

**DISEÑO DE UNA PLANTA PARA LA PRODUCCIÓN DE  
ACONDICIONADOR ORGÁNICO DE SUELOS PARA LA EMPRESA  
AGROVERDE DE LA COSTA E.U.**

**CESAR AUGUSTO MILLÁN MARTÍNEZ  
FERNANDO CABARCAS MARTÍNEZ**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICO - MECÁNICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
BUCARAMANGA**

**2006**

**DISEÑO DE UNA PLANTA PARA LA PRODUCCIÓN DE  
ACONDICIONADOR ORGÁNICO DE SUELOS PARA LA EMPRESA  
AGROVERDE DE LA COSTA E.U.**

**CESAR AUGUSTO MILLÁN MARTÍNEZ  
FERNANDO CABARCAS MARTÍNEZ**

**Trabajo de Grado para optar al título de  
Ingeniero Mecánico.**

**Director  
ALFREDO PARADA CORRALES  
Ingeniero Mecánico**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICO - MECÁNICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
BUCARAMANGA**

**2006**

A mi madre Lucia por su incondicional apoyo y su lucha constante por su familia

A la memoria de mi padre quien nos dejó la herencia y el gusto hacia el  
mundo de las maquinas

A mi hermana Lina por su increíble confianza en mí, su constante voz de  
motivación y su contagiante fortaleza

A mis hermanos Eliseo y Edgar por su ejemplo de superación y por su  
constante enseñanza

A la memoria de mi hermano Oscar

A mis sobrinas Julieth Camila y Jennifer Tatiana

A Elizabeth por creer siempre en mi, su gran apoyo y por ser mi constante  
motivación

A todos mis amigos, compañeros, y quienes me acompañaron y me  
enseñaron tantas cosas importantes.

*César Augusto*

Agradezco a Dios la oportunidad, la compañía y el cuidado que me brindo a lo largo de todos estos años para terminar con bien el fruto de mi esfuerzo. Dedico este triunfo a mi padre quien con su apoyo y confianza me animaba día tras día a seguir adelante, a mi madre quien con su amor me impulsaba, a Oriana e Ivonne a las que tanto quiero. A Mile por su inigualable compañía amorosa. A Eduar, al Cesi y a todos los que en su momento me colaboraron y me enseñaron tantas y tantas cosas.

*Fernando*

## **AGRADECIMIENTOS**

Al ingeniero Alfredo Parada Corrales, director del proyecto y amigo, quien con su aporte y apoyo colaboró en el desarrollo y finalización de este proyecto de grado.

Al señor Abel Gualdrón, gerente de la empresa, por su colaboración en la realización del proyecto.

Al señor Gabriel Rengifo, agrónomo asesor de la planta, por sus recomendaciones para el tratamiento del compostaje.

A los profesores de la Escuela de Metalúrgica Walter Pardave, Afranio Cardona, Julio Pedraza y los técnicos del laboratorio de procesos de minerales, quienes colaboraron en la parte de molienda relacionada con el proyecto.

A los técnicos del taller de Ingeniería Mecánica, por su colaboración en la construcción de la estructura para el experimento de torque de la máquina mezcladora de compostaje.

A los compañeros y amigos que nos colaboraron a lo largo del proyecto de grado.

## CONTENIDO

	<b>Pág.</b>
INTRODUCCIÓN	1
1. PRODUCCIÓN DEL ACONDICIONADOR ORGÁNICO DE SUELOS	3
1.1. FUNCIONES FÍSICAS Y QUÍMICAS DEL ACONDICIONADOR ORGÁNICO DE SUELOS	5
1.2. FUNCIONES BIOLÓGICAS DEL ACONDICIONADOR ORGÁNICO DE SUELOS	6
1.3. PRESENTACIÓN	6
1.4. ELABORACIÓN ACTUAL DEL ACONDICIONADOR ORGÁNICO DE SUELOS	7
1.4.1. Fuentes de materia prima	7
1.4.2. Proceso de formación del compostaje	8
1.4.3. El transporte del acondicionador al sitio de trituración	9
1.4.4. La trituración del acondicionador	9
1.4.5. Ensilado y empaque	10
2. DISTRIBUCION EN PLANTA	14
2.1. PROCESO DE PRODUCCIÓN	16
2.1.1. Transporte de materia prima	16

2.1.2. Mezclado	16
2.1.3. Molienda	17
2.1.4. Saranda	17
2.1.5. Elevador de cangilones	17
2.1.6. Empacado	17
2.1.7. Almacenaje	17
2.2. NUEVA DISTRIBUCIÓN DE LA PLANTA	17
2.2.1. El porque de la distribución	17
2.2.2. El porque de los patios	18
2.3. SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS EN ALGUNAS ETAPAS DEL PROYECTO	24
2.3.1. Distribución de planta	24
2.3.2. Traslado lateral entre patios de la mezcladora	26
2.3.3. Traslado del acondicionador de suelos de los patios a la banda	27
3. MEZCLADORA DE COMPOSTAJE	30
3.1. PRUEBA DE TORQUE	31
3.2. PRUEBAS DE TORQUE CON EL COMPOSTAJE	33
3.3. MODELO MATEMATICO	36
3.4. CÁLCULOS	38
3.4.1. Torque de operación	38
3.4.2. Diseño de las palas	40

3.4.2.1. Diagrama de cuerpo libre de la pala	42
3.4.2.2. Cálculo del área transversal de la barra de la pala	43
3.4.3. Torque inercial del eje principal	47
3.4.3.1. Masa platinas unidas a las palas	47
3.4.3.2. Masa de las barras de las palas	48
3.4.3.3. Masa de la tuercas de 1"	48
3.4.3.4. Masa de las puntas macizas del eje principal	49
3.4.3.5. Masa del tubo	49
3.4.3.6. Momento de inercia total	50
3.4.4. Sistema de transmisión de potencia	52
3.4.4.1 Potencia en la punta del eje principal	54
3.4.4.2. Sistema de transmisión de potencia a cadenas	54
3.4.4.3. Distancia entre centros y longitud de la cadena	56
3.4.5. Diseño del eje principal	57
3.4.5.1. Cálculo del diámetro del eje principal	63
3.4.6. Cálculo del acople entre el eje tubular y la punta maciza	70
3.4.7. Cálculo del eje intermedio A	73
3.4.7.1. Cálculo del diametro del diametro del eje intermedio A	79
3.4.8. Cálculo de la potencia necesaria para mover la mezcladora	82
3.4.9. Fuerzas que soportan al vehiculo	84
3.4.10. Análisis de la rueda delantera conducida	85

3.4.11. Cálculo del eje de la rueda motriz B	87
3.4.11.1. Diámetro del eje motriz B	92
3.4.12. Cálculo del eje intermedio de transmisión B	95
3.4.13. Análisis de la resistencia a flexión del perfil en U	101
3.4.14. Selección de los rodamientos	103
3.5. Selección del motorreductor	106
4. BANDA TRANSPORTADORA	109
4.1 CÁLCULOS	110
4.1.1. Datos	111
4.1.2. Ancho de la banda	112
4.1.3. Velocidad de la banda	113
4.1.3.1. Cálculo del área de la sección transversal de la banda	113
4.1.4. Selección del rodillo (idler)	115
4.1.4.1. Separación de los idlers	115
4.1.4.2. Capacidad del idler	116
4.1.5. Factor de fricción de las partes giratorias	116
4.1.6. Cálculo de la tensión en la banda	117
4.1.7. Cálculo de la potencia	119
4.1.8 Tensión del lado de retorno	119
4.1.9. Cálculo de la tensión máxima $T_m$	120

4.1.10. Espacio de transición	121
4.1.11. Curva cóncava	122
4.2. SELECCIÓN DE LA BANDA	123
4.2.1. Selección de la carcasa	123
4.2.2. Selección del número de lonas	123
4.2.3. Recubrimiento de la banda	124
4.2.4. Selección de la polea	125
4.3. POTENCIA DEL MOTOR	126
5. DISEÑO DE UN MOLINO DE MARTILLOS	128
5.1. REDUCCION DE TAMAÑO	128
5.2. FUNDAMENTOS DE LA DESINTEGRACION MECANICA DE SÓLIDOS	129
5.2.1. Criterios de la desintegración mecánica	129
5.2.2. Características de los productos triturados	130
5.3. LEYES DE LA DESINTEGRACIÓN	131
5.3.1. Leyes de Rittinger y de Kick	131
5.3.2. Ley de Bond e índice de trabajo	132
5.4. ANÁLISIS POR TAMIZADO	133
5.5. MEDIDA DEL TAMAÑO CON PARTÍCULAS FINAS	135
5.6. EQUIPO PARA LA REDUCCIÓN DE TAMAÑO	136
5.6.1. Clasificación y selección de los equipos	136

5.7. MOLINOS DE MARTILLOS	138
5.7.1. Operación del equipo	140
5.7.2. Control de la alimentación	140
5.7.3. Descarga del molino	141
5.7.4. Consumo de energía	142
5.7.5. Piezas fundamentales del molino de martillos	142
5.7.5.1. Carcasa	142
5.7.5.2. Rotor	143
5.7.5.3. Martillos	143
5.7.5.4. Pernos (ejes de los martillos)	143
5.7.5.5. Bloque de impacto	143
5.7.5.6. Tamiz o criba de descarga	143
5.7.5.7. Chumaceras	144
5.7.5.8. Tolva de alimentación	144
5.8. CÁLCULOS DEL MOLINO DE MARTILLOS	144
5.8.1. Tamaño de los terrones entrantes y de las partículas molidas	144
5.8.2. Capacidad del molino	145
5.8.3. Cálculo de la energía de molienda	145
5.8.4. Cálculo del índice de trabajo ( $w_i$ )	146
5.8.5. Eficiencia energética práctica	148
5.8.6. Velocidad de rotación de los discos	148

5.8.7. Cálculo de la masa total de los martillos	152
5.8.7.1. Dimensiones De Los Martillos	153
5.8.7.2. Numero De Martillos ( Nm )	154
5.8.7.3. Material De Los Martillos	155
5.8.8. Diseño del eje de rotación del molino	156
5.8.9. Fuerzas que actúan sobre el eje debido a la carga de los martillos	157
5.8.10. Fuerzas sobre el eje debidas a la transmisión por correa	159
5.8.11. Peso del rotor	160
5.8.12. Cálculo del torque de inercia del rotor (ti)	165
5.8.13. Criterio de Mises - Goodman	168
5.8.14. Diseño de los discos del rotor	177
5.8.15. Material para los discos	180
5.8.16. Efecto de la fuerza centrífuga sobre los disco	180
5.8.17. Efecto de la fuerza pulverizadora sobre el disco	182
5.8.18. Cálculo del espesor de los discos	183
5.8.19. Diseño de los ejes de rotacion de los martillos	184
5.8.20. Cálculo de la soldadura que une los discos con el eje	188
5.8.21. Selección del motor para el molino	190
5.8.22. Cálculo de la transmisión por correa entre el motor y el eje del molino	190
5.8.23. Selección de los rodamientos para el eje del molino	192

5.8.24. La carcasa del molino	193
CONCLUSIONES	195
RECOMENDACIONES	197
BIBLIOGRAFÍA	198

## LISTA DE TABLAS

	<b>Pág.</b>
Tabla 1. Resultados de la prueba de torque al entrar la pala en la pila de compostaje.	33
Tabla 2. Resultados de la prueba de torque a la salida de la pala.	35
Tabla 3. Valores del esfuerzo permisible máximo de la pala para un diámetro diferente.	46

