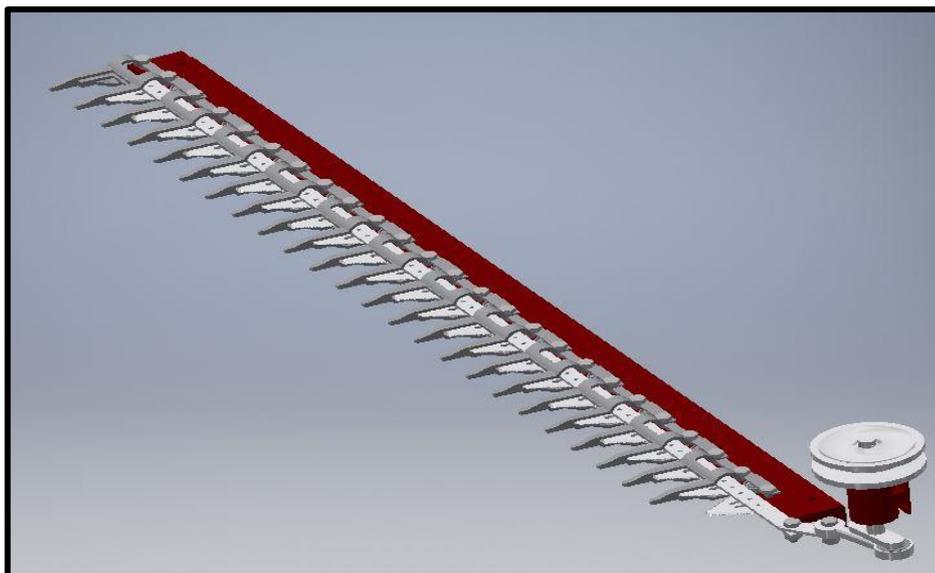
Para el sistema de transmisión inicialmente se realizó los cálculos necesarios para tomar la decisión del uso de los materiales y su forma o modelo de diseño utilizando materiales existentes del mercado como el Acero 1020 para nuestro sistema de estructuras, Acero 1040 para nuestro sistema de eje y Aluminio para nuestras poleas, adicionalmente se consideró en utilizar y acondicionar elementos de transmisión partes de vehículos parados.

El elemento de nuestro sistema de transmisión es dividido por zonas de accionamiento de máquina como son: zona de cuchillas, zona de molinete, zona de tornillo sin fin y la transmisión principal o la alimentación de potencia absorbida del tractor para nuestra máquina es el tractor JOHN DEERE 2020.

Las diferentes zonas mencionadas caracterizan el diseño y construcción de nuestra máquina facilitando en el mantenimiento y obtención de repuestos requeridos por el tiempo y uso de la máquina.

3.6.3.1. ZONA DE CUCHILLA

Esta zona es la encargada de realizar el corte del forraje y la velocidad de corte esta sincronizada a la velocidad del tractor ya que a mayor velocidad del tractor también mayor velocidad en las cuchillas así mismo la altura de corte máximo es normalmente un promedio de 10 cm, pero esta distancia puede ser controlada a criterio del operador de la máquina ya que ello cuenta con un sistema neumático alimentado por el tractor JOHN DEERE 2020.

Figura 33: Diseño de sistema cuchillas (Software Inventor)

Elaboración: Propia.

Para nuestro equipo las cuchillas son de forma triangular en ángulo de 60° y en el fondo de 90° para una perfecta unión con la siguiente, tienen filo que puede ser liso o serrado.

La cuchilla lisa es usada en cultivos finos o verdes particularmente cuando estos están tiernos, las serradas en la parte superior se utilizan en cultivos duros como la alfalfa, estas cuchillas son importadas desde EE.UU.

Las contra cuchillas son colocadas delante de la barra que tienen la función de alojar a la barra porta cuchillas, distribuir, guiar, afirmar el pasto durante el corte y proteger las cuchillas.

3.6.3.2. MONTAJE DE LA CUCHILLA DE CORTE

Se coloca las placas de sujeción de las cuchillas mediante pernos en la base estructural, una en cada extremo, a continuación, se empernan las placas de sujeción de la porta dedos.

Sobre las placas de sujeción se empernan la barra porta dedos. Tanto la barra porta dedos como la barra porta cuchillas fueron adquiridas como un conjunto por lo que contiene el juego completo de cuchillas y barra GASPARDO respectivamente.

Posteriormente se coloca la barra porta cuchillas horizontalmente desplazándola dentro de los dedos hasta hacer coincidir sus extremos.

Finalmente se colocan las placas de desgaste de sobre la base estructural mediante pernos especificados en los planos respectivos.

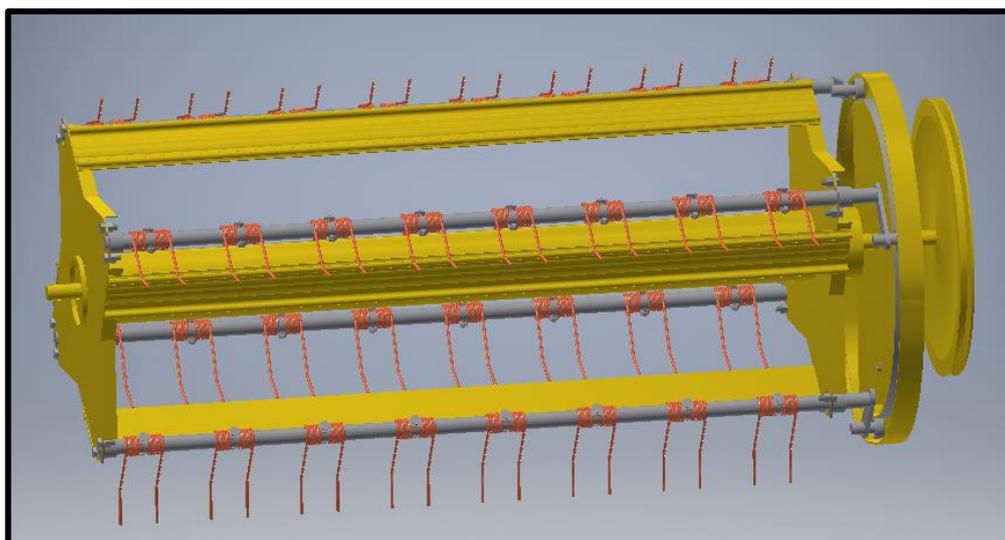
3.6.3.3. MONTAJE DE TRANSMISIÓN DEL SISTEMA DE CORTE

Una vez realizado el montaje del conjunto de corte se procede a unir el extremo del eslabón de enlace con el acople de la barra móvil mediante un pasador de acero, a continuación, se introduce el eslabón de enlace para transmitir la rotación lineal, para este cambio de movimiento de rotación circular a lineal se utiliza un sistema básico de biela y manivela.

Para el movimiento circular se tiene una polea de datos ya calculados y sujetos a la estructura principal mediante pernos y soldadura especificados en los planos.

3.6.3.4. ZONA DE MOLINETE

Esta es la zona encargada de poder transportar el heno hacia el tornillo sin fin, pero adicionalmente es la encargada de romper o fracturar el tallo con el fin de crear porosidad o espacios vacíos a todo el forraje para hacer una mayor circulación de viento y minimizar el tiempo de secado, todo esto es producido por el movimiento brusco de las garras colocadas en todo el eje de garras del molinete.

Figura 34: Diseño de sistema molinete (Software Inventor)

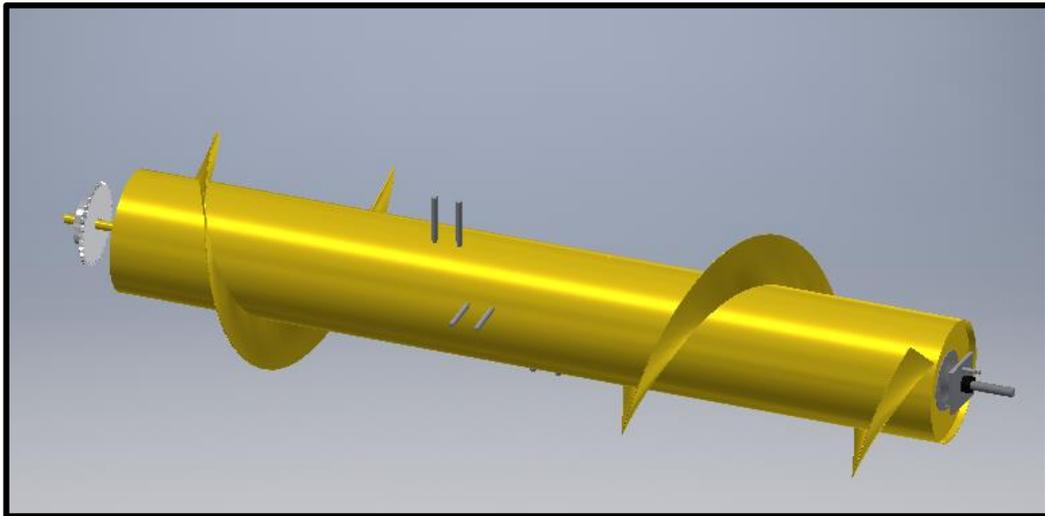
Elaboración: Propia.

3.6.3.5. MONTAJE DE MOLINETE

Se inicia teniendo el eje de sujeción principal y sus cuatro ejes secundarios para colocar las garras, se tiene también a finales de cada eje secundario llamadas también “eje de garras” rodamientos para su movimiento sincronizados con el movimiento del eje principal de molinete de acuerdo con los planos diseñados. Una vez realizado el armado el sistema de molinete se tiene una polea para su alimentación de potencia el cual es alimentado mediante una transmisión por faja.

3.6.3.6. ZONA DE TORNILLO SIN FIN

La zona de tornillo sin fin es encargada de transportar el forraje para su hileración y tratamiento lo cual es la finalidad de garantizar el total de heno producido para su empacado sin tener pérdida.

Figura 35: Diseño de sistema tornillo sin fin (Software Inventor)

Elaboración: Propia.

3.6.3.7. MONTAJE DE TORNILLO SIN FIN

Una vez colocado el sistema de corte se debe colocar este sistema de tornillo sin fin con la finalidad de tener el espacio adecuado para su instalación, dentro del tornillo sin fin lleva ocho garras lineales que van sincronizadas al movimiento del tornillo sin fin y que este movimiento es independiente.

Para completar el montaje se colocan protecciones metálicas sobre distintos sistemas de transmisión las cuales se encuentran sujetas algunos con remaches y tornillos.

CAPITULO IV

ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS DE LA INVESTIGACIÓN

4.1. RESULTADOS DE SIMULACIÓN EN SOFTWARE

Los resultados de deformación del eje aseguran un trabajo continuo de manera satisfactoria, lo cual se analizó por deformación y esfuerzos en el que se determinan los valores máximos permisibles.

Para evaluar los resultados de comportamiento mecánico en el eje de transmisión se consideran propuestas el material y de geometría de las diferentes secciones del eje, desarrollando un programa de cálculo se determina la variación, teniendo en cuenta las características técnicas en el anexo 19.

Tomando en cuenta los datos físicos de nuestro eje principal de transmisión.

Tabla 28: Resultados físicos de eje

Material	Acero 1040
Densidad	7.8 g / cm ³
Masa	3.12743 kg
Zona	460,579 cm ²
Volumen	399.243 cm ³
Centro de gravedad	X = 15,0521 cm y = 0,177265 cm z = -0,0142165 cm

Elaboración: Propia.

Considerando también los ajustes de malla para el eje se muestra en la siguiente tabla.

Tabla 29: Resultados de ajuste de malla

Promedio Tamaño del elemento (fracción del diámetro del modelo)	0,1
Min. Tamaño del elemento (fracción del tamaño promedio)	0,2
Grado de calificación	1,5
Max. Ángulo de giro	60 grados
Crear elementos de malla curvados	Sí

Elaboración: Propia.

Finalmente considerando los datos de materiales para el cálculo de deformaciones.

Tabla 30: Resultados del acero 1040

Nombre	Acero 1040	
General	Densidad de masa	7.8 g / cm ³
	Limite elástico	128 MPa
	Resistencia a la tracción	275 MPa
Estrés	El módulo de Young	199.948 GPa
	El coeficiente de Poisson	0.29 \ \mu
	Módulo de corte	77.4992 GPa
Nombre (s) de la parte	Eje principal para simulación	

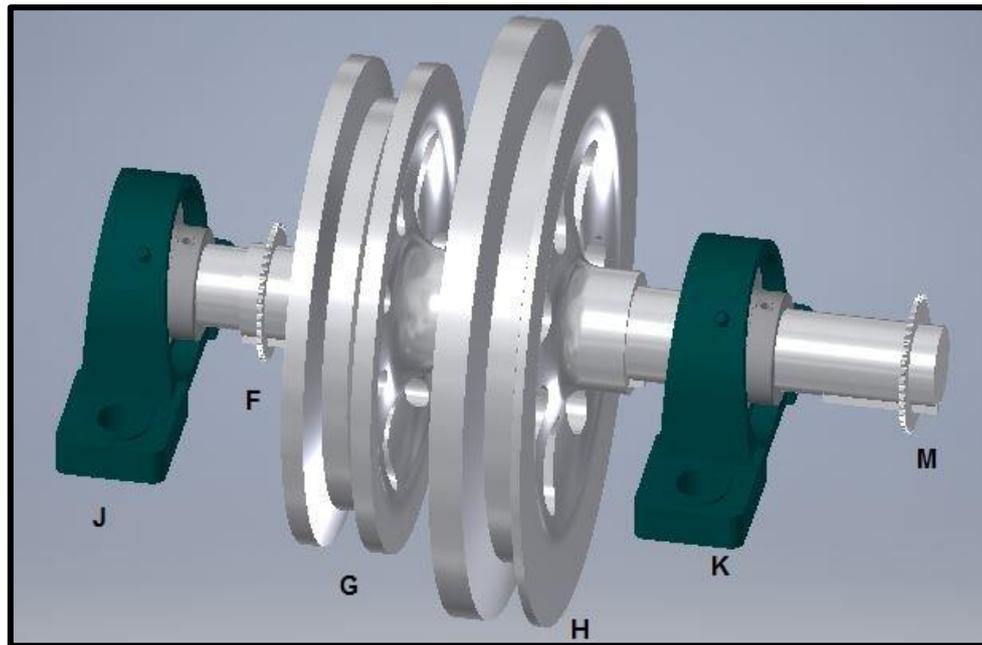
Elaboración: Propia.

Considerando características técnicas del aluminio y considerando el par torsional en el eje principal.

Tabla 31: Datos de par torsional en el eje

Par Torsional			
Piñón principal	T_M=	148.68	Nm
Polea cuchilla	T_H=	107.54	Nm
Polea molinete	T_G=	33.92	Nm
Piñón sin fin	T_F=	7.21	Nm

Elaboración: Propia.

Figura 36: Esquema de eje principal de transmisión (Software Inventor)

Elaboración: Propia.

El giro de eje principal es en el sentido anti horario dando los momentos de par torsional a cada elemento de cada uno de los sistemas dados, este momento conocido también como “Torque” respecto a un punto da a conocer en qué medida existe capacidad de fuerzas para cambiar el estado de la rotación del cuerpo alrededor de su eje lo que provoca aceleración angular.

4.1.1. RESUMEN DE LOS RESULTADOS

En la siguiente tabla se muestran los valores mínimos y máximos que alcanzan al momento de su funcionamiento de la máquina segadora acondicionadora considerando así su masa y volumen del material seleccionado.

Tabla 32: Resultados de simulación

Nombre	Mínimo	Máximo
Volumen	399243 mm ^ 3	
Masa	3.12743 kg	
Esfuerzo de Von Mises	0.0293737 MPa	82.8143 MPa
Primera tensión principal	-6.48598 MPa	62.8392 MPa
Tercera tensión principal	-59.157 MPa	2.50992 MPa
Desplazamiento	0 mm	0,0238191 mm
Factor de seguridad	1.154563	

Elaboración: Propia.

