

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO DE UN CILINDRO PICADOR DE FORRAJE

**TESIS PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL GRADO DE MAGÍSTER (MSc) EN
MATERIALES, DISEÑO Y PRODUCCION**

ING. LEONARDO PATRICIO FLORES TAMAYO

patricio.flores@epn.edu.ec

DIRECTOR: ING. JORGE ESCOBAR LAFUENTE MSc

jorge.escobar@epn.edu.ec

Quito, marzo 2008

DECLARACIÓN

Yo, Leonardo Patricio Flores Tamayo declaro bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de mi autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedo mis derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo, a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normatividad institucional vigente.

ING. LEONARDO PATRICIO FLORES TAMAYO

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por Leonardo Patricio Flores Tamayo, bajo mi supervisión.

Ing. Jorge Escobar Lafuente MSc
DIRECTOR DE TESIS

AGRADECIMIENTO

Al director de tesis Ing. Jorge Escobar Lafuente por su acertada dirección y valiosa colaboración

DEDICATORIA

A la esposa y compañera de mi vida María del Cisne, a mis hijos Santiago, María Patricia y Juan Pablo y a mis nietos Analia, Nicolás y Juan Diego, mi inspiración.

CONTENIDO

DECLARACIÓN	II
CERTIFICACIÓN	III
AGRADECIMIENTO	IV
DEDICATORIA	V
CONTENIDO	VI
INDICE DE GRÁFICOS	XI
INDICE DE CUADROS	XV
RESUMEN	XVII
PRESENTACIÓN	XIX
CAPÍTULO 1 INTRODUCCIÓN Y PARÁMETROS FUNCIONALES	1
1.1. ANTECEDENTES.....	1
1.2. PARÁMETROS FUNCIONALES	2
1.3. CAPACIDAD DE PICADO	2
1.4. FUENTE DE PODER	3
1.5. ESTACIONALIDAD.....	4
1.6. PRECIO	4
CAPÍTULO 2 PLANTEAMIENTO DEL MODELO PARA EL ANÁLISIS	8

2.1.	SISTEMA DE ALIMENTACIÓN	8
2.2.	CAPACIDAD DE LA PICADORA DE FORRAJE	10
2.3.	CAPACIDAD REAL DE ALIMENTACIÓN.....	11
2.4.	ÁREA DE LA GARGANTA DE ALIMENTACIÓN	11
2.5.	VELOCIDAD DEL MECANISMO DE ALIMENTACIÓN.....	12
2.6.	LONGITUD TEÓRICA DE CORTE	12
2.7.	CILINDRO PICADOR.....	13
2.7.1.	CUCHILLAS MÓVILES	14
2.7.2.	CUCHILLA FIJA.....	15
2.7.3.	DEFLECTORES DEL MATERIAL PICADO	15
2.7.4.	SOPORTES DE CUCHILLA	16
2.7.5.	DISCOS	16
2.7.6.	ÁRBOL.....	17
2.8.	REQUERIMIENTOS DE POTENCIA Y ENERGÍA.....	17
2.8.1.	POTENCIA DE CORTE	19
2.8.2.	ENERGÍA DE CORTE	19
2.8.3.	POTENCIA PARA ACELERAR EL MATERIAL PICADO.....	21
2.8.4.	POTENCIA DE AIRE BOMBEADO.....	22
2.8.5.	POTENCIA DE FRICCIÓN DEL MATERIAL CORTADO EN EL ALOJAMIENTO.....	23
2.8.6.	POTENCIA DEL MECANISMO DE ALIMENTACIÓN	24
2.8.7.	PÉRDIDAS DE POTENCIA MECÁNICA EN LA MÁQUINA.....	24
2.8.8.	OBTENCIÓN DE LA POTENCIA DE CADA UNA DE LAS ACCIONES A REALIZAR POR LA MÁQUINA PICADORA.....	24
2.8.9.	REQUERIMIENTOS TOTALES DE ENERGÍA	25

CAPÍTULO 3	DETERMINACIÓN DEL ÁNGULO ENTRE LAS CUCHILLAS	
	MÓVILES Y LA FIJA.....	28
3.1.	GEOMETRÍA DEL CILINDRO PICADOR.....	28
3.2.	DEFINICIÓN DE LOS PARÁMETROS GEOMÉTRICOS QUE INTERVIENEN EN LA DEFORMACIÓN ELÁSTICA DE LA CUCHILLA MÓVIL FRENTE AL ÁNGULO HELICOIDAL DE CORTE.	28
3.3.	PARÁMETROS GEOMÉTRICOS DEL CÍRCULO QUE CONTIENE LA CUCHILLA FLEJADA.....	29
3.4.	CAPACIDAD DE ALIMENTACIÓN	32
3.5.	ACCIÓN DE CORTE DE LA CUCHILLA MÓVIL EN FUNCIÓN DEL ÁNGULO γ	34
3.6.	ENERGÍA DE CORTE PARA CIZALLAR UN TALLO DE MAÍZ FORRAJERO.....	38
3.7.	ENERGÍA DE CORTE REQUERIDA POR EL CILINDRO PICADOR....	39
3.8.	DETERMINACIÓN DEL PAR DE TORSIÓN Y ENERGÍA NECESARIA PARA CORTAR EL MATERIAL FORRAJERO EN LA GARGANTA DE ALIMENTACIÓN	40
3.9.	POTENCIA REQUERIDA PARA EL CORTE.....	45
CAPÍTULO 4	USO DEL CAD/CAE PARA EL ANÁLISIS Y DISEÑO DEL	
	CILINDRO PICADOR	47
4.1.	DISEÑO DE LA CUCHILLA MÓVIL.....	53
4.1.1.	FUERZA FLECTORA DE LA CUCHILLA.....	54
4.1.2.	ESFUERZOS DE FLEXIÓN EN LA CUCHILLA σ_z	55
4.1.3.	PAR DE TORSIÓN INICIAL EN LA CUCHILLA M_z	56
4.1.4.	ESFUERZO CORTANTE τ_{yz}	57

4.1.5.	ESFUERZO DE VON MISSES σ'	57
4.1.6.	MATERIAL DE LA CUCHILLA MÓVIL	59
4.1.7.	FACTOR DE SEGURIDAD ESTÁTICO	60
4.1.8.	ANÁLISIS A LA FATIGA DE LA CUCHILLA MÓVIL	62
4.1.9.	MOMENTO DE FLEXIÓN EN LA CUCHILLA MÓVIL	69
4.1.10.	ESFUERZO CORTANTE EN LA CUCHILLA MÓVIL	70
4.1.11.	ESFUERZO AMPLITUD Y ESFUERZO MEDIO NORMALES Y CORTANTES EN LA CUCHILLA MÓVIL	70
4.1.12.	FACTOR DE SEGURIDAD A LA FATIGA	72
4.1.13.	APLICACIÓN DEL SOFTWARE AUTODESK INVENTOR PARA EL ANÁLISIS DE ESFUERZOS ESTÁTICOS DE LA CUCHILLA MÓVIL..	78
4.2.	SUJETADOR DE LA CUCHILLA MÓVIL	80
4.3.	DEFLECTOR	83
4.4.	SOPORTE DE LA CUCHILLA, SUJETADOR SOPORTE-DISCO Y DISCO	86
4.4.1.	SOPORTE DE CUCHILLA	87
4.4.2.	SUJETADOR SOPORTE -DISCO	94
4.4.3.	DISCO DEL CILINDRO	96
4.5.	ÁRBOL DEL CILINDRO PICADOR	100
4.5.1.	SELECCIÓN DE LA TRANSMISIÓN POR BANDA	101
4.5.2.	TRANSMISIÓN PARA EL MECANISMO DE ALIMENTACIÓN	105
4.5.3.	DIMENSIONAMIENTO DEL ÁRBOL DEL CILINDRO PICADOR	108
4.5.4.	SELECCIÓN DE LOS COJINETES DE SOPORTE	113
CAPÍTULO 5 USO DEL CAM PARA EL DESARROLLO DEL PROCESO CONSTRUCTIVO		115

5.1.	CONSTRUCCIÓN DE UN PROGRAMA.....	117
5.2.	FUNCIONES PREPARATORIAS	118
5.3.	FUNCIONES AUXILIARES M.....	121
5.4.	APLICACIÓN DEL CAM EN EL PROCESO DE FABRICACIÓN DE PIEZAS DEL CILINDRO PICADOR.....	122
5.5.	PROCESO PARA LA FABRICACIÓN DEL SOPORTE DE CUCHILLA	123
5.6.	PROCESO PARA LA FABRICACIÓN DEL DISCO DEL CILINDRO ...	127
5.7.	PROCESO PARA LA FABRICACIÓN DEL ÁRBOL DEL CILINDRO...	132
CAPÍTULO 6 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....		140
6.1.	CONCLUSIONES.	140
6.2.	RECOMENDACIONES	140
BIBLIOGRAFIA		141
ANEXOS		143
ANEXO 1.	PROPIEDADES DEL SISTEMA DE TRASMISIÓN BANDA – POLEA OBTENIDO DEL DESIGN ACCELERATOR DE AUTODESK INVENTOR.....	144
ANEXO 2.	SISTEMA DE TRASMISIÓN POR ENGRANES CILÍNDRICOS DE DIENTES RECTOS UTILIZANDO EL AUTODESK INVENTOR	148
ANEXO 3.	GANADO VACUNO: FORMAS DE MANEJO Y CUIDADO POR TAMAÑO DE UPA.....	151
ANEXO 4.	PLANOS	154

ÍNDICE DE GRÁFICOS

GRÁFICO 2.1	ESQUEMA DEL MECANISMO	9
GRÁFICO 2.2	CILINDRO PICADOR	14
GRÁFICO 2.3	REQUERIMIENTOS DE POTENCIA PARA EL CABEZAL DE CORTE TIPO VOLANTE DE INERCIA	18
GRÁFICO 2.4	CONTENIDO DE HUMEDAD EN BASE HUMEDA Y LONGITUD TEÓRICA DE CORTE	21
GRÁFICO 2.5	ENERGÍA TOTAL REQUERIDA	26
GRÁFICO 3.1	PARÁMETROS GEOMÉTRICOS EN EL DIÁMETRO DEL CILINDRO PICADOR	29
GRÁFICO 3.2	PARÁMETROS GEOMÉTRICOS DE LA CIRCUNFERENCIA QUE CONTIENE LA CUCHILLA	31
GRÁFICO 3.3	INCIDENCIA DE LA CUCHILLA EN FUNCIÓN DEL ÁNGULO DE CORTE γ	35
GRÁFICO 3.4	GARGANTA DE ALIMENTACIÓN Y ÁREA OCUPADA POR LOS TALLOS	37
GRÁFICO 3.5	PAR DE TORSIÓN PT VS. ÁNGULO INCREMENTAL DEL SEGMENTO DE TRABAJO DE LA CUCHILLA	42
GRÁFICO 4.1	BOCETO DEL CILINDRO PICADOR	50
GRÁFICO 4.2	DISPOSICIÓN DE LOS COMPONENTES DEL CILINDRO PICADOR	51
GRÁFICO 4.3	ELEMENTOS DE SUJECIÓN Y ARANDELAS TRIANGULARES EN EL CILINDRO PICADOR	53
GRÁFICO 4.4	DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE LA CUCHILLA SOMETIDA A FLEXIÓN	54

GRÁFICO 4.5	DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE LA CUCHILLA SOMETIDA A TORSIÓN	56
GRÁFICO 4.6	DIAGRAMAS DE CUERPO LIBRE DE CORTE, MOMENTOS FLECTOR Y TORSIÓN DE LA CUCHILLA MÓVIL	58
GRÁFICO 4.7	DIAGRAMA DE CARGA DINÁMICA DE CORTE EN LA CUCHILLA MÓVIL	63
GRÁFICO 4.8	ANÁLISIS DE FUERZAS Y MOMENTOS DE LA CUCHILLA MÓVIL	64
GRÁFICO 4.9	DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE CORTE Y DE MOMENTOS EN EL PLANO Y Z	66
GRÁFICO 4.10	DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE MOMENTOS TORSOR EN EL PLANO Y Z	67
GRÁFICO 4.11	DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE CORTE Y DE MOMENTOS EN EL PLANO X Z	68
GRÁFICO 4.12	ESFUERZOS MEDIO Y AMPLITUD NORMALES	71
GRÁFICO 4.13	ESFUERZOS MEDIO Y AMPLITUD CORTANTES	71
GRÁFICO 4.14	DIAGRAMA DE FATIGA DE GOODMAN	72
GRÁFICO 4.15	DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE LA CUCHILLA MÓVIL	77
GRÁFICO 4.16	APLICACIÓN DE CARGAS Y MOMENTOS EN LA CUCHILLA MÓVIL	79
GRÁFICO 4.17	FACTOR DE SEGURIDAD ESTÁTICO OBTENIDO DEL ANALISIS EN SOFTWARE AUTODESK INVENTOR	80
GRÁFICO 4.18	DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DEL SUJETADOR DE LA CUCHILLA MÓVIL	81
GRÁFICO 4.19	DIAGRAMAS DE CUERPO LIBRE DEL DEFLECTOR	84

GRÁFICO 4.20	DEFLECTOR SOMETIDO A CARGAS FLECTORAS Y MOMENTO TORSOR	85
GRÁFICO 4.21	FACTOR DE SEGURIDAD SEGÚN EL ANÁLISIS ESTÁTICO DE TENSIÓN DEL AUTODESK INVENTOR	86
GRÁFICO 4.22	BOCETO DEL SOPORTE DE LA CUCHILLA	89
GRÁFICO 4.23	UBICACIÓN DEL CENTROIDE DE LOS PERNOS DEL SOPORTE	90
GRÁFICO 4.24	DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DEL SOPORTE	91
GRÁFICO 4.25	DIAGRAMA VECTORIAL DE LAS FUERZAS DE LOS SUJETADORES SOPORTE-DISCO SOBRE SOPORTE	92
GRÁFICO 4.26	COEFICIENTE DE SEGURIDAD ESTÁTICO DEL SOPORTE DE CUCHILLA	93
GRÁFICO 4.27	DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DEL SUJETADOR SOPORTE-DISCO	95
GRÁFICO 4.28	APLICACIÓN DE CARGAS SOBRE EL DISCO	99
GRÁFICO 4.29	COEFICIENTE DE SEGURIDAD ESTÁTICO DEL DISCO	100
GRÁFICO 4.30	FUERZAS EXTERNAS EN EL ÁRBOL DEL CILINDRO PICADOR	104
GRÁFICO 4.31	DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE, CORTANTE, MOMENTOS FLECTOR Y TORSOR DEL ÁRBOL EN EL PLANO YZ	106
GRÁFICO 4.32	DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE, CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR DEL ÁRBOL EN EL PLANO XZ	107
GRÁFICO 4.33	CONCENTRACIÓN DE ESFUERZOS POR LA PRESENCIA DE CAMBIO DE SECCIÓN	110

GRÁFICO 4.34	CONCENTRACION DE ESFUERZOS POR LA PRESENCIA DEL CHAVETERO	112
GRÁFICO 5.1	DIAGRAMA DE FLUJO DE FABRICACIÓN DEL SOPORTE DE CUCHILLA	123
GRÁFICO 5.2	SOPORTE CUCHILLA PIEZA TERMINADA	127
GRÁFICO 5.3	DIAGRAMA DE FLUJO DE FABRICACIÓN DEL DISCO DEL CILINDRO	128
GRÁFICO 5.4	DISCO DEL CILINDRO TERMINADO	131
GRÁFICO 5.5	DIAGRAMA DE FLUJO DE FABRICACIÓN DEL ÁRBOL DEL CILINDRO	132
GRÁFICO 5.6	ÁRBOL DEL CILINDRO TERMINADO	139

ÍNDICE DE CUADROS

CUADRO 1.1	PRECIO ESTIMADO DE LAS PICADORAS BRASILEÑA Y NACIONAL	6
CUADRO 1.2	ESCALAMIENTO DEL PRECIO DE LA MAQUINARIA BRASILEÑA Y NACIONAL EN FUNCIÓN DE LA CAPACIDAD DE LA PICADORA DISEÑADA	6
CUADRO 2.1	POTENCIA UTILIZADA EN CADA ACCIÓN DE LA MÁQUINA PICADORA	25
CUADRO 3.1	VALORES DE LOS PARÁMETROS GEOMÉTRICOS QUE CONTIENE LA CUCHILLA	31
CUADRO 3.2	CAPACIDAD TEÓRICA Y REAL DEL CILINDRO PICADOR EN FUNCIÓN DEL NÚMERO DE CUCHILLAS	33
CUADRO 3.3	AREAS DE CORTE A_i Y LONGITUDES DE ACCIÓN DE LA CUCHILLA L_{aci} PARA DIFERENTES ÁNGULOS γ	36
CUADRO 3.4	ENERGÍA REQUERIDA POR REVOLUCIÓN DEL CILINDRO PICADOR EN FUNCIÓN DEL NÚMERO DE CUCHILLAS	39
CUADRO 3.5	ENERGÍA PARA REALIZAR EL CORTE EN EL ÁREA A_i	40
CUADRO 3.6	ÁNGULO INCREMENTAL EN FUNCIÓN DEL PAR DE TORSIÓN	41
CUADRO 3.7	POTENCIA REQUERIDA PARA EL CORTE EN FUNCIÓN DEL NÚMERO DE CUCHILLAS	46
CUADRO 4.1	FACTORES DE SEGURIDAD ESTÁTICO PARA DIFERENTES ESPESORES DE LA CUCHILLA EN	

	FUNCIÓN DEL ÁNGULO ENTRE LA CUCHILLA MÓVIL Y FIJA γ	61
CUADRO 4.2	VALORES DEL FACTOR k_b EN FUNCIÓN DE LOS DIFERENTES ESPESORES DE LA CUCHILLA MÓVIL	73
CUADRO 4.3	VALORES DE k_e EN FUNCIÓN DEL ESPESOR DE LA CUCHILLA MÓVIL	74
CUADRO 4.4	VALORES DE S_e PARA LOS DIFERENTES ESPESORES	74
CUADRO 4.5	RESULTADOS PARA DIFERENTES ÁNGULOS DE DESFACE Y ESPESORES DE CUCHILLA	75
CUADRO 4.6	RESULTADOS DEL ANÁLISIS ESTÁTICO DEL DEFLECTOR	85
CUADRO 4.7	REACCIONES EN LOS SUJETADORES SOPORTE-DISCO	94
CUADRO 4.8	RESULTADO DE LOS CÁLCULOS PARA DIMENSIONAR EL DIÁMETRO EN EL PUNTO C	112
CUADRO 5.1	ALGORITMO DE PROGRAMACIÓN EN LENGUAJE G PARA LA FABRICACIÓN DEL SOPORTE	124
CUADRO 5.2	ALGORITMO DE PROGRAMACIÓN EN LENGUAJE G PARA LA FABRICACIÓN DEL SOPORTE	129
CUADRO 5.3	ALGORITMO DE PROGRAMACIÓN EN LENGUAJE G PARA LA FABRICACIÓN DEL ÁRBOL DEL CILINDRO	133

RESUMEN

Las condiciones de productividad de nuestro país, en el sector ganadero, son relativamente bajas comparadas con otros países como: Colombia y México, los cuales logran mantener hasta 20 animales bovinos adultos en una hectárea sembrada de forrajes de corte. Siendo esta la razón que motivó el tema de la presente tesis, que consiste, en el Diseño de un Cilindro Picador de Forraje, que es un elemento importante de la máquina picadora de forraje. Para lograr este objetivo se realizaron las siguientes actividades:

- Determinación de los parámetros funcionales
- Planteamiento del modelo para el análisis
- Optimización de ángulo entre las cuchillas móviles y la fija
- Uso del CAD / CAE para el análisis y diseño
- Uso del CAM para el desarrollo del proceso constructivo

Actividades que permitieron realizar un diseño adecuado, logrando factores de seguridad adecuados.

Se realizó un estudio sobre el ángulo de inclinación de la cuchilla de corte, en función del espesor del material existente en el país.

Se estableció la potencia para cizallar los tallos del maíz forrajero, tomando en consideración los estudios realizados por investigadores del exterior, debido a que en nuestro Ecuador no se cuenta con los datos respectivos.

La utilización de las herramientas computacionales como: el Autodesk Inventor para el diseño y el análisis de los diferentes elementos del cilindro picador permitieron obtener dimensiones optimas.

El proceso de fabricación desarrollado con la utilización del MASTERCAM X, permitió la visualización del proceso, estableciéndose el flujo de trabajo para las piezas con mayor grado de dificultad en su construcción

Con una máquina picadora que contenga el Cilindro Picador diseñado, se obtiene una capacidad de picado efectiva de seis toneladas por hora, con una longitud

teórica de corte de cinco milímetros, lo cual permitiría la alimentación de ciento veinte unidades bobinas adultas con el trabajo de una hora de la máquina.

PRESENTACIÓN

El Ecuador cuenta con una población ganadera aproximada de cuatro y medio millones de bovinos distribuidos así: en la Región Interandina el 51%, 37% en el Litoral y 12 % en la Región amazónica, las cuales cubren una superficie de 3'350.000 hectáreas de pastos cultivados y de 1'120.000 hectáreas de pastos naturales, lo que significa un animal bovino adulto por hectárea aproximadamente, mientras que, en países vecinos el rendimiento por unidad de superficie alcanza hasta las veinte unidades de bovinos por hectárea.

Indudablemente existen otras variables que intervienen en los rendimientos tales como: La genética, la sanidad animal, el manejo, constituyendo la alimentación el factor de mayor relevancia. Por lo tanto el objetivo del Ecuador, de aumentar la población ganadera, se lograría con la popularización de métodos más efectivos de uso del área dedicada al pastoreo, por siembra de forraje de corte que produce alrededor de 300 toneladas de forraje verde por hectárea y por año, con lo que se podría alimentar diecisiete animales por hectárea y por año, incrementándose un mil setecientos por ciento, objetivo no muy difícil de obtener, con el uso, de una máquina picadora de forraje.

La presente tesis tiene como objetivo el diseño de un cilindro picador para una máquina picadora de forraje, adecuada a nuestras condiciones.

Las características logradas por el desarrollo de la tesis son:

Capacidad efectiva de corte	6 ton/ hora
Longitud teórica de corte	5 milímetros
Velocidad angular	825 RPM.
Potencia	16.3 KW.
Ángulo de la cuchilla	5 °

La fuente de poder para la máquina picadora de forraje, podría ser un motor eléctrico para lugares en donde existe el servicio de energía eléctrica o por un motor de combustión interna.

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN Y PARÁMETROS FUNCIONALES

El objetivo general, es el diseño de un Cilindro Picador, para una máquina picadora de forrajes, que permita y facilite el cumplimiento de los requerimientos alimentarios del ganado vacuno. Para esto se usarán métodos de diseño, cálculo y manufactura modernos, con el propósito de obtener: calidad, exactitud, productividad y bajo costo.

1.1. ANTECEDENTES

Habitualmente el ganado vacuno pastorea el forraje, recorriendo el campo y consumiendo el pasto verde o seco. Sin embargo, en su acción, es más lo que perjudica al cultivo que lo que en realidad aprovecha. Se ha determinado que las pérdidas causadas a las extensiones pastoreadas suman más del 70% debido al pisoteo del animal cuando recorre el campo¹, llegando a tener rendimientos desde 0.8 a 1 Unidad Bobina Adulta (UBA) por hectárea.

Los forrajes son el alimento natural más económico para el ganado bovino, los mismos que, bien cultivados y manejados pueden satisfacer perfectamente las necesidades de mantenimiento, crecimiento y producción del animal. Un manejo racional de los pastos, permite aumentar fácilmente la producción de carne o leche por unidad de superficie.

Si se toma en cuenta, el alto costo de la tierra, en algunas zonas del país y la tenencia de la misma principalmente de tipo minifundista, sumado a esto las nuevas corrientes de globalización y tratados de libre comercio, se concluye que,

¹ Magnarelli R, (1976, Julio), "La picadora: una herramienta eficaz", Campo Moderno & Chacra: 548, pp. 60-61.

es necesario intensificar su producción, aprovechando los pastos de corte, cuyos buenos rendimientos por unidad de superficie, contribuyen a mantener un mayor número de animales en producción.

La necesidad de producir más a menor costo, y una programación adecuada para el establecimiento y posterior manejo de los pastos de corte, en forma escalonada, contribuirán a producciones forrajeras estables, capaces de cubrir las necesidades de la explotación en cualquier circunstancia.

En nuestro país, se han desarrollado picadoras de forraje tipo volante, con capacidades de hasta 1 Ton/hora y se importan máquinas picadoras de grandes capacidades, que en poco han solucionado el problema alimentario de nuestra ganadería, sea por el alto precio, baja efectividad, topografía, peso, clima, etc.

1.2. PARÁMETROS FUNCIONALES

Los parámetros funcionales de importancia, que se utilizan en el diseño del Cilindro Picador son: Capacidad de Picado, Fuente de Poder, Estacionalidad, Precio, sin descuidar la seguridad, para evitar los accidentes en el personal de operación, así como su fácil operación y mantenimiento.

1.3. CAPACIDAD DE PICADO

Una UBA (400 Kg. peso vivo²) requiere ingerir diariamente el 12% de su peso vivo (PV) en forraje verde (FV) o en materia seca (MS) el 2.5% de su PV³. Lo que significa un consumo diario de aproximadamente 50 Kg. de forraje.

² Instituto Nacional de Investigaciones Agropecuaria INIAP, (1989, Marzo), Manual Ganadero: 12, pp. 43

³ Jarrín A, Ávila S, (1998), Composición química de los alimentos zootécnicos ecuatorianos: Normas para formulación de dietas: Gráficas M. V., pp. 35.

En nuestro país se cultivan variedades forrajeras como: Maíz Forrajero, King Grass, Pasto Elefante, Maralfalfa, Caña Forrajera, Alfalfa, etc. cultivos que con 4 a 6 cortes al año superan las 300 [Ton/año.Ha]⁴ lo que permitirá mantener alrededor de 17 UBA/Ha año con la incorporación de una picadora de forrajes a la explotación ganadera

Una propiedad ganadera tipo, en el Ecuador, tiene una extensión de alrededor de 50 Ha⁵. Actualmente están sembradas de pastizales lo que permite mantener un número de entre 40 a 50 Unidades Bobinas Adultas (UBA) bajo la modalidad de pastoreo, esta cantidad puede ser incrementada bajo la modalidad de semi-estabulación con rendimientos de 17 UBA/Ha año y el resto del terreno podría ser utilizado en otras actividades productivas o en su lugar incrementar la producción ganadera.

La picadora de forraje a diseñar tiene una capacidad efectiva de 6 Ton/h de maíz forrajero lo que permite alimentar 125 UBA/año utilizando la máquina picadora una hora por día y manteniendo un área sembrada de forraje de cerca de 10 Has. Es importante que la actividad de picado de forraje se la realice en un tiempo no mayor a una hora considerando que el forraje picado debe estar en las pesebreras antes de las 7:00 horas.

1.4. FUENTE DE PODER

La potencia de la picadora será obtenida de un motor de combustión interna a diesel que gira a 2200 rpm, de fácil adquisición en el mercado nacional. Esta decisión se ha tomado considerando que el servicio de energía eléctrica en el

⁴ Argüelles G, Alarcón E, (1995), Principales pastos de corte en Colombia, Boletín Técnico No.49, Santafé de Bogotá, Produmédios.

⁵ Instituto Nacional de Estadísticas y Censos (2004), Ganado Vacuno: Formas de Manejo y Cuidado por tamaño de UPA, www.inec.gov.ec/interna.asp?inc=cs_tabla&idTabla=66&tipo=t&idProvincia=&idSeccion=29

área rural, es deficitario. Según, el Plan Maestro de Electrificación que expresa que para el año 2010 se espera una cobertura eléctrica rural en el escenario optimista del 65%⁶.

1.5. ESTACIONALIDAD

La labor de alimentación del ganado se lo realiza en las pesebreras de los corrales, siendo necesario transportar el forraje cosechado del campo hacia los mismos, lugar donde se realiza el picado del forraje, por lo tanto la máquina picadora deberá estar ubicada cerca de las pesebreras, teniendo la característica de estacionaria. En el mercado nacional existen picadoras que son arrastradas por un tractor, lo cual obliga a hacer una fuerte inversión, en la compra del tractor que exige además ciertas condiciones topográficas y climáticas mínimas, que no es el caso ecuatoriano donde la topografía irregular del suelo, sobre todo en la región Oriental, tiene una pequeña capa arable que sumado el clima no permite su uso.

1.6. PRECIO

El precio de la máquina picadora debe ser bajo, para que su costo de utilización no grave los beneficios de la explotación ganadera y permita la masificación del uso de este implemento en el área rural logrando así el objetivo de este trabajo.

En experiencias de campo, en el mercado se puede obtener diferentes máquinas para el picado de forraje. Para analizar el precio de los equipos existentes se toma como referencia dos máquinas que a continuación se detallan:

⁶ Instituto Ecuatoriano de Electrificación, Actualización plan maestro de electrificación, pp 23.

a) COSECHADORA DE FORRAJES

Marca: Jumil

Fabricación: Brasileña

Capacidad: 28 Ton/hora

Precio: 4500 USD

Año: 1996

Potencia mínima del tractor 35 CV

Precio tractor: 15000 USD

b) PICADORA NACIONAL

Fabricación: Ecuatoriana

Capacidad: 1,2 Ton/hora

Potencia: 4HP

Precio: 800 USD

Año: 2003

El precio actual está en función del factor de inflación f y el precio en el año de fabricación.

Dado por la expresión⁷.

$$P_{est} = f \cdot P_{fab} \quad (1.1)$$

f : factor de inflación

P_{est} : Precio estimado [USD]

P_{fab} : Precio año de fabricación [USD]

El factor de la inflación (f) dado por:

$$f = (1 + \phi)^n \quad (1.2)$$

n : Número de períodos

ϕ : Inflación promedio en el período de estudio

⁷ SAPAG CHAIN NASSIER; Preparación y evaluación de proyectos; Mc Graw-Hill, 1989

CUADRO 1.1**PRECIO ESTIMADO DE LAS PICADORAS BRASILEÑA Y NACIONAL**

MARCA	Precio año fabricación (Pfab) [USD]	Año de Fabricación	Número de períodos (n)	Efecto de la inflación (f)	Precio estimado (Pest) [USD]
JUMIL	4500	1996	11	1,384	6229
NACIONAL	800	2003	4	1,126	900

El precio estimado de las máquinas existentes con la capacidad necesaria se la obtiene utilizando un escalamiento del precio en función de la capacidad, dado por⁸

$$P_1 = P_2 \cdot \left(\frac{Q_1}{Q_2} \right)^\alpha \quad (1.3)$$

P1: Precio de la picadora de referencia [USD]

P2: Precio de la picadora a comparar [USD]

Q1: Capacidad de la picadora de referencia [Ton/hora]

Q2: Capacidad de la picadora a comparar [Ton/hora]

α : Factor de escala = 0,6

CUADRO 1.2**ESCALAMIENTO DEL PRECIO DE LA MAQUINARIA BRASILEÑA Y NACIONAL EN FUNCIÓN DE LA CAPACIDAD DE LA PICADORA DISEÑADA**

MARCA	Precio estimado (P1) [USD]	Capacidad máquina diseñada (Q1) [Ton/hora]	Capacidad picadora (Q2) [Ton/hora]	Precio capacidad dada (P2) [USD]
JUMIL	6229	9,5	28	3257
NACIONAL	900		1,2	3116

⁸ SAPAG CHAIN NASSIER; Preparación y evaluación de proyectos; Mc Graw-Hill, 1989

La picadora de forraje diseñada en la presente Tesis tiene un precio estimado de 2500 USD, con un motor diesel de fabricación China de 16,5 Kw, 2200 rpm que tiene un valor de 600 USD, es decir los elementos mecánicos y el montaje no superan los 1500 USD, considerando una utilidad del 20%.

Además el beneficio que recibe el ganadero incorporando esta máquina en su producción es evidente debido a que la producción ganadera por hectárea se incrementaría en un 1700%

CAPÍTULO 2

PLANTEAMIENTO DEL MODELO PARA EL ANÁLISIS

En conjunto una máquina picadora de forraje, está formada por el sistema cilindro-picador, sistema de alimentación, sistema de cuchillas con su sistema de afilado, sistemas de transmisión, fuente de poder, y elementos auxiliares como: ejes, engranes, cojinetes, bandas, poleas, cadenas, catalinas, estructura soporte, pernos, tuercas, arandelas, chavetas, etc.

El cilindro picador debe funcionar en armonía con los demás sistemas integrantes de la máquina, por lo tanto, es necesario definir los diferentes parámetros de diseño como velocidad de alimentación, potencia, dimensiones del cilindro, disposición de las cuchillas móviles, magnitud de los diferentes ángulos, etc. que intervienen en el funcionamiento de cilindro.

Un estudio de la resistencia al corte de los diferentes materiales forrajeros producidos en nuestro país no existe, en su defecto, en los análisis se usa la información especializada obtenida en centros experimentales extranjeros para el maíz forrajero. Se procede a plantear el modelo para el respectivo análisis, y definición de los elementos que intervienen en el cilindro picador y su correlación con los demás sistemas.

2.1. SISTEMA DE ALIMENTACIÓN

En el gráfico 2.1, se muestra que el acercamiento del forraje a ser picado es realizado por los rodillos de alimentación superior A e inferior B, que comprimen el material a ser cortado, alimentan positivamente hacia el cilindro picador, y lo sostiene mientras se realiza el corte. El rodillo inferior de alimentación es

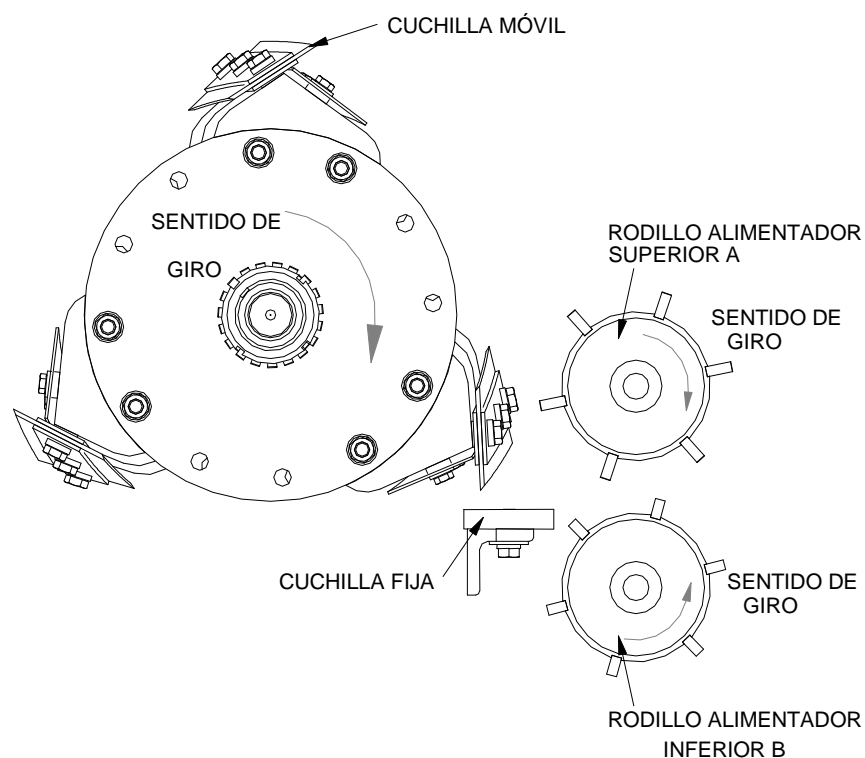
usualmente liso, mientras que el rodillo superior de alimentación tiene listones transversales que proveen una mayor capacidad de sujeción.

Los rodillos de alimentación superior e inferior deben tener diámetros de 150 a 200 mm. y están ubicados muy cerca al plano de corte y a la cuchilla fija.

Para una alimentación adecuada, las velocidades periféricas de los rodillos alimentadores deben ser las mismas, para facilitar el ingreso del material forrajero.

GRÁFICO 2.1

ESQUEMA DEL MECANISMO



Para permitir el ingreso de cantidades variables de material a ser picado en el cilindro picador, el rodillo alimentador superior debe tener un movimiento vertical.

El área de sección transversal definida por la longitud mínima de la apertura de alimentación hacia los rodillos alimentadores y el máximo espacio libre de operación entre los rodillos superior e inferior es conocida como garganta de la picadora.

El área de la garganta de alimentación es uno de los factores que limitan la capacidad de la picadora de forraje.

2.2. CAPACIDAD DE LA PICADORA DE FORRAJE

La capacidad de la máquina picadora de forraje está limitada entre otros factores, por la capacidad teórica del mecanismo de alimentación, capacidad que está en función de: la densidad del forraje en el paso entre los rodillos alimentadores, el área de la sección transversal de la garganta, la velocidad de avance del material a través de la garganta (se considera la misma velocidad lineal del mecanismo de alimentación), que está en función de la velocidad angular del cilindro picador, longitud teórica de corte y número de cuchillas móviles,

La capacidad teórica C_t [Ton/hora] puede ser expresada por la relación:⁹

$$C_t = 6 \cdot \rho \cdot b_g \cdot L_g \cdot n \cdot L_c \cdot N \quad (2.1)$$

Donde:

- ρ : Peso específico del forraje entre los rodillos alimentadores [Ton/m³]
- b_g : Altura de la garganta de Alimentación [m]
- L_g : Longitud de la garganta [m]
- n : Velocidad angular del cilindro picador [rpm]
- L_c : Longitud teórica de corte [m]
- N : Número de cuchillas móviles

⁹ Kepner R, Bainer R y E Barger.(1978) Principles of Farm Machinery, Tercera Edición, Westport, Avi Publishing Company, INC.

El Peso específico ρ en primer lugar, está en función del tipo de material y el contenido de humedad pero, es también influenciado por la forma en que el material entra en el mecanismo de alimentación y por la presión que ejercen los rodillos de alimentación sobre el material. Resultados de investigaciones en La Estación de Experimentos Agrícolas de Wisconsin indica que el peso específico efectivo promedio para ensilaje de maíz verde es de $0,34 \text{ Ton/m}^3$ [21 lb/pe^3]¹⁰

2.3. CAPACIDAD REAL DE ALIMENTACIÓN

La capacidad real del mecanismo de alimentación es generalmente menor que la capacidad teórica por la dificultad de mantener una velocidad de alimentación uniforme, llenar a plenitud la garganta de alimentación y orientar el forraje a ser picado en forma ordenada. Surgiendo la necesidad de considerar un factor de corrección denominado eficiencia de alimentación η con un valor del 70% para ensilaje de maíz picado¹⁰:

$$C_e = \eta.C_t \quad (2.2)$$

C_e : Capacidad real de alimentación [Ton/h]

η : Eficiencia

C_t : Capacidad teórica de Alimentación [Ton/h]

2.4. ÁREA DE LA GARGANTA DE ALIMENTACIÓN

La altura b_g de la garganta de alimentación es la distancia máxima entre los rodillos superior e inferior. La longitud L_g de la garganta es la longitud de los rodillos de alimentación. El producto de estas dos dimensiones da como resultado el área de la garganta de alimentación.

¹⁰ Kepner R, Bainer R y E Barger.(1978) Principles of Farm Machinery, Tercera Edición, Westport, Avi Publishing Company, INC.

2.5. VELOCIDAD DEL MECANISMO DE ALIMENTACIÓN

La velocidad del mecanismo de alimentación está determinada por los factores:

Velocidad angular del cilindro picador n .

Longitud teórica de corte L_c , y.

Número de cuchillas móviles N .

2.6. LONGITUD TEÓRICA DE CORTE

La longitud teórica de corte se define como, la longitud de avance que el mecanismo de alimentación proporciona al forraje a picarse entre los cortes sucesivos de dos cuchillas.

