

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE MÁQUINA
DESPULPADORA DE CAFÉ PARA EL PROYECTO “CAFÉ DE
QUITO” IMPULSADO POR LA AGENCIA METROPOLITANA DE
PROMOCIÓN ECONÓMICA (CONQUITO).**

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO
MECÁNICO**

BÁEZ VILLACÍS JUAN CARLOS

juank1404ic@hotmail.com

PUPIALES BRUSIL LENIN RENÉ

lenin26_pupi10@hotmail.com

DIRECTOR: ING. TITO VELASTEGUÍ

tito.velastegui@epn.edu.ec

CODIRECTOR: ING. FAUSTO OVIEDO

fausto.oviedo@epn.edu.ec

Quito, Octubre 2015

DECLARACIÓN

A través de la presente declaración cedemos nuestros 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.

Juan Carlos Báez Villacís

Lenin René Pupiales Brusil

CERTIFICACIÓN

Certificamos que bajo nuestra dirección, el presente proyecto de titulación fue realizado en su totalidad por los señores JUAN CARLOS BÁEZ VILLACÍS y LENIN RENÉ PUPIALES BRUSIL.

Ing. Tito Velasteguí
DIRECTOR DEL PROYECTO

Ing. Fausto Oviedo
CO-DIRECTOR

AGRADECIMIENTO

En primer lugar a Dios por haberme guiado por el camino de la felicidad hasta ahora; en segundo lugar a cada uno de los que son parte de mi familia a mi PADRE Luis Báez, mi MADRE Cristina Villacis, mis tíos Lida y Eduardo; por siempre haberme dado su fuerza y apoyo incondicional que me han ayudado y llevado hasta donde estoy ahora. Por último a mi compañero de tesis porque en esta armonía grupal lo hemos logrado y a mi director y codirector de tesis quienes nos ayudaron en todo momento, Ing. Tito Velasteguí y Ing. Fausto Oviedo. A CONQUITO y a las personas que me ayudaron en la construcción del proyecto, Fabián Peñaloza y William Gallardo.

Juan Carlos Báez Villacis

A Dios en primer lugar por brindarme la oportunidad de conseguir un logro más en mi vida

A mi familia por su constante apoyo, de manera muy especial a mis padres por su esmero de formarme como una persona de bien.

A mis amigos por los ánimos de seguir adelante y por tantas experiencias y vivencias que siempre las tendré presentes.

A mis profesores quienes me formaron no solo con conocimientos sino también con valores.

A mi compañero de graduación por compartir esta etapa llena de experiencias deseándole éxitos en lo largo de su vida.

En fin, a todos quienes contribuyeron de una u otra manera para cumplir la meta que hoy se ve cumplida, sinceramente, MUCHAS GRACIAS.

Lenin René Pupiales Brusil

DEDICATORIA

Dedico este proyecto de tesis a Dios, mis padres, a Galo, Anita y sus hijos. A Dios porque ha estado conmigo a cada paso que doy, cuidándome y dándome fortaleza para continuar, a mis padres y padrinos, quienes a lo largo de mi vida han velado por mi bienestar y educación siendo mi apoyo en todo momento. Depositando su entera confianza en cada reto que se me presentaba sin dudar ni un solo momento en mi inteligencia y capacidad. Es por ellos que soy lo que soy ahora. Los amo con mi vida.

Juan Carlos Báez Villacís

A Dios por ser un amigo fiel e incondicional.

A mis padres esperando que éste trabajo sea motivo de agradecimiento mutuo.

Lenin René Pupiales Brusil

CONTENIDO

ÍNDICE

CAPÍTULO I	1
1. GENERALIDADES.....	1
1.1. TERMINOLOGÍA USADA EN LA INDUSTRIA CAFETALERA.....	1
1.2. ZONAS CAFETALERAS EN EL ECUADOR.....	2
1.2.1. PRODUCCIÓN GENERAL EN EL ECUADOR.....	2
1.2.2. PRODUCCIÓN DE CAFÉ EN LA ZONA NOR-OCCIDENTE DE QUITO.	7
1.3. VARIETADES DE CAFÉ PRODUCIDAS EN EL PAÍS.....	8
1.3.1. COFFEA ARÁBIGA.....	8
1.3.2. COFFEA ROBUSTA.....	8
1.4. OFERTA NACIONAL E INTERNACIONAL	9
1.5. DEMANDA ACTUAL DE CAFÉ.....	10
1.5.1. DEMANDA DE CAFÉ EN EL PAÍS.....	10
1.5.2. PRINCIPALES PAÍSES PRODUCTORES DE CAFÉ.....	10
1.5.3. DEMANDA MUNDIAL ACTUAL DEL CAFÉ	11
1.5.4. PRINCIPALES MERCADOS IMPORTADORES DE CAFÉ.....	12
1.6. ETAPAS DE LA PRODUCCIÓN DEL CAFÉ.....	13
1.6.1. COSECHA	13
1.6.2. MANEJO POST-COSECHA	13
1.7. INFRAESTRUCTURA BÁSICA PARA LA PRODUCCIÓN DE CAFÉ.....	18
1.8. CARACTERÍSTICAS DEL GRANO A DESPULPAR.....	21
1.9. ESTUDIO DEL PROCESO DE DESPULPADO.....	23
1.9.1. GRADO ÓPTIMO DE MADURACIÓN DEL GRANO DE CAFÉ.....	23
1.9.2. DEFINICIÓN DE DESPULPADO.....	25
1.10. EQUIPO PARA DESPULPAR CAFÉ.....	26
1.10.1. DESPULPADORA DE TAMBOR.....	26
1.10.2. MANTENIMIENTO DE LA DESPULPADORA DE CAFÉ.....	31
CAPÍTULO II.....	32
2. MARCO TEÓRICO.....	32
2.1. EJE PRINCIPAL.....	32
2.1.1. LÍMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA DEL MATERIAL.....	32
2.1.2. FUERZAS APLICADAS SOBRE ENGRANES Y POLEAS.....	35
2.1.3. PARÉNTESIS DE SINGULARIDAD.....	35
2.2. TOLVA.....	37
2.3. CILINDRO O TAMBOR.....	37

2.3.1.	POTENCIA EN EL CILINDRO	37
2.3.2.	LONGITUD DEL TAMBOR.....	39
2.3.3.	CAMISA DESPULPADORA.....	39
2.4.	ENGRANES.....	40
2.4.1.	DIÁMETRO DE PASO.....	41
2.4.2.	VELOCIDAD LINEAL DE PASO DE LOS ENGRANES.....	41
2.4.3.	CARGA TRANSMITIDA.....	42
2.4.4.	EFFECTOS DINÁMICOS.....	42
2.4.5.	ANCHO DE CARA.....	42
2.4.6.	ESFUERZO EN LOS DIENTES DEL ENGRANE.....	43
2.4.7.	RESISTENCIA A LA FATIGA DEL MATERIAL.....	44
2.4.8.	FACTOR DE SEGURIDAD PARA ENGRANES.....	46
2.5.	PECHERO.....	47
2.6.	RODAMIENTOS.....	48
2.6.1.	CLASIFICACIÓN DE LOS RODAMIENTOS	50
2.6.2.	CÁLCULO DE RODAMIENTOS.....	51
2.7.	BARRA DE SUJECIÓN.....	52
2.8.	ELEMENTOS NORMALIZADOS.....	53
2.8.1.	CHAVETAS.....	53
2.8.2.	PERNOS.....	55
2.9.	ESPESOR DE PARED DE LA MÁQUINA.....	57
CAPÍTULO III.....		60
3.	ANÁLISIS DE PREFACTIBILIDAD.....	60
3.1.	DEFINICIÓN DEL PROBLEMA.....	60
3.2.	JUSTIFICACIÓN DEL PROYECTO.....	60
3.3.	ANÁLISIS DE LA ENCUESTA REALIZA A LOS CAFICULTORES.....	61
3.3.1.	FORMATO ENCUESTA.....	61
3.3.2.	ANÁLISIS DE RESULTADOS DE LA ENCUESTA:.....	61
3.4.	RESTRICCIONES Y LIMITACIONES.....	67
3.4.1.	RESTRICCIONES DEL PROTOTIPO.....	67
3.4.2.	LIMITACIONES AL DISEÑO.....	68
3.5.	CASA DE LA CALIDAD.....	70
3.6.	ESPECIFICACIONES TÉCNICAS.....	71
3.7.	PRUEBAS REALIZADAS SOBRE LOS GRANOS DE CAFÉ.....	72
3.7.1.	ENSAYOS MECÁNICOS AL GRANO DE CAFÉ.....	72
3.7.2.	MEDIDAS DE LOS GRANOS DE CAFÉ.....	73
CAPÍTULO IV.....		75

4.	ANÁLISIS DE FACTIBILIDAD.....	75
4.1.	FORMULACIÓN Y ESTUDIO DE LAS ALTERNATIVAS DE DISEÑO.....	75
4.1.1.	DEFINICIÓN DE ANÁLISIS FUNCIONAL.....	75
4.1.2.	ALTERNATIVA 1: DESPULPADORA VERTICAL.....	76
4.1.3.	ALTERNATIVA 2: DESPULPADORA HORIZONTAL DE TAMBOR.....	77
4.1.4.	ALTERNATIVA 3: DESPULPADORA DE DISCO.....	79
4.2.	SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA ADECUADA.....	81
4.2.1.	CRITERIOS DE VALORACIÓN:.....	81
4.3.	DISEÑO DE LA ALTERNATIVA SELECCIONADA.....	87
4.3.1.	CÁLCULO DEL EJE PRINCIPAL.....	88
4.3.4.	CÁLCULO DE LA TOLVA.....	98
4.3.5.	CÁLCULO DE DIÁMETRO DEL TAMBOR.....	102
4.3.6.	CÁLCULO DE LA LONGITUD DEL TAMBOR.....	104
4.3.7.	CÁLCULO DEL SISTEMA DE ENGRANES.....	105
4.3.8.	ACOPLE DE LA CAMISA SOBRE EN TAMBOR.....	113
4.3.9.	LONGITUD Y DENOMINACIÓN DE LA CAMISA DESPULPADORA.....	118
4.3.10.	DISEÑO DEL PECHERO.....	119
4.3.11.	DISEÑO DE LA REGULACIÓN DEL PECHERO.....	129
4.3.12.	BARRAS DE SUJECIÓN.....	130
4.3.13.	ELEMENTOS NORMALIZADOS.....	131
4.3.14.	ESPESOR DE PARED DE LA MÁQUINA.....	146
4.4.	ELABORACION DE LOS PROCESOS DE CONSTRUCCIÓN.....	149
4.4.1.	PLANOS DE TALLER Y MONTAJE.....	149
4.4.2.	HOJAS DE PROCESOS.....	149
4.5.	PROCESO DE CONSTRUCCIÓN.....	149
4.6.	MONTAJE Y ACOPLAMIENTO DE LOS ELEMENTOS DE LA MÁQUINA.....	150
4.7.	PROTOCOLO DE PRUEBAS DE CAMPO Y CORRECCIONES AL DISEÑO.....	153
4.7.1.	PRUEBAS REALIZADAS SOBRE LA MÁQUINA.....	153
4.8.	ANÁLISIS DE COSTOS.....	157
4.8.1.	COSTOS DE MATERIALES DIRECTOS.....	157
4.8.2.	COSTOS DE ELEMENTOS NORMALIZADOS.....	159
4.8.3.	COSTO DE MANO DE OBRA.....	159
4.8.4.	COSTO TOTAL.....	160
	CÁPITULO V.....	162
5.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	162
5.1.	CONCLUSIONES.....	162
5.2.	RECOMENDACIONES.....	163

5.3.	BIBLIOGRAFÍA.....	164
5.3.1.	LIBROS CONSULTADOS.....	164
5.3.2.	CATÁLOGOS UTILIZADOS.....	165
5.3.3.	BIBLIOGRAFÍA DIGITAL.....	165
ANEXOS.	167

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA 1.1. SUPERFICIES DE CULTIVO SOLO Y ASOCIADO.....	3
TABLA 1.2. DIÁMETRO Y ALTURA PROMEDIO DEL TIPO DE CAFÉ TÍPICA.....	21
TABLA 1.3. DIÁMETRO Y ALTURA PROMEDIO DEL TIPO DE CAFÉ CATURRA.....	22
TABLA 1.4. CARACTERÍSTICAS DEL CAFÉ QUE NO ALCANZADO LA MADUREZ ADECUADA.	23
TABLA 2.1. FACTOR DE CONFIABILIDAD KC.....	34
TABLA 2.2. FACTOR DE TAMAÑO KB.....	45
TABLA 2.3. FACTOR DE CONFIABILIDAD KC.....	45
TABLA 2.4. FACTORES DIVERSOS KF.....	46
TABLA 2.5. FACTOR DE CORRECCIÓN DE SOBRECARGA KO.....	47
TABLA 2.6. FACTOR DE DISTRIBUCIÓN DE LA CARGA EN ENGRANES KM.....	47
TABLA 2.7. SELECCIÓN DE CHAVETAS EN BASE AL EJE PRINCIPAL.....	54
TABLA 3.1. ANÁLISIS DE LA PREGUNTA 1 (FUENTE: PROPIA).....	61
TABLA 3.2. ANÁLISIS DE LA PREGUNTA 2 (FUENTE: PROPIA).....	62
TABLA 3.3. ANÁLISIS DE LA PREGUNTA 3 (FUENTE: PROPIA).....	63
TABLA 3.4. ANÁLISIS DE LA PREGUNTA 4 (FUENTE: PROPIA).....	64
TABLA 3.5. ANÁLISIS DE LA PREGUNTA 5 (FUENTE: PROPIA).....	65
TABLA 3.6. ANÁLISIS DE LA PREGUNTA 6 (FUENTE: PROPIA).....	66
TABLA 3.7. ANÁLISIS DE LA PREGUNTA 7 (FUENTE: PROPIA).....	66
TABLA 3.8. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE LA MÁQUINA.....	71
TABLA 3.9. DATOS DEL ENSAYO DE COMPRESIÓN DE CAFÉ EN CEREZA.....	73
TABLA 3.10. DIMENSIONES DE LOS GRANOS DE CAFÉ TÍPICA (FUENTE: PROPIA).....	74
TABLA 3.11. DIMENSIONES DE LOS GRANOS DE CAFÉ CATURRA.....	74
TABLA 4.1. SOLUCIONES POSIBLES A CADA PROBLEMA.....	81
TABLA 4.2. MATRIZ PARA CADA CRITERIO.....	83
TABLA 4.3. PONDERACIÓN TAMAÑO.....	84
TABLA 4.4. PONDERACIÓN PESO-CAPACIDAD.....	84
TABLA 4.5. PONDERACIÓN FACILIDAD DE OPERACIÓN.....	85
TABLA 4.6. PONDERACIÓN REGULACIÓN.....	85
TABLA 4.7. PONDERACIÓN FACILIDAD DE MANTENIMIENTO.....	86
TABLA 4.8. PONDERACIÓN COSTO.....	86
TABLA 4.9. TABLA DE CONCLUSIONES.....	87
TABLA 4.10. CALCULO ESFUERZOS PRINCIPALES.....	97
TABLA 4.11. CALCULO DEL LÍMITE DE RESISTENCIA SE.....	97
TABLA 4.12. CÁLCULOS DE LOS ENGRANES.....	107
TABLA 4.13. FORMATO PRUEBA EN VACÍO.....	154
TABLA 4.14. FORMATO PRUEBA CON CARGA.....	155
TABLA 4.15. COSTOS DIRECTOS.....	158
TABLA 4.16. COSTOS DE ELEMENTOS NORMALIZADOS.....	159
TABLA 4.17. COSTOS DE MANO DE OBRA.....	160
TABLA 4.18. COSTO TOTAL.....	161

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1.1. PARTES DEL CAFÉ EN CEREZA (FUENTE: INTERNET).....	1
FIGURA 1.2. PRODUCCIÓN DE CAFÉ EN CEREZA DEL 2000 AL 2005 (FUENTE: ICAFE).....	5
FIGURA 1.3. ESPECIES DE CAFÉ EN EL PAÍS (FUENTE: COFENAC).....	5
FIGURA 1.4. DISTRIBUCIÓN DE LAS ZONAS CAFETALERAS EN EL PAÍS (FUENTE: COFENAC).....	6
FIGURA 1.5. ZONAS CAFETALERAS DEL PAÍS.....	7
FIGURA 1.6. VARIEDADES DE CAFÉ PRODUCIDAS EN EL PAÍS (FUENTE: INTERNET).....	9
FIGURA 1.7. PARTICIPACIÓN DEL ECUADOR EN LA PRODUCCIÓN MUNDIAL DE CAFÉ.....	11
FIGURA 1.8. PAÍSES IMPORTADORES DE CAFÉ VERDE (FUENTE: FAOSTAT.FAO.ORG.).....	12
FIGURA 1.9. COSECHA DEL CAFÉ EN CEREZA (FUENTE: TULACINGO COSECHA DEL CAFÉ).....	13
FIGURA 1.10. DIAGRAMA DE FLUJO EL PROCESO DE CAFÉ (FUENTE: PROPIA).....	16
FIGURA 1.11. DIAGRAMA ANALÍTICO DEL PROCESO DE CAFÉ (FUENTE: PROPIA).....	17
FIGURA 1.12. PRODUCCIÓN DEL CAFÉ.....	18
FIGURA 1.13. DESPULPadora DE CAFÉ.....	19
FIGURA 1.14. TANQUE DE FERMENTACIÓN.....	19
FIGURA 1.15. DESMUCILAGINADORA (FUENTE: INTERNET).....	20
FIGURA 1.16. LAVADO DEL CAFÉ.....	21
FIGURA 1.17. FUERZAS ACTUANTES EN EL PROCESO DE DESPULPADO (FUENTE: PROPIA).....	22
FIGURA 1.18. TIPOS DE DEFECTOS EN EL CAFÉ AL MOMENTO DE COSECHAR.....	24
FIGURA 1.19. DIFERENCIA ENTRE UN FRUTO MADURO E INMADURO.....	24
FIGURA 1.20. DESPULPADO.....	25
FIGURA 1.21. DESPULPadora DE TAMBOR (FUENTE: J.N. WINTGENS, 2004).....	26
FIGURA 1.22. TOLVA DE UNA DESPULPadora DE CAFÉ (FUENTE: GVEINTERNACIONAL).....	27
FIGURA 1.23. TAMBOR O CILINDRO (FUENTE: MANTENIMIENTO DE UNA DESPULPadora PÁG. 8).....	27
FIGURA 1.24. POLEA (FUENTE: MANTENIMIENTO DE UNA DESPULPadora PÁG. 8).....	28
FIGURA 1.25. CUCHILLAS PARA DESPULPAR (FUENTE: INSTALACIONES AGROFORESTALES).....	28
FIGURA 1.26. CHUMACERA Y RODAMIENTO ACOPLADOS AL EJE DEL TAMBOR.....	29
FIGURA 1.27. ENGRANAJES (FUENTE: MANTENIMIENTO DE UNA DESPULPadora PÁG. 8).....	29
FIGURA 1.28. PECHERO (FUENTE: MANTENIMIENTO DE UNA DESPULPadora PÁG. 8).....	29
FIGURA 1.29. REGULADOR DEL PECHERO.....	30
FIGURA 1.30. EJE ALIMENTADOR (FUENTE: MANTENIMIENTO DE UNA DESPULPadora PÁG. 8).....	30
FIGURA 1.31. DESPULPadora DE TAMBOR VERTICAL (FUENTE: J.N. WINTGENS, 2004).....	31
FIGURA 2.1. KA VS. SUT.....	33
FIGURA 2.2. CARACTERÍSTICAS DE LAS DIMENSIONES DE LAS TABLAS ANTERIORES.....	39
FIGURA 2.3. NOMENCLATURA DE LA RUEDA DEL DIENTE RECTO.....	41
FIGURA 2.4. TABLA DEL FACTOR DE FORMA DE LEWIS.....	43
FIGURA 2.5. FACTOR DE ACABADO EN SUPERFICIE.....	45
FIGURA 2.6. NOMENCLATURA DE LOS COMPONENTES DE LOS RODAMIENTOS.....	49
FIGURA 2.7. RODAMIENTO PARA CARGAS RADIALES (FUENTE: RODAMIENTOS, NICANOR T.).....	50
FIGURA 2.8. RODAMIENTO PARA CARGAS AXIALES (FUENTE: RODAMIENTOS, NICANOR T.).....	51
FIGURA 2.9. NOMENCLATURA DE LAS ROSCA.....	56
FIGURA 3.1. DISTRIBUCIÓN PORCENTUAL DE LOS DATOS DE LA PREGUNTA 1 (FUENTE: PROPIA).....	61
FIGURA 3.2. DISTRIBUCIÓN PORCENTUAL DE LOS DATOS DE LA PREGUNTA 2 (FUENTE: PROPIA).....	62
FIGURA 3.3. DISTRIBUCIÓN PORCENTUAL DE LOS DATOS DE LA PREGUNTA 3 (FUENTE: PROPIA).....	63
FIGURA 3.4. DISTRIBUCIÓN PORCENTUAL DE LOS DATOS DE LA PREGUNTA 4 (FUENTE: PROPIA).....	64
FIGURA 3.5. DISTRIBUCIÓN PORCENTUAL DE LOS DATOS DE LA PREGUNTA 5 (FUENTE: PROPIA).....	65
FIGURA 3.6. DISTRIBUCIÓN PORCENTUAL DE LOS DATOS DE LA PREGUNTA 7 (FUENTE: PROPIA).....	67
FIGURA 3.7. CASA DE CALIDAD (FUENTE: PROPIA).....	70
FIGURA 3.8. ENSAYO REALIZADO SOBRE LOS GRANOS DE CAFÉ EN CEREZA.....	72
FIGURA 3.9. GRANOS DE CAFÉ DESPUÉS DEL ENSAYO DE COMPRESIÓN.....	73
FIGURA 4.1. DESPULPadora VERTICAL (FUENTE: PROPIA).....	76
FIGURA 4.2. DESPULPadora HORIZONTAL DE TAMBOR (FUENTE: PROPIA).....	78
FIGURA 4.3. DESPULPadora DE DISCO (FUENTE: PROPIA).....	80

FIGURA 4.4. BOSQUEJO DE LA SOLUCIÓN A DISEÑARSE (FUENTE: PROPIA).....	87
FIGURA 4.5. DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE LA DESPULPADORA (FUENTE: PROPIA).....	88
FIGURA 4.6. DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DEL EJE PRINCIPAL DE LA DESPULPADORA.....	89
FIGURA 4.7. DISTRIBUCIÓN DE LAS MEDIDAS EN EL EJE (FUENTE: PROPIA).....	89
FIGURA 4.8. DIAGRAMA DEL CORTANTE DEL EJE Y (FUENTE: PROPIA).....	92
FIGURA 4.9. DIAGRAMA DE MOMENTOS DEL EJE Y (FUENTE: PROPIA).....	92
FIGURA 4.10. DIAGRAMA DEL CORTANTE DEL EJE Z (FUENTE: PROPIA).....	94
FIGURA 4.11. DIAGRAMA DE MOMENTOS DEL EJE Y (FUENTE: PROPIA).....	94
FIGURA 4.12. DIAGRAMA GENERAL DE EJE (FUENTE: PROPIA).....	95
FIGURA 4.13. ÁNGULOS DE LA TOLVA (FUENTE: PROPIA).....	99
FIGURA 4.14. TOLVA.....	99
FIGURA 4.15. ÁREA DE LA TOLVA CON EL ÁNGULO DE 60° (FUENTE: PROPIA).....	100
FIGURA 4.16. ÁREA DE LA TOLVA CON EL ÁNGULO DE 60° (FUENTE: PROPIA).....	100
FIGURA 4.17. DISTRIBUCIÓN DE LOS GRANOS DE CAFÉ EN EL PECHERO (FUENTE: PROPIA).....	104
FIGURA 4.18. DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE LOS ENGRANES (FUENTE: PROPIA).....	106
FIGURA 4.19. DISTANCIA ENTRE EN CENTRO DEL TAMBOR Y EL CENTRO DEL EJE CUADRADO.....	112
FIGURA 4.20. TAMBOR Y CAMISA DESPULPADORA (FUENTE: PROPIA).....	113
FIGURA 4.21. CAMISA UNIDA AL TAMBOR MEDIANTE MATERIALES MÁS FLEXIBLES.....	114
FIGURA 4.22. CAMISA UNIDA AL TAMBOR MEDIANTE PERNOS Y TUERCAS (FUENTE: PROPIA).....	116
FIGURA 4.23. SUJECIÓN DE LA CAMISA AL TAMBOR (FUENTE: PROPIA).....	117
FIGURA 4.24. DISPOSICIÓN DE LOS PERNOS EN LA LONGITUD DEL TAMBOR (FUENTE: PROPIA).....	118
FIGURA 4.25. LONGITUD DE LA CIRCUNFERENCIA DEL TAMBOR (FUENTE: PROPIA).....	119
FIGURA 4.26. DESPULPADORA DE TAMBOR (FUENTE: PROPIA).....	120
FIGURA 4.27. ZONAS PRINCIPALES EN EL PECHERO (FUENTE: PROPIA).....	121
FIGURA 4.28. LIMITACIÓN A PARTIR DEL PASO DEL GRANO (FUENTE: PROPIA).....	122
FIGURA 4.29. RESULTADOS DE LOS ESPESORES DEL PECHERO (FUENTE: PROPIA).....	122
FIGURA 4.30. SOLUCIONES DE LOS CANALES DE SALIDA (FUENTE: PROPIA).....	124
FIGURA 4.31. DISTRIBUCIONES DE LOS CANALES EN EL PECHERO (FUENTE: PROPIA).....	125
FIGURA 4.32. PUNTOS DE APLICACIÓN DE FUERZA EN EL PECHERO (FUENTE: PROPIA).....	126
FIGURA 4.33. DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DEL PECHERO (FUENTE: PROPIA).....	127
FIGURA 4.34. FUERZAS DE DESPULPADO (FUENTE: PROPIA).....	127
FIGURA 4.35. FUERZAS VERTICALES EN EL PECHERO (FUENTE: PROPIA).....	128
FIGURA 4.36. REGULACIÓN DEL PECHERO (FUENTE: PROPIA).....	129
FIGURA 4.37. FUERZAS ACTUANTES EN LA BARRA DE SUJECIÓN (FUENTE: PROPIA).....	130
FIGURA 4.38. DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DEL EJE PRINCIPAL (FUENTE: PROPIA).....	134
FIGURA 4.39. ESPECIFICACIONES DE LOS RODAMIENTOS (FUENTE: PROPIA).....	135
FIGURA 4.40. DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE EJE PRINCIPAL.....	137
FIGURA 4.41. RODAMIENTOS SEGÚN CATALOGO FAD (FUENTE: PROPIA).....	139
FIGURA 4.42. DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE LOS PERNOS (FUENTE: PROPIA).....	140
FIGURA 4.43. PLACA EMPOTRADA MEDIANTE PERNOS DE ANCLAJE (FUENTE: PROPIA).....	147
FIGURA 4.44. GRAFICO PARA DETERMINAR EL ESPESOR DE PARED.....	148
FIGURA 4.45. MONTAJE TAMBOR-EJE.....	151
FIGURA 4.46. ENSAMBLE SUBCONJUNTO ESTRUCTURA.....	151
FIGURA 4.47. ACOPLAMIENTO DE LAS CHUMACERAS.....	152
FIGURA 4.48. ENSAMBLE DE LA TOLVA.....	152

RESUMEN

El presente proyecto tiene como finalidad el diseño y la construcción de una despulpadora de café, para el proyecto café de Quito.

En el Capítulo 1, se recopila toda la información necesaria acerca del café como: la característica de la planta de café, las variedades de café en el Ecuador, el cultivo del café, la producción de café en el territorio nacional, la demanda y la oferta de café a nivel nacional e internacional, el proceso de cosecha (beneficio húmedo y beneficio seco) y la caracterización física del café.

En el Capítulo 2 se elabora un compendio de las teorías que se utilizan para el desarrollo del diseño de cada uno de los elementos que comprende la despulpadora de café.

En el Capítulo 3 se define el problema, además se desarrolla las especificaciones técnicas de la máquina con un estudio de campo y obteniendo restricciones y limitaciones de la máquina.

En el Capítulo 4 se estudia las ventajas y desventajas de las alternativas de diseño. De la alternativa seleccionada se desarrolla el diseño con los respectivos cálculos de cada elemento que compone la máquina. Además se elabora los procesos de construcción, y la evaluación de costos para la construcción, para finalizar con el protocolo de pruebas de la máquina.

En el Capítulo 5 se realiza las conclusiones y recomendaciones obtenidas en el desarrollo de proyecto, además se detalla el rendimiento de la máquina.

En la parte de anexos se encuentran las tablas y catálogos utilizados para el diseño, también se encuentran todas las facturas de la construcción de la máquina; además se adjunta las hojas de proceso de cada elemento y los planos tanto de conjunto como de taller.

CAPÍTULO I

1. GENERALIDADES

1.1. TERMINOLOGÍA USADA EN LA INDUSTRIA CAFETALERA¹

Café: es el producto en forma de frutas y granos de las especies cultivadas *Coffea* Linnaeu, cuyos granos son utilizados en diferentes etapas como alimentos.

Café verde o grano oro: es el producto formado por las semillas de los frutos maduros de las plantas cultivadas de café, especies *Coffea* arábica y *Coffea* robusta; extraídas de la envoltura externa (exocarpio, mesocarpio y endocarpio).

Café cereza: termino que se emplea para el fruto de café maduro, que consta de: piel, pulpa, mucilago, pergamino y grano, como se indica en la figura 1.1.

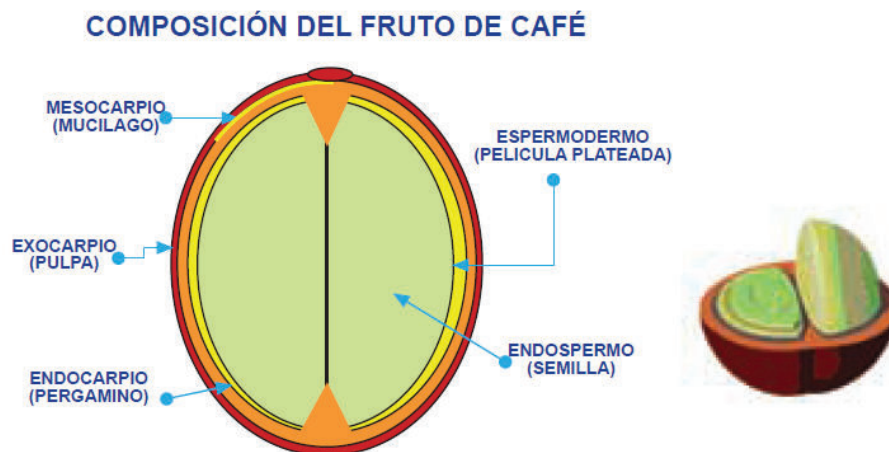


Figura 1.1. Partes del café en cereza (fuente: internet)².

Endocarpio: este término es empleado para designar al “pergamino”, el cual está unido a la semilla cuando ésta fresca, la cual se separa al momento que se seca el café.

Epicarpio o exocarpio: término empleado para designar la piel del fruto y la cual protege al fruto.

¹ Ecuador, INEN 283 (1978), *Café Terminología*, Quito: Autores.

² Arias, I. (2014). *Aprovechamiento del mucilago de café en la INEN* [versión electrónica]. Recuperado el 20 de agosto de 2014: <http://mucilagodelcafe.blogspot.com/>.

Grano: termino designado para las semillas que contiene la cereza del café.

Mesocarpio: capa de tejido que se ubica entre el epicarpio y el endocarpio, y la cual posee principalmente de mucílago, pectináceo y pulpa.

Mucílago: término empleado para especificar la capa viscosa que es ubicada junto a la pulpa y se adhiere al pergamino; esta capa no se elimina en el despulpado.

Pulpa: capa exterior del mesocarpio, que se ubicada debajo de la piel, se retira con una máquina despulpadora.

Marquesina: construcción a base de plásticos especiales tipo invernadero, en la cual se realiza el proceso de secado manual del café una vez que haya sido sometido al procesos de desmucilaginado.

UPAS: siglas correspondientes a “Unidades de Producción Agropecuarias”

Cultivo solo: término referido a productores que no están inscrito en una asociación.

Cultivo asociado: término referido a productores que si están inscritos en una asociación.

1.2. ZONAS CAFETALERAS EN EL ECUADOR³

1.2.1. PRODUCCIÓN GENERAL EN EL ECUADOR.

El censo cafetalero de 1983, determinó que existían 246.667 hectáreas de café arábigo y 180.302 hectáreas de café robusta, la superficie total cafetalera es de 426.969 hectáreas.

El resultado obtenido en el III Censo Nacional Agropecuario del 2002, se obtuvo que 151.941 hectáreas de cafetales “solos” y de 168.970 hectáreas de cafetales asociados, dando una superficie total de 320.911 hectáreas.

³ Cevallos, J. Sanz Zoila, (2009), *Estimación de los Costos Marginales de Producción de la Industria Cafetalera a Nivel Nacional* (Tesis ingeniería), Escuela Superior Politécnica del Litoral. Ecuador.

Tabla 1.1. Superficies de cultivo solo y asociado.

**UPAS Y SUPERFICIE DE CULTIVO SOLO Y ASOCIADO
SEGÚN REGIONES Y PROVINCIAS PRODUCTORAS DE CAFÉ**

REGIONES Y PROVINCIAS	CULTIVO SOLO		CULTIVO ASOCIADO	
	UPAS	SUPERFICIE PLANTADA	UPAS	SUPERFICIE PLANTADA
TOTAL NACIONAL	57,153.00	151,941.00	48,117.00	168,970.00
REGIÓN SIERRA	7,990.00	11,353.00	22,139.00	52,008.00
REGIO COSTA	32,241.00	83,447.00	21,200.00	103,230.00
RESTO	17,123.00	57,141.00	4,778.00	13,731.00
REGIÓN SIERRA				
AZUAY	160.00	89.00	753.00	567.00
BOLÍVAR	293.00	487.00	1,975.00	11,900.00
CAÑAR	96.00	124.00	109.00	329.00
CARCHI	0.00	0.00	0.00	0.00
COTOPAXI	322.00	780.00	1,046.00	6,079.00
CHIMBORAZO	129.00	141.00	653.00	994.00
IMBABURA	96.00	220.00	0.00	0.00
LOJA	5,247.00	6,088.00	15,434.00	23,464.00
PICHINCHA	1,428.00	3,381.00	2,098.00	8,592.00
TUNGURAHUA	0.00	0.00	0.00	0.00
REGIÓN COSTA				
EL ORO	4,635.00	11,650.00	1,269.00	3,126.00
ESMERALDAS	1,104.00	2,933.00	2,377.00	13,399.00
GUAYAS	1,927.00	5,518.00	3,604.00	15,562.00
LOS RÍOS	2,028.00	4,709.00	5,191.00	30,213.00
MANABÍ	22,547.00	58,617.00	8,758.00	40,930.00
REGIÓN AMAZÓNICA				

**UPAS Y SUPERFICIE DE CULTIVO SOLO Y ASOCIADO
SEGÚN REGIONES Y PROVINCIAS PRODUCTORAS DE CAFÉ**

REGIONES Y PROVINCIAS	CULTIVO SOLO		CULTIVO ASOCIADO	
	UPAS	SUPERFICIE PLANTADA	UPAS	SUPERFICIE PLANTADA
MORONA SANTIAGO	1,298.00	1,552.00	301.00	578.00
NAPO	2,036.00	3,943.00	816.00	1,556.00
PASTAZA	518.00	610.00	284.00	545.00
ZAMORA CHINCHIPE	2,141.00	4,450.00	1,493.00	3,604.00
SUCUMBÍOS	5,919.00	26,361.00	752.00	3,050.00
ORELLANA	4,707.00	18,051.00	614.00	1,927.00
REGIÓN INSULAR				
GALÁPAGOS	227.00	1,669.00	29.00	71.00
ZONAS NO ASIGNADAS				
LAS GOLONDRINAS	0.00	0.00	0.00	0.00
LA CONCORDIA	92.00	123.00	201.00	774.00
MANGA DE CURA	157.00	313.00	273.00	1,504.00
EL PIEDRERO	0.00	0.00	0.00	0.00

Fuente: INEC-MAG-SICA

La producción cafetalera nacional correspondiente a la cosecha en los años 2004-2005, fue de 2514445 fanegas (628,611 ton), siendo en años anteriores de 2789868 fanegas (697,467 ton), esta tendencia a la baja se debe a que el café en fruta ha caído en los precios internacionales.

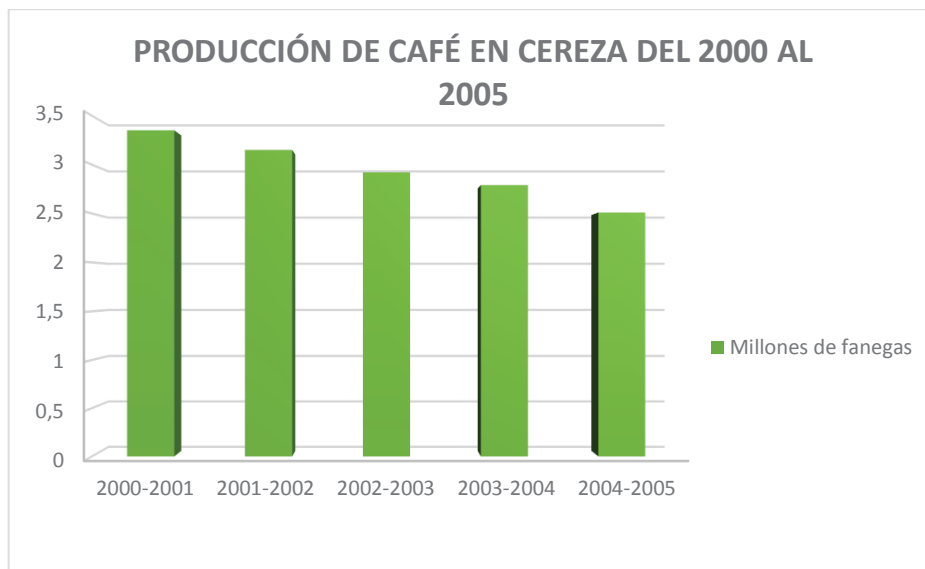


Figura 1.2. Producción de café en cereza del 2000 al 2005 (fuente: ICAFE).

El COFENAC, en el año 2008 estimó, que la superficie cafetalera nacional es de 219611 hectáreas de las cuales; 148375 son de especie arábica (67.6%) y 71255 hectáreas de la especie robusta (32.4%).

ESPECIES DE CAFÉ EN EL PAÍS

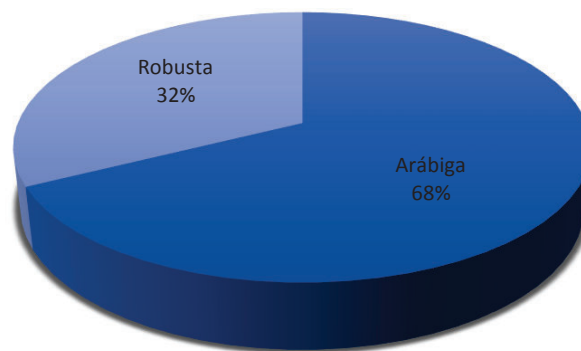


Figura 1.3. Especies de café en el país (fuente: COFENAC).

La distribución de zonas cafetaleras por provincia, estimada por el COFENAC, es que la mayor superficie cafetalera le pertenece a la provincia de Manabí (32,2%); seguida por Loja (13,5%); Orellana (8,9%) y Sucumbíos (8,8%), como se observa en la figura 1.3.

DISTRIBUCIÓN DE LA ZONAS CAFETALERAS EN EL PAÍS

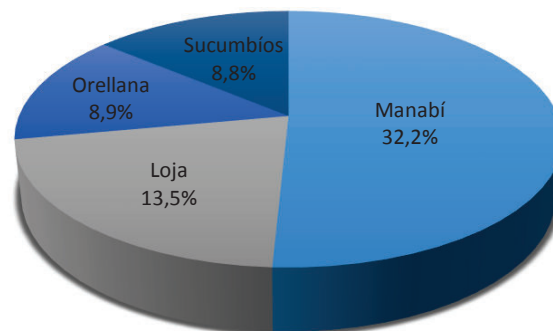


Figura 1.4. Distribución de las zonas cafetaleras en el país (fuente: COFENAC).

El nivel de consumo interno se estima que esta alrededor de las 2400 Tm tanto en producto nacional como importado; con lo cual se dice que el 90% es soluble y la diferencia es tostado y molido.

En la figura 1.4 se muestran las zonas cafetaleras en el país, en la cual se observa el tipo de café producido en cada una.

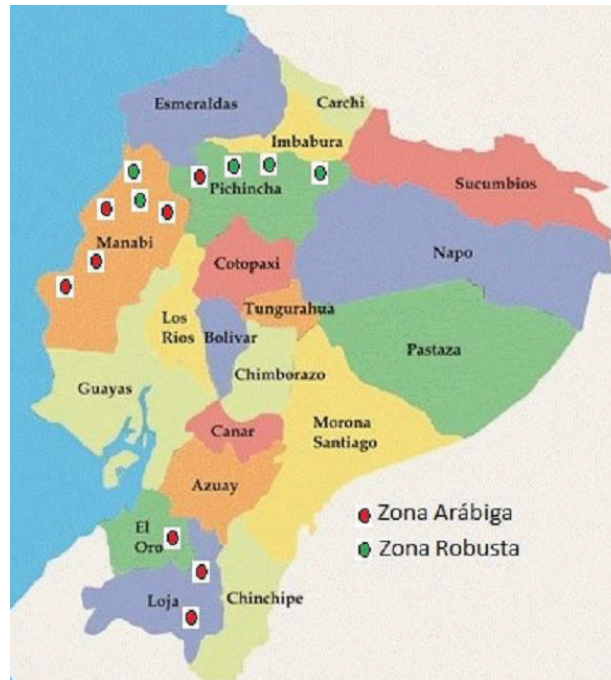


Figura 1.5. Zonas cafetaleras del país.