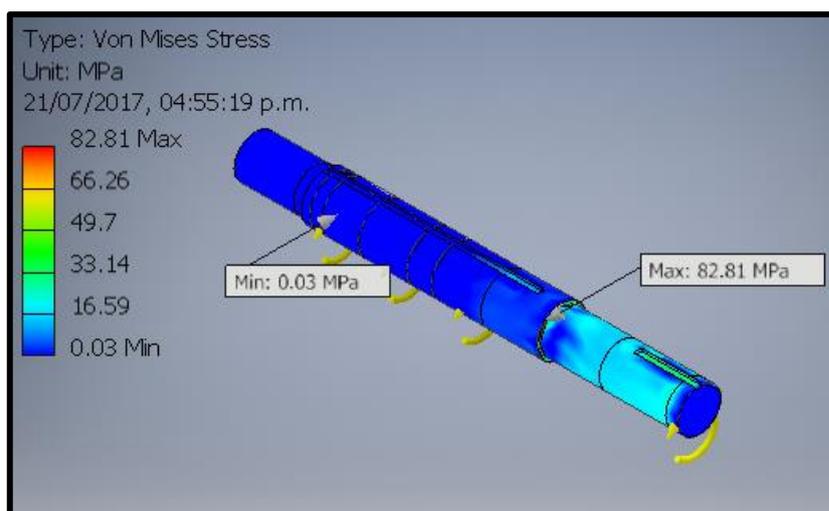
El criterio de Von Mises de máxima tensión se basa en la teoría de la energía de cortadura o teoría de la energía de distorsión máxima, la teoría expone que un material dúctil comienza a ceder en una ubicación cuando la tensión de von Mises es igual al límite de tensión, en la mayoría de los casos el límite elástico se utiliza como el límite de tensión. Sin embargo, el software le permite utilizar el límite de tensión de tracción / ruptura o establecer su propio límite de tensión.

$$\sigma_{von_mises} \leq \sigma_{limite} \quad \dots(\text{Ec. } 92)$$

$$82.8143 \text{ MPa} \leq 415 \text{ MPa}$$

En esta igualdad de esfuerzos se cumple el criterio de límite de tensión en el acero.

Figura 37: Esfuerzo de Von Mises (Software Inventor)

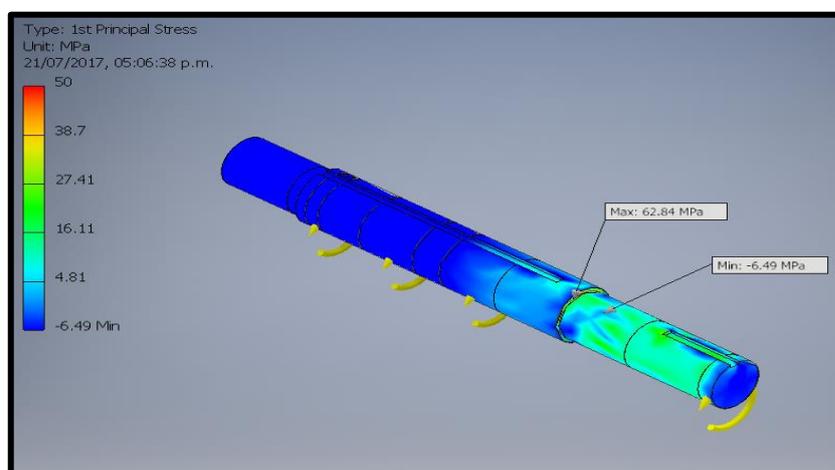


Elaboración: Propia.

La primera tensión principal le da valor de la tensión que es normal al plano en el que el esfuerzo cortante es cero. La primera tensión ayuda a entender el esfuerzo de tracción máximo inducido en la parte debido a las condiciones de carga.

La tensión de rotura en las características del acero 1040 es de 620 MPa comparando con la tensión de rotura máxima de diseño es de 62.8392 MPa indicando este resultado el buen diseño del eje.

Figura 38: Primera tensión principal (Software Inventor)

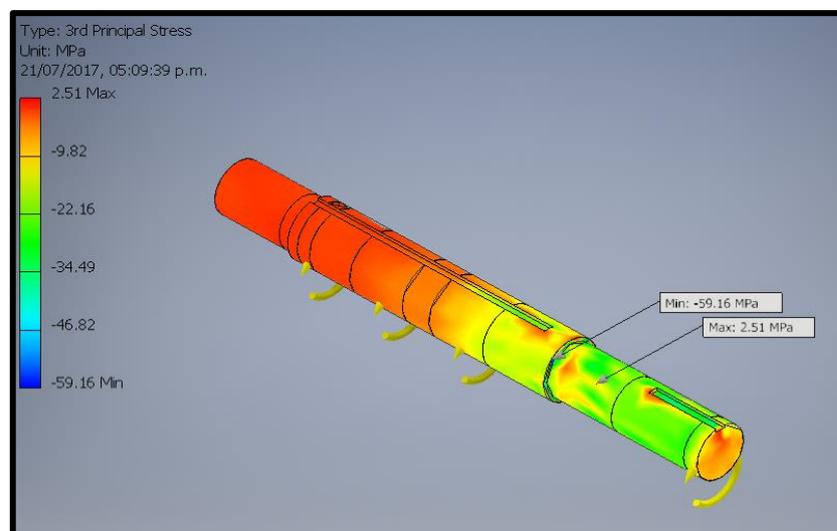


Elaboración: Propia.

La tercera tensión principal actúa normalmente en el plano en el que la tensión de cizalla es cero. Le ayuda a entender el esfuerzo de compresión máximo inducido en la pieza debido a las condiciones de carga, esta tensión causa la reducción del volumen cuando es sometida a esfuerzos.

La tensión de compresión aplicada en el eje es de 2.51 MPa que es menor al dato característico lo que indica que son cálculos estables para la máquina.

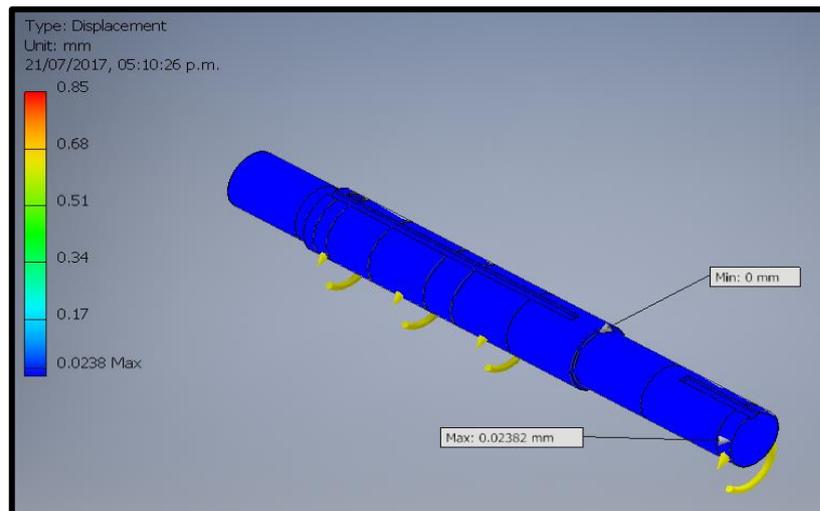
Figura 39: Tercera tensión principal (Software Inventor)



Elaboración: Propia.

Los resultados de desplazamiento muestran la forma que se deformada el eje después de aplicar las fuerzas, el desplazamiento máximo calculado en la simulación de eje es de 0.02382 mm, finalmente el valor dado da conformidad al diseño de eje por ser un valor de dimensión menor.

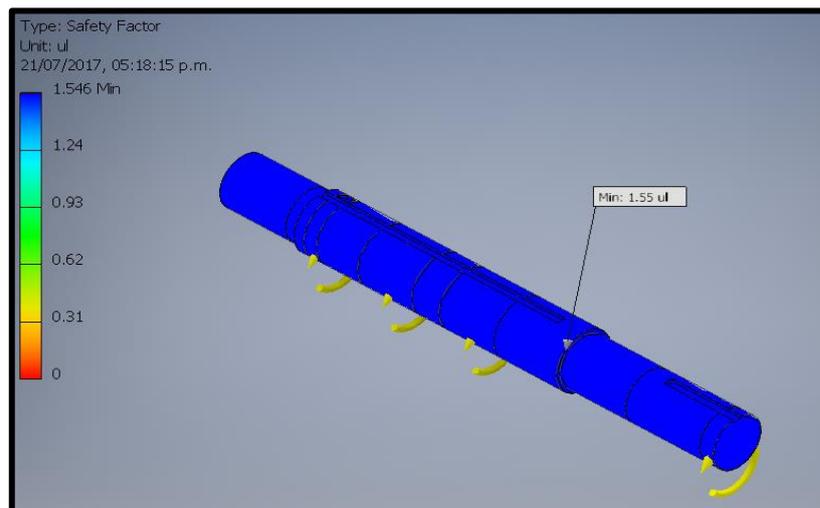
Figura 40: Desplazamiento de eje (Software Inventor)



Elaboración: Propia.

El factor de seguridad le muestra las áreas del modelo que pueden fallar bajo carga, el valor máximo del factor de seguridad (F_s) es de 1.55 menor a 2 asignado, lo que indica que si sobrepasa este máximo el eje estaría sobredimensionado en el eje lo que este se justifica por las previsiones de desgaste o corrosión.

Figura 41: Factor de seguridad (Software Inventor)



Elaboración: Propia.

4.2. PLAN DE PRUEBAS

Las pruebas realizadas a la máquina segadora y acondicionadora de forraje, se plantearon de dos maneras como pruebas de taller y campo en los predios del Distrito de Mañazo, el tractor que se utilizó para la respectiva prueba es de marca JOHN DEERE 2020.

4.2.1. PRUEBAS DE TALLER

- a) Acoplamiento de la máquina al tractor y la toma de fuerza.
- b) Levantamiento de la maquina mediante el sistema hidráulico.
- c) Maniobrabilidad.
- d) Funcionamiento de los mecanismos.

4.2.2. PRUEBAS DE CAMPO

- e) Velocidad de avance.
- f) Ventaja de corte.
- g) Transporte de forraje.
- h) Tamaño de corte.
- i) Capacidad de trabajo (ha/h).
- j) Cantidad procesada de corte.
- k) Tiempo de trabajo operativo (h/ha)
- l) Tiempo de secado

4.2.3. RESULTADOS DE PRUEBAS DE TALLER Y CAMPO

a) Acoplamiento de la máquina al tractor y la toma de fuerza.

El enganche del punto se pudo realizar sin complicaciones, de la misma forma el cardan es acoplado con toda normalidad al tractor.

b) Levantamiento de la máquina mediante el sistema hidráulico.

La máquina es levantada con toda normalidad por el tractor utilizado una presión de 140 bares que es diseñada la máquina.

c) Maniobrabilidad.

Se pudo observar que la máquina no presenta grandes inconvenientes al momento de maniobrar ya sea para poder trasportarla, como poder girar al momento de realizar su trabajo.

d) Funcionamiento de los mecanismos.

Una vez comprobado el acoplamiento de la máquina al tractor y la toma de fuerza mediante el cardan se procedió a accionar la toma de fuerza hasta alcanzar los 540 rpm y se verifico el correcto funcionamiento de los mecanismos, las variables que se evaluaron para las pruebas de taller fueron las siguientes:

Tabla 33: Resultados de evaluación de funcionamiento de máquina

Variables por evaluar	Resultados
1.- Acople de la maquina al tractor y tdf.	Muy bueno
2.- Levantamiento completo	Muy bueno
3.- Maniobrabilidad	Bueno
4.- Funcionamiento de los mecanismos	Muy bueno

Elaboración: Propia.

Nota: **Evaluación**

Muy bueno

Bueno

Regular

Malo

e) Velocidad de avance.

En base a los cálculos anteriores para no provocar un taponamiento se determinó la velocidad de avance de 2 km/h por lo que fue necesario comprobar que el tractor se movilizara a una velocidad no mayor que esta, esto se verificó midiendo la distancia recorrida en un determinado tiempo.

La distancia recorrida fue de 100 m planos y el tiempo obtenido fue de 2.88 min, entonces la velocidad a la que avanza nuestro tractor fue de 0.58 m/s igual a 2.08 km/h, este valor es muy próximo a nuestra velocidad de avance teórico.

f) ventaja de corte.

El corte provocado por las cuchillas es limpio y sin desgarres siendo esto muy ventajoso para la eficiencia de nuestra máquina y para el rebrote del forraje.

g) Transporte de forraje.

El molinete cumple con su función de acarrear después de realizar el corte sin mayor contratiempo.

h) Tamaño de corte.

La distancia de corte del forraje es de aproximadamente de un rango de 5 a 10 cm a nivel de piso.

i) Capacidad de trabajo (ha/h).

De acuerdo con las pruebas realizadas se midió el área de terreno cosechado y el tiempo que se demora en realizar este trabajo, con estos datos además de hallar la velocidad de avance del tractor se pudo obtener también la capacidad de trabajo de la máquina, este valor es de 0.33 ha/h similar al valor teórico encontrando anteriormente.

La capacidad de trabajo que se realiza depende de los parámetros de altura de forraje y la densidad de forraje lo que implica que el tiempo disminuye o incrementa, los cálculos realizados fueron con valores promedios.

j) Cantidad procesada de corte.

Este valor depende de la producción de la parcela y de la capacidad de trabajo, con las pruebas realizadas se obtuvo:

Tabla 34: Datos para análisis de cantidad procesada de corte

Producción de la parcela P	valor experimental (kg/m ²)
1	3.5
2	3.8
3	4.2
4	4
Promedio	3.875

Elaboración: Propia.

Con los datos obtenidos se tiene que el valor de C_p es igual a 3.44 kg/s.

k) Tiempo de trabajo operativo (h/ha)

Como ya se determinó anteriormente este valor es el inverso de la capacidad de trabajo considerando una eficiencia de la operación de 0.90% para el terreno donde se realizaron las pruebas obteniéndose un valor de t_{op} igual a 3.47 h/ha.

Los resultados de las pruebas de campo fueron los siguientes:

l) Tiempo de secado

Para hallar el tiempo de secado se debe precisar el momento de realizar el corte, esta dará la calidad del forraje conservado nunca será superior al

material que le dio origen; por esta razón es muy importante partir de una pastura de alta calidad.

La hora de corte este es un factor que está relacionado fundamentalmente con la etapa de secado posterior al corte. Cuando el corte se realiza en horas de la mañana después que de levanto el rocío de la noche, el secado será rápido y por tanto las pérdidas por respiración serán mínimas.

Por el contrario, cuando el corte es efectuado en las últimas horas de la tarde, las temperaturas serán menores y la humedad del aire será mayor, el secado más lento y las pérdidas por respiración se incrementan, aumentando el periodo de secado.

Una vez cortada la planta continúa respirando consumiendo los azúcares solubles hasta alcanzar porcentajes de humedad cercanos al 50% momento en que la respiración se reduce.

Otra razón para justificar este horario de corte tiene que ver con la dinámica de la pérdida de humedad por parte del forraje.

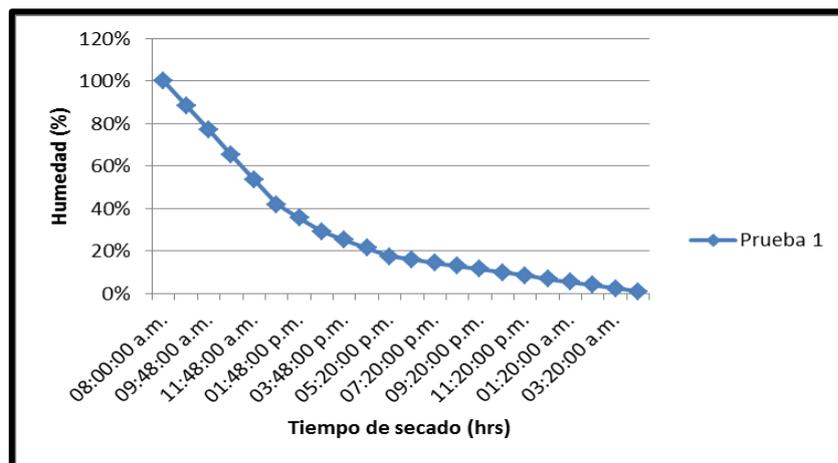
En el secado de la hierba o forraje tiene por objetivo reducir su contenido de agua a menos de 20%, con la menor pérdida posible de hojas.