La longitud teórica puede ser ajustada por el cambio de velocidad en el mecanismo de alimentación, ó por el número de cuchillas sobre el cabezal de corte, o variando la velocidad del cilindro picador, que no es utilizada en las picadoras de forrajes existentes. Los modelos de máquinas picadoras pueden proporcionar ajustes para obtener longitudes teóricas mínimas de 3 a 6 mm. (1/8 a 1/4 pulg.)¹¹.

La longitud real de corte puede aproximarse a la longitud teórica solo cuando los tallos se alimentan en línea recta. Cuando los materiales no orientados son cortados, la longitud real puede duplicar el promedio de la longitud teórica, con algunos pedazos muchas veces más largos. Para cualquier variedad de forraje, al obtener longitudes de corte más pequeñas, incrementan los requerimientos de energía por tonelada y puede reducir la capacidad de la picadora.

¹¹ Kepner R, Bainer R y E Barger.(1978) Principles of Farm Machinery, Tercera Edición, Westport, Avi Publishing Company, INC.

2.7. CILINDRO PICADOR

En máquinas convencionales para picado de forraje, se utilizan dos tipos de cabezales de corte, conocidos como: tipo volante de inercia y tipo cilindro. En el presente proyecto se utilizará un cabezal de corte tipo cilindro, porque los diámetros del cilindro son mucho más pequeños que los diámetros de las picadoras del tipo volante de inercia, los cortes por minuto pueden ser obtenidos sin necesidad de velocidades periféricas altas, ni excesivos requerimientos de potencia.

Es importante establecer el alcance del presente trabajo, que consiste en el diseño del sistema fundamental de una máquina picadora para forrajes como es el Cilindro Picador, compuesto por los siguientes elementos:

- Cuchillas móviles
- Cuchilla fija
- Deflectores del material picado
- Soportes de cuchilla
- Discos
- Espaciadores
- Árbol
- Cojinetes
- Chavetas, pernos, arandelas, tuercas

Los que serán diseñados y seleccionados utilizando métodos asistidos por computadora para el diseño, ingeniería y manufactura (CAD/CAE/CAM).

El cilindro picador mostrado en el gráfico 2-2 nos permite ubicar a cada uno de sus elementos constitutivos enlistados en el párrafo anterior. El dimensionamiento se lo realizará posteriormente.

2.7.1. CUCHILLAS MÓVILES

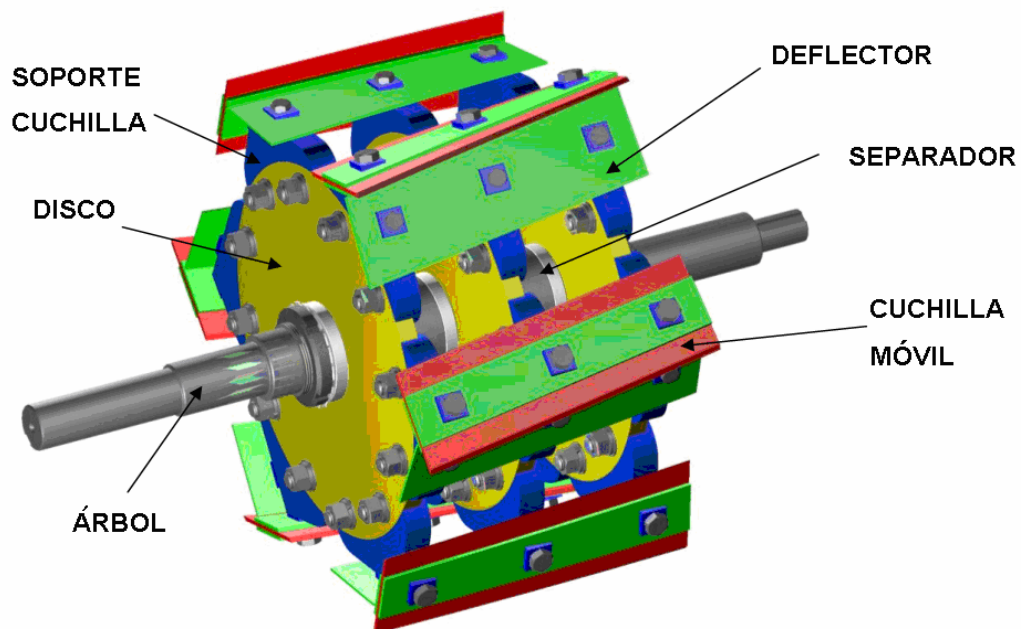
Las cuchillas móviles son los elementos que realizan el corte del forraje, por su acción rotatoria, que están igualmente espaciadas para mantener el balanceo del cilindro picador.

Las cuchillas tienen un ángulo de corte que se define como el ángulo entre el borde biselado de la cuchilla, que encuentra el forraje que entra al cilindro picador, y la superficie interna de la cuchilla. Comúnmente se usa un ángulo promedio de 30 a 45 grados.¹²

Estos elementos forman, un ángulo, entre la cuchilla fija y el borde cortante de la cuchilla móvil de tal manera que se genera una helicoide que le dan las características de cuchillas helicoidales y el ángulo helicoidal¹² de 5° a 20°. Estos valores son comunes en máquinas picadoras convencionales porque reducen las cargas de impacto en la cuchilla fija, cilindro picador y sistema de transmisión.

GRÁFICO 2.2

CILINDRO PICADOR



¹² JOHN DEERE; Fundamentos de Funcionamiento de Maquinaria. Cosecho de Heno y Forraje; Deere & Company; Illinois; 1976;

El cilindro picador es configurado de tal forma que al girar las cuchillas helicoidales móviles se produzca una interacción con la cuchilla fija, asegurándose así un corte de tijera. Corte que ocurre progresivamente desde un borde al otro, minimizando el requerimiento de torque.

La forma helicoidal de las cuchillas será producida por, deformación elástica como consecuencia de la acción de los momentos de torsión y flexión que ejercen la unión de los pernos, hasta que la superficie interior de la cuchilla coincida con las superficies de los soportes de cuchillas.

Los espacios pequeños entre las cuchillas móviles y la cuchilla fija exigen mayor rigidez en los componentes de corte. Existe menos daño en un cabezal de corte tipo cilindro si un objeto extraño es alimentado dentro de este.

2.7.2. CUCHILLA FIJA

La cuchilla fija y las cuchillas móviles, son igual de importantes para obtener una buena operación de corte. La cuchilla fija hace el corte con el borde vertical, teniendo la posibilidad de ser virada cuatro veces para renovar el borde de corte a medida que cada lado se desgaste

2.7.3. DEFLECTORES DEL MATERIAL PICADO

Después de la acción de corte realizada por las cuchillas, el material picado debe ser expulsado, fuera de la trayectoria del cilindro picador, actividad que la realizan los deflectores, que aceleran el material picado y aprovechan la fuerza centrífuga para desalojarlo.

Los deflectores del material picado tienen también la forma helicoidal como las cuchillas y se aplica el mismo procedimiento para lograrlo, la unión a los soportes

es mediante pernos y arandelas dimensionados acorde a las solicitaciones respectivas

2.7.4. SOPORTES DE CUCHILLA

Los soportes de cuchilla son los elementos que además de permitir la conformación helicoidal de las cuchillas nos sirve de nexo con los discos del cilindro picador.

Su geometría, tiene que cumplir con las solicitaciones del ángulo de ataque de las cuchillas, además de servir como un elemento de fijación para las cuchillas y los deflectores.

La ubicación de los soportes de cuchilla sobre los discos es tal, que permita la posibilidad de incrementar el número de cuchillas en el cilindro picador, dando mayor versatilidad al diseño.

La unión de los soportes de cuchilla a los discos del cilindro picador es por medio de pernos, arandelas y tuercas que cumplan con las solicitaciones estáticas y dinámicas

2.7.5. DISCOS

Los discos del cilindro picador son los elementos sobre los cuales se ensamblan los soportes de cuchilla y dan la configuración del cilindro picador en diámetro y longitud, así son responsables de la inercia del cilindro necesaria para que las exigencias del par de torsión no se eleven.

El acoplamiento de los discos al árbol se lo hace con la utilización de chaveteros y chavetas que eviten el movimiento relativo rotacional entre los discos y el árbol. El movimiento relativo axial será controlado por separadores entre discos.

El posicionamiento en el árbol es mediante el uso de tuercas y arandelas de seguridad a cada lado del cilindro picador.

2.7.6. ÁRBOL

El Árbol es una de las piezas importantes de este proyecto, el cual está sometido a las cargas estáticas y dinámicas, generadas por su peso, transmisión de potencia y la acción del corte del forraje, además, sobre él se realizan los cambios de sección, necesarios para posicionar los diferentes elementos constitutivos del cilindro picador, así como también los chaveteros, canales y roscas necesarios para evitar movimientos relativos axiales y rotacionales.

Bajo estas consideraciones el árbol está solicitado a cargas de fatiga así como también a deflexiones y deformaciones angulares que deben ser estudiadas

2.8. REQUERIMIENTOS DE POTENCIA Y ENERGÍA

Los requerimientos de potencia de un cilindro picador son utilizados para:

- Potencia de corte
- Acelerar el material picado
- Potencia de aire bombeado por el volante de inercia
- Pérdidas de fricción del material cortado con el alojamiento
- Potencia del mecanismo de alimentación
- Pérdidas de potencia mecánica en la máquina.

Debido a la dificultad de obtener información sobre las propiedades físico-mecánicas de los forrajes que se cultivan en el país, fue necesario recurrir a la

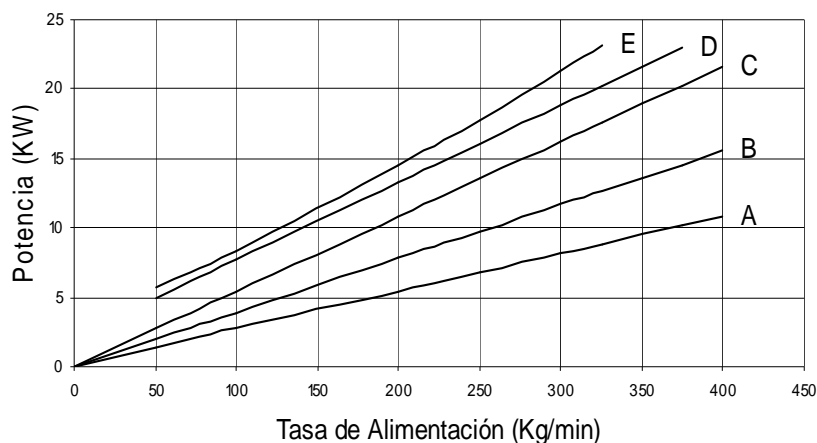
información obtenida experimentalmente por centros de investigación, para lo cual se acude al aporte del libro “Principles of Farm Machinery” que en el capítulo 16 denominado “Forage Chopping and Handling” en la sección 16.8 trata sobre “Distribution of Power Requirements”, del cual se toma la información pertinente y necesaria.

El gráfico 2-3, muestra la distribución de potencias en función de la tasa de alimentación, para una velocidad periférica de 34,6 m/s (6820 pies/min) de un cabezal de corte tipo volante de inercia, para una longitud teórica de corte de 13 mm (1/2 pulgada) y un contenido de humedad del 74%, obtenido por Blevins en pruebas con alfalfa verde¹³.

Sensores de deformación fueron instalados apropiadamente sobre los ejes para obtener los datos de potencia para el volante de inercia y el mecanismo de alimentación.

GRÁFICO 2.3

REQUERIMIENTOS DE POTENCIA PARA EL CABEZAL DE CORTE TIPO VOLANTE DE INERCIA PARA UNA L_c DE 13MM



Fuente: Principles of Farm Machinery

¹³ Kepner R, Bainer R y E Barger.(1978) Principles of Farm Machinery, Tercera Edición, Westport, Avi Publishing Company, INC

Las ecuaciones de cada curva del gráfico 2-3 se obtuvieron por regresión.

2.8.1. POTENCIA DE CORTE¹⁴

La curva A, representa la potencia requerida para el corte del forraje a ser picado, fue obtenida de las pruebas realizadas después de remover el impulsor y su banda periférica del alojamiento. Los resultados observados fueron corregidos por la energía cinética de las cuchillas y la potencia del aire determinada cuando no pasa material picado a través del cabezal de corte tipo volante de inercia.

La curva A está representada por la ecuación:

$$Pot_A = 0,0271.t + 0,0286 \quad R^2 = 0,9998 \quad (2.3)$$

R²: Coeficiente de determinación¹⁵.

t: Tasa de alimentación [Kg/min]

Pot_A: Potencia de corte [Kw]

Permite obtener la potencia de corte en función de una tasa de alimentación. Entonces se puede determinar la energía necesaria para cizallar el material forrajero.

2.8.2. ENERGÍA DE CORTE¹⁴

La energía de corte por tonelada de material, tanto en base seca como húmeda, varía con el contenido de humedad, la longitud teórica de corte, la condición de la unidad de corte y otros factores.

¹⁴ Kepner R, Bainer R y E Barger.(1978) Principles of Farm Machinery, Tercera Edición, Westport, Avi Publishing Company, INC

¹⁵ DOWNIE, N.; Métodos Estadísticos Aplicados; Ediciones del Castillo, S. A.; España; 1983

En 15 diferentes grupos de pruebas con alfalfa, Blevins encontró que para un contenido de humedad y una longitud teórica de corte dados la energía de corte por tonelada fue constante, independientemente de la tasa de alimentación como ilustra la curva A del gráfico 2.3.

Tribelhorn y Smith, cuando cortaron atados de maíz de 150 mm de diámetro (6 pulgadas) con una cortadora de 508 mm de diámetro (20 pulgadas) con cabezal de corte tipo cilindro, no encontraron cambios en la energía de corte por tonelada cuando la velocidad de las cuchillas fue incrementada de 19.4 m/s a 25.3 m/s (3280 pies/min. a 4980 pies/min.). Los resultados para la alfalfa (73 % de humedad) con dos cortadoras tipo volante indicaron 0,41 y 0,54 kW.h/Ton (0,50 y 0,66hp-h/ton)* para 13 mm (1/2 pulgada) de longitud teórica de corte. Estos valores se comparan con 0,44 kW.h/Ton (0,53 hp-h/ton) calculado de la curva A del gráfico 2.3.

En tres ensayos con dos cortadoras tipo cilindro se obtuvieron promedios de 0,33 kW.h/Mg (0,40 hp-h/ton) para una longitud teórica de corte de 13mm (1/2 pulgada).

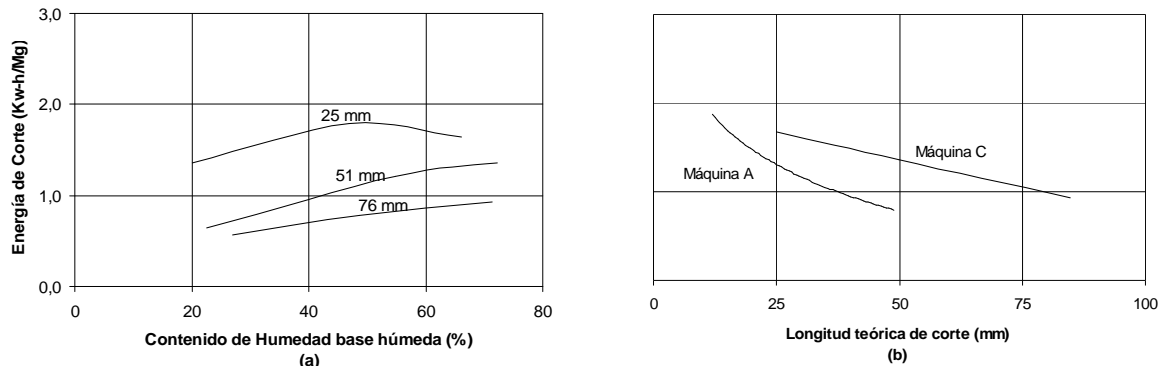
En el gráfico 2-4 (b) se muestra la relación entre la energía de corte y la longitud teórica de corte para alfalfa. Estos resultados indican que la energía de corte por tonelada se incrementa menos rápido que el número de cortes por centímetro, especialmente para cortes superiores a los 25mm (1 pulgada).

Hennen encontró que reduciendo la longitud teórica de corte para ensilaje de maíz verde de 13 mm a 6 mm (1/2 pulgada a ¼ de pulgada), se incrementó el requerimiento de energía por tonelada en cerca del 35 %.

* A menos que se afirme específicamente o de otra forma, las tasas de alimentación y los requerimientos de energía por tonelada (por tonelada) en este capítulo son basadas en la masa mojada del material cortado

GRÁFICO 2.4

CONTENIDO DE HUMEDAD EN BASE HUMEDA Y LONGITUD TEÓRICA DE CORTE



Fuente: Principles of Farm Machinery

El gráfico 2.4 (a) indica el efecto del contenido de humedad sobre la energía de corte por tonelada, como lo midió Blevins con una cortadora tipo volante. En las pruebas con longitudes teóricas de corte de 25 mm (1 pulgada) y de 13mm (1/2 pulgadas) con otra máquina, la alfalfa cortada con 45 a 50 % de humedad requirió más energía de corte por tonelada de materia seca que lo que necesitó la alfalfa verde o alfalfa curada.

2.8.3. POTENCIA PARA ACELERAR EL MATERIAL PICADO

Las diferencias entre las curvas B y A del gráfico 2.3, representan la potencia Pot_{Ac} consumida por la aceleración del material picado, a la velocidad del volante impulsor.

$$Pot_B = 0,0387t + 0,0552 \quad R^2 = 0,9999 \quad (2.4)$$

$$Pot_{AB} = Pot_B - Pot_A = 0,0116t + 0,0266 \quad (2.5)$$

Pot_{Ac} : Potencia necesaria para acelerar el material picado [Kw]

La energía cinética por unidad de masa es¹⁶:

$$E_k = 1,389 \times 10^{-4} \cdot V^2 \quad (2.6)$$

Donde:

E_k : Energía cinética [Kw-Hora/Ton]

V : Velocidad periférica del impulsor [m/s]

2.8.4. POTENCIA DE AIRE BOMBEADO¹⁵

La curva D del gráfico 2.3 representa la potencia total ingresada al eje del volante de inercia. La curva C del mismo gráfico fue obtenida por la medición de la potencia del aire cuando no corta material. La diferencia entre las curvas D y C representa la potencia del aire Pot_{air} , asumiendo que la potencia del aire no fue afectada por la tasa de alimentación.

$$Pot_D = 0,0554 \cdot t + 2,1488 \quad R^2 = 0,9999 \quad (2.7)$$

$$Pot_C = 0,054 \cdot t + 0,0333 \quad R^2 = 0,9999 \quad (2.8)$$

$$Pot_{air} = Pot_D - Pot_C = 0,0014 \cdot t_a + 2,1155 \quad (2.9)$$

Pot_{air} : Potencia del aire bombeado por el volante de inercia [Kw]

La potencia requerida para mover el aire varía con el cubo de la velocidad periférica. Esta componente de potencia es relativamente constante independientemente de la tasa de alimentación como se asume en el gráfico 2.3, la energía que ingresa para el aire, por tonelada de material cortado, varía inversamente con la tasa de alimentación.

¹⁶ Kepner R, Bainer R y E Barger.(1978) Principles of Farm Machinery, Tercera Edición, Westport, Avi Publishing Company, INC

2.8.5. POTENCIA DE FRICCIÓN DEL MATERIAL CORTADO EN EL ALOJAMIENTO

La potencia consumida por la fricción Pot_f es la diferencia entre las curvas C y B, del gráfico 2.3, necesaria para vencer el rozamiento del material picado dentro del alojamiento del volante de inercia. Entonces se tiene:

$$Pot_f = Pot_c - Pot_b = 0,0153.t - 0,219 \quad (2.10)$$

Como se indica en el gráfico 2.3, una cantidad considerable de potencia es absorbida por la fricción entre el material cortado y la periferia del alojamiento.

Analíticamente la energía de fricción por unidad de masa de material, que se pierde como resultado del efecto de la fuerza centrífuga es igual a¹⁷:

$$E_f = 4,848 \times 10^{-6} \cdot \mu \cdot \beta \cdot V^2 \quad (2.11)$$

Donde:

E_f : Energía de fricción [Kw.-Hora/ Ton]

μ : Coeficiente de fricción por deslizamiento entre el material cortado y el alojamiento.

β : Ángulo subtendido por el arco promedio de la periferia de alojamiento que es rozada por el material cortado [rad]

V: Velocidad periférica del impulsor [m/s]

El ángulo β representa el promedio de arco de contacto para todos los materiales que pasen a través de la unidad, puesto que todo el material de una cortadora tipo volante no debe golpear el alojamiento en el mismo lugar.

Los coeficientes de fricción para materiales cortados con acero pulido galvanizado y acero inoxidable se presentan para varias condiciones en ASAE Data D251

¹⁷ Kepner R, Bainer R y E Barger.(1978) Principles of Farm Machinery, Tercera Edición, Westport, Avi Publishing Company, INC

Anuario de los ingenieros agrónomos. Estos datos indican valores promedios para los coeficientes de fricción por deslizamiento en acero pulido galvanizado de 0,68 para maíz con 73% de humedad. La determinación experimental de la potencia de fricción para dos cortadoras de campo indica un valor promedio de 41.8 para el producto ($\mu.\beta$) en la ecuación 2-11.

2.8.6. POTENCIA DEL MECANISMO DE ALIMENTACIÓN

La diferencia entre las curvas E y D del gráfico 2-3, representa la potencia necesaria para el transporte y sujeción del material a ser picado Pot_M , es decir la potencia consumida en el mecanismo de alimentación. Este valor se incrementa levemente conforme se aumenta la tasa de alimentación t). Es también relativamente independiente de la velocidad del cabezal de corte.

$$Pot_E = 4.10^{-5}.t^2 + 0,0489.t + 3,0909 \quad R^2 = 0,9999 \quad (2.12)$$

$$Pot_M = Pot_E - Pot_D = 4.10^{-5}.t^2 - 0,0065.t + 0,9421 \quad (2.13)$$

Pot_M: Potencia del mecanismo de alimentación [Kw]

2.8.7. PÉRDIDAS DE POTENCIA MECÁNICA EN LA MÁQUINA.

Las pérdidas mecánicas se consideran, al incluir dentro del cálculo de la potencia total, un factor de corrección o eficiencia.

2.8.8. OBTENCIÓN DE LA POTENCIA DE CADA UNA DE LAS ACCIONES A REALIZAR POR LA MÁQUINA PICADORA

Utilizando las ecuaciones obtenidas, para una tasa de alimentación de 160 Kg/min se determinó las potencias consumidas y los respectivos porcentajes para las siguientes acciones a cumplir por la máquina picadora.

En el cuadro 2.1 se enlistan las acciones que la máquina picadora en su conjunto cumplirá, de donde se puede observar que del total de la potencia necesaria para la maquina el 36% de dicha potencia será utilizada para cizallar el material forrajero, potencia que será utilizada para el dimensionamiento de la cuchilla, mientras que en el diseño del árbol del cilindro picador se considera el 100% de la potencia ya que la acciones de aceleración del material picado, fricción del material picado, la potencia del aire y la potencia necesaria para accionar el mecanismo de alimentación debe ser proporcionado por este elemento.

CUADRO 2.1

POTENCIA UTILIZADA EN CADA ACCIÓN DE LA MÁQUINA PICADORA.

ACCIONES	[Kw]	%
Cizallar el material forrajero	4,35	36
Aceleración del material picado	1,9	16
Fricción del material picado	2,43	20
Potencia del aire	2,43	20
Mecanismo de alimentación	0,96	8
TOTAL	12	100

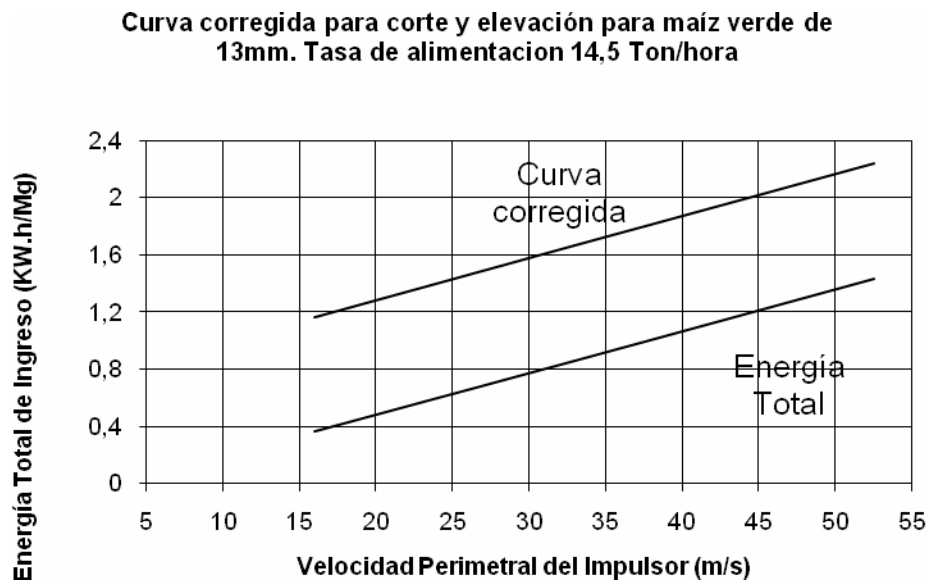
2.8.9. REQUERIMIENTOS TOTALES DE ENERGÍA

El gráfico 2.5, muestra la relación de los requerimientos de energía por tonelada en función de la velocidad periférica del impulsor, cuando se pica y eleva ensilaje de maíz con un cabezal estacionario tipo volante de inercia en pruebas hechas alrededor de 1930. En esas pruebas Duffee encontró que la energía total requerida a velocidades periféricas dadas del volante impulsor, fue prácticamente la misma para cualquier aumento de altitud que se encuentre por debajo de 18 m

(60 pies) y se incrementó moderadamente solo para grandes altitudes. Esto se debe a que la energía cinética impartida para el material es una función de la velocidad del ventilador impulsor. Los requerimientos de potencia se incrementan rápidamente con la velocidad porque varios de los componentes de potencia o energía son proporcionales al cuadrado o al cubo de la velocidad. Por esta razón son innecesarias velocidades altas, que pueden ser omitidas.

GRÁFICO 2.5

ENERGÍA TOTAL REQUERIDA



Fuente: Principles of Farm Machinery

Datos de Berge, mostrados en el gráfico 2.5 indica que la curva es aplicable a picadoras de campo con cabezales de corte tipo volante de inercia cuando se pica ensilaje de maíz con 13 mm (1/2 pulgada) de longitud teórica de corte. La curva puede además aplicarse razonablemente bien para picadoras de lanzamiento directo tipo cilindro, con una pequeña sobrecarga de 0,8 Kw-Hora/Ton a una velocidad periférica de 33 m/s.

Los requerimientos de energía están en rangos de 1,0 a 1,5 Kw-Hora/Ton para 13mm de longitud teórica de corte, con ensilaje de maíz, que tiene una humedad

del 60 a 80 %, y desde 1,5 a 2,0 Kw-Hora/Ton y para 6mm de longitud teórica de corte, para ensilaje de maíz maduro de 40 a 60 % de humedad.

Del gráfico 2.5 a la curva corregida le corresponde la siguiente ecuación:

$$E_{Tpe} = 0.0288v_{tc} + 0.7106 \quad (2.14)$$

Donde:

E_{Tpe} : Energía para picar y elevar el material picado

v_{tc} : Velocidad tangencial de la cuchilla

Considerando que el cilindro picador tiene un diámetro de 0.42 m y gira a 840 rpm se puede determinar que la velocidad lineal tangencial de la cuchilla es de 18.5m/s, ingresando esta velocidad en la ecuación 2.14, se obtiene la energía total para picar y elevar el material picado:

$$E_{Tpe} = 0.0288(18.5) + 0.7106 \quad (2.15)$$

$$E_{Tpe} = 1.2434 \text{ [J]}$$

CAPÍTULO 3

DETERMINACIÓN DEL ÁNGULO ENTRE LAS CUCHILLAS MÓVILES Y LA FIJA

Para obtener el ángulo entre la cuchilla móvil y la cuchilla fija es necesario definir la geometría básica del cilindro picador sobre el cual se ubican las cuchillas móviles para posteriormente con la capacidad de alimentación y la energía de corte determinar la potencia necesaria para cizallar el material forrajero a ser picado.

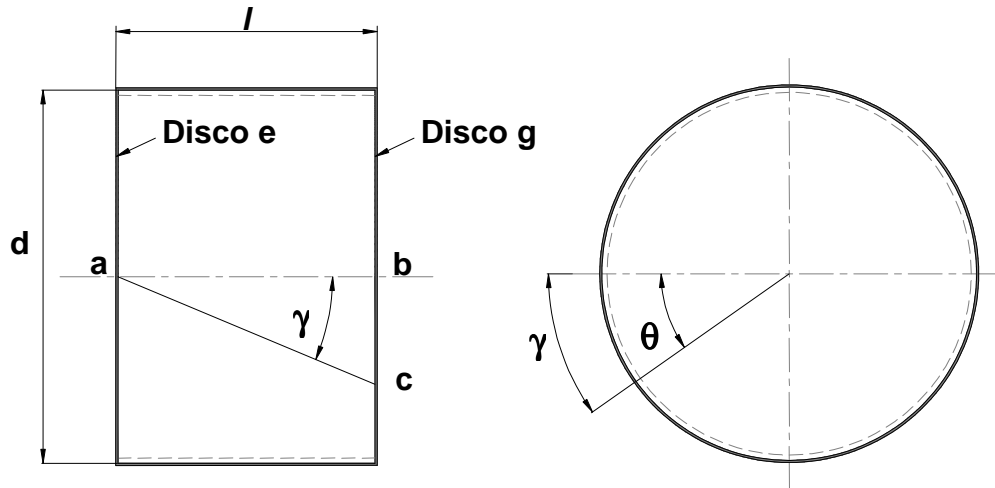
3.1. GEOMETRÍA DEL CILINDRO PICADOR

Es necesario definir la configuración del cilindro picador en sus dimensiones básicas, con la finalidad de encontrar las condiciones en las cuales estará sometida la cuchilla móvil, puesto que el ángulo que forma la cuchilla fija con la cuchilla móvil, genera una trayectoria helicoidal.

3.2. DEFINICIÓN DE LOS PARÁMETROS GEOMÉTRICOS DE LA CUCHILLA MÓVIL VS EL ÁNGULO HELICOIDAL DE CORTE.

El ángulo helicoidal de la cuchilla móvil se lo obtiene ejerciendo una deformación en el material, deformación que está directamente relacionada con las dimensiones de la misma, tratamiento térmico del material, deformación angular y deflexión.

En el gráfico 3.1, se muestra la configuración de los parámetros geométricos básicos del cilindro picador.

GRÁFICO 3.1**PARÁMETROS GEOMÉTRICOS EN EL DIÁMETRO DEL CILINDRO PICADOR**

γ : Ángulo entre cuchilla móvil y fija [rad]

θ : Ángulo central de desfase entre el primero y el último disco de apoyo de la cuchilla móvil [rad].

Para ángulos pequeños la tangente de un ángulo es igual al valor del mismo ángulo en radianes:

$$\tan \gamma = \gamma \quad (3.1)$$

$$\theta = \frac{2 \cdot \gamma \cdot l}{d} \quad (3.2)$$

l : Distancia entre los disco e y g = 0,18 [m]

d : Diámetro del cilindro base = 0,36 [m]

3.3. PARÁMETROS GEOMÉTRICOS DEL CÍRCULO QUE CONTIENE LA CUCHILLA FLEJADA.

A continuación se describen los diferentes parámetros geométricos involucrados en la forma de la cuchilla flejada.

El gráfico 3-2 muestra el arco de circunferencia que contiene a la cuchilla al ser montada sobre los soportes e, f y g, esta deberá tener una geometría como la mostrada.

Los parámetros a analizar son:

Cuerda del círculo que contiene a la cuchilla C

$$C = \frac{l}{\cos(\theta)} \quad (3.3)$$

Diámetro del círculo que contiene a la cuchilla D

$$D = \frac{C}{\text{sen}\left(\frac{\theta}{2}\right)} \quad (3.4)$$

Flecha Δ

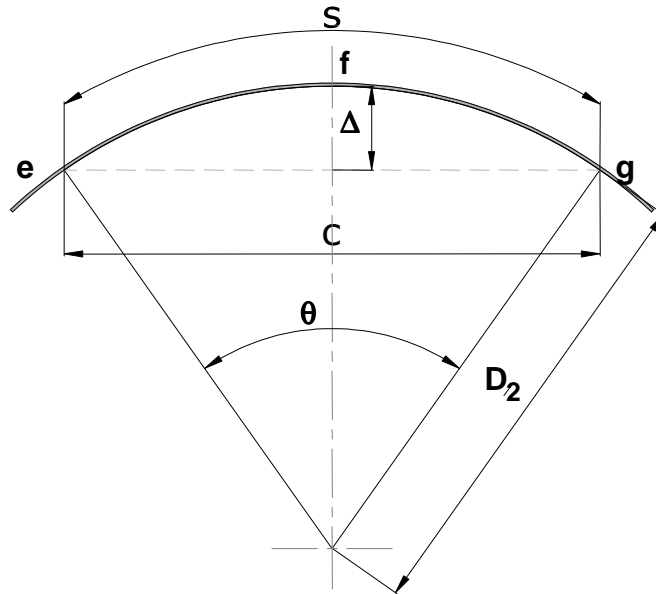
$$\Delta = D \cdot \text{sen}^2\left(\frac{\theta}{4}\right) \quad (3.5)$$

Longitud del arco del sector S

$$S = D \cdot \left(\frac{\theta}{2}\right) \quad (3.6)$$

GRÁFICO 3.2

PARÁMETROS GEOMÉTRICOS DE LA CIRCUNFERENCIA QUE CONTIENE LA CUCHILLA



La relación 1:2 entre la distancia l de los apoyos e y g , y el diámetro d del cilindro base, permite que al variar el valor del ángulo γ entre cuchillas móvil y fija, y el ángulo θ de desfase de los disco sean los mismos.

CUADRO 3.1

VALORES DE LOS PARÁMETROS GEOMÉTRICOS QUE CONTIENE LA CUCHILLA

γ [°]	θ [°]	C [m]	D [m]	Δ [mm]	S [m]
5	5	0,18	4,14	2,0	0,18
8	8	0,18	2,61	3,2	0,18
10	10	0,18	2,10	4,0	0,18
11	11	0,18	1,91	4,4	0,18
12	12	0,18	1,76	4,8	0,18
14	14	0,19	1,52	5,7	0,19
16	16	0,19	1,35	6,5	0,19
20	20	0,19	1,10	8,4	0,19

En el cuadro 3-1, contiene los parámetros cálculos en función de los ángulos entre cuchillas y de desfase de discos, como son: la cuerda C, el diámetro de la circunferencia que contiene la curvatura de la cuchilla en el plano normal a los soportes de la cuchilla móvil, la deflexión Δ y la distancia real de los apoyos de la cuchilla S denominado sector circular, de acuerdo al gráfico 3-2.

3.4. CAPACIDAD DE ALIMENTACIÓN

La capacidad teórica de alimentación del cilindro picador está dado por la ecuación 2.1:

$$C_t = 60 \cdot \rho \cdot b_g \cdot L_g \cdot n \cdot L_c \cdot N$$

Dónde.

C_t : Capacidad teórica de alimentación = 9.5 [Ton/Hr]

ρ : Peso específico del forraje¹⁸ = 0,34 [Ton/ m³].

b_g : Altura de garganta de alimentación.

L_g : Longitud de la garganta de alimentación.

n : Velocidad angular del cilindro.

L_c : Longitud teórica de picado de forraje [mm]

N : Número de cuchillas

La capacidad teórica de alimentación es un parámetro importante en el desarrollo del cilindro picador que depende del área de la garganta, de la velocidad angular del cilindro, del número de cuchillas y la velocidad teórica de corte, por lo tanto las necesidades del forraje picado para alimentar a 125 UBA es de aproximadamente 6.0 [Ton/hora] para lo cual es necesario realizar un proceso iterativo con la finalidad de definir los parámetros del área de la garganta de alimentación, las revoluciones del cilindro picador en función de la longitud teórica de corte y el número de cuchillas.

La capacidad efectiva de corte C_e se la obtiene de acuerdo a la ecuación 2.2.

¹⁸ Kepner R, Bainer R y E Barger.(1978) Principles of Farm Machinery, Tercera Edición, Westport, Avi Publishing Company, INC

$$C_e = \eta \cdot C_t$$

C_e = Capacidad Real de Alimentación [Ton/h]

η = Eficiencia.

La longitud teórica de corte L_c es un parámetro que varía según el número de cuchillas, puesto que se desea mantener la misma capacidad del cilindro picador aún cuando se varía el número de cuchillas presentes y se mantengan las revoluciones de giro.

CUADRO 3.2

CAPACIDAD TEÓRICA Y REAL DEL CILINDRO PICADOR EN FUNCIÓN DEL NÚMERO DE CUCHILLAS.

Número de cuchillas	Longitud teórica de corte L_c [mm]	Capacidad teórica [Ton/hora]	Capacidad real [Ton/hora]
2	15	9,59	6,71
3	10	9,59	6,71
4	7,5	9,59	6,71
6	5	9,59	6,71

El cuadro 3.2 muestra los resultados finales del proceso de cálculo encontrando la capacidad teórica y real de corte, en función del número de cuchillas y la longitud teórica de corte.

En este análisis se determinó que la longitud teórica de corte disminuye cuando se incrementaba el número de cuchilla sin necesidad de variar la velocidad de alimentación ni las capacidades teórica y real.

El área por donde ingresa el material a ser procesado se denomina garganta de alimentación. Encontrándose que sus dimensiones aceptables para la capacidad impuesta son:

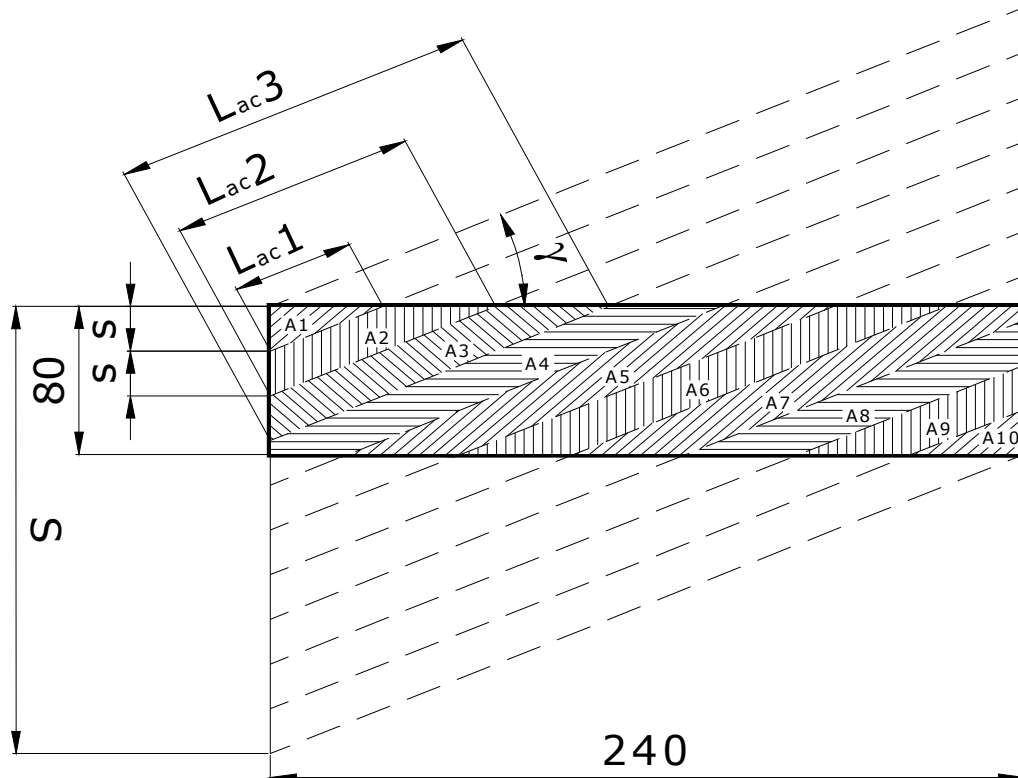
- b_g : Altura de garganta de alimentación = 0,08 m.
 L_g : Longitud de la garganta de alimentación = 0,24 m
 n : Velocidad angular del cilindro = 840 rpm.