1.2.2. PRODUCCIÓN DE CAFÉ EN LA ZONA NOR-OCCIDENTE DE QUITO.⁴

La agencia municipal de desarrollo económico (CONQUITO), se encuentra realizando el proyecto “CAFÉ DE QUITO” con el fin de ubicar al Nor-Occidente de Quito, como una importante zona productora de café, es un modelo de negocio inclusivo el cual busca una relación para que los cafetaleros puedan generar sus propios recursos, sin que existan terceras personas en la producción de café.

Los objetivos que busca CONQUITO, están enfocados a mejorar la productividad de 5,8 qq/ha a 40 qq/ha, además desean brindar un aporte técnico a los cafetaleros con el fin de fortalecer las sociedades para los productores, además incrementar el precio de venta de 180 a 250 USD/qq con el fin de obtener mayores ganancias. Otro de los objetivos es también generar micro empresas con el fin de proveer de maquinaria y productos para la elaboración de café de calidad.

Un objetivo reciente que se ha vuelto primordial para CONQUITO es proveer de maquinaria nacional a los productores con un stock de repuestos y mantenimiento técnico.

⁴ Ecuador, CONQUITO, *Información referente al proyecto café de Quito*, Quito: Autores.

Este proyecto se inició sus operaciones en el año 2012, y la meta es renovar 30000 hectáreas de café robusta, 85000 hectáreas de café arábigo de zonas bajas y 20000 hectáreas de café arábigo de altura o de especial.

1.3. VARIEDADES DE CAFÉ PRODUCIDAS EN EL PAÍS.⁵

Actualmente en el Ecuador se producen las variedades de café robusta y arábigo las cuales se describen a continuación.

1.3.1. COFFEA ARÁBIGA.

El nombre genérico de esta variedad de café es Coffea Arábigo y su nombre científico es Coffea Canephora, la característica principal de esta planta o arbusto es el tener hojas lustrosas estas hojas varían de anchura entre 12 a 15 cm de largo y el ancho promedio es de 6 cm, además son elípticas y siempre verdes.

La temperatura ideal para esta planta varía entre 18 °C y 24 °C, al tener una temperatura más elevada da origen a plagas, parásitos y lo más importante que baja la calidad del producto, las temperaturas debajo de los 10 °C impedirá el crecimiento adecuado de la planta.

Las hojas de esta planta tienen frutos (cereza), son de forma oblonga elipsoidal de las cuales se obtiene el grano de café, cuando cambia de color verde a rojo indicando que el fruto está listo para su recolección, cada cereza encierra normalmente dos granos de café; la semilla tiene un tamaño en promedio de 8,5 a 12,7 mm.

Las variedades arábigas cultivadas en el Ecuador son: Típica, Caturra, Bourbon, Pacas, Catuaí, Camitor y Sarchimor.

1.3.2. COFFEA ROBUSTA.

También se lo conoce como Coffea Canephora Pierre ex Froehner, la característica principal de la planta es un arbusto con hojas anchas y de apariencia corrugada estas hojas tienen forma redondeada de 15-30 cm de largo y de 5-15 cm de ancho, el tallo posee dimensiones que van de 3,5 a 9,15 m de altura y con un diámetro de 20 cm.

⁵ Cevallos, J. Sanz Zoila, (2009), *Estimación de los Costos Marginales de Producción de la Industria Cafetalera a Nivel Nacional* (Tesis ingeniería), Escuela Superior Politécnica del Litoral. Ecuador.

Esta variedad de café es más fuerte en comparación al Coffea Arábica, ya que puede soportar mayor nivel de temperatura y es más resistente a plagas y parásitos.

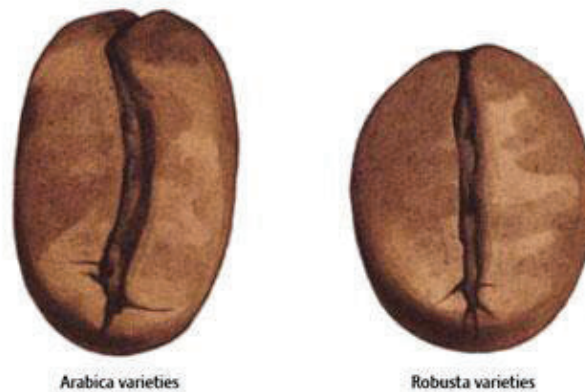


Figura 1.6. Variedades de café producidas en el país (fuente: internet).⁶

1.4. OFERTA NACIONAL E INTERNACIONAL⁷

El promedio del área de los caficultores en el país está entre dos a cuatro hectáreas. Los caficultores forman parte de asociaciones o cooperativas, las cuales presentan beneficios implementando planes de calidad para la mejora del café y también desarrollan unidades de comercialización puesto que exportan directamente el café sin necesidad de terceros. Las federaciones o cooperativas de segundo nivel ayudan a los productores a ganar un mayor poder de negociación.

La industria cafetalera, anualmente afectada con un déficit de 700 mil quintales de café. Además la industria cafetalera en la economía del país es importante ya que genera valor agregado como la contribución de fuentes de empleo y además en actividades para la generación del producto final con la necesidad de máquinas.

Las empresas exportadoras ecuatorianas más importantes de café serán detalladas a continuación:

Seviexport, con un volumen de exportación del 21%; Kolnetsa S.A. la cual exporta un volumen equivalente al 14%; Exporta González con un promedio de exportación

⁶ Finca Alta, *El Café Bien Hecho* [versión electrónica]. Recuperado el 20 de agosto de 2014: <http://mucilagodelcafe.blogspot.com/>.

⁷ Cevallos, J. Sanz Zoila, (2009), *Estimación de los Costos Marginales de Producción de la Industria Cafetalera a Nivel Nacional* (Tesis ingeniería), Escuela Superior Politécnica del Litoral. Ecuador.

de 52172,51 sacos, con un precio equivalente a 568288,43 USD, que constituye el 21% de las exportaciones en el país y Cafecom S.A. con un promedio de exportación de 35391,25 sacos con un precio total de 4267631,21 USD, lo cual no indica que es el 8% de exportaciones por parte de esta empresa en el país.

1.5. DEMANDA ACTUAL DE CAFÉ.⁸

1.5.1. DEMANDA DE CAFÉ EN EL PAÍS.

El café robusta en país se producen unos 300.000 quintales, pero esto no cubre la demanda interna lo cual provoca que el país importe 1'000.000 de sacos de este café que proviene de Vietnam cada año para satisfacer la necesidad de los ecuatorianos, el precio de cada saco esta alrededor de los 100 USD/quintal de café pergamino este precio está conforme a lo estipulado en la Bolsa de Valores de Londres.

Mientras que el café arábigo se produce unos 500.000 quintales al año, el consumo interno de este café es casi nulo por lo que es comercializado en países como Colombia y Perú donde su costo es de 180 USD/quintal de café pergamino; este precio se ajusta al establecido por la Bolsa de Valores de New York. Un dato importante que se debe mencionar es que la demanda actual crece un 2% anualmente.

1.5.2. PRINCIPALES PAÍSES PRODUCTORES DE CAFÉ

Los principales países productores de café a nivel mundial son: Brasil, Colombia, Indonesia, Vietnam este país en los últimos años ha ido creciendo su producción de café, además este país ha desplazado a segundo a plano a países tradicionalmente cafetaleros como: Colombia, México, Indonesia.

El café total requerido anualmente a nivel mundial es 7058028 Tm, la producción que cubren los países antes mencionados se reparte de la siguiente forma, Brasil cubre el 50,36% de la producción este dato nos indica que es el líder principal en la producción de café la variedad que Brasil exporta es arábigo y robusta, en segundo puesto esta Vietnam con una producción del 11% del mercado internacional y con su variedad de café arábigo, mientras Colombia ubicada en el

⁸ Cevallos, J. Sanz Zoila, (2009), *Estimación de los Costos Marginales de Producción de la Industria Cafetalera a Nivel Nacional* (Tesis ingeniería), Escuela Superior Politécnica del Litoral. Ecuador.

tercer puesto con una exportación al mercado mundial del 10% y la variedad producida en café robusta, Indonesia ubicada en el cuarto puesto con una producción en el mercado internacional del 6% y las variedades producidas en café arábigo y robusta; en el quinto puesto está ubicado México con una producción en el mercado internacional del 5%; en las últimas posiciones y con una tendencia a aumentar su producción se encuentran Costa de Marfil, Guatemala, Uganda.

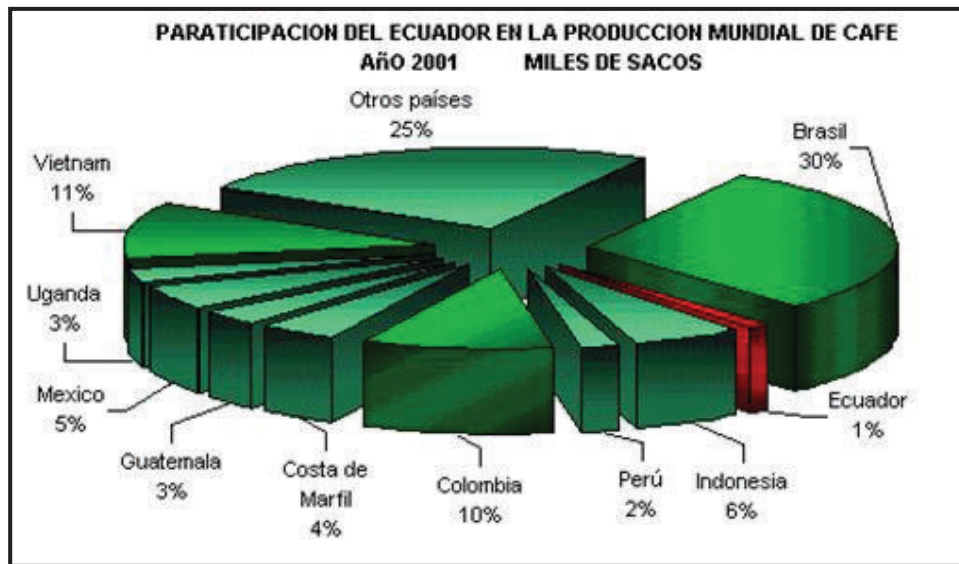


Figura 1.7. Participación del Ecuador en la producción mundial de café

(Fuente: SICA/MAG)

El problema en el mercado internacional que se está dando en los últimos años es que a medida que más países entran al mercado a origina una sobreproducción de café que perjudica a los demás países ya que influye en la oferta, abaratando los precios establecidos y esto ocasiona la reducción de ingresos.

1.5.3. DEMANDA MUNDIAL ACTUAL DEL CAFÉ

El mercado mundial está aumentando en un promedio del 2% anual, siendo EEUU el mayor importador de café verde seguido de Alemania, Japón, Italia, España, Francia, Bélgica y otros países.

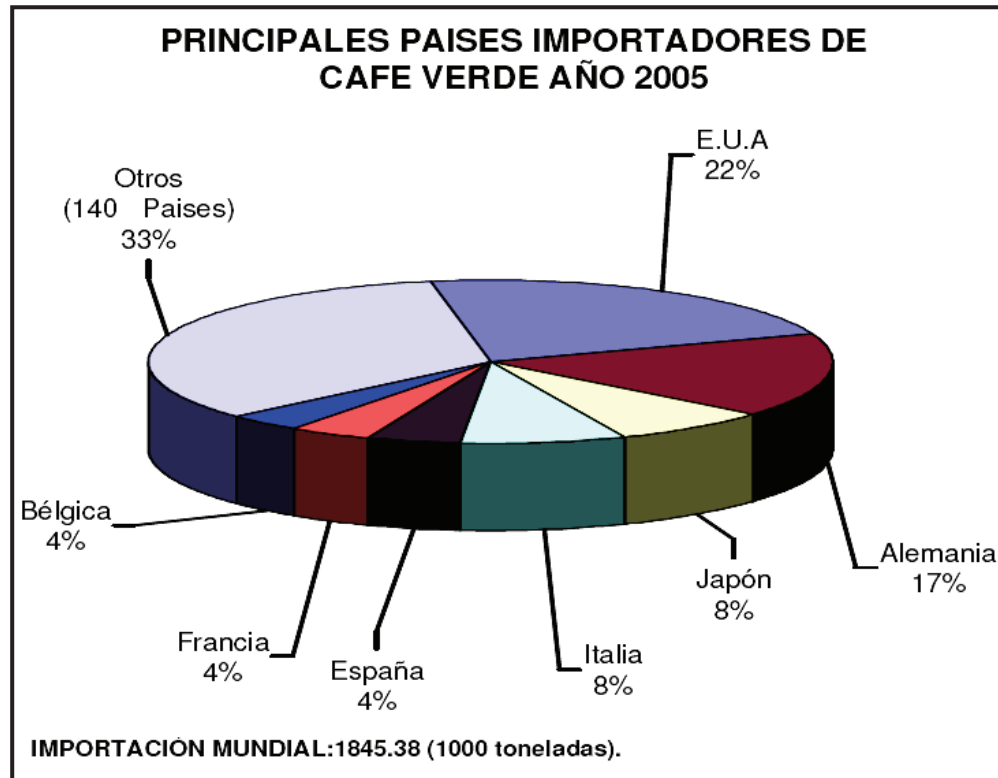


Figura 1.8. Países importadores de café verde (fuente: FAOSTAT.FAO.ORG.)

1.5.4. PRINCIPALES MERCADOS IMPORTADORES DE CAFÉ.

Estados Unidos en unos de los mayores importadores con un promedio de entre los años 1980 a 1990 importó 19'509.858,55 sacos de 60 kilos, lo que es equivalente a 1'170.591,51 Tm. Mientras que en el año 1995 las importaciones por parte de EEUU se redujeron en un 25% con respecto al año 1992. Además las importaciones alcanzaron los 20'739.634,67 sacos en el periodo de 1996-2000 y también las importaciones en el año 2002-2006 alcanzaron los 22'866.668,4 de sacos.

Alemania, durante tres años consecutivos desde 1996 importó 20'739.634,67 sacos de 60 kilos. Además en el año 2000 las importaciones por parte de este país reflejaron un incremento cerca de 15'49.238,4 sacos. La Organización Internacional de Café indicó que Alemania importa un promedio de café 18'540.964 sacos a un equivalente a 1'112.457,84 Tm anualmente.

Mientras que Japón realizó unas importaciones equivalente a 382.200 Tm en el año 2000. Además se ve que en el año 2004 las importaciones producidas por este país aumentaron en un 6,14%.

1.6. ETAPAS DE LA PRODUCCIÓN DEL CAFÉ.⁹

El tratamiento del café en cereza, empieza con el proceso de cosecha el cual necesita dedicación y tiempo para el cultivo.

1.6.1. COSECHA

El momento de la cosecha se realiza el pipeteo este despoja a la cereza madura, para esta actividad es necesario realizarla en dos o cinco turnos; este método obtiene el grano de mejor calidad y es realizado por pequeños caficultores llamados sobado en el cual se quita las cerezas tiernas y maduras este método genera una producción baja.



Figura 1.9. Cosecha del café en cereza (fuente: Tulacingo cosecha del café).

1.6.2. MANEJO POST-COSECHA

Este tratamiento también es conocido como beneficio, con este se obtiene el café oro el cual se obtiene al despojar las cerezas rojas y maduras de cafeto y empleando algunos procesos se comercializa el producto.

La post-cosecha o beneficio consta de dos partes: Beneficio Seco y Beneficio Húmedo.

⁹ Mora N (2008). *Agrocadena del Café*. Pág. 18-20.

1.6.2.1. Beneficio Seco.

El café en cereza es limpiado de las ramas, hojas y toda clase de desechos, posteriormente es secado en el sol moviéndolo constantemente para evitar el moho, el secado dura ocho días en climas adecuados; en climas con lluvias, humedad y cielos nublados puede ocasionar que la pulpa se pudra.

1.6.2.2. Beneficio Húmedo

En este proceso el café es colocado en tanques con agua los cuales permiten quitar las impurezas que flotan, la cereza se remoja durante 12 horas este proceso sirve para que los granos se hinchen y posteriormente se elimina la pulpa.

Luego los granos son secados lo cual reduce el grano y elimina envolturas externas este proceso es realizado de dos maneras: la primera es dejarla secar con el sol o en máquinas secadoras con aire caliente manteniéndolo con una humedad del 10% en el proceso. El producto final es conocido con el nombre de café verde, luego se selecciona manualmente a con la ayuda de una maquina las semillas defectuosas y elementos extraños al café.

1.6.2.3. Diagrama de flujo del procesamiento del café

Descripción del proceso de café por vía húmeda.

- Vía Húmeda (A este café se le llama lavado o fermentado)
 - Se recolectan las cerezas
 - El grano es remojado para que se hinche y luego quitarle impurezas.
- Selección y limpieza: el café es procesado el mismo día de su recolección, previo a ser remojado y no se deja expuesto al eso el café en este proceso.
- Despulpado: el proceso debe realizar antes de las 6 horas de recolección de la cereza ya al tardarse más tiempo el producto puede afectarse, la despulpadora debe cumplir los requerimientos necesarios para la producción diaria a despulpar.

Esta máquina debe limpiarse, calibrarse cada vez que se utilice además debe tener un mantenimiento de acuerdo al establecido por el fabricante.

La pulpa seca se la puede emplear como abono para las posteriores siembras.¹⁰

¹⁰ Mora N, (2008), Agrocadena del Café, pdf, pág. 20-25.

- Fermentación: este proceso se coloca el café despulpado en tanque de agua, con el fin de quitar la textura rugosa del café para luego proceder al secado.
- Lavado: el producto fermentado se lava con esto se consigue que el producto dure mucho más tiempo.
- Secado: este proceso se lo puede realizar de forma manual o con una máquina. El café obtendrá un color verde oliva dentro de 4 ó 5 días del proceso, con este proceso se realiza el café soluble.
- Almacenamiento: se almacena el café en sacos limpios, hasta obtener el peso ideal por saco para su posterior exportación.

En la figura 1.10 se indica un diagrama de flujo con los procesos descritos.

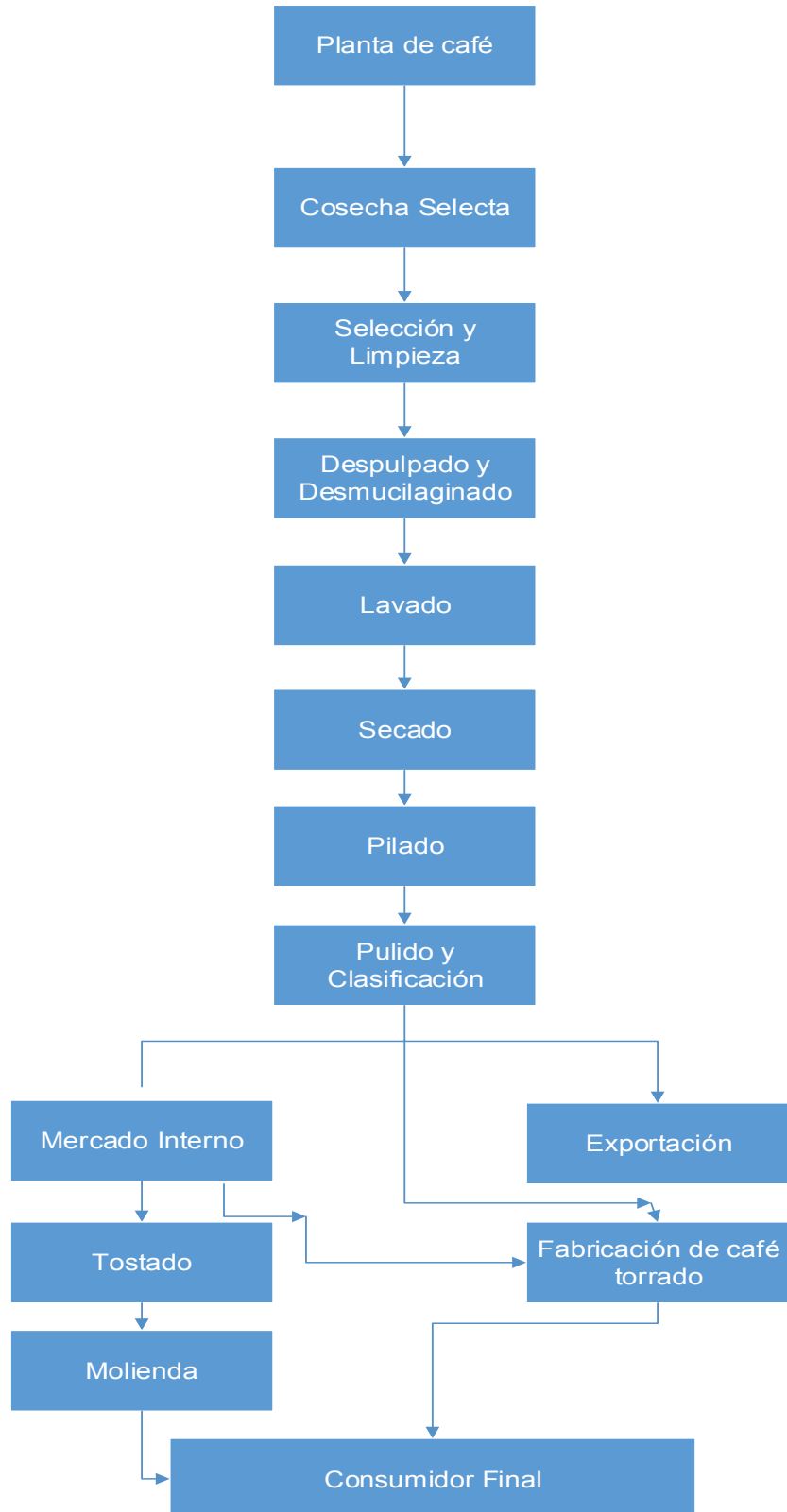


Figura 1.10. Diagrama de flujo el proceso de café (fuente: propia).

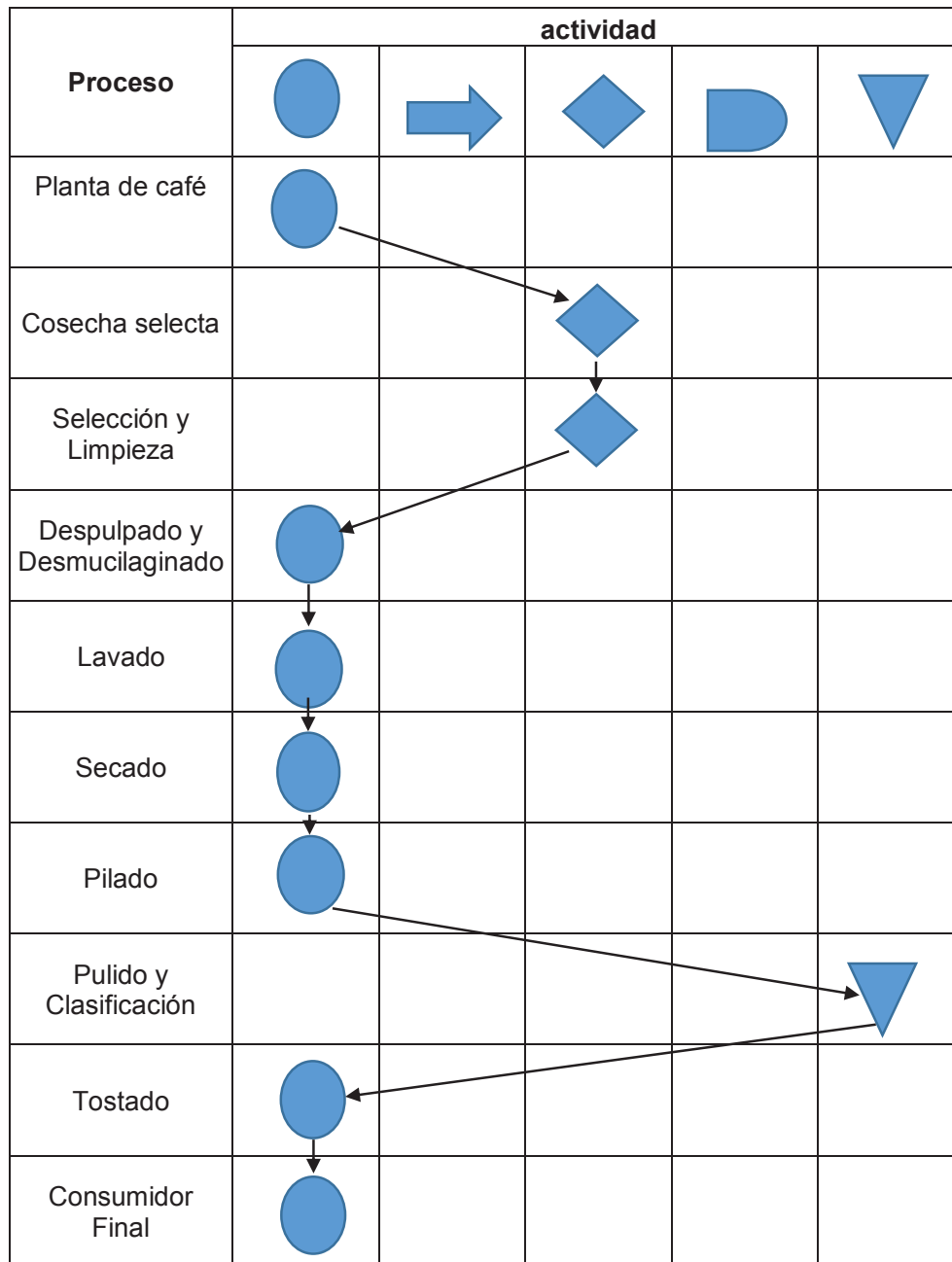


Figura 1.11. Diagrama analítico del proceso de café (fuente: propia).

1.7. INFRAESTRUCTURA BÁSICA PARA LA PRODUCCIÓN DE CAFÉ.

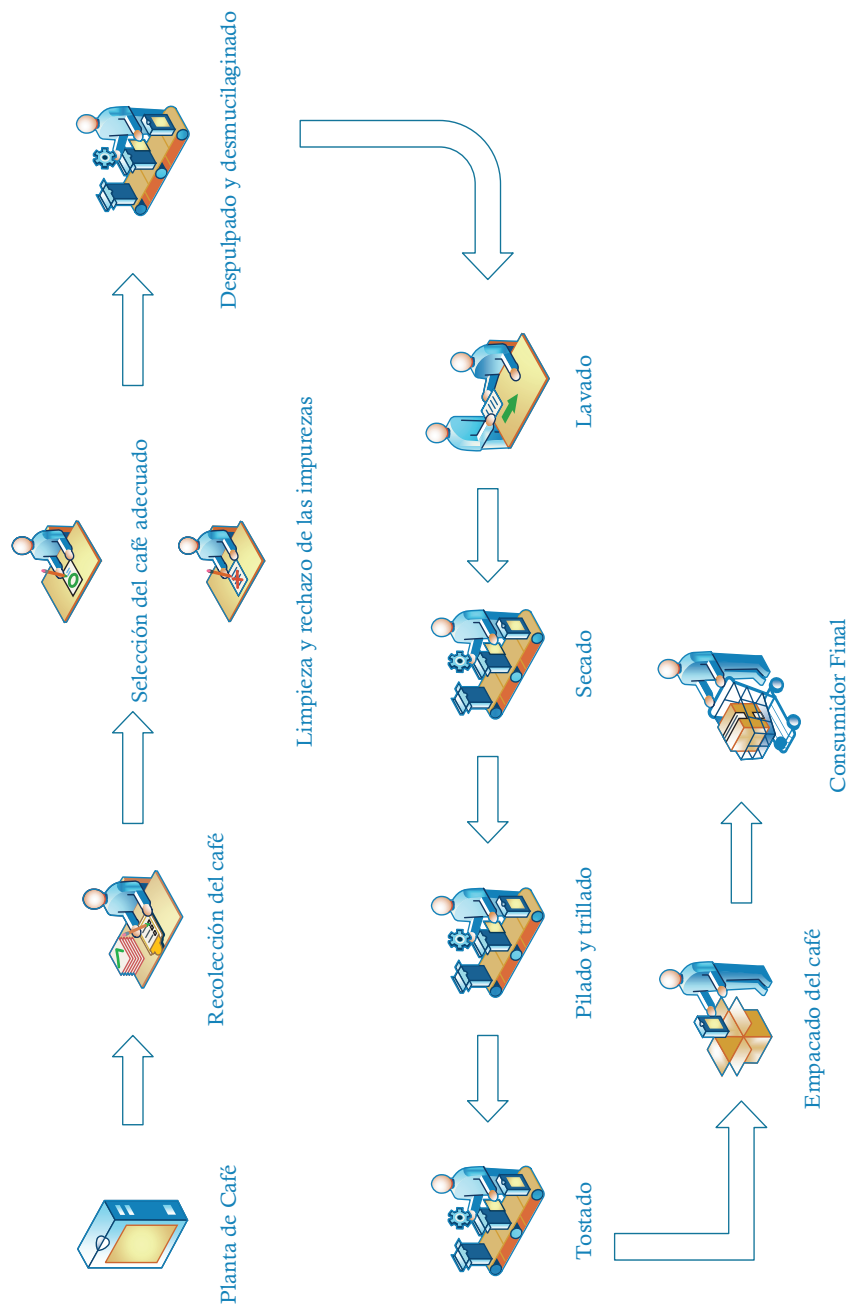


Figura 1.12. Producción del café

Para la producción de café por vía húmeda es necesario realizar las siguientes etapas.

Despulpado: para realizar esta operación se debe tener un espacio adecuado para la máquina y además la despulpadora debe anclarse con el fin de realizar la operación adecuadamente.



Figura 1.13. Despulpadora de café

Remoción del mucílago: el mucílago es la baba que recubre al grano y esta se retira por dos métodos: fermentación natural o mecánicamente.

- Fermentación natural: este proceso se realiza en los tanques en los cuales se almacena el grano despulpado, el proceso dura aproximadamente de 12 a 18 horas en lugares de clima cálido y más horas en lugares de clima frío.



Figura 1.14. Tanque de fermentación

- Desmucilagadora (figura 1.15): esta máquina permite demucilagar sin la necesidad de agua y este proceso no emplea mucho tiempo en comparación a la fermentación natural.



Figura 1.15. Desmucilagadora (fuente: internet).¹¹

Lavado: este proceso permite quitar totalmente el mucílago del grano el proceso utiliza por los menos 5 litros de agua por cada kilogramo de café seco y además evita los defectos con el grano manchado, sucio y contaminado; para este proceso se debe tener tanques adecuados, se recomienda tanques de cemento, este proceso se observa en la figura 1.15.

¹¹ EXBLOG, *Equipos para café* [versión electrónica]. Recuperado el 28 de agosto de 2014: http://www.pinhalense.com.br/es.equipments.php?tag=desmucilagadora&id_segmento=1



Figura 1.16. Lavado del café.

Secado: en este proceso el café es secado al sol o con la ayuda de una secadora, para luego pilar el café.

1.8. CARACTERÍSTICAS DEL GRANO A DESPULPAR.

El Coffea Arábica, la semilla tiene un tamaño promedio de 8,5 a 12,7 mm.

Las dimensiones descritas en el párrafo anterior, se obtuvieron de una muestra tomada de la finca “LA PERLA”, que está ubicada en Noroccidente de Quito, con la ayuda del Sr. Olger Rogel, quien nos supo proporcionar las muestra; la que tuvo un peso aproximado de 1 Kg; en las tablas 1.2 y 1.3 se muestra la altura y el diámetro promedio de 150 granos de café tomados al azar.

Tabla 1.2. Diámetro y altura promedio del tipo de café TÍPICA

Típica	Diámetro Promedio mm	Altura Promedio mm
	14,09	16,3

Fuente: propia.

Tabla 1.3. Diámetro y altura promedio del tipo de café CATURRA

Caturra	Diámetro Promedio mm	Altura Promedio mm
	13,7	16

Fuente: propia.

A continuación se detalla algunas características que debe tener los granos de café para ser despulpados:

- El color rojo en la cereza determina la madurez óptima.
- El proceso de despulpado se efectúa con la compresión de los granos contra cuchilla o los discos; para que este proceso se adecuado el grano debe tener como características la granulometría uniforme, los granos demasiado maduros se remuerden en los mecanismos lo que ocasiona daños y granos quebrados. Es recomendable despulpar el grano máximo hasta 10 horas después de ser cosechado.

En la figura 1.17 se detalla cómo se produce el proceso de despulpado y que fuerzas actúan sobre el grano.

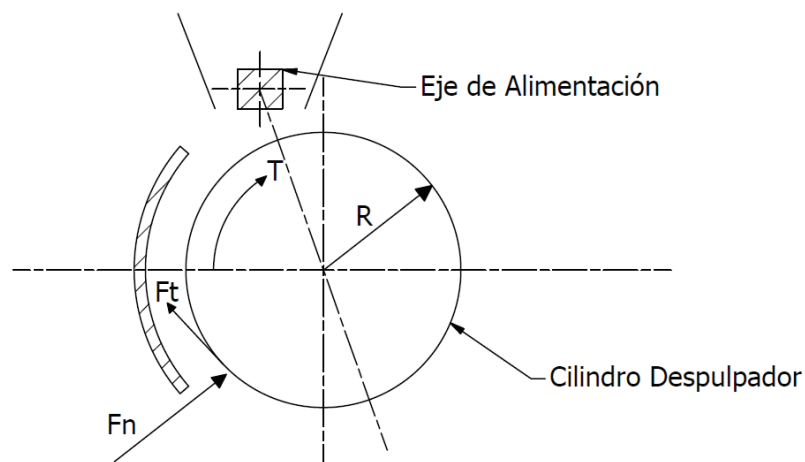


Figura 1.17. Fuerzas actuantes en el proceso de despulpado (fuente: propia)

1.9. ESTUDIO DEL PROCESO DE DESPULPADO¹²

Para el estudio del proceso de despulpado, se realizará una breve introducción sobre cómo debe ser la recolección y la clasificación del grano de café, además como debe ser el tratamiento del café antes del proceso de despulpado.

1.9.1. GRADO ÓPTIMO DE MADURACIÓN DEL GRANO DE CAFÉ.

La tabla 1.4 muestra los aspectos de calificación a los granos de café y la diferencia entre los granos que no alcanzan una madurez adecuada y las consecuencias que tienen sobre el sabor y olor del café.

Tabla 1.4. Características del café que no alcanzado la madurez adecuada.¹³

Fruto “verde cele”	Fruto “verde sazón”	Fruto “maduro”
El fruto es revejido, mal formado de color negro, tiene una película plateada adherida, el grano al ser tostado es liso de coloración amarillenta y parcialmente manchado	Grano difícil de diferenciar del procedente del café maduro, la película plateada está parcialmente adherida, el grano tostado es liso o rugoso en porciones variables, su coloración es dispareja,	El grano tiene buen aspecto y coloración uniforme. La película plateada se desprende fácilmente. El grano tostado tiene coloración uniforme es oscuro y rugoso cuando procede de zonas altas y más claro y liso si es en zonas lluviosas de menor altitud.
Aspecto en la taza de café	Aspecto en la taza de café	Aspecto en la taza de café
La taza de café es amarga fácil de detectar en cualquier mezcla	La taza de café es amarga y es objetable si hay más del 10% de café maduro normal.	La taza de café es buena y tiene condiciones de aroma, cuerpo y acidez, según la zona de procedencia

El estudio de la madurez óptima del grano revisado en la tabla anterior es importante, debido a que los granos muy maduros se traban en la despulpadora y los granos “verde cele” son complejos al momento de despulparlos.

¹² Soto, C, (2010), *Guía Técnica para el Beneficio de Café Protegido Bajo una Indicación Geográfica o Denominación de Origen*. Pdf, pág. 20-26.

¹³ Fúnez, N. O., Carnet G., & García A. (2010). *Guía técnica para el beneficiado de café protegido bajo una indicación geográfica o denominación de origen*. Dewey. Recuperado el 07 de agosto del 2014.

Otro parámetro de gran importancia es que el fruto defectuoso debe ser separado al momento del recibido de la fruta, esto se lo realiza en tanques grandes con agua, los granos inmaduros o sobre maduro flotan, se los debe retirar mediante mallas con el fin de no dañar la calidad de la taza de café, en la figura 1.18 se clasifica los granos adecuados para el despulpado.



Figura 1.18. Tipos de defectos en el café al momento de cosechar.

Unos de los aspectos importantes por lo que es necesario la separación del grano defectuoso es que estos carecen de mucílago, de hecho podemos aclarar que la presencia de mucílago es el requisito fundamental para para el despulpado ya que este actúa como lubricante y permite que el despulpado se realice, como se indica en la figura 1.18, debe descacharse los granos defectuosos que son inmaduro, sobre maduro, seco en fruta, el fruto plenamente maduro el mucílago comprende en 40% de volumen como podemos observar en la figura 1.19, se muestra la diferencia de tamaños entre un café maduro y otro inmaduro.

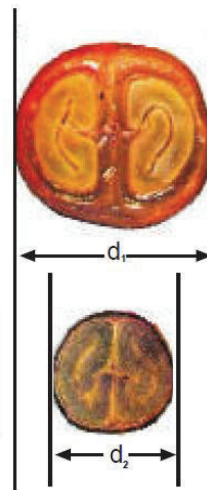


Figura 1.19. Diferencia entre un fruto maduro e inmaduro.

1.9.2. DEFINICIÓN DE DESPULPADO.¹⁴

Podemos definir al proceso de despulpado como la operación de remover el exocarpio o cascara del fruto (café cereza); este proceso se produce mediante el estrujamiento del café cereza entre dos superficies en movimiento relativo, este proceso debe realizar el mismo día de la recolección de café, como se muestra en la figura 1.20.

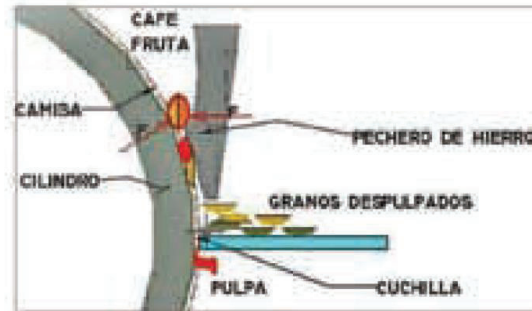


Figura 1.20. Despulpado.

1.9.2.1. Tipos de despulpado.

A continuación se describirán los diferentes tipos de despulpado.

1.9.2.1.1. *Despulpado seco*

Este proceso de despulpado se requiere corrientes de agua sobre la máquina despuladora, ya que el agua residual tiene contacto con la pulpa pero el inconveniente principal de esta máquina se opone al principio de requerimiento mínimo de caudales de agua en el lugar de despulpado.

1.9.2.1.2. *Despulpado húmedo.*

Para realizar este proceso es necesario que el grano de café en cereza sea puesto previamente en tanques con agua, este proceso es el más utilizado por los caficultores, la mayoría de máquinas son diseñadas para trabajar bajo este proceso.

¹⁴ Soto, C, (2010), *Guía Técnica para el Beneficio de Café Protegido Bajo una Indicación Geográfica o Denominación de Origen*. Pág. 26-31.

1.10. EQUIPO PARA DESPULPAR CAFÉ.

Para remover la pulpa del café en cereza en beneficio húmedo se utilizan por lo general despulpadoras de tambor, las mismas que se describen a continuación.

1.10.1. DESPULPadora DE TAMBOR.

1.10.1.1. Horizontales.

Este tipo de máquina (figura 1.21), está compuesta de un cilindro metálico de 20 a 30 cm de diámetro el cilindro tiene una placa despulpadora con o sin ranura deben estar dispuesta en un ángulo de 45°, las cerezas son alimentadas desde la parte superior del cilindro, el tambor ejerce la presión necesaria después el grano es dirigido al pechero el cual tiene canales para el desalojo del grano; los canales deben ser ajustados con el fin de evitar el daño del grano de café.