Cuando el corte es uniforme el proceso de secado se acelera y el forraje gana en calidad, también una manera de acelerar el proceso es el acondicionamiento del forraje, en zonas muy secas es aconsejable realizar el proceso de hileración por la rápida desecación muy rápida para no tener pérdida en el proceso de empaquetamiento, con el hilerado también se protege del rocío o posibles lluvias.

En condiciones secas normales, el tiempo que demora es de 30 o 50 horas después del corte, utilizando una segadora se estima que se necesitan de 18 a 24 horas de sol, en condiciones favorables para secar el heno destinado para el empacado, si en el forraje ha sido utilizada una segadora acondicionadora en el momento de la siega se necesitan 8 a 10 horas de sol, en condiciones favorables y en condiciones desfavorables se necesitan de 10 a 15 horas. Es por tanto imprescindible para producir heno de calidad, especialmente en plantas de tallo grueso como la alfalfa.

Se mostrarán cuadros de desarrollo de campo de pruebas de diferentes tiempos.

Figura 42: Relación de humedad y tiempo de secado prueba 1

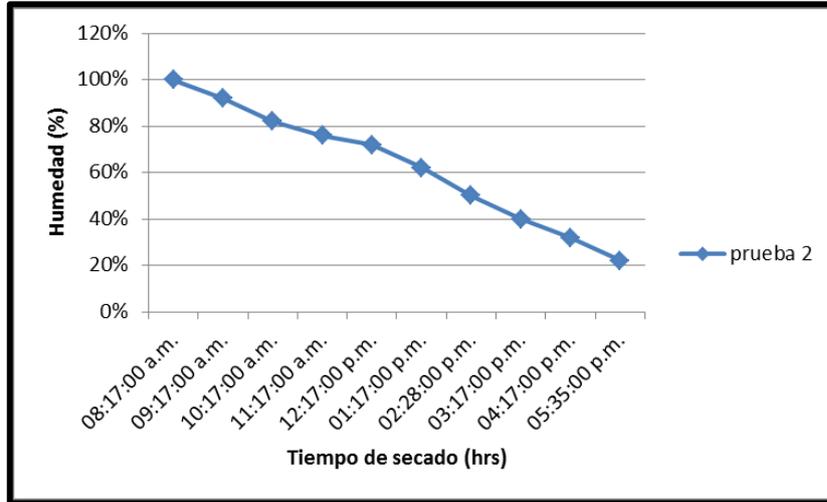


Elaboración: Propia.

En el cuadro anterior se muestra una relación entre el tiempo y la humedad, para poder conservar nuestro forraje se debe tener en cuenta que el porcentaje de humedad en el forraje debe estar en un promedio de 20 %, entonces considerando esta condición el forraje se aproxima en llegar hasta el 20% en un periodo de tiempo de 9 horas en condiciones climáticas favorables.

Además, en la prueba 2 que se hizo con la misma maquina se obtuvo el siguiente cuadro:

Figura 43: Relación de humedad y tiempo de secado prueba 2

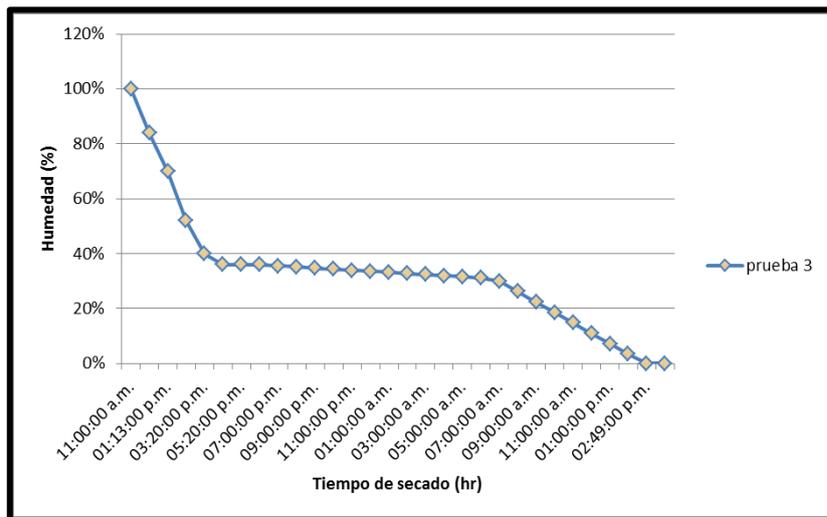


Elaboración: Propia.

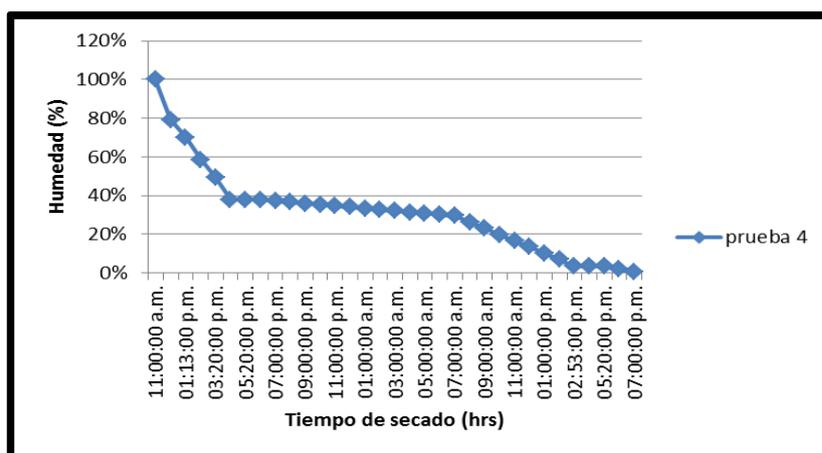
Este cuadro muestra un proceso de la disminución de la humedad del forraje en un periodo de tiempo de 9 horas en condiciones climáticas favorables.

Obteniendo las pruebas 3 y prueba 4 se tiene los siguientes cuadros:

Figura 44: Relación de humedad y tiempo de secado prueba 3



Elaboración: Propia.

Figura 45: Relación de humedad y tiempo de secado prueba 4

Elaboración: Propia.

Resultados que obtuvieron de los procesos de secado son de la prueba 3 se obtuvo un tiempo de 22 horas y la prueba 4 se obtuvo un tiempo de 23 horas valores que se realiza trabajos con segadoras.

De acuerdo con las condiciones de las maquinas utilizando solo las segadoras se obtiene periodos muy lagos de secado a diferencia de los que llevan acondicionadores. El secado debe ser el adecuado, hasta que se logre aproximadamente el 50% de MS.

4.3. ANÁLISIS TÉCNICO ECONÓMICO

4.3.1. CONSIDERACIONES GENERALES

- Los costos de fabricación será la suma de los costos de diseño, los costos de adquisición y fabricación de elementos y los costos por montaje del equipo
- Los costos de diseño contemplan las horas utilizadas para realizar el desarrollo de ingeniería del proyecto, la elaboración de planos de

ensamble y despiece, la asesoría brindada por el Ingeniero Guido Ortega Achata y la recolección de dato.

- El costo de adquisición y fabricación de los elementos estará compuesto por aquellos costos de elementos estándares que pueda adquirirse directamente en el mercado y los elementos que se fabricaran.
- En el costo de montaje considera las horas hombre que demora el grupo en ensamblar todo el conjunto de la máquina.

4.3.2. COSTO

Para las consideraciones generales del costo de fabricación para el diseño y la construcción de la máquina segadora acondicionadora se debe tener en cuenta los materiales como el acero tipo U, aceros angulares, aluminio, sistemas de transmisiones y otros, así mismo estos materiales debe tener las facilidades de adquisición en el mercado nacional y local sin tener ninguna clase de incomodidades caso excepciones en las cuchillas y las contracuchillas.

Con el análisis de costos se procede a encontrar un presupuesto referencial de la máquina segadora acondicionadora en el cual se detallan los valores de los diferentes elementos construidos y adquiridos que están incluidos en costos directos, costos indirectos que se consideran gastos (De ingeniería o imprevistos). Además, también incluye los elementos comprados bajo catalogo o selección de acuerdo a sus especificaciones.

Tabla 35: Presupuesto general de la máquina segadora acondicionadora

RESUMEN DE PRESUPUESTO			
A	MATERIALES	S/.	10590.77
B	EQUIPOS Y MANO DE OBRA	S/.	8933.65
COSTOS DIRECTOS (S/.):			19524.42
C	SUPERVISION	3%	585.73
D	GASTOS GENERALES Y UTILIDADES	11%	2147.69
TOTAL (S/.):			22257.84
F	TIPO DE CAMBIO:	3.20	
TOTAL (\$):			6955.57

Elaboración: Propia.

El costo total de fabricación de la máquina segadora acondicionadora es de 6955.57 (\$) dólares americanos lo cual puede variar de acuerdo con el tipo de cambio, costo bajo para la producción en gran cantidad para la venta al mercado, Los costos de análisis de precios unitarios de la base estructural se detallan en el anexo 22, con todos esos precios se calcula el costo del presupuesto de la construcción de la maquina segadora acondicionadora.

CONCLUSIONES

PRIMERO: Con el diseño y construcción de la máquina segadora acondicionadora se mejoró el proceso de henificación de forraje considerando en ella el tiempo de secado. Todo el mecanismo diseñado realiza un proceso como son: corte de forraje por las cuchillas, traslado o arrastre por el molinete que lo direcciona al tornillo sin fin, el acondicionamiento de forraje mediante el sistema de tornillo sin fin. El sistema hace la mejora de la henificación en la siega y acondicionado de forraje, ya que esta máquina lo ralea y deja espacios de oxigenación (porosidad) para una mejora en el tiempo de secado del forraje (ver plano 1), aplicando estos sistemas se logra mejorar el proceso de henificación verificando los resultados de las pruebas obteniendo 0.32 Ha/h como dato teórico y 0.33 Ha/h como dato de campo lo que indica que en una hectárea será segada aproximadamente de 3 a 4 horas (ver en los acápites 3.1.5.3 y 5.2.3). Este tiempo es aproximadamente medio jornal de trabajo para los agricultores, los cuales necesitan a un grupo de 15 personas para segar una hectárea en un día de trabajo (8 horas), con esto se puede decir que la máquina puede segar aproximadamente a mitad de tiempo. Así mismo se mejoró el tiempo de secado con una humedad mínima de 20% en el heno (ver figura 1). En este cuadro mostrado se tomó como referencia el tiempo de secado con respecto a la humedad, ya que el heno con una humedad aproximado de 20% está en un punto óptimo para su empacado (pacas). Las pruebas realizadas por la máquina segadora - acondicionadora de forraje, se inició el corte aproximadamente a las 8:00 am (ver figura 42 y 43), hora en que también se empezó a medir el tiempo de secado del forraje en un clima favorable y teniendo un porcentaje de humedad adecuado a las 5:00 pm,

transcurriendo un aproximado de 9:00 horas desde el tiempo de inicio, se obtuvo una humedad requerida de 20% para su empaquetamiento (ver figura 42 y 43), resultados que fueron de pruebas de campo. Entonces la máquina diseñada y construida cumple con el objetivo planteado para el mejoramiento del proceso de henificación.

SEGUNDO: Con el diseño de la máquina segadora acondicionadora se mejoró el proceso de henificación de forraje cumpliendo tres fases como: siega, traslado y acondicionado, todo esas fases en una sola pasada aplicando tres sistemas diferentes como: sistema de cuchillas (ver figura 39), sistema de moliente (ver figura 40) y sistema tornillo sin fin (ver figura 41), cada sistema tiene determinadas características de diseño como en el sistema de cuchillas se tiene la velocidad de corte de 724 RPM (ver acápite 3.1.3) y una potencia consumida de 8.16 HP (ver acápite 3.1.3.1), para el sistema de molinete se tiene una velocidad de 185 RPM y una potencia de 2.57 HP (ver tabla 12), para el sistema de tornillo sin fin la velocidad de funcionamiento es de 368 RPM y una potencia consumida de 0.55 HP (ver tabla 14), sumando así un potencia total de los tres sistemas con un total de 11.28 HP (ver acápite 3.1.6), la potencia de 11.28 HP convirtiéndola es de 8.411 kW valor que es mucho menor a la potencia de 48 kW (ver tabla 6) suministrada por la toma de fuerza de un tractor John Deere 2020.

TERCERO: Se construyó la máquina segadora acondicionadora en las instalaciones del taller ORMAQ en la ciudad de Juliaca, el tiempo empleando fueron de 3 a 4 meses aproximadamente realizando algunas modificaciones, los materiales utilizados en la máquina fueron de Acero SAE 1020 utilizada para la estructura de la máquina, Acero SAE 1040 utilizada para la

construcción del eje y aluminio para la construcción de las poleas de transmisión (ver anexo 19 y 20), algunos componentes como las cuchilla y contracuchilla fueron importadas y otras fueron adquiridas en el mercado de la ciudad (ver acápite 4.1), así como tiene tres fases también se considera que tiene tres zonas de funcionamiento los cuales son: zona de cuchillas encargada de la siega de forraje (ver acápite 4.3.1), zona de molinete encargada de transporte de forraje (ver acápite 4.3.2) y la zona de tornillo sin fin encargada de tratamiento e hileración (ver acápite 4.3.3), finalmente colocando protectores metálicas es los sistemas de transmisión. En la construcción de máquina se desembolsó un monto de 6 955.57 (\$) dólares americanos (ver tabla 33 y anexo 22), considerando los costos de fabricación y montaje.

RECOMENDACIONES

PRIMERO: La principal recomendación es tener un terreno que no contenga piedras puesto que se producirían serios daños en la máquina segadora acondicionadora. El terreno debe ser plano y la altura de forraje a ser cortado puede encontrarse en un rango de 1.00 a 1.80 m.

SEGUNDO: El operador debe conocer del manejo de un tractor y del funcionamiento de la máquina, para cualquier tipo de limpieza es necesario que la maquina no esté en movimiento, además para su operación tomar en cuenta la velocidad de avance. Para su óptimo funcionamiento de la máquina segadora acondicionadora se recomienda seguir el cronograma de mantenimiento planteando en el anexo 1. Se recomienda también el no uso de tractores que tengan potencias mayores a 48 kW para no dañar los diferentes sistemas de la máquina segadora acondicionadora.

TERCERO: Como se tiene una potencia de 48 kW a la salida del tractor y la maquina solo utiliza una potencia de 8.41 kW, se recomienda hacer un estudio, diseño y construcción ya sea de una máquina para la aplicación de la potencia restante no utilizada.

BIBLIOGRAFÍA

- A.R.Odetto. (2010). *Cadena De Transmision*. Perú: Biblioteca De La Universidad Del Santa.
- Aceros Arequipa. (Diciembre de 2016). *Catalogo De Productos Y Servicios*. Obtenido de Productos.
- Alva, F. D. (2009). *Diseño de Elementos de Máquinas I*. Lima: Pool Producciones SRL.
- Aquije, R. J. (2015). *Diseño de una máquina segadora de quinua para los terrenos de cultivo del Departamento de Ayacucho*. Lima.
- ArtobolevskI, I. (1977). *Mecánica de las técnicas modernas Tomo II*. Moscu, Rusia: Mir.
- Blogger. (Setiembre de 2015). *Criterios de Falla*. Obtenido de Criterios de Falla: <http://criteriosdefalla.blogspot.pe/>
- Buzade, C. (2003). *Zootecnia. Bases de la producción animal” Tomo III - “Alimentos y racionamiento: Forrajes conservados, henos”*. Madrid: Mundi-Prensa.
- Campo, S. C. (Mayo de 2006). Recuperado el 2016, de <http://html.rincondelvago.com/conservacion-de-forrajes.html>
- Espinoza, N. E. (2010). *Transmision Por Fajas En V*. Perú: Biblioteca Central de la Universidad Nacional del Santa.
- Guillen, N. (Noviembre de 2016). *EcuRed "conocimiento con todos y para todos"*. Obtenido de http://www.ecured.cu/Conservaci%C3%B3n_de_pastos_y_forrajes
- Linares, P. (1996). *Maquinaria de recolección de forrajes*. Madrid.
- Llanos, M. (Enero de 2014). *SlideShare*. Recuperado el Noviembre de 2016, de SlideShare: http://es.slideshare.net/tysonLlanos/diseo-3-diseo-de-chaveta?from_action=save
- Márquez, L. (2000). *Maquinaria para la recogida y el manejo del forraje*. Madrid: B & H Editores.
- Medina, J. (2017). *Sistemas Estructurales*. Venezuela: Facultad de arquitectura y diseño.
- Michels, W. J. (1987). *Diseño de Máquinas - Teoría y Práctica*. Mexico: Compañía Editorial Continental, S.A. De C.V., Mexico.
- Mott, R. L. (2006). *Diseño de Elementos de Maquinas I*. Mexico: Pearson Educacion De Mexico, S.A. De C.V.