3.5. ACCIÓN DE CORTE DE LA CUCHILLA MÓVIL EN FUNCIÓN DEL ÁNGULO γ .

Durante el corte, la cuchilla móvil realiza la cizalla del material forrajero en forma progresiva, no lo realiza en toda la longitud de la garganta de alimentación sino más bien su paso depende del ángulo γ entre las cuchillas móvil y fija.

Como se muestra en el gráfico 3-3, la cuchilla móvil empieza el corte en un punto incrementando su longitud L_{ac} hasta alcanzar un valor máximo para luego disminuir su distancia en la misma proporción hasta un punto opuesto al inicial, ejerciendo la acción de la tijera, lo que reduce el impacto y los requerimientos del par de torsión.

GRÁFICO 3.3

INCIDENCIA DE LA CUCHILLA EN FUNCIÓN DEL ÁNGULO DE CORTE γ 

El área de la garganta de alimentación del gráfico 3-3, el área de la garganta de alimentación se divide en pequeñas áreas $A_1 \dots A_{10}$, que su valor está en función del ángulo entre las cuchillas móvil y fija γ .

Se define también la longitud de acción de la cuchilla $L_{ac1} \dots L_{ac9}$ en la que la cuchilla actúa en cada una de las áreas. Así mismo se determina la longitud del sector s en el que actúa la cuchilla.

CUADRO 3.3**ÁREAS DE CORTE A_i Y LONGITUDES DE ACCIÓN DE LA CUCHILLA L_{aci} PARA DIFERENTES ÁNGULOS γ**

γ [°]	0°		5°		8°		10°		12°		15°	
S[mm]	80		101		114		122		131		144	
s[mm]	8,0		10,1		11,4		12,2		13,1		14,4	
i	A_i [mm ²]	L_{aci} [mm]	A_i [mm ²]	L_{aci} [mm]	A_i [mm ²]	L_{aci} [mm]	A_i [mm ²]	L_{aci} [mm]	A_i [mm ²]	L_{aci} [mm]	A_i [mm ²]	L_{aci} [mm]
1	1920	0	583	0	460	0	424	0	404	0	389	0
2	1920	240	1749	116	1381	82	1273	70	1211	66	1166	56
3	1920	240	2420	232	2300	163	2121	141	2019	126	1943	112
4	1920	240	2424	241	2730	242	2846	211	2822	189	2720	167
5	1920	240	2424	241	2730	242	2936	247	3144	245	3383	223
6	1920	240	2424	241	2730	242	2936	247	3144	245	3383	248
7	1920	240	2424	241	2730	242	2846	247	2822	245	2720	223
8	1920	240	2420	241	2300	242	2121	211	2019	189	1943	167
9	1920	240	1749	232	1381	163	1273	141	1211	126	1166	112
10	1920	240	583	116	460	82	424	70	404	66	389	56
	19200		19200		19200		19200		19200		19200	

El cuadro 3-3 se obtuvo utilizando el método gráfico, en el entorno de boceto con el software Autodesk Inventor, utilizando las herramientas medir área y longitud para la garganta de alimentación y la longitud de línea de acción de la cuchilla móvil para determinar cada uno de estos valores variando el ángulo γ .

También se definieron los segmentos S y s en el mismo boceto, como se visualiza en el gráfico 3-3.

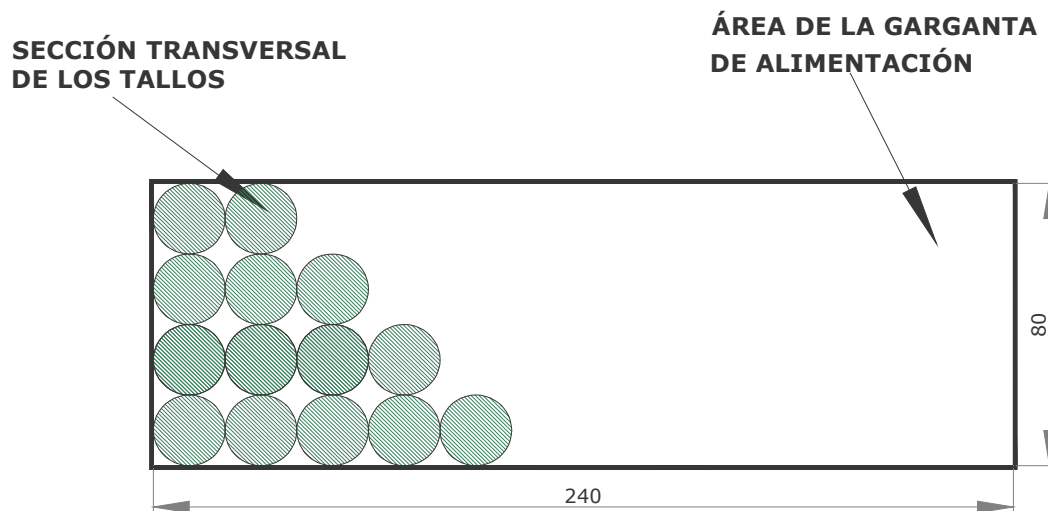
La suma de las áreas A_1 . A_{10} para todos los casos es la misma debido a que la cuchilla debe cubrir el área total de la garganta de alimentación para cualquier ángulo γ

El área que ocupan los tallos acomodados en la garganta de alimentación no cubre en su totalidad el espacio disponible como se observa en el gráfico 3-4, con

lo cual es necesario utilizar un factor de corrección de área k que mejora los cálculos cuando se consideran los espacios que existen entre los tallos.

GRÁFICO 3.4

GARGANTA DE ALIMENTACIÓN Y ÁREA OCUPADA POR LOS TALLOS



$$\kappa = \frac{A_{OT}}{\sum A_i} = \frac{A_{OT}}{A_G} \quad (3.7)$$

A_i : Área dividida por el paso de la cuchilla [mm²]

A_t : Área de un tallo [m²]

A_{OT} : Área ocupada por los tallos [mm²]

$$A_{OT} = N_{tg} \cdot A_t \quad (3.8)$$

N_{tg} : Número de tallos en la garganta

$$A_{tallo} = \frac{\pi \cdot d_t^2}{4} \quad (3.9)$$

d_t : Diámetro promedio de los tallos = 20 [mm]

En el mejor de los casos el número total de tallos que se distribuyan en la garganta de alimentación es de 48 . Con un diámetro promedio de 20 mm por tallo por lo tanto el área ocupada por los tallos es de $1,51E-2$ m².

El factor de corrección de área k es 0,785

El área de un tallo A_t es $3,14E-4$ m².

3.6. ENERGÍA DE CORTE PARA CIZALLAR UN TALLO DE MAÍZ FORRAJERO

Para determinar la energía de corte de un tallo de maíz forrajero, utilizamos la información que se tiene de este material, con un contenido de humedad entre el 60 y 80% y una longitud de corte de 13 mm, se utiliza el valor de 0,45 Kw-Hora/Ton.

La energía de corte para un solo tallo se determina mediante la siguiente expresión:

$$e_c = \frac{E_c}{N_c} \quad (3.10)$$

Donde:

e_c : Energía de corte para un tallo [Joules/tallo]

E_c : Energía de corte para maíz forrajero = 0,45 [Kw-Hr/Ton]

N_c : Número de cortes por metro cúbico de de forraje

El número de cortes por metro cúbico es:

$$N_c = \frac{1}{v_t} \quad (3.11)$$

v_t : volumen de un pedazo de tallo cortado de forraje [m³]

$$v_t = A_t \cdot L_{tc} \quad (3.12)$$

L_{tc} : Longitud teórica de corte = 0,013 m

$$A_t = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad (3.13)$$

El diámetro promedio de los tallos d_t es de 20 mm y el área de un tallo A_t es $3,14E-4 \text{ m}^2$. El volumen de un pedazo de tallo v_t es $4,08E-6 \text{ m}^3$.

El número total de cortes en un metro cúbico N_c es de $2,45E+5$ unidades.

Entonces la energía de corte para un tallo de maíz forrajero es de 2,5 Joules/tallo.

3.7. ENERGÍA DE CORTE REQUERIDA POR EL CILINDRO PICADOR

La energía de corte requerida por el cilindro picador es función de la energía necesaria para realizar el corte al número máximo de tallos que ingresan a la garganta de alimentación N_{tg} por el número de cuchillas N , se expresa como:

$$E_c = e_c \cdot N_{tg} \cdot N \quad (3.14)$$

De acuerdo al gráfico 3-4, el número de tallos máximos admisible en la garganta de alimentación N_{tg} es de 48 y la energía de corte para un tallo es de 2,5 Joules/tallo. El valor total de la energía de corte por revolución en función del número de cuchillas se presenta en el cuadro 3-4

CUADRO 3.4

ENERGÍA REQUERIDA POR REVOLUCIÓN DEL CILINDRO PICADOR EN FUNCIÓN DEL NÚMERO DE CUCHILLAS

Número de Cuchillas	Energía Requerida por Revolución [Joules/rev]
2	240
3	360
4	480
6	720

El par de torsión aplicado en el ángulo incremental ϕ_i está dado por la siguiente expresión:

$$P_{ti} = \frac{Ec_i}{\phi_i} \quad (3.16)$$

P_{ti} : Par de torsión aplicado en el ángulo ϕ_i [N-m]

ϕ_i : Ángulo incremental en el que actúa el par de torsión [rad]

Para encontrar la energía de corte necesaria para cizallar el material forrajero alimentado, se grafican las curvas del par de torsión aplicado versus el ángulo incremental ϕ_i . El valor del ángulo de barrido se lo divide en diez partes por facilidad.

En el gráfico 3-5 se muestran las curvas para los diferentes ángulos γ de 0°, 5°, 8°, 10°, 12° y 15°. El área bajo la curva representa la energía que se necesita para realizar el corte dependiendo del ángulo de la cuchilla, sin que exista diferencia en el valor de la energía obtenida

CUADRO 3.6

ÁNGULO INCREMENTAL EN FUNCIÓN DEL PAR DE TORSIÓN.

γ [°]	0°		5°		8°		10°		12°		15°	
i	ϕ_i [rad]	P_{ti} [N-m]	ϕ_i [rad]	P_{ti} [N-m]	ϕ_i [rad]	P_{ti} [N-m]	ϕ_i [rad]	P_{ti} [N-m]	ϕ_i [rad]	P_{ti} [N-m]	ϕ_i [rad]	P_{ti} [N-m]
1	0,04	311,93	0,05	75,02	0,05	52,59	0,06	45,08	0,06	40,05	0,07	35,00
2	0,08	311,93	0,10	225,06	0,11	157,76	0,11	135,24	0,13	120,17	0,14	105,00
3	0,12	311,93	0,15	311,45	0,16	262,88	0,16	225,40	0,19	200,27	0,21	174,99
4	0,15	311,93	0,19	311,92	0,22	311,93	0,22	302,40	0,25	279,93	0,28	244,99
5	0,19	311,93	0,24	311,92	0,27	311,93	0,27	311,92	0,31	311,93	0,35	304,64
6	0,23	311,93	0,29	311,92	0,33	311,93	0,33	311,92	0,38	311,93	0,42	304,64
7	0,27	311,93	0,34	311,92	0,38	311,93	0,38	302,40	0,44	279,93	0,49	244,99
8	0,31	311,93	0,39	311,45	0,44	262,88	0,44	225,40	0,50	200,27	0,56	174,99
9	0,35	311,93	0,44	225,06	0,49	157,76	0,49	135,24	0,57	120,17	0,62	105,00
10	0,38	311,93	0,49	75,02	0,55	52,59	0,55	45,08	0,63	40,05	0,69	35,00

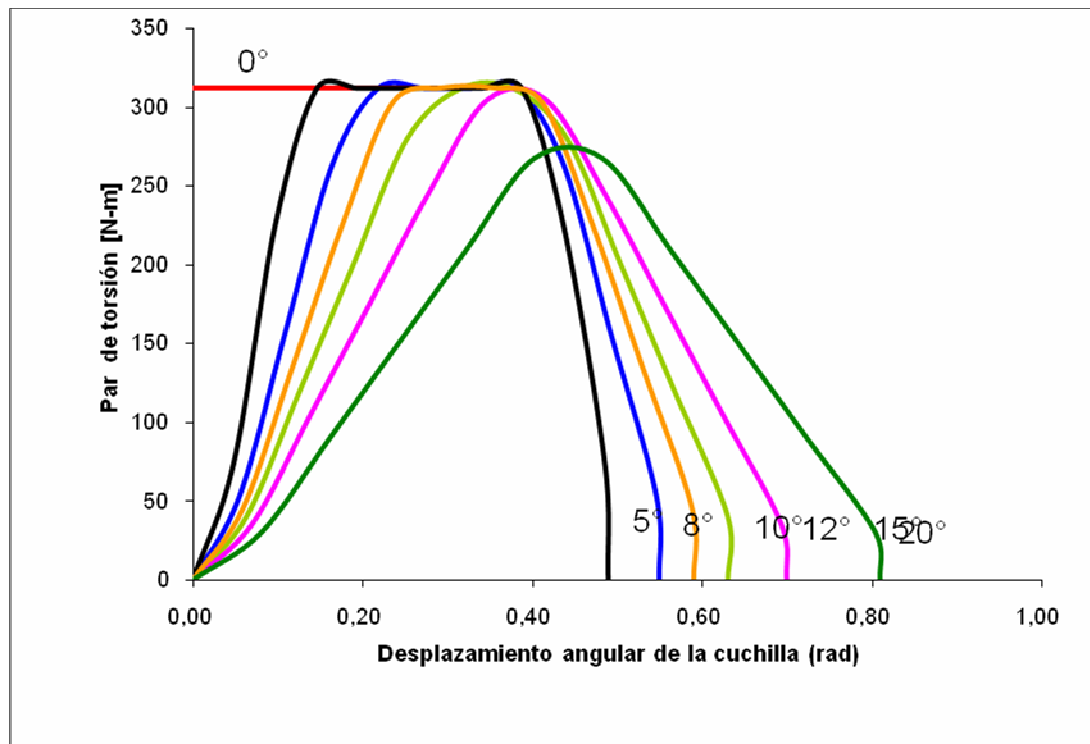
Con la información del cuadro 3-6 se realiza el gráfico 3-5 además de mostrar que el par de torsión máximo para ángulos de hélice de hasta 12° no varía y se mantiene en 312 [N m] disminuyendo su valor para ángulos superiores.

Las curvas del gráfico 3-5 demuestran que al incrementar el ángulo helicoidal no afectan en la magnitud de la energía, sino en la magnitud del par de torsión.

El incremento del ángulo de barrido, o desplazamiento angular, representa una entrega paulatina y mejor distribuida de energía, evitando los choques como en el caso del ángulo de 0° cuyo par de torsión máximo alcanza el valor de 312 [N-m] frente a los 267,5 [N-m] que alcanza la curva de 20° . Los ángulos incrementales de barrido de la cuchilla varían de 0,38 a 0,80 [rad] respectivamente.

GRÁFICO 3.5

PAR DE TORSIÓN PT VS. ÁNGULO INCREMENTAL DEL SEGMENTO DE TRABAJO DE LA CUCHILLA.



Para obtener la ecuación que relaciona el par de torsión P_t y el ángulo incremental del segmento de trabajo ϕ_i se procede a determinar la línea de tendencia de cada una de las curvas

Las ecuaciones de las líneas de tendencia de cada una de las curvas se expresan a continuación:

Ángulo $\gamma 5^\circ$

$$P_t = -5444.4\phi^2 + 2819.3\phi - 15.894 \quad R^2 = 0.9257 \quad (3.17)$$

Ángulo $\gamma 8^\circ$

$$P_t = -4333.8\phi^2 + 2521.6\phi - 39.716 \quad R^2 = 0.9646 \quad (3.18)$$

Ángulo $\gamma 10^\circ$

$$P_t = -3659.9\phi^2 + 2287.5\phi - 46.782 \quad R^2 = 0.9609 \quad (3.19)$$

Ángulo $\gamma 12^\circ$

$$P_t = -3074.2\phi^2 + 2055.6\phi - 49.638 \quad R^2 = 0.9502 \quad (3.20)$$

Ángulo $\gamma 15^\circ$

$$P_t = -2336.2\phi^2 + 1724.9\phi - 48.83 \quad R^2 = 0.9334 \quad (3.21)$$

Ángulo $\gamma 20^\circ$

$$P_t = -1510\phi^2 + 1292\phi - 43.201 \quad R^2 = 0.9259 \quad (3.22)$$

Donde R^2 es el coeficiente de determinación, valor muy cercano a la unidad lo que representa que la curva obtenida concuerda con los datos utilizados.

Se procede a integrar las ecuaciones obtenidas de cada una de las curvas con el programa Matlab, obteniendo el valor del área bajo la curva que representa la energía para realizar el corte.

Para un ángulo de hélice $\gamma=5^\circ$

Ángulo de barrido comprendido entre 0 a 0.49 rad

$$\int_0^{0.49} (-5444.4 \phi^2 + 2819.3 \phi - 15.894) d\phi$$

Se obtiene la energía necesaria de 117.16 Joules

Para un ángulo de hélice $\gamma=8^\circ$

Ángulo de barrido comprendido entre 0 a 0.547 rad

$$\int_0^{0.547} (-4333.8 \phi^2 + 2521.6 \phi - 39.716) d\phi$$

Se obtiene la energía necesaria de 119.08 Joules

Para un ángulo de hélice $\gamma=10^\circ$

Ángulo de barrido comprendido entre 0 a 0.59 rad

$$\int_0^{0.59} (-3659.9 \phi^2 + 2287.5 \phi - 46.782) d\phi$$

Se obtiene la energía necesaria de 119.98 Joules

Para un ángulo de hélice $\gamma=12^\circ$

Ángulo de barrido comprendido entre 0 a 0.63 rad

$$\int_0^{0.63} (-3074.2 \phi^2 + 2055.2 \phi - 49.638) d\phi$$

Se obtiene la energía necesaria de 120.35 Joules

Para un ángulo de hélice $\gamma=15^\circ$

Ángulo de barrido comprendido entre 0 a 0.694 rad

$$\int_0^{0.694} (-2336.2 \phi^2 + 1724.9 \phi - 48.83) d\phi$$

Se obtiene la energía necesaria de 121.20Joules

Para un ángulo de hélice $\gamma=20^\circ$

Ángulo de barrido comprendido entre 0 a 0.805 rad

$$\int_0^{0.805} (-1510 \phi^2 + 1292 \phi - 43.201) d\phi$$

Se obtiene la energía necesaria de 121.27Joules

3.9. POTENCIA REQUERIDA PARA EL CORTE

La potencia requerida para el corte es obtenida mediante el producto de la energía de corte de un tallo por el número máximos de tallos que son cortados por el cilindro picador en una revolución.

$$Pot_c = \frac{e_c \cdot n_{ig} \cdot N \cdot n}{60(1000)} \quad (3.23)$$

Pot_c: Potencia requerida para el corte [Kw]

CUADRO 3.7**POTENCIA REQUERIDA PARA EL CORTE EN FUNCIÓN DEL NÚMERO DE CUCHILLAS**

Número de Cuchillas	Potencia Requerida para el Corte [Kw]
2	3,26
3	4,89
4	6,53
6	9,79

CAPÍTULO 4

USO DEL CAD/CAE PARA EL ANÁLISIS Y DISEÑO DEL CILINDRO PICADOR

El término CAD, es el acrónimo de Computer Aided Design o diseño asistido por computadora. Se trata de la tecnología comprometida en el uso de sistemas informáticos para realizar tareas de creación, modificación, análisis y optimización de un diseño. Sus herramientas engloban desde el modelado geométrico hasta el análisis y la optimización de un producto específico.

La ingeniería asistida por computadora, Computer Aided Engineering o CAE es el uso de sistemas informáticos para estudiar la geometría generada por las aplicaciones del CAD, permitiendo al diseñador simular y analizar el comportamiento de la parte o pieza en estudio con la ayuda del método de elementos finitos, hasta refinar y optimizar el diseño.

Para el diseño y análisis de los diferentes elementos que forman parte del cilindro picador se utiliza el Software Autodesk Inventor que es un sistema de diseño mecánico 3D, que permite:

- Creación de bocetos
- Trabajo con operación de bocetos
- Creación y edición de operaciones predefinidas
- Creación y edición de operaciones de trabajo
- Utilización de proyectos para organizar los datos
- Administración de ensamblajes
- Inserción, desplazamiento y restricción de componentes
- Creación de ensamblajes

- Análisis de ensamblajes
- Uso de Design Accelerator
- Con graficación de dibujos
- Creación de vistas de dibujos
- Anotaciones en dibujos
- Utilización del centro de contenidos
- Utilidades de Autodesk Inventor
- Análisis de tensión
- Análisis de modelos
- Visualización de resultados
- Revisión de modelos y análisis de tensión
- Generación de informes
- Administración de archivos de análisis de tensión
- Simulación dinámica
- Simulación de un movimiento
- Construcción de un ensamblaje móvil
- Herramientas de simulación

Por lo expuesto este Software es una poderosa herramienta que facilita el diseño mecánico. Su entorno en 3D ayuda a visualizar la parte, pieza o máquina que está en estudio. Con la ayuda de la herramienta de simulación dinámica se toman decisiones consistentes y cercanas a la realidad.

Como todo diseño mecánico en su etapa inicial, es un problema poco estructurado, el diseñador se encuentra ante el “síndrome del papel en blanco” por no saber por dónde empezar. Una estrategia útil para resolver este dilema es únicamente por iteración lo que significa regresar a un estado previo asumiendo alguna configuración de prueba para cada pieza en estudio

Esta metodología permite reconocer los diferentes parámetros que intervienen en el fenómeno físico y define el grado de afectación e importancia dentro de la interrelación de las diferentes partes o piezas en su conjunto.

Usando la herramienta boceto de Autodesk Inventor, se dibujaron diferentes alternativas que facilita seleccionar la más conveniente para cumplir con el propósito planteado.

En el gráfico 4.1 se muestra la disposición de los elementos que constituyen el cilindro picador, que se enlistan a continuación:

- Soporte
- Cuchilla
- Fleje de cuchilla
- Deflector
- Disco
- Árbol

Considerando la parte cinemática de la máquina en su conjunto, se logro definir la ubicación de los elementos y el respectivo dimensionamiento de los parámetros generales del cilindro picador, que son:

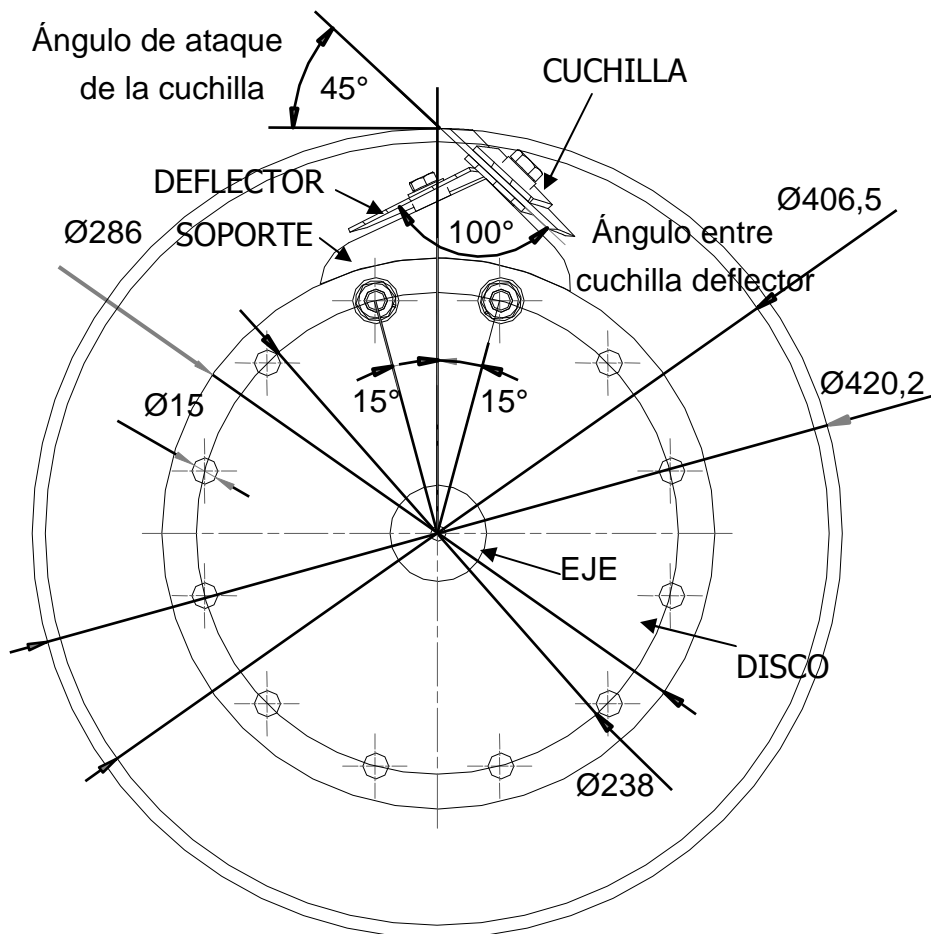
- Ángulo de ataque de la cuchilla 45°
- Ángulo entre la cuchilla y el deflector 110°
- Diámetro de circunferencia de la línea de acción de la cuchilla 420,2 mm
- Diámetro de circunferencia de la línea de interferencia de los pernos de sujeción de la cuchilla móvil 406,5 mm
- Número de cuchillas móviles 2, 3, 4, 6 alternativas posibles.
- Diámetro del disco 286 mm
- Ángulo entre los pernos de sujeción del soporte 30° , y

- Diámetro de circunferencia que contiene las perforaciones del disco 250 mm.

En esta etapa los parámetros anteriores se los obtuvo gráficamente considerando ciertas restricciones geométricas y constructivas como el número de cuchillas móviles frente al ángulo entre los pernos de sujeción de manera que esta disposición permita montar 2, 3, 4 o 6 cuchillas móviles. Diámetros de la línea de acción de la cuchilla móvil y la línea de interferencia de los pernos de sujeción. El diámetro de circunferencia que contiene las perforaciones en el disco con el diámetro del disco están relacionados con 1,5 veces el diámetro del agujero

GRÁFICO 4.1

BOCETO DEL CILINDRO PICADOR

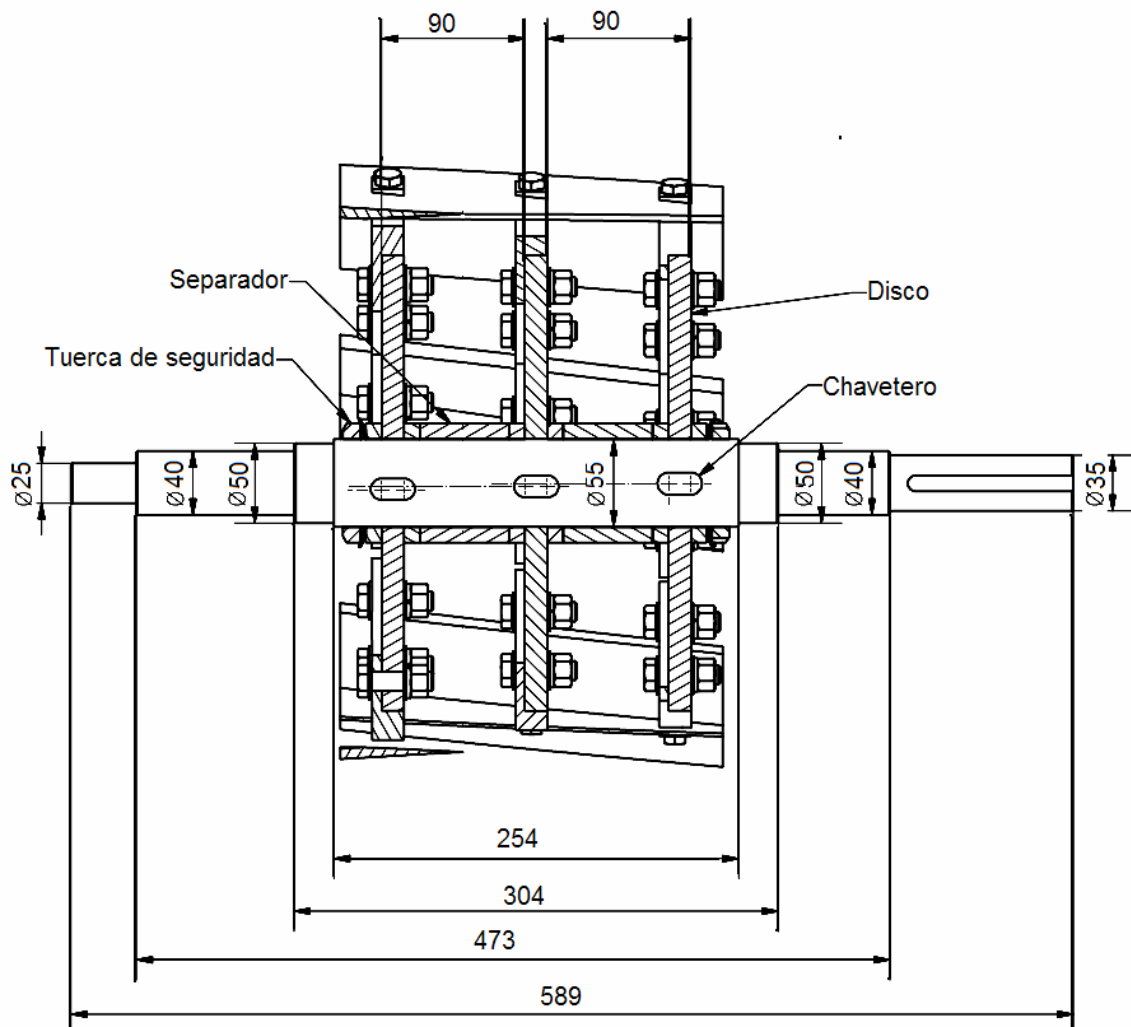


Para definir el ángulo helicoidal γ entre la cuchilla móvil y la cuchilla fija se procedió a iterar variando los diferentes parámetros. El ángulo entre chaveteros consecutivos es de 2.5° ubicando a los discos del cilindro desfasados con esta magnitud.

La distancia de 90 mm entre discos es una consecuencia del ángulo determinado. Por tanto la longitud total del cilindro es la suma 180 mm, de la distancia entre los tres discos, más 30 mm a cada lado de los discos del cilindro picador, que se convierte en un parámetro definido para el cálculo de la capacidad de alimentación de la máquina.

GRÁFICO 4.2

DISPOSICIÓN DE LOS COMPONENTES DEL CILINDRO PICADOR



En el gráfico 4-2 se presenta la disposición y dimensiones generales de los elementos que forman parte del cilindro picador que no fueron descritos en el gráfico 4-1, como son:

- Separador
- Arandelas de seguridad
- Tuercas de seguridad

En el gráfico 4-2 se visualiza el desfase angular entre chaveteros de 2.5° , por lo tanto el ángulo total que giran los discos es de 5° entre el primero y el último, lo que permite la rotación de los discos y de los soporte de cuchillas en la misma magnitud, generando así la forma helicoidal de la cuchilla móvil. Este ángulo también lo forman las cuchillas móviles y la cuchilla fija.

En el árbol constan los sectores en donde se ubicarán las chumaceras soporte, la polea conducida del sistema de potencia y el engrane conductor del sistema de alimentación.

Las uniones de los diferentes elementos se realizan con el uso de pernos, arandelas planas y de presión, chavetas y chaveteros, arandelas y tuercas de seguridad.

Los cambios de sección en el árbol y los separadores permiten posicionar los diferentes elementos que intervienen en el cilindro picador, garantizando así las dimensiones preestablecidas.

Con la descripción anterior del cilindro picador y la definición de los parámetros funcionales básicos logrados en los procesos iterativos, se tiene la capacidad de realizar el dimensionamiento y análisis de cada elemento, que se muestran a continuación.

4.1. DISEÑO DE LA CUCHILLA MÓVIL.

La cuchilla móvil en interacción con la cuchilla fija, son los elementos que realizan el corte por cizalladura del material forrajero que es alimentado a la picadora.

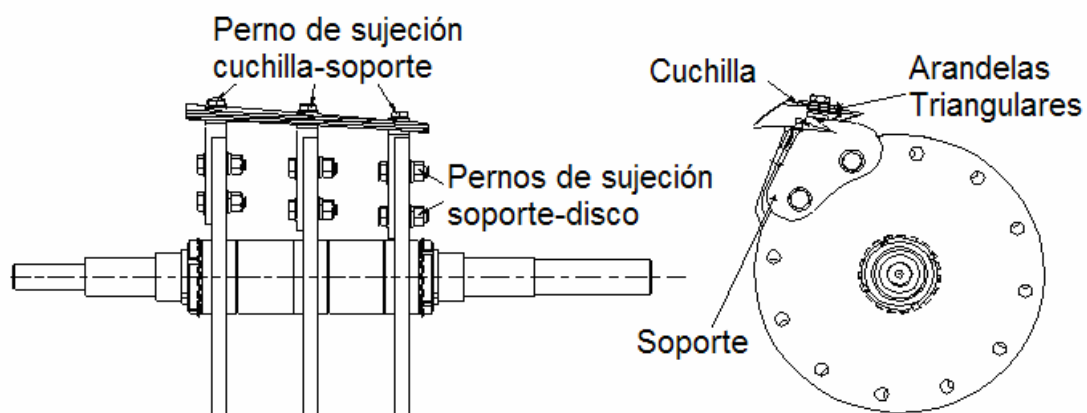
Con la finalidad de disminuir el impacto por la acción del corte, en el capítulo 3, se analizó la incidencia del ángulo formado entre la cuchilla fija y la cuchilla móvil, encontrando que el ángulo de 5° es el más recomendado.

Bajo esta consideración es necesario deformar elásticamente la cuchilla móvil, deformación que se logra por la intervención de los momentos flector y torsor ejercidos por los pernos de sujeción entre la cuchilla móvil y los soporte de cuchilla tomando así la forma helicoidal.

En el gráfico 4-3 se señalan los elementos de sujeción a utilizar en el montaje entre la cuchilla móvil al soporte de cuchilla y del soporte al disco. Además se indican las arandelas triangular que sirven de elementos de acople entre la cuchilla y la superficie del soporte de cuchilla.

GRÁFICO 4.3

ELEMENTOS DE SUJECIÓN Y ARANDELAS TRIANGULARES EN EL CILINDRO PICADOR



La cuchilla móvil toma la forma helicoidal, cuando se ejerce sobre ella momentos de torsión y flexión que le permite acoplarse a la superficie de los soportes de

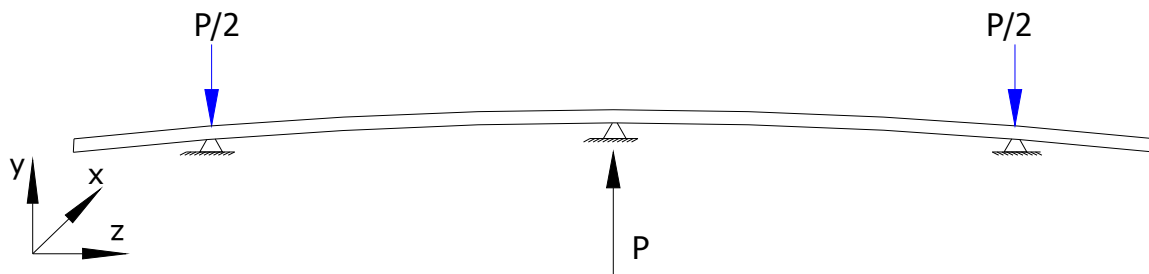
cuchilla, sometiéndola a esfuerzos estáticos que están presentes en el momento de realizar el montaje de las mismas sobre los soportes de cuchilla, por esto es necesario el análisis de la cuchilla móvil bajo esta consideración obteniendo los respectivos esfuerzos normales y cortantes que permitan obtener el esfuerzo de Von Misses σ' y aplicando la tercera teoría de falla estática relacionarlo con la resistencia del material y encontrar el factor de seguridad estático. Esto permite seleccionar el material y su espesor.

4.1.1. FUERZA FLECTORA DE LA CUCHILLA.

El gráfico 4.4 representa el diagrama de cuerpo libre de la cuchilla móvil, se considera la fuerza de flexión P que los pernos de sujeción ejercen produciendo una deflexión Δ en la cuchilla móvil considerando apoyos simples y carga central.

GRÁFICO 4.4

DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE LA CUCHILLA SOMETIDA A FLEXIÓN



La fuerza que causa la deflexión de la cuchilla es:

$$P = \frac{48 \cdot \Delta \cdot E \cdot I}{S^3} \quad (4.1)$$

Donde:

- P: Fuerza de flexión en la cuchilla [N]
- Δ : Flecha de la cuchilla al flejarla inicialmente = 3,2 [mm]
- E: Módulo de elasticidad del acero = 207 [GPa]
- I: Momento de inercia de la sección [m⁴]
- S: Segmento circular = 0,182 [m]

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12} \quad (4.2)$$

b: Base de la cuchilla = 80 [mm]

h: Espesor de la cuchilla [mm]

Para el espesor de la cuchilla h se considera los espesores de materiales que existen en el mercado nacional 1.6; 1.8; 2.2 y 3.2 mm valores que son utilizados en los cálculos respectivos posteriormente.

Los valores de la flecha de la cuchilla y del segmento circular se los obtuvieron en el capítulo 3 en la tabla 3-1

4.1.2. ESFUERZOS DE FLEXIÓN EN LA CUCHILLA σ_z

Para determinar el esfuerzo de flexión producido sobre la cuchilla por la acción de la fuerza P ejercida por los pernos de sujeción, se emplea la siguiente ecuación:

$$\sigma_z = \frac{M_x \cdot y}{I} \quad [\text{MPa}] \quad (4.3)$$

M_x : Momento flector [N-m]

y: Distancia de la línea del eje neutro a las fibras exteriores [m]

$$y = \frac{h}{2} \quad (4.4)$$

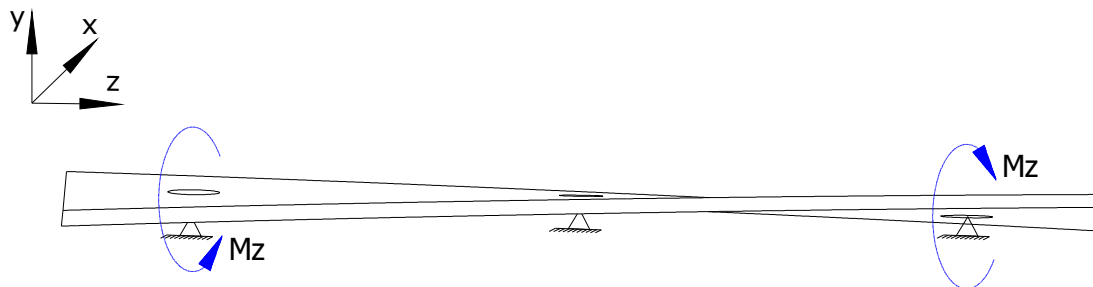
$$M_x = \frac{P \cdot S}{4} \quad (4.5)$$

4.1.3. PAR DE TORSIÓN INICIAL EN LA CUCHILLA M_z

Para lograr la trayectoria helicoidal de la cuchilla móvil es necesario ejercer un par de torsión que en combinación con el momento flector coadyuve a este objetivo, el diagrama de cuerpo libre del gráfico 4-5 muestra la cuchilla móvil sometida a un par de torsión inicial M_z .