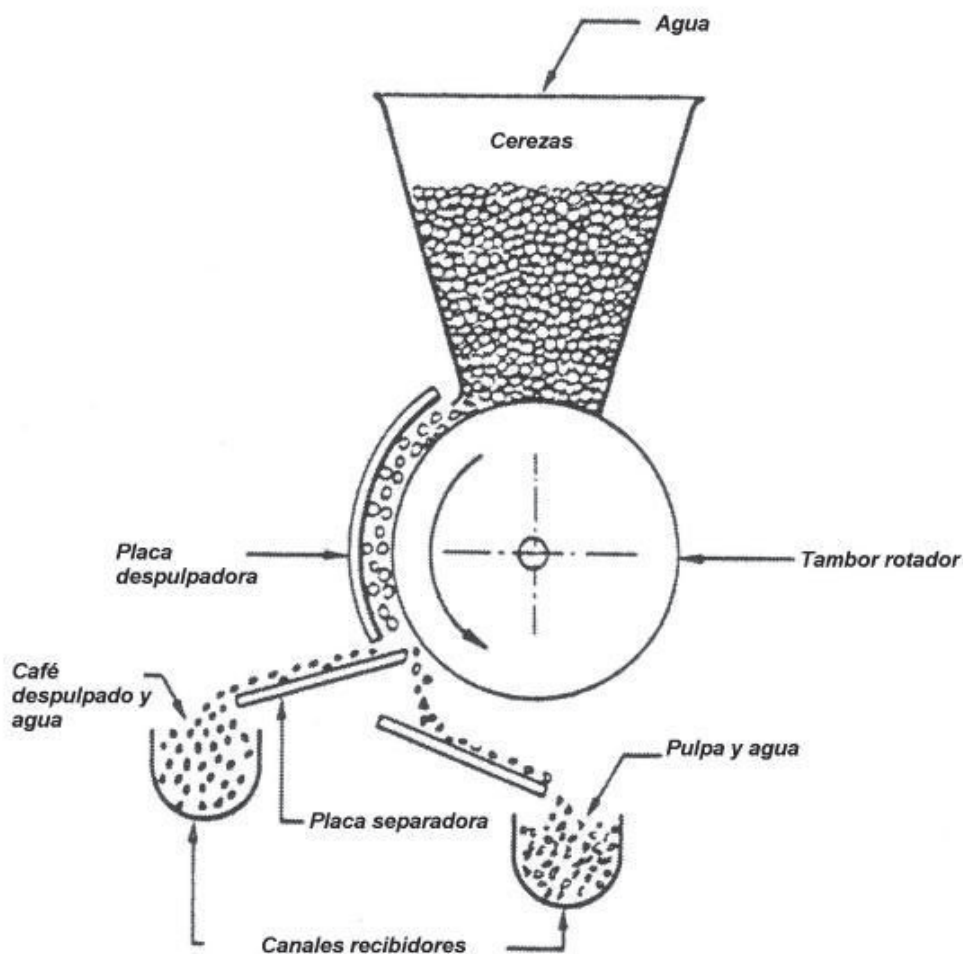


Figura 1.21. Despulpadora de tambor (fuente: J.N. Wintgens, 2004)

Este tipo de máquinas tiene diferentes tamaños con diferentes capacidades que van desde 0,25 Ton/hora en despulpado manual hasta 4 Ton/hora.

1.10.1.1.1. Partes de una despulpadora horizontal.

Este tipo de despulpadoras son las más empleadas en el país, y consta de las siguientes partes:

- Tolva, cumple la función de recibir la cereza (figura 1.22).



Figura 1.22. Tolva de una despulpadora de café (fuente: gveinternacional).

- Cilindro o tambor con camisa o rayo de metal dentado, el cumple la función de quitar la pulpa al grano, el material empleado para el tambor es cobre debido a que conserva las propiedades del café (figura 1.23).



Figura 1.23. Tambor o cilindro¹⁵ (fuente: Mantenimiento de una despulpadora pág. 8)

- Polea o volante, este elemento cumple la función de entregar el movimiento a la máquina (figura 1.24).

¹⁵ Junta Nacional de Café, *Mantenimiento de una Despulpadora de Café*, pág. 6.



Figura 1.24. Polea (fuente: Mantenimiento de una despulpadora pág. 8)¹⁶

- Cuchillas, regulan la entrada de la cereza y están ordenas de manera que no dañen el grano (figura 1.25).

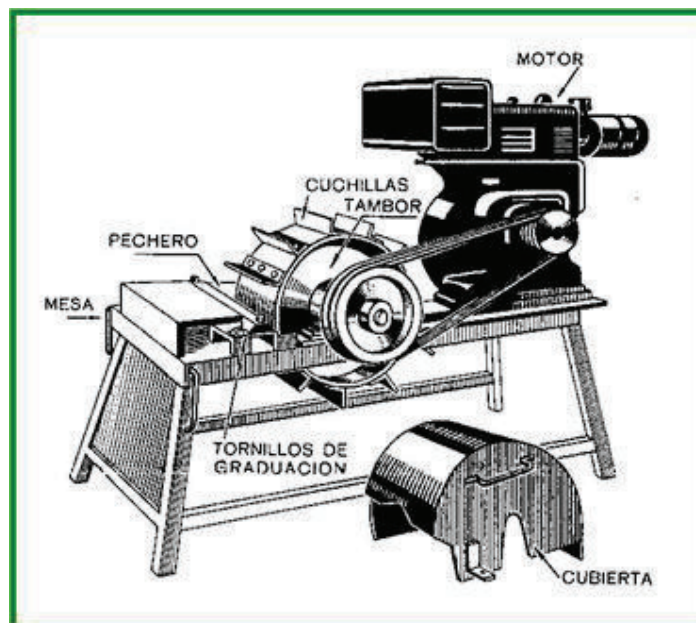


Figura 1.25. Cuchillas para despulpar ¹⁷(fuente: instalaciones agroforestales).

- Cojinetes o chumaceras, están acopladas al eje del tambor, mediante un rodamiento (figura 1.26).



¹⁶ Junta Nacional de Café, *Mantenimiento de una Despulpadora de Café*, pág. 8.

¹⁷ Universidad Nacional Abierta, *Instalaciones Agroforestales*, pág. 10.



Figura 1.26. Chumacera y rodamiento acoplados al eje del tambor

(Fuente: Mantenimiento de una despulpadora pág. 8)

- Engranajes son los elementos que permiten la transmisión del movimiento entre el motor y la polea (figura 1.27).



Figura 1.27. Engranajes (fuente: Mantenimiento de una despulpadora pág. 8).

- Pechero este elemento separa el grano de la pulpa (figura 1.28).

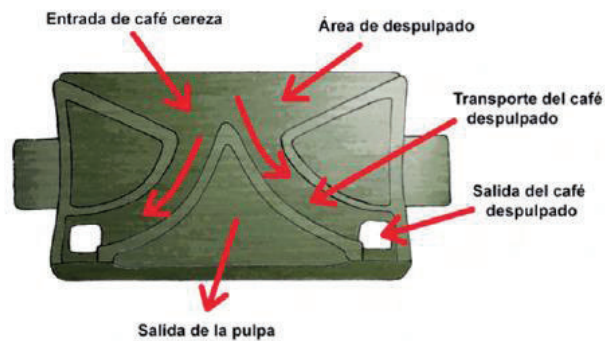


Figura 1.28. Pechero (fuente: Mantenimiento de una despulpadora pág. 8).

- Regulador del pechero, regula la distancia entre el tambor y el pechero con el fin de despulpar granos de distintos tamaños (figura 1.29).

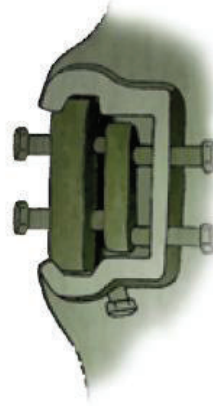


Figura 1.29. Regulador del pecho

(Fuente: Mantenimiento de una despuladora pág. 8).

- Eje alimentador, cumple la función de regular y organizar los granos de café a los canales (figura 1.30).



Figura 1.30. Eje alimentador (fuente: Mantenimiento de una despuladora pág. 8).

1.10.1.2. Verticales

Este tipo de máquina despuladora, actúa con una rotación vertical mediante un cilindro angosto cubierto con una manga de cobre o metálica la cual se vuelve más angosta mientras la pulpa va avanzando.

El café en cereza debe ser alimentado desde la parte superior, conforme descende el grano se vuelve más angosto hasta que se quite la pulpa de la cereza.

El problema que tiene este tipo de máquina que no se despulpar cerezas de diferentes tamaños, estas máquinas pueden despulpar de 0,25 Ton/h a 16 Ton/h.¹⁸

¹⁸ Chacón, C, (2001), *Evaluación de los Sistemas Tradicional y Ecológico de Beneficio Húmedo de Café*. Pág. 20-22.

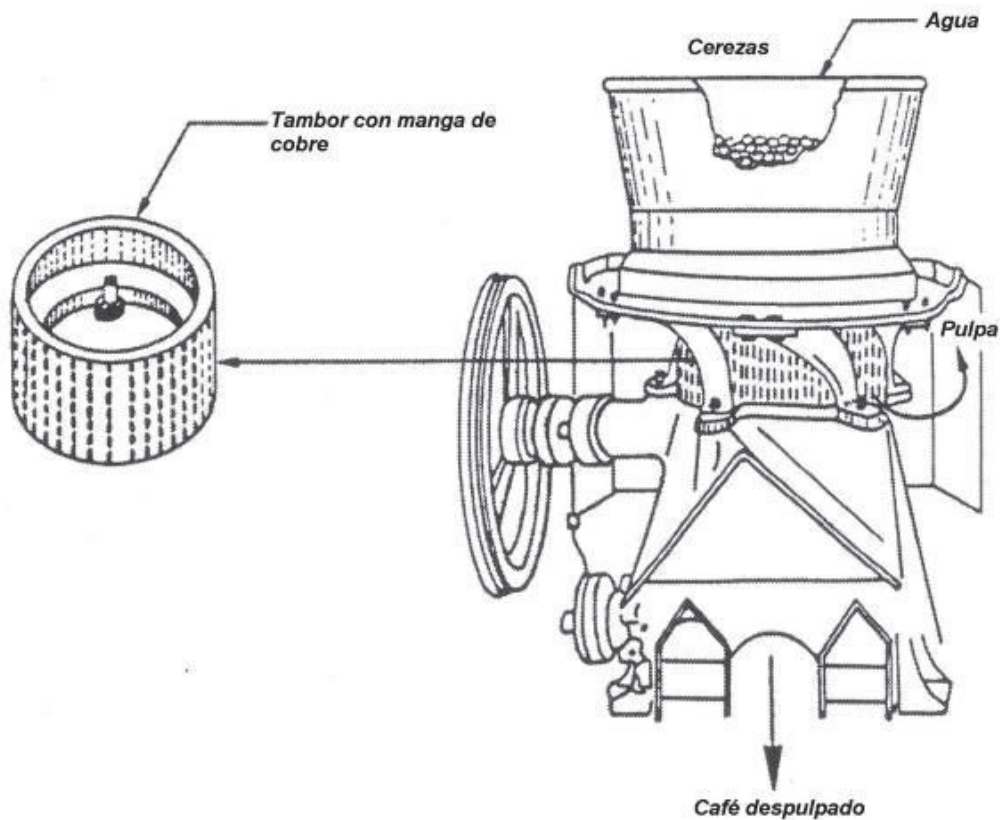


Figura 1.31. Despulpadora de tambor vertical (fuente: J.N. Wintgens, 2004).

1.10.2. MANTENIMIENTO DE LA DESPULPADORA DE CAFÉ.

- Las cuchillas y las camisas deben ser reemplazadas de manera que no dañen la calidad del trabajo.
- Deben respetarse los rangos de trabajo de las máquinas, ósea respetar la velocidad y la potencia de la máquina.
- Los rodamientos, chumaceras deben estar en buen estado, debe revisarse estos mecanismos después de cada trabajo, con el fin de evitar daños irreparables en las máquinas.
- La lubricación en la chumacera debe ser constante y utilizando productos recomendados por el fabricante.

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO

2.1. EJE PRINCIPAL.

Antes de definir las ecuaciones esenciales para el cálculo del eje, se define conceptos necesarios para el diseño.

Factor de diseño: este factor es la relación entre la carga última y la carga aplicada.¹⁹

Para la selección de factor de diseño es aquella fase en donde se conoce o se determina la distribución de los esfuerzos y de las resistencias; después se relaciona las dos con objeto de lograr un índice de éxito aceptable.²⁰

2.1.1. LÍMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA DEL MATERIAL.

$$S_e = S'_e * k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f \quad \text{Ec. 2.1}$$

Dónde:

- S'_e = límite de fatiga del material.
- k_a = factor de superficie.
- k_b = factor de tamaño.
- k_c = factor de confiabilidad.
- k_d = factor de temperatura.
- k_e = factor de modificación por concentración de esfuerzo.
- k_f = factor de efectos diversos.

¹⁹ Budynas R., Keith J. (2008). *Diseño de Ingeniería Mecánica de Shigley*. (8va edición). México: McGraw Hill. Pág. 17.

²⁰ Budynas R., Keith J. (2008). *Diseño de Ingeniería Mecánica de Shigley*. (8va edición). México: McGraw Hill. Pág. 18.

2.1.1.1. Factor de acabado superficial k_a

Este factor se determina con la figura 2.1, mostrada a continuación.

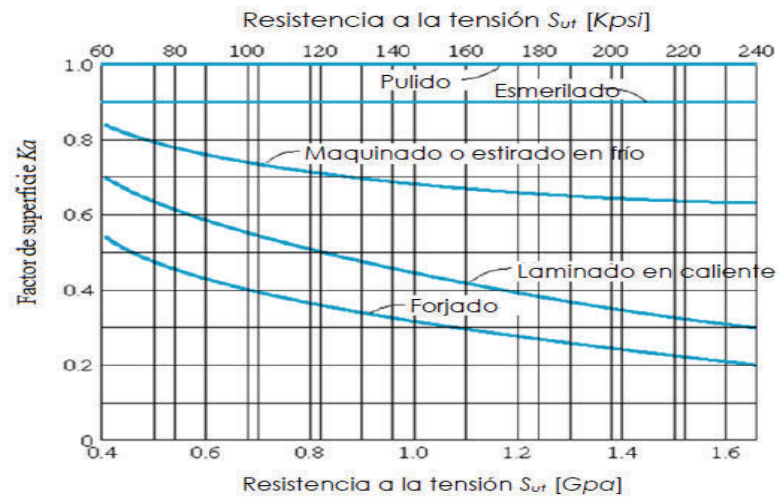


Figura 2.1. k_a vs. S_{ut} ²¹

2.1.1.2. Factor de corrección por tamaño k_b

Flexión, Torsión o ambos

$$k_b = 0.869 * d^{-0.097} \quad \text{si} \quad 0.3" < d < 10"$$

$$k_b = 1 \quad \text{si} \quad d \leq 0.3" \quad \text{Ec. 2.2}$$

$$k_b = 1.189 * d^{-0.097} \quad \text{si} \quad 8\text{mm} < d < 250\text{mm}$$

Dónde:

- d: diámetro del eje (mm / pulg)

²¹ Joseph E., Larry D., Mitchell (1985). *Diseño de Ingeniería Mecánica*. (8va edición). México. Mac Graw Hill. Pág. 308.

2.1.1.3. Factor de confiabilidad k_c

Se determina según la siguiente tabla:

Tabla 2.1. Factor de Confiabilidad k_c ²²

Confiabilidad	Factor de Confiabilidad k_c
0.50	1.000
0.90	0.897
0.95	0.868
0.99	0.814
0.999	0.753
0.999 9	0.702
0.999 99	0.659
0.999 999	0.620
0.999 999 9	0.584
0.999 999 99	0.551
0.999 999 999	0.520

2.1.1.4. Factor de corrección por temperatura k_d

Se determina según las siguientes fórmulas:

$$\begin{aligned}
 k_d &= 1 \quad \text{si} \quad T \leq 450 \text{ }^\circ\text{C} \text{ (840 }^\circ\text{F)} \\
 k_d &= 1 - (5.8 * 10^{-3}) * (T - 450) \quad \text{si} \quad 450 \text{ }^\circ\text{C} \leq T \leq 550 \\
 k_d &= 1 - (3.2 * 10^{-3}) * (T - 8400) \quad \text{si} \quad 840 \text{ }^\circ\text{F} \leq T \leq 1020 \text{ }^\circ\text{F}
 \end{aligned}$$

Ec. 2.3.

2.1.1.5. Factor de carga k_e

Este factor se calcula mediante las siguientes relaciones:

$$\begin{aligned}
 k_e &= 1 \quad \text{con carga a flexión} \\
 k_e &= 0.85 \quad \text{con carga axial} \\
 k_e &= 0.85 \quad \text{con carga a torsión}
 \end{aligned}$$

Ec. 2.4.

²² Joseph E., Larry D., Mitchell (1985). *Diseño de Ingeniería Mecánica*. (8va edición). México. Mac Graw Hill. Pág. 319.

2.1.1.6. Factor de efectos varios k_f .

$$k_f = 1 + q(K_t - 1) \quad \text{Ec. 2.5.}$$

Dónde:

- k_f : factor de efectos varios.
- q : sensibilidad de la muesca.

2.1.2. FUERZAS APLICADAS SOBRE ENGRANES Y POLEAS.

La fuerza aplicada sobre la polea de mando se determina mediante:

$$F_p = \frac{T_p}{b} \quad \text{Ec. 2.6.}$$

Dónde:

- F_p : fuerza de la polea [N].
- T_p : torque de la polea [N-m].
- b : radio de la polea [m]

La fuerza del engranaje, se determina en base a la ecuación.

$$F_e = \frac{T}{R} \quad \text{Ec. 2.7.}$$

Dónde:

- F_e : fuerza del engrane [N].
- T : torque producido por el engrane [N-m].
- R : radio del engrane [m].

2.1.3. PARÉNTESIS DE SINGULARIDAD.

Dentro del análisis de las secciones críticas en un elemento mecánico, se pueden considerar diversas alternativas de trabajo, de entre ellas las más importantes se

destacan el análisis mediante el estudio de secciones, el estudio mediante paréntesis de singularidad y las simulaciones mediante elementos finitos.

Los paréntesis de singularidad consisten en la traducción de cantidades físicas como fuerzas puntuales o distribuidas, momentos longitudes, etc., en cantidades matemáticas para realizar cálculos estructurales.

La representación de estos elementos se basa en el uso de corchetes en los cuales se encierra la distancia del punto de estudio con referencia a un punto siguiendo las siguientes consideraciones.

- Si la cantidad a trabajar es un momento los paréntesis se elevan a la segunda potencia negativa.
- Si la cantidad a trabajar es una carga puntual los paréntesis se elevan a la primera potencia negativa.
- Si la cantidad a trabajar es una carga distribuida uniformemente los paréntesis se elevan a la potencia nula.

Las ecuaciones necesarias para el cálculo son:

$$EI\gamma'''' = -q(x) \quad \text{Ec. 2.8.}$$

$$EI\gamma''' = V(x) \quad \text{Ec. 2.9.}$$

$$EI\gamma'' = M(x) \quad \text{Ec. 2.10.}$$

Dónde:

- E: representa el módulo de elasticidad del material [Pa]
- I: representa el momento de inercia de la sección a analizar [m⁴]
- γ : representa la deformación del material [m]
- $q(x)$: representa la carga aplicada al material [N/m]
- $V(x)$: representa la fuerza cortante sobre el material [N]
- $M(x)$: representa el momento sobre el material [Nm]

2.2. TOLVA.

Para el cálculo de la tolva se emplearan las siguientes ecuaciones esta ecuación determinara el volumen que la tolva deberá contener.

$$V = \frac{m}{\rho} \quad \text{Ec. 2.11.}$$

Dónde:

- V: volumen de la tolva en [m³].
- m: masa del café en cereza en [kg].
- ρ: densidad del café en cereza [kg/m³].

Para determinar las dimensiones de la tolva se utilizó las ecuaciones de un tronco de pirámide, debido a su geometría.

$$V = \frac{h}{3} [A + A' + \sqrt{AA'}] \quad \text{Ec. 2.12.}$$

Dónde:

- V: volumen de la tolva en [m³].
- h: altura de la tolva en [m].
- A: altura superior de la tolva en [m²].
- A': altura superior de la tolva en [m²].

2.3. CILINDRO O TAMBOR.

Para el cálculo del diámetro del tambor se emplearan las siguientes ecuaciones.

2.3.1. POTENCIA EN EL CILINDRO²³

Antes de describir las ecuaciones necesarias para el cálculo de las dimensiones del tambor, se describe conceptos necesarios como:

²³ Marks P. (2008). *Manual de Ingeniero Mecánico*. (2da edición en español). Mac Graw Hill, pág. 9-172.

La potencia de una persona se genera por la capacidad muscular, se debe tomar en cuenta la energía total gastada en las distintas actividades como físicas de gran duración, trabajo de silvicultura o forestal, manejo de carga y trabajo en las fábricas. Se mencionara que una persona por lo general trabaja ocho horas por día, para obtener 48 horas por semana, es el tiempo útil normal de un obrero de 35 años de edad, para un total de energía gastada, incluyendo su metabolismo basal de 0.49 caballos de potencia.

Torque se define como el movimiento que puede generar una fuerza para hacer gira un objeto.²⁴

Como la maquina será manual entonces es necesario encontrar la potencia de una mujer ya que este proceso lo realizan, la edad de las mujeres en Nanegalito oscilan entre 20 y 35 años.

$$H_{p_{35 \text{ años}}} = 0.35 - 0.092 \log t \quad \text{Ec. 2.13.}$$

Dónde:

- $H_{p_{35 \text{ años}}}$: Potencia generada por una persona de 35 años de edad.
- t: tiempo en minutos.

$$H_{p_{20 \text{ años}}} = 0.39 - 0.104 \log t \quad \text{Ec. 2.14.}$$

Dónde:

- $H_{p_{20 \text{ años}}}$: Potencia generada por una persona de 20 años de edad.
- t: tiempo en minutos.

Con el cálculo de la potencia de la maquina se determinara el torque de la máquina usando la siguiente ecuación.

$$T = \frac{P}{\omega} \quad \text{Ec. 2.15.}$$

Dónde:

- T: torque en [N.m].

²⁴ Molina J. (2013). *Torque y Equilibrio Mecánico*. Pág. 5.

- P: potencia de la maquina [W]
- ω : velocidad angular en [rad/s]

Al determinar el torque, se determinara el radio del tambor ya que el torque está en función de la fuerza y el radio como se indica a continuación.

$$T = F * r \quad \text{Ec. 2.16.}$$

Dónde:

- T: torque [N.m].
- F: fuerza necesaria para despulpar un grano de café en [N].
- r: radio del tambor en [m].

2.3.2. LONGITUD DEL TAMBOR.

Como los granos de café son ovoides entonces se determinó las dimensiones como se indica en la figura 2.2, esto fue explicado en el capítulo 1, indicado en las tablas 1.3 y 1.4.

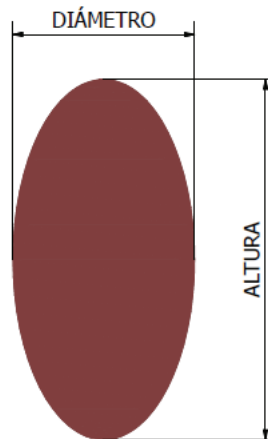


Figura 2.2. Características de las dimensiones de las tablas anteriores

(Fuente: propia).

2.3.3. CAMISA DESPULPADORA.

La dificultad de obtención de este elemento se debe a que no es fabricado en el país esencialmente se fabrica en países cafetaleros como Colombia, por este

motivo se contactó con una empresa Colombia experta en la elaboración de camisas despulpadoras de nombre LAMINACO S.A.; con la ayuda del Sr. Carlos Rivera (ventas LAMINACO) se logró importar 3 camisas para la despulpadora con las siguientes dimensiones: 30cm x 80cm x 1mm y un calibre de 0.07mm.

2.4. ENGRANES.²⁵

Antes de definir las ecuaciones necesarias para el cálculo de engranes es necesario definir los términos empleados en los engranes como se indica a continuación:

Circunferencia de paso.- Es aquella en la que se basa los cálculos, las circunferencias de paso de los engranes rectos conectados son tangentes como se indica en la figura 2.3.

Paso circular (p).- Es la medida del arco sobre la circunferencia de paso entre puntos homólogos entre dos dientes consecutivos.

$$p = \frac{\pi * d}{N} = \pi * m \quad \text{Ec. 2.17.}$$

Dónde:

- d: diámetro de paso de la rueda.
- N: número de dientes por pulgada.
- M: módulo, que se define como el diámetro de paso expresado en milímetros para el número de dientes.
- Paso diametral (P): es la relación del número de dientes al diámetro de paso expresado en pulgadas.

$$P = \frac{N}{d} \quad \text{Ec. 2.18.}$$

Dónde:

- P: paso diametral.

²⁵ Budynas R., Keith J. (2008). *Diseño de Ingeniería Mecánica de Shigley*. (8va edición). México: McGraw Hill. Pág. 656.

- N: número de dientes.
- d: diámetro del engrane.

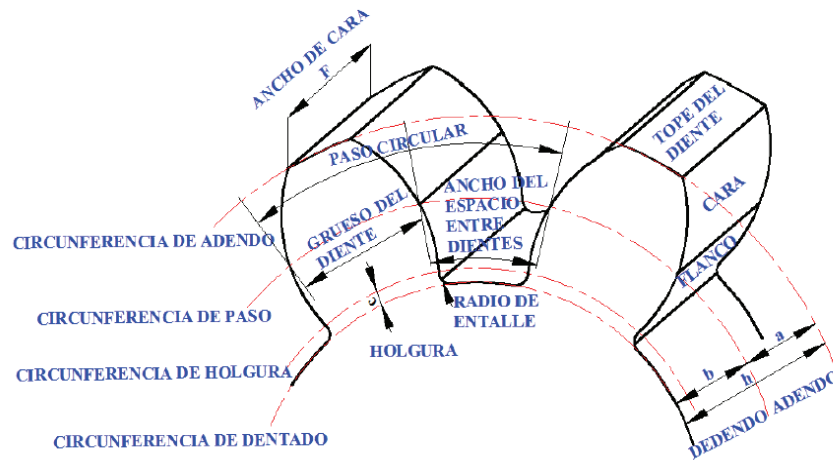


Figura 2.3. Nomenclatura de la rueda del diente recto.

Para el cálculo del sistema de engranes de la despulpadora de café se empleó las siguientes ecuaciones.

2.4.1. DIÁMETRO DE PASO.

$$d_p = \frac{N_p}{P} \quad \text{Ec. 2.19.}$$

Dónde:

- d_p : diámetro de paso en [pulg].
- N_p : número de dientes.
- P : paso diametral [dientes/pulgada].

2.4.2. VELOCIDAD LINEAL DE PASO DE LOS ENGRANES.

$$V = \frac{\pi * d_p * n}{12} \quad \text{Ec. 2.20.}$$

Dónde:

- V: velocidad lineal de paso [pies/min].
- dp: diámetro de paso en [pulg].
- n: número de revoluciones del engrane en RPM.

2.4.3. CARGA TRANSMITIDA.

$$W_t = \frac{33000 H}{V} \quad \text{Ec. 2.21.}$$

Dónde:

- Wt: carga transmitida en [lbf].
- H: potencia en [Hp].
- V: velocidad lineal de paso [pie/min].

2.4.4. EFECTOS DINÁMICOS.

$$K_v = \frac{1200}{1200 + V} \quad \text{Ec. 2.22.}$$

Dónde:

- Kv: efectos dinámicos.
- V: velocidad lineal de paso [pie/min].

2.4.5. ANCHO DE CARA.

$$F = \frac{W_t * P}{K_v * Y * \frac{S_y}{n}} \quad \text{Ec. 2.23.}$$

Dónde:

- F: ancho de cara en [pulg].

- Wt: carga transmitida en [lbf].
- P: paso diametral [dientes/pulgada].
- Y: efecto de forma de Lewis.
- Sy: esfuerzo a la fluencia del material [kpsi].
- n: factor de seguridad.

El factor de forma de Lewis se determinó de la tabla 14-2 del libro de Shigley como se indica en la figura 2.4.

Tabla 14-2 VALORES DEL FACTOR DE FORMA Y DE LEWIS, DE LA AGMA*

Número de dientes	$\phi = 20^\circ$	$\phi = 20^\circ$	$\phi = 25^\circ$	$\phi = 25^\circ$
	$a = 0.800$ $b = 1.000$	$a = 1.000$ $b = 1.250$	$a = 1.000$ $b = 1.250$	$a = 1.000$ $b = 1.350$
12	0.335 12	0.229 60	0.276 77	0.254 73
13	0.348 27	0.243 17	0.292 81	0.271 77
14	0.359 85	0.255 30	0.307 17	0.287 11
15	0.370 13	0.266 22	0.320 09	0.301 00
16	0.379 31	0.276 10	0.331 78	0.313 63
17	0.387 57	0.285 08	0.342 40	0.325 17
18	0.395 02	0.293 27	0.352 10	0.335 74
19	0.401 79	0.300 78	0.360 99	0.345 46
20	0.407 97	0.307 69	0.369 16	0.354 44
21	0.413 63	0.314 06	0.376 71	0.362 76
22	0.418 83	0.319 97	0.383 70	0.370 48
24	0.428 06	0.330 56	0.396 24	0.384 39
26	0.436 01	0.339 79	0.407 17	0.396 57
28	0.442 94	0.347 90	0.416 78	0.407 33
30	0.449 02	0.355 10	0.425 30	0.416 91
34	0.459 20	0.367 31	0.439 76	0.433 23
38	0.467 40	0.377 27	0.451 56	0.446 63
45	0.478 46	0.390 93	0.467 74	0.465 11
50	0.484 58	0.398 60	0.476 81	0.475 55
60	0.493 91	0.410 47	0.490 86	0.491 77
75	0.503 45	0.422 83	0.505 46	0.508 77
100	0.513 21	0.435 74	0.520 71	0.526 65
150	0.523 21	0.449 30	0.536 68	0.545 56
300	0.533 48	0.463 64	0.553 51	0.565 70
Cremallera	0.544 06	0.478 97	0.571 39	0.587 39

Figura 2.4. Tabla del factor de forma de Lewis.²⁶

2.4.6. ESFUERZO EN LOS DIENTES DEL ENGRANE.

$$\sigma = \frac{W_t * P}{K_v * F * J}$$

Ec. 2.24.

Dónde:

²⁶ Budynas R., Keith J. (2008). *Diseño de Ingeniería Mecánica de Shigley*. (8va edición). México: McGraw Hill. Pág. 718.

- σ : esfuerzo en los dientes del engrane en [kpsi].
- F: ancho de cara en [pulg].
- Wt: carga transmitida en [lbf].
- P: paso diametral [dientes/pulgada].
- Kv: efectos dinámicos.
- J: factor geométrico de resistencia a la flexión²⁷.

2.4.7. RESISTENCIA A LA FATIGA DEL MATERIAL.

$$S_e = S'_e * K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * K_f \quad \text{Ec. 2.25.}$$

Dónde:

- Se': límite de fatiga del material.
- Ka: factor de superficie.
- Kb: factor de tamaño.
- Kc: factor de confiabilidad.
- Kd: factor de temperatura.
- Ke: factor de modificación por concentración de esfuerzo.
- Kf: factor de efectos diversos.

Factor de superficie ka.

Este factor se determinó con la curva mostrada en la figura 2.5.

²⁷ Budynas R., Keith J. (2008). *Diseño de Ingeniería Mecánica de Shigley*. (8va edición). México: McGraw Hill. Pág. 733.

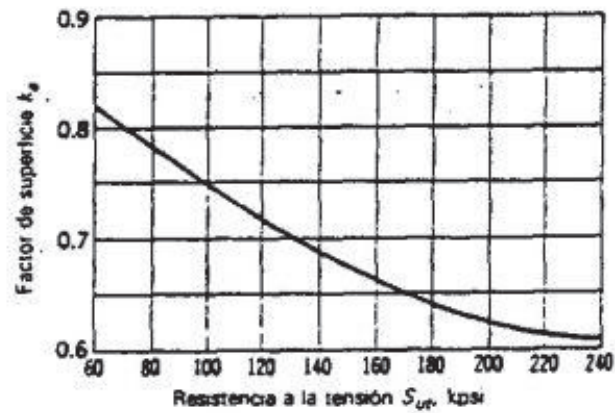


Figura 2.5. Factor de acabado en superficie²⁸.

El factor de tamaño k_b .

Este factor se determina con la ayuda de las siguientes relaciones y con la tabla 2.2.

$P > 12$ dientes/pulgada $k_b = 1$

$P < 12$ utilizar Tabla 6.

Tabla 2.2. Factor de tamaño k_b ²⁹.

Paso P	Factor k_b	Paso P	Factor k_b
2	0.832	6	0.925
2,5	0.850	7	0.939
3	0.865	8	0.951
4	0.890	10	0.972
5	0.909	12	0.990

Factor de confiabilidad k_c

La confiabilidad en engranajes rectos se determina con el factor k_c el cual se indica en la tabla 2.3.

Tabla 2.3. Factor de confiabilidad k_c ³⁰.

FACTORES DE CONFIABILIDAD						
Confiabilidad R	0.50	0.90	0.95	0.99	0.999	0.9999
Factor k_c	1.000	0.897	0.868	0.814	0.753	0.702

Factor de temperatura k_d .

Este factor se determina con la ayuda de las siguientes ecuaciones:

²⁸ TECNUM. *Engranajes Rectos*. Universidad de Navarra. España. Pág. 155.

²⁹ TECNUM. *Engranajes Rectos*. Universidad de Navarra. España. Pág. 156.

³⁰ TECNUM. *Engranajes Rectos*. Universidad de Navarra. España. Pág. 156.

$$\begin{aligned}
 k_d &= 1 \quad \text{si} \quad T \leq 450 \text{ }^\circ\text{C} \text{ (840 }^\circ\text{F)} \\
 k_d &= 1 - (5.8 * 10^{-3}) * (T - 450) \quad \text{si} \quad 450 \text{ }^\circ\text{C} \leq T \leq 550 \\
 k_d &= 1 - (3.2 * 10^{-3}) * (T - 8400) \quad \text{si} \quad 840 \text{ }^\circ\text{F} \leq T \leq 1020 \text{ }^\circ\text{F}
 \end{aligned}$$

Ec. 2.26.

Factor de concentración de esfuerzos k_e .

Este factor se incluye en el coeficiente J AGMA.

Factores diversos k_f .

Este factor se determina con las relaciones encontradas en la tabla 2.4.

Tabla 2.4. Factores diversos k_f ³¹.

FACTORES DE EFECTOS DIVERSOS PARA FLEXIÓN EN UN SOLO SENTIDO					
Resistencia a la tensión S_{ut} , kpsi	Hasta 200	250	300	350	400
Factor k_f	1.33	1.43	1.50	1.56	1.60

2.4.8. FACTOR DE SEGURIDAD PARA ENGRANES.

Factor de seguridad de los engranes n_g .

$$n_g = K_o * K_m * n \quad \text{Ec. 2.28.}$$

Dónde:

- n_g : factor de seguridad de los engranes.
- k_o : factor de corrección de sobrecarga.
- k_m : factor de distribución de la carga en engranes.
- n : factor de seguridad.

³¹ TECNUM. *Engranajes Rectos*. Universidad de Navarra. España. Pág. 156.

El factor de corrección k_o .

Este factor se determina con las relaciones encontradas en la tabla 2.5.³²

Tabla 2.5. Factor de corrección de sobrecarga k_o .

Ciclos de vida	Características de la carga impulsada		
	Uniforme	Choques moderados	Choques fuertes
Uniforme	1.00	1.25	1.75
Choque ligero	1.25	1.50	2.00
Choque moderado	1.50	1.75	2.25

El factor de distribución de la carga en engranes k_m .

Este factor se determina con las relaciones encontradas en la tabla 2.6.

Tabla 2.6. Factor de distribución de la carga en engranes k_m ³³.

Características de montaje	Ancho de cara, pulg			
	0 a 2	6	9	16 o más
Exactos, holguras pequeñas en cojinetes, mínima flexión del eje, engranes de precisión.	1.3	1.4	1.5	1.8
Menos rígidos, engranes menos exactos, contacto a través de toda la cara.	1.6	1.7	1.8	2.2
Exactitud y ajuste tales que el área de contacto es menor que la de toda la cara	Mayor que 2.2			

2.5. PECHERO.

Antes de que se mencione las ecuaciones que se emplearan para el cálculo del pechero, se definirá los términos empleados.

En dinámica de fluidos, caudal es la cantidad de fluido que circula a través de una sección del ducto (tubería, cañería, oleoducto) por unidad de tiempo. Normalmente se identifica con el flujo volumétrico o volumen que pasa por un área dada en la unidad de tiempo. Menos frecuentemente, se identifica con el flujo másico o masa que pasa por un área dada en la unidad de tiempo.³⁴

$$Q = \frac{V}{t}$$

Ec. 2.29.

³² TECNUM. *Engranajes Rectos*. Universidad de Navarra. España. Pág. 157.

³³ TECNUM. *Engranajes Rectos*. Universidad de Navarra. España. Pág. 157.

³⁴ Martín I, Salcedo R. (2011). *Mecánica de Fluidos*. 900 Montain View. (3ra edición). Pág. 16-20.

Dónde:

- Q: caudal [m^3/s].
- V: volumen [m^3].
- t: tiempo [s].

Para el diseño de este elemento primero se determinara el caudal que la maquina despulpara con la siguiente ecuación.

$$\frac{m}{t} = \rho Q \quad \text{Ec. 2.30.}$$

Dónde:

- m: masa de la capacidad de la máquina en [kg].
- t: tiempo necesario de la máquina para despulpar la capacidad [horas].
- p: densidad de un grano de café [kg/m^3].
- Q: caudal de la maquina [m^3/horas].

Con el cálculo del caudal podemos determinar el área necesaria para despulpar un grano de café utilizando la siguiente ecuación.

$$Q = v A \quad \text{Ec. 2.31.}$$

Dónde:

- Q: caudal de la maquina [m^3/horas].
- v: velocidad de despulpado [m/s].
- A: área necesaria para despulpar un grano de café [m^2].

2.6. RODAMIENTOS.

Antes de definir las ecuaciones necesarias para el cálculo de los rodamientos es necesario definir los términos empleados en estos elementos como se indica a continuación.

Los rodamientos generalmente consisten en dos aros, elementos de rodadura y una jaula, y están clasificados en rodamientos radiales y rodamientos de empuje dependiendo de la dirección de la carga principal. Adicionalmente, y dependiendo de los elementos de rodadura, están clasificados en rodamientos de bolas o de rodillos, estando éstos a su vez divididos por diferencia de diseño o aplicación específica. Los tipos más comunes de rodamientos y la nomenclatura de los componentes están mostrados en la figura 2.6.³⁵

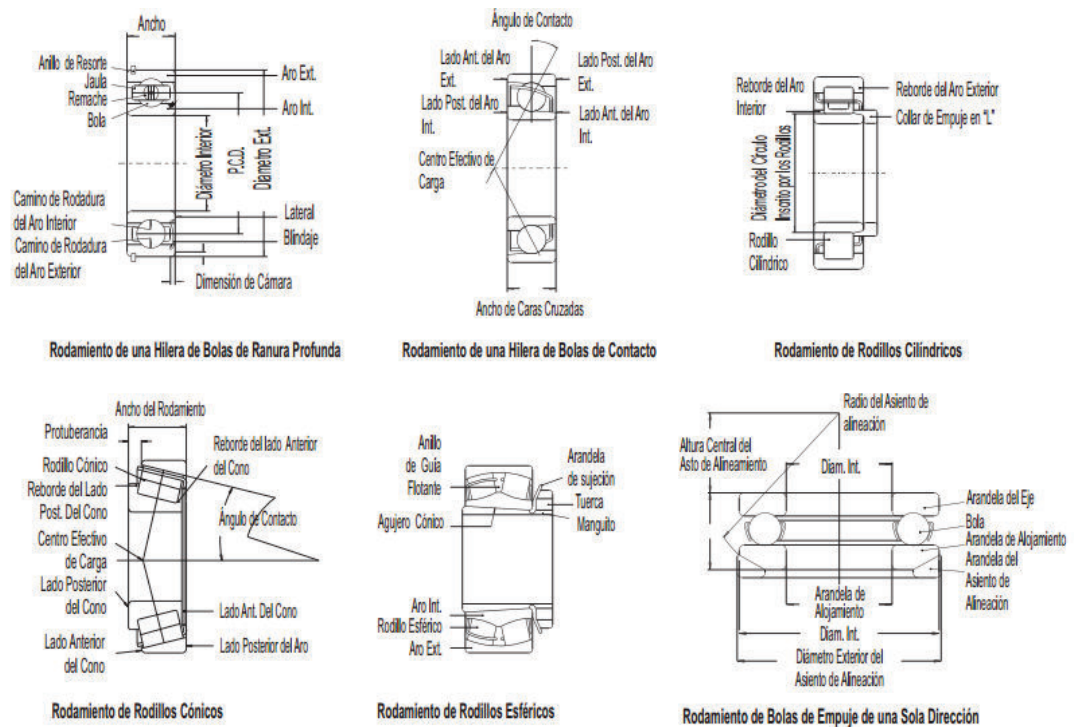


Figura 2.6. Nomenclatura de los componentes de los rodamientos.

(Fuente: Catálogo de rodamientos NKS)

³⁵ NKS. *Catálogo de Rodamientos NKS PDF*, pág. A7

2.6.1. CLASIFICACIÓN DE LOS RODAMIENTOS

Desde el punto de vista cinético se pueden clasificar en tres categorías.

- Rodamientos para cargas radiales: pueden soportar preferentemente cargas dirigidas en la dirección perpendicular de la rotación como se indica en la figura 2.7.³⁶

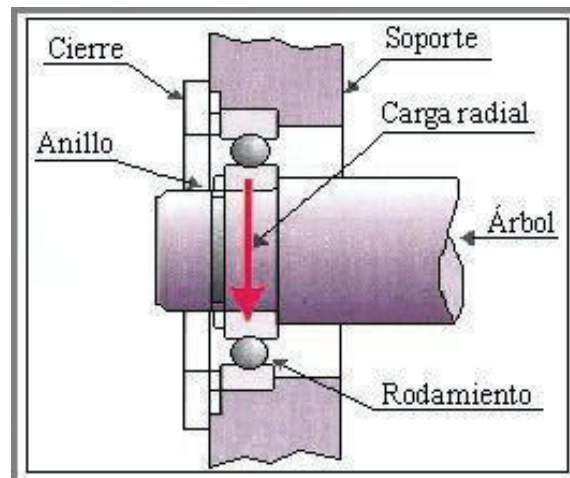


Figura 2.7. Rodamiento para cargas radiales (fuente: Rodamientos, Nicanor T.)

- Rodamientos para cargas axiales: pueden soportar cargas que actúen únicamente en la dirección del eje de rotación. A su vez pueden ser: rodamientos de simple efecto, que pueden recibir cargas axiales en un sentido, y rodamientos de doble efecto, que pueden recibir cargas axiales en ambos sentidos, como se indica en la figura 2.8.³⁷

³⁶ Nicanor T. (2012). *Rodamientos PPT*. Pág. 10.