- Municipalidad Provincial de Puno. (2016). *Informe de Facilitación del Proceso de Actualización del Plan de Desarrollo Concentrado de la Provincia de Puno al 2021 de la Fase de Análisis Prospectivo*. Puno: Mpp.
- Odetto, A. (Noviembre de 2015). *Mecánica Eléctrica Industrial*. Obtenido de Cadenas: http://www.frro.utn.edu.ar/repositorio/catedras/quimica/3_anio/mecanica_electrica/CADENAS_DE_TRANSMISION.pdf
- Pozo, M. D. (2005). *La henificación*. Madrid: Mundi-Prensa.
- Ramos, J. G. (2004). Tomas de Fuerza en Tractores. *Evolución de las tomas de fuerza*, 1- 2.
- Rico, J. M. (2010). *"Análisis de Posición de Mecanismos Planos Mediante Trigonometría"*. Universidad de Guanajuato: Departamento de Ingeniería Mecánica.
- Silvera, J. (1982). *"Teoría y Cálculo de Máquinas Agrícolas"*.
- Trujillo, J. E. (2007). *Resistencia De Materiales Básicas Para Estudiantes De Ingeniería* (Primera ed.). Colombia: Centro De Publicaciones Universidad Nacional De Colombia Sede Manizales.
- Universidad Nacional de Colombia. (Octubre de 2015). *Dirección Nacional de innovación Académica*. Obtenido de Dirección Nacional de innovación Académica: http://www.virtual.unal.edu.co/cursos/sedes/palmira/5000155/lecciones/lec2/2_5.htm

ANEXOS

Anexo 1: Operación Y Mantenimiento

Anexo 1-1: Operación

Antes de iniciar con el funcionamiento de la máquina se realiza el acoplamiento de transporte y trabajo conectando también la toma de fuerza para levante de la máquina, procurando que la conexión se realice de una forma adecuada y segura. Para realizar dicha conexión el tractor debe encontrarse apagado.

La posición de la máquina es horizontal sobre un suelo plano y libre de piedras, para evitar daños en las cuchillas de corte.

Se debe verificar que todos los elementos de la máquina se encuentren correctamente ubicados.

La operación de la máquina debe realizarse únicamente por personas que conozcan del manejo del tractor y el funcionamiento de esta herramienta agrícola.

No iniciar con el trabajo sin las cubiertas de protección de los distintos sistemas de transmisión.

Verificar la posición y estado de los sistemas de transmisión y los sistemas que entran en contacto con el forraje.

Una vez encendido el tractor se procede a dar movimiento a la toma de fuerza iniciándose el trabajo de corte.

Según se requiera se puede variar la posición de la altura de corte de acuerdo con criterio del operador (sugerencia de 5 a 10 cm a nivel de piso) mediante el sistema hidráulico instalado.

Cuando la máquina se encuentre trabajando no se debe remover forraje acumulado, no realizar mantenimiento en ninguna de sus partes por seguridad tener la máquina parada y apagada.

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

La siguiente tabla muestra las especificaciones técnicas generales de la máquina segadora acondicionadora.

Tabla 36: Especificaciones técnicas de segadora acondicionadora

ESPECIFICACIONES	
Tractor recomendado	Categoría 2
Potencia requerida	Mínimo 12 Hp a la tdf
Potencia de tractor	48 kw
Ancho de corte	1.65 m
Altura de corte	10 cm Ajustable
Ancho de la máquina	2.15 m Aprox.
Largo de la máquina	2.0 m Aprox.
Altura de la máquina	1.8 m Aprox.
Peso aproximado	1 Tn
Numero de cuchillas de corte	22 Und.
Velocidad de corte	724 rpm
Velocidad de la toma de fuerza	540 rpm
Tipo de acoplamiento	Apero arrastrado
Velocidad de avance de la máquina	2-3 km/h
Capacidad de trabajo teórica	0.33 ha/h

Elaboración: Propia.

Anexo 1-2: Mantenimiento

El mantenimiento de la máquina es muy importante para que esta pueda realizar el trabajo de una forma adecuada.

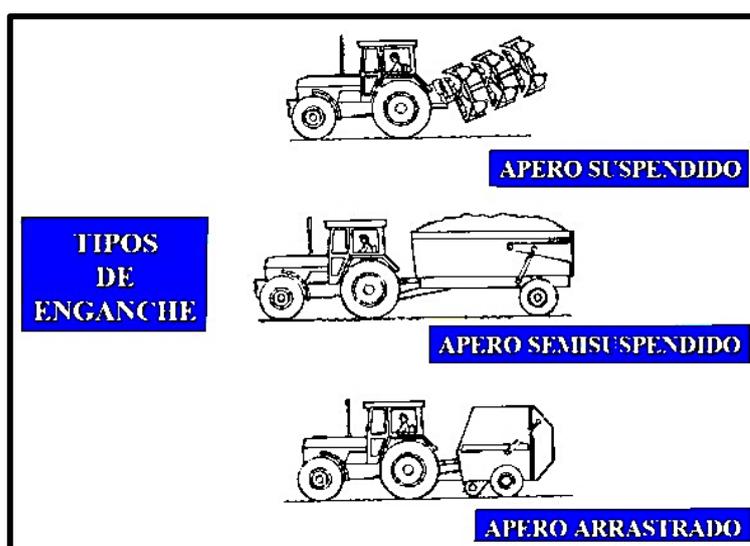
Las principales actividades de mantenimiento se presentan en el siguiente cronograma:

Programación de mantenimiento de segadora acondicionadora

ACTIVIDAD	Diario	Semanal	Mensual	Trimestral	Semestral	Anual
Examinar la condición de las cuchillas	x					
Examinar la condición del las garras del molinete	x					
Examinar la condición del las garras del sin fin	x					
Revisar los sistemas de transmision		x				
Limpiar las cuchillas, molinete y sin fin	x					
Revisar presion de aire en los neumaticos	x					
Revisar los rodamientos del eje de las garras de molinete		x				
Revisar si hay taponamientos en todo el proceso	x					
Revisar tension de las bandas		x				
Lubricar las cadenas		x				
Inspeccionar pernos y tornillos flojos o desgastados		x				
Engrasar las chumaceras		x				
Revisar y ajustar las correas			x			
Afilas las cuchillas y revisar contracuchillas del sistema de corte			x			
Revisar las aspas del molinete		x				
Revisar los rodamientos			x			
Lubricar los puntos de movimiento de la máquina			x			
Inspeccion general y cambio de piezas de la máquina						x

Elaboración: Propia.

Figura 46: Figura de tipo de enganche



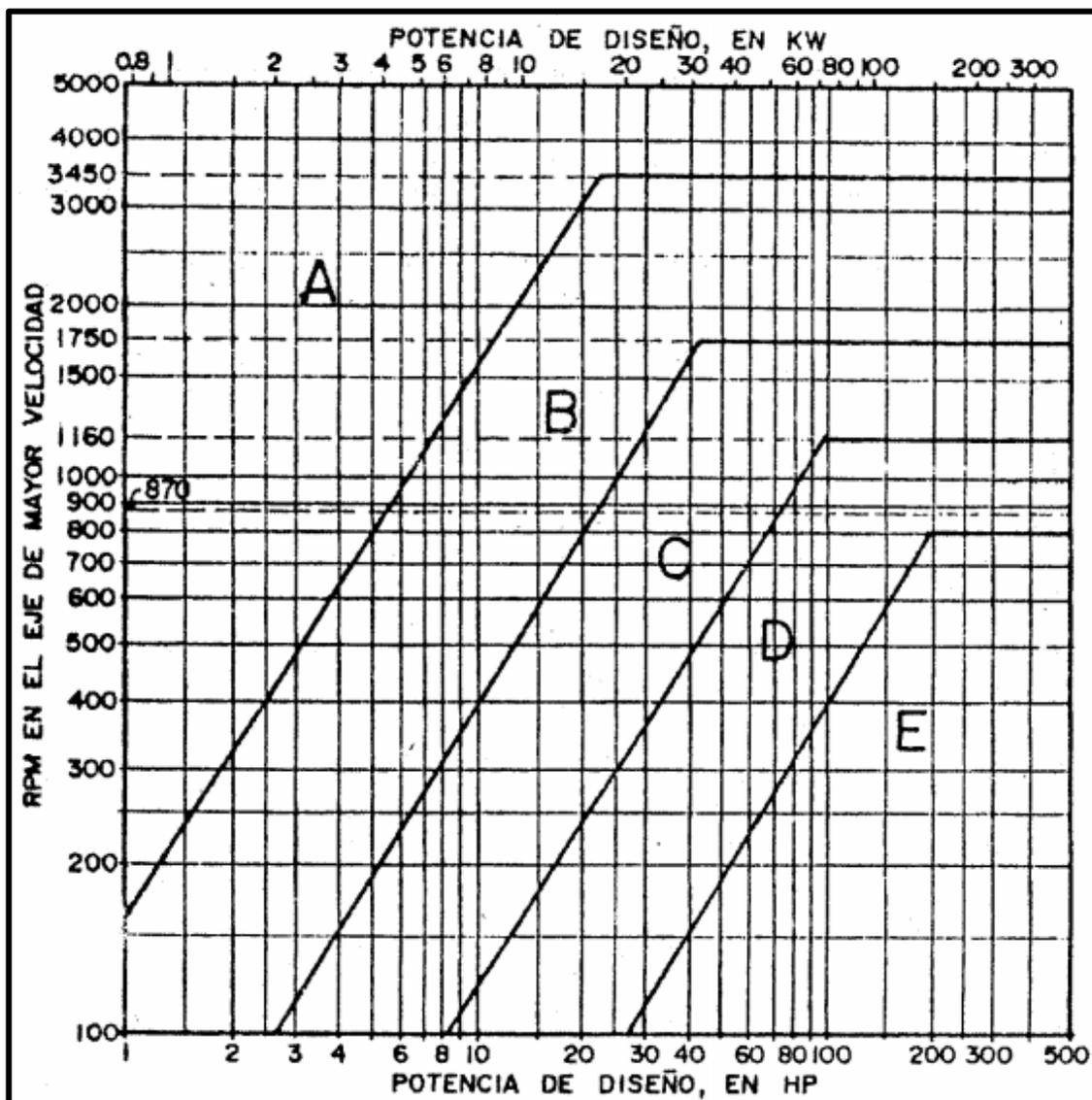
Fuente: “<https://es.scribd.com/document/311809004/Tipos-de-Enganche-de-Un-Tractor-Agricola> (Julio 2017)”

Anexo 2: Factores de servicio para transmisiones por fajas en V

MAQUINAS MOVIDAS	CLASE 1	CLASE 2
Agitadores de líquidos:	1,1	1,2
Agitadores de semilíquidos	1,2	1,3
Batidoras en la industria papelera	1,3	1,5
Bombas centrífugas	1,1	1,2
Bombas reciprocantes.....	1,3	1,5
Bombas rotativas de desplazamiento positivo	1,2	1,3
Chancadoras de mandíbula de rodillos giratorios.	1,4	1,6
Compresoras centrífugas	1,1	1,2
Compresoras reciprocantes	1,3	1,5
Cribas giratorias.....	1,3	1,5
Elevadores de cangilones	1,3	1,5
Excitadores	1,3	1,5
Extractores	1,1	1,2
Generadores	1,2	1,3
Líneas de ejes (ejes de transmisión)	1,2	1,3
Maquinaria de imprenta	1,2	1,3
Maquinarias de lavandería	1,2	1,3
Maquinaria para aserraderos	1,3	1,5
Maquinaria para fabricación de ladrillos	1,3	1,5
Maquinaria para fabricación de cauchos: calandrias, mezcladoras, extrusores	1,4	1,6
Maquinaria textil	1,3	1,5
Máquinas herramientas	1,2	1,3
Mezcladoras de masa en la industria panificadoras	1,2	1,3
Molino de barras, de bolas, de tubos	1,4	1,6
Molinos de martillos	1,3	1,5
Prensas punzadoras.....	1,2	1,3
Pulverizadores	1,3	1,5
Sopladores	1,1	1,2
Sopladores de desplazamiento positivo	1,3	1,5
Transportadores de artesas, de paletas, de tornillo	1,3	1,5
Transportadores de fajas para arenas granos, etc	1,2	1,3
Transportadores para trabajos livianos	1,1	1,2
Ventiladores hasta 10 HP	1,1	1,2
Ventiladores mayores de 10 HP	1,2	1,3
Winches, montacargas, elevadores	1,4	1,6
Zarandas vibratorias	1,2	1,3

Fuente: Alva, F. (2009) Diseño de elementos de máquinas I, Lima.

Anexo 3: Selección de la sección de la faja en V



Fuente: Alva, F. (2009) Diseño de elementos de máquinas I, Lima.

Anexo 4: Poleas estándares para fajas en V (pulg)

SECCION A		SECCION B		SECCION C		SECCION D		SEC.E
3,0	6,2	4,6	9,4	7,0	14,0	12,0	27,0	21,0
3,2	6,4	4,8	11,0	7,5	16,0	13,0	33,0	21,6
3,4	7,0	5,0	12,4	8,0	18,0	13,4	40,0	22,0
3,6	7,6	5,2	13,6	8,5	20,0	13,5	48,0	22,8
3,8	8,2	5,4	15,4	9,0	24,0	14,0	53,0	23,2
4,0	9,0	5,6	18,4	9,4	30,0	14,2		24,0
4,2	10,6	5,8	20,0	9,5	36,0	14,5		27,0
4,4	12,0	6,0	25,0	9,6	44,0	14,6		31,0
4,6	15,0	6,2	30,0	9,8	50,0	15,0		35,0
4,8	18,0	6,4	38,0	10,0		15,4		40,0
5,0	19,6	6,6		10,2		15,5		46,0
5,2	24,6	6,8		10,5		16,0		52,0
5,4	29,6	7,0		10,6		18,0		58,0
5,6	37,6	7,4		11,0		18,4		66,0
5,8		8,0		12,0		20,0		74,0
6,0		8,6		13,0		22,0		84,0

Fuente: Alva, F. (2009) Diseño de elementos de máquinas I, Lima.

Anexo 5: Secciones estándares de fajas y diámetros de paso mínimos

SECCION	ANCHO (PULGADAS)	ESPESOR (PULGADAS)	DIÁMETRO DE PASO DE LA POLEA (PULGADAS)	
			RECOMENDADO	MINIMO
A	1/2	5/16	3.0 A 5.0	2.6
B	21/32	13/32	5.4 A 7.5	4.6
C	7/8	17/32	9.0 A 12.0	7.0
D	1 1/4	3/4	13.0 A 20.0	12.0
E	1 1/2	29/32	21.0 A 28.0	18.0

Fuente: Alva, F. (2009) Diseño de elementos de máquinas I, Lima.