## LISTA DE FIGURAS

	<b>Pág.</b>
Figura 1. Presentación del acondicionador orgánico de suelos.	6
Figura 2. Volteos periódicos para airear el compostaje.	8
Figura 3. Pilas de compostaje distribuidas en sus respectivas áreas	16
Figura 4. Distribución de temperaturas en las pilas y el patio	19
Figura 5. Cambio de la distribución de la zona de descomposición, pasando de pilas a patios de compostaje	20
Figura 6. Diagrama sinóptico del proceso.	29
Figura 7. Banco de pruebas de torque.	31
Figura 8. Diseño del banco de pruebas para determinar el torque que consume la pala al vencer la resistencia ejercida por el compostaje.	32
Figura 9. Datos graficados y Línea de tendencia de la carga aplicada Vs Altura de compostaje a vencer a la entrada de la pala.	34
Figura 10. Datos graficados y Línea de tendencia de la carga aplicada Vs. altura de compostaje a vencer a la salida de la pala.	36
Figura 11. Variables consideradas para determinar el modelo matemático relacionado con este banco de prueba.	36
Figura 12. Diagrama de la forma de la pala	40
Figura 13. Diagrama del tubo principal con sus respectivos agujeros	41
Figura 14. Diagrama lateral del tubo con las palas en sus respectivas posiciones	41
Figura 15. Diagrama de cuerpo libre de la pala	42
Figura 16. Diagrama del cortante y el momento flector de la pala	43
Figura 17. Diagrama del eje macizo con sus diferentes secciones para el cálculo del volumen	49

Figura 18. Distribución del sistema de transmisión de potencia en la mezcladora	53
Figura 19. Eje macizo y la distribución que posee para los elementos que van montados sobre él.	58
Figura 20. Diagrama de las palas en las diferentes posibles posiciones dentro del compostaje.	58
Figura 21. Diagrama de cuerpo libre de la catarina A4	59
Figura 22. Torque total del eje principal.	61
Figura 23. Diagramas de cortante y momento flector plano XY	61
Figura 24. . Diagramas de cortante y momento flector plano XZ	62
Figura 25. Diagrama del eje macizo con sus respectivas secciones críticas de falla	65
Figura 26. Diagrama del cuñero, dimensiones y fuerzas que actúan sobre este.	68
Figura 27. Diagrama del acople entre el eje macizo y el tubo	70
Figura 28. Diagrama de cuerpo libre de la rueda A3	74
Figura 29. Diagrama de la relación de cadena entre la rueda A1 - A2	75
Figura 30. Diagrama de cuerpo libre de la rueda A2	75
Figura 31. Diagrama del torque del eje intermedio A	76
Figura 32. Diagrama de fuerzas, cortante y momento flector en el plano XY del eje intermedio A	77
Figura 33. Diagrama de fuerzas, cortante y momento flector en el plano XZ del eje intermedio A	78
Figura 34. Diagrama del eje intermedio A con las posibles secciones críticas a considerar	79
Figura 35. Diagrama de cuerpo libre de la mezcladora	82
Figura 36. Diagrama de las fuerzas que actúan en la mezcladora con sus respectivas distancias para la sumatoria de momentos	83

Figura 37. Distribución de fuerzas que actúan sobre el vehículo en operación.	84
Figura 38. Diagrama de cuerpo libre de la rueda delantera	85
Figura 39. Diagrama de cuerpo libre de la rueda motriz	86
Figura 40. Distribución del sistema de transmisión de potencia para el Avance de la mezcladora	88
Figura 41. Diagrama del eje motriz y las fuerzas que actúan sobre el.	89
Figura 42. Diagrama del torque del eje motriz B	89
Figura 43. Diagrama de fuerzas, cortante y momento flector en el plano XY del eje motriz B	90
Figura 44. Diagrama de fuerzas, cortante y momento flector en el plano XZ del eje motriz B	91
Figura 45. Diagrama del eje motriz con las respectivas secciones críticas a considerar	92
Figura 46. Diagrama de la rueda	94
Figura 47. Diagrama del eje intermedio B y las fuerzas que actúan sobre el.	96
Figura 48. Torque del eje intermedio B	96
Figura 49. Diagrama de fuerzas, cortante y momento flector del plano XY del eje intermedio B	97
Figura 50. Diagrama de fuerzas, cortante y momento flector del plano XZ del eje intermedio B	98
Figura 51. Diagrama del eje intermedio B con las posibles secciones críticas a considerar	99
Figura 52. Diagrama de cuerpo libre para el perfil	101
Figura 53. Diagrama del cortante y el momento flector del perfil en U	102
Figura 54. Vista lateral de la mezcladora	107

Figura 55. Isométrica de la mezcladora	108
Figura 56. Esquema general de la configuración de la banda	111
Figura 57. Distribución de las lonas y la carcasa	125
Figura 58. Tamizador	135
Figura 59. Molino de martillos	139
Figura 60. Máquina universal de ensayos.	150
Figura 61. Terrón quebrado en la máquina universal de ensayos.	150
Figura 62. Dimensiones de los martillos	153
Figura 63. Distribución de los martillos en el rotor	155
Figura 64. Fuerzas que actúan sobre el rotor y zonas críticas de cálculo	157
Figura 65. Transmisión de potencia para el molino	160
Figura 66. Diagrama de fuerzas cortante y momento flector para el eje del molino plano YZ.	163
Figura 67. Diagrama de fuerzas cortante y momento flector para el eje del molino plano XZ.	164
Figura 68. Muestra las distancias de los martillos en sus cuatro posiciones	165
Figura 69. Muestra la distribución de torque en el eje y su respectivo diagrama	168
Figura 70. Secciones críticas del eje	170
Figura 71. Dimensiones relacionadas con el cuñero	174
Figura 72. Esfuerzos en el disco	179
Figura 73. Fuerzas que actúan sobre los discos	182
Figura 74. Diagramas en los pernos	187
Figura 75. Estado de fuerzas combinadas para el perno	188

## LISTA DE ANEXOS

	Pág.
ANEXO 1. Cálculos comparativos de tiempos y movimientos Plano de la planta actual y la nueva planta diseñada	203
ANEXO 2. Cotización del monorriel	207
ANEXO 3. Cotización del minicargador frontal	212
ANEXO 4. Planos de la planta actual y de la nueva distribución	220
ANEXO 5. Análisis de costos	221
ANEXO 6. Análisis de esfuerzos en la pala de la mezcladora	225
ANEXO 7. Catalogo de Intermec	226
ANEXO 8. Catalogo del perfil en U	231
ANEXO 9. Catalogo SKF	233
ANEXO 10. Catalogo Sew Eurodrive	234
ANEXO 11. Planos mezcladora de compostaje (despiece e isométrica)	237
ANEXO 12. Clasificación de los materiales de acuerdo al ángulo de reposo, fluidez y ángulo de transportabilidad.	238
ANEXO 13. Relación entre el máximo tamaño del terrón y el ancho de la banda	239
ANEXO 14. Valor del área transversal de carga para un ancho de banda específico.	240
ANEXO 15. Velocidad máxima permitida para un determinado ancho de banda	241
ANEXO 16. Clasificación de los Idlers según las normas CEMA	243
ANEXO 17. Tabla de espacios recomendados de idlers en función del ancho de la banda y del peso del material.	244
ANEXO 18. Muestra las capacidades de carga y peso de los rodillos de igual longitud.	245

ANEXO 19. El peso promedio estimado para una banda de múltiples Pliegues	246
ANEXO 20. Valor para el factor de accionamiento “K”.	247
ANEXO 21. Distancia de transición.	248
ANEXO 22. Máximo número de lonas para garantizar un buen Acanalado.	250
ANEXO 23. Número mínimo de lonas para soportar satisfactoriamente la banda.	251
ANEXO 24. Número de pliegues necesarios para soportar determinada Carga	252
ANEXO 25. Tensión para correas de múltiples pliegues.	253
ANEXO 26. Espesor mínimo de cubierta en función del material a transportar	254
ANEXO 27. Diámetro mínimo de la polea para correas comunes	255
ANEXO 28. Valores del ancho de la cara de la polea a partir del diámetro de la polea y el tipo de servicio.	256
ANEXO 29. Catalogo de motorreductores Sew – Eurodrive	258
ANEXO 30. Índices de trabajo promedios para varios materiales	261
ANEXO 31. Escala de tamices estándar tyler.	262
ANEXO 32. Equipos para la reducción de tamaño.	265
ANEXO 33. Guía para la selección de los equipos de trituración y molienda.	267
ANEXO 34. Consumo de energía frente a tamaño del producto en un equipo de reducción de tamaño.	268
ANEXO 35. Análisis por tamizado realizado a una muestra de la alimentación del molino y al producto que distribuye la empresa.	269
ANEXO 36. Análisis por tamizado al material que salio del molino de bolas para determinar el índice de trabajo.	273

ANEXO 37. Análisis de esfuerzos plato molino	275
ANEXO 38. Planos del molino de martillos (Despiece e isométrica)	276

## RESUMEN

### TÍTULO:

**DISEÑO DE UNA PLANTA PARA LA PRODUCCIÓN DE ACONDICIONADOR ORGÁNICO DE SUELOS PARA LA EMPRESA AGROVERDE DE LA COSTA E.U.\***

### AUTORES:

César Augusto Millán Martínez.  
Fernando Cabarcas Martínez.\*\*

### PALABRAS CLAVES:

Diseño, Acondicionador Orgánico, Banda, Molino, Mezcladora.

### DESCRIPCIÓN:

Con la realización de este proyecto de grado se busca dar solución a un requerimiento industrial presentado por la empresa AGROVERDE DE LA COSTA E.U., el cual es la ampliación de la producción de 200 a 600 toneladas mensuales. Después de estudiado en detalle el proceso que se realiza actualmente en la empresa, para la producción de acondicionador orgánico de suelos (Acond.), se identificaron los puntos críticos y se optó por el diseño de una planta en la cual todas sus etapas estén mecanizadas.

Los equipos que se diseñaron fueron una mezcladora de compostaje, una banda transportadora, que corresponde al diseño final de la planta y un molino de martillos para la reducción de tamaño del (Acond.) antes de ser empacado. Además se determinó la mejor manera de distribuir la planta y se realizó el análisis de costo relacionado con la construcción y el montaje de los equipos anteriormente mencionados.

El resultado de este proyecto son unos equipos sencillos de fácil montaje y mantenimiento. Además este proyecto le va a permitir a la empresa identificar las variables que afectan su producción, eliminando cuellos de botella, lo cual va a repercutir en un mayor control del proceso. De igual forma le va a representar ahorros considerables relacionados con mano de obra y salarios. También este proyecto de grado va a servir como dato valioso por parte de la empresa ante las entidades financieras para poder solicitar el dinero que se requiere para su construcción. Este diseño de la planta es el soporte o fundamento para que la empresa cumpla con sus necesidades y redistribuya su personal.

---

\* Trabajo de Grado

\*\* Facultad de Ciencias Físico-Mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, Ing. Alfredo Parada.

## SUMMARY

### TITLE:

**DESIGN OF A FACTORY FOR ORGANIC FERTILIZER PRODUCTION OF FLOORS FOR THE FACTORY” AGROVERDE DE LA COSTA E.U.\***

### AUTHORS:

César Augusto Millán Martínez,  
Fernando Cabarcas Martínez.\*\*

### KEY WORDS:

Design, Fertilizer organic, belt, mill, mixer.