³⁷ Nicanor T. (2012). *Rodamientos PPT*. Pág. 11.

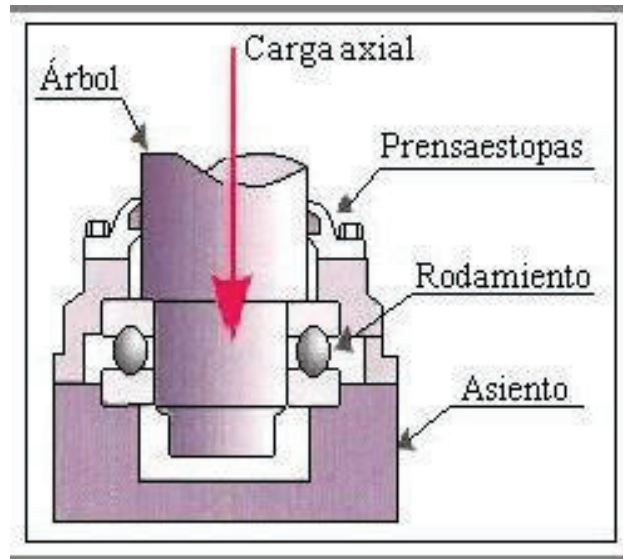


Figura 2.8. Rodamiento para cargas axiales (fuente: Rodamientos, Nicanor T.)

2.6.2. CÁLCULO DE RODAMIENTOS.

Para el cálculo de los rodamientos se utilizaron las siguientes ecuaciones, según catálogo de la FAG.

Capacidad de carga dinámica C .

$$C = \frac{f_L}{f_n f_H} P \quad \text{Ec. 2.32.}$$

Dónde:

- C : es la capacidad de carga dinámica [Kg]
- f_L : es el factor de esfuerzos dinámicos ($f_L = 3$, engranes universales pequeños)³⁸
- f_n : es el factor de velocidad ($f_n = 0,822$ para ($n = 60\text{rpm}$))³⁹
- f_H : es el factor de dureza ($f_H = 1$; para $T^\circ < 100^\circ\text{C}$)⁴⁰
- P : es la carga dinámica equivalente [Kg]

³⁸ FAG. Catálogo 41 250 SA de la FAG; Pág. 262

³⁹ FAG. Catálogo 41 250 SA de la FAG; Pág. 264

⁴⁰ FAG. Catálogo 41 250 SA de la FAG; Pág. 249

2.7. BARRA DE SUJECIÓN.

Para la barra de sujeción se empleó las siguientes ecuaciones para los cálculos de la misma.

$$F = \rho g V \quad \text{Ec. 2.33.}$$

Dónde:

- F: es la fuerza de empuje ejercida por las cerezas sobre las barras [N]
- ρ : es la densidad del café en cereza (Aprox. 1200 Kg/m³)
- g: es la gravedad [9,8 m/s²].
- V: es el volumen del fluido [m³]

Para el cálculo del esfuerzo se empleó la siguiente ecuación:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad \text{Ec. 2.34.}$$

Dónde:

- σ : esfuerzo [N/m²].
- F: fuerza sobre la barra [N].
- A: área de aplicación de la fuerza [m²].

Para el cálculo del factor de seguridad se empleó la siguiente ecuación:

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma} \quad \text{Ec. 2.35.}$$

Dónde:

- σ : esfuerzo [N/m²].
- η : factor de seguridad.
- S_y : esfuerzo de fluencia del material [N/m²].

2.8. ELEMENTOS NORMALIZADOS.

2.8.1. CHAVETAS.

Antes de definir las ecuaciones necesarias para el cálculo de las chavetas se explica varios conceptos necesarios para la misma.

Definición de chaveta de acero; para chavetas brillante es un acero transformado en frío, sin arranque de viruta y descascarillado, con superficie relativamente liso, brillante y exactitud de medidas correspondientemente alta. Está destinada a la fabricación de chavetas y lengüetas de ajuste.⁴¹

Designación de un acero para chavetas con aristas matadas por todos los lados de anchura $b=18$ mm y espesor $h=11$ mm de acero C45K:

Acero para chavetas 18 x 11 DIN 6880

Designación de un acero para chavetas con aristas vivas (SK) de anchura $b=56$ mm y espesor $h=32$ mm de acero St 60-2 K:

Acero para chavetas SK 56 x 32 DIN 6880

Para la sujeción del eje principal y del eje de alimentación hacia los engranes se proponen chavetas para la transmisión del movimiento, para estos elementos se considera en la tabla 2.7.

⁴¹ OPAC. (2011). *Elementos Normalizados*. Pág. 1.

Tabla 2.7. Selección de chavetas en base al eje principal.⁴²

d		b	h	f	L	r	Kt	Kts	Longitudes de chavetas normalizadas 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400
Más de	Hasta								
8	10	3	3	d-1.8	6-36	0.2	2.2	2.6	
10	12	4	4	d-2.5	8-45	0.2	2.4	2.8	
12	17	5	5	d-3	10-56	0.3	2.4	2.8	
17	22	6	6	d-3.5	14-70	0.3	2.6	3	
22	30	8	7	d-4	18-90	0.3	2.9	3.2	
30	38	10	8	d-5	22-110	0.5	2.4	2.8	
38	44	12	8	d-5	28-140	0.5	2.8	3.1	
44	50	14	9	d-5.5	36-160	0.5	2.9	3.2	
50	58	16	10	d-6	45-180	0.5	3.2	3.5	
58	65	18	11	d-7	50-200	0.5	3.5	3.8	

Para el cálculo del esfuerzo cortante para el diseño se determina mediante la siguiente ecuación:

$$\tau_d = 0,5 \frac{S_y}{\eta} \quad \text{Ec. 2.36.}$$

Dónde:

- τ_d : esfuerzo cortante [N/m²].
- η : factor de seguridad.
- S_y : esfuerzo de fluencia del material [N/m²].

Para el cálculo de la longitud mínima de la chaveta se determina en base a la ecuación:

$$L_{\min} = \frac{2T}{\tau_d D b} \quad \text{Ec. 2.37.}$$

Dónde:

- S_y : es la resistencia del material (Acero AISI 1015 215 MPa).

⁴² García J., (2008). *Apuntes de Diseño de Máquinas*. Club Universitario. Pág. 81.

- η : es el factor de diseño, generalmente se considera el valor de 3.
- T: es el par transmitido.
- D: es el diámetro del eje.
- b: es el ancho de la chaveta.

Para el cálculo de la fuerza F'' se refieren al momento aplicado a la máquina y se empleó la siguiente ecuación:

$$F'' = \frac{M}{4r} \quad \text{Ec. 2.38.}$$

Dónde:

- F'' : es la fuerza aplicada sobre la maquina [N].
- M: momento torsor de la maquina [N-m].
- r: radio del tambor [m].

2.8.2. PERNOS.

Antes de determinar las ecuaciones necesarias para el cálculo de los pernos, es necesario definir la nomenclatura para entender los pernos como se indica en la figura 2.9.

p – Paso – Distancia entre dos puntos homólogos del perfil.

α – Ángulo de Rosca.

d2 – Diámetro de flancos del tornillo – Diámetro del punto medio del perfil sin trincar, en el que el ancho del filete y del hueco son iguales a $P/2$

d – Diámetro mayor de la rosca del tornillo.

d1 – Diámetro menor de la rosca del tornillo.

D2 – Diámetro de flancos de la tuerca.

D – Diámetro mayor de la rosca de la tuerca.

D1 – Diámetro menor de la rosca de la tuerca.

t – Altura del perfil teórico en la punta,

$$t = \frac{1}{2} * p * \cot \frac{\alpha}{2}$$

t1 – Profundidad de la rosca,

$$t_1 = \frac{1}{2} * (d - d_1) = \frac{1}{2} * (D - D_1)$$

t2 – Profundidad portante – Recubrimiento en los flancos,

$$t_2 = \frac{1}{2} * (d - D_1)$$

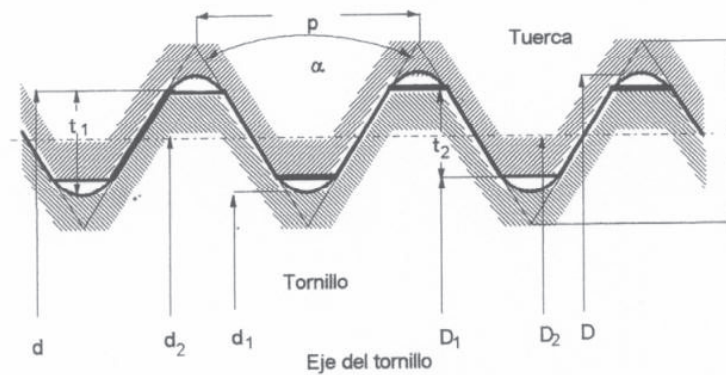


Figura 2.9. Nomenclatura de las rosca.⁴³

Para las relaciones de resorte de las partes roscadas, se empleó la siguiente ecuación.

$$K_b = \frac{AE}{l} \quad \text{Ec. 2.39.}$$

Dónde:

- A: área de esfuerzo sometida a la tensión (tabla 8-1, 8-2).
- l: longitud de la parte roscada de agarre.
- E: módulo elástico.

Para determinar el ancho de la arandela, se empleó la siguiente ecuación.

$$k_m = \frac{\pi E d}{2 \ln \left[5 \frac{l + 0,5d}{l + 2,5d} \right]} \quad \text{Ec. 2.40.}$$

⁴³ DIN. (2013). *Tornillos Nomenclatura*. Sismec. Pág. 1 – 2.

Dónde:

- k_m : ancho de la arandela.
- E : módulo elástico.
- l : longitud de la parte roscada.

Para la fracción de la carga extrema soportada se empleó la siguiente ecuación.

$$C = \frac{K_b}{K_b + k_m} \quad \text{Ec. 2.41.}$$

Dónde:

- C : fracción de la carga externa P soportada por el perno.

$$F_p = A_t * S_p$$

$$0,6F_p \leq F_i \leq 0,9F_p$$

2.9. ESPESOR DE PARED DE LA MÁQUINA.

La estructura que soporta los elementos de la máquina y sus movimientos se considera a partir de una plancha metálica de un espesor a determinar.

$$p = D\Delta\Delta w \quad \text{Ec. 2.42.}$$

Dónde:

- p : cargas en la superficie.
- Δ : operador diferencial nabra.

Los momentos de flexión que dan lugar a las tensiones se obtienen de las siguientes expresiones.

$$M_x = -D \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2}{\partial y^2} \right) \quad \text{Ec. 2.43.}$$

$$M_y = -D \left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \nu \frac{\partial^2}{\partial x^2} \right) \quad \text{Ec. 2.44.}$$

Para determinar las cargas en los ejes x y y:

$$p_x = p \frac{5\lambda^4}{2 + 5\lambda^4} \quad \text{Ec. 2.45.}$$

$$p_y = p \frac{2}{2 + 5\lambda^4} \quad \text{Ec. 2.46.}$$

Para determinar factores de diseño en los ejes x y y:

$$\eta_x = 1 - \frac{75}{32} \left(\frac{\lambda^2}{1 + \lambda^4} \right) \quad \text{Ec. 2.47.}$$

$$\eta_y = 1 - \frac{5}{3} \left(\frac{\lambda^2}{2 + 5\lambda^4} \right) \quad \text{Ec. 2.48.}$$

Finalmente el espesor de pared se determina mediante la siguiente expresión.⁴⁴

$$h = a\varphi \sqrt{\frac{p}{\sigma_{adm}}} \quad \text{Ec. 2.49.}$$

⁴⁴ Foppl. *Tablas y Ábacos para el Cálculo de Resistencia de Materiales*. Pág. 75.

Dónde:

- a : es la longitud menor de la placa.
- φ : es un coeficiente numérico en base a la relación b/a .
- b : es la longitud mayor de la placa.
- p : es la carga aplicada a la pared.
- σ_{adm} : es la máxima compresión admisible (aprox. 248,2 MPa).

CAPÍTULO III

3. ANÁLISIS DE PREFACTIBILIDAD.

3.1. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA.

La agencia de desarrollo económico CONQUITO con la ayuda del MAGAP (Ministerio de Agricultura, Ganadería, Acuacultura y Pesca), busca impulsar al sector cafetalero del Nor- Occidente de Quito, con el fin de renovar 30.000 hectáreas de café robusta, 20.000 hectáreas de café arábigo de zonas altas, para ofrecer un café de exportación y de calidad que cumpla estándares internacionales. El proyecto además de promover el sector caficultor también busca impulsar al sector industrial mediante la fabricación de máquinas para el procesamiento del café como por ejemplo el desarrollo de máquinas como despulpadora y demucilagadora de café desarrollada en el país; ya que principalmente en el país se exportan maquinas colombianas que son, Penagos y Jotagallo, las cuales han absorbido el mercado nacional, por este motivo la máquina debe cumplir los estándares establecidos por estas máquinas con el fin de competir en el mercado nacional.

3.2. JUSTIFICACIÓN DEL PROYECTO.

Mediante un convenio de cooperación institucional para el desarrollo de la red de apoyo al emprendimiento productivo en el Distrito Metropolitano de Quito, CONQUITO se vio en la necesidad de promover un proyecto para el diseño y construcción de una maquina despulpadora de café, esto está estipulado en el convenio en la página 2, en la sección segunda, además cabe recalcar que el convenio firmado impulsa al desarrollo de las máquinas que sean necesarias para fomentar el proyecto.

Además CONQUITO desea paralelamente crear una cadena productiva que ofrecen productos o servicios especializados como el mantenimiento preventivo de la maquinaria y además que tengan un adecuado stock de repuestos.

3.3. ANÁLISIS DE LA ENCUESTA REALIZADA A LOS CAFICULTORES.

3.3.1. FORMATO ENCUESTA.

El formato de la encuesta realizada a los caficultores del noroccidente de Quito se encuentra disponible en el anexo 1 de este documento.

A continuación se muestra el análisis de las preguntas expuestas en el punto anterior.

3.3.2. ANÁLISIS DE RESULTADOS DE LA ENCUESTA:

Pregunta 1

¿Qué cantidad de café produce?

En la tabla 12 se muestra los resultados obtenidos en la pregunta 3.1 de la encuesta.

Tabla 3.1. Análisis de la pregunta 1 (fuente: propia).

PREGUNTA 1		
Opciones	Respuesta	Porcentaje
100-300 qq	10	100%
300-400 qq	0	0%
400-500 qq	0	0%
Más de 500 qq	0	0%

(Fuente: propia).



Figura 3.1. Distribución porcentual de los datos de la pregunta 1 (fuente: propia).

Con los datos obtenidos en la pregunta 1, se obtuvo la capacidad de la máquina que estará entre los rangos de 100-300 qq, ya que el 100% (10 encuestas) respondieron en este valor como se indica en la figura 3.1.

Pregunta 2

¿Cuál es la variedad de café que produce en mayor cantidad?

En la tabla 3.2 se muestra los resultados obtenidos en la pregunta 1 de la encuesta.

Tabla 3.2. Análisis de la pregunta 2 (fuente: propia).

PREGUNTA 2		
Opciones	Respuesta	Porcentaje
Típica	8	67
Caturra	3	25
Otro (Borbón)	1	8
Total	12	100

(Fuente: propia).

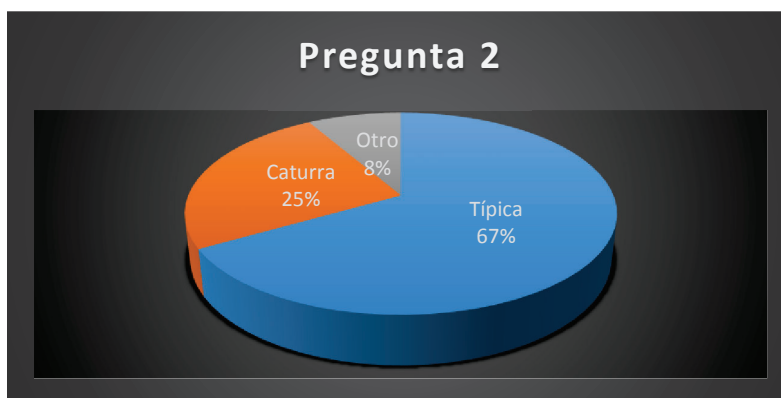


Figura 3.2. Distribución porcentual de los datos de la pregunta 2 (fuente: propia).

Los datos obtenidos en la pregunta 2, se obtendrá la variedad de café más producida por los cafetaleros, con esto obtener las características necesarias de las variedades seleccionadas (peso, textura y dimensiones).

Mediante un estudio estadístico, se conoció que el 67% de encuestados (8 encuestas) producen la variedad de café típica, el 25% de encuestados (3 encuestas) producen la variedad de caturra, mientras que el 8% de encuestados (1 encuesta) producen la variedad de café borbón como se indica en la figura 3.2.

En conclusión las variedades de cafés que se necesita para analizar sus características son: TÍPICA y CATURRA.

Pregunta 3

¿Posee usted una maquina despulpadora de café propia?

En la tabla 3.3 se muestra los resultados obtenidos en la pregunta 1 de la encuesta.

Tabla 3.3. Análisis de la pregunta 3 (fuente: propia).

PREGUNTA 3		
Opciones	Respuesta	Porcentaje
Sí	3	30%
No	7	70%
Total	10	100%

(Fuente: propia).

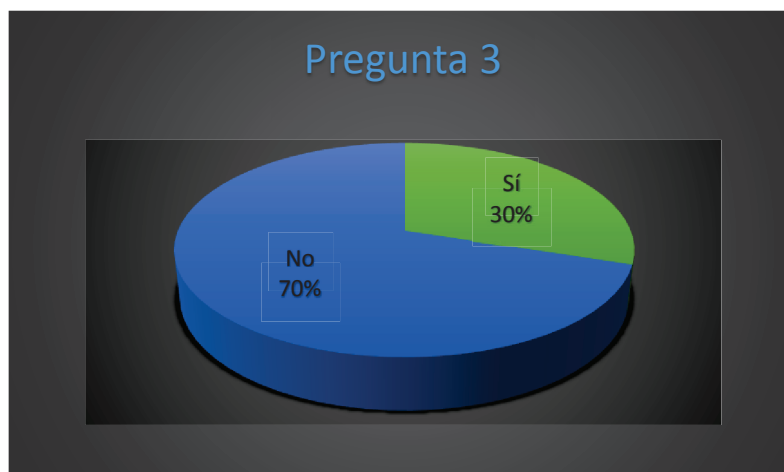


Figura 3.3. Distribución porcentual de los datos de la pregunta 3 (fuente: propia).

Los datos obtenidos en la pregunta 3, se analiza la necesidad de proveer o no de una despulpadora de café a los cafetaleros.

Mediante un estudio estadístico se concluyó que el 30% de encuestados (3 encuestas), sí poseen una maquina despulpadora propia y el 70% de encuestados (7 encuestas), no poseen una maquina despulpadora como se indica en la figura 3.3.

En conclusión la mayoría de productores en los sectores cafetaleros no poseen una maquina despulpadora propia y están de acuerdo que si desean adquirir una para mejorar su producción.

Pregunta 4

¿Cuál es la marca principal de la maquinaria que utiliza para el procesamiento de café?

En la tabla 3.4 se muestra los resultados obtenidos en la pregunta 1 de la encuesta.

Tabla 3.4. Análisis de la pregunta 4 (fuente: propia).

PREGUNTA 4		
Opciones	Respuesta	Porcentaje
Jota gallo	4	50
Penagos	3	38
Antioqueña	0	0
Otra	1	13
Total	8	100

(Fuente: propia).

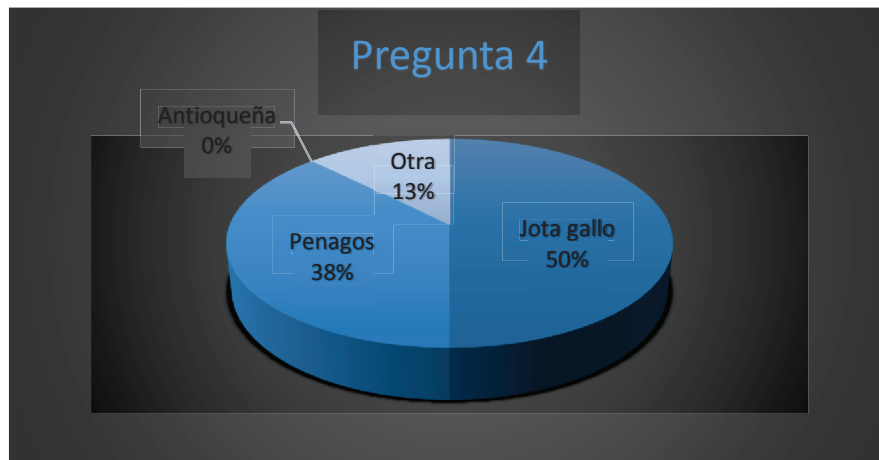


Figura 3.4. Distribución porcentual de los datos de la pregunta 4 (fuente: propia).

Los datos que se obtuvieron en la pregunta 4, se analiza la marca de la maquinaria más utilizada por los cafetaleros.

Mediante el estudio estadístico, se observó que el 50% de encuestados (4 encuestas) prefieren la marca de equipos Jota gallo, el 38% de encuestados (3 encuestas) prefieren la marca Penagos, el 13% de encuestados (1 encuesta) prefieren otra marca y nadie prefiere la maquinaria antioqueña, como se indica en la figura 3.4.

En conclusión usaremos como referencia la marca Jota gallo para basarnos en ciertas normas técnicas para el diseño de la despulpadora.

Pregunta 5

¿Estaría dispuesto a adquirir una maquina despulpadora de café de procedencia nacional a un costo accesible?

En la tabla 3.5 se muestra los resultados obtenidos en la pregunta 1 de la encuesta.

Tabla 3.5. Análisis de la pregunta 5 (fuente: propia).

PREGUNTA 5		
Opciones	Respuesta	Porcentaje
Sí	8	80
No	2	20
Total	10	100

(Fuente: propia).

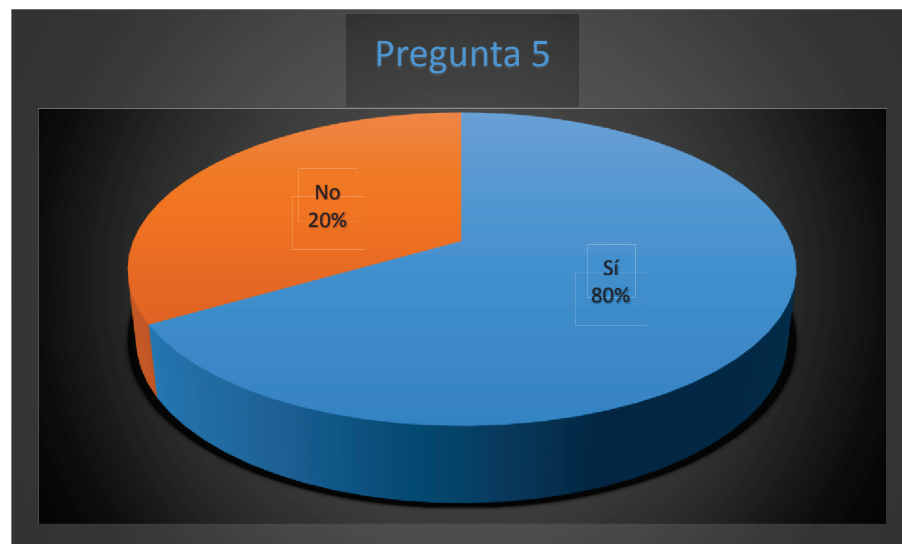


Figura 3.5. Distribución porcentual de los datos de la pregunta 5 (fuente: propia).

Los datos obtenidos en la pregunta 5, se analiza si hay mercado para una despulpadora de café de procedencia nacional y con esto hacer posibles proyectos de producción en serie de estas máquinas.

Mediante el estudio estadístico se determinó que el 80% de encuestados (8 encuestas), si esta dispuestos a adquirir una despulpadora de café de procedencia nacional, mientras un 20% de encuestados (2 encuestas), no desean adquirir una despulpadora de café de procedencia nacional ya que han tenido fallas en máquinas ya compradas, como se indica en la figura 3.5.

Pregunta 6

¿Cuánto estaría dispuesto a pagar usted por una máquina de este tipo?

En la tabla 3.6 se muestra los resultados obtenidos en la pregunta 1 de la encuesta.

Tabla 3.6. Análisis de la pregunta 6 (fuente: propia).

PREGUNTA 6		
Opciones	Respuesta	Porcentaje
100-300 usd	8	100
301-500 usd	0	0
501-700 usd	0	0
Más de 700 usd	0	0
Total	8	100

(Fuente: propia).

Los datos obtenidos en la pregunta 6, servirán para analizar el precio que deberá tener una despulpadora de café, para introducirla en el mercado nacional.

Mediante el estudio estadístico, se determinó que el 100% de encuestados (8 encuestas), están dispuestos a pagar entre 100-300 usd por una despulpadora de café, de la capacidad mencionada en la pregunta 1.

Pregunta 7

¿Posee usted una base adecuada para el sostén de una máquina despulpadora de café?

En la tabla 3.7 se muestra los resultados obtenidos en la pregunta 1 de la encuesta.

Tabla 3.7. Análisis de la pregunta 7 (fuente: propia).

PREGUNTA 7		
Opciones	Respuesta	Porcentaje
Sí	6	67
No	3	33
Total	9	100

(Fuente: propia).

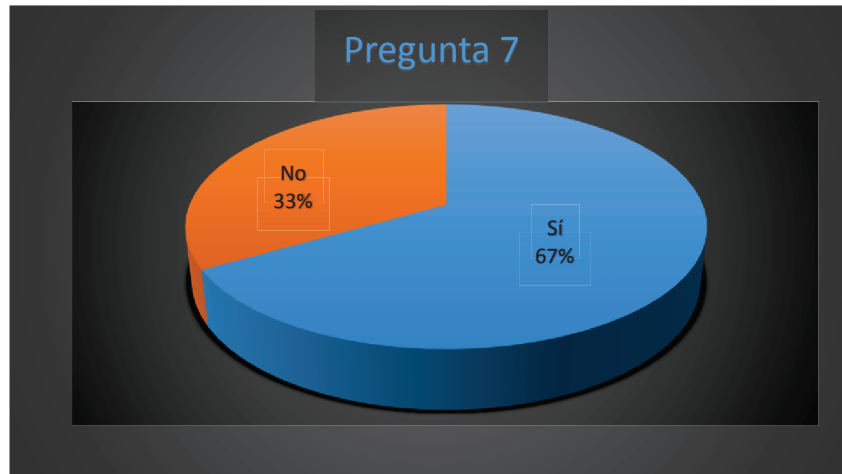


Figura 3.6. Distribución porcentual de los datos de la pregunta 7 (fuente: propia).

Los datos obtenidos en la pregunta 7, servirán para analizar si la despulpadora de café, deberá tener una estructura la cual servirá como sostén de la máquina.

Mediante el estudio estadístico, se determinó que el 67% de encuestados (6 encuestas), si poseen un sostén para la máquina y por lo tanto no desean una estructura; mientras que 33% de encuestados (3 encuestas), no poseen un sostén o soporte para una despulpadora y que si desean que su despulpadora tenga un estructura, como se indica en la figura 3.6.

3.4. RESTRICCIONES Y LIMITACIONES.

3.4.1. RESTRICCIONES DEL PROTOTIPO.

La voz del usuario mostrada en la casa de la calidad, hace referencia a los deseos y necesidades de los caficultores del noroccidente de Quito con respecto a la máquina, en ella se puede observar que para estas personas los aspectos más importantes de la máquina deben ser:

- Máquina pequeña, ligera y transportable.
- No exista daño en los granos de café despulpados.
- Máquina fácil de operar, susceptible a accionamiento manual o con motor.
- Máquina con fácil mantenimiento.
- No se produzca ruido ni vibración.
- Tiempo de despulpado corto (con respecto a la capacidad).
- No haya lanzamiento de grano.

3.4.2. LIMITACIONES AL DISEÑO.

Es importante al momento de realizar el diseño de la máquina tener en cuenta algunos factores que intervienen en la funcionalidad de la máquina, ya sea por su utilidad, función a desempeñar o constitución metalográfica, a continuación se exponen las limitaciones principales bajo las cuales se desarrollará el diseño.

3.4.2.1. Material para el diseño de los elementos de la máquina.

Para la selección de los materiales de los diferentes elementos de la máquina se toma en cuenta el criterio de no dañar el grano de café, ya que esto provocaría un cambio en las propiedades organolépticas del café, además de considerar las condiciones ambientales en las cuales van a trabajar, estas condiciones corresponden a los sectores de Nanegal, Nanegalito, Pacto, Gualea, etc.

Otro punto importante a considerar para la selección del material es el proceso de manufactura de los elementos, el cual dependerá de la complejidad del elemento y de la facilidad que preste determinado proceso para fabricarlo, al igual que la disponibilidad del material en el mercado, con esto se puede considerar que los elementos principales de la máquina (pechero y camisa despulpadora) se constituyen de hierro fundido y cobre respectivamente debido en el primer caso a la complejidad del elemento y el proceso de manufactura asociado al elemento y en el segundo caso debido al mercado que ofrece este producto elaborado.

3.4.2.2. Materia prima a trabajar y desechos producidos.

La geometría del producto a ser ingresado en la máquina tendrá gran importancia para la determinación de la geometría de algunos de los elementos, así como las propiedades mecánicas del grano de café en cereza repercute en las dimensiones de los elementos, por lo tanto es importante determinar las mismas antes de realizar el diseño de los elementos.

Es importante mencionar que para el ingreso del producto se realice solamente grano en cereza, aunque en algunos casos se introducirán granos con falta de madurez u otras impurezas, es entonces responsabilidad del operario controlar la materia prima para evitar daños en la máquina.

Otro aspecto a considerar es la salida de los desechos, en este caso la pulpa del café y considerar que en el proceso de despulpado de café se produce algo de

líquido que podría causar oxidación y corrosión en los elementos y daño en las propiedades organolépticas del café.

3.4.2.3. Tipo de energía para el accionamiento.

Debido a las condiciones de las zonas en donde se tiene previsto que trabaje la máquina se puede mencionar que el accionamiento para la máquina debe ser manual ya que en algunos lugares no se cuenta con energía eléctrica, pero debido al crecimiento de la producción del caficultor puede contarse con este tipo de energía, por lo cual se podría tener el movimiento motriz de un motor eléctrico.

Como conclusión se puede mencionar que en un inicio la máquina contará con accionamiento manual con la posibilidad de adaptarse a un motor eléctrico.

3.4.2.4. Capacidad estimada.

El proyecto “Café de Quito” se enfoca principalmente hacia pequeños y medianos productores de café y considerando la producción de una hectárea modelo de café se considera una capacidad de 400 Kg/h.

3.4.2.5. Costo.

Es importante ofrecer al caficultor una máquina eficiente a un costo accesible similar al que se tiene realizando una exportación, con la ventaja de ofrecer asesoramiento técnico en cuanto al mantenimiento o reparaciones eventuales en la máquina.

Este costo se ve influenciado por el uso de máquinas-herramientas y otros instrumentos, por esta razón es conveniente seleccionar el método de fabricación adecuado para que este costo sea el mínimo.

3.4.2.6. Accesorios, repuestos, reparaciones y mantenimiento.

Es importante tener en cuenta que algunos de los elementos en cualquier máquina son susceptibles a daños por trabajo o sobrecarga, por esta razón se debe considerar en la máquina la posibilidad de tener elementos reemplazables de fácil remoción y colocación.

3.5. CASA DE LA CALIDAD.

En la figura 3.7 se muestra la casa de la calidad utilizada para el diseño de las alternativas para la despulpadora de café.

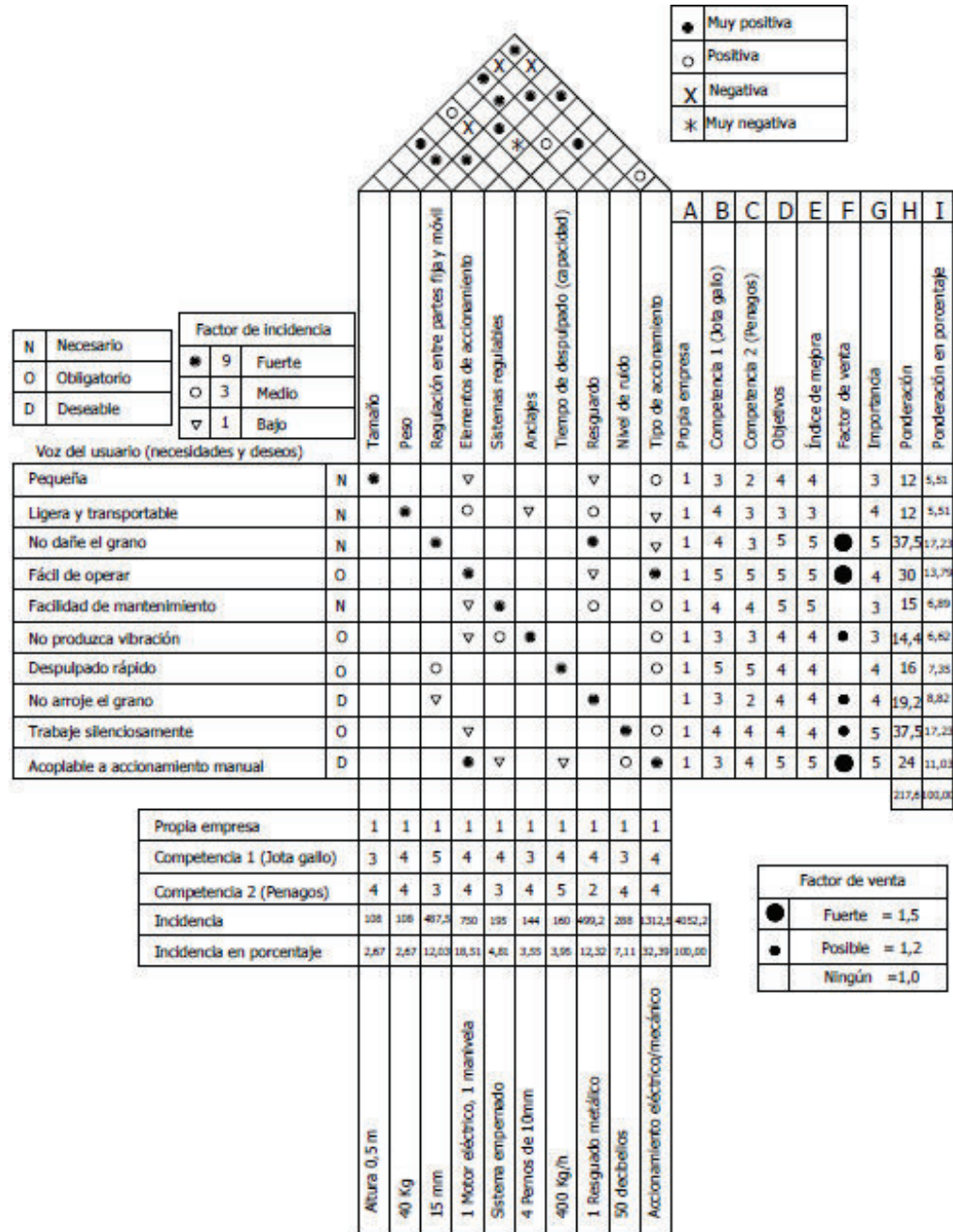


Figura 3.7. Casa de Calidad (fuente: propia)

3.6. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS.

Con la casa de la calidad se determinó el cuadro de especificaciones técnicas de la máquina mostrado en la tabla 3.8.

Tabla 3.8. Especificaciones técnicas de la máquina.

Empresa: CONQUITO	Producto: Máquina despulpadora de café	Fecha inicial: 01/07/2014		
		Fecha revisión: 20/11/2014		
				Página 1/1
Especificaciones				
Concepto	Fecha	Propone	R/D	Descripción
Función	01/07/2014	D	R	Despulsar café en cereza.
Dimensiones	01/07/2014	C	D	70 X 50 X 70 cm
Movimientos	01/07/2014	D	R	Movimiento rotatorio constante, capacidad 400 Kg/h
Fuerzas	01/07/2014	D	R	Fuerza tangencial
Energía	01/07/2014	D,P,C	R	Accionamiento manual, o eléctrico
Materiales	01/07/2014	D,P,M	D	Carcaza y elementos de acople de acero fundido, cuerpo despulpador de lámina de cobre.
Señales y control	01/07/2014	D	D	Señales ópticas de control manual.
Fabricación y montaje	01/07/2014	D,P	D	1 prototipo de máquina, posibilidad de producción en serie, diseño desmontable.
Vida útil y mantenimiento	01/07/2014	D,P	D	5 años; mantenimiento preventivo y correctivo; repuestos en el mercado nacional
Costos y plazos	01/07/2014	D,P,C	D	USD 800, plazo de 3 meses.
Seguridad y ergonomía	01/07/2014	D,P	R	Protecciones en mecanismos móviles, ergonomía enfocada al operario
Impacto ambiental	01/07/2014	D,P,M	R	Energía mecánica/eléctrica, generación de materia biodegradable reutilizable, vida estimada de 5 años.
Aspectos legales	01/07/2014	C	R	Normativa de referencia 2090 del INCONTEC
Propone: M:Marketing D: Diseño P:Producción C: Cliente				
R/D: R:Requerimiento D:Deseo				

(Fuente: propia).

3.7. PRUEBAS REALIZADAS SOBRE LOS GRANOS DE CAFÉ.

3.7.1. ENSAYOS MECÁNICOS AL GRANO DE CAFÉ.

Un aspecto importante como paso previo al diseño de la máquina, es la determinación de las propiedades mecánicas de la materia prima, en este caso los granos de café en cereza, para ello se procedió a medir experimentalmente la fuerza necesaria para producir el despulpado de café, como se puede observar en la figura 3.8.



Figura 3.8. Ensayo realizado sobre los granos de café en cereza.

La fuerza necesaria para despulpar un grano de café fue determinada en el laboratorio de análisis de esfuerzos y vibraciones en la Escuela Politécnica Nacional, este ensayo fue realizado con el objetivo de encontrar una fuerza para despulpar con el fin de obtener el torque de la máquina en la tabla 3.9 se indica los datos obtenidos en el laboratorio, el informe técnico obtenido del laboratorio se encuentra en el anexo 2.

Tabla 3.10. Dimensiones de los granos de café Típica (fuente: propia).

Típica	Diámetro	Altura
	mm	mm
	16	18
	16	16
	14	17
	16	18
	14	16
	16	18
	16	18
	14	17
	15	17
	15	16
	15	17
	16	18
	15	17
	14	17
	15	16
	14	17
	13	16
	13	17
	16	18
	14	17
	15	17

Tabla 3.11. Dimensiones de los granos de café Caturra.

Caturra	mm	mm
	Diámetro	Altura
	16	17
	12	15
	14	16
	14	16
	13	15
	15	17
	14	17
	12	17
	15	16
	16	18
	14	16
	13	14
	14	17
	12	15
	13	15
	12	15
	14	17
	13	15

CÁPITULO IV

4. ANÁLISIS DE FACTIBILIDAD.

4.1. FORMULACIÓN Y ESTUDIO DE LAS ALTERNATIVAS DE DISEÑO.

4.1.1. DEFINICIÓN DE ANÁLISIS FUNCIONAL.

El método de análisis funcional fue propuesto inicialmente por Lawrence Miles con el objetivo de reducir costos; la cualidad del análisis funcional es el de proporcionar una o varias soluciones con el fin de que la solución satisfaga los requisitos y restricciones establecidas.⁴⁵

El análisis funcional debe tener las siguientes fases de caracterización:

- Listado de funciones.
- Organización.
- Caracterización.
- Ordenación.
- Evaluación.

El proceso de despulpado del café en cereza descrito en capítulos anteriores se da mediante la compresión de los granos de café entre dos cuerpos, siendo por facilidad uno fijo.

La condición de compresión sobre los granos de café se puede lograr mediante las siguientes máquinas, de las cuales el ordenamiento es diferente debido a la capacidad que manejan, de entre estas máquinas se puede hacer una primera clasificación entre verticales y horizontales y de estas últimas se pueden distinguir las de disco y de tambor, a continuación se realiza una descripción de cada una de estas máquinas.

⁴⁵ CONCEPTOS BÁSICOS DE DISEÑO MECÁNICO [versión electrónica]. Recuperado el 31 de agosto de 2014: <http://ocw.upm.es/ingenieria-mecanica/especificacion-de-dimensiones-y-tolerancias-gd-t/01-diseno/0101-diseno.pdf>

4.1.2. ALTERNATIVA 1: DESPULPADORA VERTICAL.

4.1.2.1. Descripción.

Esta máquina realiza la compresión necesaria para despulpar mediante un cuerpo fijo llamado pechero y un móvil llamado cilindro el cual realiza el giro necesario en el eje vertical permitiendo la ubicación de varios pecheros a su alrededor, esta máquina además surge en principio para satisfacer la necesidad de realizar un proceso de despulpado seco (sin agua), para de esta manera poder lograr un funcionamiento amigable con el ambiente.

Un ejemplar de esta maquinaria cumple con los requerimientos de 50 qq de capacidad al rotar el cuerpo móvil a 500 rpm con una potencia de 2 hp, como se indica en la figura 4.1.