Anexo 6: Longitud de faja y factor por longitud de faja

SECCION A			SECCION B			SECCION C		
FAJA N°	LONG. PASO PULG.	K _L	FAJA N°	LONG. PASO PULG.	K _L	FAJA N°	LONG. PASO PULG.	K _L
A26	27,3	0,81	B35	36,8	0,81	C51	53,9	0,80
A31	32,3	0,84	B38	39,8	0,83	C60	62,7	0,82
A33	34,3	0,85	B42	43,8	0,85	C68	70,9	0,85
A35	36,3	0,87	B46	47,8	0,87	C75	77,9	0,87
A36	37,3	0,87	B51	52,8	0,89	C81	83,9	0,89
A38	39,3	0,88	B53	54,8	0,89	C85	87,9	0,90
A40	41,3	0,89	B55	56,8	0,90	C90	92,9	0,91
A42	43,3	0,90	B58	59,8	0,91	C96	98,9	0,92
A43	44,3	0,90	B60	61,8	0,92	C100	102,9	0,92
A46	47,3	0,92	B62	63,8	0,92	C105	107,9	0,94
A48	49,3	0,93	B64	65,8	0,93	C112	114,9	0,95
A51	52,3	0,94	B66	67,8	0,93	C120	122,9	0,97
A53	54,3	0,95	B68	69,8	0,95	C124	126,9	0,97
A55	56,3	0,96	B71	72,8	0,95	C128	130,9	0,98
A58	59,3	0,97	B75	76,8	0,97	C136	138,9	0,99
A60	61,3	0,98	B78	79,8	0,97	C144	146,9	1,00
A62	63,3	0,98	B81	82,8	0,98	C158	160,9	1,02
A64	65,3	0,99	B83	84,8	0,98	C162	164,9	1,03
A66	67,3	0,99	B85	86,8	0,99	C173	175,9	1,04
A68	69,3	1,00	B90	91,8	1,00	C180	182,9	1,05
A71	72,3	1,01	B93	94,8	1,01	C195	197,9	1,07
A75	76,3	1,02	B97	98,8	1,02	C210	212,9	1,08
A78	79,3	1,03	B103	104,8	1,03	C225	225,9	1,10
A80	81,3	1,04	B105	106,8	1,04	C240	240,9	1,11
A85	86,3	1,05	B112	113,8	1,05	C255	255,9	1,12
A90	91,3	1,06	B120	121,8	1,07	C270	270,9	1,14
A96	97,3	1,08	B128	129,8	1,08	C300	300,9	1,16
A105	106,3	1,10	B136	137,8	1,09	C330	330,9	1,19
A112	113,3	1,11	B144	145,8	1,11	C360	360,9	1,21
A120	121,3	1,13	B158	159,8	1,13	C390	390,9	1,23
A128	129,3	1,14	B173	174,8	1,15	C420	420,9	1,24
			B180	181,8	1,16			
			B195	196,8	1,18			
			B210	211,8	1,19			
			B240	240,8	1,22			
			B270	270,3	1,25			
			B300	300,3	1,27			

Fuente: Alva, F. (2009) Diseño de elementos de máquinas I, Lima.

Continúa...

SECCION D			SECCION E		
FAJA N°	LONG. PASO PULG.	K_L	FAJA N°	LONG. PASO PULG.	K_L
D120	123,3	0,86	E144	148,5	0,90
D128	131,3	0,87	E180	184,5	0,91
D144	147,3	0,90	E195	199,5	0,92
D158	161,3	0,92	E210	214,5	0,94
D162	165,3	0,92	E225	226,0	0,95
D173	176,3	0,93	E240	241,0	0,96
D180	183,3	0,94	E270	271,0	0,99
D195	198,3	0,96	E300	301,0	1,01
D210	213,3	0,96	E330	331,0	1,03
D225	225,8	0,99	E360	361,0	1,05
D240	240,8	1,00	E390	391,0	1,07
D255	255,8	1,01	E420	421,0	1,09
D270	270,8	1,03	E480	481,0	1,12
D300	300,8	1,05	E540	541,0	1,14
D315	315,8	1,06	E600	601,0	1,17
D330	330,8	1,07	E660	661,0	1,19
D360	360,8	1,09			
D390	390,8	1,11			
D420	420,8	1,12			
D480	480,8	1,16			
D540	540,8	1,18			
D600	600,8	1,20			
D660	660,8	1,23			

Fuente: Alva, F. (2009) Diseño de elementos de máquinas I, Lima.

Anexo 7: Factor por ángulo de contacto

$\frac{D-d}{C}$	θ	K_{θ}	$\frac{D-d}{C}$	θ	K_{θ}
0,00	180°	1,00	0,80	133	0,87
0,10	174	0,99	0,90	127	0,85
0,20	169	0,97	1,00	120	0,82
0,30	163	0,96	1,10	113	0,80
0,40	157	0,94	1,20	106	0,77
0,50	151	0,93	1,30	99	0,73
0,60	145	0,91	1,40	91	0,70
0,70	139	0,89	1,50	83	0,65

Fuente: Alva, F. (2009) Diseño de elementos de máquinas I, Lima.

Anexo 8: Potencia que puede transmitir las fajas sección B

RPM DEL EJE RAPIDO	HP POR FAJA REFERIDO A LA POLEA DE DIAMETRO MENOR DE								
	4,6"	4,8"	5,0"	5,2"	5,4"	5,6"	5,8"	6,0"	6,2"
870	2,18	2,39	2,59	2,79	2,99	3,19	3,39	3,59	3,79
1160	2,70	2,96	3,22	3,48	3,74	3,99	4,25	4,50	4,75
1750	3,58	3,94	4,30	4,66	5,01	5,35	5,70	6,03	6,37
200	0,68	0,73	0,79	0,84	0,90	0,95	1,00	1,06	1,11
400	1,19	1,29	1,39	1,49	1,60	1,70	1,80	1,90	2,00
600	1,64	1,79	1,93	2,08	2,22	2,37	2,51	2,66	2,80
800	2,05	2,24	2,43	2,61	2,80	2,99	3,17	3,36	3,54
1000	2,42	2,65	2,88	3,11	3,34	3,56	3,79	4,01	4,23
1200	2,77	3,04	3,31	3,57	3,83	4,10	4,36	4,61	4,87
1400	3,09	3,39	3,70	4,00	4,29	4,59	4,88	5,17	5,46
1600	3,38	3,72	4,05	4,39	4,72	5,04	5,36	5,68	6,00
1800	3,64	4,01	4,38	4,74	5,10	5,45	5,80	6,15	6,48
2000	3,88	4,28	4,67	5,06	5,44	5,82	6,19	6,55	6,91
2200	4,08	4,51	4,93	5,34	5,74	6,14	6,53	6,91	7,28
2400	4,26	4,71	5,15	5,58	6,00	6,41	6,81	7,20	7,59
2600	4,41	4,87	5,33	5,77	6,21	6,63	7,04	7,44	7,82
2800	4,52	5,00	5,47	5,92	6,37	6,79	7,21	7,60	7,99
3000	4,60	5,09	5,57	6,03	6,47	6,90	7,31	7,70	8,08
3200	4,64	5,14	5,62	6,08	6,53	6,95	7,35	7,73	8,09
3400	4,65	5,15	5,63	6,09	6,52	6,93	7,32	7,68	8,02
3600	4,62	5,12	5,59	6,04	6,46	6,85	7,22	7,55	7,85
3800	4,55	5,04	5,50	5,93	6,33	6,70	7,04	7,34	7,60
4000	4,44	4,92	5,36	5,77	6,14	6,48	6,78	7,03	7,25
4200	4,28	4,74	5,16	5,54	5,88	6,18	6,43		
4400	4,08	4,52	4,91	5,25	5,55	5,80			
4600	3,83	4,24	4,59	4,90					
4800	3,53	3,90	4,22						
5000	3,19	3,51							

Fuente: Alva, F. (2009) Diseño de elementos de máquinas I, Lima.

Continúa...

RPM DEL EJE RAPIDO	HP POR FAJA REFERIDO A LA POLEA DE DIAMETRO MENOR DE								
	6,4"	6,6"	6,8"	7,0"	7,4"	7,6"	8,0"	8,6"	9,4
870	3,98	4,18	4,37	4,57	4,95	5,14	5,52	6,08	6,81
1160	4,99	5,24	5,48	5,73	6,21	6,44	6,91	7,60	8,50
1750	6,70	7,02	7,34	7,66	8,28	8,58	9,16	10,0	11,1
200	1,16	1,22	1,27	1,32	1,43	1,48	1,58	1,74	1,94
400	2,10	2,19	2,29	2,39	2,59	2,68	2,88	3,17	3,55
600	2,94	3,08	3,22	3,36	3,64	3,78	4,06	4,47	5,02
800	3,72	3,91	4,09	4,27	4,62	4,80	5,15	5,68	6,36
1000	4,45	4,67	4,89	5,10	5,53	5,74	6,17	6,79	7,60
1200	5,13	5,38	5,63	5,88	6,37	6,61	7,09	7,80	8,71
1400	5,75	6,03	6,31	6,59	7,13	7,40	7,93	8,70	9,69
1600	6,31	6,62	6,92	7,23	7,82	8,11	8,67	9,49	10,5
1800	6,82	7,15	7,47	7,79	8,42	8,72	9,31	10,2	11,2
2000	7,27	7,61	7,95	8,28	8,93	9,24	9,85	10,7	11,7
2200	7,65	8,00	8,35	8,69	9,35	9,66	10,3	11,1	12,0
2400	7,96	8,32	8,67	9,01	9,66	9,97	10,5	11,3	12,2
2600	8,20	8,56	8,90	9,24	9,87	10,2	10,7	11,4	12,1
2800	8,36	8,71	9,05	9,36	9,95	10,2	10,7	11,3	
3000	8,43	8,77	9,09	9,39	9,92	10,2	10,6		
3200	8,43	8,74	9,03	9,29	9,75	9,94			
3400	8,32	8,61	8,86	9,08					
3600	8,13	8,37	8,57						
3800	7,83								

Fuente: Alva, F. (2009) Diseño de elementos de máquinas I, Lima.

Anexo 9: Potencia adicional por relación de trasmisión

RELACION DE TRANSMISION	SECCION DE FAJA				
	A	B	C	D	E
0,00 a 1,01	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
1,02 a 1,04	0,00180	0,00472	0,0131	0,0466	0,0890
1,05 a 1,08	0,00360	0,00944	0,0263	0,0931	0,1780
1,09 a 1,12	0,00539	0,01415	0,0394	0,1397	0,2670
1,13 a 1,18	0,00719	0,01887	0,0525	0,1863	0,3560
1,19 a 1,24	0,00899	0,02359	0,0656	0,2329	0,4450
1,25 a 1,34	0,01079	0,02831	0,0788	0,2794	0,5340
1,35 a 1,51	0,01259	0,03303	0,0919	0,3260	0,6230
1,52 a 1,99	0,01439	0,03774	0,1050	0,3726	0,7120
2,00 ó más	0,01618	0,04246	0,1182	0,4191	0,8010

Fuente: Alva, F. (2009) Diseño de elementos de máquinas I, Lima.

Anexo 10: Factor de servicios para transmisiones por cadenas de rodillos

MAQUINAS MOTRICES			
Clase A: Motores de combustión interna con acoplamiento hidráulico.			
Clase B: Motores eléctricos y turbinas			
Clase C: Motores de combustión interna con acoplamiento mecánico.			
MAQUINAS MOVIDAS	CLASES		
	A	B	C
Agitadores de líquidos y semilíquidos.....	1,0	1,0	1,2
<i>Alimentadores:</i>			
De mesa giratoria.....	1,0	1,0	1,2
De mandil de fajas, de tornillos, de paletas rotatorias.....	1,2	1,3	1,4
Reciprocantes.....	1,4	1,5	1,7
Batidoras.....	1,2	1,3	1,4
Bombas centrífugas.....	1,0	1,0	1,2
Bombas reciprocantes de 7 ó más cilindros.....	1,2	1,3	1,4
Compresores centrífugos.....	1,2	1,3	1,4
<i>Compresores reciprocantes:</i>			
De 3 ó más cilindros.....	1,2	1,3	1,4
De 1 ó 2 cilindros.....	1,4	1,5	1,7
Chancadoras.....	1,4	1,5	1,7
<i>Elevadores de cangilones:</i>			
Alimentados ó cargados uniformemente.....	1,0	1,0	1,2
No alimentados ó cargados uniformemente.....	1,2	1,3	1,4
Generadores.....	1,0	1,0	1,2
Hornos y secadores rotatorios	1,2	1,3	1,4
<i>Lineas de ejes (Contraejes):</i>			
Para servicio liviano y normal	1,0	1,0	1,2
Para servicio pesado	1,2	1,3	1,4
<i>Maquinarias:</i>			
Para aserraderos	1,2	1,3	1,4
De imprenta	1,2	1,3	1,4
De lavanderías	1,2	1,3	1,4
De panaderías	1,2	1,3	1,4
<i>Máquinas:</i>			
No reversible con carga uniforme	1,0	1,0	1,2
No reversible con carga pulsante moderada	1,2	1,3	1,4
Reversible con carga variable ó con impacto severos	1,4	1,5	1,7
Moledores	1,2	1,3	1,4

Fuente: Alva, F. (2009) Diseño de elementos de máquinas I, Lima.

Continúa...

MAQUINAS MOVIDAS	CLASES		
	A	B	C
<i>Molinos:</i>			
De bolas de tubos	1,2	1,3	1,4
De martillos, de rodillos	1,4	1,5	1,7
Prensas	1,4	1,5	1,7
Propulsores de barcos	1,4	1,5	1,7
Sopladores centrífugos	1,0	1,0	1,2
Tecles	1,2	1,3	1,4
<i>Transportadores:</i>			
Alimentados ó cargados uniformemente.....	1,0	1,0	1,2
No alimentados ó cargados Uniformemente.....	1,2	1,3	1,4
Ventiladores centrífugos	1,0	1,0	1,2
Winches	1,2	1,3	1,4
Zarandas rotatorias cargadas uniformemente	1,2	1,3	1,4
FACTORES DE SERVICIOS BASICOS:			
Carga uniforme	1,0	1,0	1,2
Carga con choques moderados.....	1,2	1,3	1,4
Cargas con choques fuertes.....	1,4	1,5	1,7

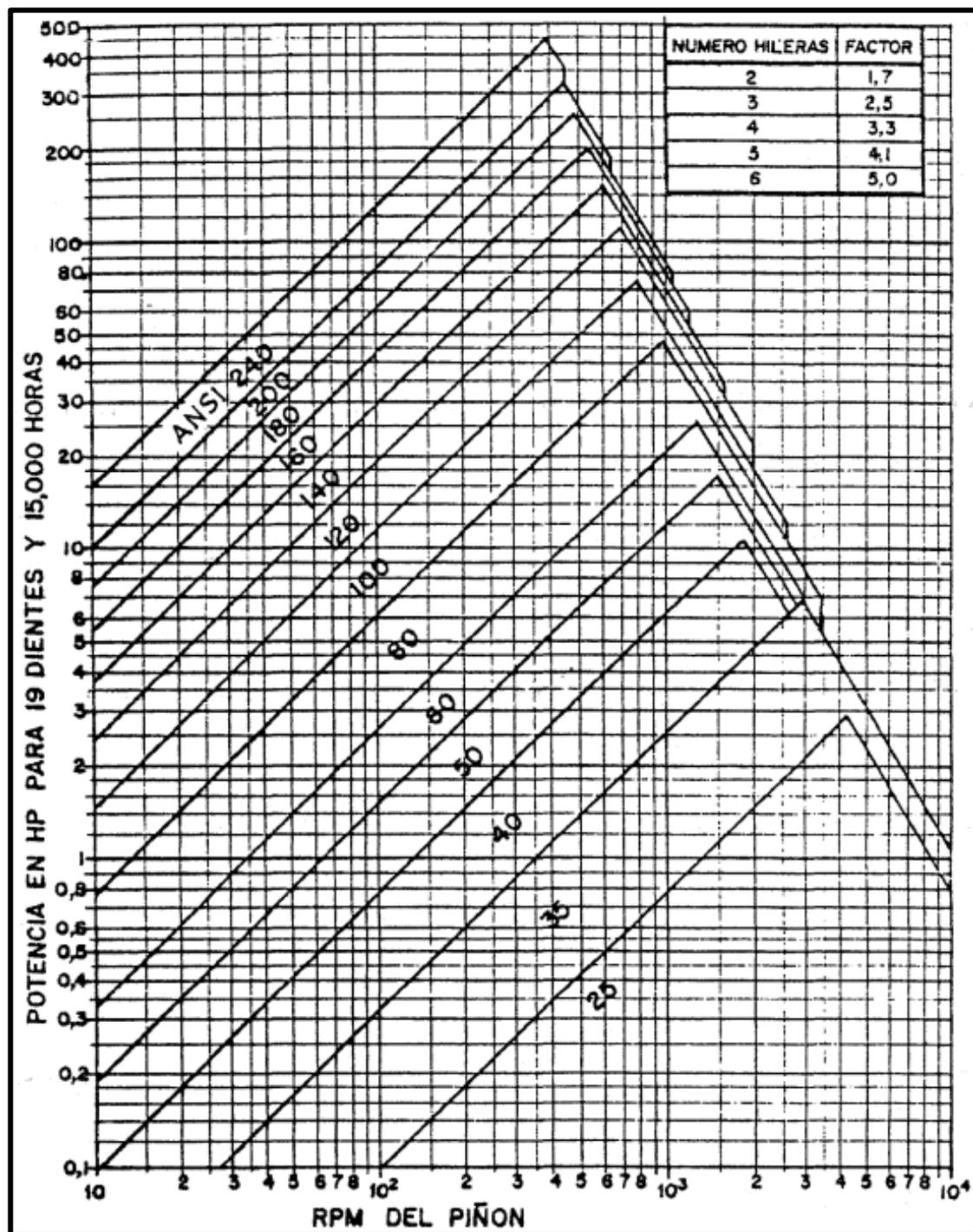
Fuente: Alva, F. (2009) Diseño de elementos de máquinas I, Lima.