GRÁFICO 4.5

DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE LA CUCHILLA SOMETIDA A TORSIÓN



Este momento se presenta durante el montaje y obedece a la expresión:

$$M_z = \alpha \cdot \beta \cdot b \cdot h^3 \cdot \frac{G}{C} \quad (4.6)$$

Para un elemento de sección transversal rectangular¹⁹

Donde:

El ángulo α de desfase entre discos consecutivos es:

$$\alpha = \frac{\theta}{2} \quad (4.7)$$

α : Ángulo de desfase entre disco = 0,044 [rad]

β : Es una función de ¹⁸ $b/h = 0,333$

b : Base de la cuchilla = 80 [mm]

¹⁹ Shigley. J,(2002), Diseño en Ingeniería Mecánica, Quinta Edición, México, McGraw-Hill

- h: Espesor de la cuchilla [mm]
 G: Módulo de rigidez del acero = 79,3 [GPa]
 C: Distancia entre discos = 0,18 [m]

La distancia entre discos es:

$$C = \frac{L - 0,06}{2 \cdot \cos \gamma} \quad (4.8)$$

- L: longitud de la garganta de alimentación = 0,24 [m]
 γ : Ángulo entre la cuchilla móvil y la cuchilla fija = 5°

4.1.4. ESFUERZO CORTANTE τ_{yz}

El esfuerzo cortante al que se le somete a la cuchilla se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$\tau_{yz} = \frac{M_z}{b \cdot h^2} \cdot \left[3 + \left(\frac{1,8 \cdot h}{b} \right) \right]_{20} \quad (4.9)$$

4.1.5. ESFUERZO DE VON MISSES σ'

Definidos los esfuerzos normales de flexión y de corte se obtiene el esfuerzo de Von Misses por medio de la ecuación siguiente:

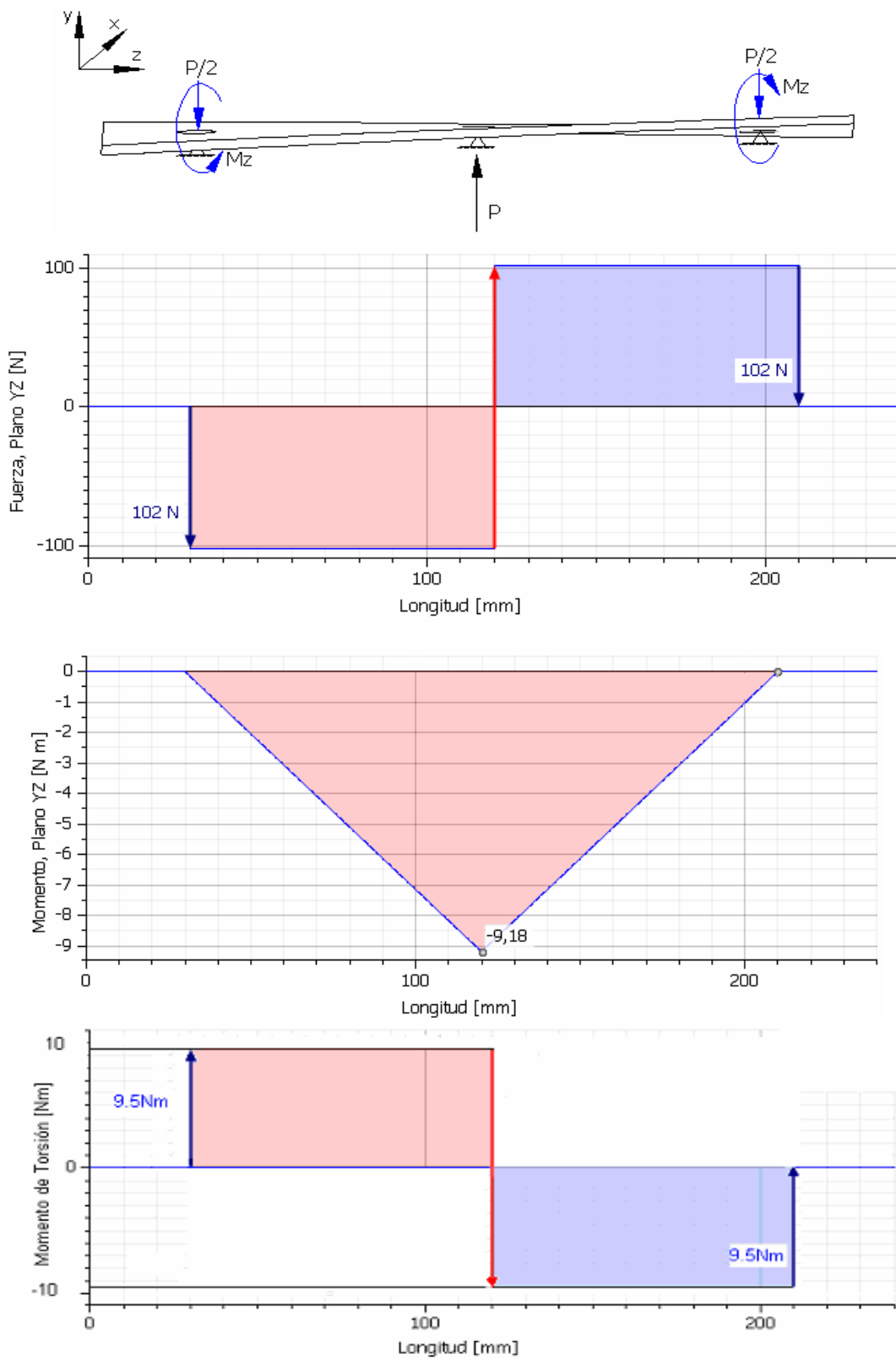
$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2} \quad (4.10)$$

- σ' : Esfuerzo de Von Misses [Mpa]

²⁰ Shigley. J.(2002), Diseño en Ingeniería Mecánica, Quinta Edición, México, McGraw-Hill

GRÁFICO 4.6

DIAGRAMAS DE CUERPO LIBRE DE CORTE, MOMENTOS FLECTOR Y TORSIÓN DE LA CUCHILLA MÓVIL



Se inicia un proceso iterativo introduciendo en los cálculos los valores de los diferentes espesores de la cuchilla móvil para obtener la fuerza flectora P , momento de flexión M_x y momento de torsión M_z , para obtener el gráfico 4-6 de los diagramas de corte, y momentos de flexión y torsión.

Por ejemplo para el ángulo de hélice de 8° y el espesor de 1.8 mm se tienen en el cuadro 4.1 los siguientes valores:

- P : 204 [N]
- M_x : 9.26 [N m]
- M_z : 9.5 [N m]

4.1.6. MATERIAL DE LA CUCHILLA MÓVIL

Para este análisis se considera que el material de la cuchilla es un acero AISI 1065 y los espesores varían de acuerdo a la disponibilidad en el mercado; 1,6 mm 1,8 mm y 2,2 mm; También el AISI 1085 de 3,2 mm de espesor.

Estos materiales pueden ser utilizados después de un tratamiento térmico de temple y el respectivo revenido hasta alcanzar una dureza de 45 Rc, dureza que es utilizada en la fabricación de machetes y azadones²¹.

La resistencia a la tensión S_{ut} del material se obtiene a partir de la dureza del material.

Por lo tanto la resistencia a la tensión S_{ut} del material seleccionado es de:

²¹ HANSA; Fábrica de Machetes y Azadones, Quito – Ecuador.

$$S_{ut} = 3,41HBn \text{ [MPa]} \quad (4.11)^{22}$$

HBn: Dureza Brinell

La resistencia a la fluencia se determina mediante la ecuación:

$$S_y = 0,7S_{ut} \text{ [MPa]} \quad (4.12)^{22}$$

Donde:

S_{ut} : 1400 [MPa].

S_y : 980 [MPa].

4.1.7. FACTOR DE SEGURIDAD ESTÁTICO

Aplicando la tercera teoría de falla de la energía de distorsión, el factor de seguridad estático n_s está dado por la relación:

$$n_s = \frac{S_y}{\sigma'} \quad (4.13)$$

En el cuadro 4-1 se encuentran tabulados los valores de cargas P, momentos de flexión M_x y de torsión M_z , y esfuerzos normal σ_z y de corte τ_{yz} , para diferentes espesores de cuchilla h y ángulos helicoidales γ .

²² Shigley. J,(2002), Diseño en Ingeniería Mecánica, Quinta Edición, México, McGraw-Hill

CUADRO 4.1

FACTORES DE SEGURIDAD ESTÁTICO PARA DIFERENTES ESPESORES DE LA CUCHILLA EN FUNCIÓN DEL ÁNGULO ENTRE LA CUCHILLA MÓVIL Y FIJA γ .

ÁNGULO DE LA CUCHILLA 5°

Espesor	0,0016	0,0018	0,0022	0,0032
P [N]	90,6	129,0	235,0	725,0
M _x [N-m]	4,1	5,8	10,6	32,7
σ_z [MPa]	120,0	135,0	165,0	240,0
M _z [N-m]	4,2	5,9	10,9	33,4
τ_{yz} [MPa]	61,9	69,8	85,5	125,0
σ' [MPa]	160,9	181,2	221,7	323,2
n _s	6,1	5,4	4,4	3,0

ÁNGULO DE LA CUCHILLA 8°

Espesor	0,0016	0,0018	0,0022	0,0032
P [N]	143,0	204,0	372,0	1140,0
M _x [N-m]	6,5	9,3	16,9	52,0
σ_z [MPa]	191,0	214,0	262,0	381,0
M _z [N-m]	6,6	9,5	17,3	53,1
τ_{yz} [MPa]	98,5	111,0	136,0	199,0
σ' [MPa]	256,1	287,7	352,3	513,8
n _s	3,8	3,4	2,8	1,9

ÁNGULO DE LA CUCHILLA 10°

Espesor	0,0016	0,0018	0,0022	0,0032
P [N]	177,0	251,0	459,0	1410,0
M _x [N-m]	8,1	11,5	21,0	64,7
σ_z [MPa]	237,0	266,0	326,0	473,0
M _z [N-m]	11,7	11,8	21,5	66,0
τ_{yz} [MPa]	122,0	138,0	169,0	248,0
σ' [MPa]	317,5	357,6	438,1	638,9
n _s	3,1	2,7	2,2	1,5

CUADRO 4.1 CONTINUACIÓN

ÁNGULO DE LA CUCHILLA 12°

Espesor	0,0016	0,0018	0,0022	0,0032
P [N]	209,0	297,0	543,0	1670,0
M _x [N-m]	9,6	13,7	25,0	77,0
σ_z [MPa]	282,0	317,0	388,0	564,0
M _z [N-m]	9,8	14,0	25,6	78,6
τ_{yz} [MPa]	146,0	164,0	201,0	295,0
σ' [MPa]	378,8	425,6	521,3	761,0
n _s	2,6	2,3	1,9	1,3

NA: No aceptable.

Con los esfuerzos normal σ_z y de corte τ_{yz} , para los diferentes espesores de cuchilla y ángulos helicoidales se obtuvo el esfuerzo de Von Mises σ' con la ecuación 4.10, posteriormente el factor de seguridad estático con la ecuación 4.13, factor con el que se determina, que el espesor de la cuchilla y el ángulo de hélice no deben ser mayores a 6 mm y 12° respectivamente.

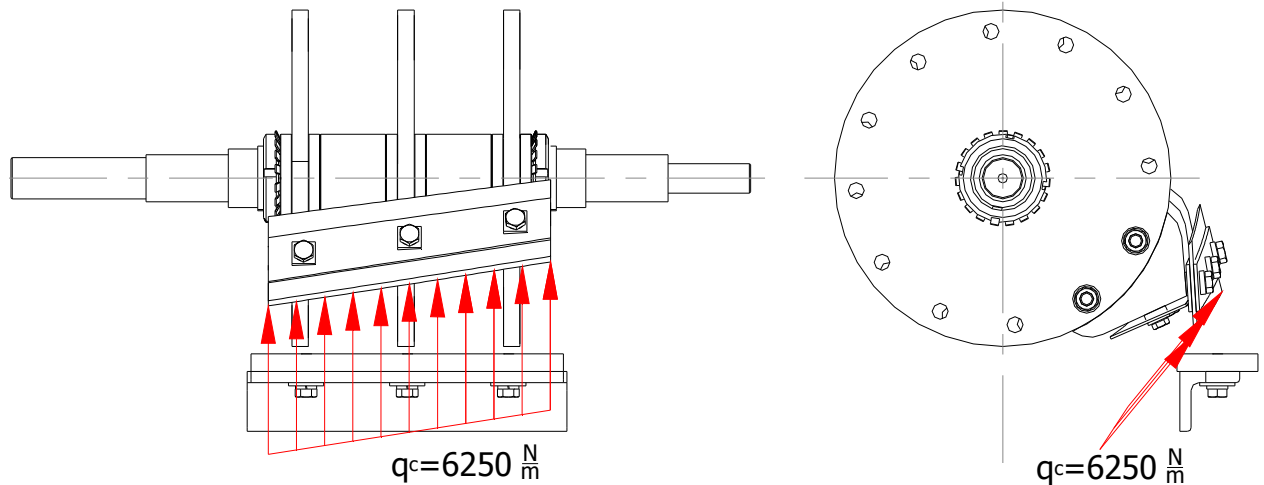
La cuchilla cuando realiza la cizalladura del material forrajero está sometida a cargas fluctuantes o cargas variables lo cual hace necesario un estudio del comportamiento de la cuchilla sometida a estas cargas

4.1.8. ANÁLISIS A LA FATIGA DE LA CUCHILLA MÓVIL

La función de la cuchilla móvil es la de cortar el material forrajero en interrelación con la cuchilla fija por tanto, la energía consumida en el corte es producida por el par de torsión P_t que fue calculado en los cuadros 3-5 y 3-6, de donde podemos determinar que su valor para este análisis es, P_t igual 315 [N m] el radio de la línea de trayectoria de la cuchilla móvil igual a 0.210 [m] que significa que actúa sobre la cuchilla una fuerza tangencial a la trayectoria de 1500 [N] que se asume se encuentra uniformemente distribuido a lo largo de la cuchilla móvil con un valor de 6250 [N/m] puesto que la longitud de acción de la cuchilla L_{ac} para los ángulos de hélice γ de 0° y 12° tienen un valor promedio de 0.24 [m]

GRÁFICO 4.7

DIAGRAMA DE CARGA DINÁMICA DE CORTE EN LA CUCHILLA MÓVIL



La fuerza tangencial forma un ángulo de 45° con la cuchilla móvil.

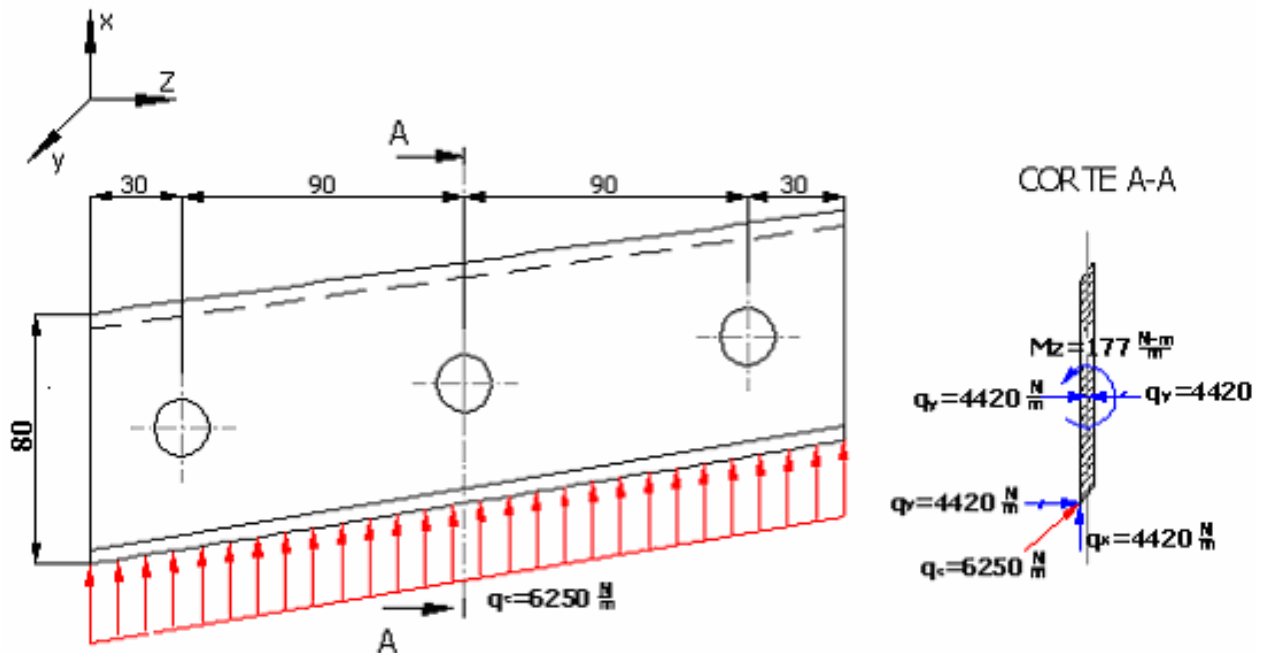
En el gráfico 4.7 demuestra la forma de interactuar la cuchilla móvil con la fija y la disposición de la fuerza resistente que ejerce el material al ser cortado. La cuchilla móvil del cilindro picador ejerce una fuerza de igual magnitud pero en sentido opuesto.

El ángulo de hélice γ que forma la cuchilla móvil y la fija genera una componente axial que no será considerada en este análisis por considerarla pequeña pero en la selección del cojinete será tomada en cuenta.

La reacción del material a picarse se descompone en sus componentes rectangulares $q_x = 4420 \text{ N/m}$ y $q_y = 4420 \text{ N/m}$ y el momento uniformemente distribuido $M_z = 177 \text{ N m/m}$ que se genera al trasladar la componente q_y al eje de simetría Z de la cuchilla como se explica en el gráfico 4.8 corte A-A.

GRÁFICO 4.8

ANÁLISIS DE FUERZAS Y MOMENTOS DE LA CUCHILLA MÓVIL



La cuchilla móvil en el plano Y, Z está apoyada en tres puntos y tiene la componente uniformemente distribuida q_y que le da las características de una viga continua por lo tanto se calculan las reacciones en los apoyos y los momentos en la cuchilla utilizando el método de los tres momentos ²³

Donde la ecuación general es:

$$M_n * l_n + 2M_{n+1} * l_n + 2M_{n+1} * l_{n+1} + M_{n+2} * l_{n+1} = -\frac{q_y}{4} (l_n^3 + l_{n+1}^3) \quad (4.14)$$

Aplicando la ecuación 4.14 en los apoyos 2, 3 y 4 se obtiene las siguientes ecuaciones:

Para el apoyo 2, donde $n=1$

$$M_1 * l_1 + 2M_2 * l_1 + 2M_2 * l_2 + M_3 * l_2 = -\frac{q_y}{4} (l_1^3 + l_2^3) \quad (4.15)$$

Para el apoyo 3, donde $n=2$

²³ Timoshenko S, (1974) Mecánica de Materiales, Primera Edición, México, Hispano-Americana

$$M_2 * l_2 + 2M_3 * l_2 + 2M_3 * l_3 + M_4 * l_3 = -\frac{q_y}{4} (l_2^3 + l_3^3) \quad (4.16)$$

Para el apoyo 4, donde $n=3$

$$M_3 * l_3 + 2M_4 * l_3 + 2M_4 * l_4 + M_5 * l_4 = -\frac{q_y}{4} (l_3^3 + l_4^3) \quad (4.17)$$

Considerando que los apoyos 1 y 5 son del tipo de contacto se determina que los momentos M_1 y M_5 son igual a 0 [N.m]

Quedando de la siguiente manera las ecuaciones 4.15, 4.16 y 4.17

$$0.024 * M_2 + 0.09 * M_3 = -0.834$$

$$M_2 + 4M_3 + M_4 = -8.95$$

$$0.09 * M_3 + 0.024 * M_4 = -0.834$$

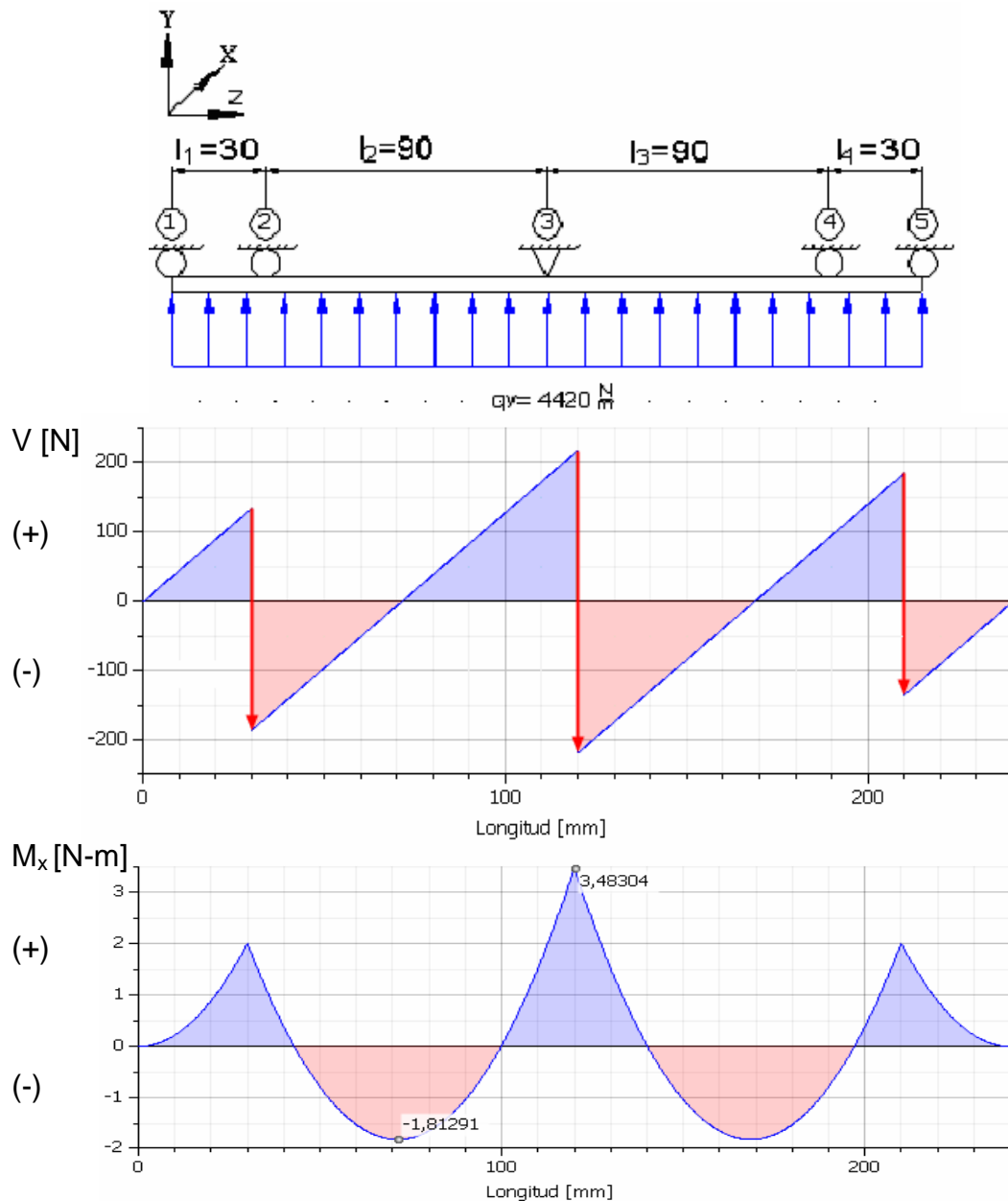
Resolviendo el sistema de ecuaciones se puede determinar que los valores de los momentos son:

- $M_2 = -2,25$ [N-m]
- $M_3 = -3,48$ [N-m]
- $M_4 = -2,25$ [N-m]

Con estos valores de los momentos se obtiene el diagrama de momentos flectores, para luego utilizando el teorema de los dos momentos obtener el diagrama de cortantes en los apoyos.

GRÁFICO 4.9

DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE CORTE Y DE MOMENTOS EN EL PLANO Y Z

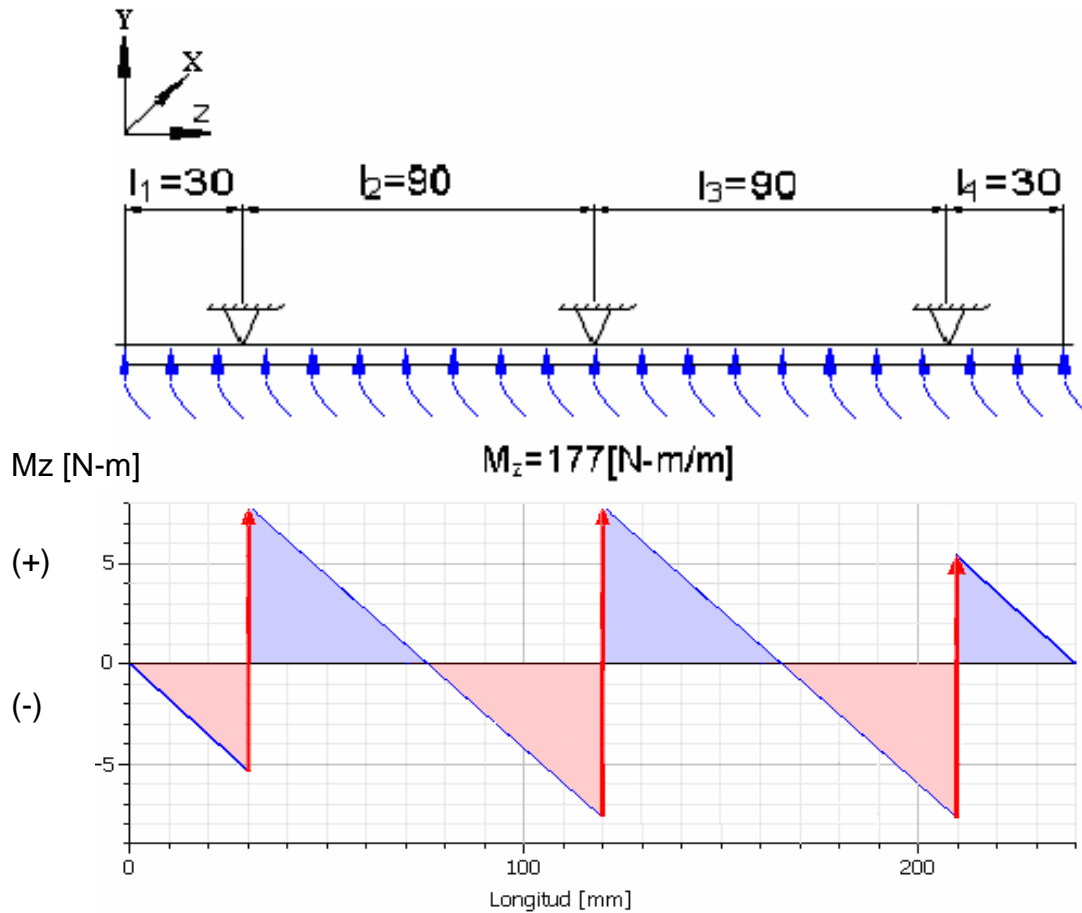


Con el traslado de la fuerza distribuida q_y al eje de simetría Z de la cuchilla, se genera un momento torsor uniformemente distribuido a lo largo de la cuchilla con un valor de 177 [N-m/m] ,

Con este momento de torsión uniforme se obtiene el diagrama de momento torsor, el diagrama de momento torsor nos permite determinar el momento torsor máximo que tiene un valor de 16 [N-m]

GRÁFICO 4.10

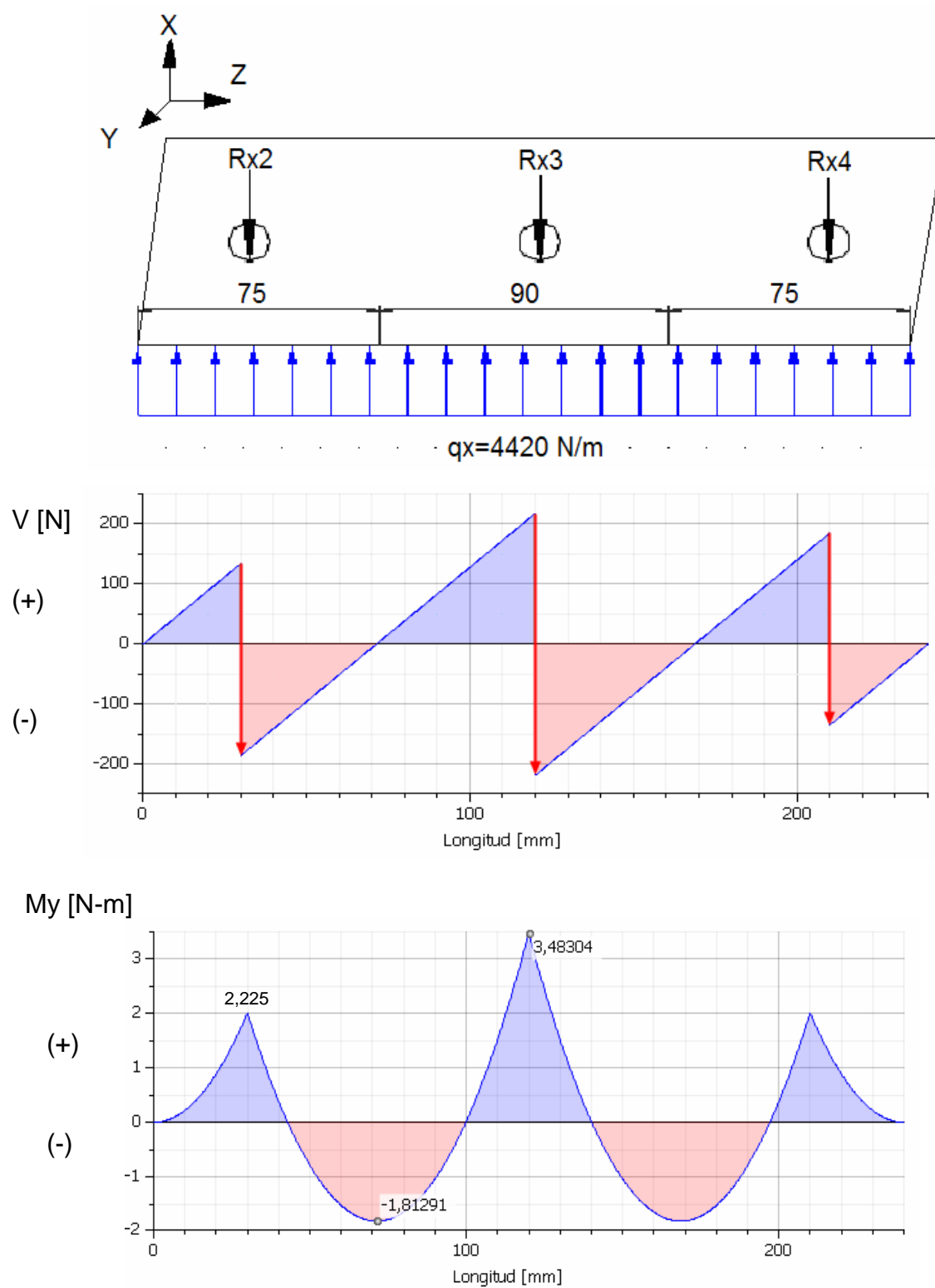
DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE MOMENTOS TORSOR EN EL PLANO Y Z



La cuchilla móvil en el plano XZ está apoyada en tres puntos y el q_x es de igual magnitud a q_y se deduce que los diagramas de cortantes y momentos flectores son de iguales características y magnitudes a los desarrollados para el plano YZ, esto se puede evidenciar en el gráfico 4.11, además bajo este aspecto se determina que las reacciones en los apoyos y los momentos son de igual magnitud a los calculados para el plano YZ.

GRÁFICO 4.11

DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE CORTE Y DE MOMENTOS EN EL PLANO X Z
X Z



4.1.9. MOMENTO DE FLEXIÓN EN LA CUCHILLA MÓVIL

Determinados los momentos flectores máximos en los planos YZ y XZ se calcula el momento resultante con la siguiente ecuación:

$$M_R = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} \quad (4.18)$$

Donde:

M_R : Momento flector resultante

M_x : Momento flector máximo en el plano YZ ($M_x = 3.5$ [N])

M_y : Momento flector máximo en el plano XZ ($M_y = 3.5$ [N])

Reemplazando los valores de M_x y M_y en la ecuación 4.18 se determina que el momento resultante M_R es igual a 4.5 [N-m]

Obtenido M_R se calcula el esfuerzo debido a momentos flectores con la siguiente ecuación:

$$\sigma_{zR} = \frac{M_R * \left(\frac{h}{2}\right)}{I} \quad (4.19)$$

Donde:

σ_{zR} : Esfuerzo de Flexión de recorrido

h : Espesor de la cuchilla

I : Momento de inercia de la sección

En el cuadro 4.6 se determina el esfuerzo de flexión en función del espesor de la cuchilla y el ángulo entre la cuchilla móvil y la cuchilla fija

4.1.10. ESFUERZO CORTANTE EN LA CUCHILLA MÓVIL

Realizando un estudio a las cargas que se aplican a la cuchilla móvil se puede determinar que el único momento torsor que se presenta en la cuchilla móvil es el Momento en el eje Z denominado M_z . Del gráfico 4.10 se puede determinar que el momento torsor máximo es de 16 [N-m]

Determinado el valor de M_z se calcula el esfuerzo cortante en el plano YZ con la ecuación 4.9

$$\tau_{yz} = \frac{M_z}{b \cdot h^2} \cdot \left[3 + \left(\frac{1,8 \cdot h}{b} \right) \right]$$

Los valores de τ_{yzR} se tabulan en el cuadro 4.5 en función del espesor de la cuchilla móvil y el ángulo entre la cuchilla móvil y la cuchilla fija.

4.1.11. ESFUERZO AMPLITUD Y ESFUERZO MEDIO NORMALES Y CORTANTES EN LA CUCHILLA MÓVIL

Una vez determinados los esfuerzos estáticos y dinámicos se calculan los esfuerzos medio y amplitud con las siguientes ecuaciones:

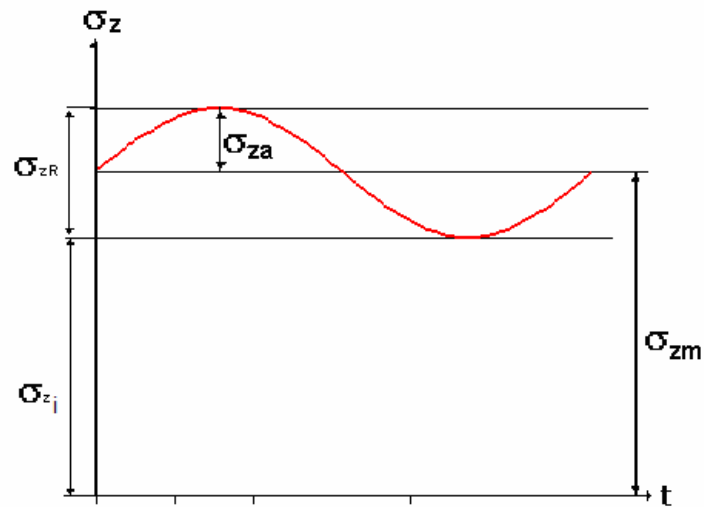
$$\sigma_{za} = \frac{\sigma_{zR}}{2} \quad (4.20)$$

$$\sigma_{zm} = \sigma_z + \frac{\sigma_{zR}}{2} \quad (4.21)$$

Que se representan en el gráfico 4.13, cuyos valores se encuentran en el cuadro 4.6 para los ángulos 5°, 8°, 10° y 12° y para los diferentes espesores de la cuchilla móvil.

GRÁFICO 4.12

ESFUERZOS MEDIO Y AMPLITUD NORMALES



Para determinar los esfuerzos cortantes medio y amplitud se utiliza las siguientes ecuaciones:

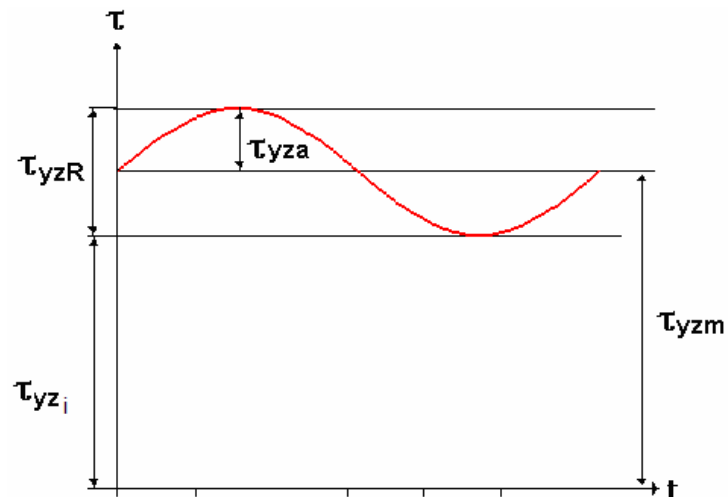
$$\tau_{yza} = \frac{\tau_{yzR}}{2} \quad (4.22)$$

$$\tau_{yzm} = \tau_{yz} + \frac{\tau_{yzR}}{2} \quad (4.23)$$

Que se representan en el gráfico 4.14, cuyos valores se encuentran en el cuadro 4.5 para los ángulos 5° , 8° , 10° y 12° y para los diferentes espesores de la cuchilla móvil.