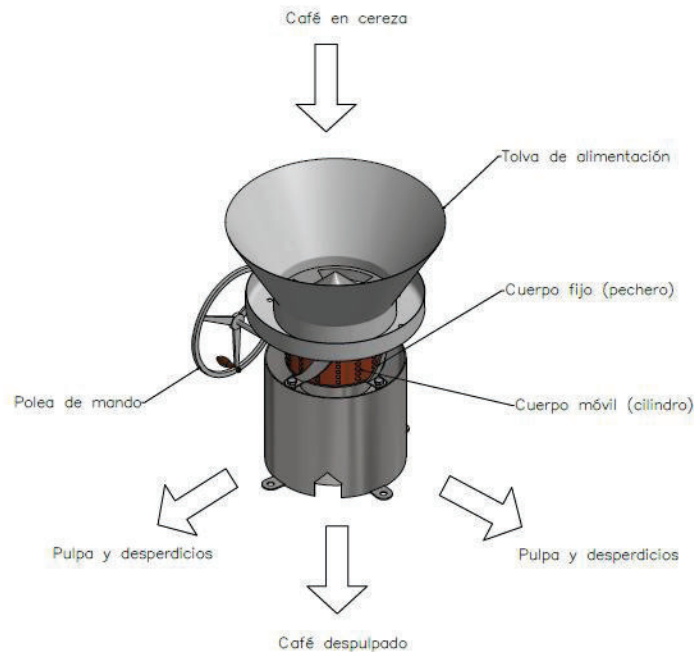


Figura 4.1. Despulpadora vertical (fuente: propia).

4.1.2.2. Ventajas.

- Dependiendo del requerimiento del caficultor este tipo de máquinas pueden alcanzar grandes capacidades, desde aproximadamente 200 Kg/h hasta 10 Ton/h, por lo que la hace apta para pequeños y grandes productores de café.

- Es posible accionar esta máquina manualmente o con la ayuda de un motor, esto es beneficioso para el caso de aquellos productores aislados para los cuales la energía eléctrica no es indispensable, aunque existe la posibilidad de adaptar a esta máquina un motor para suprimir la acción del hombre.
- La eficiencia alcanzada por esta máquina es alta (aproximadamente 98%) lo que la hace una máquina apta para el requerimiento de despulpar café con el menor daño posible.
- Un aspecto importante a considerar es el impacto ambiental de esta máquina, en este punto es importante mencionar que el despulpado que se produce es de tipo seco (sin agua), lo cual es beneficioso si se considera el consumo de este líquido.

4.1.2.3. Desventajas.

- El primer inconveniente de esta máquina es el tipo de giro del elemento móvil, debido a que este movimiento es vertical y el accionamiento se da en el plano vertical es necesaria la implementación de un mecanismo para la transformación de movimiento, lo cual es un gran inconveniente en la fase de diseño y mantenimiento de esta máquina.
- En cuanto al funcionamiento propio de la máquina, el movimiento rotatorio con eje vertical obliga a los granos de café a salir de la máquina debido al efecto de las fuerzas centrífugas lo cual se debe controlar con la ayuda de resguardos y esto a su vez repercute en pesos y facilidad de traslado de la máquina.

4.1.3. ALTERNATIVA 2: DESPULPADORA HORIZONTAL DE TAMBOR.

4.1.3.1. Descripción.

Al igual que en la despulpadora vertical en esta máquina la compresión necesaria para producir el despulpado de los granos de café e produce por la acción de dos cuerpos, uno fijo llamado pechero y el otro móvil llamado tambor.

A diferencia de la despulpadora vertical, en la horizontal solamente existe un cuerpo fijo el cual se regula mediante pernos, también el movimiento está en el mismo plano que el movimiento motriz.

Esta máquina es utilizada para procesos de despulpado seco y húmedo y su rendimiento es de aproximadamente 95%, en un ejemplo esta máquina trabaja con las capacidades del operario (60 rpm; 1,1 hp) y su capacidad está en función del número de salidas en el pechero, como se indica en la figura 4.2.

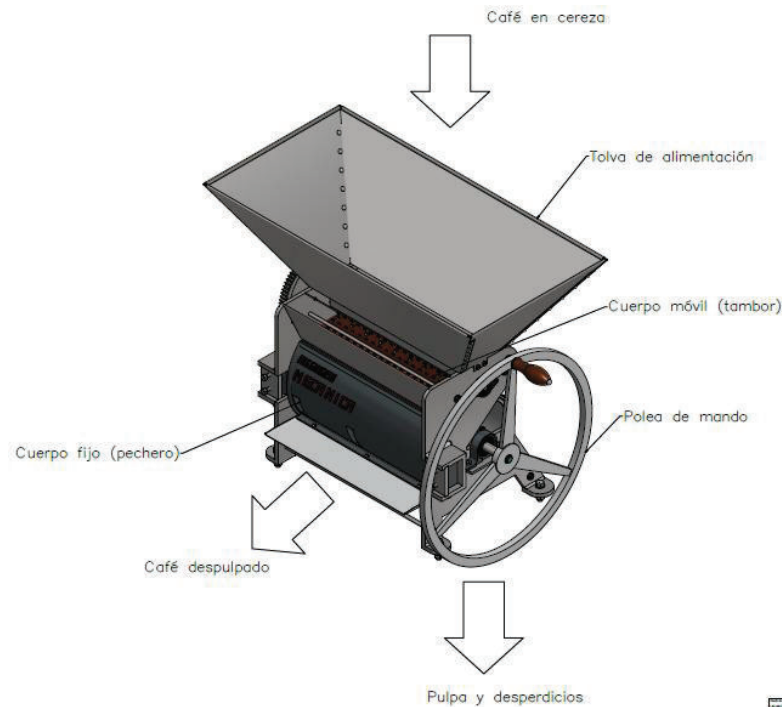


Figura 4.2. Despulpadora horizontal de tambor (fuente: propia).

4.1.3.2. Ventajas.

- En la actualidad este tipo de máquinas son las más usadas por los caficultores de las zonas del noroccidente de Quito, esto hace que el acogimiento por parte de los productores justifique el diseño de máquinas de este tipo.
- El funcionamiento de la máquina es fácil, además no existen cambios en el sentido del movimiento como en el caso anterior por lo que se puede mencionar que es la máquina más fácil de manejar y además no involucra un diseño complicado en cuanto a la transmisión de movimiento.
- En cuanto a los aspectos ambientales, esta máquina realiza despulpado seco, por lo que se trata de una máquina ecológica, además el accionamiento puede ser manual o automático y debido a su facilidad de

funcionamiento puede ser operada sin ningún inconveniente por las amas de casa, lo que actualmente sucede en estos sectores.

4.1.3.3. Desventajas.

- Un inconveniente de este tipo de máquinas es el peso, ya que si se trata de máquinas con capacidades bastante elevadas constituye un gran peso de los elementos, por lo cual se vuelve una máquina estacionaria.
- En cuanto al diseño de la máquina existen varios inconvenientes en la geometría de algunos cuerpos como por ejemplo el pechero, ya que su forma y geometría constituyen una gran dificultad en el diseño, la cual se justificaría para la producción de máquinas en serie.

4.1.4. ALTERNATIVA 3: DESPULPADORA DE DISCO.

4.1.4.1. Descripción.

De acuerdo al principio de despulpado descrito para las máquinas anteriores, en esta máquina la compresión necesaria para despulpar los granos de café en cereza se produce por la acción combinada de dos cuerpos, un móvil que posee una forma circular y es el encargado de trasladar los granos de café hacia otro cuerpo fijo en el cual el cambio de sección hace que se produzca la compresión necesaria para que se dé el despulpado, este cuerpo fijo es semejante a una placa colocada junto al cuerpo móvil y es capaz de regularse para diferentes tamaños de grano.

El rendimiento de estas máquinas en comparación de las anteriores es mayor en el caso de máquinas nuevas, más con el uso progresivo tienden a desgastar los elementos móviles y las cuchillas reduciendo considerablemente el rendimiento.

Al igual que las máquinas anteriores posee elementos de regulación para controlar la distancia entre las cuchillas del elemento móvil y el elemento fijo con el fin de evitar daños en el caso de introducirse objetos extraños dentro de la máquina, como se indica en la figura 4.3.

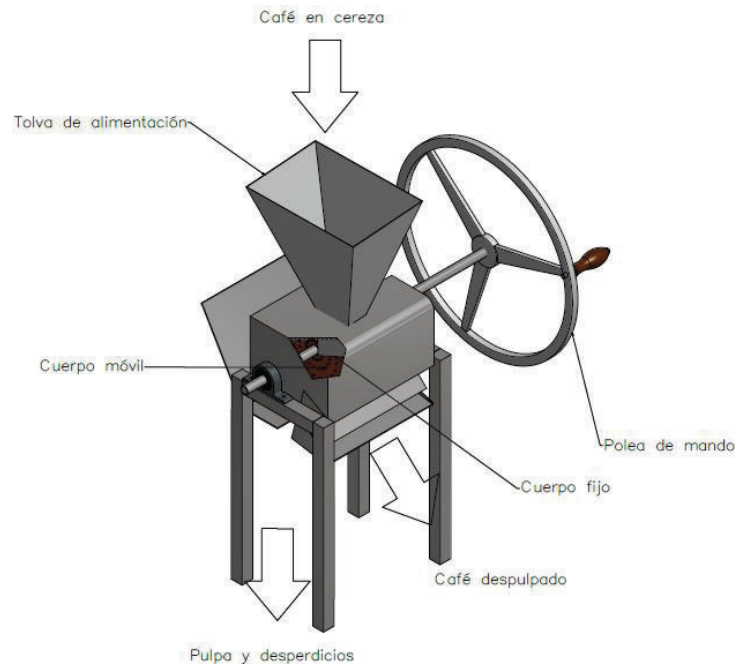


Figura 4.3. Despulpadora de disco (fuente: propia).

4.1.4.2. Ventajas.

- La eficiencia en estas máquinas es mayor con relación a las anteriores, en el caso de máquinas nuevas, esta misma eficiencia puede mantenerse si se controla el desgaste del cuerpo móvil.
- El diseño de la máquina con excepción del sistema de regulación es relativamente fácil, ya que es bastante comprensible lo que también es ventajoso para el mantenimiento de la máquina.

4.1.4.3. Desventajas.

- La regulación entre los cuerpos fijo y móvil es un tanto complicada ya que cada cuerpo debe regularse en función de la geometría de los granos de café, y esto hace que se tome un tiempo mayor como con las máquinas anteriores en las cuales la regulación solamente se hace en un solo cuerpo.
- Este modelo es susceptible a muchas fallas, por ejemplo una deficiente alimentación, excesivo cascareo, granos mordidos, mezcla de granos y pulpa, etc., estas fallas pueden corregirse con el tiempo que ello involucre de acuerdo al manual del fabricante.

4.2. SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA ADECUADA.

Una vez concluida la formulación de las alternativas se procede a seleccionar la más adecuada, para esta selección se empleará el método ordinal corregido de criterios ponderados, el cual permite obtener resultados aceptables sin la necesidad de evaluar cada parámetro de la máquina y sin tener en cuenta el peso de cada criterio.

Este método se basa en tablas en donde cada criterio o solución para un criterio se compara con los restantes asignando los valores siguientes:

- 1 Si el criterio o solución de las filas es superior o mejor que el de las columnas.
- 0,5 Si el criterio o solución de las filas es igual o equivalente que el de las columnas.
- 0 Si el criterio o solución de las filas es inferior o peor que el de las columnas.

Luego de esto se suman los valores asignados para cada criterio, después se realiza el mismo proceso para cada criterio o solución del criterio, para finalmente realizar la evaluación total mediante la suma de los productos de los pesos específicos de cada solución por el peso específico del criterio.

Como se analizó anteriormente las soluciones posibles para el problema del despulpado de café son tres, como se indica en la tabla 4.1.

Tabla 4.1. Soluciones posibles a cada problema.

SOLUCIÓN 1	Despulpadora vertical
SOLUCIÓN 2	Despulpadora horizontal de tambor
SOLUCIÓN 3	Despulpadora de disco

(Fuente: propia).

4.2.1. CRITERIOS DE VALORACIÓN:

Para la selección se toman los siguientes criterios:

- **Tamaño**

Debido al lugar de trabajo y al traslado de la máquina a lugares aislados, es conveniente una máquina pequeña y fácil de trasladar.

- **Relación peso/capacidad (P/C)**

En base al requerimiento de máquinas para los pequeños y medianos productores de café de las zonas del nor-occidente de Quito, se requiere una máquina de mediana capacidad con un peso manipulable por trabajadores y caficultores.

- **Facilidad de operación**

Ya que la máquina está destinada a ser manipulada por amas de casa, se desea una máquina cuyo accionamiento sea sencillo y liviano.

- **Regulación**

La máquina a diseñar debe poseer un mecanismo de fácil regulación de manera que se minimice el daño hacia los granos de café.

- **Facilidad de mantenimiento**

En base al hecho de que la máquina se usa solamente en tiempos de cosecha se debe diseñarla para que el mantenimiento antes y después de la cosecha sea sencillo, y en el caso de ser necesario con piezas intercambiables.

- **Costo**

La máquina debe poseer un costo accesible para los pequeños y medianos productores de café, además se debe ofrecer un precio que pueda competir con el mercado.

A continuación se realiza la matriz para cada criterio, como se indica en las tablas 4.2 hasta la tabla 4.9.

Tabla 4.2. Matriz para cada criterio.

Criterio	Tamaño	Relación P/C	Facilidad de operación	Regulación	Facilidad de mantenimiento	Costo	$\Sigma +1$	Ponderación
Tamaño		1	0,5	1	1	0	4,5	0,214
Relación P/C	0		0	0	0	0	1	0,048
Facilidad de operación	0,5	1		1	1	0	4,5	0,214
Regulación	0	1	0		0,5	0,5	3	0,143
Facilidad de mantenimiento	0	1	0	0,5		0,5	3	0,143
Costo	1	1	1	0,5	0,5		5	0,238
SUMA							21	1,000

Costo > Facilidad de operación = Tamaño > Regulación = Facilidad de mantenimiento > Relación P/C

(Fuente: propia).

De la tabla 4.2 se concluye que el criterio más importante a considerar es el costo, así como el menos importante es la relación peso-capacidad, a continuación se realiza el análisis para cada uno de los criterios en las diferentes soluciones.

Tabla 4.3. Ponderación tamaño.

Tamaño	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma +1$	Ponderación
Solución 1		0,5	1	2,5	0,417
Solución 2	0,5		1	2,5	0,417
Solución 3	0	0		1	0,167
			SUMA	6	1,00

Solución 1 = Solución 2 > Solución 3

(Fuente: propia).

Tabla 4.4. Ponderación peso-capacidad.

Relación Peso/Capacidad	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma +1$	Ponderación
Solución 1		0	0	1	0,167
Solución 2	1		1	3	0,5
Solución 3	1	0		2	0,333
			SUMA	6	1,00

Solución 2 > Solución 3 > Solución 1

(Fuente: propia).

Tabla 4.5. Ponderación facilidad de operación.

Facilidad de operación	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma +1$	Ponderación
Solución 1		0,5	1	2,5	0,417
Solución 2	0,5		1	2,5	0,417
Solución 3	0	0		1	0,167
			SUMA	6	1,00

Solución 1 = Solución 2 > Solución 3

(Fuente: propia).

Tabla 4.6. Ponderación regulación.

Regulación	Solución 1		Solución 2	Solución 3	$\Sigma +1$	Ponderación
Solución 1			0	1	2	0,333
Solución 2	1			1	3	0,5
Solución 3	0		0		1	0,167
				SUMA	6	1,00

Solución 2 > Solución 1 > Solución 3

(Fuente: propia).

Tabla 4.7. Ponderación facilidad de mantenimiento.

Facilidad de mantenimiento	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma +1$	Ponderación
Solución 1		0	0,5	1,5	0,25
Solución 2	1		1	3	0,5
Solución 3	0,5	0		1,5	0,25
			SUMA	6	1,00

Solución 2 > Solución 1 = Solución 3

(Fuente: propia).

Tabla 4.8. Ponderación costo.

Costo	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma +1$	Ponderación
Solución 1		0	0,5	1,5	0,25
Solución 2	1		1	3	0,5
Solución 3	0,5	0		1,5	0,25
			SUMA	6	1,00

Solución 2 > Solución 1 = Solución 3

(Fuente: propia).

Tabla 4.9. Tabla de conclusiones.

CONCLUSIÓN	Tamaño	Relación P/C	Facilidad de operación	Regulación	Facilidad de mantenimiento	Costo	SUMA	PRIORIDAD
Solución 1	0,0892	0,0080	0,0892	0,0476	0,0358	0,0595	0,3294	II
Solución 2	0,0892	0,0240	0,0892	0,0715	0,0715	0,1190	0,4645	I
Solución 3	0,0357	0,0160	0,0357	0,0239	0,0358	0,0595	0,2066	III
						SUMA	1,000	

(Fuente: propia).

De acuerdo a la tabla 4.9 se concluye que mediante el método de los residuos ponderados que solución adecuada a diseñarse es la segunda (despulpadora horizontal de tambor), a continuación se muestra un bosquejo de la solución a diseñarse, como se indica en la figura 4.4.

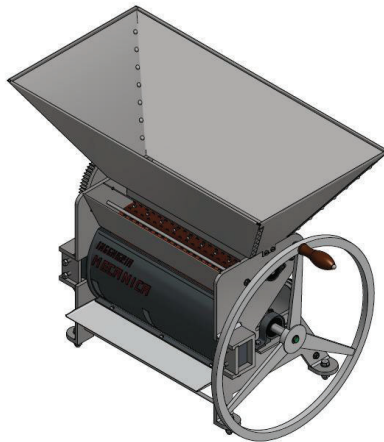


Figura 4.4. Bosquejo de la solución a diseñarse (fuente: propia).

4.3. DISEÑO DE LA ALTERNATIVA SELECCIONADA.

Diagrama de cuerpo libre de la despulpadora.

Antes de comenzar con los cálculos de elemento por elemento es necesario determinar el diagrama de cuerpo libre general de máquina, como se indica en la figura 4.5.

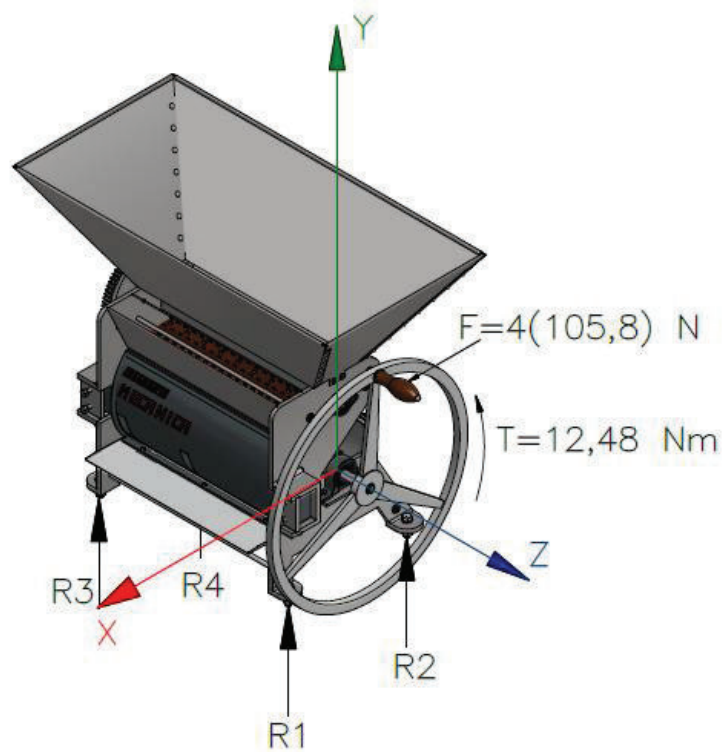


Figura 4.5. Diagrama de cuerpo libre de la despulpadora (fuente: propia).

4.3.1. CÁLCULO DEL EJE PRINCIPAL.

Para el cálculo de este elemento primero se realizó un esquema de los elementos que actúan sobre el mismo, y también se realizó un esquema de los momentos y fuerzas que actúan como se indica en la figura 4.6.

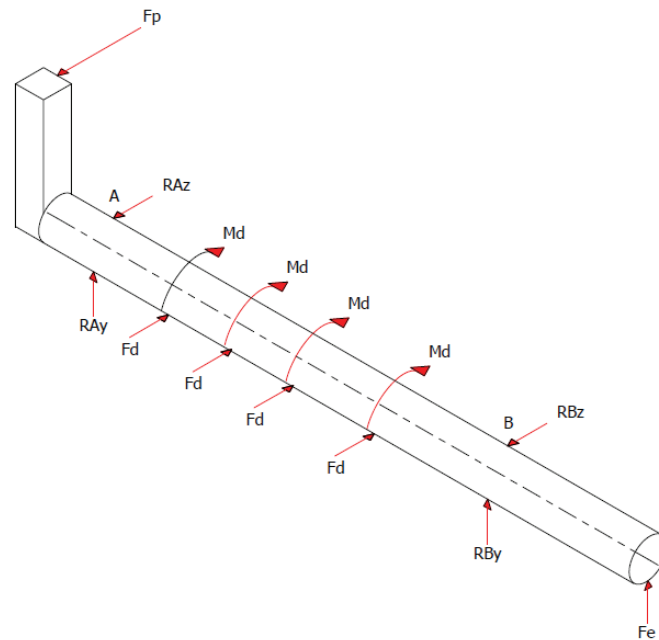


Figura 4.6. Diagrama de cuerpo libre del eje principal de la despuladora

(Fuente: propia).

El primer dato a considerar es la longitud del eje lo cual permitirá calcular los momentos y las fuerzas principales en el eje como se indica en la figura 4.7.

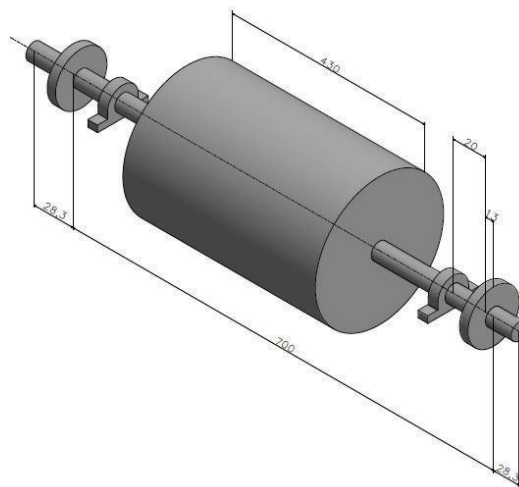


Figura 4.7. Distribución de las medidas en el eje (fuente: propia).

Para determinar las fuerzas resultantes del diagrama de cuerpo libre es necesario definir todas las fuerzas que actúan sobre el eje.

Para determinar la fuerza de la polea utilizamos la ecuación 2.6.

$$F_p = \frac{T_p}{b}$$

$$\phi_{\text{polea}} = 12 \text{ [pulg]} \approx 30.48 \text{ [cm]}$$

$$b = \frac{\phi_{\text{polea}}}{2} = 15.24 \text{ [cm]} \approx 0.1524 \text{ [m]}$$

Para determinar el torque de la polea se utilizó la ecuación 2.6.

$$T_p = \frac{P}{\omega} = \frac{0.11 \text{ [Hp]}}{60 \text{ [RPM]}} \left| \frac{746 \text{ W}}{1 \text{ Hp}} \right| \left| \frac{60 \text{ min}}{2\pi \text{ rad}} \right| = 13.06 \text{ [N - m]}$$

La fuerza de la polea se determinó con la ecuación 2.7.

$$F_p = \frac{T_p}{b} = \frac{13.06 \text{ [N - m]}}{0.1524 \text{ [m]}} = 85.7 \text{ [N]}$$

Para el despulpado se necesita su fuerza y su torque, como la fuerza fue determinada experimentalmente y el valor es:

$$F_d = 105.8 \text{ [N]}$$

Con la fuerza se determinó el momento de despulpado usando la ecuación.

$$M_d = F_d * r_{\text{tambor}} = 105.8 \text{ [N]} * 0.11 \text{ [m]} = 11.64 \text{ [N - m]}$$

Fuerza del engranaje, se determinó en base a la ecuación 2.7.

$$F_e = \frac{T}{R}$$

Prime se determinó el torque producido por el engrane con la ecuación.

$$T = 13.05 \text{ [N - m]}$$

Se determinó la fuerza del engrane con este torque.

$$F_e = \frac{T}{R} = 118.636 \text{ [N]}$$

Eje Y

$$\sum M_A = 0$$

$$R_{By}(520 \text{ mm}) + F_e(567.5 \text{ mm}) = 0$$

$$R_{By} = -\frac{F_e(567.5)}{520} = \frac{118.63 * (567.5)}{520} = -129.5 \text{ [N]}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{Ay} + R_{By} + F_e = 0$$

$$R_{Ay} = -R_{By} - F_e = 129.5 - 118.63 = 10.84 \text{ [N]}$$

Los diagramas de cortante y momento se empleó los paréntesis de singularidad usando las ecuaciones (2.8, 2.9, 2.10).

$$EI\gamma''' = -q(x)$$

$$EI\gamma''' = -[-10.84 < x - 0.104 >^{-1} + 129.5 < x - 0.62 >^{-1} - 118.63 < x - 0.7 >^{-1}]$$

$$EI\gamma'' = M(x)$$

$$EIy'' = M(x) = 10.84 \langle x - 0.104 \rangle^1 - 129.5 \langle x - 0.62 \rangle^1 + 118.63 \langle x - 0.7 \rangle^1$$

En la figura 4.8 se muestra el diagrama cortante en el eje Y.

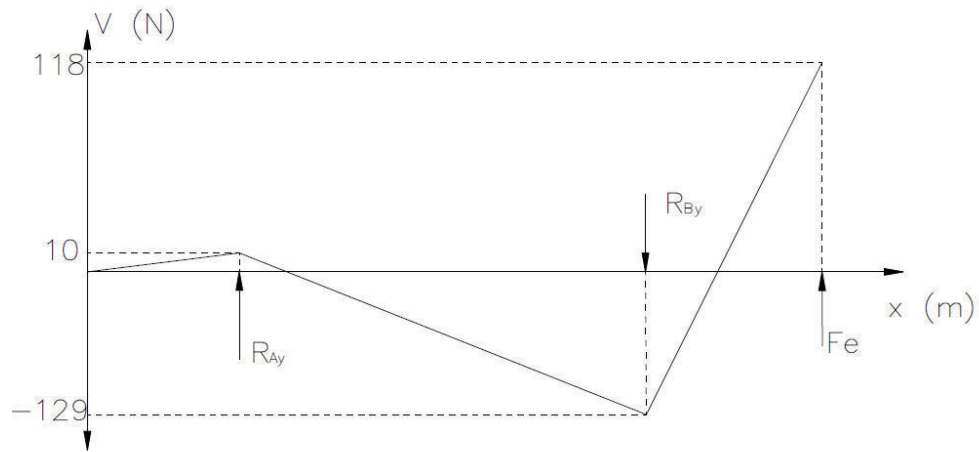


Figura 4.8. Diagrama del cortante del eje Y (fuente: propia).

En la figura 4.9 se muestra el diagrama de momentos en el eje Y.

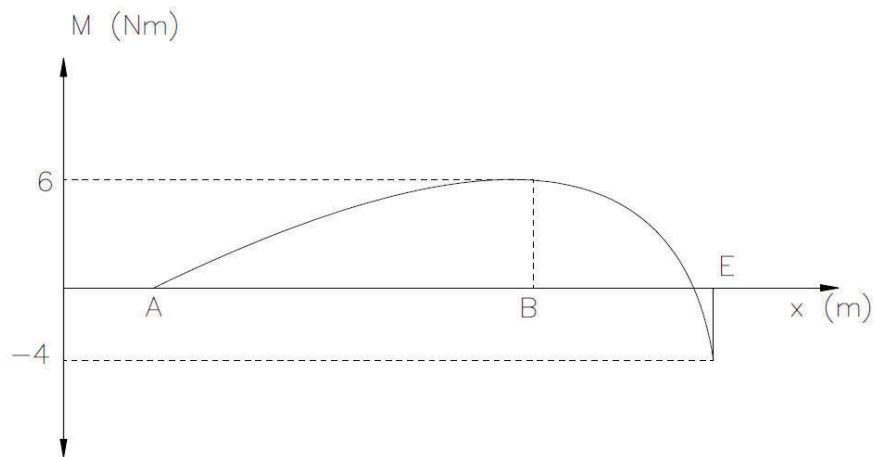


Figura 4.9. Diagrama de momentos del eje Y (fuente: propia).

Eje X

$$\sum M_A = 0$$

$$M_A = 4M_d = 45.65 \text{ [N - m]}$$

Eje Z

$$\sum M_A = 0$$

$$F_d (98 \text{ mm}) + F_d (259.2 \text{ mm}) + F_d (328.64) + F_d (430.34) + R_{Bz} (520) = 0$$

$$105.8 (98 \text{ mm}) + 105.8 (259.2 \text{ mm}) + 105.8 (328.64) + 105.8 (430.34) + R_{Bz} (520) = 0$$

$$R_{Bz} = -227.47 \text{ [N]}$$

$$\sum F_z = 0$$

$$R_{Az} + 4F_d + R_{Bz} - F_p = 0$$

$$R_{Az} = -4F_d - R_{Bz} + F_p = -4(105.8) + 227.47 + 85.7 = -110.03 \text{ [N]}$$

Los diagramas de cortante y momento se empleó los paréntesis de singularidad usando las ecuaciones (2.8, 2.9, 2.10).

$$EI\gamma''' = -q(x)$$

$$EI\gamma''' = -[85.7 \langle x - 0.091 \rangle^{-1} + 110.3 \langle x - 0.104 \rangle^{-1} - 105.8 \langle x - 0.202 \rangle^{-1} - 105.8 \langle x - 0.434 \rangle^{-1} - 105.8 \langle x - 0.53 \rangle^{-1} + 227.47 \langle x - 0.624 \rangle^{-1}]$$

$$EI\gamma'' = M(x)$$

$$EI\gamma'' = M(x) = -85.7 \langle x - 0.091 \rangle^1 - 110.3 \langle x - 0.104 \rangle^1 + 105.8 \langle x - 0.202 \rangle^1 + 105.8 \langle x - 0.434 \rangle^1 + 105.8 \langle x - 0.53 \rangle^1 - 227.47 \langle x - 0.624 \rangle^1$$

En la figura 4.10 se muestra el diagrama cortante en el eje Z.

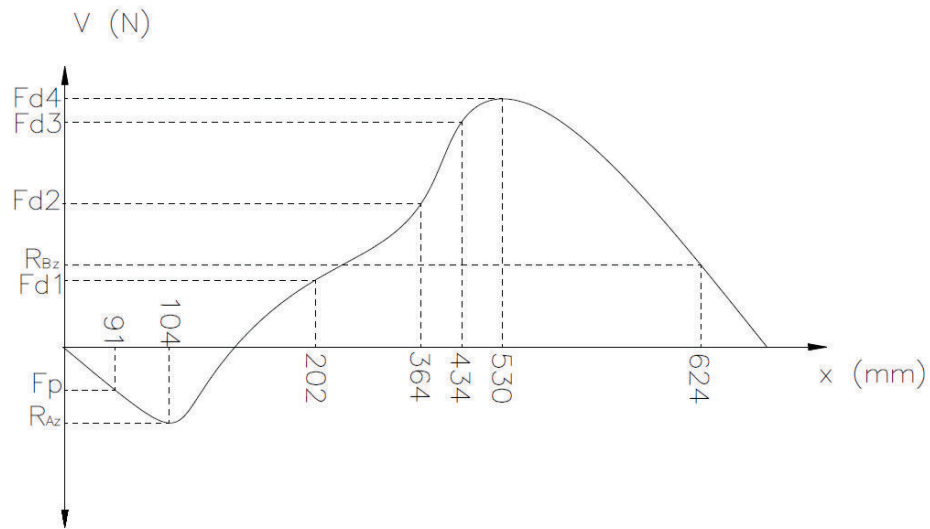


Figura 4.10. Diagrama del cortante del eje Z (fuente: propia).

En la figura 4.11 se muestra el diagrama de momentos en el eje Z.

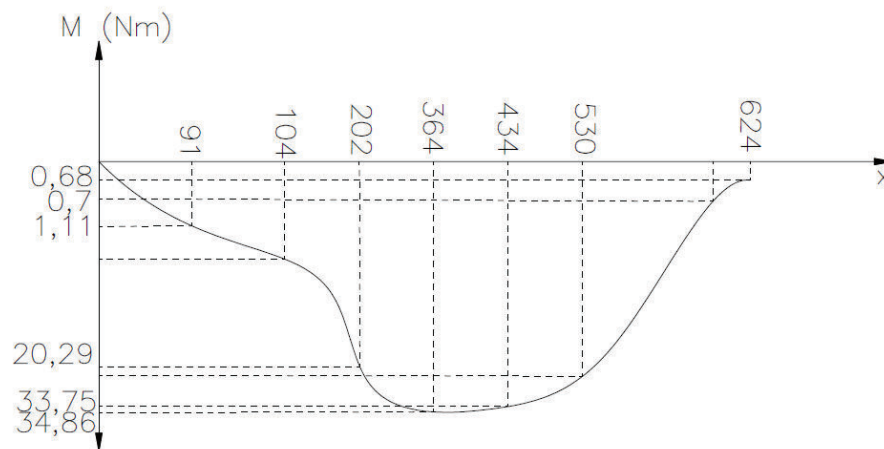


Figura 4.11. Diagrama de momentos del eje Y (fuente: propia).

El diagrama de momentos general del eje con el cual permite obtener los momentos mayores al que está sometido el eje y con lo cual se realizó el diseño estático y dinámico como se indica en la figura 4.12.

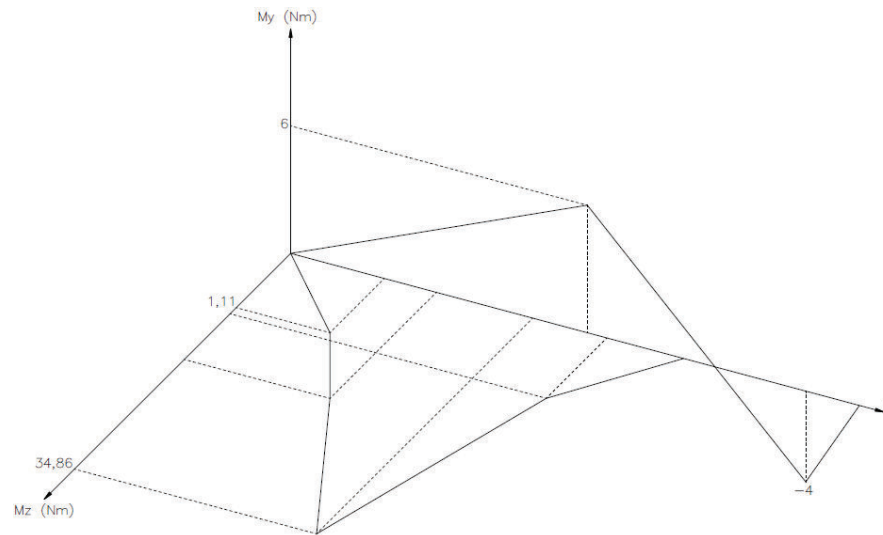


Figura 4.12. Diagrama general de eje (fuente: propia).

4.3.1.1. Diseño Estático.

El torque requerido para el cálculo es:

$$T = \frac{22500 H}{n \pi} = \frac{22500 * 0.11}{60\pi} = 13.13 \text{ [kg - cm]}$$

El máximo momento es

$$M = 34.86 \text{ [N - m]} \approx 355.71 \text{ [kg - cm]}$$

Para el cálculo de los esfuerzos principales se empleó un acero A36.

$$S_y = 36 \text{ Ksi} = 36 * 70.3 = 2530.8 \text{ [kg/cm}^2\text{]}$$

$$S_{ut} = 58 \text{ Ksi} = 58 * 70.3 = 4077.4 \text{ [kg/cm}^2\text{]}$$

Para obtener los esfuerzos principales aplicamos la ecuación 2.34.

$$\sigma_{A,B} = \frac{16}{\pi d^3} \left(355.71 \pm \sqrt{355.71^2 + 13.13^2} \right)$$

Si

$$\sigma_A = \sigma_1 = \frac{3621.1}{d^3}$$

$$\sigma_B = \sigma_3 = -\frac{1.48}{d^3}$$

$$\sigma_2 = 0$$

$$S_A = \frac{S_y}{\sqrt{1 + \left(\frac{\sigma_3}{\sigma_1}\right) + \left(\frac{\sigma_3}{\sigma_1}\right)^2}} = \frac{2530.8}{\sqrt{1 + \left(-\frac{1.48}{3621.1}\right) + \left(\frac{1.48}{3621.1}\right)^2}} = 2530.8 \text{ kg/cm}^2$$

Usando un factor de diseño que sea igual a 2 entonces usando la ecuación 2.35.

$$n = \frac{S_A}{\sigma_1}$$

$$2 = \frac{2530.8 * d^3}{3621.1}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{2 * 3621.1}{2530.8}} = 2 \text{ [mm]}$$

4.3.1.2. Diseño Dinámico.

Para el cálculo en diseño dinámico se necesita obtener los momentos mayores a los que el eje está sometido.

$$M_{Cz} = 355.71 \text{ [kg - cm]}$$

$$M_{Bx} = 475.1 \text{ [kg - cm]}$$

$$T = 13.13 \text{ [kg - cm]}$$

Tabla 4.10. Calculo esfuerzos principales.

	B	C	
Para d1=25.4 mm; d=10 mm			
$\sigma_{m\acute{a}x}$	0.295	0.667	kg/cm^2
τ_{xym}	0.0041	0.0072	kg/cm^2
σ'_m	29	67	kg/cm^2

(Fuente: propia).

Con ecuación 2.1 se calculó el límite de resistencia a la fatiga.

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

Para el cálculo se empleó un acero A36.

$$S_y = 36 \text{ Ksi} = 36 * 70.3 = 2530.8 \text{ [kg/cm}^2\text{]}$$

$$S_{ut} = 58 \text{ Ksi} = 58 * 70.3 = 4077.4 \text{ [kg/cm}^2\text{]}$$

Tabla 4.11. Calculo del límite de resistencia S_e .

	B	C		Ecuación
$S'_e = 0.5S_{ut}$	2038.7	2038.7	kg/cm^2	
k_a	0.84	0.84		
k_b	0.87	0.87		2.2
k_c	1	1		
k_d	1	1		2.3
k_e	1	1		2.4
k_f	1	0.45		2.4
S_e	1489,88	670,45	kg/cm^2	2.1

(Fuente: propia).

Para el cálculo del esfuerzo en la línea de Goodman Modificado y líneas de esfuerzos.

Para el máximo momento en B.

$$S_{mB} = \frac{S_e}{\left(\frac{S_e}{S_{ut}}\right) + \left(\frac{\sigma'_a}{\sigma'_m}\right)} = \frac{1489.88}{\left(\frac{1498.88}{4077.4}\right) + \left(\frac{0.295}{0.29}\right)} = 1077.56 \text{ kg/cm}^2$$

$$n_B = \frac{S_{mB}}{\sigma'_m} = \frac{1077.56}{29} = 37$$

Para el máximo momento en C.

$$S_{mC} = \frac{S_e}{\left(\frac{S_e}{S_{ut}}\right) + \left(\frac{\sigma'_a}{\sigma'_m}\right)} = \frac{670.45}{\left(\frac{670.45}{4077.4}\right) + \left(\frac{0.667}{0.67}\right)} = 477.12 \text{ kg/cm}^2$$

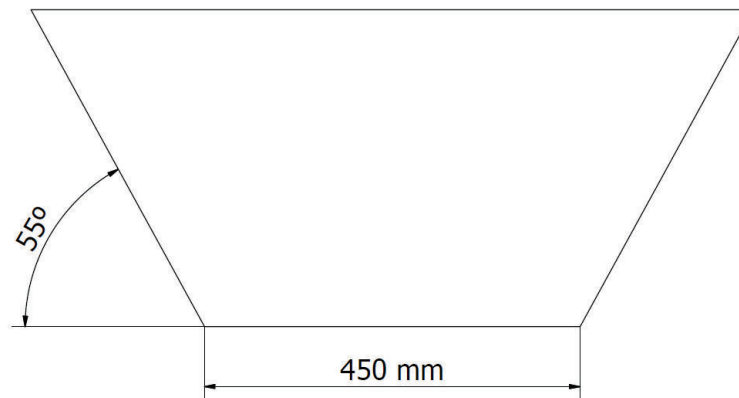
$$n_C = \frac{S_{mC}}{\sigma'_m} = \frac{477.12}{67} = 7$$

Como el factor de seguridad en cada caso dese ser mayor a 2, entonces el diámetro cálculo es adecuado.

$$d = 25.4 \text{ mm.} \approx 1 \text{ pulg.}$$

4.3.4. CÁLCULO DE LA TOLVA.

Para determinar las dimensiones de la tolva se toma las siguientes características que los ángulos son de 55 y 60 grados respectivamente como se muestra en la figura 4.13.



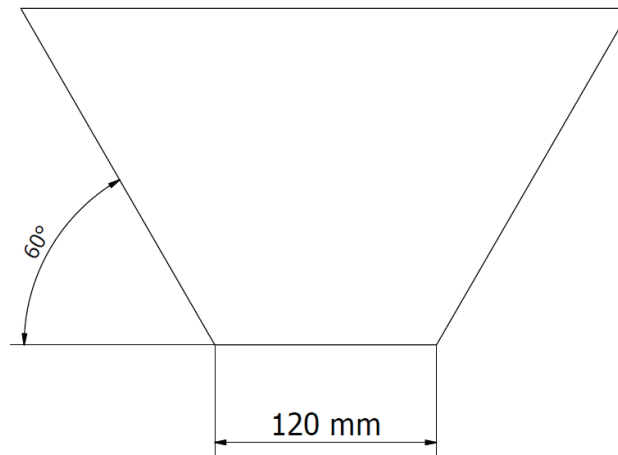


Figura 4.13. Ángulos de la tolva (fuente: propia).