Anexo 11: Factor modificadorio de la potencia a transmitir

NUMERO DE DIENTES	FACTOR	NUMERO DE DIENTES	FACTOR	NUMERO DE DIENTES	FACTOR
11	1,73	19	1,00	27	0,68
12	1,64	20	0,95	28	0,66
13	1,51	21	0,90	29	0,63
14	1,39	22	0,85	30	0,61
15	1,29	23	0,81	31	0,59
16	1,20	24	0,78	32	0,57
17	1,13	25	0,74	33	0,55
18	1,06	26	0,71	34	0,53

Fuente: Alva, F. (2009) Diseño de elementos de máquinas I, Lima.

Anexo 12: Figura para el cálculo de tipo de cadena



Fuente: Alva, F. (2009) Diseño de elementos de máquinas I, Lima.

Anexo 13: Especificaciones para las cadenas de rodillos ANSI

ANSI N°	PASO Pulg	CARGA DE ROTURA Lbs.	PESO PROMEDIO EN lbs/pie.	VELOCIDAD MAXIMA, PIES/MIN		
				TIPO DE LUBRICACION		
				MANUAL	GOTEO	SALPICADURA
25	1/4	875	0,09	500	2 500	3 500
35	3/8	2 100	0,21	370	1 700	2 800
40	1/2	3 700	0,42	300	1 300	2 300
50	5/8	6 100	0,68	250	1 000	2 000
60	3/4	8 500	1,00	220	850	1 800
80	1	14 500	1,73	170	650	1 500
100	1 1/4	24 000	2,50	150	520	1 300
120	1 1/2	34 000	3,69	130	430	1 200
140	1 3/4	46 000	5,00	115	370	1 100
160	2	58 000	6,50	100	330	1 000
180	2 1/4	76 000	9,06	95	300	950
200	2 3/4	95 000	10,65	85	260	900

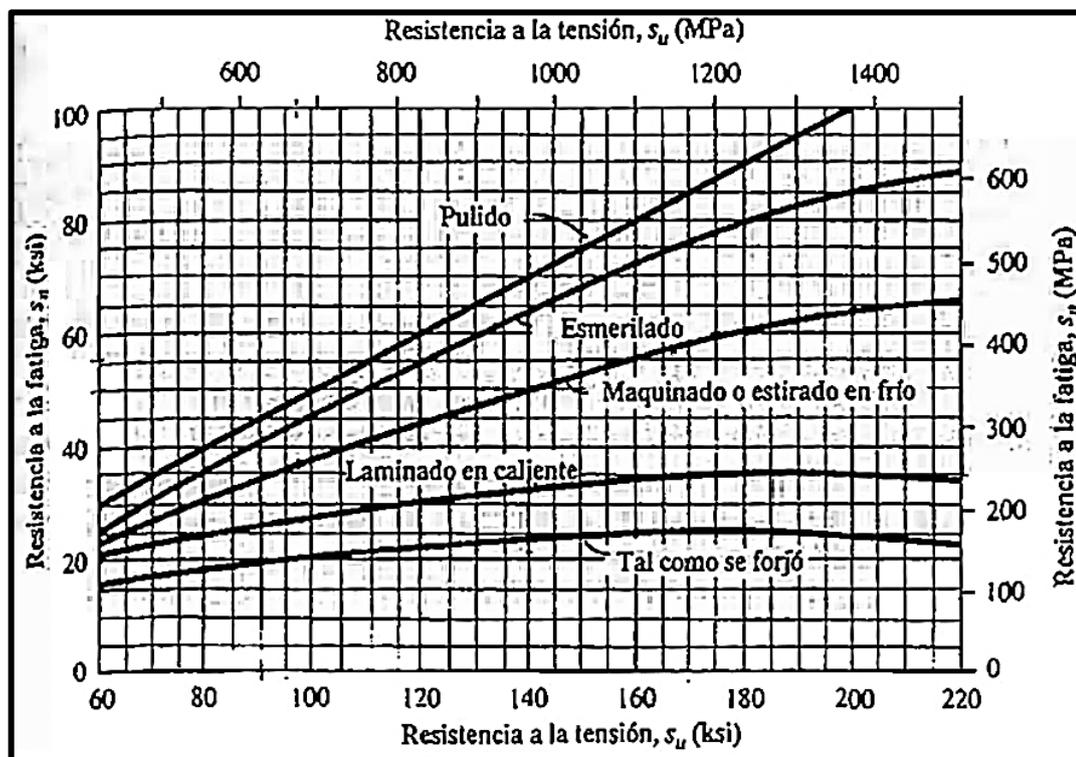
Fuente: Alva, F. (2009) Diseño de elementos de máquinas I, Lima.

Anexo 14: Propiedades de diseño para los aceros al carbón y aleados

Designación del material (Número AISI)	Condición	Resistencia a la tensión		Resistencia de fluencia		Ductilidad (porcentaje de elongación en 2 pulgadas)	Dureza Brinell (HB)
		(ksi)	(MPa)	(ksi)	(MPa)		
1020	Laminado en caliente	55	379	30	207	25	111
1020	Estirado en frío	61	420	51	352	15	122
1020	Recocido	60	414	43	296	38	121
1040	Laminado en caliente	72	496	42	290	18	144
1040	Estirado en frío	80	552	71	490	12	160
1040	OQT 1300	88	607	61	421	33	183
1040	OQT 400	113	779	87	600	19	262
1050	Laminado en caliente	90	620	49	338	15	180
1050	Estirado en frío	100	690	84	579	10	200
1050	OQT 1300	96	662	61	421	30	192
1050	OQT 400	143	986	110	758	10	321
1117	Laminado en caliente	62	427	34	234	33	124
1117	Estirado en frío	69	476	51	352	20	138
1117	WQT 350	89	614	50	345	22	178
1137	Laminado en caliente	88	607	48	331	15	176
1137	Estirado en frío	98	676	82	565	10	196
1137	OQT 1300	87	600	60	414	28	174
1137	OQT 400	157	1083	136	938	5	332
1144	Laminado en caliente	94	648	51	352	15	188
1144	Estirado en frío	100	690	90	621	10	200
1144	OQT 1300	96	662	68	469	25	200
1144	OQT 400	127	876	91	627	16	277
1213	Laminado en caliente	55	379	33	228	25	110
1213	Estirado en frío	75	517	58	340	10	150
12L13	Laminado en caliente	57	393	34	234	22	114
12L13	Estirado en frío	70	483	60	414	10	140
1340	Recocido	102	703	63	434	26	207
1340	OQT 1300	100	690	75	517	25	235
1340	OQT 1000	144	993	132	910	17	363
1340	OQT 700	221	1520	197	1360	10	444
1340	OQT 400	285	1960	234	1610	8	578
3140	Recocido	95	655	67	462	25	187
3140	OQT 1300	115	792	94	648	23	233
3140	OQT 1000	152	1050	133	920	17	311
3140	OQT 700	220	1520	200	1380	13	461
3140	OQT 400	280	1930	248	1710	11	555
4130	Recocido	81	558	52	359	28	156
4130	WQT 1300	98	676	89	614	28	202
4130	WQT 1000	143	986	132	910	16	302
4130	WQT 700	208	1430	180	1240	13	415
4130	WQT 400	234	1610	197	1360	12	461
4140	Recocido	95	655	60	414	26	197
4140	OQT 1300	117	807	100	690	23	235
4140	OQT 1000	168	1160	152	1050	17	341
4140	OQT 700	231	1590	212	1460	13	461
4140	OQT 400	290	2000	251	1730	11	578

Fuente: Mott, R. (2006) Diseño de elementos de máquinas, México.

Anexo 15: Resistencia a la fatiga S_n en función de la resistencia a la tensión para acero forjado con varias condiciones de superficie



Fuente: Mott, R. (2006) Diseño de elementos de máquinas, México.

Anexo 16: Factores de confiabilidad aproximados C_R

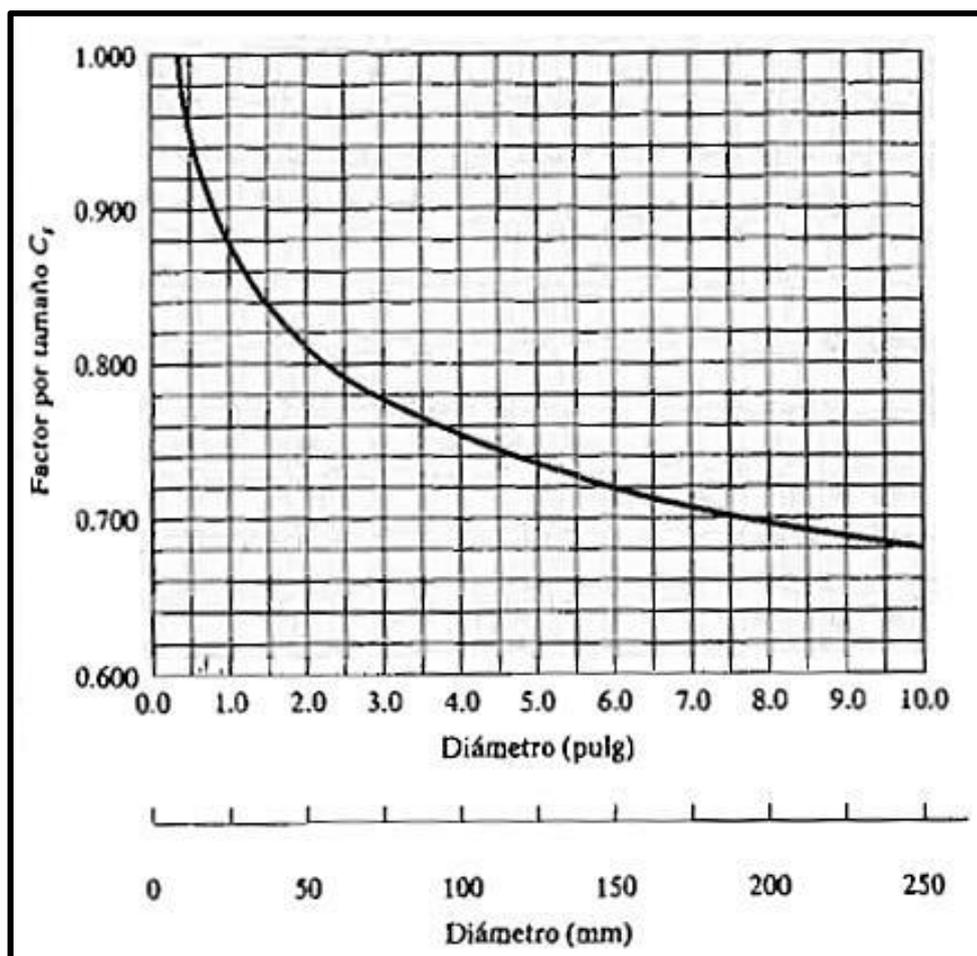
Confiabilidad deseada C_R	
0.50	1.0
0.90	0.90
0.99	0.81
0.999	0.75

Fuente: Mott, R. (2006) Diseño de elementos de máquinas, México.

Anexo 17: Factores por tamaño C_s

Unidades del Sistema Estadounidense Tradicional	
Rango de tamaño	Para D en pulgadas
$D \leq 0.30$	$C_s = 1.0$
$0.30 < D \leq 2.0$	$C_s = (D/0.3)^{-0.11}$
$2.0 < D < 10.0$	$C_s = 0.859 - 0.02125D$
Unidades SI	
Rango de tamaño	Para D en mm
$D \leq 7.62$	$C_s = 1.0$
$7.62 < D \leq 50$	$C_s = (D/7.62)^{-0.11}$
$50 < D < 250$	$C_s = 0.859 - 0.000837D$

Fuente: Mott, R. (2006) Diseño de elementos de máquinas, México.



Fuente: Mott, R. (2006) Diseño de elementos de máquinas, México.

Anexo 18: Tamaño y roscas básicas preferidos

Fracciones (pulg)				Decimales (pulg)			Métrico (mm)					
							Primero	Segundo	Primero	Segundo	Primero	Segundo
1/64	0.015 625	5	5.000	0.010	2.00	8.50	1		10		100	
1/32	0.031 25	5 1/4	5.250	0.012	2.20	9.00		1.1		11		110
1/16	0.0625	5 1/2	5.500	0.016	2.40	9.50	1.2		12		120	
3/32	0.093 75	5 3/4	5.750	0.020	2.60	10.00		1.4		14		140
1/8	0.1250	6	6.000	0.025	2.80	10.50	1.6		16		160	
5/32	0.156 25	6 1/4	6.500	0.032	3.00	11.00		1.8		18		180
3/16	0.1875	7	7.000	0.040	3.20	11.50	2		20		200	
1/4	0.2500	7 1/2	7.500	0.05	3.40	12.00		2.2		22		220
5/16	0.3125	8	8.000	0.06	3.60	12.50	2.5		25		250	
3/8	0.3750	8 1/2	8.500	0.08	3.80	13.00		2.8		28		280
7/16	0.4375	9	9.000	0.10	4.00	13.50	3		30		300	
1/2	0.5000	9 1/2	9.500	0.12	4.20	14.00		3.5		35		350
9/16	0.5625	10	10.000	0.16	4.40	14.50	4		40		400	
5/8	0.6250	10 1/2	10.500	0.20	4.60	15.00		4.5		45		450
11/16	0.6875	11	11.000	0.24	4.80	15.50	5		50		500	
3/4	0.7500	11 1/2	11.500	0.30	5.00	16.00		5.5		55		550
7/8	0.8750	12	12.000	0.40	5.20	16.50	6		60		600	
1	1.000	12 1/2	12.500	0.50	5.40	17.00		7		70		700
1 1/4	1.250	13	13.000	0.60	5.60	17.50	8		80		800	
1 1/2	1.500	13 1/2	13.500	0.80	5.80	18.00		9		90		900
1 3/4	1.750	14	14.000	1.00	6.00	18.50					1000	
2	2.000	14 1/2	14.500	1.20	6.50	19.00						
2 1/4	2.250	15	15.000	1.40	7.00	19.50						
2 1/2	2.500	15 1/2	15.500	1.60	7.50	20.00						
2 3/4	2.750	16	16.000	1.80	8.00							
3	3.000	16 1/2	16.500									
3 1/4	3.250	17	17.000									
3 1/2	3.500	17 1/2	17.500									
3 3/4	3.750	18	18.000									
4	4.000	18 1/2	18.500									
4 1/4	4.250	19	19.000									
4 1/2	4.500	19 1/2	19.500									
4 3/4	4.750	20	20.000									

Reimpreso de ASME B4.1-1967, con autorización de The American Society of Mechanical Engineers. Todos los derechos reservados.