GRÁFICO 4.13

ESFUERZOS MEDIO Y AMPLITUD CORTANTES



4.1.12. FACTOR DE SEGURIDAD A LA FATIGA

Obtenidos los esfuerzos amplitud y medio de los esfuerzos normales y cortantes se obtiene el esfuerzo amplitud de Von Mises que se calcula con la ecuación 4.24:

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_{za}^2 + 3*\tau_{yza}^2} \quad (4.24)$$

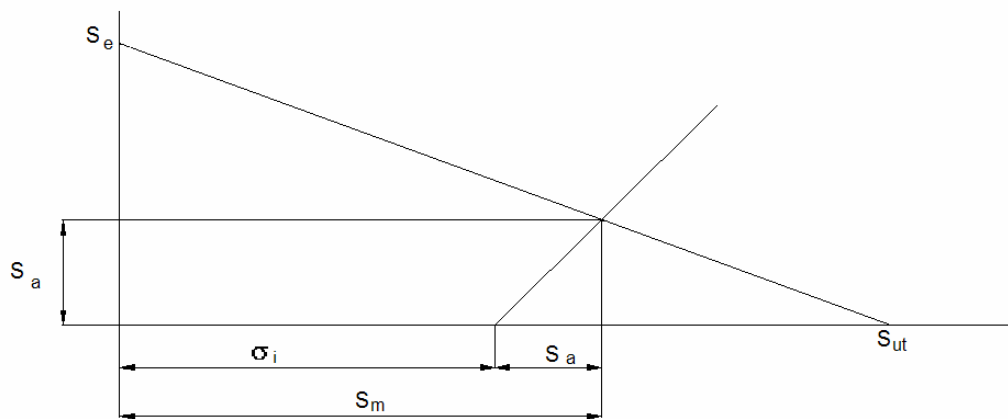
y el esfuerzo medio de Von Mises se calcula con la siguiente ecuación:

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_{zm}^2 + 3*\tau_{yzm}^2} \quad (4.25)$$

Utilizando el criterio de falla de Goodman para esfuerzos combinados obtenemos el factor de seguridad a la fatiga de la siguiente manera:

GRÁFICO 4.14

DIAGRAMA DE FATIGA DE GOODMAN



$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1 \quad (4.26)$$

Del gráfico 4.14 se obtiene que:

$$S_m = S_a + \sigma_i \quad (4.27)$$

Por lo tanto:

$$S_a = \frac{S_e (S_{ut} - \sigma_i)}{S_{ut} + S_e} \quad (4.28)$$

El factor de seguridad a la fatiga es:

$$n_f = \frac{S_a}{\sigma'_a} \quad (4.29)$$

Para lo cual es necesario encontrar el límite de fatiga para el material de la cuchilla, por lo tanto:

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S'_e$$

Donde:

$$S'_e = 0,5 * S_{ut} \text{ porque } S_{ut} \leq 1400 \text{ [Mpa]}$$

$$k_a = a * S_{ut}^b = 0,653, \text{ para maquinado o laminado en frio}$$

$$a = 4.45$$

$$b = -0.265$$

Como la sección de la cuchilla es rectangular, por lo tanto el diámetro equivalente

$$d_{eq} = 0.808(b * h)^{1/2}$$

$$k_b = 1.24 * d_{eq}^{-0,107}$$

CUADRO 4.2

VALORES DEL FACTOR K_B EN FUNCIÓN DE LOS DIFERENTES ESPESORES DE LA CUCHILLA MÓVIL

Espesor [m]	0,0016	0,0018	0,0022	0,0032
Ancho de la cuchilla [mm]	0,08			
d_{eq} [mm]	9,14	9,70	10,72	12,93
k_b	0,98	0,97	0,96	0,94

$k_c = 0,814$ para una confiabilidad del 99%

$k_d = 1$, la máquina trabajara a temperaturas ambientales

$$K_f = 1 + q^*(K_t - 1) \quad (4.30)$$

$$k_e = 1/K_f$$

CUADRO 4.3

VALORES DE K_E EN FUNCIÓN DEL ESPESOR DE LA CUCHILLA MÓVIL

Espeor h [mm]	1,6	1,8	2,2	3,2
Ancho de la cuchilla b [mm]	80			
Diámetro del agujero d [mm]	10			
d/b	0,125			
d/h	6,3	5,6	4,5	3,1
Kt	1,67	1,67	1,67	1,67
q	0,97			
Kt	1,65	1,65	1,65	1,65
ke	0,61	0,61	0,61	0,61

$k_f = 1$ Por no existir efectos varios

Una vez obtenidos los valores de factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga, calculamos la resistencia a la fatiga del material de la cuchilla S_e , valores que se encuentran en el cuadro 4.4

CUADRO 4.4

VALORES DE S_E PARA LOS DIFERENTES ESPESORES

Espeor	1,6	1,8	2,2	3,2
ka	0,653			
kb	0,98	0,97	0,96	0,94
kc	0,814			
kd	1			
ke	0,61	0,61	0,61	0,61
kf	1,0			
Se'	700			
Se	220,68	219,30	216,96	212,65

Calculado los valores de S_e se calcula el factor de seguridad a la fatiga n_f con la ecuación 4-29, los valores se encuentran en el cuadro 4.5

CUADRO 4.5

RESULTADOS PARA DIFERENTES ÁNGULOS DE DESFASE Y ESPEORES DE CUCHILLA

ÁNGULO DE LA CUCHILLA 5°

Espeor	0,0016	0,0018	0,0022	0,0032
σ_z [MPa]	120,0	135,0	165,0	240,0
τ_{yz} [MPa]	61,9	69,8	85,5	125,0
σ_{zR} [MPa]	145	115	76,7	36,3
τ_{yzR} [MPa]	237	188	126	60
σ' [MPa]	161	181	221,7	323
σ_{za} [MPa]	72,5	57,5	38,35	18,15
σ_{zm} [MPa]	192,5	192,5	203,4	258,2
τ_{yza} [MPa]	118,5	94	63	30
τ_{yzm} [MPa]	180,4	163,8	148,5	155,0
$\sigma_{a'}$	217,7	172,7	115,7	55,0
$\sigma_{m'}$	367,0	342,9	327,9	372,4
sa	168,72	165,06	158,10	141,99
n	NA	NA	1,37	2,58

ÁNGULO DE LA CUCHILLA 8°

Espeor	0,0016	0,0018	0,0022	0,0032
σ_z [MPa]	191,0	214,0	262,0	381,0
τ_{yz} [MPa]	98,5	111,0	136,0	199,0
σ_{zR} [MPa]	145	115	76,7	36,3
τ_{yzR} [MPa]	237	188	126	60
σ' [MPa]	256,1010543	287,679	352,32	513,77
σ_{za} [MPa]	72,5	57,5	38,35	18,15
σ_{zm} [MPa]	263,5	271,5	300,4	399,2
τ_{yza} [MPa]	118,5	94	63	30
τ_{yzm} [MPa]	217,0	205,0	199,0	229,0
$\sigma_{a'}$	217,7	172,7	115,7	55,0
$\sigma_{m'}$	459,0	447,0	457,2	562,7
sa	155,76	150,64	140,57	116,86
n	NA	NA	1,22	2,12

CUADRO 4.5 CONTINUACIÓN

ÁNGULO DE LA CUCHILLA 10°

Espesor	0,0016	0,0018	0,0022	0,0032
σ_z [MPa]	237,0	266,0	326,0	473,0
τ_{yz} [MPa]	122,0	138,0	169,0	248,0
$\sigma_z R$ [MPa]	145	115	76,7	36,3
$\tau_{yz} R$ [MPa]	237	188	126	60
σ' [MPa]	317,5232275	357,614	438,13	638,94
σ_{za} [MPa]	72,5	57,5	38,35	18,15
σ_{zm} [MPa]	309,5	323,5	364,4	491,2
τ_{yza} [MPa]	118,5	94	63	30
τ_{yzm} [MPa]	240,5	232,0	232,0	278,0
$\sigma_{a'}$	217,7	172,7	115,7	55,0
$\sigma_{m'}$	519,0	515,9	542,4	687,8
sa	147,40	141,17	129,06	100,36
n	NA	NA	1,12	1,82

ÁNGULO DE LA CUCHILLA 12°

Espesor	0,0016	0,0018	0,0022	0,0032
σ_z [MPa]	282,0	317,0	388,0	564,0
τ_{yz} [MPa]	146,0	164,0	201,0	295,0
$\sigma_z R$ [MPa]	145	115	76,7	36,3
$\tau_{yz} R$ [MPa]	237	188	126	60
σ' [MPa]	378,7769792	425,649	521,29	761,03
σ_{za} [MPa]	72,5	57,5	38,35	18,15
σ_{zm} [MPa]	354,5	374,5	426,4	582,2
τ_{yza} [MPa]	118,5	94	63	30
τ_{yzm} [MPa]	264,5	258,0	264,0	325,0
$\sigma_{a'}$	217,7	172,7	115,7	55,0
$\sigma_{m'}$	579,3	583,0	625,2	809,8
sa	139,06	131,95	117,90	84,26
n	NA	NA	NA	1,53

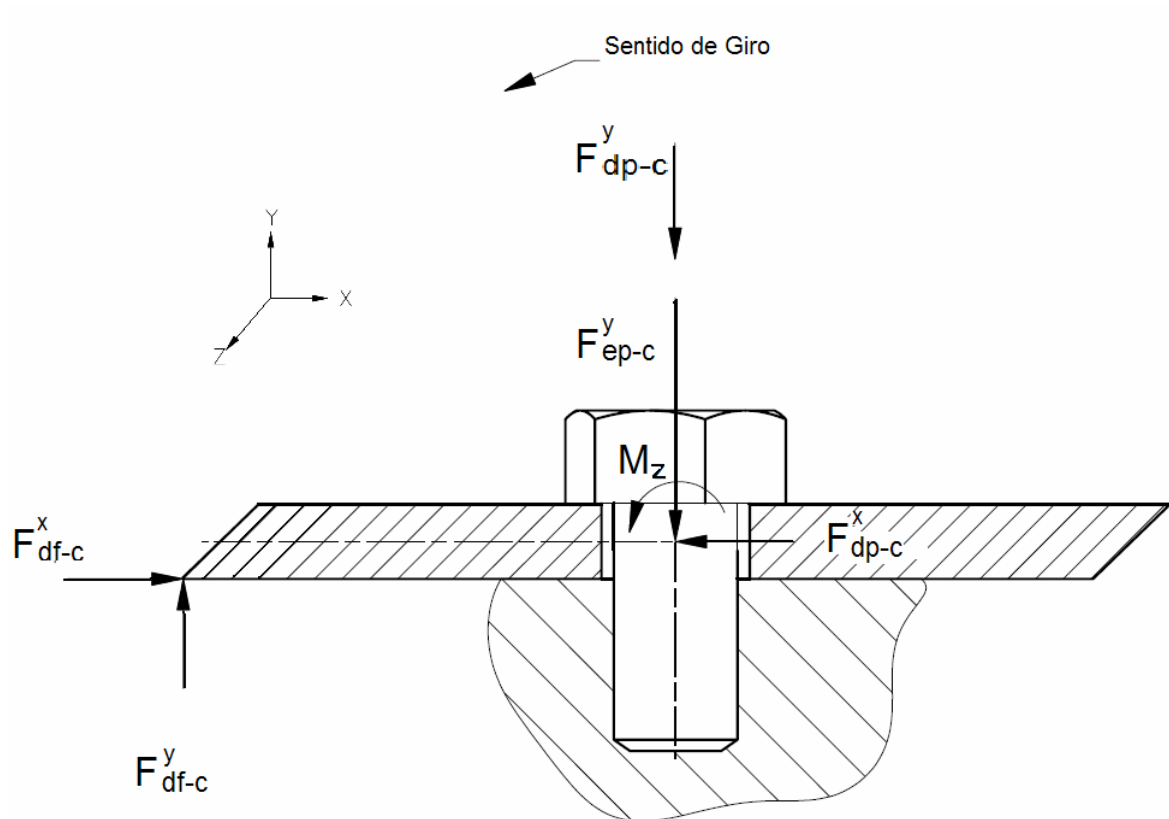
NA: No aceptable

En los cuadros 4.1 y 4.5 para el ángulo de 5° se concluye que el espesor de 3.2 mm tiene factores de seguridad estática y a la fatiga aceptables, para el presente trabajo se selecciona el espesor de 3,2 mm por ser de fácil adquisición en el mercado local.

En el gráfico 4.15 se encuentra el diagrama de cuerpo libre de la cuchilla móvil cuyo corte se ubica en el perno del soporte del disco central del cilindro picador. Las fuerzas externas que actúan sobre la cuchilla son:

GRÁFICO 4.15

DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE LA CUCHILLA MÓVIL



- F_{ep-c}^y : Fuerza estática en la dirección y del perno sobre la cuchilla móvil.
- F_{df-c}^y : Fuerza resistente del forraje en la dirección y sobre la cuchilla
- F_{df-c}^x : Fuerza resistente del forraje en la dirección x sobre la cuchilla
- F_{dp-c}^y : Fuerza dinámica en la dirección y del perno sobre la cuchilla
- F_{dp-c}^x : Fuerza dinámica en la dirección x del perno sobre la cuchilla

M_z : Momento torsor estático

$$F_{d\ f-c}^y = - F_{d\ p-c}^y = 435 \text{ [N]} \quad \text{Ver valor en el gráfico 4.9}$$

$$F_{d\ f-c}^x = - F_{d\ p-c}^x = 435 \text{ [N]} \quad \text{Ver valor en el gráfico 4.11}$$

$$F_{e\ p-c}^y = P = - 4780 \text{ [N]} \quad \text{Ver valor en el cuadro 4.1}$$

$$M_z = 220.3 \text{ [N-m]} \quad \text{Ver valor en el cuadro 4.1}$$

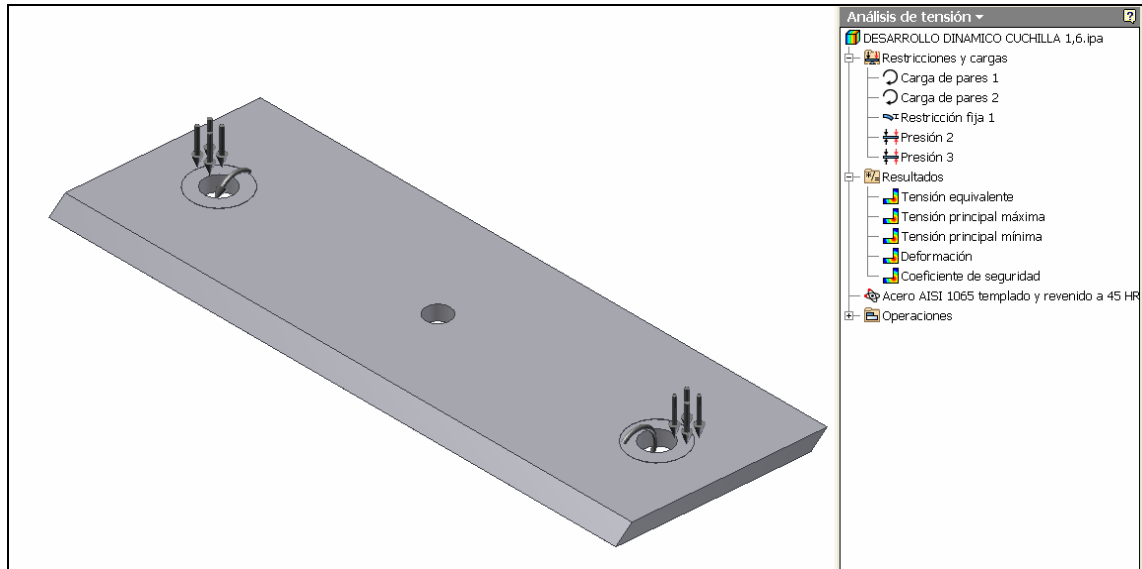
Para el análisis en el software Autodesk Inventor sumamos las fuerzas $F_{d\ p-c}^y$ y $F_{e\ p-c}^y$ para las fuerzas en la dirección y y la resultante se la considera como una sola fuerza estática.

4.1.13. APLICACIÓN DEL SOFTWARE AUTODESK INVENTOR PARA EL ANALISIS DE ESFUERZOS ESTÁTICOS DE LA CUCHILLA MÓVIL

Definido el espesor de la cuchilla en 6mm y el ángulo de hélice de 5°, se procede a cargar la información de la fuerza flectora y momento torsor en la cuchilla, ubicando una restricción fija en el agujero central de la cuchilla en el módulo de Análisis de tensión del software Autodesk Inventor como se puede observar en el gráfico 4.16

GRÁFICO 4.16

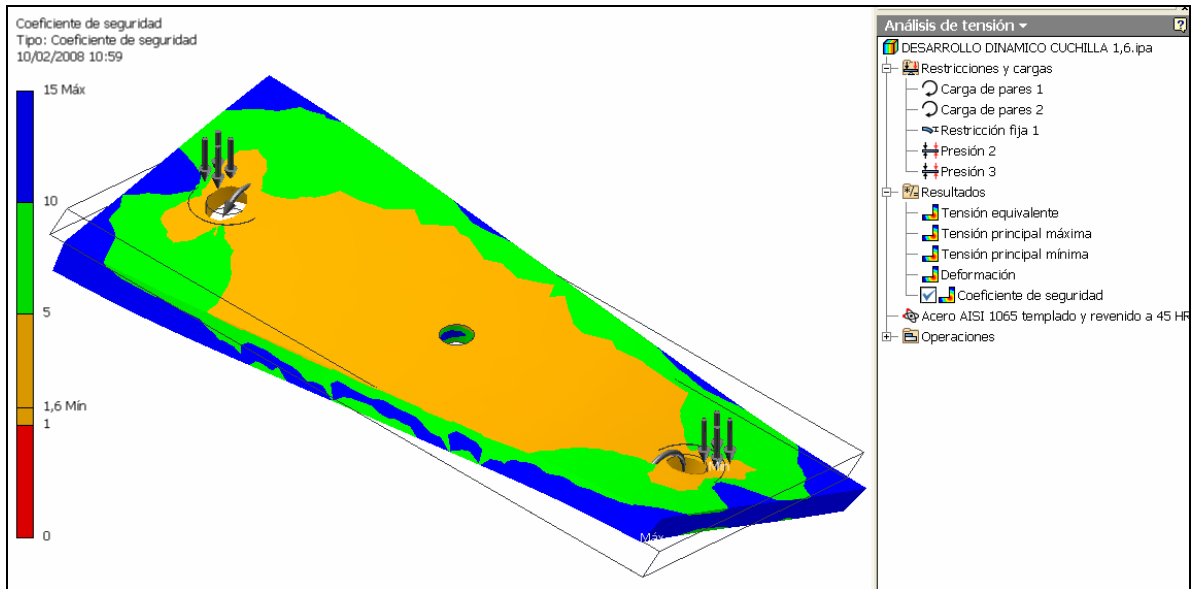
APLICACIÓN DE CARGAS Y MOMENTOS EN LA CUCHILLA MÓVIL



En el gráfico 4.17 se observa la deformación que sufre la cuchilla causada por la carga y momento flector a la que es sometida la cuchilla para lograr su conformación helicoidal, además el módulo de análisis de tensión del software Autodesk Inventor nos define el factor de seguridad estático n_s igual a 1.6, valor que se aproxima con los valores del factor de seguridad estático n_s obtenidos por los cálculos en el cuadro 4.2

GRÁFICO 4.17

FACTOR DE SEGURIDAD ESTÁTICO OBTENIDO DEL ANÁLISIS EN SOFTWARE AUTODESK INVENTOR

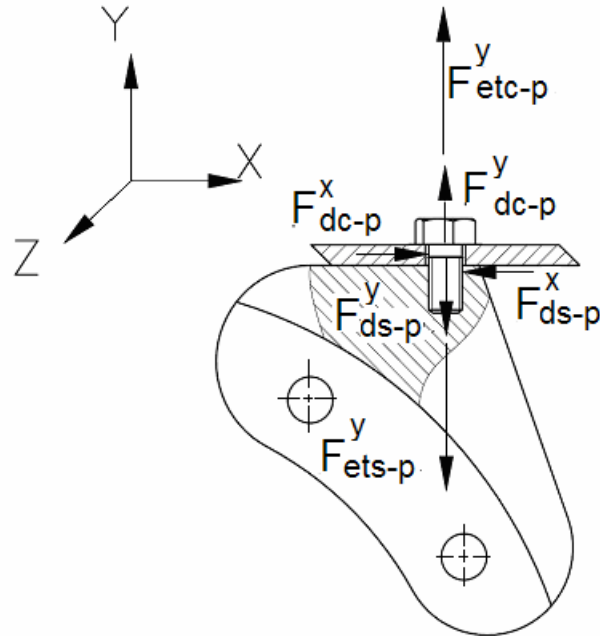


4.2. SUJETADOR DE LA CUCHILLA MÓVIL

El sujetador de la cuchilla móvil produce la deformación elástica de la cuchilla, ejerciendo una fuerza flectora y un momento torsor, además soporta las cargas dinámicas generadas al momento del corte, lo cual le da características de estar sometido a esfuerzos fluctuantes. En el gráfico 4.18 se muestra el diagrama de cuerpo libre del perno.

GRÁFICO 4.18

DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DEL SUJETADOR DE LA CUCHILLA MÓVIL



Las fuerzas

$F_{et\ c-p}^y$: Fuerza estática total en la dirección y de la cuchilla sobre el perno

$F_{d\ c-p}^y$: Fuerza fluctuante en la dirección y de la cuchilla sobre el perno

$F_{d\ c-p}^x$: Fuerza fluctuante en la dirección x de la cuchilla sobre el perno

$F_{et\ s-p}^y$: Fuerza estática total en la dirección y del soporte sobre el perno

$F_{d\ s-p}^y$: Fuerza fluctuante en la dirección y del soporte sobre el perno

$F_{d\ s-p}^x$: Fuerza fluctuante en la dirección x del soporte sobre el perno

$$F_{d\ c-p}^y = - F_{d\ s-p}^y = 435 \text{ [N]} \quad \text{Ver valor en el gráfico 4.9}$$

$$F_{d\ c-p}^x = - F_{d\ s-p}^x = 435 \text{ [N]} \quad \text{Ver valor en el gráfico 4.11}$$

$$F_{et\ c-p}^y = -F_{et\ s-p}^y = P + M_z/r_{\text{cabeza}} = F_i = 4780 + 220.3/r_{\text{cabeza hexagonal}} \text{ [N]} = 30000 \text{ [N]}$$

$$F_i = A_t * S_y - \frac{C * n_f * P}{2} \left(\frac{S_y}{S_e} + 1 \right) \quad (4.31)^{24}$$

Donde:

F_i : Precarga del perno 30000 [N]

A_t : Área de esfuerzo de tensión para un perno

S_y : Limite de fluencia 660 [MPa] para un perno grado 8

n_f : Factor de seguridad a la fatiga igual a 3

P : Carga fluctuante $F_{d'c-p}$

C : Constante, que se calcula con la siguiente fórmula:

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} \quad (4.32)$$

k_b : Constante de rigidez del perno

$$k_b = \frac{AE}{l} \quad (4.33)$$

- A : Área del perno $A = \frac{\pi * d_p^2}{4}$
- E : Módulo de elasticidad 207 [GPa]
- l : Agarre = dos veces el espesor de la cuchilla = 12 [mm]
- d_p : Diámetro del perno

k_m : Constante de rigidez de la cuchilla

$$k_m = \frac{\pi * E * d}{2 * \ln \left(\frac{5(l + 0.5d)}{l + 2.5d} \right)} \quad (4.34)$$

La constante C se la obtiene de un proceso iterativo variando el diámetro del perno

$$S_e = k_e * S_e' \quad (4.35)$$

$$S_e' = 19.2 + 0.314 * S_{uc} \text{ [Kpsi]} \quad (4.36)$$

²⁴ Shigley J (1983), Diseño en Ingeniería Mecánica, Cuarta edición, México, McGraw-Hill

$S_{uc} = S_{ut}$ para materiales dúctiles

S'_e : Límite de resistencia a la fatiga de la probeta, el valor obtenido está corregido por tamaño y tiene un valor de 457.5 [MPa].

$$k_e = 1/K_f = 0,333$$

K_f : Factor de reducción de resistencia a la fatiga para elementos roscados por laminación igual a 3 para perno de grado 8.8

$$S_e = 152.5 \text{ [Mpa]}$$

De la ecuación 4.31 se despeja A_t y mediante el proceso iterativo se determina que el producto de la constante C por la carga fluctuante afecta en el orden de las décimas de mm^2 en el valor del área de tracción cuyo valor se aproxima a 46 [mm^2], por lo tanto se acepta como diámetro del perno = 10 [mm] que tiene un $A_t = 58 \text{ [mm}^2\text{]}$, lo cual mejora la seguridad del perno.

El torque T necesario para cargar el perno inicialmente se lo calcula con la siguiente fórmula:

$$T = 0.2 * F_i * d_p \quad (4.37)$$

$$T = 60 \text{ [N-m]}$$

No se desarrolló el análisis por cizalladura en la dirección X debido a que la $F_{d_c}^X$ p igual a 207 [N] es relativamente pequeña con relación a la precarga F_i aplicada al perno, la misma que genera una fuerza de fricción entre las superficies de la cuchilla y el soporte que anularía la acción de esta fuerza.

4.3. DEFLECTOR

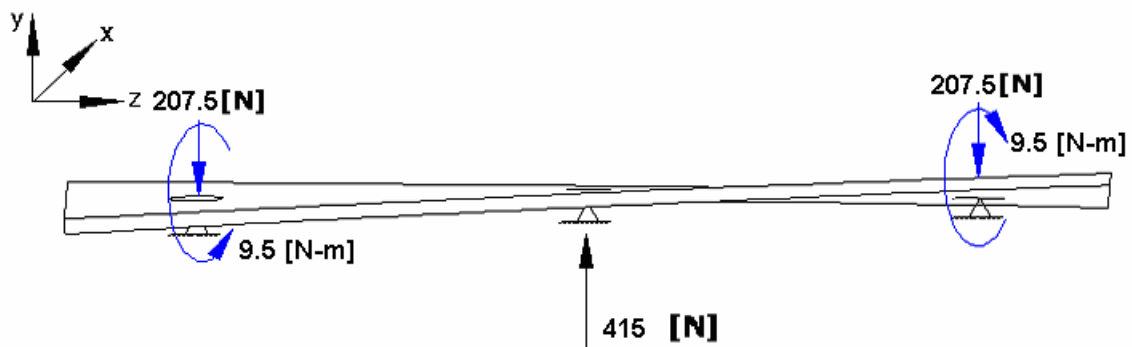
El deflector es la pieza encargada de desalojar el material picado luego de la acción de la cuchilla móvil utilizando las propiedades de las fuerzas centrifugas que le permiten acelerar el material picado y expulsarlo hacia el exterior. Como la

cantidad de material es pequeña por el orden de 70 gramos que definitivamente no afectan para la sollicitación del deflector, por lo tanto se considera como elemento estático sometido a una fuerza flectora y un momento de torsión para que adquiriera la forma helicoidal semejante a la de la cuchilla móvil.

En el gráfico 4.19 representan las magnitudes de la carga de flexión y el momento flector obtenidas mediante la utilización de las ecuaciones que se aplicaron para el análisis estático de la cuchilla

GRÁFICO 4.19

DIAGRAMAS DE CUERPO LIBRE DEL DEFLECTOR



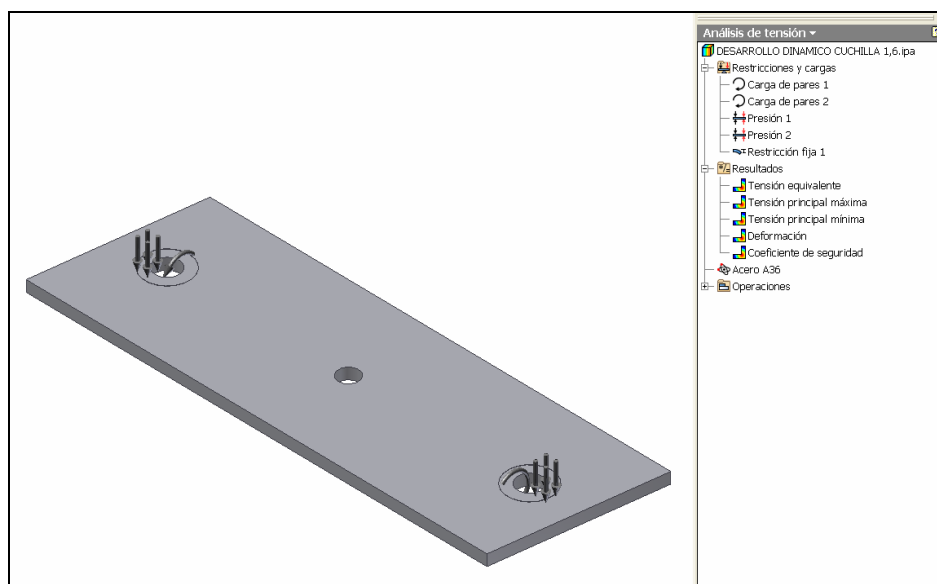
La fuerza, los momentos torsor y flector, los esfuerzos normales y cortantes, esfuerzo de Von Mises y el factor de seguridad estático n_s que se generan en el deflector se la calculan con las ecuaciones 4.1 hasta la 4.13, para espesor del deflector calibre 12 equivalente a 2.66mm (0.1046 pulg.), cuyo material seleccionado es el acero ASTM A-36 con límite de fluencia de 400 Mpa, obteniendo los siguientes valores en el cuadro 4.6

Con los valores de momento torsor y la carga flectora ingresamos al Autodesk Inventor con la finalidad de contrastar el factor obtenido por el cálculo con el factor de seguridad obtenido por el software.

CUADRO 4.6**RESULTADOS DEL ANÁLISIS ESTÁTICO DEL DEFLECTOR**

P_d [N]	415
M_{zd} [N-m]	19
M_{xd} [N-m]	18,74
σ_{zd} [Mpa]	199
τ_{yzd} [Mpa]	103
σ' [Mpa]	267
n_f	1,50

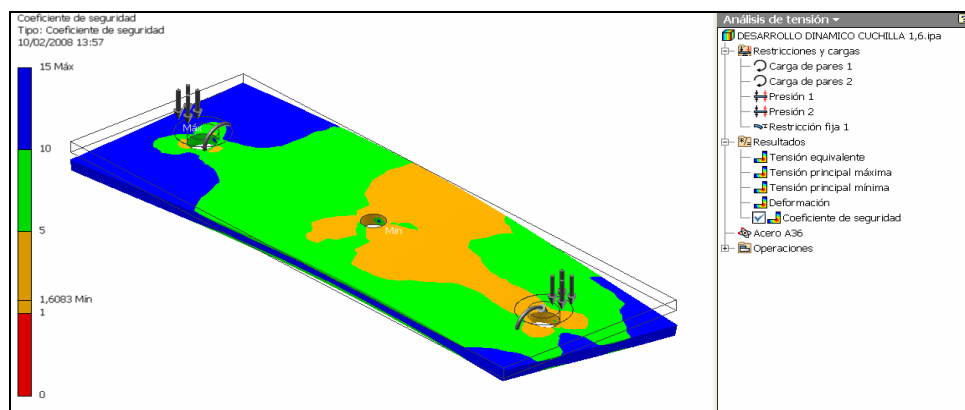
En el grafico 4.19 se encuentra la carga y el momento torsor obtenido por el cálculo considerando que el agujero central tiene un apoyo fijo, mientras que los otros dos agujeros se encuentran libres debido a que en el montaje se acopla primero el deflector sobre el soporte de la cuchilla del disco intermedio con la ayuda de un sujetador roscado, para luego con los pernos de los soporte de los discos externos lograr ejercer la deformación elástica requerida, obteniendo una deflexión del deflector de 2mm y una deformación angular de 2.5°

GRÁFICO 4.20**DEFLECTOR SOMETIDA A CARGAS FLECTORAS Y MOMENTO TORSOR**

En el gráfico 4.21 se encuentra el deflector deformado acompañado con una barra de colores que permite identificar el factor de seguridad estático para el deflector cuyo valor es de 1.6 que frente al valor calculado en el cuadro 4.8, este valor tiene una error aceptable del 6,7% frente al determinado en el cuadro 4.8.

GRÁFICO 4.21

FACTOR DE SEGURIDAD SEGÚN EL ANÁLISIS ESTÁTICO DE TENSIÓN DEL AUTODESK INVENTOR



Para la sujeción del deflector con el soporte se utilizan pernos con las mismas características que se utilizan para la sujeción de la cuchilla, aun cuando sus solicitaciones son menores pero por estandarización se llega a esta decisión.

4.4. SOPORTE DE LA CUCHILLA, SUJETADOR SOPORTE-DISCO Y DISCO

El soporte y el disco son elementos que le permiten a la cuchilla móvil ubicarse en el espacio generando la trayectoria circular del borde cortante de la cuchilla móvil y la forma helicoidal de la misma. El sujetador soporte-disco es el elemento de unión entre el soporte y el disco.

4.4.1. SOPORTE DE CUCHILLA

El soporte de la cuchilla es la pieza sobre la cual, va montada la cuchilla móvil y el deflector. Su forma es primordial durante el diseño del sistema en general, pues de esta depende el ángulo de ataque de la cuchilla, el ángulo que forma la cuchilla y el deflector, y una disposición tal que permita la posibilidad de ubicar 2, 3,4 y 6 cuchillas.

Su diseño obedece en esencia a cumplir necesidades geométricas para generar la hélice de la cuchilla móvil. Se desarrolló un proceso de aproximaciones sucesivas en conjunto con el disco, que se explica a continuación:

Utilizando el entorno de boceto del Autodesk Inventor se traza la línea O_1-O_2 de 210mm que define el diámetro de la trayectoria de la cuchilla, este valor se lo obtiene después de varias aproximaciones, indicado en el gráfico 4.22, para posteriormente trazar la línea O_2-m con un ángulo de inclinación que comenzó en 30° encontrando que con este ángulo la cabeza del sujetador interfería con la trayectoria del borde cortante de la cuchilla, siendo necesario aumentar este ángulo hasta notarse que alrededor de 40° la cabeza del sujetador dejaba de interferir, seleccionándose el ángulo de 45° .

Se define el punto medio del ancho de la cuchilla donde se debe colocar el sujetador, cuyo diámetro es de 10mm. Como el tamaño de la tuerca para el sujetador es de 18mm, la ubicación del punto n debe ser a una distancia 1,5 veces el diámetro del sujetador desde el eje del mismo, de manera que el soporte de cuchilla cumpla con la condición de que soporte la acción de la rosca del perno, además de evitar la falla por desgarre, el espesor del soporte es de 20mm y el eje del sujetador está ubicado a la mitad de este espesor y perpendicular a la línea O_2-m

Partiendo del punto n se traza la línea n-p con un ángulo de 100° , considerando que la línea n-p es la línea soporte del deflector, el eje de la perforación para el sujetador del deflector se coloca a una distancia de 30mm del punto n y en la mitad del espesor del soporte, perpendicular a la línea n-p

Para dar la versatilidad al cilindro picador de trabajar con 2, 3, 4 y hasta 6 cuchillas se busca un ángulo que permita obtener tal disposición, encontrando que el ángulo que cumple con esta restricción geométrica es de 30° a cada lado de la línea O_1-O_2 , así el área que contiene al soporte está definida por las líneas O_1-t y O_1-r trazadas a 30° a cada lado de la línea O_1-O_2

Para obtener un acople perfecto entre el soporte y el disco se requiere de 2 sujetadores soporte-disco, mas en el caso de un cilindro picador con 6 cuchillas se hace necesario 12 sujetadores por lo que se ha definido que el ángulo de separación entre cada agujero de los sujetadores sea de 30° para el disco, en el caso del soporte este ángulo se lo divide en dos ángulos de 15° a cada lado de la línea O_1-O_2 , definiendo que los centros de los agujeros de los soportes deben encontrarse en las líneas O_1-u y O_1-v trazadas a 15° a cada lado de la línea O_1-O_2 .

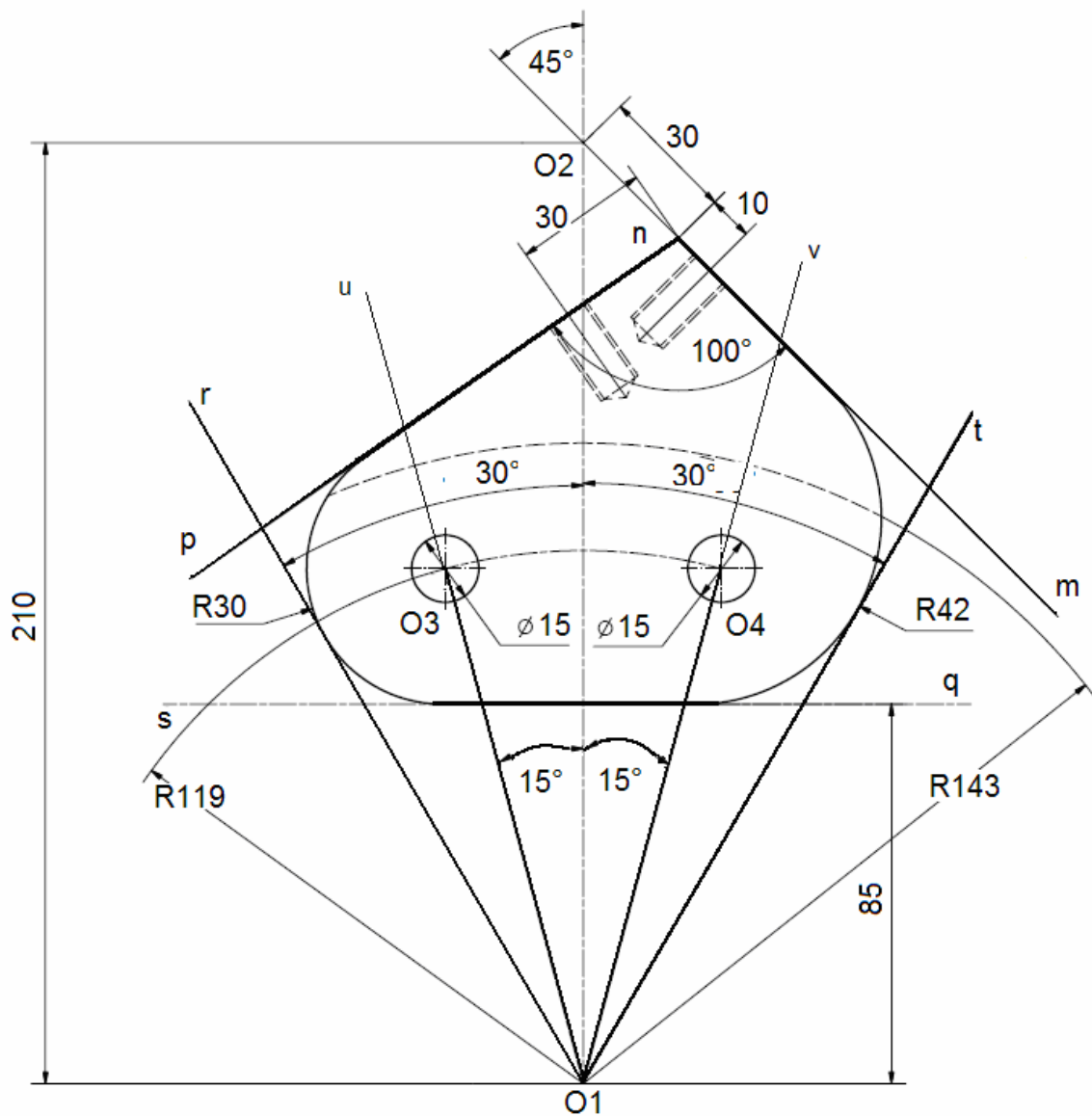
Para poder determinar el diámetro del disco se traza un arco de circunferencia con centro en O_1 y tangente a la línea n-p, obteniendo que el radio del disco es 143mm, bajo la consideración que los centro de los agujeros de los sujetadores deben estar a 24mm del borde del disco, se determina que el radio de la circunferencia que contiene los centros de los agujeros de los sujetadores es 119 mm, y en la intersección con las líneas O_1-u y O_1-v se encuentra los centros O_3 y O_4 respectivamente

A una distancia de 85 mm y perpendicular a O_1-O_2 se traza la línea s-q que determina el borde inferior del soporte, Luego con un arco que sea tangente a n-p, O_1-r y s-q se traza el borde circular izquierdo del soporte con un radio de 30mm.

De igual forma el arco de radio 42 mm que cierra el borde derecho del soporte se lo obtiene con un arco tangente a las líneas n-m, O₁-t y s-q.