### DESCRIPTION:

With this project it is wanted to give solution to an industrial request presented for the factory AGROVERDE DE LA COSTA E.U., It is the production enlargement from 200 to 600 ton by month. After studied in detail the process done nowadays in the factory. For the organic fertilizer production of floors it was identified the critical points and it was chosen the design of a factory in which all its stages were mechanized.

The designed equipments were a fertilizer mixer, a transporting belt which corresponds to the final design of the factory and a mill of hammers for the size reduction of the (fertilizer) before being packed. Furthermore it was determined the best way of distributing the factory and it was done the analysis of cost related to the construction and assembly of the equipments mentioned above.

The results of this project are some simple equipments of easy assembly and maintenance. Also, this project let the factory identify the variables which affect its production eliminating neck bottle, it will help the factory to get a better control of the process. In the same way, it implies considerable savings in personnel and salaries, besides, this project will be useful as factory data ahead of financial business to ask money needed for its building. This design of the factory is the base to solve factory needs and organize personnel distribution.

---

\* Degree Work.

\*\* Physical-Mechanical Sciences Faculty, Mechanical Engineering School, Eng. Alfredo Parada.

## INTRODUCCIÓN

Con el objetivo de contribuir con la misión de la Universidad Industrial de Santander, de atender las necesidades de la comunidad y de participar activamente en un proceso de cambio por el progreso y mejor calidad de vida de la misma, se desarrolla este trabajo de grado para responder ante la sociedad por labores que satisfagan algunas de sus necesidades, como es el caso de darle solución a una necesidad industrial, presentada por la empresa AGROVERDE DE LA COSTA E.U.

Debido a esta necesidad se fundamenta este proyecto de grado, titulado "Diseño de una planta para la producción de acondicionador orgánico de suelos para la empresa AGROVERDE DE LA COSTA E.U". Este proyecto, primero que todo, contribuye con el medio ambiente, ya que se basa en adecuar la tecnología en algunas etapas del proceso llevado a cabo por la empresa, para el aprovechamiento de un desecho orgánico (estiércol), y su posterior aplicación para la reestructuración de suelos agrícolas, por lo tanto se convierte en un aporte valioso para la Empresa y la agroindustria en general.

Después de estudiado en detalle el proceso que se realiza actualmente en la Empresa, se identificaron los puntos críticos (labores repetitivas y manuales) los cuales afectarían el proceso al momento de realizar la ampliación de la producción, repercutiendo en cuellos de botella. Por tal razón se mecanizaron las etapas del proceso, correspondientes al mezclado del compostaje y al transporte del material hasta el molino para su posterior

reducción de tamaño de partícula. El capítulo 1 tiene como fin mostrar la empresa, el proceso que se lleva a cabo actualmente, las etapas que constituyen dicho proceso, el producto procesado, la justificación de la necesidad que generó el proyecto de grado y de las soluciones dadas a dichas necesidades.

El capítulo 2 muestra la nueva distribución de la planta y las razones que motivaron dicha distribución.

El capítulo 3 presenta el diseño de la mezcladora de compostaje, su principio de funcionamiento, sus partes constitutivas, al igual que los cálculos relacionados. En el capítulo 4 se presenta el diseño de la banda transportadora, el cálculo para su determinación a partir de los requerimientos de transporte de material, sus partes constitutivas y el criterio para la selección de las partes que lo necesiten.

Por último el capítulo 5 muestra el diseño del molino de martillos, los principios en que se basa la determinación de su requerimiento de energía, los aspectos más relevantes para su operación, así como el cálculo que respalda sus elementos más importantes. Se incluyen como anexos los planos de cada una de las máquinas así como los planos de la distribución final de la planta y un análisis de costos relacionado con la construcción y el montaje de los equipos diseñados. Aunque este proyecto no incluye la construcción de ningún equipo, si es el trampolín para la futura construcción de la planta, ya que es el soporte técnico que la empresa presentará para poder solicitar a las entidades bancarias el préstamo correspondiente para su posterior realización.

## **1. PRODUCCIÓN DEL ACONDICIONADOR ORGÁNICO DE SUELOS**

El acondicionador orgánico de suelos, se obtiene mediante un proceso aeróbico, ya que requiere en su ciclo de compostación contenidos de oxígeno para la biodegradación de la materia orgánica. La compostación es la degradación bioquímica de materiales orgánicos. Convierte biológicamente los desechos sólidos orgánicos en materia estable, con apariencia de humus.

La compostación se basa en la fermentación microbiana de materias orgánicas, en presencia de aire. Los agentes de este proceso son organismos termófilos aeróbicos y el producto resultante es de tipo húmico. El acondicionador es la materia orgánica resistente que permanece. La materia orgánica resistente normalmente contiene un alto porcentaje de lignina.

La estabilización de la materia orgánica se consigue por la oxidación de las moléculas complejas que se transforman en otras más sencillas y estables. En este proceso se desarrolla calor. La fermentación de la materia orgánica, involucra una parte de degradación o descomposición y, otra de reajuste o síntesis de nuevos productos.

El proceso lo llevan a cabo los microorganismos (bacterias y hongos), y la intervención del hombre se limita a proporcionar las condiciones idóneas para que el proceso se realice con la máxima rapidez y eficacia. Los factores que dificultan la vida y desarrollo de los microorganismos son causa de entorpecimiento del proceso. El proceso de compostaje puede dividirse en cuatro períodos, atendiendo a la evolución de la temperatura:

Mesolítico. La masa vegetal está a temperatura ambiente y los microorganismos mesófilos se multiplican rápidamente. Como consecuencia de la actividad metabólica la temperatura se eleva y se producen ácidos orgánicos que hacen descender el pH.

Termofílico. Cuando se alcanza una temperatura de 40°C, los microorganismos termófilos actúan transformando el nitrógeno en amoníaco y el pH del medio se hace alcalino. A los 60°C estos primeros microorganismos termófilos desaparecen y aparecen los actinomicetos. Estos microorganismos son los encargados de descomponer las ceras, proteínas y hemicelulosas.

De enfriamiento. Cuando la temperatura comienza a descender, reaparecen los hongos termófilos iniciales que reinvasen el mantillo y descomponen la celulosa. Al bajar de 40°C los mesófilos también reinician su actividad y el pH del medio desciende ligeramente.

De maduración y estabilización. Se producen reacciones secundarias de condensación y polimerización del humus. El acondicionador orgánico de suelos, contrarresta los problemas de erosión y compactación del suelo aprovechando el estiércol vacuno y otros elementos en menor proporción (caldos microbiales, humus, cenizas, cascarilla de arroz y sulfato de potasio), entregando al mercado un producto de calidad, el cual es certificado con el registro del ICA No. 4386.

El acondicionador agrega elementos como nitrógeno, potasio y fósforo, pero es de efectos más lentos que los fertilizantes químicos, sin embargo aumenta

la disponibilidad de estos elementos en el suelo. El acondicionador orgánico de suelos cumple un rol trascendente al corregir y mejorar las condiciones físicas, químicas, biológicas de los suelos.

## **1.1 FUNCIONES FÍSICAS Y QUÍMICAS DEL ACONDICIONADOR ORGÁNICO DE SUELOS**

- Acción coloidal sobre las arcillas.
- Disgrega las arcillas en suelos compactos.
- Mejora la estructura, dando soltura a los suelos pesados y compactos y ligando los sueltos y arenosos.
- Mejora la porosidad, y por consiguiente la permeabilidad y ventilación.
- Reduce la erosión del suelo.
- Incrementa la capacidad de retención de humedad.
- Confiere un color oscuro en el suelo ayudando a la retención de energía calorífica.
- Transporta los nutrientes a la raíz.
- Aumenta la capacidad de intercambio catiónico.
- Retiene y facilita la absorción de nutrientes.
- Reduce la salinidad al atrapar el cation Na.
- Produce CO<sub>2</sub> por oxidación y favorece la fotosíntesis.
- Transforma el fosfato tricalcio (fosforita), en fosfato bicalcico y monocalcico solubles para las plantas.
- Los carbonatos de calcio y magnesio, los transforma en bicarbonatos rápidamente asimilables por las plantas.
- Incrementa la disponibilidad de nitrógeno, fósforo, potasio, hierro y azufre.
- Incrementa la eficiencia de la fertilización, particularmente nitrógeno.

- Inactiva los residuos de plaguicidas debido a su capacidad de absorción.

## 1.2 FUNCIONES BIOLÓGICAS DEL ACONDICIONADOR ORGÁNICO DE SUELOS

- Es fuente de energía la cual incentiva a la actividad microbiana.
- Al existir condiciones óptimas de aireación, permeabilidad, pH y otros, se incrementa y diversifica la flora microbiana.
- Inhibe el crecimiento de hongos y bacterias que afectan a las plantas.
- Aumenta las defensas contra las enfermedades en las plantas.
- Recomendaciones para su uso:
  - Debe almacenarse en lugares frescos y bien ventilados.
  - Se debe aplicar en el menor tiempo posible.
  - No debe recibir los rayos solares directamente.
  - Al aplicarlo al suelo se debe cubrir y aplicar abundante agua.

## 1.3 PRESENTACIÓN

Figura 1. Presentación del acondicionador orgánico de suelos



Bultos de 50 kilos en doble empaque, saco externo de polipropileno y bolsa interna de polietileno. La utilización de estos empaques es con el fin de preservar las características propias del acondicionador.

#### **1.4 ELABORACIÓN ACTUAL DEL ACONDICIONADOR ORGÁNICO DE SUELOS**

La empresa AGROVERDE DE LA COSTA E.U, es una de las empresas productoras más grandes de acondicionador orgánico de suelos en la región del Valle del Cesar. Surgió hace dos años por iniciativa del señor Abel Gualdrón, quien actualmente se desempeña como gerente de la misma. Dicha empresa se encuentra ubicada a unos 15 kilómetros de Valledupar vía al municipio de La Paz y entre sus clientes más importantes figuran las bananeras en Santa Marta. La empresa cuenta con 8 operarios que se encargan de la recolección de la materia prima (estiércol bovino), el proceso de formación del compostaje, posterior transporte del mismo a la máquina de trituración, operación del molino y empaque del producto.

La producción máxima actual de la empresa es de 200 toneladas al mes, dicha producción se hace en 10 días, en turnos de 12 horas.

Elaboración Actual Del Acondicionador Orgánico De Suelos:

Tiempo de compostacion 20 días, desde la recepción y conformación de la pila hasta su recolección para su posterior empaque.

Dicho proceso consta de las siguientes etapas:

**1.4.1 Fuentes de materia prima.** La materia prima se obtiene de fincas de ordeño de la zona lo cual representa para estas fincas una ayuda ya que

para ellas el estiércol propiamente dicho, es un problema. Debido a que constantemente hay que evacuar el estiércol de los corrales. Sabiendo que aproximadamente el porcentaje de producción de estiércol diario por vaca varía entre el 8 y el 10 % de de su peso total, se alcanza a dimensionar el problema que para estas fincas representa manejar estas cantidades de estiércol y también se alcanza a visualizar el potencial de materia prima con el que se cuenta para la producción del acondicionador orgánico de suelos.

#### **1.4.2 Proceso de formación del compostaje**

Figura 2. Volteos periódicos para airear el compostaje.



Lo que se hace es agregar los diferentes elementos (caldos microbiales, humus, cenizas, cascarilla de arroz y sulfato de potasio) e ir volteando el compostaje en periodos de tiempos ya definidos, aproximadamente de 4 días. En lo relacionado a los diferentes elementos que se le agregan a las pilas, estos son adicionados de acuerdo al estado en que llega el estiércol de las fincas, mientras que la cantidad de caldos microbiales que se le suministra a las pilas es constante debido a que el volumen de la pila es siempre el mismo.