Fuente: Mott, R. (2006) Diseño de elementos de máquinas, México.

Anexo 19: Características técnicas del Acero 1040

Propiedades	Métrico	Imperial
Densidad (composición química de 0,435% de C, 0,69% de Mn, 0,20% de Si, recocido a 860 ° C (1580 ° F))	7,845 g / cc	0,2834 libras / pulg ³
Punto de fusión	1521 ° C	2770 ° C
Propiedades	Métrico	Imperial
Resistencia a la tracción	620 MPa	89,900 psi
Límite elástico	415 MPa	60,200 psi
Módulo de compresibilidad (típico de los aceros)	140 GPa	20300 ksi
Módulo de corte (típico de los aceros)	80 GPa	11600 ksi
Módulo de Young	190-210 GPa	27557-30458 ksi
El coeficiente de Poisson	0,27-0,30	0,27-0,30
Alargamiento de rotura (en 50 mm)	25%	25%
Reducción de área	50%	50%
Dureza, Brinell	201	201
Dureza, Knoop (convertido a partir de la dureza Brinell)	223	223
La dureza, Rockwell B (conversión de dureza Brinell)	93	93
Dureza Rockwell C (conversión de dureza Brinell. Valor por debajo del rango normal de HRC, a efectos comparativos)	13	13
Dureza Vickers (convertido a partir de la dureza Brinell)	211	211
Al impacto Izod (recocido a 790 ° C (1450 ° F))	45 J	33.2 ft-lb
Al impacto Izod (Laminado)	49 J	36.1 ft-lb
Al impacto Izod (normalizado a 900 ° C (1650 ° F))	65 J	47.9 ft-lb
Propiedades	Métrico	Imperial
La expansión térmica coeficiente (@ 20-100 ° C/68-212 ° C, la composición de 0,40% de C, 0,11% de Mn, 0,01% de P, 0,03% S, 0,03% de Si, 0,03% de Cu)	11,3 m / m ² C	6,28 micropulgadas / en ° F
Conductividad térmica (100 ° C/212 ° F)	50,7 W / mK	352 BTU en / hr.ft ² . ° F

Fuente: “<https://es.scribd.com/doc/234164770/Aceros-Al-Carbono-Aisi-10xx> (Julio 2017)”

Anexo 20: Características técnicas del Acero 1020

Propiedades	Métrico	Imperial
Densidad	7,87 g / cm ³	0,284 libras / en ³
Propiedades	Métrico	Imperial
Resistencia a la tracción	420 MPa	60,900 psi
Límite elástico	350 MPa	50,800 psi
Módulo de elasticidad	205 GPa	29700 ksi 2.970*E+07
Módulo de corte (típico de acero)	80 GPa	11600 ksi 1.16*E+07
El coeficiente de Poisson	0.29	0.29
Alargamiento de rotura (en 50 mm)	15%	15%
Dureza, Brinell	121	121
Dureza, Knoop (convertido a partir de la dureza Brinell)	140	140
La dureza, Rockwell B (conversión de dureza Brinell)	68	68
Dureza Vickers (convertido a partir de la dureza Brinell)	126	126
Maquinabilidad (basado en AISI 1212 acero. Como 100 maquinabilidad)	65	65
Propiedades	Métrico	Imperial
		360 BTU in / hr.ft ² ° F
Conductividad térmica	51,9 W / mK	0.10002444 BTU in / sec.ft ² ° F
La expansión térmica coeficiente (@ 0,000 a 100 ° C/32-212 ° F)	11,7 m / m ° C	6,50 m / m ° C

Fuente: “<https://es.scribd.com/doc/234164770/Aceros-Al-Carbono-Aisi-10xx> (Julio 2017)”

Anexo 21: Datos técnicos del cilindro hidráulico

🏠 > CILINDROS HIDRAULICOS > Simple efecto serie 100 > Simple efecto 25-32/40 > Cilindro s.e. 25-32/40-300



Cilindro s.e. 25-32/40-300

Vástago : Ø25 mm. (A). Tubo lapeado : Ø Interior 32mm (B) x Ø Exterior 40mm (C).
Carrera : 300 mm. (Z). Especificaciones técnicas: Presión de trabajo : 200 bars.
Velocidad : 0.5 m/seg. Temperatura de trabajo : -25° / +80°. Fluido : Aceite mineral.
Vástago: Ck45 f7 25 micras. Tubo lapeado: S152.3 H9. Fabricación bajo pedido Plazo de entrega: 10 días laborables a partir del pago

Referencia: 100_030

Cantidad Peso: 3.00 Kg

Fuente: "<http://www.bastimec.com/tienda/es/3-cilindro-simple-efecto-25-3240-300.html>"

Anexo 22: Metrado

RESUMEN DE PRESUPUESTO			
A	MATERIALES	S/.	10590.77
B	EQUIPOS Y MANO DE OBRA	S/.	8933.65
COSTOS DIRECTOS (S/.):			19524.42
C	SUPERVISION	3%	585.73
D	GASTOS GENERALES Y UTILIDADES	11%	2147.69
TOTAL (S/.):			22257.84
F	TIPO DE CAMBIO:	3.20	
TOTAL (\$):			6955.57

Elaboración: Propia.

Anexo 22-1: Presupuesto de Materiales

PRESUPUESTO REFERENCIAL DE MATERIALES

PROYECTO: MEJORAMIENTO DEL PROCESO DE HENIFICACIÓN DE FORRAJE MEDIANTE EL DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA SEGADORA - ACONDICIONADORA

PROPONEN PRESUPUESTO REFERENCIAL

UBICACIÓN MAÑAZO

FECHA:

ITEM	DESCRIPCION	UNID	CANTIDAD	P. UNITARIO	P. TOTAL
ESTRUCTURA Y PROTECCIONES					
1	BASE ESTRUCTURAL DEL SISTEMA DE CORTE	U	1	321.89	321.89
2	BASE ESTRUCTURAL DE MANIOBRABILIDAD	U	1	157.45	157.45
3	PROTECCION DEL MOLINETE	U	2	7.50	15.00
4	PROTECCION DE LA CHUMACERA DEL MOLINETE	U	2	50.50	101.00
5	PROTECCION DE LA POLEA DE CUCHILLAS	U	1	24.65	24.65
TRANSMISION DEL SISTEMA DE POTENCIA					
6	EJE DE ACOPLER CON EL TRACTOR	U	1	30.00	30.00
7	EJE INTERMEDIA DE TRANSMISION	U	1	60.00	60.00
8	EJE DE ACOPLER CON LA CORONA	U	1	30.00	30.00
9	CORONA	U	1	270.00	270.00
10	BASE DE LA CORONA	U	1	30.00	30.00
11	EJE DEL TENSOR φ20MM 50MM	U	1	15.00	15.00
12	SOPORTE DEL TENSOR	U	1	7.50	7.50
13	EJE PRINCIPAL DE LAS POLEAS φ40MM 358MM	U	1	70.00	70.00
14	SOPORTE DE ACOPLER CON EL TRACTOR	U	1	15.00	15.00
TRANSMISION PARA LAS CUCHILLAS					
15	POLEA MAYOR DE CUCHILLAS φ 295MM	U	1	100.00	100.00
16	TENSOR DE FAJAS φ 130MM	U	1	35.00	35.00
17	EJE DEL TENSOR φ20MM 50MM	U	2	30.00	60.00
18	TUERCA PARA LA SUJECION DEL EJE	U	1	5.00	5.00
19	VOLANDA DE SUJECION	U	1	0.50	0.50
20	BASE PARA EL TENSOR	U	1	5.00	5.00
21	POLEA MENOR DE CUCHILLAS φ155.2MM	U	1	50.00	50.00
22	EJE DE LA POLEA MENOR φ25MM 172.3MM	U	1	25.00	25.00
23	BRAZO DE GIRO	U	1	5.00	5.00
24	PIN DE ACOPLER ALA CUCHILLA	U	1	3.00	3.00
TRANSMISION PARA EL MOLINETE					
25	POLEA DE SALIDA φ237.5MM	U	1	70.00	70.00
26	POLEA TENSOR DE FAJA φ130MM	U	1	35.00	35.00
27	EJE DE POLEA TENSOR φ30MM 40MM	U	1	5.00	5.00
28	BASE DEL TENSOR	U	1	7.00	7.00
29	POLEA CONECTADA AL MOLINETE φ608MM	U	1	70.00	70.00

Continúa...

	TRANSMISION PARA EL TORNILLO SIN FIN				
30	POLEA DENTADA No 22	U	1	30.00	30.00
31	POLEA DENTADA No 34	U	1	35.00	35.00
32	CADENA	U	1	30.00	30.00
33	BASE DE POLEA DENTADA	U	1	10.00	10.00
	BARRA DE CORTE				
34	CUCHILLA INFERIOR ESTATICA	U	1	255.40	255.40
35	CUCHILLA SUPERIOR MOVIL	U	1	455.27	455.27
36	BASE DE SUJECION DE LA CUCHILLA	U	1	120.12	120.12
37	PORTA CUCHILLA EXTERIOR	U	1	60.45	60.45
38	RODAMIENTO DE CHUCHILLAS MOVILES	U	12	4.50	54.00
	MECANISMO MANIVELA OSCILADOR				
39	CABEZA DE ARTICULACION	U	2	10.15	20.30
40	ESLABON DE ENLACE	U	1	5.50	5.50
41	ESLABON OSCILADOR	U	1	5.70	5.70
42	ESLABON BIELA	U	1	3.50	3.50
43	BOTON DE ENLACE	U	1	2.25	2.25
	SISTEMA DEL MOLINETE				
44	CHUMACERA ϕ 350MM	U	2	35.80	71.60
45	EJE PRINCIPAL DEL MOLINO ϕ 35MM 191.6CM	U	1	125.90	125.90
46	TAMBOR DEL MOLINETE ϕ 154.8MM	U	1	40.00	40.00
47	TAPAS DEL TAMBOR ϕ 154.8MM	U	2	4.50	9.00
48	BASE DEL CANAL DE RODAMIENTOS	U	1	5.80	5.80
49	LATERAL ESTRELLADA DEL MOLINETE	U	2	42.13	84.26
50	LAMINAS TRANSVERSALES	U	4	27.40	109.60
51	RODAMIENTOS	U	4	4.70	18.80
52	PIN DE UNION CON EL ESLABON ϕ 26.4MM	U	4	3.45	13.80
53	ESLABON	U	4	3.15	12.60
54	SUJECION DE TUVOS DE GARRA	U	8	3.65	29.20
55	TUBOS TRANSVERSALES ϕ 34.2MM 170.9CM	U	4	10.23	40.92
56	GARRAS	U	32	4.12	131.84
	SISTEMA TORNILLO SIN FIN				
57	EJE DEL SIN FIN ϕ 20MM 370MM	U	2	35.41	70.82
58	TAMBOR DEL TORNILLO SIN FIN ϕ 258MM	U	1	50.00	50.00
59	BRIDA DE SUJESION LATERAL	U	1	10.00	10.00
60	SUJECION LATERAL DE GARRA	U	2	15.25	30.50
61	EJE DELAS GARRAS ϕ 35.2MM 280MM	U	1	24.50	24.50
62	ESLABON	U	2	4.00	8.00
63	GARRAS	U	8	6.50	52.00
64	ALETAS DEL TORNILLO SIN FIN	U	2	25.00	50.00
65	TAPA DE LAS GARRAS	U	1	24.75	24.75
	ESTRUCTURA DE NIVELACION				
66	BRAZO DE TRANSPORTE	U	1	759.40	759.40
67	ESTRUCTURA DE TRANSPORTE	U	1	451.80	451.80
68	TENSOR DE LIMITE DE GIRO	U	1	20.00	20.00
69	ESTRUCTURA DE APOYO	U	1	54.20	54.20
70	PIN DE UNION DEL BRAZO	U	1	35.00	35.00
71	SOPORTE CILINDRO HIDRAULICO	U	2	8.00	16.00
	PIN DE UNION DE LAS ESTRUCTURAS				
72	PIN DE ESTRUSTURAS	U	4	32.70	130.80
73	ESLABON	U	2	7.50	15.00
74	PLANCHA CUADRADA	U	2	25.00	50.00
	ESTRUCTURA DE LLANTAS				
75	TUBO CUADRADO HORISONTAL EN 3/8	U	1	183.89	183.89
76	TUBO CUADRADO VERTICAL EN 3/8	U	2	250.13	500.26
77	TUBO DE LA ESTRUCTURA 3/8	U	2	178.66	357.32
78	BASE DE CILINDRO HIDRAULICO 3/8	U	2	45.70	91.40
79	PIN DE LLANTAS ϕ 28MM	U	2	67.00	134.00
80	BRIDA DE SOSTEN DELA LLANTA	U	2	70.77	141.54

Continúa...

ELEMENTOS ADQUIRIDOS					
81	CUCHILLA DE CORTE COMPLETA	U	1	845.60	845.60
82	BANDA EN 2V	U	2	32.00	64.00
83	BANDA EN 2V	U	1	30.00	30.00
84	CADENA SENSILLA N.	U	2	35.00	70.00
85	PIÑON PARA CADENA 22	U	3	27.50	82.50
86	PIÑON PARA CADENA 33	U	1	45.70	45.70
87	CHUMACERA DE MOLINETE Ø 20MM	U	2	27.85	55.70
88	CHUMACERA DEL EJE PRINCIPAL Ø 25MM	U	2	34.57	69.14
89	COJINETE DEL SIN FIN	U	1	14.75	14.75
90	TENSOR	U	2	20.75	41.50
91	CILINDRO HIDRAULICO	U	1	750.00	750.00
92	CORONA DE INVERSION DE GIRO	U	1	450.00	450.00
93	EJE DE TRANSMISION	U	1	120.00	120.00
94	LLANTAS	U	2	300.00	600.00
95	PERNO 12MM	U	20	2.40	48.00
96	PERNO 8MM	U	28	1.00	28.00
97	PERNO DE CHUMACERA 12MM	U	4	3.00	12.00
98	PERNO 9MM	U	4	1.20	4.80
99	PERNO 13MM	U	6	2.50	15.00
100	PERNO 25MM	U	2	3.50	7.00
101	PERNO 7.5MM	U	32	0.80	25.60
102	PERNO 10MM	U	24	1.50	36.00
103	PERNO 6.5MM	U	72	0.50	36.00
104	PERNO 16MM	U	6	3.70	22.20
MONTAJE					
105	MONTAJE DE LA MÁQUINA	U	1	452.30	452.3
				TOTAL	10590.77

Elaboración: Propia.

Anexo 22-2: Presupuesto de Mano de Obra

ANALISIS DE PRECIOS UNITARIOS DE EQUIPOS Y MANO DE OBRA

PROYECTO: MEJORAMIENTO DEL PROCESO DE HENEFICACION DE FORRAJE MEDIANTE EL DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA

PROPONENTE: PRESUPUESTO

UBICACIÓN: MAÑAZO

DESCRIPCION DE RUBRO	UNIDAD	PRECIO
BASE ESTRUCTURAL DE CORTE	S/.	1538.50
BASE ESTRUCTURAL DE MANIOBRA	S/.	3053.25
BASE ESTRUCTURAL DE TRANSMISION	S/.	1696.99
POLEAS Y EJES DE TRANSMISION	S/.	2644.91
MONTO TOTAL		8933.65

Elaboración: Propia.