GRÁFICO 4.22

BOCETO DEL SOPORTE DE LA CUCHILLA



El maquinado en la parte inferior del soporte para acoplarse al disco del cilindro tiene una profundidad igual a la mitad del espesor del soporte con la finalidad de disminuir en cuanto sea posible el efecto de la excentricidad de la carga del soporte al disco

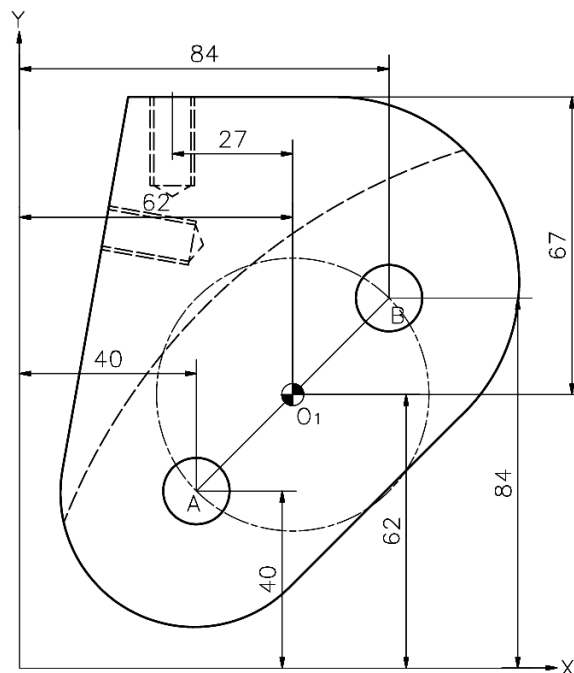
Para realizar el estudio de las cargas ejercidas por el sujetador de la cuchilla sobre el soporte se calcula la ubicación del centroide O_1 de los pernos del soporte con las coordenadas \bar{x} y \bar{y} que se las obtiene mediante las siguientes ecuaciones:

$$\bar{x} = \frac{\sum_1^n A_i * x_i}{\sum_1^n A_i} \quad (4.38)$$

$$\bar{y} = \frac{\sum_1^n A_i * y_i}{\sum_1^n A_i} \quad (4.39)$$

GRÁFICO 4.23

UBICACIÓN DEL CENTROIDE DE LOS PERNOS DEL SOPORTE



En el gráfico 4.23 se determinan los valores de x_i y y_i para cada uno de los pernos y son:

$$x_1 = 40 \text{ [mm]}$$

$$y_1 = 40 \text{ [mm]}$$

$$x_2 = 84 \text{ [mm]}$$

$$y_2 = 84 \text{ [mm]}$$

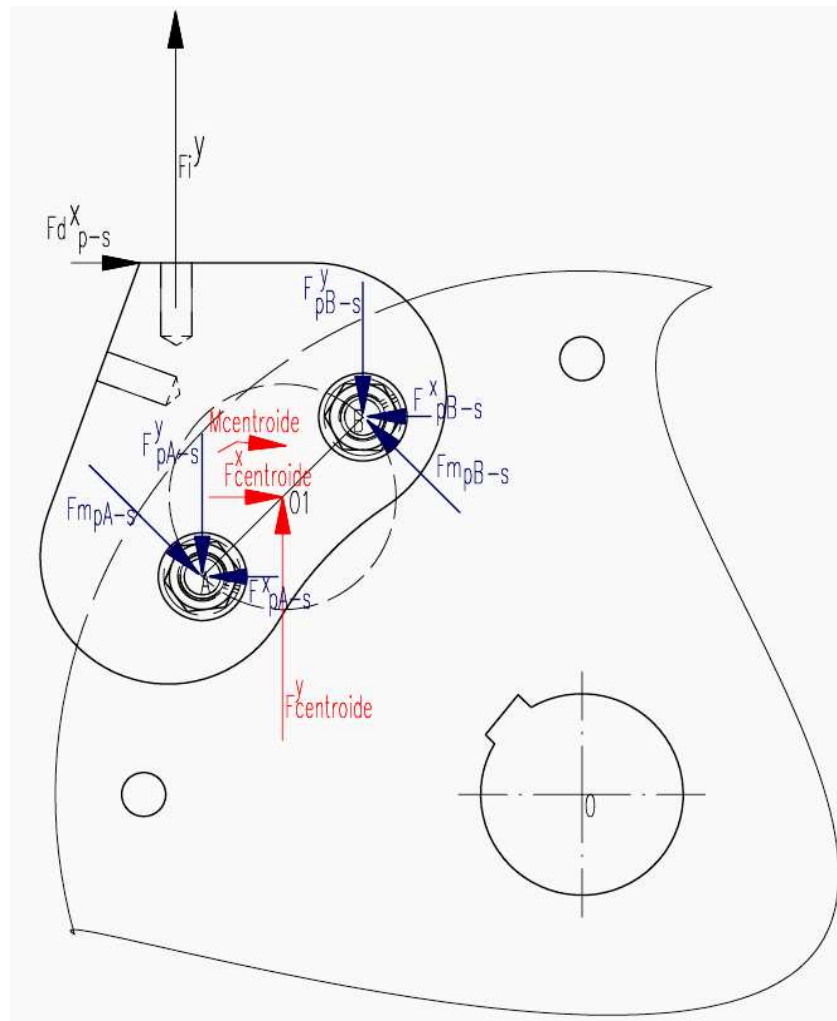
El área es igual para los dos pernos, por lo tanto:

$$\bar{x} = 62 \text{ [mm]}$$

$$\bar{y} = 62 \text{ [mm]}$$

GRÁFICO 4.24

DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DEL SOPORTE

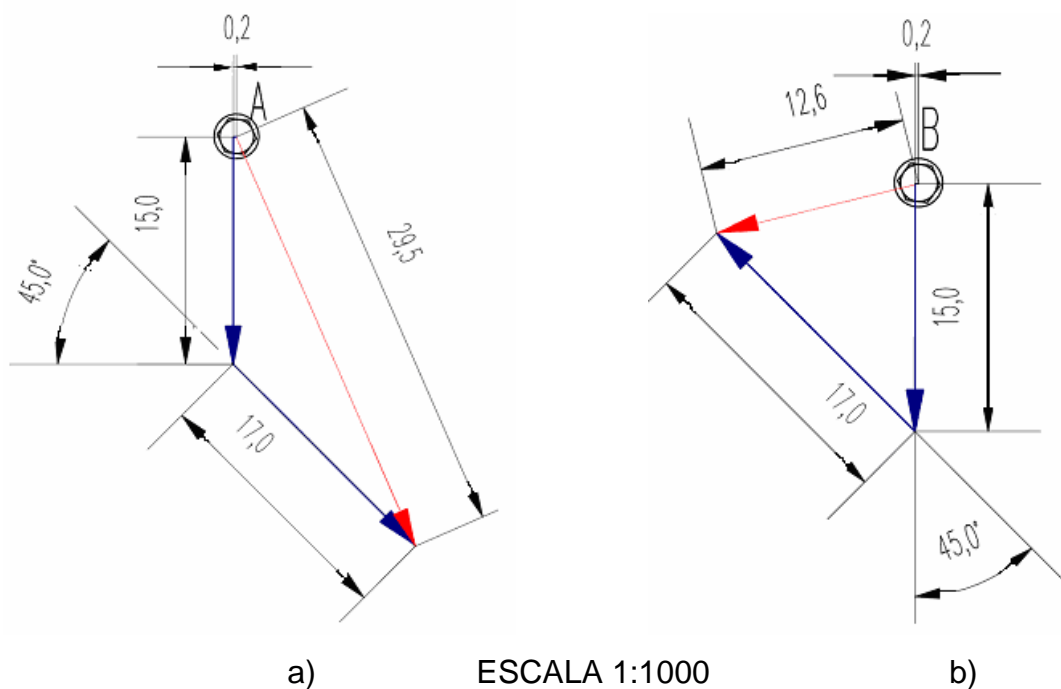


En el gráfico 4.24 se ubican las fuerzas cortantes primarias y secundarias ejercidas por los sujetadores soporte – disco al soporte determinándose su dirección y sentido

Para desarrollar el diagrama de cuerpo libre no se consideran las cargas ejercidas por los sujetadores del deflector sobre el soporte debido a que estas cargas son relativamente pequeñas con relación a las cargas ejercidas por el sujetador de la cuchilla.

GRÁFICO 4.25

DIAGRAMA VECTORIAL DE LAS FUERZAS DE LOS SUJETADORES SOPORTE-DISCO SOBRE SOPORTE

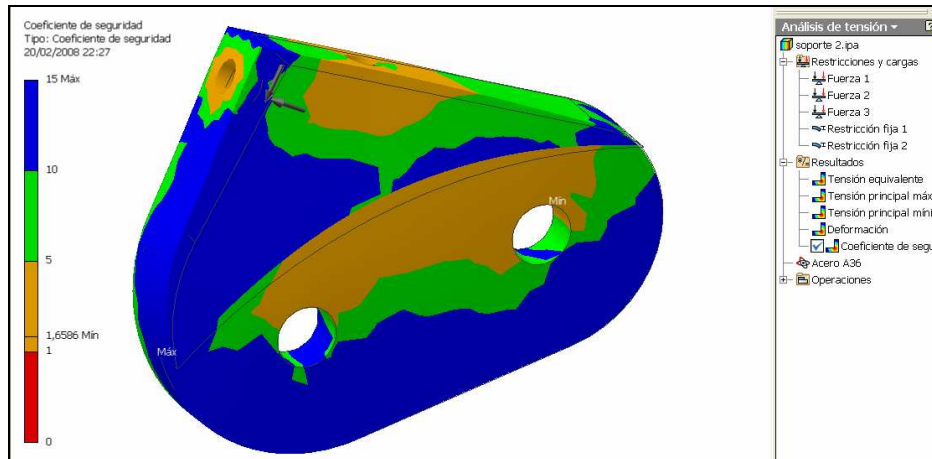


En el gráfico 4.25 se determinan las magnitudes de las fuerzas que ejercen los sujetadores soporte - disco sobre el soporte mediante el método de la suma de vectores, siendo el sujetador A del gráfico 4.25 a) el que tiene mayor magnitud igual a 29500 [N], valor que se utiliza para la selección del diámetro del sujetador.

Haciendo uso del Autodesk Inventor se procede a realizar el análisis de tensión del soporte y del disco central del cilindro picador por ser el más solicitado por las cargas, para comprobar el grado de afectación de las cargas que soportan.

GRÁFICO 4.26

COEFICIENTE DE SEGURIDAD ESTÁTICO DEL SOPORTE DE CUCHILLA



La carga estática generada por el perno de la cuchilla sobre el soporte se transmite con un valor de 29565 [N] y con dirección saliente y perpendicular al área de la cuchilla, además se agregan las cargas que producen la acción de corte de la cuchilla en la dirección de la carga estática con un valor de 435 [N] y otra paralela a la dirección de la cuchilla de 435 [N].

De igual manera se considera la carga del sujetador del deflector sobre el soporte en una magnitud de 415 [N] perpendicular a la superficie del deflector y hacia afuera. El material utilizado para la fabricación es el acero ASTM A-36 con un límite de fluencia de 245 [Mpa]

En el gráfico 4.26 se encuentra la vista del modulo de análisis de tensión de Autodesk Inventor, localizadas las fuerzas que generan los sujetadores de cuchilla sobre el soporte y localizadas las restricciones fijas de área en las perforaciones para los sujetadores soporte – disco. Se ejecuta el análisis de tensión y se

observa la influencia de las mencionadas fuerzas en las áreas de color anaranjada que son las áreas roscadas y las áreas de los sujetadores del soporte al disco.

En la parte izquierda del mismo gráfico se visualiza una barra de colores que cuantifica el factor de seguridad mínimo del soporte en un valor de 1.7, valor aceptable para la función que desempeña el soporte.

También se obtienen del análisis de tensión el valor de las reacciones en los sujetadores que unen el soporte de cuchilla al disco, en el cuadro 4.7

CUADRO 4.7

REACCIONES EN LOS SUJETADORES SOPORTE-DISCO

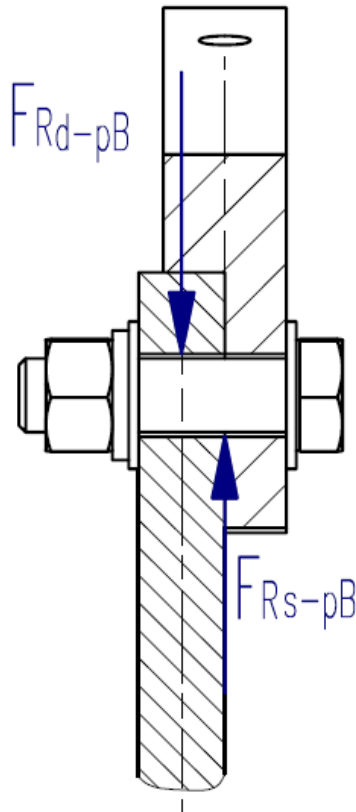
Eje	Apoyo	
	A	B
X	-14890	-6967
Y	-24950	3101
Z	1390	-1390

4.4.2. SUJETADOR SOPORTE -DISCO

Los sujetadores soporte - disco son elementos que nos permiten la unión del soporte de cuchilla con el disco del cilindro, por la naturaleza de las fuerzas y la posición de los sujetadores, estos están solicitados por esfuerzos de corte, en el gráfico 4.27 se encuentra el diagrama de cuerpo libre del sujetador soporte-disco donde se observa la dirección y sentido de las fuerzas externas ejercidas sobre el sujetador.

GRÁFICO 4.27

DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DEL SUJETADOR SOPORTE-DISCO



Para dimensionar el diámetro del sujetador se considera al sujetador A que se encuentra en el gráfico 4.24, el mismo que tiene la mayor resultante en el plano XY como se muestra en el cuadro 4.7 cuyo valor es 29055 [N]. Para cuantificar el esfuerzo cortante del sujetador causado por las fuerzas antes mencionadas se utiliza la siguiente ecuación:

$$\tau = \frac{F_R}{A_{trans}} \quad (4.40)$$

Donde:

- F_R : Fuerza resultante que actúa en el plano transversal del perno
- A_{trans} : Área transversal del perno
- τ : Esfuerzo Cortante

El factor de seguridad n_s se lo define con la siguiente ecuación:

$$n_s = \frac{S_{sy}}{\tau} \quad (4.41)$$

Donde:

S_{sy} : Límite de fluencia a la cizalladura valor que se obtiene utilizando la teoría de falla de la energía de distorsión y que es igual a

$$S_{sy} = 0.577 * S_y \quad (4.42)$$

Siendo S_y el límite de fluencia por tracción simple igual a 660 [Mpa] para un perno de grado 8.8. Variando el diámetro del perno se obtuvo el factor de seguridad de 1.5 y se determinó que el perno requerido es el M14x2 con un área de tracción de 115,44 [mm²]

El par de apriete para el perno de las características antes mencionadas se lo obtiene con la ecuación 4.37 y un valor de precarga F_i igual al 0.9 del límite de la carga de prueba F_p

- $F_i = 69.3$ [KN]
- $T = 174.5$ [N-m]

4.4.3. DISCO DEL CILINDRO

Las componentes rectangulares de las fuerzas del cuadro 4.9 que los sujetadores soporte-disco ejercen sobre el disco son de igual magnitud pero de sentido contrario, estas fuerzas nos permiten realizar el análisis de tensión

Los discos también cumplen la función de volante en unión con los soportes y demás elementos que conforman el cilindro picador para que por la acción de su inercia suavizar las variaciones en la velocidad del árbol, variaciones causadas

por la fluctuación en el par de torsión cuando el cilindro picador ejecuta las funciones de corte, permitiendo una desaceleración angular de hasta un 5% ²⁵ de la velocidad máxima.

El diseño del cilindro picador si bien se ha presentado en capítulos anteriores varias alternativas para el número de cuchillas y para diferentes longitudes teóricas de corte, para este diseño se establecen 6 cuchillas de corte y una longitud teórica de corte de 5 mm, bajo este criterio, en el cuadro 2.1 se cuantifican los porcentajes de la potencia necesaria para cada una de las actividades que cumple una máquina picadora de volante de inercia. Para este diseño la potencia de fricción se disminuye en sus $\frac{3}{4}$ partes o sea el 5%. Los porcentajes de las actividades de corte, aceleración, potencia de aire y alimentación se mantienen iguales, encontrando que la potencia requerida para el cilindro picador definido es de 16,3 [KW]

El corte, la aceleración, la fricción y la potencia de aire son ejecutados por el cilindro picador y solo 1,08 KW se utiliza en el mecanismo de alimentación, la potencia restante de 15,22 KW son transmitidos desde el árbol a los discos del cilindro picador, por esta razón los discos del cilindro tienen que transmitir esta potencia al deflector y a la cuchilla, así como también al material picado.

La disposición de desfase de los chaveteros del árbol en un ángulo de 2.5° que alojaran las chavetas para evitar el movimiento relativo entre el árbol y los discos, puede en un momento transmitir todo el par de torsión a un solo disco, lo cual puede causar aplastamiento en el chavetero del disco. Esta consideración se la realiza para calcular el espesor mínimo que puede tener el disco del cilindro, que se lo calcula de la siguiente forma:

²⁵ Norton R (1999), Diseño de Máquinas, Primera edición, México, Prentice Hall

$$T = \frac{9.55 * P_{ot} (Kw)}{N (rpm)} \quad (4.43)$$

Donde:

T: Torque 176,18 [N-m]

P_{ot}: Potencia 15,22 [Kw]

N: Revoluciones del cilindro 825 [rpm]

$$F = \frac{2 * T}{d_{eje}} \quad (4.44)$$

Donde:

F: Fuerza aplicada al chavetero 6406,65 [N]

d_{árbol}: Diámetro del árbol del cilindro 55 [mm] asumido

La fuerza F se aplica directamente a una cara del chavetero del disco, el cual puede presentar fallas debido al aplastamiento producido por la acción de la chaveta sobre la cara del chavetero, se asume un factor de seguridad n_s de 2,3 para determinar el espesor del disco, el chavetero tiene una profundidad t_p de 4mm multiplicado por el espesor del disco sería el área que puede sufrir la acción de esta falla.

El material seleccionado para el disco es el Acero ASTM A-36, con 245 [MPa] como resistencia a la fluencia S_y . El espesor del disco e_{disc} se calcula con la siguiente ecuación:

$$e_{disc} = \frac{\eta_s * F}{S_y * t_p} \quad (4.45)$$

$e_{disc} = 13,07$ [mm]

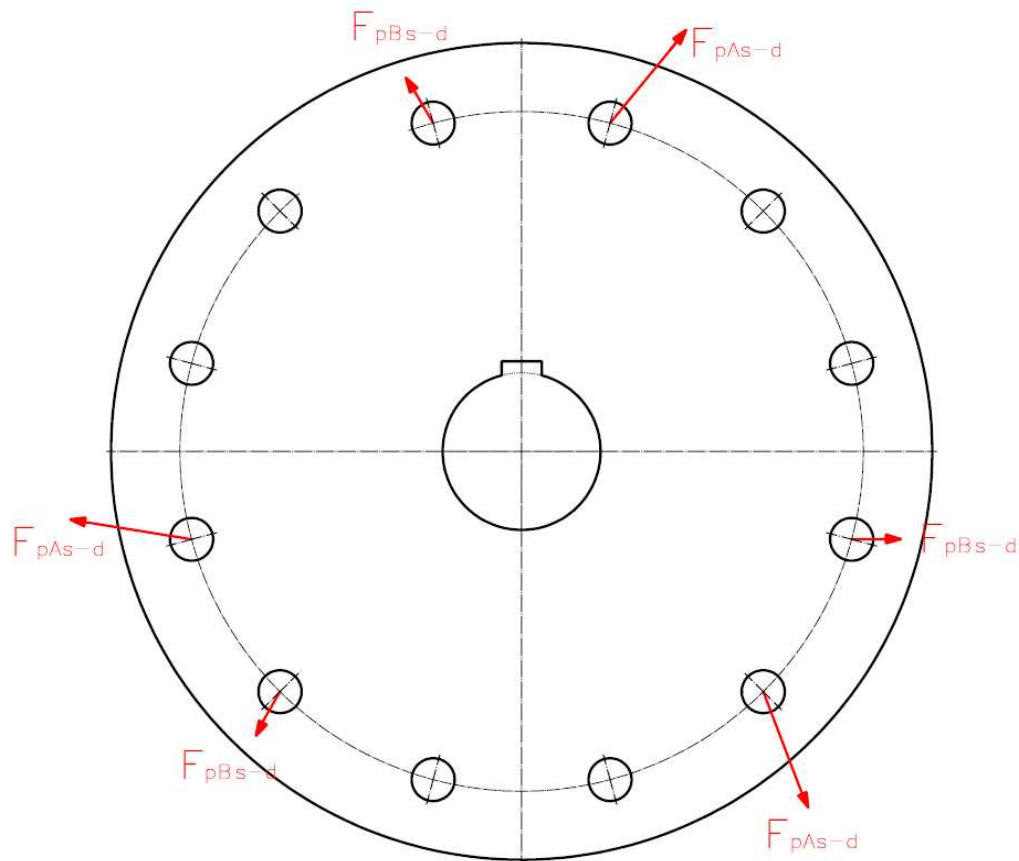
Valor que se aproxima a 14 [mm].

El borde del disco también es una parte sensible a la acción de las fuerzas que se intercambian entre el sujetador de soporte de cuchilla y el disco, porque se puede presentar una falla por desgarramiento, esta falla se la puede evitar colocando por

lo menos 1.5 a 2 veces el diámetro del sujetador la distancia al borde del disco. En el gráfico 4.28 se muestran las fuerzas de los sujetadores A y B que unen los soportes de 3 cuchillas móviles.

GRÁFICO 4.28

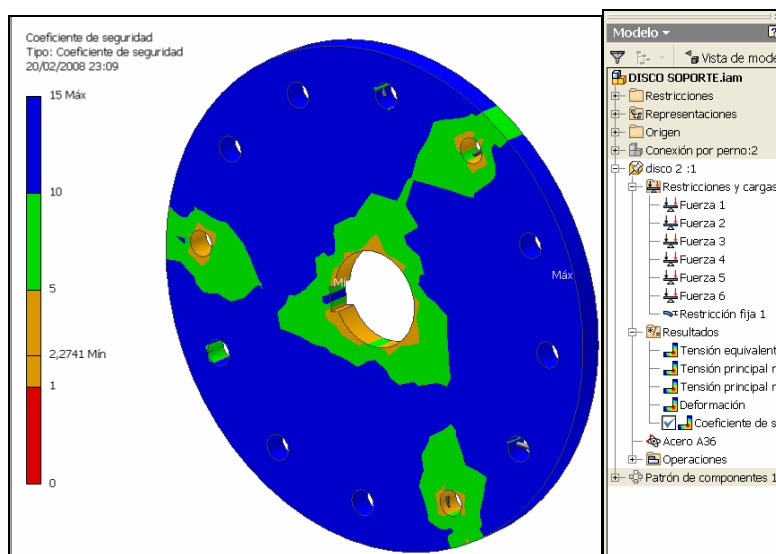
APLICACIÓN DE CARGAS SOBRE EL DISCO



Con el uso del Autodesk Inventor se procede a ubicar las cargas y restricciones respectivas para ejecutar el análisis de tensión y obtener el factor de seguridad como se muestra en el gráfico 4.29 que da un valor de n_s igual a 2.3

GRÁFICO 4.29

COEFICIENTE DE SEGURIDAD ESTÁTICO DEL DISCO



La barra de colores en el lado izquierdo del gráfico 4.29 establece el grado de afectación de las cargas y lo diferencia en función de colores, lo que permite establecer que la parte de color azul tiene un alto valor de seguridad mientras que el color rojo significa estar por debajo de 1 o sea sin factor de seguridad.

4.5. ÁRBOL DEL CILINDRO PICADOR

El árbol del cilindro picador constituye la pieza que trasmite el movimiento y el par torsor al cilindro para cortar el material forrajero, acelerar el material picado, superar la fricción del material picado en el alojamiento, potencia necesaria para bombear el aire por efecto de álabe de las cuchillas y del deflector, y accionar el mecanismo de alimentación.

El cilindro picador para una capacidad teórica de picado de material forrajero igual a 9.5 Ton/hora necesita 16.3 [KW], potencia que se desglosa en 9.8 [KW] para picar el material forrajero con un cilindro de 6 cuchillas móviles en una longitud de

corte teórica de corte de 5mm como se indica en el cuadro 3.7, la potencia para acelerar el material picado igual a 1.9 [KW], potencia para bombear aire igual a 2.43 [KW], potencia para accionar el mecanismo de alimentación igual a 0.96 [KW] y potencia para vencer la fricción del material picado en el alojamiento igual a 1.215 [KW], valor que fue disminuido en un 50% de los calculados en el cuadro 2.1 debido a que el arco suspendido en este diseño es mucho menor al de la máquina picadora de referencia.

4.5.1. SELECCIÓN DE LA TRANSMISIÓN POR BANDA

El par de torsión lo suministra un motor de combustión interna de ciclo diesel que gira a 2200 rpm, por medio del sistema de transmisión banda – polea, sistema que es seleccionado bajo las siguientes consideraciones:

- La potencia $P_{ot} = 16.3$ [KW]
- Factor de servicio $f_s = 1.2$, bajo las consideraciones de servicio intermitentes, motor de combustión interna y horas de trabajo menores a 6 horas/día²⁶.
- La potencia de diseño P_{dis}

$$P_{dis} = P_{ot} * f_s \quad (4.46)$$

$$P_{dis} = 19,56 \text{ [KW]}$$

- La sección de la banda²⁶ se selecciona con la P_{dis} y la velocidad angular de la polea motriz 2200 rpm, obteniéndose que la banda de sección B cumple con estos requerimientos.
- El diámetro de la polea motriz d_m recomendada es de 152.4 [mm] (6 [pulg.])
- El diámetro de la polea conducida d_c se la obtiene con la relación de transmisión m_{Gb} de 2,67, obteniendo un valor de 406.4 [mm] (16 [pulg.])
- La velocidad lineal de la banda V_{banda}

²⁶ GOOD YEAR, Engineering data for multiple v-belts.

$$V_{banda} = \frac{\pi * n * d_c}{60} \quad (4.47)$$

n: Velocidad angular del cilindro picador 825 [rpm]

$$V_{banda} = 17.55 \text{ [m/s]}$$

Velocidad que está por debajo del límite máximo de 30.5 [m/s], valor de referencia dado por el fabricante.

- Longitud de la banda L_{banda}

$$L_{banda} = 2 * C + 1.53(d_c + d_m) + \frac{(d_c - d_m)^2}{4 * C} \quad (4.48)$$

C: Distancia entre centros de las poleas 428.62 [mm]

Calculada la longitud de la banda $L_{banda}=1772.92$ [mm] se determina que la banda de esta longitud corresponde a la B-68.

- Número de bandas N_{bandas}

$$\frac{d_c - d_m}{C} = 0,59 \quad (4.49)$$

Con este valor se obtiene el ángulo de contacto de la polea motriz igual a 145 °, al que corresponde un factor de corrección de arco de contacto $A_c=0.91$.

La potencia por banda $P_{ot/banda}$ para 2200 rpm y para el d_m es de 6.15 [KW/banda] (8.2 [Hp/banda])

Potencia adicional P_{ad} para la banda tipo B –Hy-T/TT es de 0.69 [KW/banda] (0.93 [Hp/banda])

$$P_{total/banda} = P_{ot/banda} + P_{ad} \quad (4.50)$$

$$P_{total/banda} = 6.84 \text{ [KW/banda]}$$

Factor de corrección por longitud l_c para la banda B-68 es de 0.95

Potencia corregida/banda $P_{ot\ corr}$

$$P_{ot\ corr} = P_{total/banda} * A_c * l_c \quad (4.51)$$

$$P_{ot\ corr} = 5.91 \text{ [KW/banda]}$$

$$N_{bandas} = \frac{P_{dis}}{P_{ot\ corr}} \quad (4.52)$$

$N_{bandas} = 3.30$ bandas, se selecciona 4 bandas

Definido el número de bandas, es preciso calcular la fuerza que la polea conducida ejerce sobre el árbol del cilindro picador F_B^{27} , por lo tanto

$$T_c = \frac{9550 * P_{ot}}{n} = (F_1 - F_2) * \frac{d_c}{2} \quad (4.53)$$

$$F_N = F_1 - F_2 \quad (4.54)$$

F_N : Fuerza neta que se transmite

F_1 : Fuerza en el lado tenso de la banda

F_2 : Fuerza en el lado flojo de la banda

$$C_o = \frac{F_B}{F_N} = \frac{F_1 + F_2}{F_1 - F_2} \quad (4.55)$$

C_o : Es la constante de relación entre F_B y F_N igual a 1.5 para bandas en v

$$F_N = 926.1 \text{ [N]}$$

$$F_B = 1390 \text{ [N]}$$

$$F_1 = 5 * F_2$$

$$F_2 = 231.5 \text{ [N]}$$

$$F_1 = 1158 \text{ [N]}$$

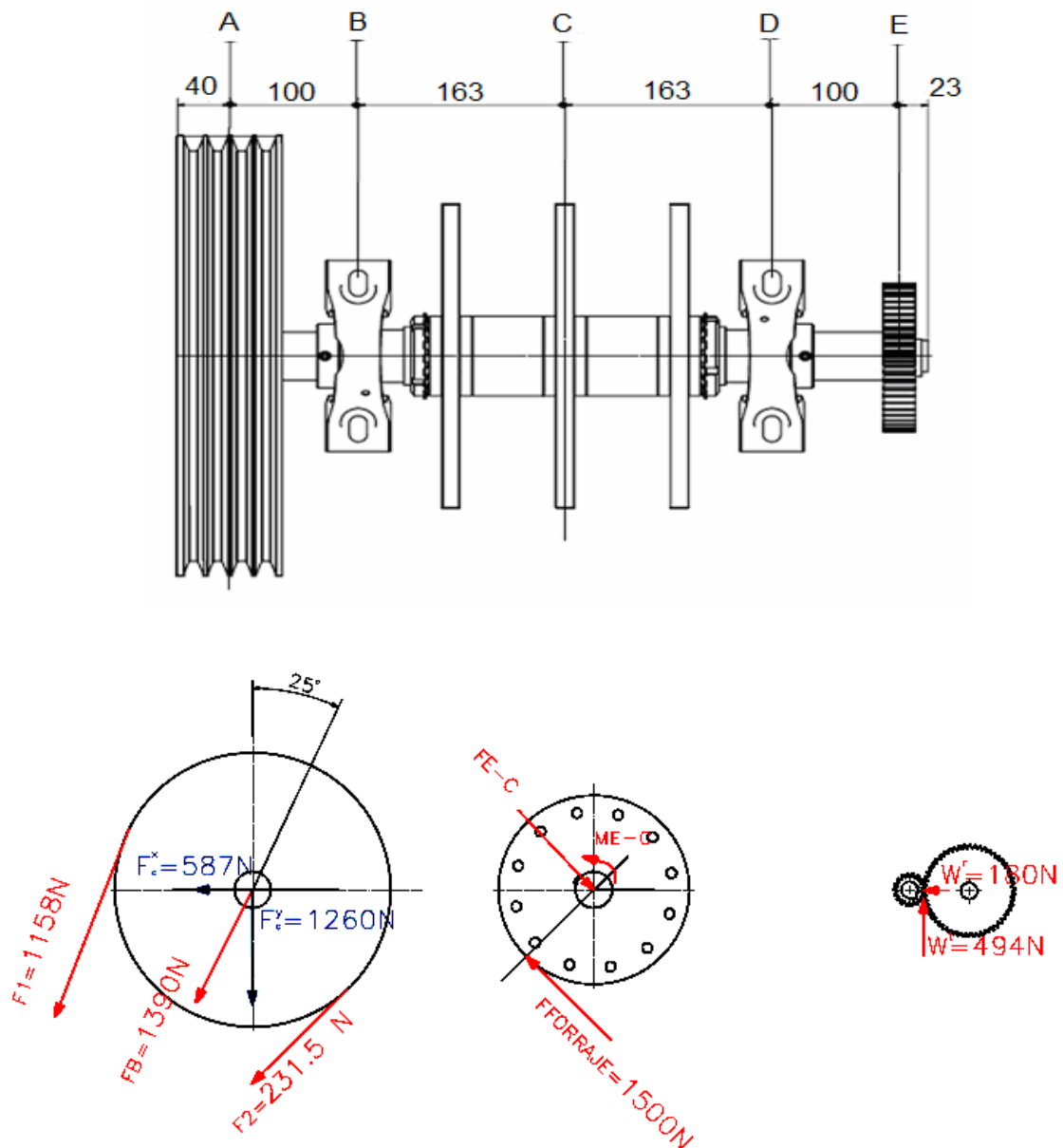
Por la ubicación que tiene la polea conducida con coordenadas $x=178$ [mm] y $y = 390$ [mm] con respecto a la polea motriz de coordenadas $X=0$ [mm] y $y = 0$ [mm] en el plano de la transmisión, se obtiene el ángulo que forma la fuerza F_B con el

²⁷ Mott Robert L.(1992), Diseño de Elementos de Máquinas, Segunda Edición, México, Prentice Hall

eje vertical de 25° como se muestra en el gráfico 4.30, cuyas componentes rectangulares son $F_y^c = 1269$ [N] y $F_x^c = 587$ [N]

GRÁFICO 4.30

FUERZAS EXTERNAS EN EL ÁRBOL DEL CILINDRO PICADOR



4.5.2. TRASMISIÓN PARA EL MECANISMO DE ALIMENTACIÓN

El mecanismo de alimentación que absorbe una potencia $P_{ot\ eng}$ de 0.96 [KW], es accionado por el árbol del cilindro picador mediante un sistema de engranes en dos etapas con una relación $m_{Ge} = 9$, para luego complementarse con una transmisión $m_{Gc} = 1.46$ utilizando cadenas y catalinas, logrando las velocidades de 60 rpm para los cilindros alimentadores y su acción basculante. Para obtener las cargas que actúan sobre el árbol del cilindro picador se considera solo la primera etapa de los engranes bajo las siguientes consideraciones.

$$W^t = \frac{60 * (10^3) * P_{ot\ eng}}{V} \quad (4.56)$$

W^t = Carga tangencial

$$V = \pi * d_{em} * n \quad (4.57)$$

$$d_{em} = N_{em} * m \quad (4.58)$$

N_{em} : Número de dientes del engrane motriz 18 dientes

m : Módulo del engranaje 2.5 [mm]

$W^t = 494$ [N]

$$W^r = W^t * \tan \theta \quad (4.59)$$

θ : Ángulo de presión 20°

$W^r = 180$ [N]

Las fuerzas W^t y W^r se encuentran en el gráfico 4.30

Para dimensionar el eje es necesario realizar el diagrama de cuerpo libre aplicando todas las fuerzas externas que actúan sobre él.

GRÁFICO 4.31

DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE, CORTANTE, MOMENTOS FLECTOR Y TORSOR DEL ÁRBOL EN EL PLANO YZ

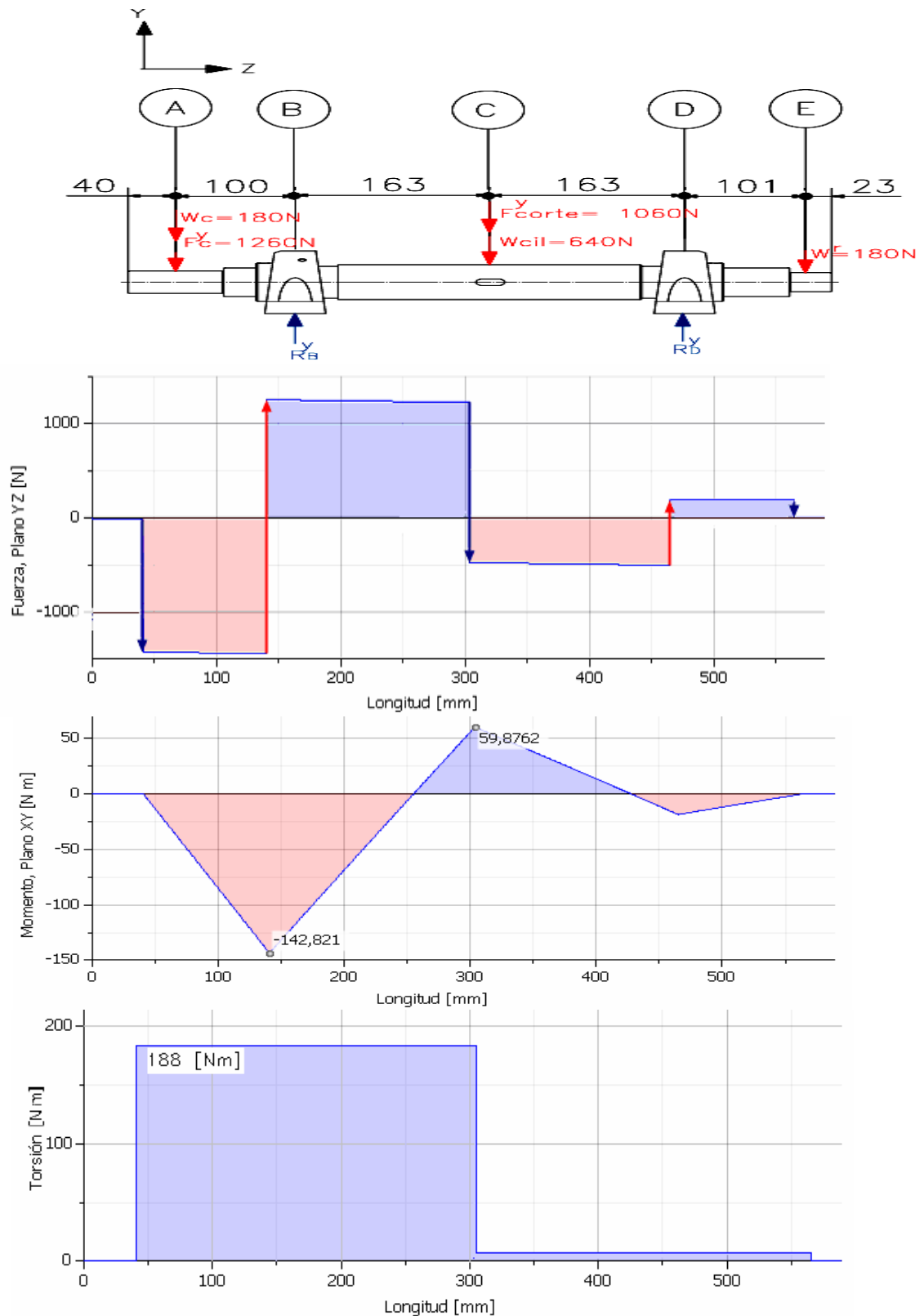
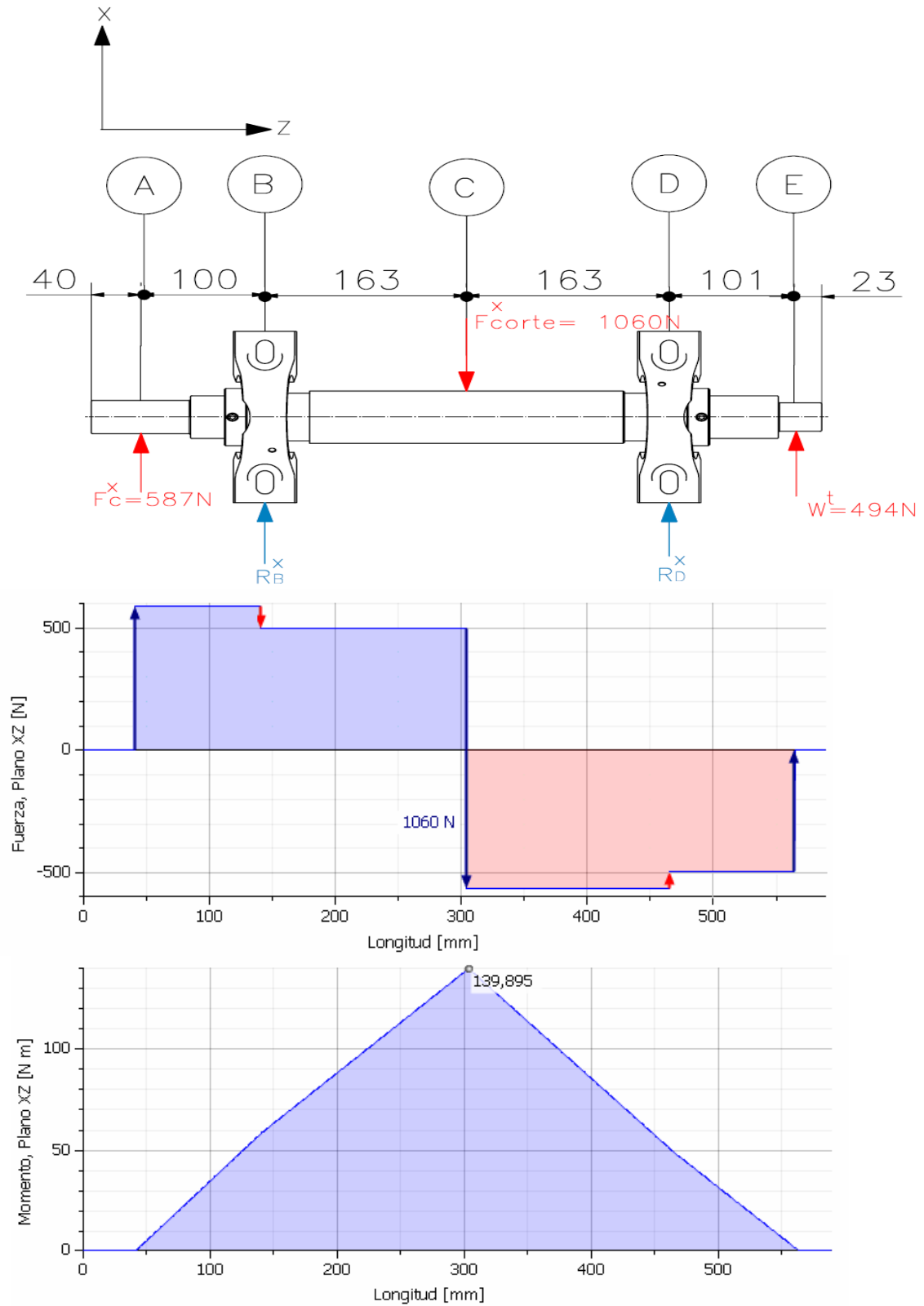


GRÁFICO 4.32

DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE, CORTANTE Y MOMENTOS FLECTOR DEL ÁRBOL EN EL PLANO XZ



De los diagramas de cuerpo libre en los planos XZ y YZ se realiza:

$$\sum F_x = 0 \quad (4.60)$$

$$\sum F_y = 0 \quad (4.61)$$

$$\sum M^x_{R_B} = 0 \quad (4.62)$$

$$\sum M^y_{R_B} = 0 \quad (4.63)$$

Se obtiene las reacciones en los apoyos R_B y R_D con:

$$R_B = \sqrt{(R_B^x)^2 + (R_B^y)^2} = 2692 \text{ [N]} \quad (4.64)$$

$$R_D = \sqrt{(R_D^x)^2 + (R_D^y)^2} = 696 \text{ [N]} \quad (4.65)$$

Con los valores de las reacciones R_B y R_D se seleccionaran los cojinetes del eje.