Todo esto bajo la asesoría de un agrónomo, quien estipula las cantidades de los elementos a adicionar al acondicionador durante su proceso de producción. Esta etapa requiere el esfuerzo físico de seis operarios dedicados al volteo de las pilas.

Al mismo tiempo que se va volteando la pila, se va regando con agua. Esto se hace con el fin de airear y de humedecer el compostaje, ya que como se ha dicho se trata de un proceso aeróbico en el cual el aire y el agua se necesitan para que los microorganismos, se sigan reproduciendo.

**1.4.3. El transporte del acondicionador al sitio de trituración.** Este es efectuado por los mismos operarios de la etapa anterior, de forma manual, utilizando baldes y recorriendo distancias de hasta 60 metros, siendo este el único método posible ya que las pilas de compostaje están ubicadas de forma sucesiva en el área designada para estas y con alturas promedio de 1,50 mts, eliminando cualquier posibilidad para la utilización de carretillas, convirtiéndose en el cuello de botella de la producción e impidiendo la continuidad en cada uno de las etapas que componen el proceso, debido a que la producción está sujeta al tiempo que demora el operario en llevar cada carga al sitio de trituración. El acondicionador es almacenado en forma de pilas al pie del molino, para que cuando haya la cantidad suficiente se inicie la siguiente etapa.

**1.4.4. La trituración del acondicionador.** Esta trituración se realiza con el fin de presentar el acondicionador, en forma menuda para que al ser mezclado el acondicionador en el suelo a tratar, sea más fácil su mezclado. Esta etapa es realizada por un molino de martillos el cual no fue diseñado para las condiciones de producción de la planta, por lo tanto se frena constantemente.

La alimentación del molino es efectuada por un operario que introduce el acondicionador por medio de baldes. Este operario se ubica en una estructura o andamio para poder quedar a la altura de la tolva de alimentación del molino, mientras que otro le pasa los baldes con acondicionador desde el piso. Después de reducir su tamaño, pasa por una saranda, la cual realiza una selección del grano, permitiendo solo que pase el grano que va a ser posteriormente empacado.

**1.4.5. Ensilado y empaque.** Después de realizada la trituración del producto y selección, se deposita en un silo a través de un elevador de cangilones, y desde el silo mediante una pequeña compuerta se empaca y posteriormente se almacena el acondicionador orgánico de suelos.

La empresa no tiene ningún dato técnico, planos, recomendaciones de mantenimiento relacionado con los equipos existentes, igualmente la distribución de la planta no sigue ningún patrón apropiado, esta ha sido organizada a criterio del dueño.

Debido al incremento progresivo de la demanda del acondicionador orgánico de suelos en la región y a los intereses relacionados con la expansión en la comercialización de este producto orgánico a nivel nacional, la empresa AGROVERDE DE LA COSTA E.U. ha tomado la decisión de involucrar una nueva planta que cumpla con la producción proyectada a tres veces mayor que la que hoy es capaz de realizar, es decir pasar de 200 a 600 toneladas mensuales. Y es aquí donde se necesita la labor de ingeniería ya que se debe tener una visión adecuada de los requerimientos para cumplir con las expectativas.

Este proyecto de grado se convierte por tanto en el único dato valedero por parte de la empresa ante las entidades financieras para poder solicitar el dinero que se requiere para la ampliación de la producción esperada. Este proyecto es el soporte o fundamento para que la empresa cumpla con sus necesidades y redistribuya su personal.

Después de estudiado en detalle el proceso que se realiza actualmente en la empresa, se identificaron los puntos críticos, las falencias de los equipos actualmente en funcionamiento y mediante la investigación de cada una de las etapas que componen el proceso se optó por el diseño de una planta en la cual todas sus etapas estén mecanizadas y los equipos que hagan parte del proceso cumplan con los requerimientos de producción esperados.

Como etapa posterior a la recolección y ubicación por pilas, está el mezclado de los ingredientes que aportan las características necesarias del compostaje, igualmente se realiza el movimiento periódico de las pilas del compostaje, permitiendo la entrada de aire (oxígeno) a todos los lugares, requisito parcialmente indispensable para lograr una homogénea descomposición del mismo. Todo esto realizado manualmente por 6 (seis) operarios durante largas jornadas por la cantidad de pilas que se posee. La decisión de mecanizar esta etapa radica en la facilidad, rapidez y continuidad que se le da al proceso, y un aumento de la calidad del producto. Además, al aumentar la producción se necesitaría una cantidad mayor de operarios que desarrollen la labor anteriormente enunciada, aumentando considerablemente los costos en salarios. Otro aspecto importante es la capacidad de trasladar la máquina de mezclado a todas las pilas cumpliendo la misma labor en menos tiempo y con mayor eficiencia.

Para desarrollar una alta producción es necesario garantizar la continuidad de todas las etapas que intervienen en el proceso, por lo tanto el transporte de las pilas que cumplieron con el tiempo de descomposición, debe ser rápido y constante. Actualmente el traslado del material es realizado por los mismos 6(seis) operarios de la etapa anterior ayudados por baldes, labor que por su naturaleza es demasiado lenta. Por lo tanto al igual que la etapa anterior es necesario mecanizarla, mediante el transporte fácil y constante. Esta continuidad y facilidad de transporte a un bajo costo comparado con otros métodos sólo se puede lograr con una banda transportadora que esté ubicada a lo largo de todas las pilas, permitiendo el acceso de todos los sectores al transportador. Debido a las propiedades del material y a la economía que se quiere obtener con estos cambios se descarta totalmente el sistema de transporte neumático (uno de los mas costosos energéticamente).

Como se mencionó anteriormente, el punto de llegada del material transportado es el molino. Para cumplir con esta etapa y teniendo en cuenta las condiciones de humedad del material se eligió para el diseño el molino de martillo, idóneo para el triturado de materiales húmedos y apelmazados. Otra alternativa es el molino de bolas pero su funcionamiento solo sirve para materiales secos y para ser pulverizados, aspecto que no se necesita como resultado final.

La decisión de diseñar un molino de martillos, sin tener en cuenta el ya existente, es debido al gran deterioro que este presenta y a al hecho de que se frena, ya que es un molino de baja capacidad y como sería de esperarse al aumentar la producción de acondicionador, dicho molino presentaría mayores problemas de funcionamiento, convirtiéndose en un cuello de botella.

Después de todos los cambios realizados en la planta como es la mecanización de algunas etapas del proceso, el diseño de una nueva planta y sus nuevos equipos para los futuros requerimientos de producción, resulta obvia la necesidad de realizar una distribución adecuada de los equipos que intervienen en cada una de las etapas del proceso.

Además de todo esto se entregará un análisis de los costos, para una posterior construcción y montaje de los equipos en la planta. Esta empresa se beneficiará con la mecanización de procesos que actualmente son realizados manualmente en forma muy lenta e imprecisa, generando baja productividad y baja calidad. El diseño de algunos equipos y una distribución de planta acorde a la naturaleza del proceso que se llevará a cabo, tendrá como resultados ahorros considerables de tiempo, mayores eficiencias en el proceso, y un aprovechamiento racional de la energía ya que se agiliza la producción y se elimina el uso innecesario de personal en algunos sectores.

El estudio del proceso que se realizó en el proyecto de grado optimizará la forma como este será llevado a cabo por la empresa, repercutiendo directamente en beneficios relacionados con el aumento de las eficiencias de dicho proceso y generando alternativas encaminadas para lograrlo.

## 2. DISTRIBUCIÓN EN PLANTA

Tiene como finalidad realizar un diseño planificado de una planta de producción de acondicionador orgánico de suelos, que innovara el proceso de obtención del producto.

La misión es hallar una ordenación de las áreas de trabajo y del equipo, que sea la más económica para el trabajo, al mismo tiempo que la más segura y satisfactoria para los empleados.

Se encuentran tres tipos de distribución de planta como son:

1. Distribución por posición fija.
2. Distribución por proceso.
3. Distribución por producción en cadena, en línea o por producto.

De las anteriores distribuciones, la tercera es la que encaja en el proceso de producción del acondicionador orgánico de suelos, debido a que en sus fases de producción el material esta en movimiento, los volúmenes de salida del producto son altos y el proceso es repetitivo.

Factores De Distribución En Planta:

La distribución en planta, ni es extremadamente simple, ni es tampoco extraordinariamente complejo; lo que se requiere es:

1. Un conocimiento ordenado de los diversos elementos o particularidades implicadas en una distribución y de las diversas condiciones que pueden afectar a la ordenación de aquellos.

2. Un conocimiento de los procedimientos y técnicas de cómo debe ser realizada una distribución para integrar cada uno de estos elementos.

Para el diseño de la distribución propuesta se tuvo en cuenta los siguientes factores que tienen influencia para cualquier tipo de distribución, como son:

- Factor Hombre.
- Factor material.
- Factor maquina.
- Factor movimiento.
- Factor espera.
- Factor servicio.
- Factor edificio.
- Factor cambio.

Ver Ref. [16 : 43].

Cabe resaltar el hecho de que no se esta hablando de la producción en serie de ninguna pieza o elemento mecánico en general, por lo tanto debido a las características del acondicionador y del proceso que se maneja para su obtención, la determinación de los factores a tener en cuenta, dependen de la forma como se amoldan a las condiciones de operación de este caso en particular.

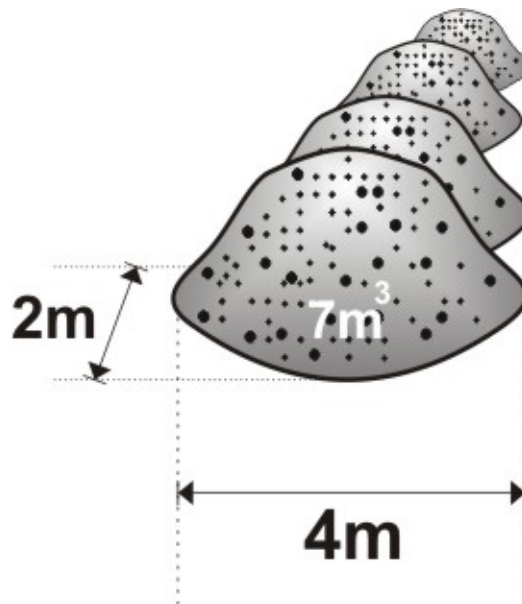
Por ejemplo del factor movimiento se tomo el hecho de que la distribución a realizar, asegure unos traslados cortos, esto para hacer más dinámica la operación y no incurrir en gasto de combustible exagerados, si es el caso o en demoras significativas, entre una etapa y otra del proceso.

## 2.1 PROCESO DE PRODUCCIÓN

**2.1.1. Transporte de materia prima.** El estiércol es traído a la planta en volquetas con capacidad de 4.2 Ton., de las diferentes fincas de ordeño de la región.

Una vez llega la materia prima a la planta, es vaciada en las áreas destinadas para llevar a cabo el proceso de descomposición, se le riega el caldo microbial y los demás elementos y se mezcla para homogenizar los aditivos suministrados dentro de la pila.

Figura 3. Pilas de compostaje distribuidas en sus respectivas áreas.



**2.1.2. Mezclado.** El primer volteo se realiza apenas llega el material a la planta y se le agregan sus diferentes elementos. Pasados 4 días, después de su recolección se voltean las pilas y se le hace una inspección de humedad, en la cual se determina la cantidad de agua a suministrar, (ciclo que se repite 6

veces hasta el día 20, desde la llegada del estiércol a la planta.)