ANALISIS DE PRECIOS UNITARIOS

PROYECTO: MEJORAMIENTO DEL PROCESO DE HENEFICACION DE FORRAJE MEDIA
CONSTRUCCION DE UNA MAQUINA SEGADORA - ACONDICIONADORA

PROPONENTE: PRESUPUESTO REFERENCIAL

UBICACIÓN: MAÑAZO

DESCRIPCION DE FASE ESTRUCTURAL DE CORT				UNIDAD	U	TIEMPO: 10 HORAS	
(A) EQUIPO	No unidades	Potencia (HP)Horas	Costo unid/dia	Costo Total/hora	Tiempo/hora	Costo Total	
Herramienta menor / manual	1	dia	15	1.875	27.5	51.5625	
Moladora / dia	1	dia	20	2.5	15	37.5	
Taladro / dia	1	dia	15	1.875	7	13.125	
Pulidora / dia	1	dia	20	2.5	8	20	
soldadura electrica / dia	1	dia	30	3.75	16	60	
comprensora	1	dia	17	2.125	4	8.5	
TOTAL						190.6875	

(B) MANO DE OBRA	No. De personas	Salario Basico/hora	F.S.R	Alimentacion Uniformes y otros	Costo Total/hora	Tiempo/hora	Costo Total
Maestro de obra	1	10.00	1.37	5.00	18.70	18.00	336.6
Ayudante de obra	1	3.75	1.37	5.00	10.1375	15.00	152.063
Soldador electrico	1	8.75	1.37	5.00	16.9875	10.00	169.875
pintor	1	6.25	1.37	5.00	13.5625	5.00	67.8125
TOTAL							726.35

COSTO DEL EQUIPO Y MANO DE OBRA POR u DE BASE ESTRUCTURAL DE CORT	
COSTO POR EQUIPO	190.688
COSTO POR MANO DE OBRA	726.35
TOTAL (D)	917.038

(E) MATERIALES	Unidad	Precio unitario	Consumo	Costo Total
Plancha 1/8 120x240cm	m	166.00	1.00	166.00
Angulo de 1 1/2 x 2.00mm	6m	30.00	1.00	30.00
Electrodo SOLDEXA 6011	Kilo	8.80	1.00	8.80
Electrodo SOLDEXA 6013	Kilo	8.80	1.00	8.80
Disco de corte	u	3.80	2.00	7.60
Disco de desgaste	u	5.00	2.00	10.00
Sierra de corte	u	2.50	2.00	5.00
Pintura sintetica amarillo y rojo	4000 cc	30.00	0.50	15.00
chascosa	u	8.50	1.00	8.50
Desoxidante	1000cc	5.00	1.00	5.00
Thinner comercial	4000cc	5.50	0.50	2.75
TOTAL				267.45

(F) TRANSPORTE	10.00
Se considera el transporte de los materiales al sitio de trabajo	
Resumen	

(G) COTO UNITARIO DIRECTO (D+E+F)	1194.49
(H) COSTOS INDIRECTOS	15.00% 179.173
(I) PRECIO UNITARIO TOTAL (G+H)	1373.66
(J) I.V.A	12.00% 164.839
(K) PRECIO UNITARIO OFERTADO	1538.50

Continúa...

ANALISIS DE PRECIOS UNITARIOS
PROYECTO: MEJORAMIENTO DEL PROCESO DE HENEFICACION DE FORRAJE MEDIA
CONSTRUCCION DE UNA MAQUINA SEGADORA - ACONDICIONADORA
PROPONENTE: PRESUPUESTO REFERENCIAL
UBICACIÓN: MAÑAZO

DESCRIPCION DE SE ESTRUCTURAL DE MANIOE	UNIDAD	U	TIEMPO	10 HORAS		
(A) EQUIPO	No unidades	Potencia (HP)Horas	Costo unid/dia	Costo Total/hora	Tiempo/hora	Costo Total
Herramienta menor / manual	1	dia	15	1.875	41.5	77.8125
Moladora / dia	1	dia	20	2.50	23	57.5
Taladro / dia	1	dia	15	1.875	12	22.5
Pulidora / dia	1	dia	20	2.50	8	20
soldadura electrica/ dia	1	dia	30	3.75	32	120
compresora	1	dia	17	2.125	10	21.25
TOTAL						319.0625

(B) MANO DE	No. De perso	Salario Basico/ho	F.S.R	Alimentacion Uniformes otros	Costo Total/hor	Tiempo/	Costo
Maestro de obra	1	10.00	1.37	5.00	18.70	40.00	748
Ayudante de obra	1	3.75	1.37	5.00	10.1375	30.00	304.125
Soldador electrico	1	8.75	1.37	5.00	16.9875	24.00	407.7
pintor	1	6.25	1.37	5.00	13.5625	8.00	108.5
Tornero	1	10	1.37	5.00	18.70	10.00	187
TOTAL							1755.325

COSTO DEL EQUIPO Y MANO DE OBRA POR u DE BASE ESTRUCTURAL DE CORTI	
COSTO POR EQUIPO	319.063
COSTO POR MANO DE OBRA	1755.33
TOTAL (D)	2074.39

(E) MATERIALES	Unidad	Precio unitario	Consumo	Costo Total
Electrodo SOLDEXA 6011	Kilo	8.80	6.00	52.80
Electrodo SOLDEXA 6013	Kilo	8.80	2.00	17.60
Disco de corte	u	3.80	10.00	38.00
Disco de desgaste	u	5.00	12.00	60.00
Sierra de corte	u	2.50	3.00	7.50
Pintura sintetica amarillo y rojo	4000 cc	30.00	1.50	45.00
chascosa	u	8.50	2.00	17.00
Desoxidante	1000cc	5.00	4.00	20.00
Thinner comercial	4000cc	5.50	1.50	8.25
TOTAL				266.15

(F) TRANSPORTE	30.00
Se considera el transporte de los materiales al sitio de trabajo	
Resumen	

(G) COTO UNITARIO DIRECTO (D+E+F)	2370.54
(H) COSTOS INDIRECTOS	15.00% 355.581
(I) PRECIO UNITARIO TOTAL (G+H)	2726.12
(J) I.V.A	12.00% 327.134
(K) PRECIO UNITARIO OFERTADO	3053.25

Continúa...

ANALISIS DE PRECIOS UNITARIOS

PROYECTO: MEJORAMIENTO DEL PROCESO DE HENEFICACION DE FORRAJE MEDIA CONSTRUCCION DE UNA MAQUINA SEGADORA - ACONDICIONADORA
PROPONENTE: PRESUPUESTO REFERENCIAL
UBICACIÓN: MAÑAZO

DESCRIPCION DE E	ESTRUCTURAL DE TRANSMI	UNIDAD	U	TIEMPO:	10 HORAS	
(A) EQUIPO	No unidades	Potencia (HP)Horas	Costo unid/dia	Costo Total/hora	Tiempo/hora	Costo Total
Herramienta menor / manual	1	dia	15	1.875	25	46.875
Moladora / dia	1	dia	20	2.50	15	37.5
Taladro / dia	1	dia	15	1.875	8	15
Pulidora / dia	1	dia	20	2.50	8	20
soldadura electrica/ dia	1	dia	30	3.75	18	67.5
comprensora	1	dia	17	2.125	8	17
TOTAL						203.875

(B) MANO DE OBRA	No. De personas	Salario Basico/hora	F.S.R	Alimentacion Uniformes y otros	Costo Total/hora	Tiempo/hora	Costo Total
Maestro de obra	1	10.00	1.37	5.00	18.70	24.00	448.8
Ayudante de obra	1	3.75	1.37	5.00	10.1375	10.00	101.375
Soldador electrico	1	8.75	1.37	5.00	16.9875	17.00	288.7875
pintor	1	6.25	1.37	5.00	13.5625	8.00	108.5
TOTAL							947.4625

COSTO DEL EQUIPO Y MANO DE OBRA POR u DE BASE ESTRUCTURAL DE CORTI	
COSTO POR EQUIPO	203.875
COSTO POR MANO DE OBRA	947.463
TOTAL (D)	1151.34

(E) MATERIALES	Unidad	Precio unitario	Consumo	Costo Total
Electrodo SOLDEXA 6011	Kilo	8.80	2.50	22.00
Electrodo SOLDEXA 6013	Kilo	8.80	2.00	17.60
Disco de corte	u	3.80	7.00	26.60
Disco de desgaste	u	5.00	8.00	40.00
Sierra de corte	u	2.50	2.00	5.00
Pintura sintetica amarillo y rojo	4000 cc	30.00	0.70	21.00
chascosa	u	8.50	1.00	8.50
Desoxidante	1000cc	5.00	2.00	10.00
Thinner comercial	4000cc	5.50	1.00	5.50
TOTAL				156.20

(F) TRANSPORTE	10.00
Se considera el transporte de los materiales al sitio de trabajo	
Resumen	

(G) COTO UNITARIO DIRECTO (D+E+F)		1317.54
(H) CODTOD INDIRECTOS	15.00%	197.631
(I) PRECIO UNITARIO TOTAL (G+H)		1515.17
(J) I.V.A	12.00%	181.82
(K) PRECIO UNITARIO OFERTADO		1696.99

Continúa...

ANALISIS DE PRECIOS UNITARIOS

PROYECTO: MEJORAMIENTO DEL PROCESO DE HENEFICACION DE FORRAJE MEDIA
CONSTRUCCION DE UNA MAQUINA SEGADORA - ACONDICIONADORA
PROPONENTE: PRESUPUESTO REFERENCIAL
UBICACIÓN: MAÑAZO

DESCRIPCION DE OBRAS Y EJES DE TRANSMISION			UNIDAD	U	TIEMPO	10 HORAS
(A) EQUIPO	No unidades	Potencia (HP)Horas	Costo unid/dia	Costo Total/hora	Tiempo/hora	Costo Total
Herramienta menor / manual	1	dia	15	1.875	24	45
Torno / dia	1	dia	100	12.50	40	500
Taladro vertical / dia	1	dia	50	6.25	10	62.5
Oxicorte / dia	1	dia	70	8.75	8	70
TOTAL						677.5

(B) MANO DE OBRA	No. De personas	Salario Basico/hora	F.S.R	Alimentacion Uniformes y otros	Costo Total/hora	Tiempo/hora	Costo Total
Maestro de obra	1	10.00	1.37	5.00	18.70	30.00	561
Tornero	1	10	1.37	5.00	18.70	40.00	748
TOTAL							1309

COSTO DEL EQUIPO Y MANO DE OBRA POR u DE BASE ESTRUCTURAL DE CORTI	
COSTO POR EQUIPO	677.5
COSTO POR MANO DE OBRA	1309
TOTAL (D)	1986.5

(E) MATERIALES	Unidad	Precio unitario	Consumo	Costo Total
chascosa	u	8.50	1.00	8.50
Piña	u	17.00	2.00	34.00
Angulo 2x2 400mm	6m	45.00	0.10	4.50
TOTAL				47.00

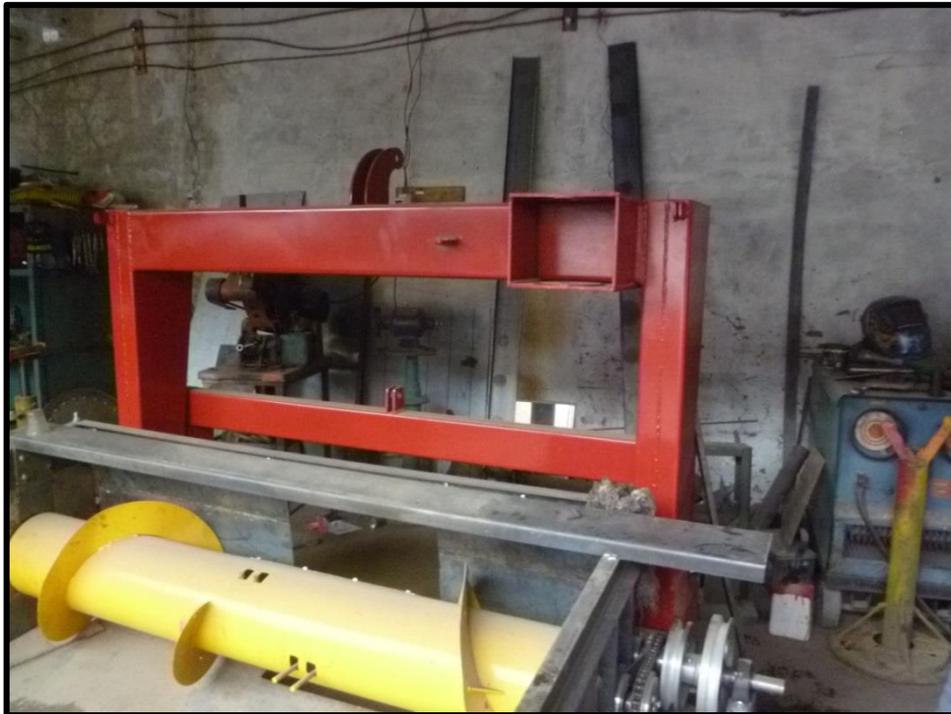
(F) TRANSPORTE	20.00
Se considera el transporte de los materiales al sitio de trabajo	
Resumen	

(G) COTO UNITARIO DIRECTO (D+E+F)		2053.50
(H) CODTOD INDIRECTOS	15.00%	308.025
(I) PRECIO UNITARIO TOTAL (G+H)		2361.53
(J) I.V.A	12.00%	283.383
(K) PRECIO UNITARIO OFERTADO		2644.91

Elaboración: Propia.

Anexo 23 Fotografías de trabajo realizado

Fotografía 1: Montaje de la estructura principal



Elaboración: Propia.

Fotografía 2: Montaje del molinete



Elaboración: Propia.

Fotografía 3: Pruebas de campo



Elaboración: Propia.

Fotografía 4: Pruebas de hileración



Elaboración: Propia.

5 Máquina segadora – acondicionadora



Elaboración: Propia.

Fotografía 6: Tesistas



Elaboración: Propia.

Anexo 24:

PLANOS DE LA MÁQUINA SEGADORA ACONDICIONADORA

Lista de Planos

- Plano N° 01 : Máquina segadora acondicionadora
- Plano N° 02 : Sistema de transmisión de tractor a eje principal
- Plano N° 03 : Corona de transmisión
- Plano N° 04 : Cardan y árbol de transmisión
- Plano N° 05 : Cojinete autoalineante
- Plano N° 06 : Piñón y chaveta de transmisión principal
- Plano N° 07 : Ensamble de eje principal
- Plano N° 08 : Eje principal de transmisión
- Plano N° 09 : Eje principal
- Plano N° 10 : Polea de transmisión cuchilla
- Plano N° 11 : Polea de transmisión molinete
- Plano N° 12 : Piñón de transmisión tornillo sin fin
- Plano N° 13 : Piñón de transmisión principal
- Plano N° 14 : Sistemas de cuchillas
- Plano N° 15 : Garras de protección para cuchillas
- Plano N° 16 : Ensamble de transmisión cuchillas
- Plano N° 17 : Eje de transmisión cuchilla
- Plano N° 18 : Polea para cuchilla
- Plano N° 19 : Ensamble de brazo de transmisión
- Plano N° 20 : Ensamble de cuchilla y eje de soporte
- Plano N° 21 : Tensador de faja cuchilla
- Plano N° 22 : Ensamble molinete general
- Plano N° 23 : Ensamble molinete
- Plano N° 24 : Estructura de rodamiento de garras
- Plano N° 25 : Ensamble de estructura de soportes de garra
- Plano N° 26 : Estructura para eje de garras
- Plano N° 27 : Polea de transmisión de potencia molinete
- Plano N° 28 : Ensamble sistema de garra y eje general
- Plano N° 29 : Ensamble sistema de garra y eje
- Plano N° 30 : Garra
- Plano N° 31 : Estructura de soporte de apoyo
- Plano N° 32 : Tornillo sin fin

- Plano N° 33 : Ensamble tornillo sin fin
- Plano N° 34 : Ensamble de tornillo sin fin interna
- Plano N° 35 : Protección de rodamiento para eje tornillo sin fin
- Plano N° 36 : Conexión para eje y eje
- Plano N° 37 : Garras de tornillo sin fin
- Plano N° 38 : Conexión entre ejes
- Plano N° 39 : Eje interno móvil y cilindro de tornillo sin fin
- Plano N° 40 : Piñón de transmisión de potencia tornillo sin fin
- Plano N° 41 : Estructura principal general
- Plano N° 42 : Estructura principal
- Plano N° 43 : Estructura máquina general
- Plano N° 44 : Estructura de máquina
- Plano N° 45 : Ensamble de estructura principal
- Plano N° 46 : Soporte de eje de cuchillas
- Plano N° 47 : Plancha inferior
- Plano N° 48 : Brazo de soporte
- Plano N° 49 : Brazo
- Plano N° 50 : Soporte para brazo
- Plano N° 51 : Tuerca – perno y manivela para levante