Del análisis de los diagramas de momentos flector y torsor en los planos XZ y YZ, se determina que los puntos críticos son B y C, donde M^z_B y M^z_C son de igual magnitud, obteniendo los siguientes valores:

$$M_B = \sqrt{(M_B^x)^2 + (M_B^y)^2} = 155 \text{ [Nm]} \quad (4.66)$$

$$M_C = \sqrt{(M_C^x)^2 + (M_C^y)^2} = 152 \text{ [Nm]} \quad (4.67)$$

$$M^z = T_c = 188 \text{ [Nm]}$$

4.5.3. DIMENSIONAMIENTO DEL ÁRBOL DEL CILINDRO PICADOR

Para el dimensionamiento del árbol del cilindro picador se utiliza el lugar geométrico de falla por fatiga de Soderberg con la siguiente ecuación:

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n_f} \quad (4.68)$$

Donde:

$$\sigma_a' = \frac{16A}{\pi * d^3} \quad (4.69)$$

$$\sigma_m' = \frac{16 * B}{\pi * d^3} \quad (4.70)$$

$$A = 2 * K_f * M_a \quad (4.71)$$

$$B = \sqrt{3} * K_{fs} * T_m \quad (4.72)$$

Donde las ecuaciones 4.69 y 4.70 se considera el T_a y el M_m igual a 0, mientras que $T_m = M^z$ que es igual para los puntos B y C, y el M_a en el punto B es M_B y en el punto C es M_C

El factor de reducción de resistencia a la fatiga K_f por flexión es igual:

$$K_f = 1 + q * (K_t - 1) \quad (4.73)$$

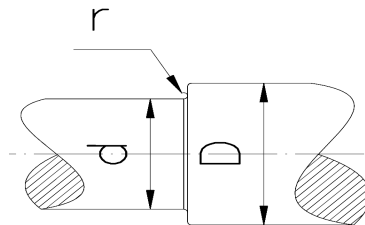
El factor de reducción de resistencia a la fatiga K_{fs} por torsión es igual:

$$K_{fs} = 1 + q_s * (K_{ts} - 1) \quad (4.74)$$

q y q_s : Sensibilidad a la entalladura

K_t y K_{ts} : Factor teórico de concentración de esfuerzos

Para el punto B como se muestra en el gráfico 4.33, el cambio de sección que produce concentración de esfuerzos, para obtener los K_t y K_{ts} se debe encontrar las relaciones r/d y D/d , entonces

GRÁFICO 4.33**CONCENTRACION DE ESFUERZOS POR LA PRESENCIA DE CAMBIO DE SECCIÓN**

Se asumen los siguientes valores

$$r = 2\text{ mm}$$

$$d = 40\text{ mm}$$

$$D = 45\text{ mm}$$

Encontradas las relaciones se obtienen los factores teóricos de concentración de esfuerzos en los gráficos correspondientes²⁸ y cuyos valores son:

$$K_t = 1.9$$

$$K_{ts} = 1.445$$

Los valores de $q = 0.82$ y $q_s = 0.92$ se los obtiene gráficamente²⁹ en función de la resistencia del material y el radio de la entalladura r .

De las ecuaciones 4.73 y 4.74 se obtiene:

$$K_f = 1.74$$

$$K_{fs} = 1.41$$

De las ecuaciones 4.71 y 4.72 se obtienen:

$$A = 539\text{ [Nm]}$$

$$B = 460\text{ [Nm]}$$

²⁸ Norton R (1999), Diseño de Máquinas, Primera Edición, México, Prentice Hall

²⁹ Shigley J (1985), Diseño en Ingeniería Mecánica, Cuarta Edición, México, McGraw-Hill

El material a utilizar es un acero AISI 1045 laminado en caliente con una S_{ut} de 565 [Mpa] y $S_y = 310$ [Mpa]

Por lo tanto el

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_f S'_e \quad (4.75)$$

Donde

$$k_a = a S_{ut}^b \quad \left. \begin{array}{l} a = 4.45 \\ b = -0,265 \end{array} \right\} \text{ para acabado por maquinado}$$

$$k_a = 0.82$$

$$k_b = 1.24 * d^{-0.107} \text{ para } 2.79 \leq d < 51 \text{ mm}$$

$$k_b = 0.83$$

$$k_c = 0.814 \text{ para una confiabilidad del 99\%}$$

$$k_d = 1 \text{ temperatura ambiente}$$

$$k_f = 1 \text{ sin efectos varios}$$

$$S'_e = 0.5 S_{ut} \text{ cuando } S_{ut} \leq 1460 \text{ [Mpa]}$$

Por lo tanto

$$S_e = 155.6 \text{ [MPa]}$$

De la ecuación 4.68 se obtiene

$$\frac{1}{n_f} = \frac{16}{\pi * d^3} \left(\frac{A}{S_e} + \frac{B}{S_y} \right)$$

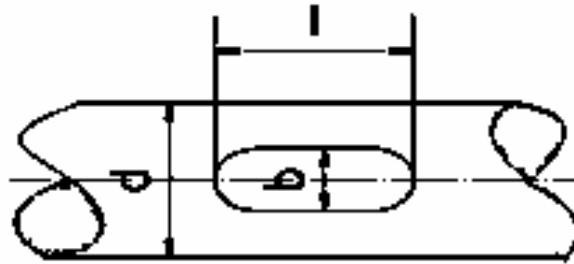
Considerando un valor del factor de seguridad a la fatiga $n_f = 3$

Del cálculo realizado se obtiene que el diámetro mínimo en el punto B es de 42.2 [mm]

En el punto C se asume el diámetro de 45 [mm] del gráfico 4.30 se encuentra una concentración de esfuerzos causada por la presencia de un chavetero como se muestra en el gráfico 4.34, razón por lo cual se analiza este punto de la misma forma como se lo realizó para el punto B, obteniendo los siguientes resultados:

GRÁFICO 4.34

CONCENTRACION DE ESFUERZOS POR LA PRESENCIA DE CHAVETERO



CUADRO 4.8

RESULTADO DE LOS CÁLCULOS PARA DIMENSIONAR EL DIÁMETRO EN EL PUNTO C

K_t^{30}	1,8	k_a	0,82
K_{ts}^{30}	2,5	k_b	0,81
q_s	0,82	k_c	0,81
q_{st}	0,92	S_e	152,29
k_f	1,66	S_y	310,00
k_{fs}	1,46	A/S_e	3,63
M_a	2,15	B/S_y	1,53
T_m	152,00	n_f	3
A	188,00	d	43.8
B	503,42		

Los diámetro mínimos en los puntos críticos B y C son 42.2 [mm] y 43.8 [mm] respectivamente. Para el dimensionamiento del árbol hay que considerar que sobre el árbol está montado el cilindro picador cuyas cuchillas móviles tienen calibraciones muy estrechas con la cuchilla fija en el orden de las décimas de milímetro lo cual exige que la deflexión sea inferior a esta sollicitación lo que podría comprometer su funcionamiento por lo que se selecciona que la inclinación de la línea del centro del árbol con respecto a la línea de centros de los anillos exteriores de los cojinetes y que debe ser menor a 0.087 para cojinetes de bolas,

³⁰ Norton R (1999), Diseño de Máquinas, Primera Edición, México, Prentice Hall

lo cual se puede conseguir aumentando el diámetro del punto C. Además las restricciones geométricas existentes para obtener los hombros de eje que permitan la ubicación longitudinal tanto del cilindro como de los cojinetes, así como también la tuerca y arandela de seguridad es necesario ampliar el diámetro a 55 [mm], mientras que en el punto B y D donde están colocados los cojinetes de los soportes, el diámetro es de 45 [mm].

Con estas consideraciones se determinan los diámetros de las diferentes secciones del eje como se muestra en el plano 1.007.1.1101 del anexo 4 de planos.

4.5.4. SELECCIÓN DE LOS COJINETES DE SOPORTE³¹

Los soportes de fundición gris de serie SG2S con rodamientos de la serie 562 son los utilizados para el cilindro picador. Las fuerzas radiales en los puntos B y D tienen una magnitud de 2692 [N] y 696 [N] respectivamente. Siendo el soporte B el más solicitado sobre él se realiza la selección.

El soporte SG208S con un rodamiento 56208 tiene una carga dinámica C de 22.4 [KN], el factor de velocidad f_n para 825 rpm es igual a 0,34

$$f_L = \frac{C}{f_z * P} * f_n \quad (4.76)$$

Entonces

- f_L : Factor dinámico
- $f_z = 1.5$ Factor de reducción para maquinaria agrícola

³¹ FAG ,Programa Standard FAG, España, FAG Española

$$P = X * Fr + Y * Fa \quad (4.77)$$

- P: Carga dinámica equivalente
- X: Factor radial
- Y: Factor axial
- Fr: Carga radial
- Fa: Carga axial

La carga axial Fa es igual a 131 [N] y la carga radial es igual a 2692 [N]

La capacidad de carga estática C₀ es 17.6 [KN]

Relación Fa/C₀ = 7.5 * 10⁻³

Siendo e = 0.22 y Fa/Fr = 4.8 * 10⁻² entonces:

Como Fa/Fr < e los factores de carga X=1 y Y = 0

Quedando la ecuación 4.77

P = Fr = 2692 [N]

Reemplazando los valores en la ecuación 4.76 se obtiene el valor de f_L igual a 1.88, lo que significan 3400 horas de funcionamiento. El cilindro picador podría funcionar aproximadamente 9.5 años trabajando 1 hora/día

CAPÍTULO 5

USO DEL CAM PARA EL DESARROLLO DEL PROCESO CONSTRUCTIVO

La fabricación asistida por computadora CAM acrónimo de Computer Aided Manufacturing ofrece muchas ventajas en relación a los métodos tradicionales como la disminución de los errores humanos, reducción de costos, precisión, y menor tiempo de manufactura.

En el proyecto se utiliza como herramienta computacional el programa “Mastercam X” que permite el uso de tres módulos:

- Mastercam Design
- Mastercam Lathe
- Mastercam Mill

El proceso se inicia alimentando al programa el modelo geométrico de la parte o pieza que se desea producir, para lo cual se utiliza el modulo Mastercam Design lo que permite el análisis y realizar las modificaciones necesarias, verificar las especificaciones de la pieza, antes de definir las trayectorias de la herramienta.

Existen tres tipos de modelos:

- alámbricos,
- de superficie y
- sólidos.

Los modelos alámbricos se utilizan para modelar perfiles, trayectorias, redes, u objetos que no requieran la disponibilidad de propiedades físicas (áreas, volúmenes, masas).

Los modelos de superficie se utilizan para modelar objetos como carrocerías o fuselajes, donde la parte fundamental del objeto que se está modelando es el exterior del mismo.

Los modelos sólidos son los que más información proporcionan y se usan para modelar piezas mecánicas, para lo cual es necesario disponer de información relativa a propiedades físicas.

Posteriormente se selecciona el módulo Mastercam Lathe o el Mastercam Mill, decisión sujeta a la geometría de la pieza a fabricarse. Luego se especifican las líneas de trayectoria utilizadas para cada proceso de maquinado visualizando los movimientos de la herramienta en la pantalla del computador

En una máquina CNC acrónimo de Computer Numerical Control, una computadora controla la posición y velocidad de los motores que accionan los ejes de la máquina logrando movimientos que no se pueden lograr manualmente.

Las máquinas CNC tienen la posibilidad de mover la herramienta en los tres ejes al mismo tiempo, logrando trayectorias tridimensionales, para el maquinado de piezas especiales. Además controla el movimiento de la mesa, el carro y el usillo sin necesidad del control de un operador.

Muchas máquinas modernas trabajan con lo que se conoce como “lenguaje conversacional”; el programador escoge la operación que desea y la máquina le

pregunta los datos que se requieren lo cual permite a las empresas producir con mucha más rapidez y calidad sin la necesidad de tener personal altamente calificado.

La definición de las variables de maquinado como: tamaño, forma y material de la herramienta, material de la pieza a fabricar, profundidad, número de pasadas de acabado, refrigerante, son variables de entrada definidas previamente, luego el computador realiza los cálculos respectivos para obtener la velocidad de corte, avance, número de pasadas de desbaste, etc.

El sistema CAM toma la información del diseño y genera la ruta de corte que tiene que seguir la herramienta para fabricar la pieza deseada; a partir de esta ruta de corte se crea automáticamente el programa de maquinado en un archivo en lenguaje NCI para que un postprocesador lo convierta en un nuevo archivo con el código CNC

5.1. CONSTRUCCIÓN DE UN PROGRAMA

El programa de mecanizado debe ser introducido al control numérico conteniendo todos los datos geométricos necesarios para que la máquina ejecute las funciones y movimientos deseados. Está construido en forma de secuencia de bloques.

Cada bloque de programación contiene:

- N Número de bloque
- G Funciones preparatorias movimientos, operaciones del proceso de fabricación
- W, X, Y, Z Cotas de ejes
- F Velocidad de avance

- S Velocidad del cabezal
- T Número de herramienta
- M Funciones auxiliares

Cada bloque debe mantener este orden aunque no necesariamente cada bloque contenga todas las informaciones.

5.2. FUNCIONES PREPARATORIAS ³²

El CNC puede ser programado en sistema métrico o en pulgadas. A continuación se enlistan las funciones G empleadas en el CNC.

Las funciones preparatorias se programan mediante la letra G seguida de dos cifras siempre al comienzo del bloque y sirven para determinar la geometría y condiciones de trabajo del CNC.

- G00* (modal) Posicionamiento rápido
- G01 (modal) Interpolación lineal
- G02 (modal) Interpolación circular a derechas
- G03 (modal) Interpolación circular a izquierdas
- G04 Temporización, duración programada mediante K
- G05 (modal) Trabajo en arista
- G06 Interpolación circular con programación del centro del arco en coordenadas absolutas
- G07* (modal) Trabajo en arista viva
- G08 Trayectoria circular tangente a la trayectoria anterior
- G09 Trayectoria circular definida mediante tres puntos
- G10* (modal) Anulación imagen espejo

³² Apuntes de clases del Dr. Álvaro Aguinaga

- G11 (modal) Imagen espejo en el eje X
- G12 (modal) Imagen espejo en el eje Y
- G13 (modal) Imagen espejo en el eje Z
- G17* (modal) Selección del plano XY
- G18 (modal) Selección del plano XZ
- G19 (modal) Selección del plano YZ
- G20 Llamada a subrutina estándar
- G21 Llamada a subrutina paramétrica
- G22 Definición de subrutina estándar
- G23 Definición de subrutina paramétrica
- G24 Final de subrutina
- G25 Salto o llamada incondicional (GO TO)
- G26 Salto o llamada condicional si es igual a 0 (IF)
- G27 Salto o llamada condicional si no es igual a 0
- G28 Salto o llamada condicional si es menor
- G29 Salto o llamada condicional si es igual o mayor
- G30 Visualizar código de error definido mediante K
- G31 Guardar origen de coordenadas actual
- G32 Recuperar origen de coordenadas
- G33 (modal) Roscado electrónico
- G36 Redondeo controlado de arista
- G37 Entrada tangencial
- G38 Salida tangencial
- G39 Achaflanado
- G40* (modal) Anulación de compensación de radio
- G41 (modal) Compensación de radio a izquierdas
- G42 (modal) Compensación de radio a derechas
- G43 (modal) Compensación de longitud
- G44* (modal) Anulación de compensación de longitud
- G49 (modal) Rata de alimentación programable
- G50 Carga de dimensiones de herramienta en la tabla
- G53-G59 (modal) Traslados de origen
- G70 (modal) Programación en pulgadas

- G71* (modal) Programación en milímetros
- G72 (modal) Factor de escala
- G73 (modal) Giro de sistema de coordenadas
- G74 Búsqueda automática de referencia – maquina
- G75 Trabajos con palpador
- G76 Creación automática de bloques
- G79 (modal) Ciclo fijo definido por el usuario
- G80* (modal) Anulación de ciclos fijos
- G81 (modal) Ciclo fijo de taladro
- G82 (modal) Ciclo fijo de taladro con temporización
- G83 (modal) Ciclo fijo de taladro profundo
- G84 (modal) Ciclo fijo de roscado con macho
- G85 (modal) Ciclo de escariado
- G86 (modal) Ciclo fijo de mandrinado con retroceso en G00
- G87 (modal) Ciclo de cajera rectangular
- G88 (modal) Ciclo de cajera circular
- G89 (modal) Ciclo fijo de mandrinado con retroceso en G01
- G90* (modal) Programación en cotas absolutas
- G91 (modal) Programación en cotas incrementales
- G92 Preselección de cotas
- G93 Preselección de origen de cotas polares
- G94* (modal) Velocidad de avance F en mm/minuto
- G95 (modal) Velocidad de avance F en mm/revolución
- G96 (modal) Velocidad constante de avance superficial
- G97* (modal) Velocidad constante de avance del centro de la herramienta
- G98* (modal) Vuelta de la herramienta al plano de partida al terminar un ciclo fijo
- G99 (modal) Vuelta de la herramienta al plano de referencia al terminar un ciclo fijo

Modal significa que las funciones G una vez programadas, permanecen activadas mientras no sean anuladas mediante otra función G incompatible o M02, M30, reset, o emergencia

Las funciones G con asterisco son las que asumen el control en el momento de encendido, después de ejecutar M02, M30 o después de una emergencia o reset. Hay funciones G que deben programarse solas en el bloque por ser especiales.

En el caso de programar en el mismo bloque funciones incompatibles el CNC asume la última programada.

Las funciones incompatibles son:

G20, G21, G22, G23, G24, G25, G26, G27, G28, G29, G30, G31, G32, G50, G53-G59, G72, G73, G74, y G92.

5.3. FUNCIONES AUXILIARES M.

El CNC dispone también de una serie de salidas decodificadas para funciones auxiliares que son asignadas a las funciones deseadas en la puesta a punto del CNC en maquina.

Las funciones a las que no se ha asignado ninguna salida decodificada, se ejecutan siempre al comienzo del bloque en que están programadas, pudiendo programar hasta un máximo de siete funciones auxiliares que son ejecutadas correlativamente en el orden en el que se haya programado.

Las funciones auxiliares son:

- M00 Parada de programa
- M01 Parada condicional del programa
- M02 Final del programa
- M03 Arranque de cabezal a derechas
- M04 Arranque de cabezal a izquierdas
- M05 Parada de cabezal
- M06 Código de cambio de herramienta
- M19 Salida analógica S
- M22, M23, M24, M25 Operaciones con pallets
- M30 Final del programa con regreso al comienzo

5.4. APLICACIÓN DEL CAM EN EL PROCESO DE FABRICACIÓN DE PIEZAS DEL CILINDRO PICADOR

Siendo el CAM una poderosa herramienta para la manufactura de partes y piezas, es importante realizar una calificación previa de las piezas que se debe fabricar bajo este sistema. El parámetro que en este trabajo se ha utilizado es el grado de dificultad que presentan frente a los procesos tradicionales, por lo tanto se ha seleccionado el soporte de cuchilla, el disco del cilindro y el árbol del cilindro. Piezas que se someterán a procesos de fabricación asistidas por computadora.

Obtenida la geometría de las piezas antes mencionadas se establece un flujo de procesos, para luego cargar al programa Mastercam X la geometría alámbrica, geometría que permite establecer las trayectorias de la herramienta, escoger el tipo de máquina a utilizar, el material de la pieza a fabricar, tipo, dimensión y material de la herramienta, numero de pasadas de desbaste y de acabado, utilización del refrigerante; después, el programa calcula y define velocidades de

giro del cabezal, velocidad de avance y luego el programa realiza la simulación de la operación predeterminada. Posteriormente se obtiene la programación en lenguaje G.

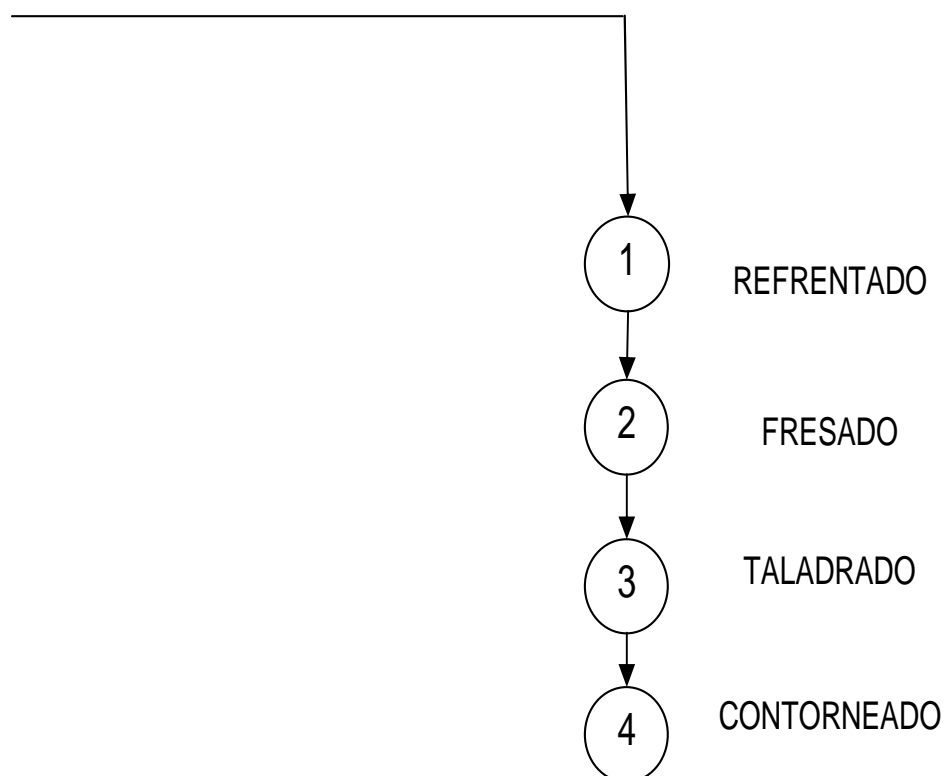
5.5. PROCESO PARA LA FABRICACIÓN DEL SOPORTE DE CUCHILLA

El soporte de cuchilla su fabricación parte de un bloque de Acero A-50 de 110 x 140 x25 [mm], cuyo centro geométrico es localizado en las coordenadas X0, Y0 y Z0 y se procede a seguir el diagrama de flujo de fabricación del gráfico 5.1.

GRÁFICO 5.1

DIAGRAMA DE FLUJO DE FABRICACIÓN DEL SOPORTE DE CUCHILLA

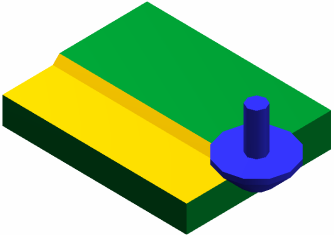
BLOQUE ACERO ASTM A-50 110*140*25



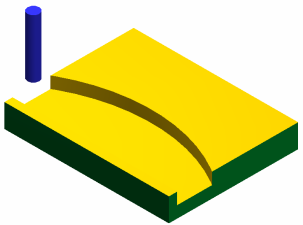
Una vez establecido el flujo de fabricación del soporte de cuchilla en el programa Mastercam X se obtiene el algoritmo en lenguaje G para cada una de las operaciones en el diagrama de flujo de fabricación, como se muestra en el cuadro 5.1

CUADRO 5.1

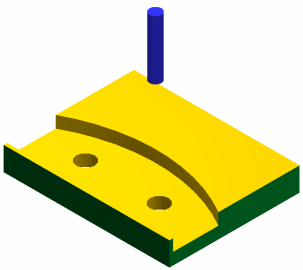
ALGORITMO DE PROGRAMACIÓN EN LENGUAJE G PARA LA FABRICACIÓN DEL SOPORTE

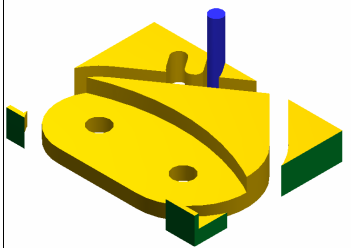
OPERACIÓN	LENGUAJE G	GRÁFICO
REFRENTADO	<pre> (T105 20. BALL ENDMILL H105) N100 G21 N102 G0 G17 G40 G49 G80 G90 N104 T105 M6 N106 G0 G90 G54 X-89.73 Y82.002 S588 M3 N108 G43 H105 Z50. N110 G1 Z-5. F7.2 N112 X84.27 F58.8 N114 G3 Y95.751 R6.875 N116 G1 X-79.73 N118 G2 Y109.501 R6.875 N120 G1 X84.27 N122 G3 Y123.251 R6.875 N124 G1 X-79.73 N126 G2 Y137. R6.874 N128 G1 X84.27 N130 G3 Y150.75 R6.875 N132 G1 X-79.73 N134 G2 Y164.499 R6.874 N136 G1 X84.27 N138 G3 Y178.249 R6.875 N140 G1 X-79.73 N142 G2 Y191.998 R6.874 N144 G1 X94.27 N146 G0 Z50. N148 M5 N150 G91 G28 Z0. N152 G28 X0. Y0. N154 M30 </pre>	

CUADRO 5.1 CONTINUACIÓN

OPERACIÓN	LENGUAJE G	GRÁFICO
FRESADO	<p>(T142 12. BULL ENDMILL 1. RAD H142)</p> <p>N100 G21 N102 G0 G17 G40 G49 G80 G90 N104 T142 M6 N106 G0 G90 G54 X-67.268 Y99.978 S588 M3 N108 G43 H142 Z50. N110 Z10. N112 G1 Z-15. F4. N114 X71.483 F8.8 N116 Y106.18 N118 G3 X70.275 Y106.984 R128. N120 G1 X-67.268 N122 Y108.899 N124 G2 X-58.228 Y113.989 R128. N126 G1 X58.228 N128 G3 X41.765 Y120.994 R128. N130 G1 X-41.765 N132 G2 X-.16 Y128. R127.999 N134 G1 X.16 N136 Z-5. F4. N138 G0 Z50. N140 X-69.268 Y110.009 N142 Z10. N144 G1 Z-15. N146 Y97.978 F8.8 N148 X73.483 N150 Y107.239 N152 G3 X-69.268 Y110.009 R130. N154 G1 Z-5. F4. N156 G0 Z50. N158 X-71.268 Y111.107 N160 Z10. N162 G1 Z-15. N164 Y95.978 F8.8 N166 X75.483 N168 Y108.288 N170 G3 X-71.268 Y111.107 R132. N172 G1 Z-5. F4. N174 G0 Z50. N176 X-73.268 Y112.195 N178 Z10. N180 G1 Z-15. N182 Y93.978 F8.8 N184 X77.483 N186 Y109.327 N188 G3 X-73.268 Y112.195 R134. N190 G1 Z-5. F4. N192 G0 Z50. N194 X-75.268 Y113.273 N196 Z10. N198 G1 Z-15. N200 Y91.978 F8.8 N202 X79.483 N204 Y110.356 N206 G3 X-75.268 Y113.273 R136. N208 G1 Z-5. F4. N210 G0 Z50. N212 X-77.268 Y114.34 N214 Z10. N216 G1 Z-15. N218 Y89.978 F8.8 N220 X81.483 N222 Y111.376 N224 G3 X-77.268 Y114.34 R138. N226 G1 Z-5. F4. N228 G0 Z50. N230 M5 N232 G91 G28 Z0. N234 G28 X0. Y0. N236 M30</p>	

CUADRO 5.1 CONTINUACIÓN

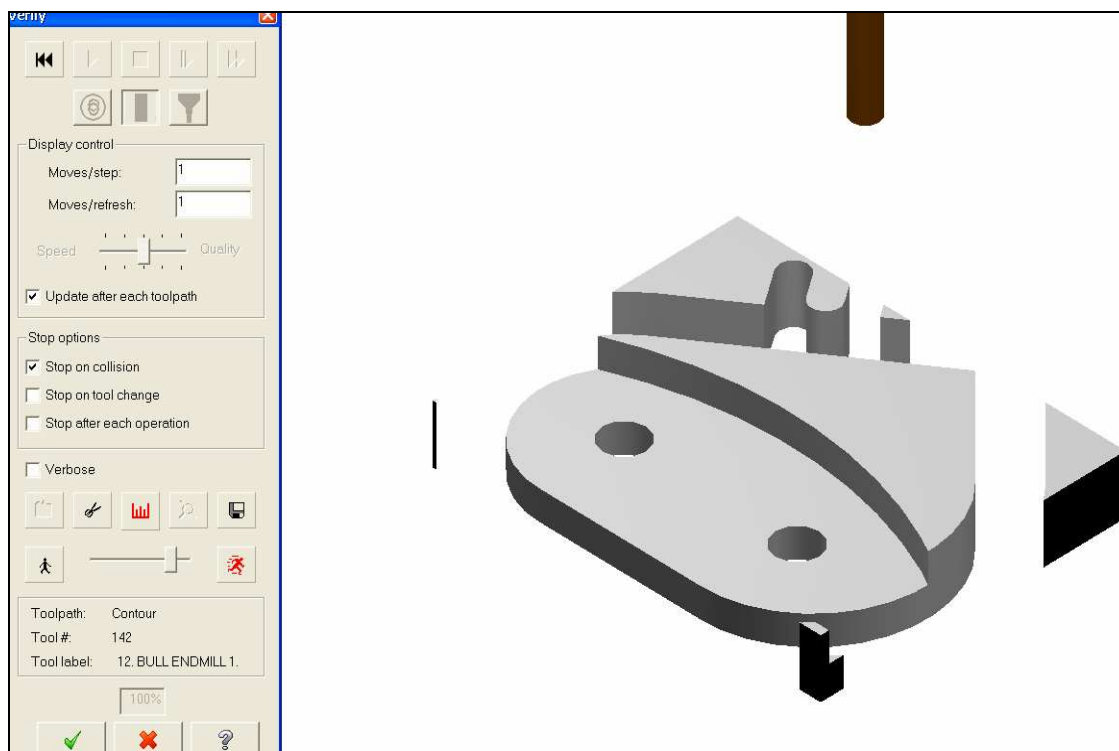
OPERACIÓN	LENGUAJE G	GRÁFICO
TALADRADO	<p>(T25 15. DRILL H25)</p> <p>N100 G21 N102 G0 G17 G40 G49 G80 G90 N104 T25 M6 N106 G0 G90 G54 X30.799 Y114.945 S294 M3 N108 G43 H25 Z50. N110 G98 G83 Z-30. R10. Q2. F8.8 N112 X-31.732 Y115.039 N114 G80 N116 M5 N118 G91 G28 Z0. N120 M01</p>	

OPERACIÓN	LENGUAJE G	GRÁFICO
CONTORNEADO	<p>T142 12. BULL ENDMILL 1. RAD H142)</p> <p>N122 T142 M6 N124 G0 G90 G54 X-36.404 Y178.958 S588 M3 N126 G43 H142 Z50. N128 Z10. N130 G1 Z-25. F4. N132 X-30.668 Y170.766 F8.8 N134 G3 X-16.741 Y168.311 R10.001 N136 G1 X18.348 Y192.88 N138 G2 X24.751 Y192.32 R5. N140 G1 X57.974 Y159.097 N142 G2 X25.21 Y80. R46.335 N144 G1 X-31.732 N146 G2 X-51.829 Y143.741 R35.039 N148 G1 X-16.741 Y168.311 N150 G3 X-14.285 Y182.238 R9.999 N152 G1 X-20.021 Y190.429 N154 Z-15. F4. N156 G0 Z50. N158 M5 N160 G91 G28 Z0. N162 G28 X0. Y0. N164 M30</p>	

El algoritmo para la fabricación no contempla la realización de las perforaciones y roscado de los agujeros para acople de cuchilla y deflector. El programa Mastercam X permite obtener un prototipo virtual de la pieza terminada tal como se muestra en el gráfico 5.2

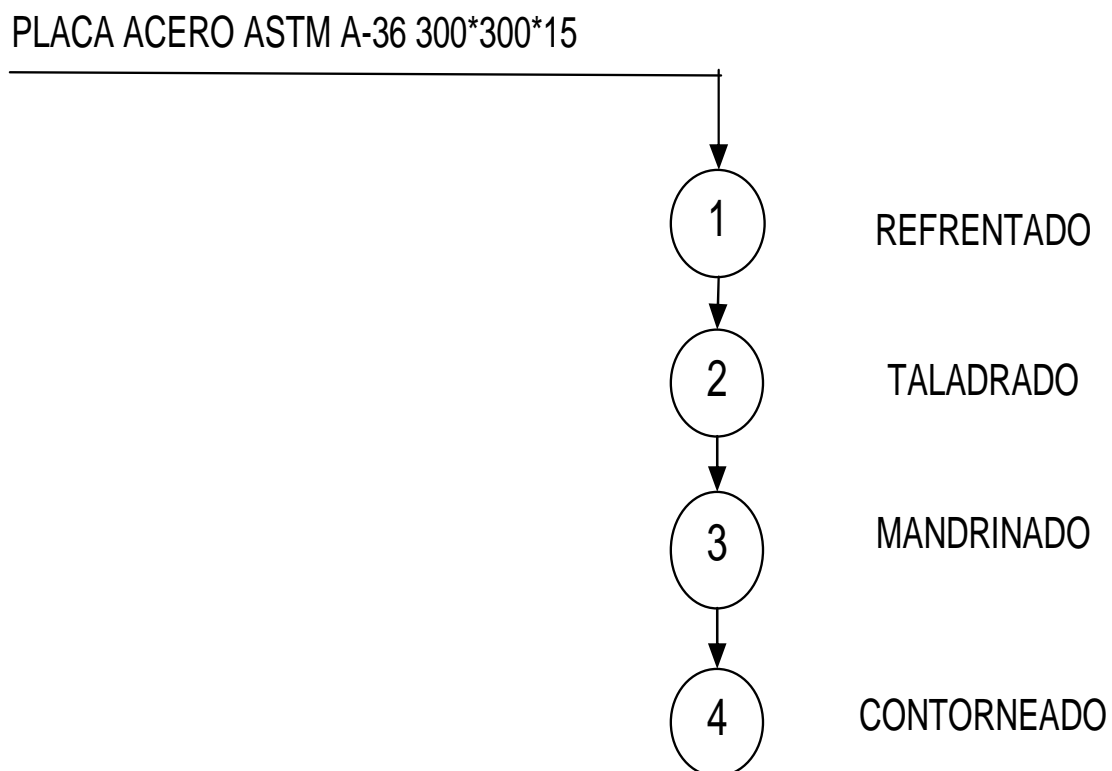
GRÁFICO 5.2

SOPORTE CUCHILLA PIEZA TERMINADA



5.6. PROCESO PARA LA FABRICACIÓN DEL DISCO DEL CILINDRO

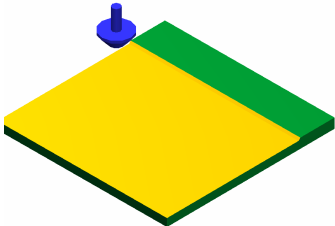
El material para la fabricación del disco del cilindro es de una placa de Acero A-36, de dimensiones 300 x300x 15 [mm], cuyo centro geométrico es localizado en las coordenadas X0, Y0 y Z0 y se procede a seguir el diagrama de flujo de fabricación del gráfico 5.3

GRÁFICO 5.3**DIAGRAMA DE FLUJO DE FABRICACIÓN DEL DISCO DEL CILINDRO**

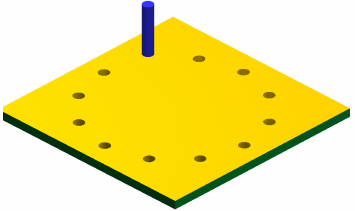
Una vez establecido el flujo de fabricación del disco del cilindro en el programa Mastercam X se obtiene el algoritmo en lenguaje G para cada una de las operaciones en el diagrama de flujo de fabricación, como se muestra en el cuadro 5.2

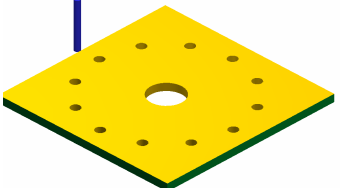
CUADRO 5.2

ALGORITMO DE PROGRAMACIÓN EN LENGUAJE G PARA LA FABRICACIÓN DEL SOPORTE

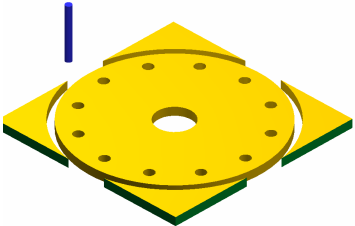
OPERACIÓN	LENGUAJE G	GRÁFICO
REFRENTADO	<pre> (T105 20. BALL ENDMILL H105) N100 G21 N102 G0 G17 G40 G49 G80 G90 N104 T105 M6 N106 G0 G90 G54 X-172. Y-149.998 S588 M3 N108 G43 H105 Z7.5 N110 G1 Z-3. F7.2 N112 X162. F58.8 N114 G3 Y-134.998 R7.5 N116 G1 X-162. N118 G2 Y-119.998 R7.5 N120 G1 X162. N122 G3 Y-104.999 R7.499 N124 G1 X-162. N126 G2 Y-89.999 R7.5 N128 G1 X162. N130 G3 Y-74.999 R7.5 N132 G1 X-162. N134 G2 Y-59.999 R7.5 N136 G1 X162. N138 G3 Y-44.999 R7.5 N140 G1 X-162. N142 G2 Y-30. R7.5 N144 G1 X162. N146 G3 Y-15. R7.5 N148 G1 X-162. N150 G2 Y0. R7.5 N152 G1 X162. N154 G3 Y15. R7.5 N156 G1 X-162. N158 G2 Y30. R7.5 N160 G1 X162. N162 G3 Y44.999 R7.499 N164 G1 X-162. N166 G2 Y59.999 R7.5 N168 G1 X162. N170 G3 Y74.999 R7.5 N172 G1 X-162. N174 G2 Y89.999 R7.5 N176 G1 X162. N178 G3 Y104.999 R7.5 N180 G1 X-162. N182 G2 Y119.998 R7.5 N184 G1 X162. N186 G3 Y134.998 R7.5 N188 G1 X-162. N190 G2 Y149.998 R7.5 N192 G1 X172. N194 G0 Z7.5 N196 M5 N198 G91 G28 Z0. N200 M01 N202 T25 M6 N204 G0 G90 G54 X-59.5 Y103.057 S294 M3 N206 G43 H25 Z7.5 N208 G98 G83 Z-20. R0. Q2. F8.8 N210 X0. Y119. N212 X59.5 Y103.057 N214 X103.057 Y59.5 N216 X119. Y0. N218 X103.057 Y-59.5 N220 X59.5 Y-103.057 N222 X0. Y-119. N224 X-59.5 Y-103.057 N226 X-103.057 Y-59.5 N228 X-119. Y0. N230 X-103.057 Y59.5 N232 G80 N234 M5 N236 G91 G28 Z0. N238 M01 </pre>	