**2.1.3. Molienda.** Transcurridos 20 días de la llegada del estiércol a la planta, se introduce al molino, para su posterior reducción de tamaño.

**2.1.4. Saranda.** Del molino se pasa directamente a la saranda, con el objeto de obtener el tamaño adecuado del producto.

**2.1.5. Elevador de cangilones.** Clasificado el producto, cae por gravedad a unos cangilones, para ser transportado al silo de almacenamiento.

**2.1.6. Empacado:** Una vez ensilado el producto, es empacado en sacos de 50kg y se almacena.

**2.1.7. Almacenaje:** El producto empacado es transportado a una zona de almacenamiento debidamente techada, donde se colocan en forma vertical.

## **2.2. NUEVA DISTRIBUCIÓN DE LA PLANTA**

**2.2.1. El porque de la distribución.** La forma en que fue distribuida la planta obedece a diversas razones relacionadas con:

- El área dispuesta para la distribución: Es decir se parte de un espacio físico predeterminado en el cual se debe hacer la distribución.
- La capacidad de producción esperada: Este es un factor clave ya que da idea de los espacios a utilizar en el proceso a partir de las limitaciones físicas dadas por la forma del terreno.

- La menor distancia posible entre una y otra etapa del proceso, para evitar tiempos muertos exagerados.
- El aprovechamiento de la zona techada de la planta: Esto para no incurrir en gastos adicionales relacionados con la reubicación de la zona techada.

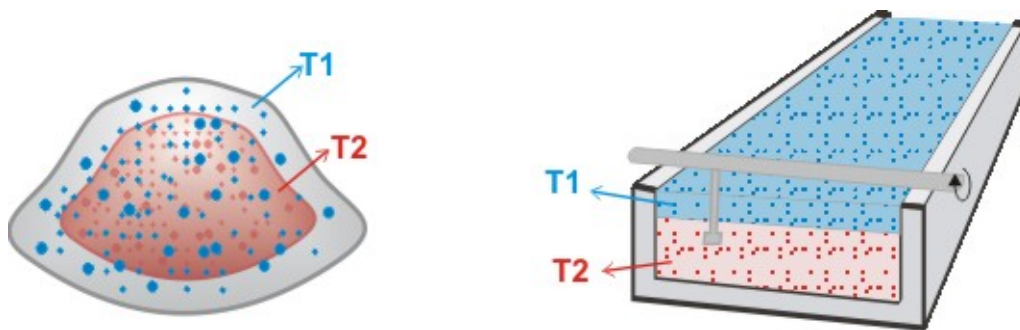
**2.2.2. El porque de los patios.** Era necesario un lugar destinado para que llegara la materia prima y se llevara a cabo el proceso de descomposición, estaban las opciones relacionadas con dejar que el proceso se llevara a cabo con el material en forma de pilas o cambiar dicha forma por otra que en lo posible facilitara la mecanización del proceso.

La opción de dejar la forma de pilas estaba limitada por el espacio físico, ya que implicaba que la maquina de volteo fuera a través de las pilas y en sitio realizara el respectivo volteo, por lo tanto había que hacer la distribución, considerando el espacio destinado a la estructura y ruedas de la maquina que irían a lado y lado de las pilas, lo cual reduciría aún más el espacio disponible. Otro aspecto relacionado con esto era la necesidad de utilizar sistemas hidráulicos y grandes motores que desplazaran la máquina, incurriendo con todo esto en costos mayores. Además el hecho de utilizar la forma de pilas implicaría consumos de potencia mucho mayores repercutiendo todo esto en la robustez de los equipos utilizados en la constitución de la maquina de volteo.

Se investigo con el agrónomo de la empresa las alternativas relacionadas con la forma en que se organiza el estiércol para su posterior proceso de descomposición, se concluyo que era posible optar por otras formas de

agrupar el material, siempre y cuando se mantenga como mínimo una altura de 50 cm, lo cual garantiza alcanzar la temperatura necesaria para que el proceso de descomposición se lleve convenientemente.

Figura 4. Distribución de Temperaturas en las pilas y el patio.

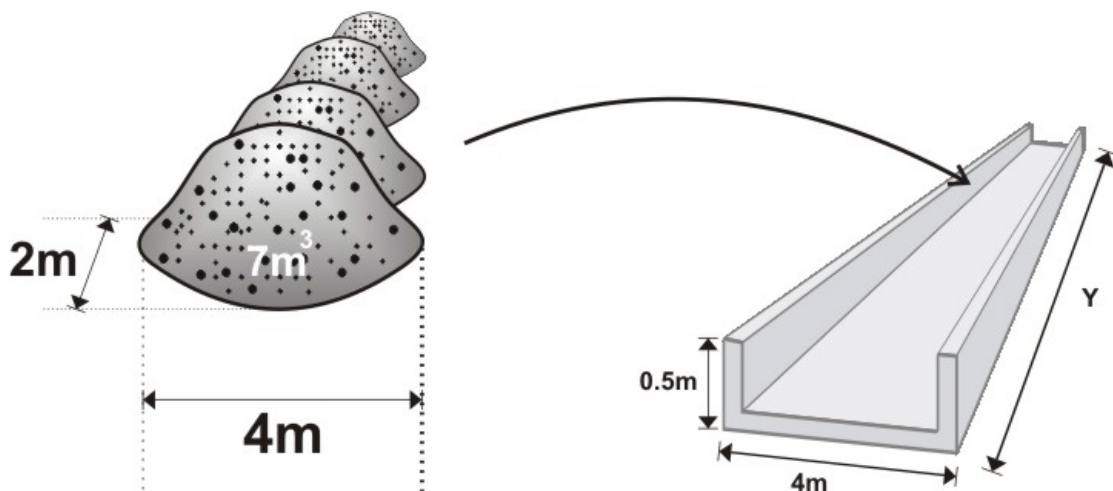


Esta restricción del proceso de tener una altura de material de 50 cm, es el requerimiento mínimo de potencia impuesto por el mismo proceso sobre la máquina a diseñar. Una forma de organizar el material y que al mismo tiempo provea el menor requerimiento de potencia para el equipo a diseñar, sería el agrupar el material en forma de paralelepípedo, en patios separados por muros, los cuales servirían de apoyo y guía para el desplazamiento de la máquina.

Estos muros aunque representan un costo inicial se verán sus ventajas para la organización de los patios al ser ampliada la producción. Teniendo como base lo anterior se inicio el diseño de una mezcladora de compostaje que será capaz de trabajar la cantidad de material acorde al requerimiento de producción esperado.

El ancho del patio esta dado por el elemento del equipo a diseñar, encargado del volteo del compostaje, es decir el eje que lleva los elementos que entran en contacto con el material, y que son los que hacen el volteo. Se consideró una longitud de eje no mayor a 4 metros, debido a los problemas relacionados con las deflexiones que se podrían presentar al montar un eje con una longitud de estas características. Ya teniendo el área transversal del patio destinado para el compostaje, queda por definir la longitud a tener en los patios.

Figura 5. Cambio de la distribución de la zona de descomposición, pasando de pilas a patios de compostaje.



En este aspecto esta la limitación del área dispuesta para la distribución, y la capacidad de producción requerida por la planta. Para una producción de 600 toneladas al mes se proyectó que una vez iniciado el proceso, dada la nueva distribución, este se repitiera secuencialmente, lo cual garantizaría unas entregas constantes de material, y además le daría seguridad a la empresa para saber con que cantidad de material cuenta y en cuanto tiempo

pueden producirlo. Debido a que hablamos de 600 toneladas mensuales (12000 sacos), se hace necesaria una producción diaria, para que los volúmenes de acondicionador obtenido, sean fácilmente distribuidos. Por lo tanto la producción diaria debe ser de 27.3 Ton. Aprox. de tal manera que al mes se obtengan las 600 Toneladas esperadas de producción. Como días de producción solo se toman 22 días al mes, sin contar sábados y domingos.

Otro dato que resulta valioso es que la volqueta de la planta, encargada de la recolección de materia prima, puede transportar 27.3 toneladas diariamente, esta cantidad de material equivale a 7 volquetadas aprox. Con base en la información obtenida anteriormente, podemos determinar la capacidad de dicho patio. El volumen representado por 27.3 toneladas, sabiendo que la densidad del material es de  $600 \frac{kg}{m^3}$ , es de  $45.5 m^3$ . Como ya se tiene el área transversal de los patios, dada por la altura mínima del material y por la longitud del eje (ancho del patio), se despeja la longitud para poder albergar en los patios la cantidad de material considerada anteriormente (27.3 ton).

Para tener esta cantidad de material en un patio, se requiere una distancia de  $22.75 m \approx 23 m.$ , este es el valor de Y, variable indicada en la anterior figura. Otro aspecto a tener en cuenta es que para obtener mensualmente las 600 toneladas se necesita que constantemente se estén llenando los patios que se van desocupando, para obtener una secuencia productiva que permita responder por la producción mencionada.

Algo que no se debe olvidar es que el proceso de descomposición de la materia prima (estiércol) dura 20 días, es decir el material que llega a la planta debe ser volteado 6 veces en lapsos de 4 días, iniciando el primer volteo desde la llegada al patio. Terminado su proceso de descomposición, el

material es recogido para su posterior empaque y distribución a partir del día 22. Lo anterior establece que para iniciar el proceso, se deben llenar los 22 patios y en ese mismo día 22 recoger para empacar el primer patio que se lleno al iniciar la secuencia, con lo que al día 23 vuelve y llena el primer patio y se recoge el segundo patio y así sucesivamente.

En esta secuencia de empacado y llenado de patios se establece un periodo de volteo de 6 patios por día es decir se voltean 164 toneladas día aprox.

En el proceso descrito hasta ahora, se alcanzan a observar soluciones como lo es una distribución acorde a las nuevas condiciones de operación de la empresa y la mecanización de la etapa correspondiente al volteo de los patios. Actualmente el volteado de 15 pilas (63 toneladas), es realizado por 6 operarios los cuales trabajan 7 horas diarias, repartidas así: de 5 a 10 a.m. y de 4 a 6 p.m. la anterior distribución en el horario de trabajo, es debida a las condiciones extremadamente calurosas de la zona. Para poder cumplir con los nuevos requerimientos de producción de la empresa se necesitarían contratar un grupo extra de 10 operarios, lo cual generaría una contratación laboral de 16 empleados, que trabajan todos los días en el volteado de las pilas.

Los costos generados por la contratación de 12 empleados encargados del volteo de las pilas es de \$ 10.000.000= al mes aprox. Y un gasto en salario alrededor de \$120.000.000= al año.

Por lo anterior se justifica la mecanización de la etapa relacionada con el volteo de las pilas, siempre y cuando los gastos relacionados con esta alternativa de mecanización sean inferiores a los gastos salariales generados o

la recuperación de la inversión inicial, sea atractiva.

A estas alturas del proceso se tienen 22 patios de 4 m. de ancho, ubicados uno al lado del otro. Por lo tanto se hace necesario trasladar la máquina mezcladora, de patio a patio. El traslado de la maquina debe realizarse de una forma ordenada, esto quiere decir que siempre se realiza por el mismo lado del patio, eliminando interferencias dentro del proceso y reduciendo los costos constructivos de los elementos y equipos que se necesitarían para el transporte a lado y lado del patio. Como es de esperarse para realizar el traslado de la mezcladora, esta debe regresar a su punto de partida, lo cual implica que como mínimo se deban realizar dos volteos. Una opción industrialmente valedera es la utilización de un monorriel.