Para el cálculo de tolva primero se calculara el volumen de trabajo de la tolva el cual está determinado por el peso que una mujer puede levantar y este es de 15 kg a 30 kg.⁴⁶

Para el cálculo se empleara el mayor peso que podrá levantar una mujer el cual es de 30 kg.

De la ecuación 2.11 del volumen y además con las densidad del café que es 1222 kg/m³.

$$V = \frac{m}{\rho} = \frac{30 \text{ kg}}{1222 \text{ kg/m}^3} = 0.02455 \text{ m}^3$$

La tolva para el cálculo de sus dimensiones será considerada como un tronco de pirámide como se indica en la figura 4.14.

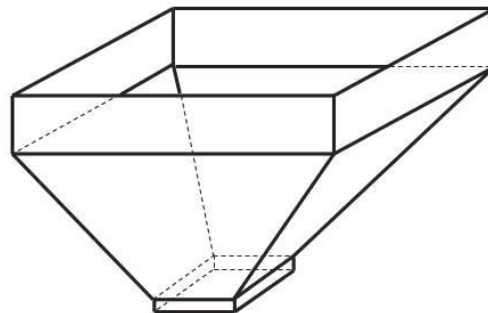


Figura 4.14. Tolva.

⁴⁶ Melo J. (2011). *Antropometría*. Pág. 3

Se empleara la ecuación 2.12 de un tronco de pirámide para hacer una ecuación la cual permitirá obtener las dimensiones de tolva.

$$V = \frac{h}{3} [A + A' + \sqrt{AA'}]$$

Cálculo de las áreas de la ecuación de volumen de la tolva, en la figura 4.15 se muestra las consideraciones para el cálculo de las dimensiones de la tolva.

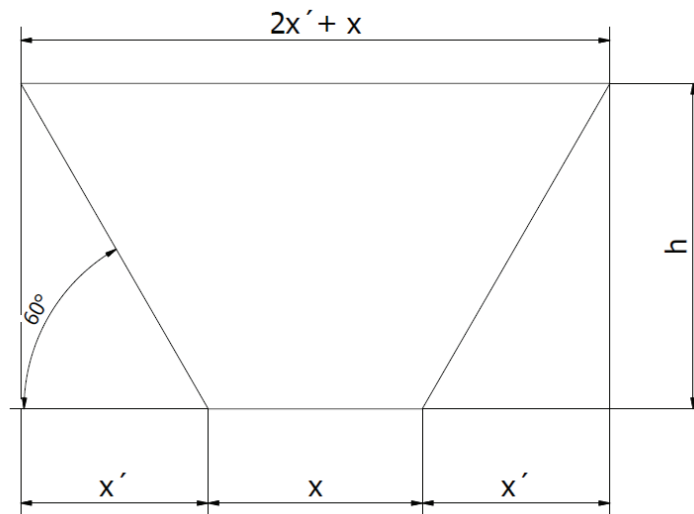


Figura 4.15. Área de la tolva con el ángulo de 60° (fuente: propia).

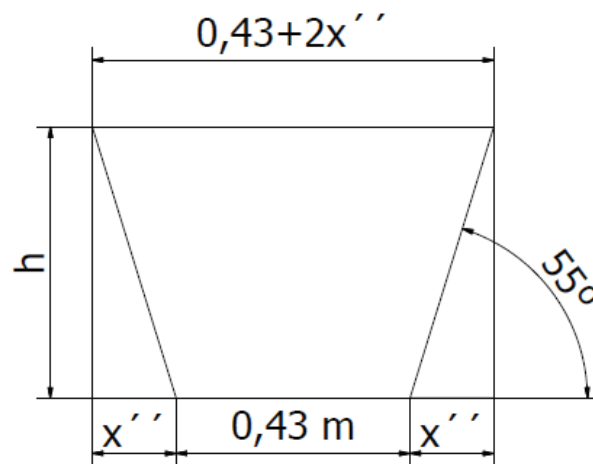


Figura 4.16. Área de la tolva con el ángulo de 60° (fuente: propia).

Para el cálculo de las dimensiones de la tolva tomaremos de referencia una altura igual $h = 0,25$ m, altura estándar del antebrazo de una mujer promedio en Ecuador.⁴⁷ En la figura 4.16 se determinara x' en función de la altura y el ángulo de 60° .

$$x' = \frac{0.25}{\tan 60}$$

En la figura 96 se determinara x'' en función de la altura y el ángulo de 55° .

$$x'' = \frac{0.25}{\tan 55}$$

Con los datos obtenidos se calcula las áreas del tronco de pirámide.

$$A' = \left(0,53 + \frac{2 * 0,5}{\tan 55}\right) \left(x + \frac{2 * 0,5}{\tan 60}\right)$$

$$A = 0,43 x$$

Reemplazando en la ecuación del volumen de tronco de pirámide se obtuvo lo siguiente.

$$0,245499 = \frac{0,25}{3} \left\{ \left[\left(0,53 + \frac{2 * 0,5}{\tan 55}\right) \left(x + \frac{2 * 0,5}{\tan 60}\right) \right] + 0,43 x \right. \\ \left. + \sqrt{(0,43 x) * \left(0,53 + \frac{2 * 0,5}{\tan 55}\right) \left(x + \frac{2 * 0,5}{\tan 60}\right)} \right\}$$

De la siguiente la ecuación se obtuvo que la longitud de la tolva es.

$$x = 0,12 \text{ m} \approx 12 \text{ cm}$$

⁴⁷ Melo J. (2011). *Antropometría*. Pág. 6.

4.3.5. CÁLCULO DE DIÁMETRO DEL TAMBOR.

La primera consideración que se tomó para el cálculo de este elemento es que la máquina será manual por lo tanto se usan las siguientes ecuaciones para calcular la potencia de una persona.

Las mujeres son las que desarrollan el proceso de despulpado de café, por eso se empleó las siguientes edades para el cálculo de potencia y estas oscilan entre 20 años a 35 años, sabemos que una persona trabaja 8 horas diarias lo cual es equivalente a 480 minutos.

Para el cálculo de la potencia de la maquina se empleó las ecuaciones 2.13 y 2.14.

$$Hp_{35 \text{ años}} = 0.35 - 0.092 \log t \quad t: \text{ en minutos}$$

$$Hp_{35 \text{ años}} = 0.1033$$

$$Hp_{20 \text{ años}} = 0.39 - 0.104 \log t \quad t: \text{ en minutos}$$

$$Hp_{20 \text{ años}} = 0.111$$

$$\overline{Hp} = \frac{Hp_{35 \text{ años}} + Hp_{20 \text{ años}}}{2} = 0.1072$$

El movimiento esta transmitido por rodamientos, y se conoce que hay pérdidas en los mismo de un 2% así que la potencia real del tambor será:

$$Hp_{\text{real}} = \frac{\overline{Hp}}{1.02} = 0.1051$$

Para facilidad de cálculo se transforma la potencia real a Watts.

$$0.1051 \text{ Hp} \left| \frac{746 \text{ W}}{1 \text{ Hp}} \right| = 78.403 \text{ W}$$

Usando la ecuación 2.15 se obtendrá el torque del tambor, el cual depende de la potencia y de la velocidad angular.

$$T = \frac{P}{\omega}$$

La velocidad angular necesaria para despulpar un grano de café en cereza es de 60 RPM, lo cual ya se definió por qué en el capítulo 2; para facilitar los cálculos se transformará los RPM a rad/s.

$$60 \text{ RPM} \left| \frac{2\pi}{1 \text{ rev}} \right| \left| \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \right| = 2\pi \text{ rad/s}$$

El cálculo del torque será:

$$T = \frac{P}{\omega} = 12.48 \text{ N.m}$$

Utilizando la ecuación 2.16 el torque también queda definido en función de la fuerza y el radio del tambor, ya que la fuerza de despulpado será tangente al tambor.

La fuerza de despulpado se determinó experimentalmente en el laboratorio de análisis de esfuerzos y vibraciones, como se indicó en el capítulo 3, la fuerza a emplear es $F = 105.8 \text{ N}$.

$$T = F * r$$

Despejando r de la ecuación 2.16 se obtuvo el radio del tambor.

$$r = \frac{T}{F} = 0.116 \text{ m} \approx 11.6 \text{ cm}$$

4.3.6. CÁLCULO DE LA LONGITUD DEL TAMBOR.

Para determinar la longitud del tambor se tomó las siguientes características.

La longitud del grano en cereza más pequeño encontrado oscila entre 13, 14 y 15 mm, de las cuales se toma 14 mm, como se indica en la figura 4.17.

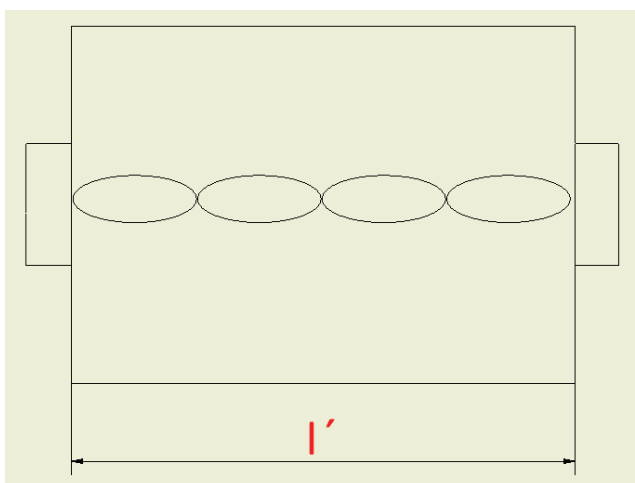


Figura 4.17. Distribución de los granos de café en el pechero (fuente: propia).

Entonces, se dice que en la longitud l' entrarán n granos y ha esto multiplicaremos por la longitud de café en cereza más común como se indica a continuación.

$$l' = n * 0.014$$

Para la alimentación de granos de café hacia el pechero, se seleccionó un eje cuadrado debido a que esta clase de geometría es la más común en el mercado, entonces se dirá que una revolución del eje cuadrado arrojará $4n$ granos al tambor para ser despulpados, la velocidad con que debe girar el eje es de 30 RPM, esto se explicó en el capítulo 2.

Como sabemos que la maquina tendrá una capacidad de 400 kg/h, entonces podemos igualar con el número de revoluciones del eje cuadrado y con la capacidad que arroja este hacia el tambor como se indica en la siguiente ecuación.

$$30 \frac{\text{rev}}{\text{min}} * \frac{4n \text{ granos de café en cereza}}{1 \text{ rev}} * \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ h}} = 400 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Se investigó que 1 kg de café contiene 555 granos de café.⁴⁸

1 kg de café en cereza \approx 555 granos de café en cereza

Entonces se transformara los 400 kg de café en cereza a granos de café en cereza.

$$400 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * \frac{555 \text{ granos de café en cereza}}{1 \text{ Kg}} = 222000 \frac{\text{granos}}{\text{hora}}$$

Con el siguiente dato cálculo igualaremos con la ecuación y se calculara el número de granos que va entrar al tambor – pechero.

$$30 \frac{\text{rev}}{\text{min}} * \frac{4n \text{ café en cerza}}{1 \text{ rev}} * \frac{60 \text{ min}}{1\text{h}} = 22000 \frac{\text{granos}}{\text{h}}$$

$$n = 30,83 \text{ granos de café en cereza}$$

Con calculo n, entonces se procederá a calcular la longitud l' del pechero.

$$l' = n * 0.014 = 0.431 \text{ m} \approx 43 \text{ cm}$$

4.3.7. CÁLCULO DEL SISTEMA DE ENGRANES.

Para empezar con los cálculos de los engranes es necesario realizar el diagrama de cuerpo libre de los engranes como se indica en la figura 4.18.

⁴⁸ Martínez J. (2013). *La Importancia del Corte Selectivo de Café Cereza*. Pág. 3-4

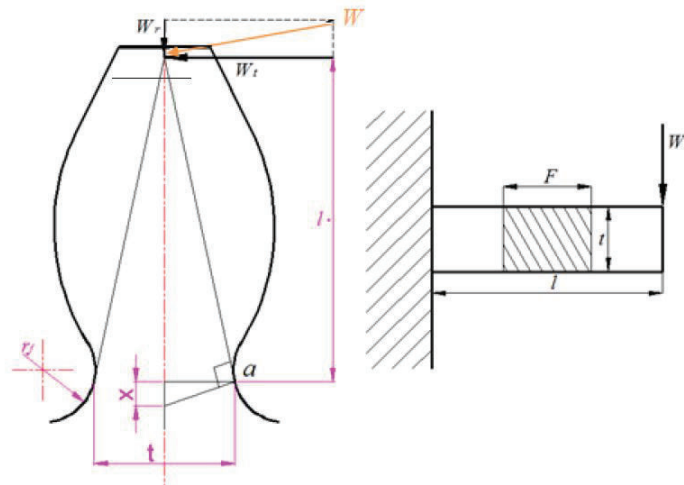


Figura 4.18. Diagrama de cuerpo libre de los engranes (fuente: propia).

Para el cálculo del sistema de engranes para la despulpadora de café, se partió de los siguientes datos.

$$m = 2,5$$

$$\phi = 20^\circ$$

$$H = 0,11 \text{ Hp}$$

$$N_p = 30 \text{ (Dientes de la rueda conductora)}$$

De la tabla 14-2 de Shigley, se obtuvo el factor de Lewis (Y) el cual es igual:

$$Y = 0,359$$

Para comenzar con el cálculo se utilizara pasos diametrales de 3, 4, 5 estos son empleados debido a su facilidad de cálculo, el proceso debe ser de forma iterativa como se muestra en la tabla 4.12.

El material que se empleó para el cálculo del ancho de cara es el Acero UNS G10400, en la tabla de \longrightarrow Shigley ($S_y = 86 \text{ Kpsi}$ y $S_{ut} = 113 \text{ Kpsi}$).

Además para el cálculo del ancho de cara (F), se utilizó un factor de seguridad de 2.

Tabla 4.12. Cálculos de los engranes.

CANTIDADES	RESULTADOS			ECUACIÓN
	3	4	5	
P (dientes/pulg)				
dp (pulg)	13,33	10	8	2.19
V (pies/min)	209	157	126	2.20
Wt (lb)	17,33	23,11	28,89	2.21
Kv	0,85	0,88	0,91	2.22
F (pulg)	3,65	6,25	9,54	2.23
F_{máx}=3p	3,14	2,36	1,88	$F = 3 \left(\frac{\pi}{P} \right)$
F_{mín}=5p	5,24	3,93	3,14	$F = 5 \left(\frac{\pi}{P} \right)$

(Fuente: propia).

Como no se desea un ancho de cara de demasiada longitud ya que esto provocaría un sobrepeso de la máquina, entonces se impuso un ancho de cara adecuado con un valor de 15 mm.

$$F = 15 \text{ mm} \approx 0,591 \text{ pulg}$$

Usando la ecuación 2.24 la se emplea para el cálculo del esfuerzo en el diente.

$$\sigma = \frac{Wt * P}{Kv * F * J}$$

El **Kv** necesario para el cálculo del esfuerzo en el diente se determinara con la ecuación 2.22.

$$K_v = \frac{50}{50 + \sqrt{V}} = \frac{50}{50 + \sqrt{209}} = 0.776$$

El número de dientes de la rueda conducida se determinó con la ecuación, la cual nos indica que el número de dientes adecuado para esta es de 60.

$$Z_a * n_a = Z_b * n_b$$

Despejando de la ecuación anterior Z_b que es el número de dientes del engrane conducido.

$$Z_b = \frac{Z_a * n_a}{n_b} = \frac{60 * 30}{30} = 80$$

Con el número de dientes de la rueda conducida, podemos determinar el factor **J**, el cual se determina con la ayuda de la figura 14-6 del libro de diseño de ingeniería mecánica de Shigley, pág. 733.

$$J = 0.419 \begin{bmatrix} Z_a & 30 \\ Z_b & 60 \end{bmatrix}$$

Entonces con los datos obtenidos anteriormente se calculó el esfuerzo que soporta el diente.

$$\sigma = \frac{W_t * P}{K_v * F * J} = \frac{17.33 * 3}{0.776 * 0.591 * 0.419} = 2.71 \text{ Kpsi}$$

A continuación se calculara el límite de resistencia a la fatiga (S_e) utilizando la ecuación 2.25.

$$S_e = S'_e * K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * K_f$$

El material que se seleccionó para el cálculo de los engranes es el acero AISI 1040 con las siguientes características.

$$S_y = 86 \text{ Kpsi}$$

$$S_{ut} = 113 \text{ Kpsi}$$

Primero se calculara el límite de resistencia a la fatiga de la probeta (S'_e), como el S_{ut} del material es menor que 200 Kpsi, entonces el S'_e será:

$$S'_e = 0.5 S_{ut} \quad \text{cuando } S_{ut} \leq 200 \text{ Kpsi}$$

$$S'_e = 0.5 S_{ut} = 0.5(113) = 56.5 \text{ Kpsi}$$

Factor de superficie (K_a), este factor se determinó con la figura 7-10 (pág. 309 de Shigley), para determinar este factor se usara el acabado y maquinado en frío y el S_{ut} correspondiente al material.

$$K_a = 0.725$$

Factor de tamaño (K_b), este factor se determinó con las siguientes condiciones:

$$P > 12 \frac{\text{dientes}}{\text{pulgada}} \rightarrow K_b = 1$$

$$P < 12 \frac{\text{dientes}}{\text{pulgada}} \rightarrow \text{Se utiliza la tabla 6.}$$

Utilizando la tabla 7 especificada anteriormente obtenemos:

$$K_b = 0.89$$

Factor de confiabilidad (K_c), este factor se determina con la tabla del libro de Shigley. Para el cálculo usaremos una confiabilidad del 95% lo cual establece un factor de confiabilidad como se indica a continuación.

$$K_c = 0.868$$

Factor de temperatura (K_d), este factor se determina con la ecuación 2.26.

$$K_d = 1 \quad T \leq 450 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$K_d = 1 - 5,8 * 10^{-3}(T - 450) \quad 450 \text{ } ^\circ\text{C} < T < 550 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Como nuestros engranes trabajaran a una temperatura menor que 450 °C, entonces nuestro factor de temperatura será:

$$K_d = 1$$

Factores de efectos diversos (K_f), este factor se determina en base al Sut del material, usando la tabla 8 obtenemos que el valor de este factor es:

$$K_f = 1.33$$

Determinando los factores anteriores podemos determinar el limite de la resistencia a la fatiga como se indica a continuación:

$$S_e = S'_e * K_a * K_b * K_c * K_d * K_f = 56.5 * 0.725 * 0.89 * 0.868 * 1 * 1.33$$

$$S_e = 42.087 \text{ Kpsi}$$

Para determinar el factor de seguridad de los engranes (n_g), su utilizó la ecuación 2.28.

$$n_g = K_o * K_m * n$$

Antes de calcular el factor de seguridad de los engranes se debe determinar los siguientes factores.

Factor de sobrecarga (K_o) tabla 13-12 de Shigley, los engranes trabajaran a choques moderados entonces el valor de este factor será.

$$K_o = 1.25$$

Factor de distribución de carga (K_m) tabla 13-13 de Shigley, viene determinado por el ancho entonces este factor tendrá un valor.

$$K_m = 1.7$$

Para determinar el valor del factor de seguridad de los engranes se utilizara la siguiente ecuación.

$$n_g = \frac{S_e}{\sigma} = \frac{42.08}{2.71} = 15.53$$

Despejando n de la ecuación anterior que involucraba al factor de seguridad de lo engranes se tiene lo siguiente.

$$n = \frac{n_g}{K_o * K_m} = \frac{15.53}{1.25 * 1.7} = 7.31$$

Como $n \geq 2$, entonces el material y las características de los engranes son los adecuados para el tipo de trabajo requerido.

La distancia entre los engranes está determinada por el diámetro del tambor, la camisa de despulpado y el largo del eje cuadrado como se indica en la siguiente figura 4.19.

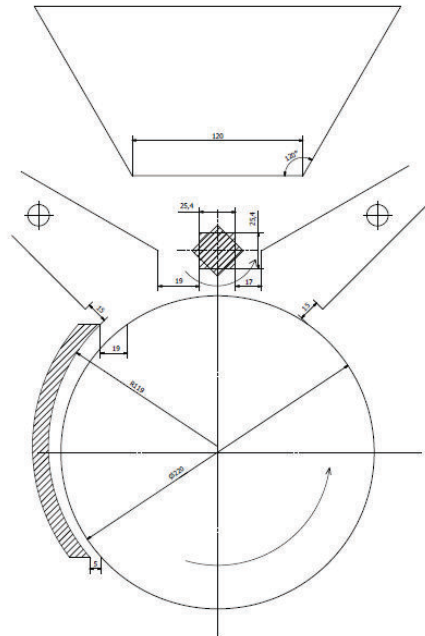


Figura 4.19. Distancia entre en centro del tambor y el centro del eje cuadrado

(fuente: propia).

Como la distancia es de 150 mm, entonces los diámetros de los engranes se deben ajustarse a la medida dicha anteriormente por facilidad de diseño los diámetros serán:

Rueda conductora: 100 mm

Rueda conducida: 200 mm

Con estos diámetros obtenemos 150 mm de distancia entre centros, con lo cual respetamos la distancia que existe entre el centro del tambor y el centro del eje cuadrado.

Para la construcción de los engranes se empleó un acero AISI 4340, ya que en el mercado no existe dimensiones adecuadas en el acero calculado que es el AISI 1040, cabe mencionar que el acero existente en el mercado tiene mayor esfuerzo a la fluencia y a la tracción que el calculado lo cual indica que no se tendrá ningún problema al momento que trabajen los engranes además el factor de seguridad aumento a 6, 94 lo cual indica que estamos trabajando con un acero adecuado a la sollicitación mecánica que realizará la máquina.

4.3.8. ACOPLA DE LA CAMISA SOBRE EN TAMBOR.

Para el acople de la camisa sobre el tambor se establecen tres posibilidades:

1. Acople mediante soldadura de puntos.
2. Acople mediante clavos y tacos de caucho o madera.
3. Acople mediante perno y tuerca.

4.3.8.1. Acople mediante soldadura de puntos.

La primera posible solución surge en base al cumplimiento de los requerimientos de soldadura, y a la necesidad de tener un aseguramiento lo más fuerte posible para que el momento de realizar la operación de despulpado no exista movimiento relativo entre la camisa y el tambor como se muestra en la figura 4.20.

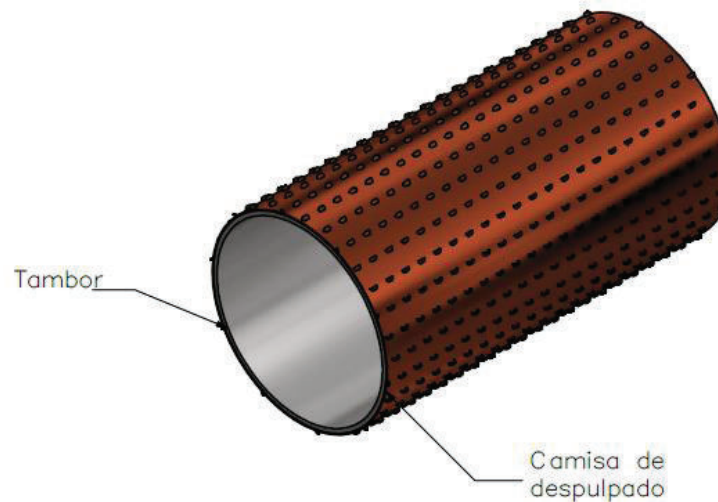


Figura 4.20. Tambor y camisa despulpadora (fuente: propia).

Como ventajas de esta solución se pueden mencionar:

- Se produce unión fuerte, la cual es favorable para eliminar la posibilidad de movimiento relativo.
- No se consideran sobre espesores de elementos externos como clavos o pernos.
- Al momento de realizar limpieza y/o mantenimiento de la máquina no presenta riesgos como en el caso de los clavos.

- Se aliviana la masa total de la máquina ya que no se insertan elementos externos, lo cual es beneficioso para el movimiento y las cargas sobre los rodamientos.

Como desventajas se pueden mencionar:

- Al ser un proceso de unión permanente, el operario de la máquina está en la necesidad de desechar conjuntamente la camisa y el tambor al momento de hacer mantenimiento, con lo cual se hace necesario cambiar el conjunto entero, esto repercute en costo y tiempo.
- Al momento de realizar el proceso de soldadura es necesario un equipo adecuado, el cual no se encuentra disponible en el campo, con esto surge la necesidad de comprar el equipo o solicitar el trabajo a una empresa competente, en cualquier caso el inconveniente es el mismo, tiempo y dinero.

4.3.8.2. Acople mediante clavos y tacos de caucho o madera.

La segunda solución se establece en base a las observaciones hechas a máquinas similares, en las cuales se usa un cuerpo que gira con el eje principal de la máquina y sobre el cual se realizan perforaciones de tal manera que se puedan insertar cuerpos de materiales más flexibles para que alberguen a los clavos y así se asegure la camisa como se muestra en la figura 4.21.

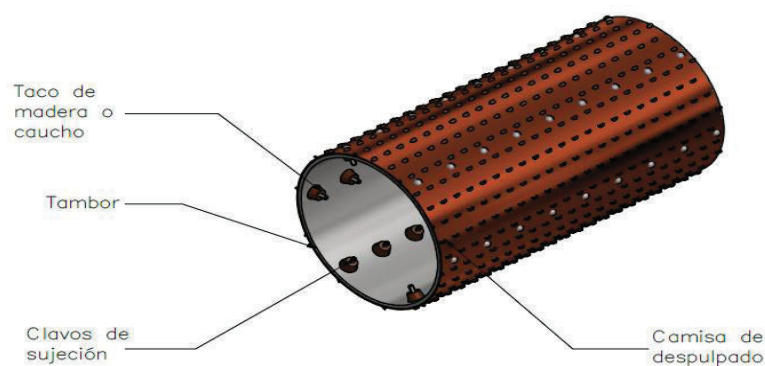


Figura 4.21. Camisa unida al tambor mediante materiales más flexibles.

(Fuente: propia).

Como ventajas de esta solución se pueden establecer las siguientes:

- Facilidad al momento de realizar el cambio de la camisa, ya que en el caso más extremo se tendrá que cambiar un taco, lo cual no presenta mayor inconveniente.
- El costo de utilizar esta solución es muy reducido en comparación a las demás soluciones, además de la posibilidad de realizar personalmente el cambio, sin la necesidad técnica como en el caso anterior.
- El tambor puede conservarse para realizar un cambio en la camisa, con lo que no se desperdicia material ni tiempo como en el caso anterior.

Como desventajas se pueden mencionar las siguientes.

- Al momento de realizar la limpieza de la máquina resulta un tanto peligroso introducir las manos u otro objeto dentro del tambor ya que podría ocurrir algún daño físico.
- Debido a que el cambio de la camisa se recomienda en cada cosecha, el daño en los tacos ya sean de madera o caucho ameritan el cambio de alguno de estos elementos, con lo que se consume un poco más de tiempo que el estimado.

4.3.8.3. Acople mediante perno y tuerca.

La tercera solución surge en base a la facilidad que presentan algunos elementos normalizados al momento de realizar el montaje o desmontaje de las máquinas, en este caso los pernos y las tuercas brindan una solución fácil y segura como se muestra en la figura 4.22.

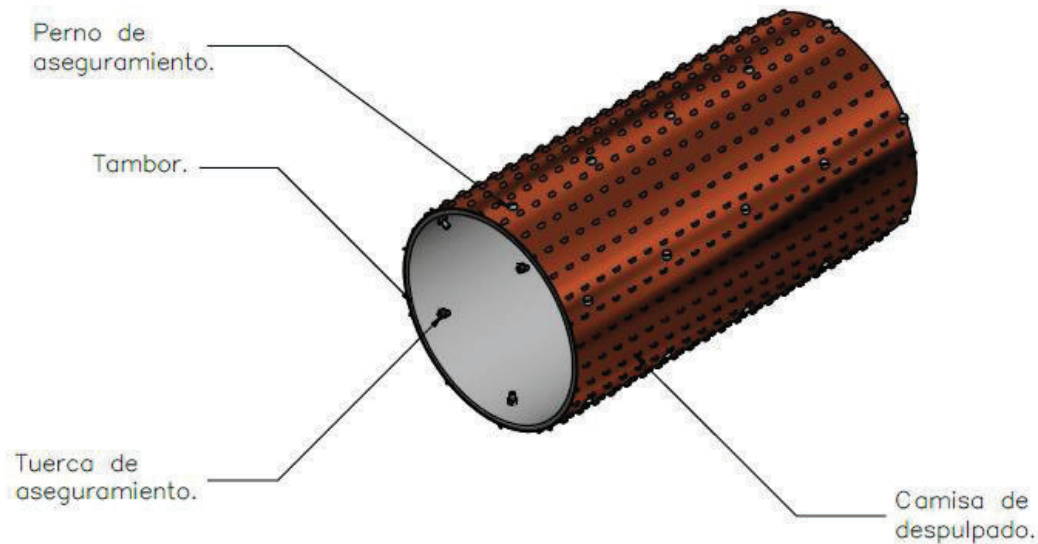


Figura 4.22. Camisa unida al tambor mediante pernos y tuercas (fuente: propia).

Como ventajas de esta solución se mencionan las siguientes:

- El nivel de seguridad que ofrecen estos elementos es bastante alta por tanto ofrecen una buena solución al momento de realizar sujeción entre elementos de máquinas.
- Al momento de realizar el mantenimiento de la máquina no habría mucha dificultad, ni se presentaría el riesgo que se presentó en el caso anterior.
- El costo de implementar esta solución resulta bajo y el equipo necesario para realizar el cambio de la camisa no es tan sofisticado, por lo que no influye en los costos de la máquina.
- El sistema no implica un cambio grande en cuanto a masas o inercias ya que estos elementos normalizados no influyen en estos factores.
- Al igual que en el caso anterior, el tambor no se desecha y puede utilizarse para hacer cambios posteriores de la camisa.

Como desventajas se pueden mencionar:

- Al momento de realizar el cambio de la camisa es necesaria una operación de perforación en la camisa, con lo que se hace necesario el uso de un taladro, aunque el costo no están elevado, en si es un factor a considerar.

- Para la sujeción se deben utilizar pernos lo suficientemente pequeños que no sobrepasen a la altura de los destajes en el tambor, esto puede ser un poco dificultoso si se considera un trabajo en el campo.

Al analizar cada una de las soluciones presentadas anteriormente se determinó que la que satisface de mejor manera a la configuración de la máquina es la tercera (aseguramiento mediante pernos y tuercas), esta solución es la que finalmente se implementará en la máquina.

Para la sujeción de la camisa se utiliza el tambor como un cuerpo cilíndrico de acero, el cual se une al eje mediante tapas laterales semejantes a dos poleas ubicadas en los extremos, como se observa en la figura 4.23.

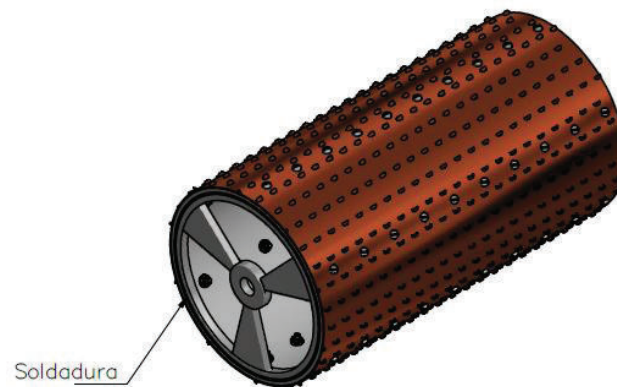


Figura 4.23. Sujeción de la camisa al tambor (fuente: propia).

En la región de la soldadura el material no soporta carga considerable, por lo tanto no se considera esta zona como crítica, de lo cual se concluye que el cordón de soldadura puede realizarse con cualquier material de aporte sin que se altere la funcionalidad de la máquina, para este caso y por facilidad de construcción se toma un electrodo AWS E6011 como material de aporte y la soldadura se determina alrededor de la circunferencia con el único objetivo de unir el tambor con las tapas laterales.

Para la construcción y por disposición en el mercado se consideran pernos de diámetro 5/32" y longitud 3/4" dispuestos como muestra la siguiente figura 4.24.

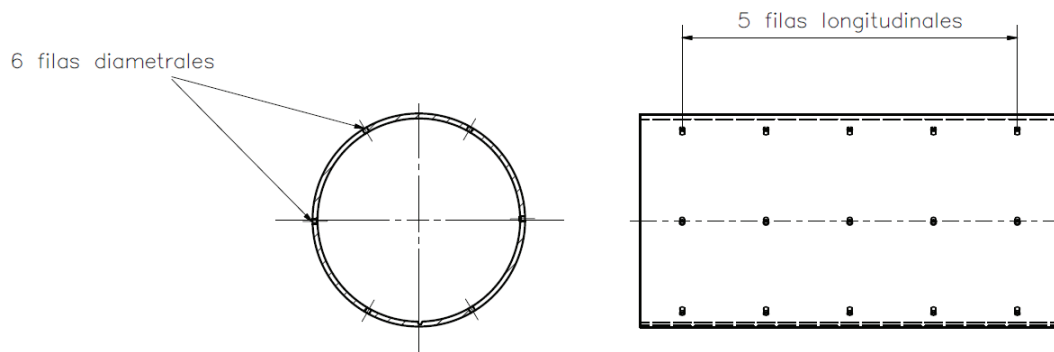


Figura 4.24. Disposición de los pernos en la longitud del tambor (fuente: propia).

En base a la configuración mostrada se puede determinar que el número de pernos utilizar, es de 60 unidades, junto con 60 tuercas y 60 arandelas sellantes con las siguientes especificaciones:

- Pernos: DIN 7985 \varnothing 5 mm; longitud 15⁴⁹
- Tuercas: DIN 985 \varnothing 5 mm; longitud 10⁵⁰
- Arandela sellante: Bonded Washer \varnothing 5 mm⁵¹

4.3.9. LONGITUD Y DENOMINACIÓN DE LA CAMISA DESPULPADORA.

La camisa junto con el pechero son los elementos más importantes de la máquina, ya que estos elementos son los que permiten generar la fuerza que provoca el despulpado de los granos de café, por ello su estudio y diseño se los deben realizar teniendo en cuenta consideraciones de funcionalidad, espacio, y sobre todo adaptabilidad.

Una vez dimensionado el pechero y la forma que éste elemento se acopla a la máquina, es necesario realizar el mismo estudio para la camisa.

Como punto de partida se determinan las dimensiones de la camisa, las cuales se establecen en base las casas comerciales fabricantes, para el presente proyecto se hace referencia a la casa LAMINACO ubicada en la ciudad de Medellín, la misma que ofrece camisas de calibre 0,7, de la cual las dimensiones son:

- Altura de los resaltes: 3 mm
- Espesor de la camisa: 1 mm

⁴⁹ DILSAS. *Tornillería Universal*.pdf. pág. 25

⁵⁰ DILSAS. *Tornillería Universal*.pdf. pág. 38

⁵¹ DILSAS. *Tornillería Universal*.pdf. pág. 17

- Ancho de la camisa: 300 mm

La dimensión de largo va de acuerdo a las necesidades del comprador, para el proyecto esta dimensión se establece en base a longitud de la circunferencia del tambor, esta longitud se establece en base al radio del tambor determinado anteriormente como 110 mm.

La longitud de la circunferencia resulta como se muestra en la figura 4.25.

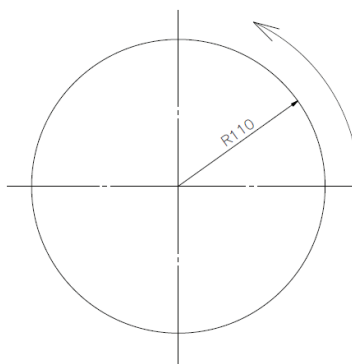


Figura 4.25. Longitud de la circunferencia del tambor (fuente: propia).

$$S = R\theta = 110\text{mm} (2\pi \text{ rad})$$

$$S = 691,15 \text{ mm} = 0,691 \text{ m} \approx 0,7 \text{ m}$$

Por operaciones de corte y eliminación de aristas, acoplamientos, etc., se determina una longitud de 0,8 m, en este caso el ancho de la camisa es una limitante, ya que se determinó una longitud del cilindro de 430 mm, y la disponibilidad del mercado hace que sean necesarias dos unidades con las siguientes especificaciones:

- Ancho de camisa: 30 cm
- Largo de camisa: 80 cm

4.3.10. DISEÑO DEL PECHERO

La compresión necesaria para producir el despulpado de los granos de café se da entre dos cuerpos, un fijo llamado pechero y un móvil llamado cilindro en el cual está insertada la camisa que facilita el arrastre de los granos, a continuación se realiza un estudio para determinar la geometría del cuerpo fijo.

En la figura 4.26 se esquematiza el proceso de despulpado, en el cual el cuerpo móvil facilita el movimiento de los granos de café mediante rotación hacia el cuerpo fijo, por esta razón es conveniente que el cuerpo móvil sea uniforme tanto en geometría como en inercia, por lo tanto los cambios de sección deben hacerse en el cuerpo fijo de tal manera que esta distribución permita generar la presión suficiente para producir el despulpado.

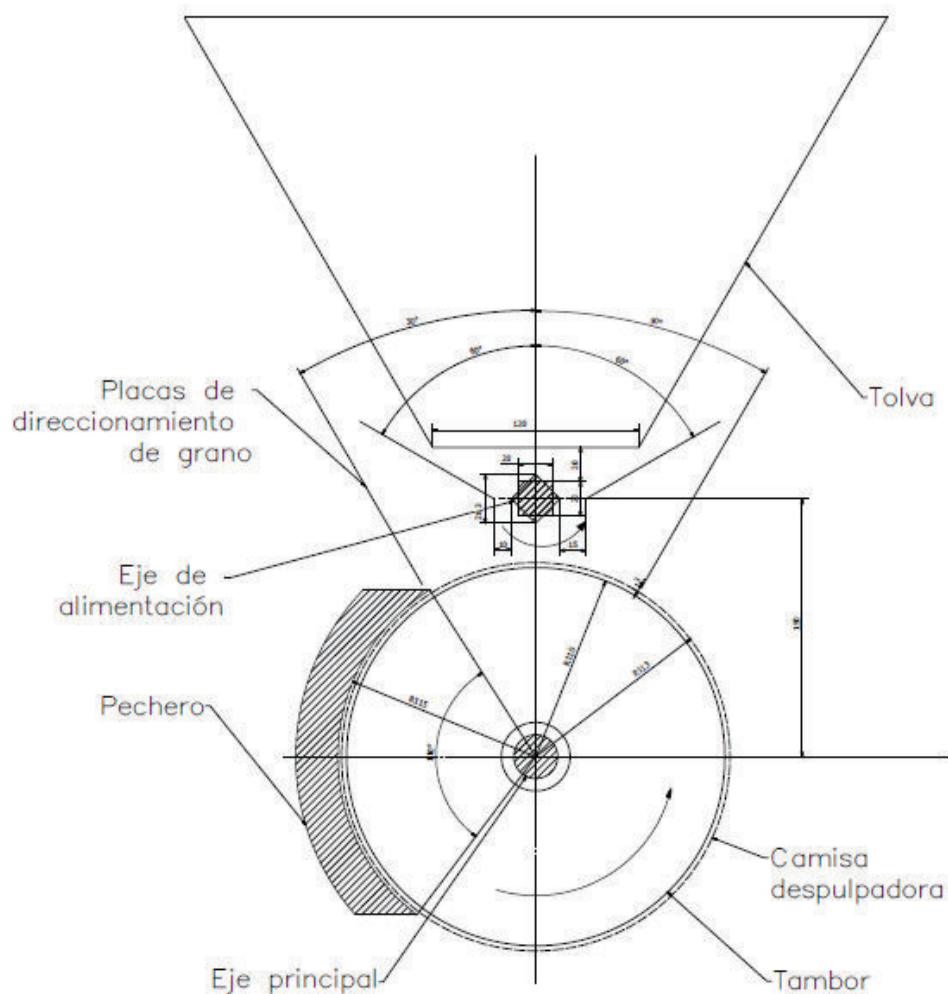


Figura 4.26. Despulpadora de tambor (fuente: propia).

Lo importante al momento de realizar el proceso de despulpado es generar una compresión progresiva sobre los granos de café, ya que si la compresión es brusca se causarían daños en el pergamino lo cual repercutiría en las propiedades organolépticas causando decoloración y entrada de microorganismos⁵², además si

⁵² Sivezt M. (1963). *Coffe Processing Technology*. Westport. Pág 74

este fuera el caso los granos de café saldría a gran velocidad dificultando los procesos posteriores y haciendo necesarios más accesorios para controlar la salida de los granos.

El cuerpo fijo por recomendación suele abarcar $\frac{1}{4}$ de una esfera (aprox. 90°)⁵³, en base a mediciones y comparaciones con máquinas similares se estableció una abertura de 110° , esto por la necesidad de permitir una entrada y salida del grano de café.

Dentro del diseño del elemento fijo se establecen las siguientes partes como se muestra en la figura 4.27.