CUADRO 5.2 CONTINUACIÓN

OPERACIÓN	LENGUAJE G	GRÁFICO
TALADRADO	<p>(T25 15. DRILL H25)</p> <p>N202 T25 M6 N204 G0 G90 G54 X-59.5 Y103.057 S294 M3 N206 G43 H25 Z7.5 N208 G98 G83 Z-20. R0. Q2. F8.8 N210 X0. Y119. N212 X59.5 Y103.057 N214 X103.057 Y59.5 N216 X119. Y0. N218 X103.057 Y-59.5 N220 X59.5 Y-103.057 N222 X0. Y-119. N224 X-59.5 Y-103.057 N226 X-103.057 Y-59.5 N228 X-119. Y0. N230 X-103.057 Y59.5 N232 G80 N234 M5 N236 G91 G28 Z0. N238 M01</p>	

OPERACIÓN	LENGUAJE G	GRÁFICO
MANDRINADO	<p>(T219 10. FLAT ENDMILL H219)</p> <p>N240 T219 M6 N242 G0 G90 G54 X-.063 Y-20. S588 M3 N244 G43 H219 Z7.5 N246 G1 Z-15. F4.4 N248 X.063 F8.8 N250 G3 X14.907 Y-13.333 R20. N252 G1 X-14.907 N254 G2 X-18.856 Y-6.667 R20. N256 G1 X18.856 N258 G3 X20. Y0. R20. N260 G1 X-20. N262 G2 X-18.856 Y6.667 R20. N264 G1 X18.856 N266 G3 X14.907 Y13.333 R20. N268 G1 X-14.907 N270 G2 X-.063 Y20. R20. N272 G1 X.063 N274 G0 Z0.</p>	

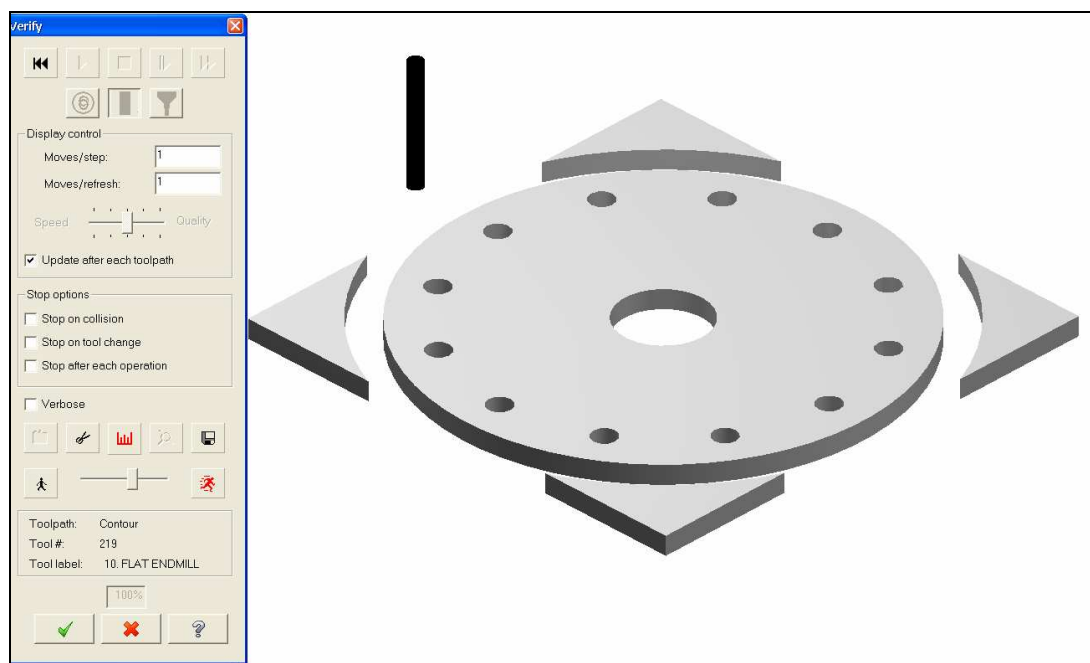
CUADRO 5.2 CONTINUACIÓN

OPERACIÓN	LENGUAJE G	GRÁFICO
CONTORNEADO	<pre> (T219 10. FLAT ENDMILL H219) N274 G0 Z0. N276 X22.5 Y0. N278 G1 Z-15. F4.4 N280 G3 X-22.5 R22.5 F8.8 N282 X22.5 R22.5 N284 G1 Z7.5 F4.4 N286 G0 X-168. Y10. N288 G1 Z-15. N290 X-158. F8.8 N292 G2 X-148. Y0. R10. N294 G3 X148. R148. N296 X-148. R148. N298 G2 X-158. Y-10. R10. N300 G1 X-168. N302 G0 Z7.5 N304 M5 N306 G91 G28 Z0. N308 G28 X0. Y0. N310 M30 </pre>	

El programa Mastercam X permite obtener un prototipo virtual de la pieza terminada tal como se muestra en el gráfico 5.4

GRÁFICO 5.4

DISCO DEL CILINDRO TERMINADO

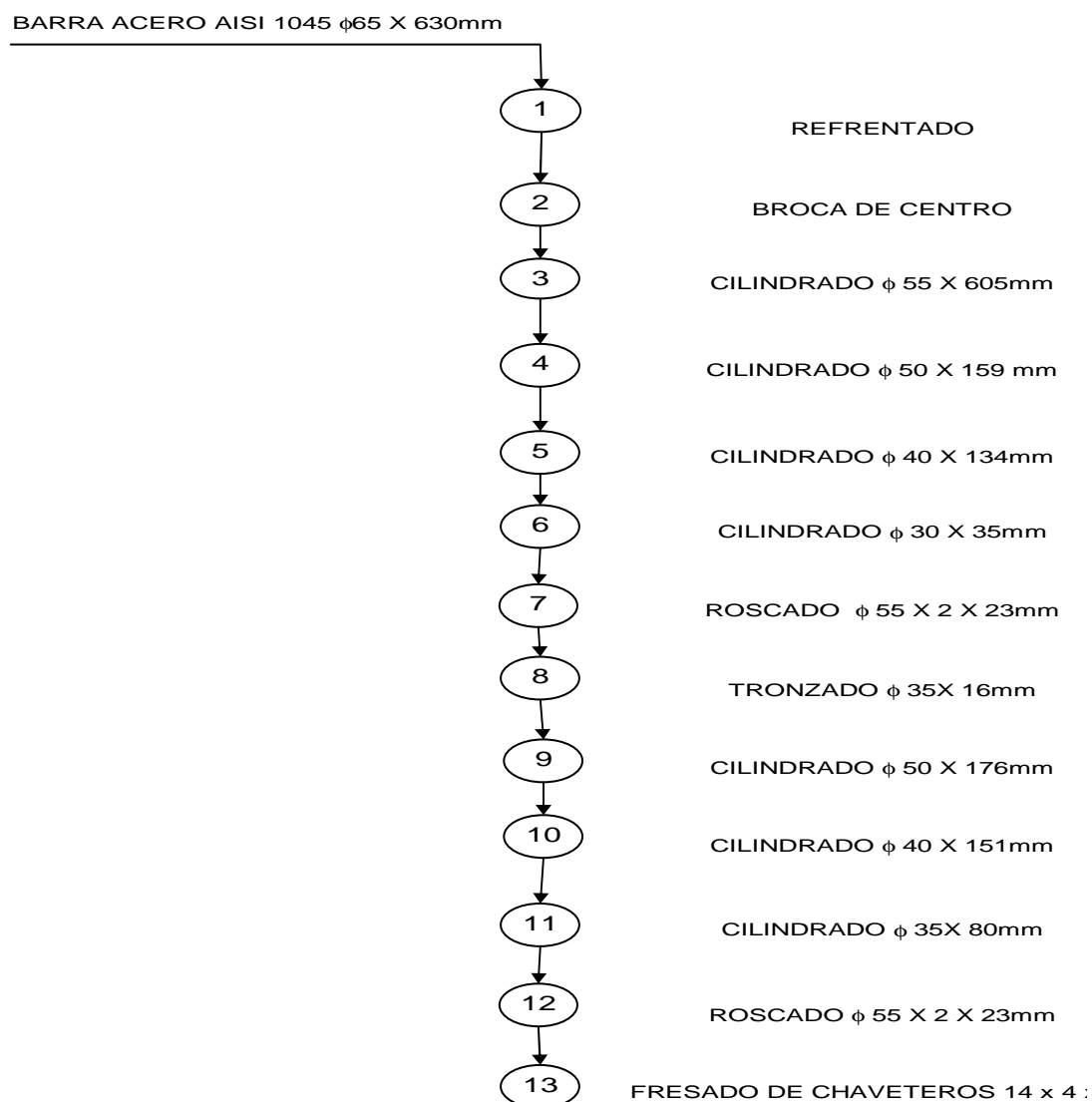


5.7. PROCESO PARA LA FABRICACIÓN DEL ÁRBOL DEL CILINDRO

El material para la fabricación del árbol del cilindro es una barra de Acero AISI 1045, de 65 de diámetro por 630 de longitud, cuyo eje de centro geométrico es localizado en las coordenadas X0, Y0 y paralelo al eje Z y se procede a seguir el diagrama de flujo de fabricación del gráfico 5.5

GRÁFICO 5.5

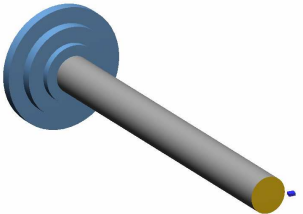
DIAGRAMA DE FLUJO DE FABRICACIÓN DEL ÁRBOL DEL CILINDRO



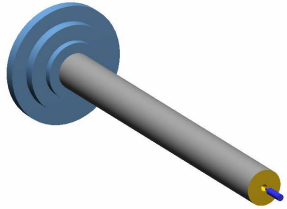
Establecido el flujo de fabricación del árbol del cilindro en el programa Mastercam X se obtiene el algoritmo en lenguaje G para cada una de las operaciones en el diagrama de flujo de fabricación, como se muestra en el cuadro 5.2

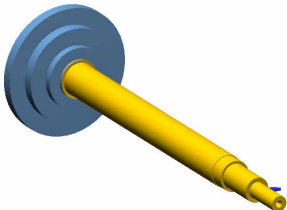
CUADRO 5.3

ALGORITMO DE PROGRAMACIÓN EN LENGUAJE G PARA LA FABRICACIÓN DEL ÁRBOL DEL CILINDRO

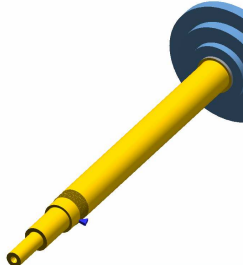
OPERACIÓN	LENGUAJE G	GRÁFICO
REFRENTADO	<pre> (ROUGH FACE LEFT - 80 DEG. INSERT - CNMG 12 04 08) G0 T0808 G18 M05 G0 G54 X66.118 Z637. G99 G1 X-10.971 F.4 G0 Z639. X66.118 Z635. G1 X-10.971 G0 Z637. X66.118 Z633. G1 X-10.971 G0 Z635. X66.118 Z631. G1 X-10.971 G0 Z633. X66.118 Z629. G1 X-10.971 G0 Z631. X220. G28 U0. V0. W0. T0800 M01 </pre>	

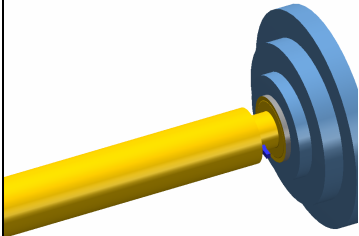
CUADRO 5.3 CONTINUACIÓN

OPERACIÓN	LENGUAJE G	GRÁFICO
TALADRADO DE CENTROS	<pre> CENTER DRILL - 12. DIA.) (REPAIRED NCI) G0 T0202 G18 G97 S636 M03 G0 G54 X0. Z634. CUSTOMIZABLE DRILL CYCLE X0. Y0. Z613.395 G28 U0. V0. W0. M05 T0200 M01 </pre>	

OPERACIÓN	LENGUAJE G	GRÁFICO
CILINDRADOS	<pre> (OD FINISH LEFT - 35 DEG. INSERT - VNMG 16 04 08) G0 T0404 G18 G97 S926 M04 G0 G54 X55. Z629. G50 S3600 G96 S160 G1 Z0. F.4 G0 Z629. X50. G1 Z489. G0 Z629. X45. G1 Z489. G0 Z629. X35. G1 Z559. G28 U0. V0. W0. M05 T0400 M01 </pre>	

CUADRO 5.3 CONTINUACIÓN

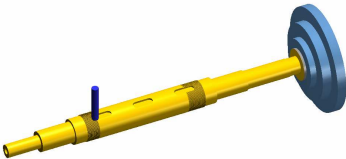
OPERACIÓN	LENGUAJE G	GRÁFICO
ROSCADO	<p>(OD THREAD RIGHT - SMALL INSERT - R166.0G-16MM01-100)</p> <p>G0 T0101 G18 M05 G0 G54 X59. Z474.513 G76 P010029 Q0. R0. G76 X52. Z439. P15000 Q6175 R0. E1.5 G28 U0. V0. W0. T0100 M01</p>	

OPERACIÓN	LENGUAJE G	GRÁFICO
TRONZADO	<p>(OD GROOVE LEFT - WIDE INSERT - N151.2-600-4E)</p> <p>G0 T2222 G18 G97 S427 M04 G0 G54 X71.489 Z8.021 G50 S3600 G96 S96 G1 X35.4 F.04 G0 X71.489 Z4.111 G1 X35.4 X36.182 Z4.502 G0 X71.489 Z11.932 G1 X35.4 X36.182 Z11.541 G0 X71.489 Z.2 G1 X35.4 X36.182 Z.591 G0 X71.489 Z15.843 G1 X35.4 X36.182 Z15.452 G0 X71.489 Z17.457 X70.317 G1 X67.489 Z16.043 X35. X35.6 Z15.743 G0 X70.317 Z-1.414 G1 X67.489 Z0. X35. Z10.843 G0 X70.317 G28 U0. V0. W0. M05 T2200 M01</p>	


CUADRO 5.3 CONTINUACIÓN

OPERACIÓN	LENGUAJE G	GRÁFICO
CILINDRADOS	<pre> (OD FINISH RIGHT - 35 DEG. INSERT - VNMG 16 04 08) G0 T0303 G18 G97 S979 M04 G0 G54 X52. Z20. G50 S3600 G96 S160 G1 Z210. F.4 G0 Z20. X42. G1 Z185. G0 Z20. X37. G1 Z115. G28 U0. V0. W0. M05 T0300 M01 </pre>	
OPERACIÓN	LENGUAJE G	GRÁFICO
ROSCADO	<pre> (OD THREAD RIGHT - SMALL INSERT - R166.0G-16MM01-100) G0 T0101 G18 M05 G0 G54 X59. Z245.513 G76 P010029 Q0. R0. G76 X52. Z209.867 P15000 Q6175 R0. E1.5 G28 U0. V0. W0. T0100 M30 </pre>	

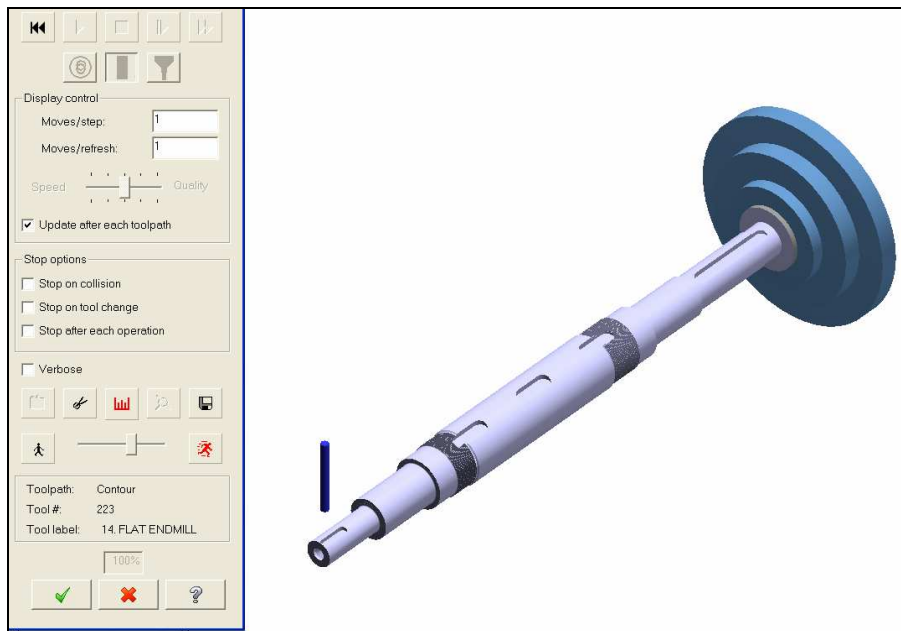
CUADRO 5.3 CONTINUACIÓN

OPERACIÓN	LENGUAJE G	GRÁFICO
FRESADO CHAVETEROS	N110 (14. FLAT ENDMILL TOOL - 223 DIA. OFF. - 223 LEN. - 223 DIA. - 14.)	
	N112 T223 M6	
	N114 G0 G54 G90 X233. Y7. C0. B0. S460 M3	
	N116 G43 H223 Z50.	
	N118 Z40.	
	N120 G1 Z24. F5.8	
	N122 X261. F10.4	
	N124 Z34. F5.8	
	N126 G0 Z50.	
	N128 X233.	
	N130 Z34.	
	N132 G1 Z23.5	
	N134 X261. F10.4	
	N136 Z40. F5.8	
	N138 G0 Z50.	
	N140 X323. Y8.	
	N142 Z40.	
	N144 G1 Z24.	
	N146 X351. F10.4	
	N148 Z34. F5.8	
	N150 G0 Z50.	
	N152 X323.	
	N154 Z34.	
	N156 G1 Z23.5	
	N158 X351. F10.4	
	N160 Z40. F5.8	
	N162 G0 Z50.	
	N164 X413. Y9.	
	N166 Z40.	
	N168 G1 Z24.	
	N170 X441. F10.4	
	N172 Z34. F5.8	
	N174 G0 Z50.	
	N176 X413.	
	N178 Z34.	
	N180 G1 Z23.5	
	N182 X441. F10.4	
	N184 Z40. F5.8	
	N186 G0 Z50.	
	N188 M5	
N190 G0 G28 G91 Z0.		
N192 G28		
N194 M01		
N196 G0 G17 G40 G80 G90 G94 G98		
N198 G0 G28 G91 Z0.		

CUADRO 5.3 CONTINUACIÓN

OPERACIÓN	LENGUAJE G	GRÁFICO
FRESADO CHAVETEROS	<p>N200 (14. FLAT ENDMILL TOOL - 223 DIA. OFF. - 223 LEN. - 223 DIA. - 6.)</p> <p>N202 T223 M6</p> <p>N204 G0 G54 G90 X15. Y3. C0. B0. S1074 M3</p> <p>N206 G43 H223 Z50.</p> <p>N208 Z40.</p> <p>N210 G1 Z14. F5.8</p> <p>N212 X100. F24.2</p> <p>N214 Z24. F5.8</p> <p>N216 G0 Z50.</p> <p>N218 X15.</p> <p>N220 Z24.</p> <p>N222 G1 Z13.5</p> <p>N224 X100. F24.2</p> <p>N226 Z40. F5.8</p> <p>N228 G0 Z50.</p> <p>N230 M5</p> <p>N232 G0 G28 G91 Z0.</p> <p>N234 G28</p> <p>N236 M01</p> <p>N238 G0 G17 G40 G80 G90 G94 G98</p> <p>N240 G0 G28 G91 Z0.</p> <p>N242 (14. FLAT ENDMILL TOOL - 223 DIA. OFF. - 223 LEN. - 223 DIA. - 6.)</p> <p>N244 T223 M6</p> <p>N246 G0 G54 G90 X600. Y3. C0. B0. S1074 M3</p> <p>N248 G43 H223 Z50.</p> <p>N250 Z40.</p> <p>N252 G1 Z10. F5.8</p> <p>N254 X625. F24.2</p> <p>N256 Z20. F5.8</p> <p>N258 G0 Z50.</p> <p>N260 X600.</p> <p>N262 Z20.</p> <p>N264 G1 Z9.5</p> <p>N266 X625. F24.2</p> <p>N268 Z40. F5.8</p> <p>N270 G0 Z50.</p> <p>N272 M5</p> <p>N274 G0 G28 G91 Z0.</p> <p>N276 G0 G28 X0. Y0.</p> <p>N278 G28</p> <p>N280 M30</p>	

El programa Mastercam X permite obtener un prototipo virtual de la pieza terminada tal como se muestra en el gráfico 5.6

GRÁFICO 5.6**ÁRBOL DEL CILINDRO TERMINADO**

CAPÍTULO 6

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1. CONCLUSIONES.

- Los objetivos planteados en la presente tesis se cumplieron a cabalidad, por que se logró el diseño de un cilindro picador de forraje optimizado.
- El ángulo de la cuchilla de corte fue determinado en función de las cargas variables y el espesor del material disponible en el Ecuador
- El uso de herramientas como el CAD / CAE (que permiten realizar simulaciones del montaje y de la operación) para obtener un diseño funcional de partes y piezas del cilindro picador.
- Con el uso del CAM se desarrolló el programa de fabricación en lenguaje G para el soporte de la cuchilla, árbol y disco del cilindro, consiguiendo exactitud en el cumplimiento de especificaciones.

6.2. RECOMENDACIONES

- Se recomienda la construcción y pruebas de la máquina picadora de forraje, utilizando las mismas herramientas computacionales
- Los métodos modernos de diseño serían convenientes se los empiece a desarrollar en la formación de los estudiantes de pregrado.
- Para la solución de los innumerables problemas de producción en general se recomienda proseguir con el desarrollo de prototipos de máquinas que constituyan las alternativas a los problemas particulares del Ecuador.

BIBLIOGRAFIA

- AGUINAGA Álvaro, PROCESOS DE FABRICACIÓN._ Apuntes de clases 2007
- ARGÜELLES G, Alarcón E, (1995), PRINCIPALES PASTOS DE CORTE EN COLOMBIA, Boletín Técnico No.49, Santafé de Bogotá, Produmedios.
- DOWNIE, N.; MÉTODOS ESTADÍSTICOS APLICADOS; Ediciones del Castillo, S. A.; España; 1983 FAG._ PROGRAMA STANDARD FAG, España, FAG Española
- GOOD YEAR, ENGINEERING DATA FOR MULTIPLE V-BELTS
- HANSA; FÁBRICA DE MACHETES Y AZADONES, Quito – Ecuador.
- ECUADOR Instituto Ecuatoriano de Electrificación, Actualización plan maestro de electrificación, ECUADOR Instituto Nacional de Estadísticas y Censos (2004), Ganado Vacuno: Formas de Manejo y Cuidado por tamaño de UPA
- ECUADOR Instituto Nacional de Investigaciones Agropecuaria INIAP, (1989, Marzo), Manual Ganadero
- JARRÍN A, Ávila S, (1998), COMPOSICIÓN QUÍMICA DE LOS ALIMENTOS ZOOTÉCNICOS ECUATORIANOS: Normas para formulación de dietas: Gráficas M. V
- JOHN DEERE; FUNDAMENTOS DE FUNCIONAMIENTO DE MAQUINARIA. COSECHA DE HENO Y FORRAJE; Deere & Company; Illinois; 1976;
- KENT, W.; MECHANICAL ENGINEERS HANDBOOK; John Wiley & Sons; New York; 1938
- KEPNER R, BAINER R Y E BARGER.(1978) PRINCIPLES OF FARM MACHINERY, Tercera Edición, Westport, Avi Publishing Company, INC
- MAGNARELLI R, (1976, Julio), “LA PICADORA: UNA HERRAMIENTA EFICAZ”, Campo Moderno & Chacra
- MOTT Robert L.(1992), DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS, Segunda Edición, México, Prentice Hall
- NORTON R (1999), DISEÑO DE MÁQUINAS, PRIMERA edición, México, Prentice Hall

SAPAG CHAIN NASSIER; PREPARACIÓN Y EVALUACIÓN DE PROYECTOS;
Mc Graw-Hill, 1989

SHIGLEY. J,(2002), DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA, Quinta Edición,
México, McGraw-Hill

TIMOSHENKO S,(1974) MECÁNICA DE MATERIALES, Primera Edición,
México, Hispano-Americana

www.inec.gov.ec/interna.asp?inc=cs_tabla&idTabla=66&tipo=t&idProvincia=&idSeccion=29

ANEXOS

ANEXO 1.
PROPIEDADES DEL SISTEMA DE TRASMISIÓN BANDA – POLEA
OBTENIDO DEL DESIGN ACCELERATOR DE AUTODESK
INVENTOR

PROPIEDADES DE LA CORREA

Mostrar nombre		Correa trapezoidal ANSI/RMA IP-20
Tamaño		B68
Número de correas	z	3,000 su
Ángulo de cuña	α	40,00 gr
Anchura	b	16,669 mm
Altura	h	10,319 mm
Anchura de referencia	b_w	13,462 mm
Longitud de referencia	L_d	1772,920 mm
Longitud externa	L_e	1792,035 mm
Longitud interna	L_i	1727,200 mm
Factor de corrección de longitud	c_3	0,950 su
Desfase de línea externa	H_w	3,042 mm
Desfase de línea de separación	a	4,445 mm
Diámetro de referencia de polea mínimo recomendado	D_{wmin}	137,160 mm
Frecuencia flex máxima	$f_{m\acute{a}x}$	60,000 Hz
Velocidad máxima de correa	$v_{m\acute{a}x}$	30,480 mps
Masa específica	m	0,179 kg/m
Tasa de potencia base	P_{RB}	7,066 kW

PROPIEDADES DE LAS POLEAS ACANALADAS

Mostrar nombre		Polea acanalada	Polea acanalada
Tamaño		B - 6	B - 16
Tipo de polea		Motriz	Conducida
Diámetro de referencia	D_d	152,400 mm	406,400 mm
Diámetro de separación	D_p	161,290 mm	415,290 mm
Anchura de referencia	b_w	13,462 mm	13,462 mm
Ángulo de acanalado	α	34,00 gr	38,00 gr
Altura	c	4,445 mm	4,445 mm
Profundidad de acanalado	h	13,970 mm	13,970 mm
Radio externo	R_1	0,000 mm	0,000 mm

Radio interno	R_2	0,000 mm	0,000 mm
Coordenada X	x	0,000 mm	178,065 mm
Coordenada Y	y	0,000 mm	389,885 mm
Distancia al centro	C		428,623 mm
Longitud de alcance	L_f	409,376 mm	409,376 mm
Número de ranuras	n_g	3,000 su	3,000 su
Distancia desde eje	S_e	12,700 mm	12,700 mm
Distancia entre acanalados	S_g	19,050 mm	19,050 mm
Coefficiente de potencia	P_x	1,000 su	1,000 su
Potencia	P	12,300 kW	11,636 kW
Par de torsión	T	53,389 N m	134,717 N m
Velocidad	n	2200,000 rpm	824,837 rpm
Coefficiente de transmisión teórico	i_T	2,575 su	2,575 su
Coefficiente de transmisión	i	2,644 su	2,667 su
Arco de contacto	β	145,53 gr	214,47 gr
Fuerza en entrada	F_1	865,425 N	203,397 N
Fuerza en salida	F_2	203,397 N	865,425 N
Carga axial resultante	F_r	1039,503 N	1039,503 N
Fuerza de tensado estática	F_v	1020,828 N	1020,828 N
Coef. de fricción	f_g	0,350 su	0,350 su

COMPROBACIÓN DE RESISTENCIA

Potencia	P	12,300 kW
Par de torsión	T	53,389 N m
Velocidad	n	2200,000 rpm
Factor de eficiencia de par de torsión	η_t	0,980 su
Eficiencia	η	0,946 su
Deslizamiento de correa	s	0,035 su
Factor de corrección de arco de contacto	C_1	0,910 su
Factor de servicio	C_2	1,200 su
Factor de servicio resultante	C_{PR}	1,415 su
Factor de corrección de longitud	C_3	0,950 su

Número de factor de corrección de correa	C_4	0,950 su
Número de factor de corrección de polea	C_5	1,000 su
Modificar fricción con factor de velocidad	f_{mod}	0,012 s/m
Factor de tensión	k_1	1,000 su
Velocidad de correa	v	18,579 mps
Frecuencia flex de correa	f_b	20,959 Hz
Número de correas requerido	Z_{er}	2,544 su
Desmoldeo efectivo	F_p	662,028 N
Fuerza centrífuga	F_c	184,931 N
Tensión de instalación de correa	F_t	178,137 N
Tensión máxima en alcance de correa	F_{tmax}	288,475 N

ANEXO 2.
SISTEMA DE TRASMISIÓN POR ENGRANES CILÍNDRICOS DE
DIENTES RECTOS UTILIZANDO EL AUTODESK INVENTOR

PARÁMETROS COMUNES

Coefficiente de engranaje	i	3,0000 su
Coefficiente de engranaje deseado	i_{in}	3,0000 su
Módulo	m	2,500 mm
Ángulo de hélice	β	0,0000 gr
Ángulo de presión	α	20,0000 gr
Distancia al centro	a_w	90,000 mm
Distancia al centro del producto	a	90,000 mm
Corrección unitaria total	Σx	0,0000 su
Separación circular	p	7,854 mm
Separación circular base	p_{tb}	7,380 mm
Ángulo de presión de funcionamiento	α_w	20,0000 gr
Coefficiente de contacto	ϵ	1,6488 su
Desviación límite del paralelismo entre ejes	f_x	0,0230 mm
Desviación límite del paralelismo entre ejes	f_y	0,0110 mm

ENGRANAJES

		Engranaje 1	Engranaje 2
Tipo de modelo		Componente	Componente
Número de dientes	N	18 su	54 su
Corrección unitaria	x	0,0000 su	0,0000 su
Diámetro de separación	d	45,000 mm	135,000 mm
Diámetro exterior	d_a	50,000 mm	140,000 mm
Diámetro raíz	d_f	38,750 mm	128,750 mm
Diámetro de círculo base	d_b	42,286 mm	126,859 mm
Diámetro de separación de trabajo	d_w	45,000 mm	135,000 mm
Anchura de cara	b	25,000 mm	25,000 mm
Coefficiente de anchura de cara	b_r	0,5556 su	0,1852 su
Altura de cabeza del diente	a^*	1,0000 su	1,0000 su
Juego	c^*	0,2500 su	0,2500 su
Empalme raíz	r_f^*	0,3500 su	0,3500 su
Grosor de diente	s	3,927 mm	3,927 mm
Grosor de diente tangencial	s_t	3,927 mm	3,927 mm
Grosor de diente sobre cuerda	t_c	3,468 mm	3,468 mm

Altura de cabeza de diente sobre cuerda	a_c	1,869 mm	1,869 mm
Cota sobre cuerda	W	19,081 mm	49,863 mm
Dientes de cota sobre cuerda	Z_w	3,000 su	7,000 su
Cota sobre (entre) alambres	M	51,558 mm	141,736 mm
Diámetro de alambre	d_M	4,500 mm	4,500 mm
Desviación límite del ángulo de hélice	F_β	0,0230 mm	0,0250 mm
Oscilación circunferencial radial límite	F_r	0,0340 mm	0,0560 mm
Desviación límite de la separación axial	f_{pt}	0,0150 mm	0,0180 mm
Desviación límite de la separación básica	f_{pb}	0,0140 mm	0,0170 mm
Número virtual de dientes	N_v	18,000 su	54,000 su
Diámetro de separación virtual	d_n	45,000 mm	135,000 mm
Diámetro exterior virtual	d_{an}	50,000 mm	140,000 mm
Diámetro de círculo base virtual	d_{bn}	42,286 mm	126,859 mm
Corrección unitaria sin conicidad	x_z	0,5213 su	-0,5840 su
Corrección unitaria sin entalladura	x_p	-0,0331 su	-2,1387 su
Corrección unitaria con entalladura admitida	x_d	-0,2030 su	-2,3086 su
Truncamiento cabeza diente	k	0,0000 su	0,0000 su
Unidad de grosor del diente exterior	s_a	0,6817 su	0,7799 su
Ángulo de presión en la punta	α_a	32,2505 gr	25,0238 gr

CARGAS

		Engranaje 1	Engranaje 2
Potencia	P	1,100 kW	1,078 kW
Velocidad	n	825,00 rpm	275,00 rpm
Par de torsión	T	12,732 N m	37,433 N m
Eficiencia	η	0,980 su	
Fuerza radial	F_r	205,965 N	
Fuerza tangencial	F_t	565,884 N	
Fuerza axial	F_a	0,000 N	
Fuerza normal	F_n	602,201 N	
Velocidad circunferencial	v	1,944 mps	
Velocidad de resonancia	n_{E1}	30305,345 rpm	

ANEXO 3.
GANADO VACUNO: FORMAS DE MANEJO Y CUIDADO POR
TAMAÑO DE UPA

GANADO VACUNO: FORMAS DE MANEJO Y CUIDADO POR TAMAÑO DE UPA

MANEJO Y CUIDADO DEL GANADO VACUNO			TOTAL	TAMAÑOS DE UPA									
				Menos de 1 Ha.	De 1 hasta menos de 2 Has.	De 2 hasta menos de 3 Has.	De 3 hasta menos de 5 Has.	De 5 hasta menos de 10 Has.	De 10 hasta menos de 20 Has.	De 20 hasta menos de 50 Has.	De 50 hasta menos de 100 Has.	De 100 hasta menos de 200 Has.	De 200 has. y más
FORMA PRINCIPAL DE MANEJO	Pastoreo	UP A	192,809	23,427	14,745	11,933	17,362	25,622	29,312	39,819	18,608	7,686	4,295
	Sogueo	UP A	236,865	71,515	43,866	28,948	29,965	27,110	15,065	11,301	6,203	2,265	627
	Otra forma de manejo	UP A	6,274	2,218	976	369	561	593	628	607	188	75	59
FORMA PRINCIPAL DE ALIMENTACION	Pastos	UP A	406,876	85,957	53,668	37,643	44,782	51,028	43,615	50,709	24,676	9,882	4,917
	Ensilaje	UP A	6,451	2,046	931	1,044	800	579	405	405	147	83	12
	Heno	UP A	2,863	1,216	599	403	319	217	66	36	*	*	*
	Banano	UP A	4,266	2,246	614	373	342	280	229	115	37	20	10
	Balanceado	UP A	667	215	232	31	48	52	41	29	7	5	6
	Otra	UP A	14,826	5,482	3,543	1,756	1,597	1,170	648	433	129	35	34
UTILIZACION DE SALES MINERALES		UP A	224,302	34,687	26,234	20,105	25,566	30,485	27,064	32,935	16,359	7,156	3,711
FORMA PRINCIPAL DE REPRODUCCION	Monta libre	UP A	192,985	20,930	16,485	13,335	18,326	26,417	27,631	38,057	19,443	8,270	4,092
	Monta controlada	UP A	133,878	31,961	23,478	16,642	18,631	18,115	11,482	8,541	3,588	1,038	401
	Inseminación artificial	UP A	2,902	564	423	176	210	229	184	398	259	223	236
	Tranferencia de embriones	UP A	2,888	970	653	136	357	232	221	246	45	*	*
	No aplicable	UP A	103,296	42,735	18,547	10,961	10,364	8,333	5,485	4,485	1,664	472	250
FORMA PRINCIPAL DE DESPARASITACION	Externamente	UP A	29,197	4,954	3,373	2,585	2,882	3,759	3,729	4,577	2,269	749	320
	Internamente	UP A	145,332	34,290	20,368	14,689	17,590	18,989	14,595	15,119	6,368	2,275	1,050
	Ambos Métodos	UP A	90,443	6,877	4,751	4,570	6,809	11,572	13,466	21,363	12,250	5,771	3,014
APLICACION DE VACUNAS PARA AFTOSA	UP A	224,777	44,051	26,232	20,404	23,981	27,873	25,276	31,228	15,242	6,733	3,756	
APLICACION DE LA VACUNA TRIPLE	UP A	103,710	8,354	6,734	6,814	8,742	13,808	16,179	22,406	11,531	5,759	3,383	
APLICACION DE VACUNAS PARA OTRAS ENFERMEDADES	UP A	62,131	7,701	5,683	4,127	6,015	8,221	8,240	11,462	5,962	3,005	1,715	
DETECCION DE CASOS DE AFTOSA	UP A	21,979	2,897	2,102	1,643	2,116	2,948	2,665	3,811	2,398	940	458	

GANADO VACUNO: EXISTENCIAS SEGÚN LA RAZA POR TAMAÑO DE UPA

GANADO VACUNO		TOTAL	TAMAÑOS DE UPA									
			Menos de 1 Hectárea	De 1 hasta menos de 2 Has.	De 2 hasta menos de 3 Has.	De 3 hasta menos de 5 Has.	De 5 hasta menos de 10 Has.	De 10 hasta menos de 20 Has.	De 20 hasta menos de 50 Has.	De 50 hasta menos de 100 Has.	De 100 hasta menos de 200 Has.	De 200 hectáreas y más
TOTAL NACIONAL	UPAs	427,514	93,839	57,747	40,295	47,143	52,574	44,793	51,434	24,803	9,948	4,939
	Cabezas	4,486,020	226,729	186,007	153,237	225,745	340,466	437,177	855,871	708,152	545,982	806,653
CRIOLLO	UPAs	359,305	88,510	54,397	37,695	43,140	46,016	35,584	34,015	13,730	4,279	1,940
	Cabezas	2,428,731	211,887	172,960	138,095	198,652	278,389	318,577	476,301	305,902	163,816	164,151
MESTIZO SIN REGISTRO	UPAs	71,632	5,594	3,474	2,730	4,285	7,010	9,860	18,019	11,651	5,889	3,118
	Cabezas	1,902,197	14,724	12,992	14,952	26,665	59,121	114,747	358,974	385,867	357,749	556,406
MESTIZO CON REGISTRO	UPAs	649	23	9	27	30	25	43	192	105	98	96
	Cabezas	63,903	116	52	45	195	1,467	559	5,459	5,403	12,164	38,443
PURA SANGRE DE CARNE	UPAs	816	.	.	*	*	48	94	233	134	103	140
	Cabezas	36,436	.	.	*	*	209	882	3,179	3,003	3,769	25,212
PURA SANGRE DE LECHE	UPAs	999	*	*	42	12	72	103	329	171	145	123
	Cabezas	39,173	*	*	123	60	1,131	2,198	10,269	5,833	4,778	14,780
PURA SANGRE DOBLE PROPOSITO	UPAs	472	*	*	*	*	14	42	137	79	80	112
	Cabezas	15,579	*	*	*	*	148	213	1,690	2,144	3,706	7,661

ANEXO 4.
PLANOS