Otra opción es el diseño y construcción de una maquina que permita desplazar la máquina mezcladora, mediante una vagoneta, en la cual se montaría la máquina y se desplazaría por rieles hasta el siguiente patio.

Otro etapa del proceso que se ve afectada al incrementarse la producción es la de llevar el acondicionador al molino de martillos para su posterior reducción de tamaño y empaçado.

Actualmente este proceso se lleva a cabo con baldes, los cuales son llevados por los mismos operarios que realizan el volteo del compostaje (etapa anterior). Se hicieron cálculos comparativos para determinar el medio más eficiente para desocupar los patios y se determinó la sumatoria que muestra el comportamiento relacionado con el tiempo que se emplea para desocupar un patio. Se hicieron cálculos, con las 3 soluciones potenciales para transportar el material de los patios a la banda que descarga en el molino.

Como primera opción se tiene un minicargador frontal, como segunda opción se tienen 4 operarios con sus respectivas carretillas y por último se tienen 4 operarios con 2 baldes cada uno. **Ver anexo 1**

Los resultados son los siguientes:

Cargador frontal= Desocupa el patio en 2 horas 31 min.

4 operarios con carretillas=Desocupan el patio en 5 horas 58 min.

4 operarios con baldes=Desocupan el patio en 9 horas 10 min.

## **2.3. SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS EN ALGUNAS ETAPAS DEL PROYECTO**

### **2.3.1 Distribución de planta**

#### **Opción 1**

Forma de paralelepípedo constituida por patios de 4 m de ancho, 23 m de largo y 0.5 m. de altura con máquina mezcladora.

Ventajas:

- Alta eficiencia en tiempo que demora en voltear un patio a doble mezclado comparada con el proceso manual.
- Bajo costo energético de operación 15 HP aprox. por hora de operación.
- Airea mejor el compostaje.
- Utiliza un solo operario.

Desventajas:

- Costo del equipo \$ 40.000.000= aprox.
- Exige equipo adicional para su traslado.( Monorriel- puente grúa o vagoneta)
- Instalaciones eléctricas colgantes viajeras, tipo carro de puente grúa.

## **Opción 2**

Hileras de pilas, tal cual las descarga la volqueta. Mezcladas a pala. Con una distancia lateral entre pilas separadas 1 m. para el paso de carretillas. Longitudinalmente al patio van pegadas.

Ventajas:

- Bajos costos de instalación, ya que no necesita construir muros con rieles como la mezcladora.

Desventajas:

- Elevado costo en pago de nomina para realizar el volteo de las pilas.
- Solo es posible dar un solo volteo. Es decir no tiene la flexibilidad de aumentar el número de volteos.

Selección:

Por razones relacionadas con la economía representada en el tiempo y la rapidez de retorno de la inversión, de la mezcladora, comparada con los altos costos de nomina que presenta la alternativa de los empleados, volteando las pilas. Se escoge la opción 1 de la mezcladora por razones económicas y por aumentar eficiencias en el proceso.

### **2.3.2. Traslado lateral entre patios de la mezcladora:**

#### **Opción 1:**

Por sistema de monorraíl – puente grúa.

Ventajas:

- No causa interferencias de nivel en el suelo.
- Permite una precisión de desplazamiento lateral.
- Tiene una capacidad de elevación según exigencias.
- Bajos costos eléctricos de operación.

Desventajas:

- Los tres costos inherentes a su adquisición: Costos propio del equipo, esta compuesto de parte mecánica y eléctrica. Costos de la estructura civil para su suspensión y costos de montaje. Los cuales llegan aproximadamente \$130.000.000=. **Ver anexo 2**

#### **Opción 2:**

Por vagoneta bajo nivel.

Ventajas:

- Bajo costo de construcción y operación aproximadamente \$12.000.000=
- Cumple su objetivo de traslado.

Desventaja:

- Exige obra civil bajo nivel, lo cual hace necesario que se ubique en el extremo opuesto de la banda.

Selección: Por costos se selecciona la alternativa 2, la vagoneta.

### **2.3.3. Traslado del acondicionador de suelos de los patios a la banda:**

#### **Opción 1:**

Minicargador frontal de 4 ruedas.

Ventajas:

- Rapidez de operación descarga un patio en 2 horas 31 minutos.
- Solo emplea un operario.

Desventajas:

- Costo inicial elevado \$60.000.000= **Ver anexo 3**
- Costo del combustible.
- Mantenimiento especializado.
- Operario especializado.
- Subutilizado porque trabaja 2 horas 31 minutos al día.

#### **Opción 2:**

Carretillas bugues. Capacidad= 0.0757 m<sup>3</sup>.

Ventaja:

- Bajo costo de las carretillas.
- No están subutilizadas.

Desventaja:

- No pueden operar más de cuatro empleados porque se obstaculizan.
- Necesitarían cuatro operarios.

- El tiempo para desocupar el patio es de 6 horas aproximadamente.
- Exige obra civil bajo nivel para ubicar la banda y poder descargar las carretillas.

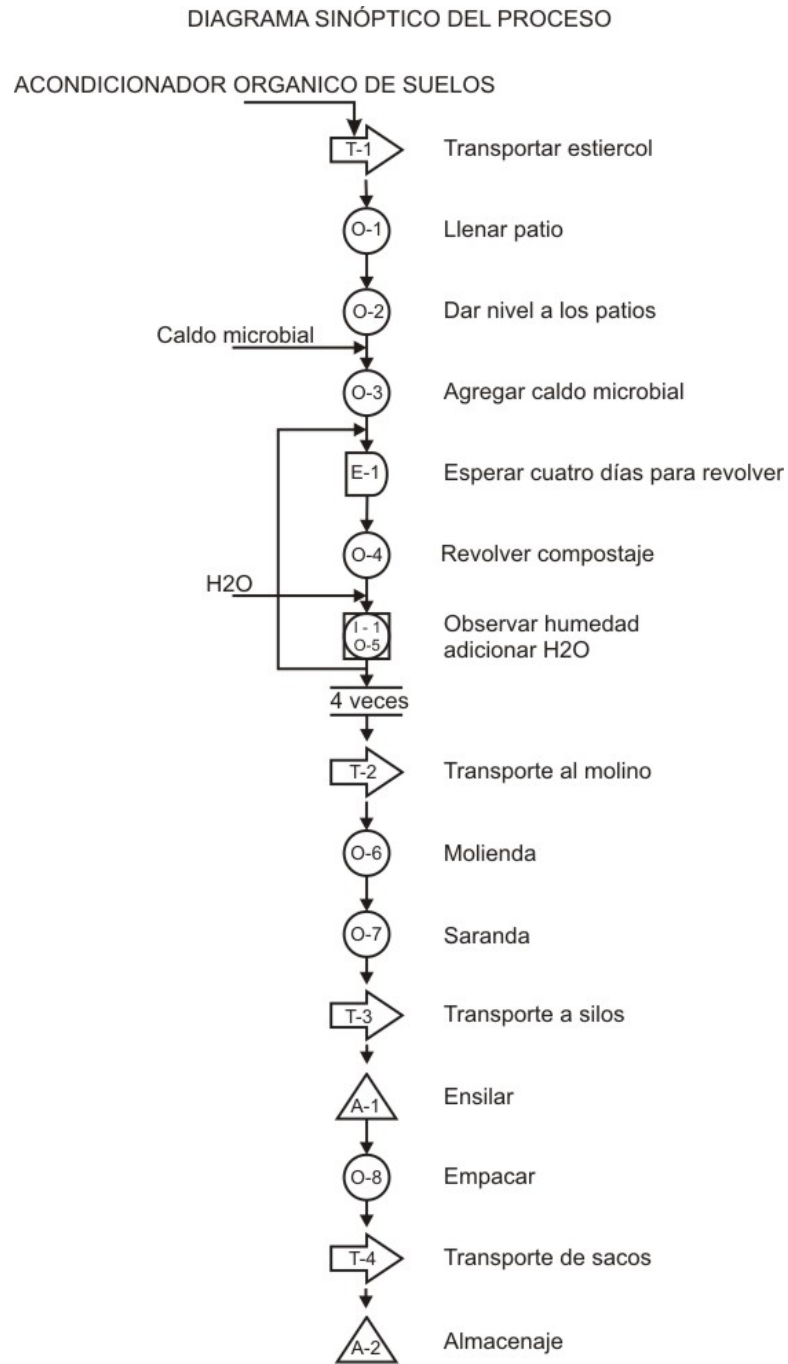
Selección:

En la filosofía de distribución de planta su diseño debe permitir la flexibilidad de ampliación, por lo tanto la opción del cargador nos lo permite.

Los planos correspondientes a la nueva distribución de la planta se pueden ver en el **Anexo 4**.

Ya tomada la decisión de los equipos a diseñar, así como los cambios que tendrá la planta se entregará un análisis de costos que se puede ver en el **Anexo 5**.

Figura 6. Diagrama sinóptico del proceso



### 3. MEZCLADORA DE COMPOSTAJE

Dentro del proceso de descomposición del compostaje, se debe intervenir de manera periódica para lograr que el oxígeno llegue a todas las partes que conforman la pila. Para garantizar una mayor producción y mayor eficiencia en los tiempos de volteo esto quiere decir mayor cantidad de pilas volteadas en menos tiempo, se ha diseñado una máquina que realice este trabajo, llamada "Mezcladora", la cual desempeña la labor de mezclado y volteo de los patios con compostaje, simulando la situación real que desempeñan los trabajadores. La configuración tiene como principio, el uso de palas, que apoyadas sobre un eje, el cual gira a una determinada velocidad de rotación chocan contra la superficie de las pilas alterando su posición de manera aleatoria y de esta forma se consigue la aireación del compostaje. Para obtener este buen desempeño de la máquina, se deben elaborar los patios de tal manera que aseguren una eficiente descomposición (altura de las pilas no menor a 50 cms) y permitan el montaje de la mezcladora. Los cambios en los patios radican en una agrupación diferente de las pilas, tanto en su forma como en su volumen, lo anterior se refiere a que la nueva disposición de las pilas no será en forma de trapecio como lo realizan en su normalidad, la forma que adquiere es de paralelepípedo. Esta máquina desempeña su labor reemplazando lo realizado manualmente, por esta razón posee una cantidad determinada de palas distribuidas a lo largo de un eje el cual gira a una cierta velocidad y torque necesarios para mover el compostaje con el cual tienen contacto. De esta manera se llega al núcleo de la pila donde no era posible que llegara aire y se logra una descomposición totalmente aeróbica.

### 3.1. PRUEBA DE TORQUE

Uno de los aspectos a destacar para poder diseñar la mezcladora, fue el hecho de conocer el dato aproximado del torque, que requiere cada pala para mover una cierta cantidad de compostaje. Para ello fue necesario construir una especie de torquímetro, o mejor aun una simplificación de los elementos mas importantes de la maquina, esto quiere decir que se construyo una pala con su respectivo eje de giro ubicados en medio de una pequeña pila con compostaje, para realizar las pruebas de resistencia de este material a ser movido y obtener el valor de su respectivo torque, que consume cada pala en cada giro, cuando entra en contacto con el compostaje.