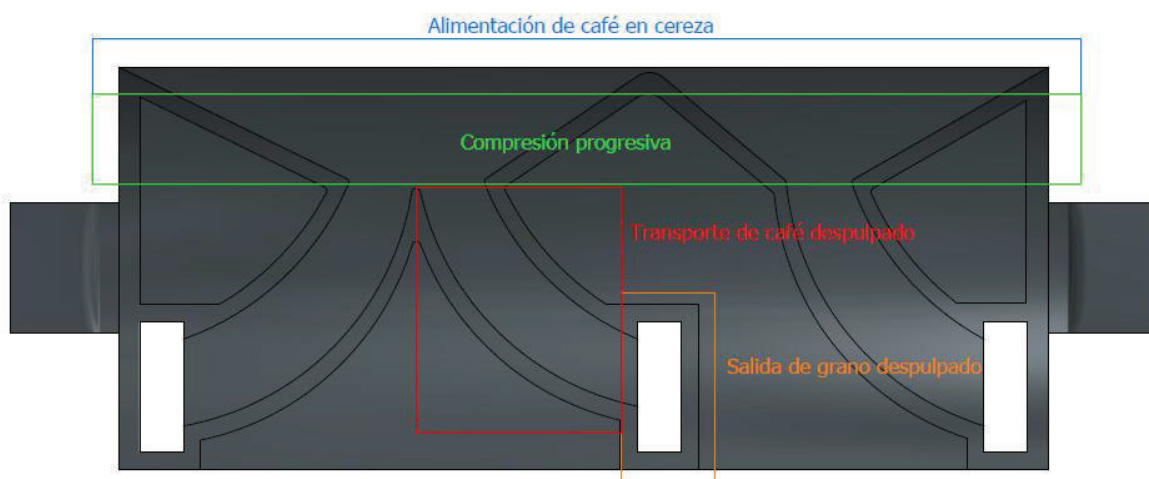


Figura 4.27. Zonas principales en el pechero (fuente: propia).

En la zona de alimentación del café en cereza es conveniente tener un área lo más grande posible para que el flujo de café cumpla con la capacidad de la máquina, esta área se determina al tomar al flujo de café como 400 Kg/h considerando un trabajo continuo de despulpado de 8 horas diarias.

La limitación para esta área se considera a partir del paso del grano de mayor dimensión, el cual tiene una longitud de 19 mm según la medición realizada con anterioridad como se muestra en la figura 4.28.

⁵³ Sivezt M. (1963). *Coffe Processing Technology*. Westport, pág 74

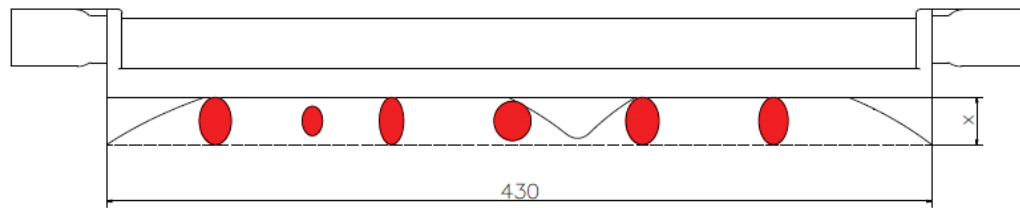


Figura 4.28. Limitación a partir del paso del grano (fuente: propia).

Se determina el valor de x , como 24 mm por facilidad de construcción.

En la parte inferior del pechero es conveniente que el espesor sea de tal manera que no se dañen los granos ya despulpados, en base a mediciones hechas a granos en pergamino se determinó que el espesor más grande de uno de estos granos fue de 9 mm, que restados los 3 mm, de la camisa resulta un espesor de 6 mm, como muestra la figura 4.29.

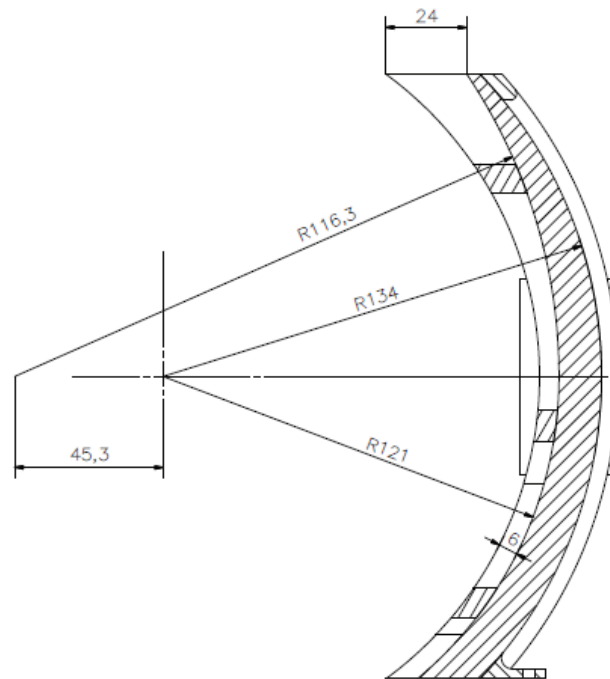


Figura 4.29. Resultados de los espesores del pechero (fuente: propia).

Para determinar las dimensiones de las salidas del grano de café se utiliza la relación de despulpado establecida como $3/5$, es decir, por cada quintal de café en

cereza despulpado (100 lb), se obtienen 60 lb de café en pergamino y el resto de pulpa (40 lb)⁵⁴.

Considerando el caso crítico, en el cual la máquina solamente presentase una sola salida, es decir, aproximadamente 240 lb de café en pergamino, así el caudal se determina por la ecuación 2.30.

$$\frac{m}{t} = 240 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} = \frac{\rho V}{t} = \rho Q$$

$$Q = \frac{240 \text{ Kg/h}}{\rho}$$

Para este caso se considera la densidad del café en pergamino de 826 Kg/m³, con este dato se obtiene:

$$Q = \frac{240 \text{ Kg/h}}{826 \text{ Kg/m}^3} = 0,29 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} = 8,071 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

El caudal se puede considerar con la ecuación 2.31.

$$Q = v A = 8,071 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Se considera para el diseño una velocidad de desplazamiento del grano despulpado como, 10 cm/s de los cual se obtiene el área por la cual deberá salir el grano.

$$A = \frac{Q}{v} = \frac{8,071 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{0,1 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 8,071 \times 10^{-4} \text{m}^2 = 807,1 \text{ mm}^2 \approx 1000 \text{ mm}^2$$

⁵⁴ ASOCIACIÓN NACIONAL DE CAFÉ [versión electrónica]. Recuperado el 31 de agosto de 2014: http://www.anacafe.org/qlifos/index.php/BeneficiadoHumedo_Despulpado

Así, para la determinación del área se podrían establecer las siguientes soluciones, como se muestra en la figura 4.30.

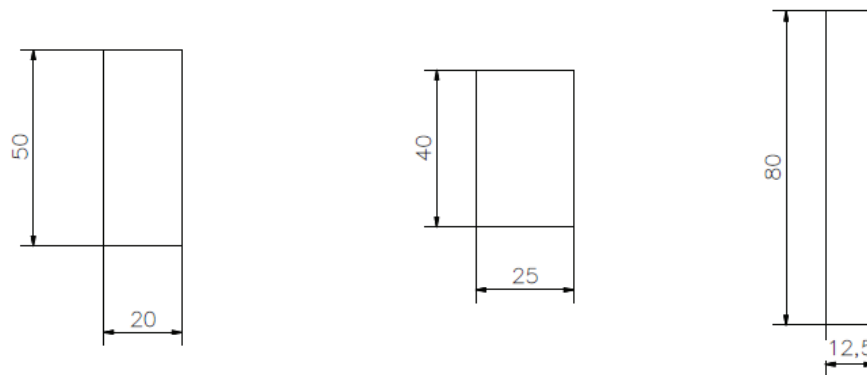


Figura 4.30. Soluciones de los canales de salida (fuente: propia).

De estas soluciones, la que satisface de mejor manera es la de 20 X 50 mm, a esta solución y por facilidad de construcción se toma una sección de 20 X 60 mm.

Para máquinas de similares tamaños en las marcas Jotagallo y Penagos, se han colocado tres salidas en el pechero para permitir la salida del grano despulpado, esta consideración se la realiza en base al espacio necesario para evitar la aglomeración de los granos de café despulpados y así evitar que debido a la presión alta los granos salieran a gran velocidad.

Las salidas se distribuyen de acuerdo al siguiente esquema, tomando como referencia que se puede tomar una relación de 1,5, es decir que el espacio correspondiente a las dos salidas principales se toma como 150% más que la tercera salida (210mm y 140 mm), con esta explicación el esquema resulta, como se muestra en la figura 4.31.

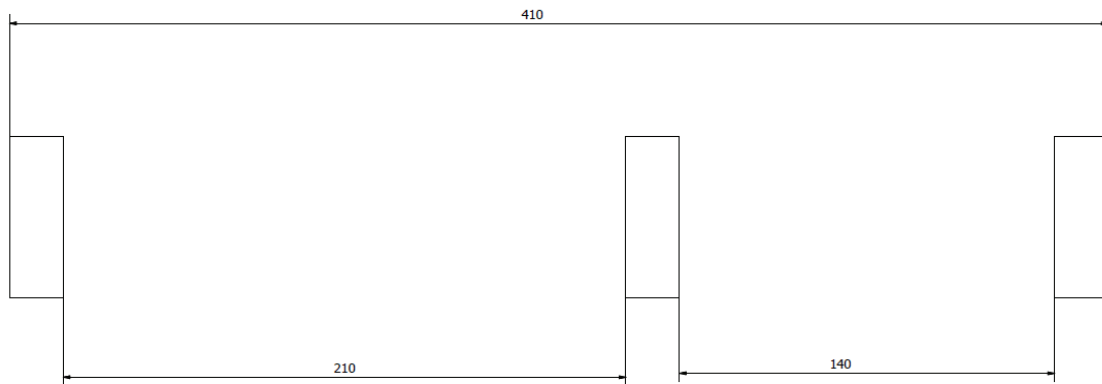


Figura 4.31. Distribuciones de los canales en el pechero (fuente propia).

- Las distribuciones de los canales se dan bajo las siguientes consideraciones:
- El ángulo máximo de reposo para el café lavado tomando como referencia una cuña de acrílico es de $40,7^\circ$.
- El ángulo mínimo de reposo para el café en almendra tomando como referencia una cuña de acrílico es de $27,8^\circ$.⁵⁵

4.3.10.1. Ancho de los canales

Debido a las salidas distribuidas en el pechero y considerando el número de las mismas, se puede determinar que el caudal que saldrá por cada una es de la tercera parte del caudal total, es decir, $2,69 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{h}$, así el ancho de los canales se determina mediante la ecuación 2.31.

$$Q = vA = 2,69 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Como se mencionó con anterioridad la velocidad se considera de $0,1 \text{ m/s}$, con esto el área resulta:

$$A = \frac{Q}{v} = \frac{2,69 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{0,1 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 2,69 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Esta área es el producto del ancho del canal por la altura del mismo, previo a esto se determinó la altura de los canales como la longitud mayor de los granos en

⁵⁵ Tascón O, Mejía R, (1985), *Coefficiente de Fricción, Ángulo de Reposo y Densidades de Granos de Café Árábica*, pág. 22-38.

pergamino, es decir, 9 mm, con esto se determina el ancho del canal de la siguiente manera.

$$A = 2,69 \times 10^{-4} \text{ m}^2 = 269 \text{ mm}^2 = 9 \text{ mm} * \text{ancho del canal}$$

$$\text{Ancho del canal} = \frac{269 \text{ mm}^2}{9} = 29,88 \text{ mm} \approx 30 \text{ mm}$$

4.3.10.2. Soportes del pechero.

Estos elementos son los encargados de regular al pechero y mantenerlo fijo en una determinada posición mientras se produce el proceso de despulpado, sobre estos elementos influyen las fuerzas de despulpado determinadas anteriormente, el punto de aplicación de estas fuerzas de despulpado se determina geoméricamente tomando como referencia el tamaño del grano de café más pequeño, así este punto sería el cual su área fuese pequeña para no permitir el paso de este grano en cereza, en el pechero este punto se encuentra en las posiciones especificadas en a figura 4.32.

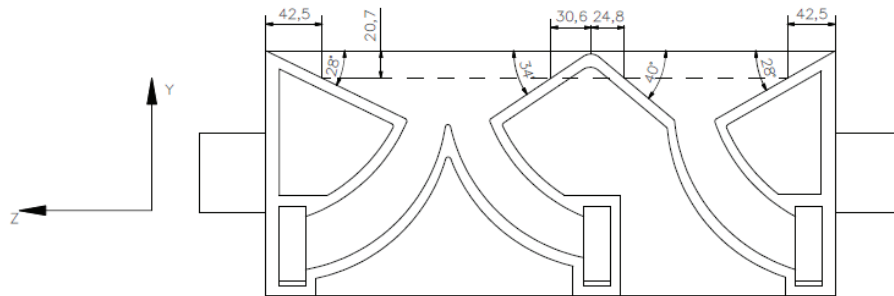


Figura 4.32. Puntos de aplicación de fuerza en el pechero (fuente: propia).

Así el diagrama de cuerpo libre total resulta, como se muestra en la figura 4.33.

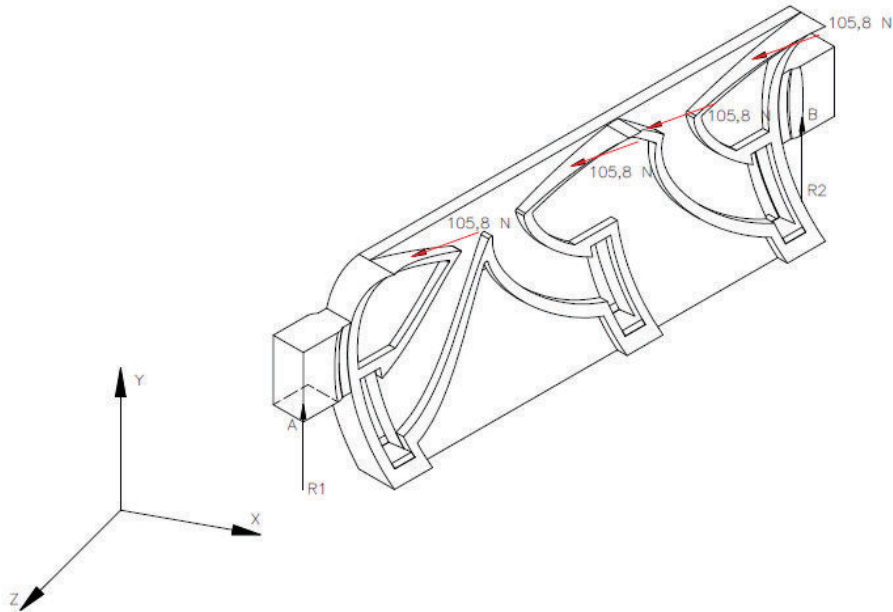


Figura 4.33. Diagrama de cuerpo libre del pecho (fuente: propia).

Las fuerzas de despulpado se descomponen en los ejes X y Y, como indica la figura 4.34.

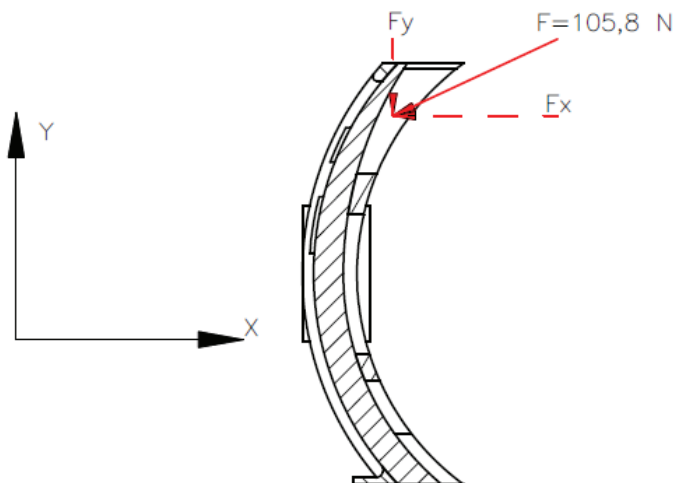


Figura 4.34. Fuerzas de despulpado (fuente: propia).

Las fuerzas F_x son compensadas con pernos de soporte determinados más adelante, mientras que las fuerzas F_y para cada punto se observan en la figura 4.35.

Finalmente el diagrama de cuerpo libre se obtiene.

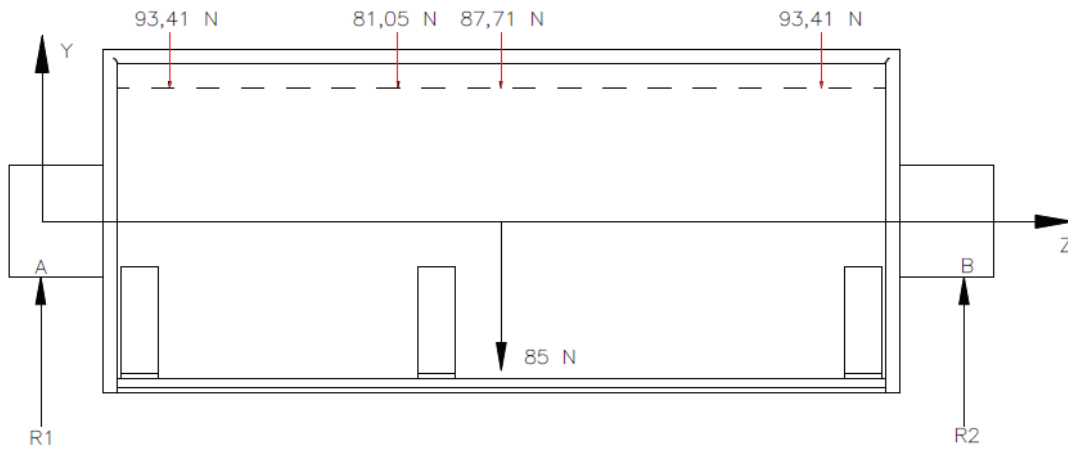


Figura 4.35. Fuerzas verticales en el pechero (fuente: propia).

$$\sum F_y = 0$$

$$R1 + R2 = 85 + 93,41 + 81,05 + 87,71 + 93,41$$

$$R1 + R2 = 440,58 \text{ N}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$93,41(42,5) + 81,05(159,3) + 87,7(214,7) + 93,41(387,5) + 85(215) = R_y(430)$$

$$R_y = 209,73 \text{ N}$$

$$R_x = 230,85 \text{ N}$$

Con estas fuerzas y considerando el material del pechero como fundición gris ASTM 20, se determina que la limitante para estos soportes es el espacio para permitir la regulación del pechero, por ello se toma las siguientes medidas para este elemento.

- Longitud: 50 mm
- Ancho: 60 mm
- Espesor: 30 mm

Se recomienda que para la construcción se tomen los radios de redondeo adecuados de tal manera que se trate de formar un solo cuerpo entre el cuerpo fijo y sus soportes, tratando a su vez de eliminar aristas vivas.

4.3.11. DISEÑO DE LA REGULACIÓN DEL PECHERO.

Geométricamente se puede establecer que la distancia máxima que debe recorrer el pechero al momento de subir es de aproximadamente $2/5$ de pulgada⁵⁶, misma distancia que recorrería si quisiera bajar, para la distancia de desplazamiento lateral se determinó que fuese de $1/2$ pulgada, así el alojamiento para estos soportes resulta como se muestra en la figura 4.36.

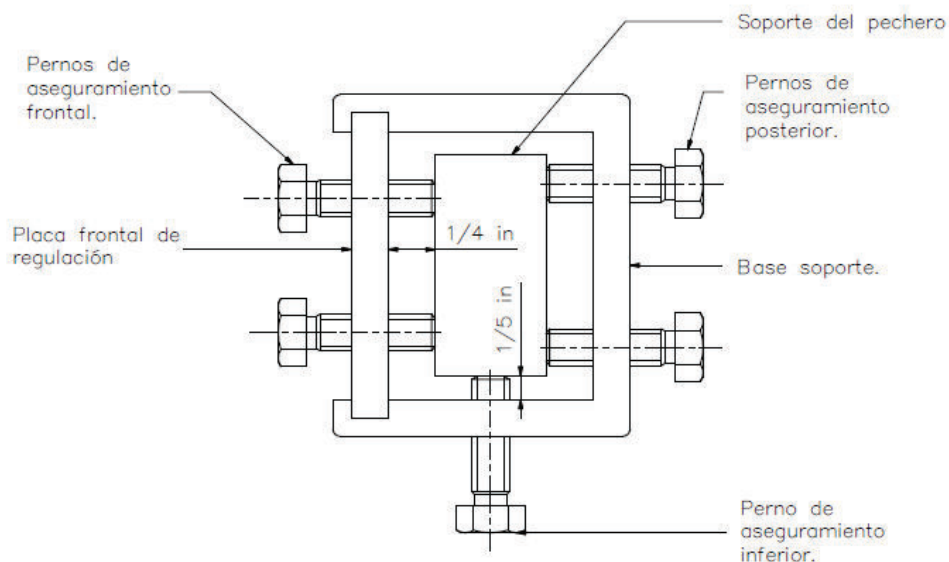


Figura 4.36. Regulación del pechero (fuente: propia).

Para la sujeción y por limitación del espacio se utilizan pernos de diámetro igual a 8 mm.

Se omite el cálculo de estos elementos, ya que no están bajo solicitaciones mecánicas, y su única función es regular distancia, más no soportar carga.

⁵⁶ Sivezt M. (1963). *Coffe Processing Technology*. Westport, pág 71.

4.3.12. BARRAS DE SUJECIÓN.

Estos elementos son los encargados de mantener unidos los elementos de la máquina y evitar que al momento que se realice el proceso de despulpado dichos elementos se desarmen produciendo fallos.

A continuación se muestran los esfuerzos a los que se someten estos elementos como se muestra en la figura 4.37.



Figura 4.37. Fuerzas actuantes en la barra de sujeción (fuente: propia).

La fuerza F que debe soportar la barra es equivalente al empuje ejercido por la entrada de los granos de café hacia el pechero, esta fuerza se la determina en base al volumen que abarcan los granos de café desde la tolva hasta el pechero, este volumen se estima de aproximadamente $0,0107 \text{ m}^3$, en base a la ecuación (2.33.) de Arquímedes y tomando en cuenta al café como un flujo de fluido resulta una fuerza de:

$$F = \rho g V = 322,5 \text{ N}$$

Esta fuerza se distribuye sobre cuatro barras ubicadas sobre la máquina para fortalecer la unión de los elementos, por tanto, la fuerza sobre una sola barra es la cuarta parte de la calculada, y como se muestra en la figura 73 el único esfuerzo que actúa sobre la barra es de tensión, por lo tanto se puede establecer el diámetro mínimo de la barra mediante las ecuaciones (2.34. y 2.35.).

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma}$$

Tomando como factor de seguridad 2, y la resistencia del material de la barra como 235 MPa ⁵⁷.

⁵⁷ANDEC. Catálogo Productos ANDEC. Pdf, pág. 11

$$A = \pi \frac{d^2}{4} = \frac{\eta F}{S_y} = 6,86 \times 10^{-7} \text{ m}^2$$

El diámetro mínimo de la barra resulta:

$$d_{\min} = 0,9 \text{ mm}$$

En base a los catálogos sobre barras de acero lisas se tiene que el diámetro mínimo de las barras es de 8 mm, por tanto se toma este diámetro para las barras, con una longitud total de 470 mm, y una longitud roscada de 20 mm en cada extremo.

4.3.13. ELEMENTOS NORMALIZADOS.

4.3.13.1. Chavetas y chaveteros

Para la sujeción del eje principal y del eje de alimentación hacia los engranes se proponen chavetas para la transmisión del movimiento, para estos elementos se considera la tabla 2.7.

Para el eje principal resultó un diámetro de 1" (25,4 mm), en base a la tabla se determina las siguientes dimensiones para la chaveta:

- $b = 8 \text{ mm}$
- $h = 7 \text{ mm}$
- $f = 21,4 \text{ mm}$
- $L = 14 \text{ mm}$
- $r = 0,3 \text{ mm}$
- $K_t = 2,9$
- $K_{ts} = 3,2$

Para el eje de alimentación ($\emptyset 20 \text{ mm}$) se determinó para la chaveta las siguientes dimensiones:

- $b = 6 \text{ mm}$
- $h = 6 \text{ mm}$
- $f = 16,5 \text{ mm}$
- $L = 14 \text{ mm}$
- $r = 0,3 \text{ mm}$
- $K_t = 2,6$

- $K_{ts} = 3$

Como comprobación se realiza el diseño de las chavetas tanto para cizallamiento y aplastamiento, en el primer caso del eje principal resulta.

El esfuerzo cortante para el diseño se determina mediante la ecuación 2.36.

$$\tau_d = 0,5 \frac{S_y}{\eta}$$

La longitud mínima de la chaveta se determina en base a la ecuación 2.37.

$$L_{\min} = \frac{2T}{\tau_d D b}$$

Con los datos calculados anteriormente se tiene:

$$\tau_d = 35,83 \text{ MPa}$$

Y la longitud mínima como:

$$L_{\min} = 3,2 \text{ mm}$$

De manera similar para el eje de alimentación.

$$\tau_d = 35,83 \text{ MPa}$$

La longitud mínima resulta:

$$L_{\min} = 5,4 \text{ mm}$$

Para el caso del aplastamiento se utilizan las ecuaciones (2.26 y 2.28).

$$\sigma_d = \frac{S_y}{\eta}$$

$$L_{\min} = \frac{4T}{\sigma_d D h}$$

En el caso del eje principal resulta:

$$\sigma_d = 71,67 \text{ MPa}$$

$$L_{\min} = 3,7 \text{ mm}$$

Para el eje de alimentación resulta:

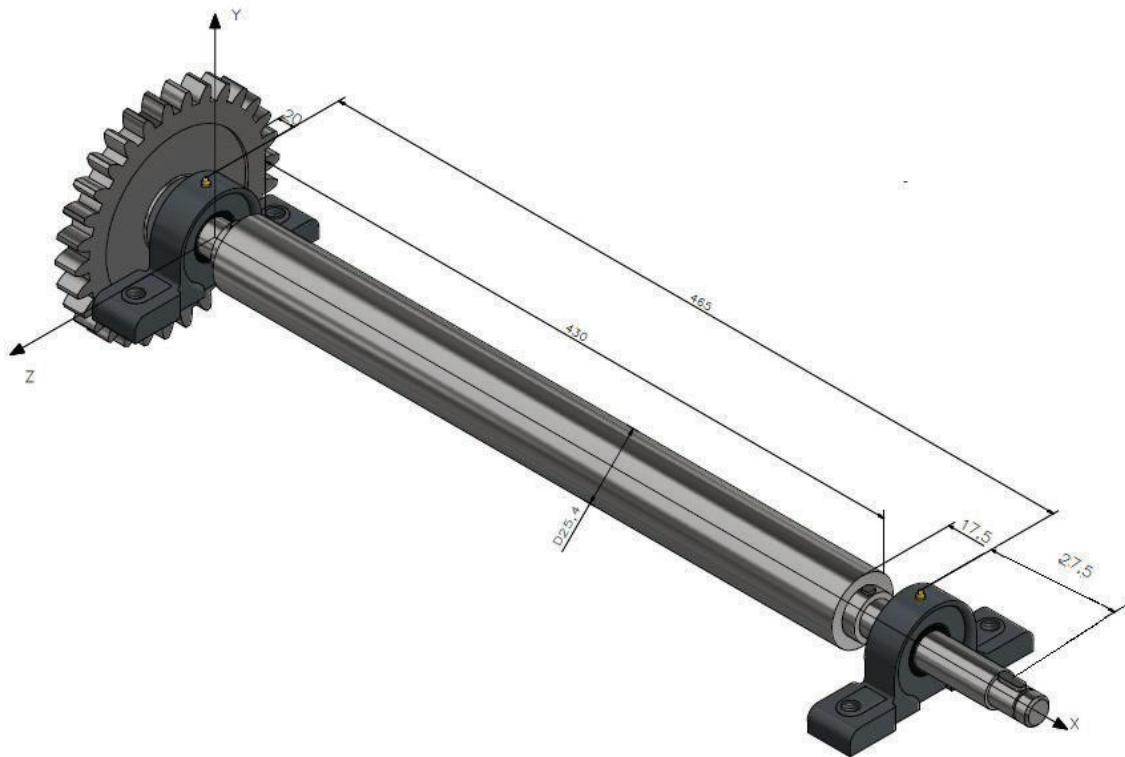
$$\sigma_d = 71,67 \text{ MPa}$$

$$L_{\min} = 5,4 \text{ mm}$$

Con estos resultados se respaldan las dimensiones establecidas anteriormente para cada una de las chavetas.

4.3.13.2. Rodamientos del eje principal.

Para los rodamientos se utiliza el catálogo 41 250 SA de la FAG, para lo cual se empieza el estudio por una diagrama de cuerpo libre del eje principal, el mismo que se muestra en la figura 4.38.



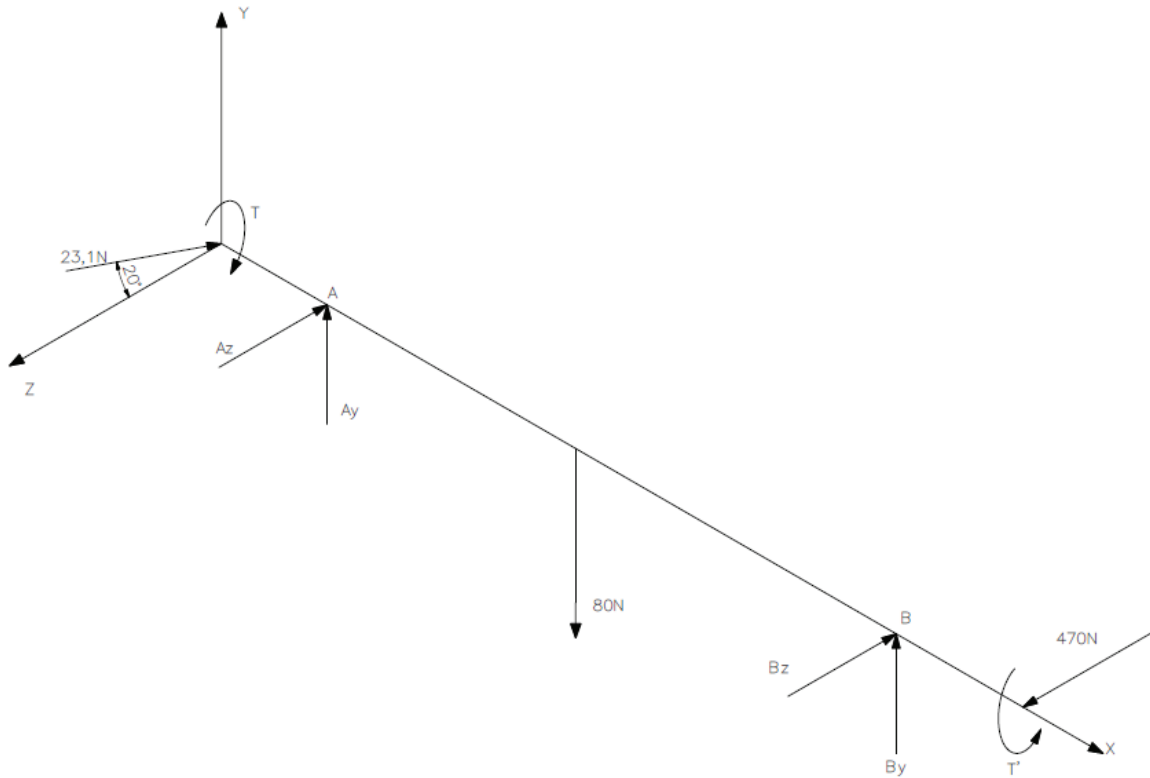


Figura 4.38. Diagrama de cuerpo libre del eje principal (fuente propia).

Según el diagrama de cuerpo libre y aplicando las condiciones de equilibrio se tiene:

$$\sum F_z = -23,1 \cos(20) - A_z - B_z + 470 = 0$$

$$A_z + B_z = 448,29$$

$$\sum F_y = -23,1 \sin(20) + A_y - 80 + B_y = 0$$

$$A_y + B_y = 87,9$$

$$\sum M_{A_y} = 23,1 \cos(20) 0,02 + B_z(0,465) - 470(0,4925) = 0$$

$$B_z = 496,86 \text{ N}$$

$$A_z = -48,57 \text{ N}$$

$$\sum M_{A_z} = 23,1 \sin(20) 0,02 - 80(0,2325) + B_y(0,465) = 0$$

$$B_y = 39,66 \text{ N}$$

$$A_y = 48,24\text{N}$$

$$A = \sqrt{A_y^2 + A_z^2} = \sqrt{(-48,57)^2 + (48,24)^2} = 68,46\text{N} = 6,98\text{ Kg}$$

$$B = \sqrt{B_y^2 + B_z^2} = \sqrt{(496,86)^2 + (39,66)^2} = 498,44\text{N} = 50,83\text{ Kg}$$

Según el catálogo FAG, se determina la carga dinámica:

$$C = \frac{f_L}{f_n f_H} P$$

Para el rodamiento A usando la (ec. 2.32); la carga dinámica equivalente se toma como la fuerza A, con esto la capacidad dinámica del rodamiento resulta:

$$C_A = \frac{3}{0,822 * 1} (6,98) = 25,47\text{ Kg}$$

De manera similar se obtiene en el rodamiento B usando la (ec. 232):

$$C_B = \frac{3}{0,822 * 1} (50,83) = 185,5\text{Kg}$$

Según el catálogo FAG, Pág. 14, para rodamientos rígidos de bolas se puede establecer las siguientes características para el rodamiento mínimo a utilizar, pero en este caso se hace referencia al proceso de fabricación del eje principal, el cual posee un diámetro de una pulgada, por ello se utilizan rodamientos con las siguientes especificaciones observadas en la figura 4.39.

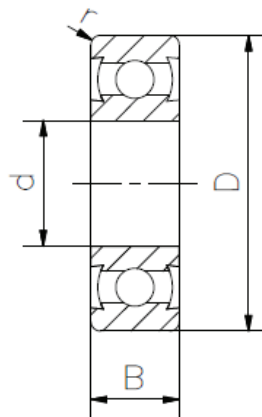


Figura 4.39. Especificaciones de los rodamientos (fuente: propia).

Rodamiento A:

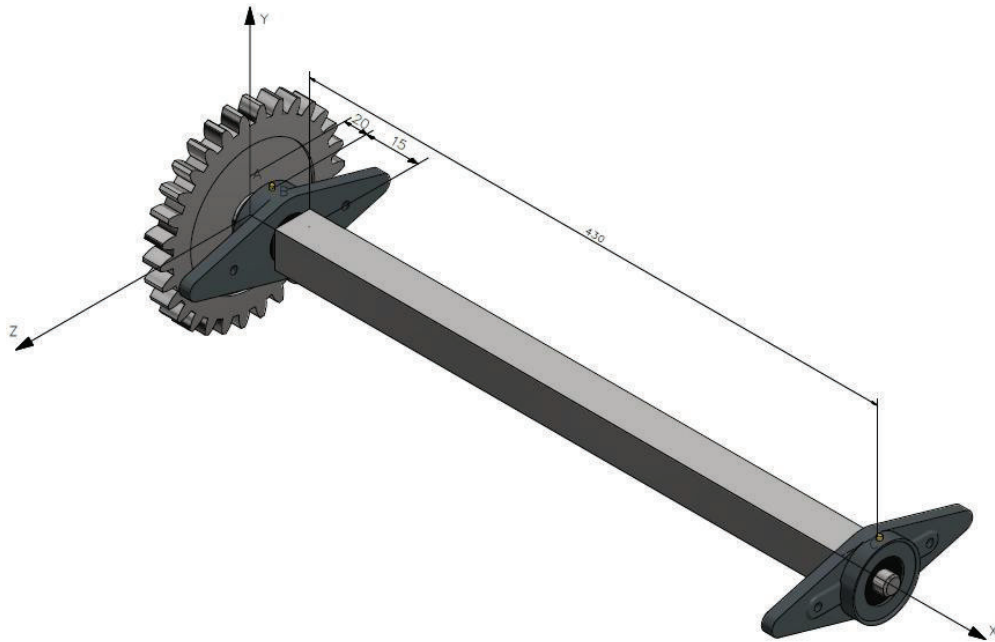
- $D = 47 \text{ mm}$
- $d = 20 \text{ mm}$
- $B = 14 \text{ mm}$
- $r = 1,5 \text{ mm}$

Por facilidad y disponibilidad de piezas se toma un rodamiento similar para el alojamiento B.

La especificación para estos rodamientos es: Rodamiento con dos tapas de protección INA 62 04.2Z.

4.3.13.3. Rodamientos eje de alimentación.

De manera similar al eje principal se establece el siguiente diagrama de cuerpo libre como se muestra en la figura 4.40.



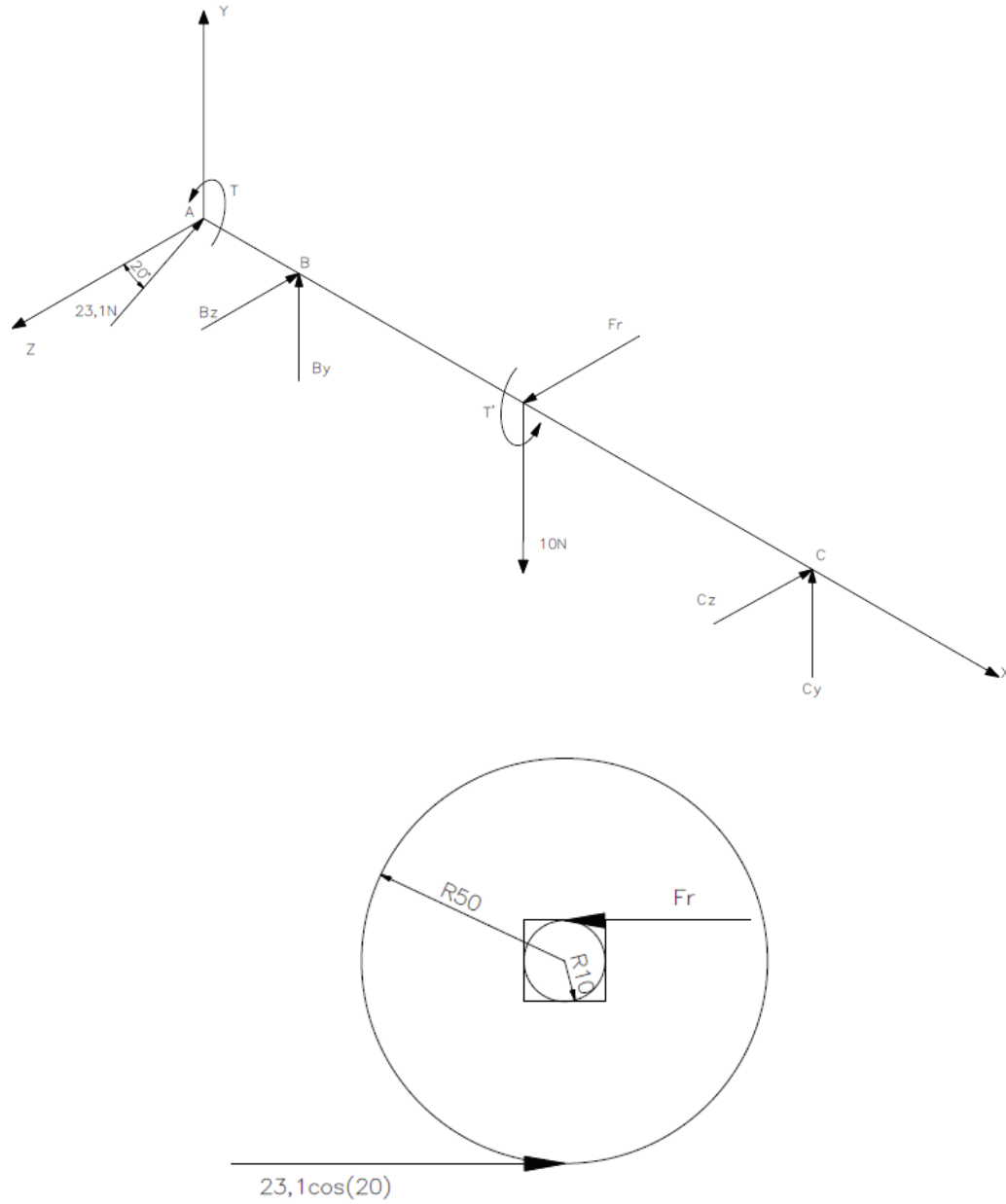


Figura 4.40. Diagrama de cuerpo libre de eje principal.

La fuerza F_r representa la fuerza de rozamiento entre el eje y los granos de café, es decir, la fuerza que provocaría el movimiento de los granos de café hacia el pechero.

Según el diagrama de cuerpo libre y aplicando las condiciones de equilibrio se tiene:

$$23,1 \cos(20) 0,05 = F_r(0,01)$$

$$Fr = 108,5N$$

$$\sum F_z = -23,1 \cos(20) - B_z - C_z + Fr = 0$$

$$B_z + C_z = 86,79$$

$$\sum F_y = 23,1 \sin(20) + B_y - 10 + C_y = 0$$

$$B_y + C_y = -2,1$$

$$\sum M_{By} = 23,1 \cos(20) 0,02 + Fr(0,23) - C_z(0,46) = 0$$

$$C_z = 55,19N$$

$$B_z = 31,6N$$

$$\sum M_{Bz} = 23,1 \sin(20) 0,02 + 10(0,23) - C_y(0,46) = 0$$

$$C_y = 5,34N$$

$$B_y = 7,44N$$

$$B = \sqrt{B_y^2 + B_z^2} = \sqrt{(7,44)^2 + (31,6)^2} = 32,46 N = 7,3 \text{ Kg}$$

$$C = \sqrt{C_y^2 + C_z^2} = \sqrt{(5,34)^2 + (55,19)^2} = 55,48N = 12,47 \text{ Kg}$$

Según el catálogo FAG, se determina la carga dinámica, usando la (ec. 2.32):

$$C = \frac{f_L}{f_n f_H} P$$

Para el rodamiento B, la carga dinámica equivalente se toma como la fuerza B, con esto la capacidad dinámica del rodamiento resulta:

$$C_B = \frac{3}{1,036 * 1} (7,3) = 21,1 \text{ Kg}$$

De manera similar se obtiene en el rodamiento C:

$$C_C = \frac{3}{1,036 * 1} (12,47) = 36,11 \text{ Kg}$$

Según el catálogo FAG, Pág. 14, para rodamientos rígidos de bolas se puede establecer las siguientes características para el rodamiento mínimo a utilizar, pero en este caso se hace referencia al proceso de fabricación del eje de alimentación, el cual posee un diámetro 20 mm, por ello se utilizan rodamientos con las siguientes especificaciones como se indica en la figura 4.41.

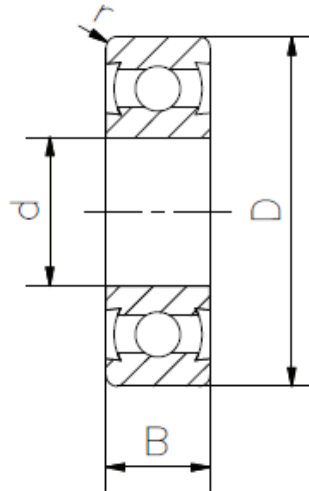


Figura 4.41. Rodamientos según catalogo FAD (fuente: propia).

Rodamiento B:

- $D = 35 \text{ mm}$
- $d = 15 \text{ mm}$
- $B = 11 \text{ mm}$
- $r = 1 \text{ mm}$

Por facilidad y disponibilidad de piezas se toma un rodamiento similar para el alojamiento B.

La especificación para estos rodamientos es: Rodamiento con dos tapas de protección INA 62 02.2Z.

4.3.13.4. Pernos de Sujeción al Piso.

Para el cálculo de estos elementos se toma la fuerza total aplicada por la máquina, la misma que se traduce en cuatro fuerzas de despulpado y la fuerza del peso de los elementos, esta fuerza es aproximadamente 920N, y se considera como la

mayor fuerza a soportar por los pernos, así también el momento se considera como 12 Nm, que se reparten en los elementos como indica la figura 4.42.

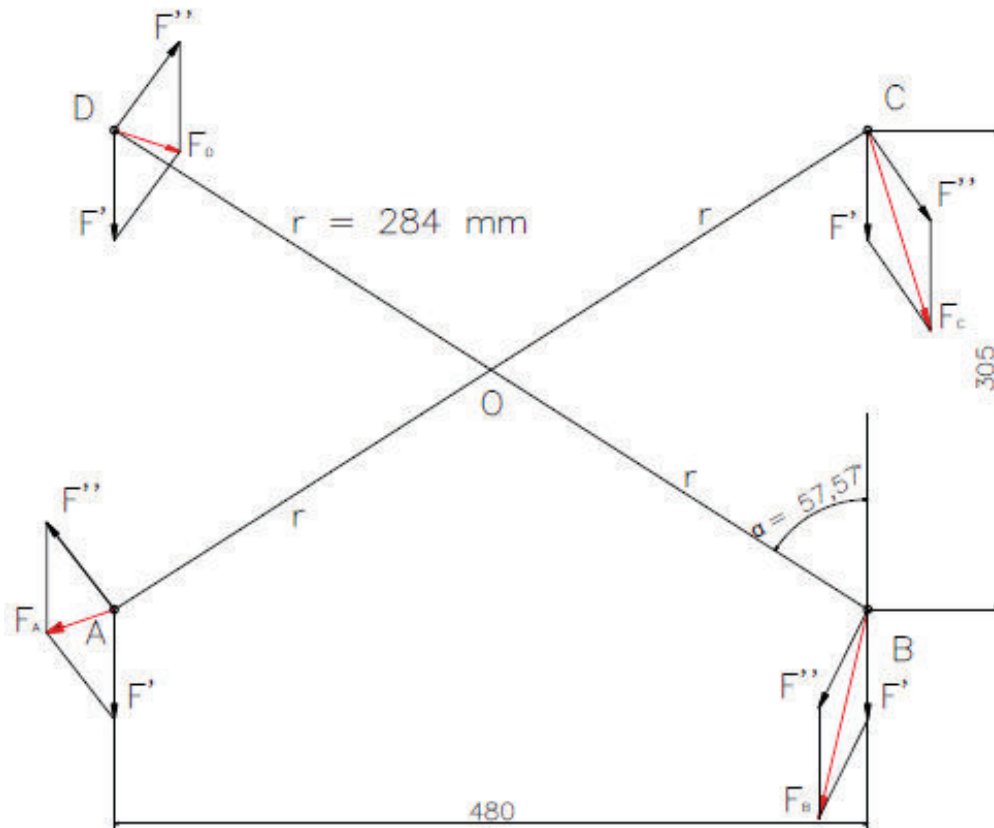
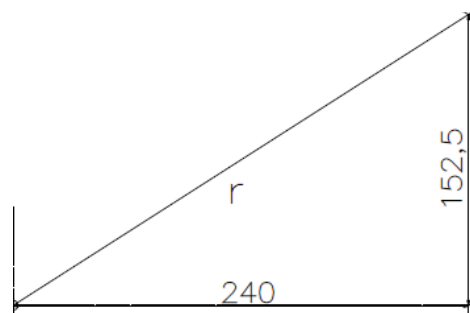


Figura 4.42. Diagrama de cuerpo libre de los pernos (fuente: propia).

Los valores de r , α y β se determina en base a la geometría.



$$r = \sqrt{152,5^2 + 240^2} = 284,35 \text{ mm}$$

$$\alpha = \tan^{-1}\left(\frac{240}{152,5}\right) = 57,57^\circ$$

$$\beta = 90^\circ - \alpha = 32,43^\circ$$

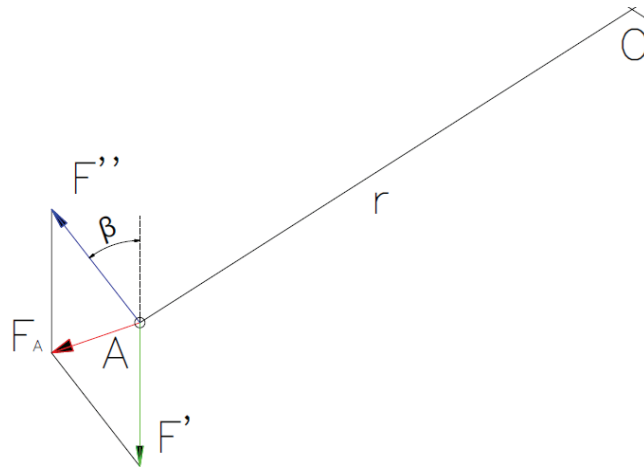
Las fuerzas F' , se refieren a la carga total y se determinan mediante:

$$F' = \frac{920 \text{ N}}{4} = 230 \text{ N}$$

Las fuerzas F'' se refieren al momento aplicado a la máquina y su valor es semejante a (ec. 2.39.):

$$F'' = \frac{Mr}{4r^2} = \frac{M}{4r} = \frac{12\text{Nm}}{4(0,284\text{m})} = 10,23 \text{ N}$$

En el caso del perno A, se tiene:

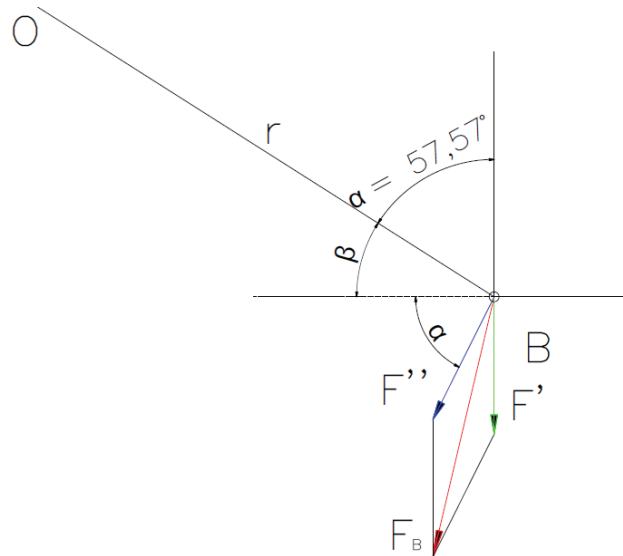


$$F_{Ax} = -F'' \text{sen}(\beta) = -5,49 \text{ N}$$

$$F_{Ay} = F'' \text{cos}(\beta) - F' = -221,36 \text{ N}$$

$$F_A = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2} = 221,43 \text{ N}$$

En el caso del perno B, se tiene:

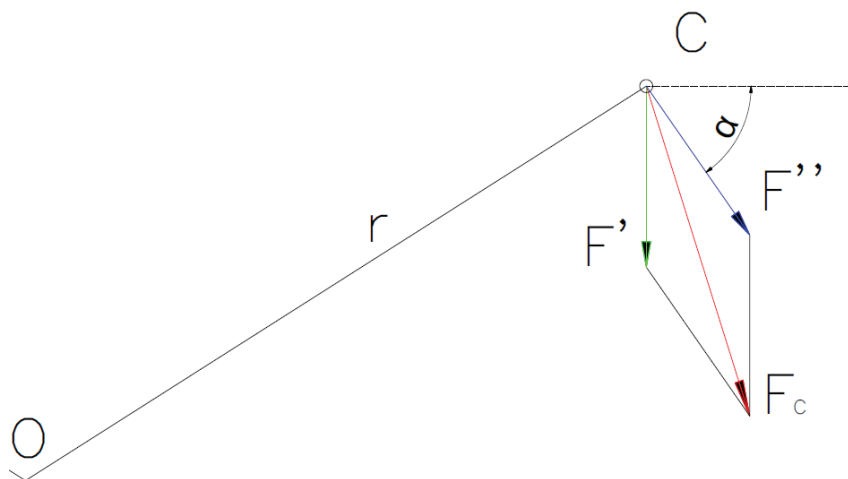


$$F_{Bx} = -F'' \cos(\alpha) = -5,49 \text{ N}$$

$$F_{By} = -F'' \sin(\alpha) - F' = -238,63 \text{ N}$$

$$F_B = \sqrt{F_{Bx}^2 + F_{By}^2} = 238,69 \text{ N}$$

En el caso del perno C, se tiene:

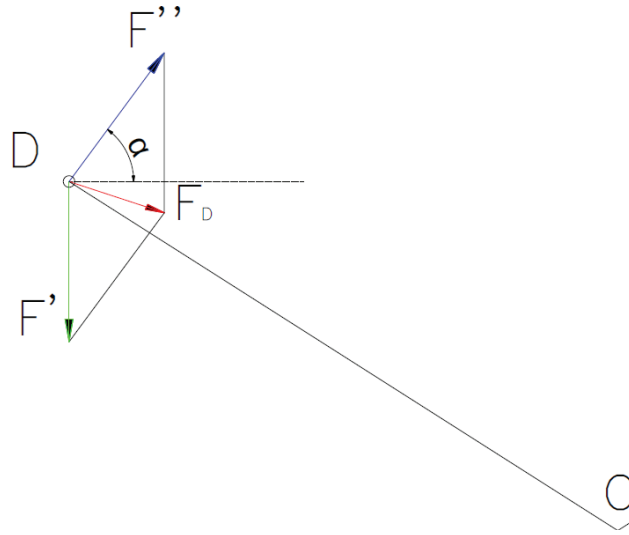


$$F_{Cx} = -F'' \cos(\alpha) = -5,49 \text{ N}$$

$$F_{Cy} = -F'' \sin(\alpha) - F' = -238,63 \text{ N}$$

$$F_c = \sqrt{F_{Cx}^2 + F_{Cy}^2} = 238,69\text{N}$$

En el caso del perno D, se tiene:



$$F_{Dx} = F'' \cos(\alpha) = 5,49 \text{ N}$$

$$F_{Dy} = F'' \sin(\alpha) - F' = -221,37 \text{ N}$$

$$F_D = \sqrt{F_{Dx}^2 + F_{Dy}^2} = 221,44 \text{ N}$$

Con este análisis se concluye que el perno a diseñar puede ser el perno B o el C indistintamente, si se toma el perno B se realiza el cálculo.

La carga total que soporta el perno es de aproximadamente 240 N.

El cálculo se realiza tomando como referencia el perno M10x1.5 grado SAE 2

Las propiedades para este elemento se toman del libro de Shigley como:

Tabla 8-5

- Sut = 74Ksi
- Sp = 55 Ksi
- Sy = 57 Ksi

Tabla 8-8

- $E = 207 \text{ GPa}$

Tabla 8-1

- $A_t = 58 \text{ mm}^2$

Usando la ecuación 2.39, para el cálculo de los pernos.

$$K_b = \frac{AE}{l} = \frac{\pi d^2 E}{4l} = \frac{\pi (0,01^2)(207 \times 10^9)}{4(0,01)} = 1625774,2 \frac{\text{KN}}{\text{m}}$$

Usando la ecuación 2.40, para el cálculo de los pernos.

$$k_m = \frac{\pi E d}{2 \ln \left[5 \frac{l + 0,5d}{l + 2,5d} \right]} = \frac{\pi (207 \times 10^9)(0,01)}{2 \ln \left[5 \frac{0,01 + 0,5(0,01)}{0,01 + 2,5(0,01)} \right]} = 4266339,75 \frac{\text{KN}}{\text{m}}$$

Usando la ecuación 2.41, para el cálculo de la fracción externa P soportada por el perno.

$$C = \frac{K_b}{K_b + k_m} = \frac{1625774,2}{4266339,75 + 1625774,2} = 0,276$$

$$F_p = A_t * S_p = 55 * 6,89 * (58 \times 10^{-3}) = 21,98 \text{ KN}$$

$$0,6F_p \leq F_i \leq 0,9F_p$$

Tomando la carga máxima $F_i = 0,9 F_p = 19,78 \text{ KN}$

$$F_m = -F_i + (1 - C)P = -19,78 + (1 - 0,276)(0,24) = -19,606 \text{ KN}$$

La resistencia total de los elementos se da por la ecuación 2.1.

$$S_e = S_e' k_a k_b k_c k_d k_e$$

$$S_e' = 19,2 + 0,314S_{ut} = 292,38 \text{ MPa} = 42,44 \text{ Ksi}$$

Para el cálculo del factor de condición de superficie se empleó la siguiente ecuación 2.2.

$$k_a = aS_{ut}^b$$

- $a = 4,51$
- $b = -0,265$

$$k_a = aS_{ut}^b = 4,51 (509,86^{-0,265}) = 0,864$$

La carga tiende a ser axial, por lo tanto $k_b=1$

Debido a que el elemento se somete a carga axial se toma $k_c = 0,85^{58}$

En base a la tabla 6-4 del libro de Shigley, se toma $k_d = 1$

Para determinar los defectos varios se empleó la ecuación 2.3.

$$k_e = \frac{1}{k_f}$$

$$k_f = 2,2 \rightarrow k_e = 0,455$$

$$S_e = 42,44 (0,864)(1)(0,85)(1) \left(\frac{1}{2,2} \right) = 14,166 \text{ Ksi}$$

El factor de diseño se determina mediante la ecuación 2.35.

$$\eta = \frac{2(A_t S_{ut} - F_i)}{CP \left(\frac{S_{ut}}{S_e} + 1 \right)} = \frac{2((58 \times 10^{-3})(74)(6,89) - 19,78)}{0,276(0,24) \left(\frac{74}{14,166} + 1 \right)} = 47,5$$

Considerando diseño estático se tiene:

⁵⁸ Budynas R., Keith J. (2008). Diseño de Ingeniería Mecánica de Shigley. México: McGraw Hill, pág. 282.

$$\eta = \frac{S_y A_t - F_i}{CP} = \frac{(57)(6,89)(58 \times 10^{-3}) - 19,78}{(0,276)(0,24)} = 45,26$$

Como conclusión se puede determinar que no existe limitante para los pernos de sujeción, así que la única limitación viable es la construcción, por tanto, al considerar esta condición se determina el uso de estos elementos M10x1.5.

4.3.14. ESPESOR DE PARED DE LA MÁQUINA.

La estructura que soporta los elementos de la máquina y sus movimientos se considera a partir de una plancha metálica de un espesor a determinar.

El estudio se realiza a partir de la consideración de un rectángulo limitado por rectas paralelas a los ejes coordenados, en el cual a una corta distancia corresponde una superficie de cargas p , y se deduce la ecuación 2.42 de la placa.

$$p = D\Delta w$$

En donde el operador matemático Δ es igual a:

$$\Delta = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2}$$

Los momentos de flexión que dan lugar a las tensiones se obtienen de las siguientes expresiones, se emplearon las ecuaciones 2.43 y 2.44.

$$M_x = -D \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)$$

$$M_y = -D \left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right)$$

Y el momento de torsión se determina por la siguiente expresión.

$$M_{xy} = -(1 - \nu)D \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y}$$

Para el presente caso se puede considerar una placa empotrada en una sola cara mediante pernos de anclaje como se muestra en la figura 4.43, para este caso se establecen las siguientes expresiones.



Figura 4.43. Placa empotrada mediante pernos de anclaje (fuente: propia).

Para determinar las cargas en los ejes x y y , se empleó las ecuaciones 2.45 y 2.46.

$$p_x = p \frac{5\lambda^4}{2 + 5\lambda^4}$$

$$p_y = p \frac{2}{2 + 5\lambda^4}$$

Para determinar factores de diseño en los ejes x y y , se empleó las siguientes ecuaciones 2.47 y 2.48.

$$\eta_x = 1 - \frac{75}{32} \left(\frac{\lambda^2}{1 + \lambda^4} \right)$$

$$\eta_y = 1 - \frac{5}{3} \left(\frac{\lambda^2}{2 + 5\lambda^4} \right)$$

$$p_y = p \frac{2}{2 + 5\lambda^4}$$

Para determinar los momentos máximos en los ejes x y y :

$$M_{x\text{m}\acute{a}\text{x}} = \frac{9}{128} p_x l_x^2 \eta_x$$

$$M_{y\text{m}\acute{a}\text{x}} = \frac{p_y l_y^2}{8} \eta_y$$

a= 121 mm

b= 357 mm

Con estos datos y en base a la figura 4.44 se obtiene:

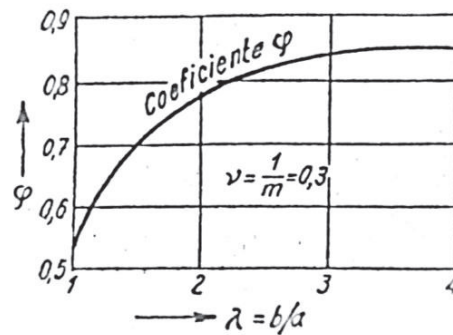


Figura 4.44. Grafico para determinar el espesor de pared.

$$\varphi = 0,84$$

La carga aplicada se determina en base a la masa total a soportar sobre la pared estimada de aproximadamente 40 Kg, además de la fuerza de despulpado que se aplica en cuatro caras del pechero, con esto la fuerza total en una pared sería de 400 N.

Además el área lateral de la pared resulta de 0,1 m²

$$p = \frac{F}{A} = \frac{400}{0,1} = 4000 \text{ Pa}$$

Con todo esto en base a la ecuación 2.49, se tiene:

$$h_{\text{m}\acute{i}\text{n}} = 0,121(0,84) \sqrt{\frac{4000}{248 \times 10^6}} = 0,5 \text{ mm}$$

En base a la disposición del mercado se selecciona una pared cuyo espesor sea de 10 mm, con esto se reafirma que la pared no fallará ante estas cargas.

4.4. ELABORACION DE LOS PROCESOS DE CONSTRUCCIÓN.

Los procesos relacionados a la construcción de la maquina hacen referencia a los planos de taller de los elementos no normalizados junto a las hojas de procesos de fabricación de estos elementos.

Para el proceso de construcción de la máquina se determinó un total de 24 elementos para ser fabricados, 2 elementos semielaborados, y alrededor de 25 elementos normalizados.

4.4.1. PLANOS DE TALLER Y MONTAJE.

Los planos de taller tanto el de conjunto, subconjuntos y demás elementos no normalizados tienen como objetivo brindar una visión sobre la geometría de los elementos y la unión que se debe dar entre los mismos, así los elementos de la máquina deberá tener las dimensiones especificadas en los respectivos planos, los mismos que se encuentran en el anexo 3.

Para la elaboración de estos planos se emplearon las normas técnicas ISO 2001, junto con las normas especificadas en los elementos no normalizados, como por ejemplo chumaceras, pernos, tuercas, etc.

4.4.2. HOJAS DE PROCESOS.

Estos documentos brindan la orientación adecuada para la elaboración de los elementos presentes en los planos de taller de los elementos no normalizados, en ellos se indica el método a seguir para la elaboración de los mismos junto con los útiles tanto de trabajo, como de control que se recomiendan en cada operación.

Con la ayuda de estos documentos se puede estimar el tiempo necesario para la construcción de la máquina, y en base a eso tener una idea del costo de la mano de obra dentro de la fabricación de la máquina.

Las hojas de procesos correspondientes al presente proyecto de encuentran en el anexo 4.

4.5. PROCESO DE CONSTRUCCIÓN

Una vez terminado el proceso de diseño de la alternativa seleccionada inicia el proceso de construcción, para lo cual es recomendable partir por los elementos

funcionales de la máquina, es decir, aquellos elementos que hacen posible que la función desempeñada por la máquina se realice con normalidad.

Para el presente caso se determinan el cuerpo fijo (pechero), y el cuerpo móvil (cilindro y camisa de despulpado), como paso siguiente se recomienda tener en cuenta los elementos de acople que permitan la motricidad de los elementos funcionales, es decir, aquellos elementos que faciliten a los anteriores cumplir la función de la máquina.

Como elementos de acople en la máquina se pueden mencionar los mecanismos de transmisión, como ejes, engranes, y soportes estructurales.

Los elementos auxiliares que permitan la regulación, estética y funciones secundarias de la máquina constituyen el último grupo de elementos, de entre ellos se pueden establecer alojamientos, tolva, acoples, etc.

Es importante tomar en cuenta la disponibilidad de los elementos normalizados y de la materia prima en el mercado, así el orden de la construcción se puede ver alterado por desabastecimiento de materia prima, inexistencia de elementos normalizados en el mercado nacional, etc., en este caso se puede mencionar la camisa de despulpado, la cual, por motivos de importación desde Colombia inicia el proceso de construcción.

Otro factor importante a tomar en cuenta es el proceso de fabricación, ya que en el caso de que el proceso sea fundición serán necesarios moldes de fundición o placas modelo según el requerimiento y de la cantidad de máquinas a fabricar, es por ello que para el cuerpo fijo se requiere un molde de fundición el cual se lo hizo con anticipación.

Así los elementos de la máquina se van fabricando de acuerdo a la facilidad de construcción y a la importancia que dan para la construcción del siguiente elemento, teniendo en cuenta la función a cumplir por la máquina.

4.6. MONTAJE Y ACOPLAMIENTO DE LOS ELEMENTOS DE LA MÁQUINA.

Una vez concluida la fabricación de los elementos que constituyen la máquina se procede a realizar el montaje de los mismos.

En primer lugar se aconseja montar los elementos correspondientes al subconjunto tambor-eje de tal manera que se pueda estimar la posición de los demás elementos en el ensamble final, como se observa en la figura 4.45.



Figura 4.45. Montaje tambor-eje.

En segundo lugar se aconseja ensamblar los elementos correspondientes al subconjunto estructura (figura 4.46), de tal manera que se tenga el alojamiento para poder ensamblar los subconjuntos siguientes, además en este subconjunto se aconseja incluir los elementos 6 del plano T-BP-100



Figura 4.46. Ensamble subconjunto estructura.

El eje de alimentación se acoplará al subconjunto anterior mediante chumaceras (figura 4.47), las cuales además ayudaran a dar la movilidad necesaria al eje principal.



Figura 4.47. Acoplamiento de las chumaceras.

Finalmente se colocará el subconjunto tolva asegurándolo mediante dos pernos en cada extremo (figura 4.48).



Figura 4.48. Ensamble de la tolva.

Los demás elementos como los engranes, placas de regulación, polea, placas de regulación, etc., se acoplan a la máquina como se indica en los planos correspondientes.

4.7. PROTOCOLO DE PRUEBAS DE CAMPO Y CORRECCIONES

AL DISEÑO.

En este punto de la fabricación se procede a realizar las verificaciones necesarias y suficientes para determinar si la máquina cumple con las expectativas planificadas en el diseño.

4.7.1. PRUEBAS REALIZADAS SOBRE LA MÁQUINA

En el caso de la máquina despulpadora de café se realizan dos pruebas, la primera sin carga, (prueba en vacío), con el objetivo de verificar si se cumple en primer lugar la velocidad estimada en los cálculos y la movilidad de los elementos, es decir, si no existe algún impedimento para que los elementos se muevan con normalidad, además se verifican juegos, holguras y conexión de elementos, es decir, de una forma rápida se verifica si la máquina esta lista para ser probada con carga.

La segunda prueba a realizar en la máquina es una prueba con carga, es decir, con café en cereza, el objetivo de esta prueba es determinar si se cumple la función principal de la máquina y en el caso de ser necesario determinar los cambios o mejoramientos que se deberían realizar al diseño para incrementar el rendimiento de la máquina.

4.7.1.1. Prueba en vacío.

Esta prueba se realizó con normalidad en los talleres de la empresa EMI (Especialidades Mecánicas Industriales) ubicadas en San Bartolo, Bajo la supervisión del tecnólogo William Gallardo, en esta prueba se determinó especialmente si la movilidad de la máquina es buena o no.

Los parámetros que se evaluaron fueron:

- Tamaño general de la máquina.
- Peso general de la máquina
- Ajuste de los elementos de sujeción
- Holgura entre el cuerpo fijo y móvil
- Movilidad general de la máquina

El formato que se utilizó para la evaluación fue el siguiente (tabla 4.13):

Tabla 4.13. Formato prueba en vacío.

PRUEBA EN VACÍO			
Descripción de la máquina:			
Fecha:		No. De revisión	
Persona que realiza la prueba:			
ITEM	VALOR TEÓRICO	VALOR REAL	OBSERVACIONES
Tamaño general			
Peso			
Ajuste de los elementos			
Holgura entre el cuerpo fijo y móvil			
Movilidad general			
..... FIRMA DE RESPONSABILIDAD			

(Fuente: propia).

La evaluación correspondiente a la máquina se presenta en el anexo de este documento.

4.7.1.2. PRUEBA CON CARGA.

Esta prueba se realizó con normalidad en el noroccidente de Quito en la finca “La Perla Negra” con la colaboración del señor Olger Rogel, esta prueba tuvo como finalidad determinar la funcionalidad de la máquina.

Los parámetros que se evaluaron fueron:

- Función principal.
- Funciones secundarias.
- Capacidad.
- Dimensiones.
- Materiales.
- Adaptabilidad y Ergonomía.
- Regulación.

El formato que se utilizó para la evaluación fue el siguiente (tabla 4.14):

Tabla 4.14. Formato prueba con carga.

PRUEBA CON CARGA			
Descripción de la máquina:			
Fecha:		No. De revisión	
Realizado por:			
ITEM	SATISFACTORIO	NO SATISFACTORIO	RECOMENDACIONES
FUNCIÓN PRINCIPAL			
Despulpa café en cereza			
No existen daños en el café despulpado			
FUNCIONES SECUNDARIAS			
Distribuye correctamente el café			
Separa café y pulpa			

CAPACIDAD			
Alimentación (tolva)			
Trabajo (400 Kg/h)			
MATERIALES			
Disponibilidad en el mercado			
Apropiados para el trabajo con alimentos			
ADAPTABILIDAD Y ERGONOMÍA			
Fácil de trasladar			
Fácil de operar			
Adaptada al operador (a)			
No existen vibraciones			
REGULACIÓN			
Vertical en el pechero			
Horizontal en el pechero			
General			
<p>..... FIRMA DE RESPONSABILIDAD</p>		<p>..... FIRMA DE RESPALDO</p>	

(Fuente: propia).

La evaluación correspondiente a la máquina se presenta en el anexo de este documento.

4.8. ANÁLISIS DE COSTOS

Para el análisis de costos de la construcción de la maquina se ha dividió en costos de elementos normalizados, costos de mano de obra y costos adicionales.

4.8.1. COSTOS DE MATERIALES DIRECTOS.

En la tabla 4.15, se determina los costos de los materiales directos, detallando los respectivos costos y la cantidad de materia prima utilizada, además el número de factura de cada elemento.

Tabla 4.15. Costos directos.

TABLA DE COSTOS DE MATERIALES DIRECTOS																
PLANOS	ELEMENTOS	PROVEEDOR	Nº Factura	Dimensiones	Chapa A-36 USD/m2	Descripción en la Tabla	Chapa ASTM A36 USD/Kg	Chapa ASTM A36 USD/Kg	Eje $\phi=1/2"$ AISI 1018 USD/Kg	Eje $\phi=9"$ SEA 1018 USD/Kg	Eje \square AISI 1045 USD/Kg	$\phi=210$ mm ASTM A36 USD/Kg	Eje $\phi=1"$ SEA 1018 USD/Kg	Tubo $\phi=8"$ ASTM A36 USD/Kg	Plancha ASTM A36 USD/Kg	USD
					50	354,06	6	4,5	5	27,42	8,56	27,42	11,76	20	30,2	
104	Tolva	DOBLADORA	Nº 000000387		X											50
110	Pechero	N/A	N/A			X										354,06
111	Resguardo	DIPAC	Nº 006-002-70	240x660x3			X									6
112	Barra de aseguramiento	MEGA ACEROS	Nº 0003245	1/2"x1000					X							5
113	Engranaje conducido	MEGA ACEROS	Nº 0003238	9 pulg x 20						X						27,42
114	Piñón conductor	MEGA ACEROS	Nº 0003238	9 pulg x 20						X						27,42
118	Pared derecha	SERVICOR	Nº 0009398	357x405x10											X	30,2
119	Pared derecha	SERVICOR	Nº 0009398	357x405x10											X	30,2
120	Placa de regulación	DIPAC	Nº 006-002-70	175x660x3				X								4,5
129	Eje principal	IVAN BOHMAN	004-011-00138	1"x1000									X			11,76
131	Tapa Lateral	SERVICOR	Nº 0009532	210x210x6								X				27,42
132	Cilindro de acople	N/A	N/A											X		20
134	Eje de alimentación	IVAN BOHMAN	004-011-00138	20x20x760							X					27,42
															Total	621,4

Fuente: propia.

4.8.2. COSTOS DE ELEMENTOS NORMALIZADOS.

En la tabla 4.16 se encuentran los elementos normalizados para la construcción de la máquina.

Tabla 4.16. Costos de elementos normalizados.

TABLA COSTOS DE ELEMENTOS NORMALIZADOS				
ELEMENTOS	DIMENSIONES	CANTIDAD	COSTO Unid/USD	TOTAL
Chumaceras	F.V.J 3/4"	4	6,25	25
Electrodo E 7018	1/8"	1	1,5	1,5
Electrodo Fundición Gris	1/8"	3	1,25	3,75
Perno	DIN 24035, M6x1	10	0,14	1,4
Arandela plana	ISO 7089, 6- 140HV	4	0,05	0,2
			Total	31,85

Fuente: propia.

4.8.3. COSTO DE MANO DE OBRA.

En la tabla 4.17 se encuentran detallados los costos de la construcción de la máquina, con su respectiva descripción.

Tabla 4.17. Costos de mano de obra.

TABLA DE COSTOS DE MANO DE OBRA			
ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	COSTO	TOTAL
Engranaje conducido	Engranaje $\varnothing=205 \times 20 \times 19$ mm, con manzana de 45×50 mm, con chavetero de 6mm, módulo 2,5, Z=80.	2 USD/Diente	160
Piñón conductor	Engranaje $\varnothing=105 \times 20 \times 19$ mm, con manzana de 45×50 mm, con chavetero de 6mm, módulo 2,5, Z=40.	2 USD/Diente	80
Paredes	Mecanizado de las paredes de la máquina, para el montaje de chumaceras, eje principal y eje cuadrado.	75 USD/Pared	150
Chumaceras			
Cilindro	Mecanizado del cilindro $\varnothing=220$, colocación de nervaduras para el eje cuadrado.	96 USD/Todo	96
Eje principal	Mecanizado del eje de acero $\varnothing=25,4 \times 700$ mm	58 USD/Eje	58
Eje cuadrado	Mecanizado del eje cuadrado de acero $20 \times 20 \times 700$ mm	38 USD/Eje	38
Máquina	Afinamiento de la máquina	100 USD/Máq.	100
Otros	Movilización, etc.	40 USD/Mov	40
		Total	722

Fuente: propia.

4.8.4. COSTO TOTAL

El costo total es la sumatoria de los costos anteriores, necesarios para la construcción de la máquina, esto está indicado en la tabla 4.18.

Tabla 4.18. Costo total.

DENOMINACIÓN	TIPO DE COSTO	COSTO TOTAL USD
C1	Costos directos	621.4
C2	Costos elementos normalizados	31.85
C3	Costos mano de obra	722
C5	$\Sigma C1 + C2 + C3$	1375.25
C6	Costo de diseño 10% C5	137.53
C7	Utilidad 15% C5	206.3
Costo Total	$\Sigma C5 + C6 + C7$	1719.08

Fuente: Propia, Riba Carles, (2002), *Diseño Concurrente*.

La máquina tiene un costo total de 1719.08 dolares americanos.

CÁPITULO V

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

5.1. CONCLUSIONES.

- En base al objetivo principal planteado en el plan de tesis del presente trabajo se puede concluir que se cumplió a cabalidad, es decir, se diseñó y se construyó un prototipo de máquina despulpadora de café la cual servirá como iniciativa para el fomento de la industria cafetalera del país.
- En el análisis de prefactibilidad del presente trabajo se pudo determinar las condiciones a las cuales estaría sometida la máquina, las cuales son el producto del análisis tanto de la geometría como de las propiedades del café en cereza, por ello se puede concluir que es necesario el estudio de la materia a tratarse al momento de diseñar una máquina, ya que de este estudio dependen las restricciones del funcionamiento.
- El presente trabajo fue enfocado en la labor realizada por los pequeños y medianos caficultores del noroccidente de Pichincha debido a la necesidad sentida por parte de los mismos, por esta razón se puede concluir que en base a la necesidad de un sector determinado se puede emprender un proyecto ya que sin su colaboración este trabajo carecería de sustento técnico y agrónomo.
- La capacidad de la máquina se determinó de 400 Kg/h en base a estudios de productividad de una finca estándar con ello se concluye que esta capacidad es necesaria para satisfacer la productividad de los pequeños y medianos productores del noroccidente de Pichincha.
- El rendimiento de la máquina se determina en base a los daños que produce la misma al desarrollar su función principal, para el presente trabajo se estima un rendimiento del 95%, ya que en una muestra de 5 Kg de café en cereza se determinó un daño de aproximadamente 0,25 Kg.
- Al momento de diseñar y construir la máquina se determinaron factores importantes y hasta determinantes los cuales servirán de base para la construcción de maquinaria similar o incluso para el mejoramiento de la

presente máquina, con esto se concluye que se cumplió con uno de los objetivos secundarios planteados en el plan de tesis.

5.2. RECOMENDACIONES

- Al momento de recopilar la información que permita el desarrollo del estudio de la factibilidad de la máquina surge información que puede convertirse en cuestiones de dilemas, esta misma información puede ser la causante de desperfectos en la funcionalidad de la máquina, por ello se recomienda tener en cuenta la credibilidad de las fuentes de las cuales se recopila la información, y en lo posible comparar con otras fuentes para seleccionar la información adecuada para desarrollar con normalidad el trabajo propuesto.
- En la fase de diseño se presentan inconvenientes en cuanto a la selección de los sistemas de transmisión de movimiento, para ello se recomienda tener en cuenta la funcionalidad de la máquina y en lo posible seleccionar el sistema menos complicado para que la máquina sea fácil de comprender y operar, inclusive esto es beneficioso para la resolución de problemas posteriores que pudieran presentarse.
- Los trabajos de campo son importantes para determinar ciertos parámetros funcionales de la máquina por ello se recomienda que estos se realicen con la mayor atención posible, con el afán de recaudar la mayor información que puedan arrojar.
- En la fase de construcción y montaje de los elementos mecánicos es importante tener en cuenta que los mismos deben trabajar con cierto nivel de holgura y tolerancia, esto para evitar trabas a la hora de poner en funcionamiento de la máquina.
- En síntesis es importante tener en cuenta que tanto el diseño como la construcción deben realizarse teniendo en cuenta parámetros de ergonomía y adaptabilidad desde y hacia el operario, y en lo posible usar mecanismos de movimiento sencillos para no complicar la funcionalidad de la máquina, y por último es importante mirar desde el punto de vista de la ingeniería la utilidad de ciertos parámetros y la holgura que se puede manejar con los mismos.

5.3. BIBLIOGRAFÍA.

5.3.1. LIBROS CONSULTADOS.

- Ecuador, INEN 283 (1978), *Café Terminología*, Quito: Autores.
- Cevallos, J. Sanz Zoila, (2009), *Estimación de los Costos Marginales de Producción de la Industria Cafetalera a Nivel Nacional* (Tesis ingeniería), Escuela Superior Politécnica del Litoral. Ecuador.
- Soto, C, (2010), *Guía Técnica para el Beneficio de Café Protegido Bajo una Indicación Geográfica o Denominación de Origen*. Pdf.
- Fúnez, N. O., Carnet G., & García A. (2010). *Guía técnica para el beneficiado de café protegido bajo una indicación geográfica o denominación de origen*. Dewey.
- Soto, C, (2010), *Guía Técnica para el Beneficio de Café Protegido Bajo una Indicación Geográfica o Denominación de Origen*.
- Budynas R., Keith J. (2008). *Diseño de Ingeniería Mecánica de Shigley*. (8va edición). México: McGraw Hill.
- Joseph E., Larry D., Mitchell (1985). *Diseño de Ingeniería Mecánica*. (8va edición). México. Mac Graw Hill.
- Marks P. (2008). *Manual de Ingeniero Mecánico*. (2da edición en español). Mac Graw Hill.
- Chacón, C, (2001), *Evaluación de los Sistemas Tradicional y Ecológico de Beneficio Húmedo de Café*.
- Martin I, Salcedo R. (2011). *Mecánica de Fluidos*. 900 Montain View. (3ra edición).
- García J., (2008). *Apuntes de Diseño de Máquinas*. Club Universitario.
- Foppl. *Tablas y Ábacos para el Cálculo de Resistencia de Materiales*.
- Junta Nacional de Café (2011), *Mantenimiento de una Despulpadora de Café*.
- Universidad Nacional Abierta (2012), *Instalaciones Agroforestales*.
- Sivezt M. (1963). *Coffe Processing Technology*. Westport. (Vol. 2), University of Michigan.

5.3.2. CATÁLOGOS UTILIZADOS.

- Nicanor T. (2012). *Rodamientos PPT*.
- FAG. *Catálogo 41 250 SA de la FAG*.
- OPAC. (2011). *Elementos Normalizados*.
- DIN. (2013). *Tornillos Nomenclatura*. Sismec.
- NKS. *Catálogo de Rodamientos NKS PDF*.
- ANDEC. *Catálogo Productos ANDEC*. pdf,

5.3.3. BIBLIOGRAFÍA DIGITAL.

- Aprovechamiento del mucílago de café.
<http://mucilagodelcafe.blogspot.com/>.
Autor: Arias L.
Última actualización: 2014.
- Equipos para el procesamiento del café.
http://www.pinhalse.com.br/es.equipments.php?tag=desmucilagadora&id_segmento=1
Autor: EXBLOG.
Última actualización: 2012.
- Tipos de despulpadoras utilizadas en la industria cafetalera.
http://www.anacafe.org/glifos/index.php/BeneficiadoHumedo_Despulpado
Autor: ANACAFÉ.
Última actualización: 2010.
- Conceptos básicos de diseño especificaciones y tolerancias.
<http://ocw.upm.es/ingenieria-mecanica/especificacion-de-dimensiones-y-tolerancias-gd-t/01-diseno/0101-diseno.pdf>
Autor: UNIVERSIDAD DE MADRID
Última actualización: 2013.
- Información referente al proyecto café de Quito (CONQUITO).
<http://www.conquito.org.ec/quienes-somos/#sthash.CzvZPThB.dpuf>
Autor: Mora N.
Última actualización: 2008.

- Mantenimiento de una despulpadora de café.
<http://juntadelcafe.org.pe/documentos/pro/MantenimientoDespulpadora.pdf>
Autor: López I.
Última actualización: 2008.
- Engranajes Rectos.
<http://campusvirtual.edu.uy/archivos/mecanica-general/MATERIAL%20BIBLIOGRAFICO%20TECNICO%20PARA%20APOYO%20DOCENTE/Material%20Didactico/ENGRANAJES%20RECTOS.pdf>
Autor: TECNUM
Última actualización: 2002.
- Torque y equilibrio mecánico.
<http://136.145.236.36/isdweb/Curso-fisica/pres3011-13.pdf>
Autor: Molina J.
Última actualización: 2012.
- Antropometría.
<http://www.insht.es/Ergonomia2/Contenidos/Promocionales/Diseno%20del%20puesto/DTEAntropometriaDP.pdf>
Autor: Valero E.
Última actualización: 2013.

ANEXOS.

ANEXO 1.
INFORME LABORATORIO DE
ANÁLISIS Y ESFUERZOS.

ANEXO 2.
HOJAS DE PROCESOS.

ANEXO 3.
FACTURAS.

ANEXO 3.
PLANOS DE TALLER Y MONTAJE.