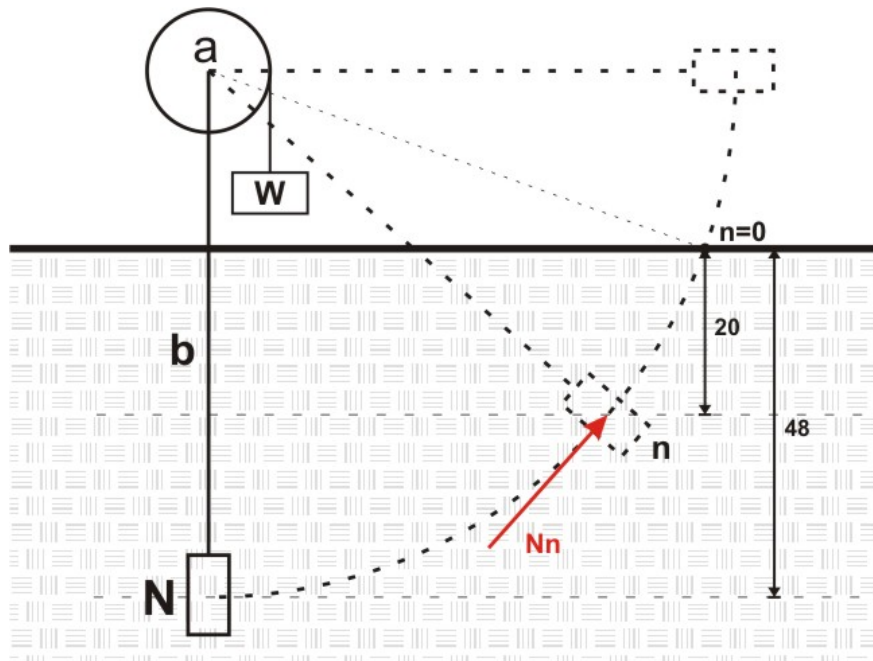
Figura 7. Banco de pruebas de torque



Como se puede observar, el banco para la prueba de torque posee un volante unido al eje principal y encargado de transmitir el torque necesario para vencer la resistencia de la pila de compostaje. El torque se obtiene por medio de unos pesos que se descuelgan en el volante, el cual tiene un diámetro conocido y constante, por lo tanto el valor de torque se conoce del producto de la fuerza aplicada por los pesos y el brazo (radio del volante).

Este rustico banco de pruebas de torque, fue construido buscando las cargas necesarias máxima y mínima requeridas por la pala en las diferentes posiciones de altura (profundidad), a la cual se encuentra sumergida respecto del nivel cero, y de esta manera determinar la carga necesaria para mover una cierta cantidad de compostaje en razón de la altura a la que esta ubicada la pala.

Figura 8. Diseño del banco de pruebas para determinar el torque que consume la pala al vencer la resistencia ejercida por el compostaje.



De la anterior figura se destacan algunas variables que se describirán mas adelante.

### 3.2. PRUEBAS DE TORQUE CON EL COMPOSTAJE

Esta experiencia se realizo a diferentes profundidades ya que se variaba la altura del compostaje y por lo tanto la resistencia que este ejercería sobre la pala para ser movido. El valor era tomado en las condiciones más críticas consideradas que puede tener la maquina en funcionamiento como lo son:

1. Lugar de mayor resistencia: el fondo de la pila.
2. Partiendo del reposo, sin impulso alguno y con carga.

La experiencia consiste en llenar el banco de pruebas con diferentes alturas de compostaje y someter el volante a diferentes pesos con el fin de registrar el valor al cual este es capaz de vencer la resistencia y de esta manera obtener un modelo matemático o un valor aproximado de la carga a la cual estará sometida la maquina en condiciones reales de funcionamiento.

Los resultados que entregó esta experiencia son los siguientes:

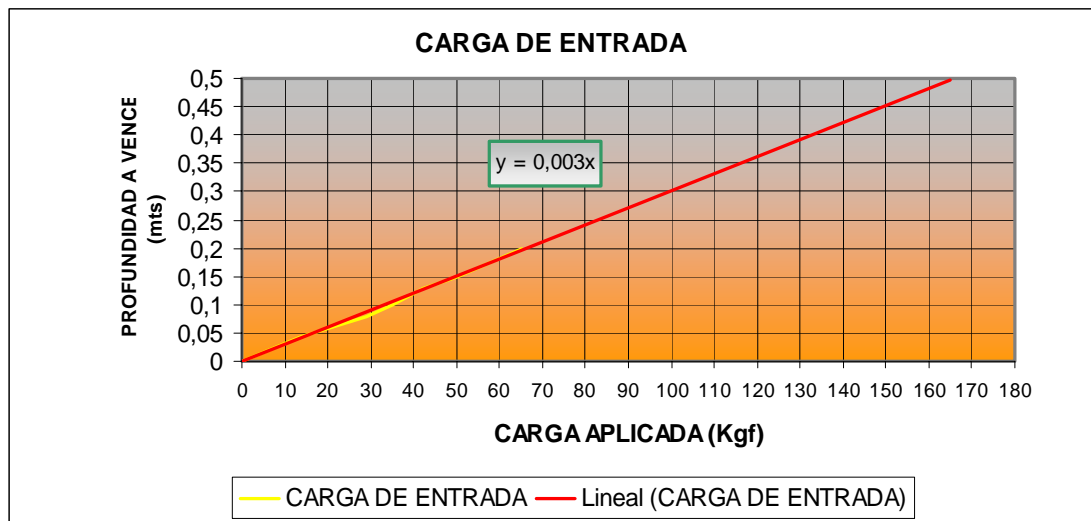
Tabla 1. Resultados de la prueba de torque al entrar la pala en la pila de compostaje.

ALTURA EN mts	FUERZA APLICADA EN Kgf
0	0
0.045	14
0.08	29
0.01	35
0.13	42
0.15	50
0.20	65

Debido a que el brazo del volante era muy corto, para la resistencia que ofrecía el material, se tomaron valores hasta el rango de altura mostrado en la tabla, por tal motivo fue necesario contar con grandes masas para poder realizar la prueba.

A partir de los resultados obtenidos en la prueba se dibujó la respectiva grafica, cuyos ejes contienen las variables de nivel de compostaje en mts (eje Y) como de carga aplicada en Kgf (eje X).

Figura 9. Datos graficados y Línea de tendencia de la carga aplicada Vs. altura de compostaje a vencer a la entrada de la pala.



Los resultados graficados han mostrado una tendencia lineal del comportamiento de la resistencia del compostaje representado en nivel de altura de la pila Vs. la carga a la cual fue sometido el volante para lograr mover este nivel, por lo tanto se incluye una línea de tendencia, cuya

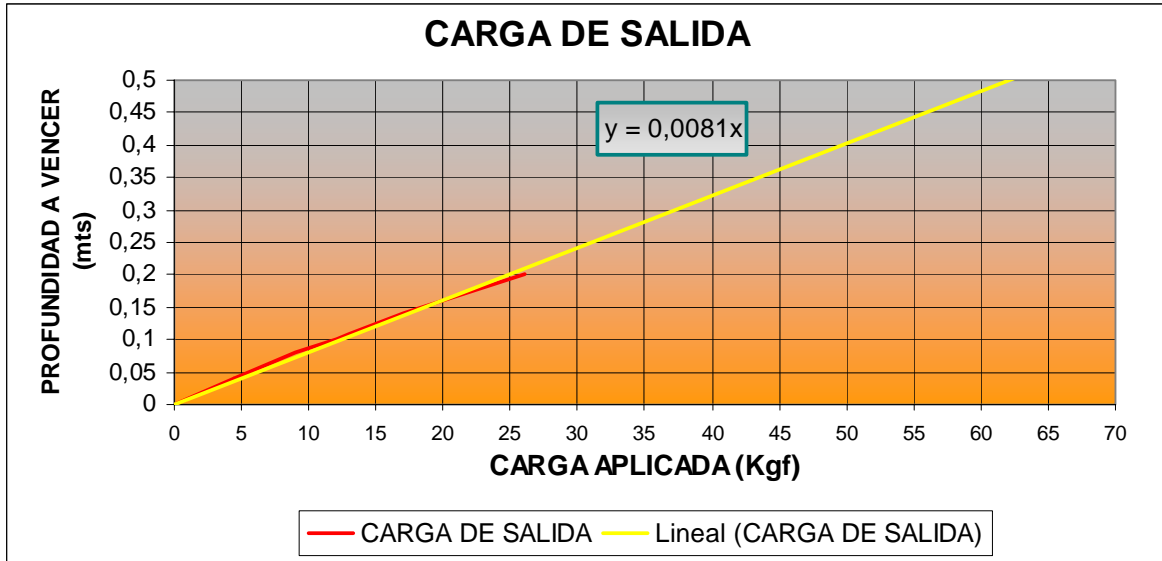
ecuación es la base para realizar los diferentes cálculos que se requieran en adelante. Sumado a lo anterior, el experimento se dividió en dos sectores, que son:

Para la entrada de la pala (de  $0^\circ$  a  $90^\circ$ , aproximadamente), la carga requerida para vencer la resistencia ejercida por el compostaje era mucho mayor que para el otro sector ( $> 90^\circ$  a  $180^\circ$ ), la razón radica en que a la entrada de la pala el compostaje prácticamente es comprimido, su resistencia es mayor que cuando pasa de los  $90^\circ$ , el material en esta condición deja de estar sometido a compresión y solamente la pala tiende a levantarlo, en este caso la fuerza a considerar es prácticamente la del peso del material que esta arriba de la pala y que se opone a su normal movimiento de rotación. Por esta razón se dividió en carga de entrada, como la primera sección de pruebas que fue la graficada anteriormente y la segunda sección que es carga de salida cuyos resultados son:

Tabla 2. Resultados de la prueba de torque a la salida de la pala.

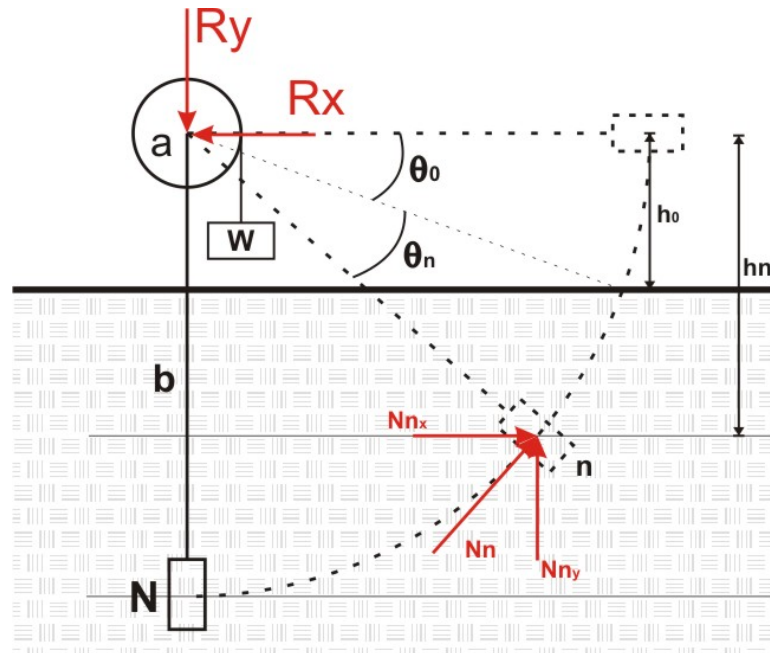
ALTURA EN mts	FUERZA EN Kgf
0	0
0.04	4.5
0.08	9
0.1	12
0.14	17
0.20	25

Figura 10. Datos graficados y Línea de tendencia de la carga aplicada Vs. altura de compostaje a vencer a la salida de la pala.



### 3.3. MODELO MATEMÁTICO

Figura 11. Variables consideradas para determinar el modelo matemático relacionado con este banco de prueba.



De la experiencia se obtuvo el siguiente modelo matemático con el cual se calcula las cargas que actúan directamente sobre la pala, así como el torque consumido por la misma.

$$W \times a = N \times b = \text{Torque}$$

$\text{Torque} = W \times a$  Para cálculos de potencia.

$$N = \frac{\text{Torque}}{b} \quad \text{Para reacciones en el eje, rodamientos, etc.}$$

$W$  = Carga aplicada sobre el volante (Kgf).

$a$  = Brazo del volante (mts).

$N$  = Fuerza resultante sobre la pala ocasionada por la resistencia del compostaje (Kgf).

$b$  = Brazo de la pala (mts).

$$T_T = \sum_{n=0}^{n=3} 2 \times (W_n \times a) + \sum_{n=0}^2 2 \times (Wn' \times a)$$

$$Wn = \frac{hn}{0,003} \quad \text{VER ECUACION EXPERIENCIA 1, FIGURA 9}$$

$$hn = [(Sen(\theta_n) - Sen(\theta_o)) \times b]$$

$$Wn' = \frac{hn'}{0,0081} \quad \text{VER ECUACION EXPERIENCIA 2, FIGURA 10}$$

$$hn' = hn$$

$T_T$  = Torque total (Kgf-m), que se requiere para mantener en operación la mezcladora.

$Wn$  = Carga aplicada sobre el volante en la primera experiencia ( $\theta_n$  ( $0^\circ$  a  $90^\circ$ )) a una posición "n" de la pala respecto al nivel del compostaje.

$Wn'$  = Carga aplicada sobre el volante en la segunda experiencia ( $\theta_n$  ( $>$  a  $90^\circ$ )) a una posición "n" de la pala respecto al nivel del compostaje.

$hn = hn'$  = Profundidad a la que se encuentra la pala sobre el compostaje.

$$R_z = \sum N_{nz} = \sum T_n \times \frac{\text{Sen}(\theta_n)}{b} + \sum T_n' \times \frac{\text{Sen}(\theta_n)}{b} = \sum_0^3 2 \left[ \frac{W_n \times a \times \text{Sen}(\theta_n)}{b} \right] + \sum_0^2 2 \left[ \frac{W_n \times a \times \text{Sen}(\theta_n)}{b} \right]$$

$$R_y = \sum N_{ny} = \sum T_n \times \frac{\text{Cos}(\theta_n)}{b} + \sum T_n' \times \frac{\text{Cos}(\theta_n)}{b} = \sum_0^3 2 \left[ \frac{W_n \times a \times \text{Cos}(\theta_n)}{b} \right] + \sum_0^2 2 \left[ \frac{W_n \times a \times \text{Cos}(\theta_n)}{b} \right]$$

$T_n$  = Torque que requiere la pala en una posición "n" tomado de la primera experiencia.

$T_n'$  = Torque que requiere la pala en una posición "n" tomado de la segunda experiencia.

$\theta_n$  = Angulo de inclinación de la pala tomado desde una línea horizontal perpendicular al eje de giro de la pala, que nos indica a que profundidad se encuentra la misma sobre el compostaje (desde 0° a 180°).

$\theta_o$  = Angulo tomado desde la línea horizontal de  $\theta_n$  hasta el punto en donde entra en contacto inminente la pala con el compostaje.

$R_z$  = Fuerza que actúa directamente sobre la pala a diferentes posiciones de la pala sobre el nivel del compostaje en el plano Z.

$R_y$  = Fuerza que actúa directamente sobre la pala a diferentes posiciones de la pala sobre el nivel del compostaje en el plano Y.

### 3.4. CÁLCULOS

**3.4.1 Torque de operación.** Para poder calcular el torque total, se debe conocer el numero máximo de palas que pueden intervenir en un momento determinado. Apoyados en los datos de la experiencia, ubicamos una de las palas en el fondo, en posición vertical, ya que es la que mas resistencia ejerce

sobre las palas. La posición de las otras palas parte de esta anterior giradas  $24^\circ$ , el ángulo se determina por la cantidad de palas que se pueden posicionar a lo largo del eje. En total son 30 palas.

$$\text{Sen}\theta_o = \frac{h_o}{0,88}$$

$h_o = 0,88 - 0,48 = 0,4m =$  Valor de altura hasta la cual no actúa la pala sobre el compostaje.

$$\theta_o = 27$$

$$h_n = (\text{Sen}\theta_n - \text{Sen}\theta_o) \times 0,88$$

$$T_T = \sum_{n=0}^{n=3} 2 \times (W_n \times a) + \sum_{n=0}^2 2 \times (Wn' \times a)$$

$$T_T = \left( 2 \times \left( \frac{\text{Sen} 68 - \text{Sen} 27}{0,003} \right) 0,88 \times 0,15 \right) + \left( 2 \times \left( \frac{\text{Sen} 44 - \text{Sen} 27}{0,003} \right) \times 0,88 \times 0,15 \right) +$$

$$\left( 2 \times \left( \frac{\text{Sen} 90 - \text{Sen} 27}{0,003} \right) \times 0,88 \times 0,15 \right) + \left( 2 \times \left( \frac{\text{Sen} 68 - \text{Sen} 27}{0,0081} \right) \times 0,88 \times 0,15 \right) +$$

$$\left( 2 \times \left( \frac{\text{Sen} 44 - \text{Sen} 27}{0,0081} \right) \times 0,88 \times 0,15 \right)$$

$$T_T = 128,86 \text{Kgf} - m$$

Para el diseño del eje principal se pensó en una configuración de simetría de la posición de las palas respecto al tubo, esto quiere decir que a un determinado ángulo se posicionan dos palas pero en una longitud diferente. La simetría fue tomada desde la mitad del tubo. Para garantizar que la alimentación de torque sea igual y por lo tanto que los dos extremos del eje sean sometidos a los mismos valores de esfuerzo, se alimentaran de manera independiente a cada lado del eje principal por dos sistemas de potencia

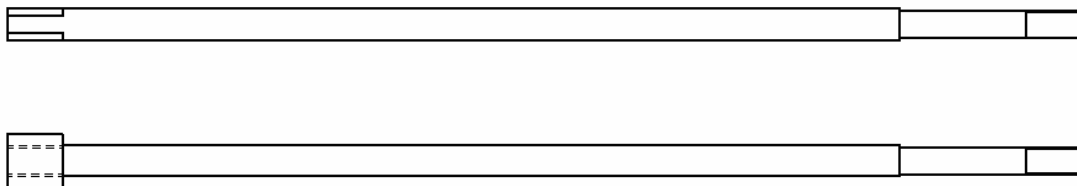
(Motorreductores). Por lo tanto el torque total que consume en operación se divide en dos, y este es el valor del torque que recibe del sistema de transmisión de potencia.

$$T_L = \frac{T_r}{2} = 64,43 \text{Kgf} - m$$

$T_L$  = Torque de operación distribuido en cada punta del eje.

**3.4.2. Diseño de las palas.** La forma que poseen las palas de la mezcladora fue pensada de una gran variedad de opciones de pala, concluyendo con la configuración mas sencilla (constructivamente hablando), su objetivo era que un pequeño sector del compostaje fuese golpeado por la pala, así que una pala con un extremo de sección cuadrada cumplía muy bien con este objetivo.

Figura 12. Diagrama de la forma de la pala

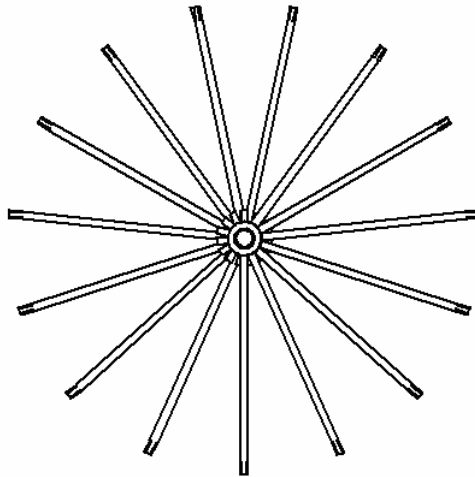


Para poder calcular las palas que van ubicadas a lo largo del eje principal, fue necesario suponer una longitud e igualmente un diámetro del eje principal, ya que para diseñar el eje es necesario conocer la carga (peso) que las palas hacen sobre el eje junto con la carga que reciben por parte de la resistencia ejercida por el compostaje. Estas palas están distribuidas radialmente y a lo largo del eje, siendo necesario perforar el eje para fijarlas al mismo, esto repercute en concentradores de esfuerzos dentro del eje que dependen del diámetro del hueco.

Figura 13. Diagrama del tubo del eje principal con sus respectivos agujeros



Figura 14. Diagrama lateral del tubo con las palas en sus respectivas posiciones.



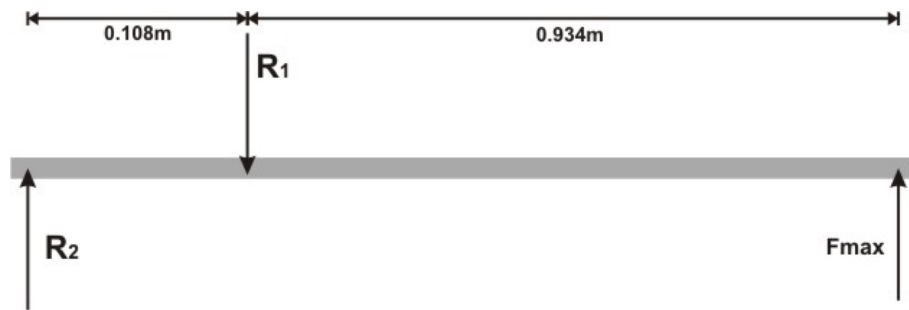
El valor estimativo del diámetro del eje es indispensable para conocer las reacciones que actúan a lo largo de la pala. Entendiéndose como pala al cuerpo conformado por la barra que se sostiene en el eje principal y las dos platinas unidas por soldadura al otro extremo de la barra para poder realizar el volteo del compostaje.

El valor supuesto de la longitud de la pala, tiene como base la profundidad de las pilas, sumado a ello va que el eje principal no debe hacer contacto en ningún momento con la pila ya que esto implicaría mayor potencia para vencer la resistencia que actuaría sobre el eje por parte del compostaje, por lo tanto debe estar mas arriba de los 50 cm promedio de altura que debe tener cada pila.

**3.4.2.1. Diagrama de cuerpo libre de la pala.** Suponiendo un diámetro nominal del eje principal de 4,25" = 10,795 cm y una longitud de pala de 99 cm, aunque el centro de giro se realiza a los 88 cm. Esto quiere decir que el brazo que se utiliza para calcular el torque es de 88 cms, valor considerado en los cálculos anteriormente realizados.

Para calcular el diámetro mínimo de la pala se toma la mayor fuerza a la que estarán sometidas a lo largo de la operación. En este caso se da en la mayor profundidad, en  $h_n = 0.48$  mts.

Figura 15. Diagrama de cuerpo libre de la pala



$$F_{p\max} = \frac{W_3 \times a}{b}$$

$$F_{p\max} = \left[ \frac{\left( \frac{(\text{Sen}(90) - \text{Sen}(27,035)) \times b}{0,003} \right) \times a}{b} \right]$$

$$F_{p\max} = 27,27 \text{Kgf}$$

$$\sum MR_2 = 0$$

$$R_1 \times 0,10795 = F \times 0,934$$

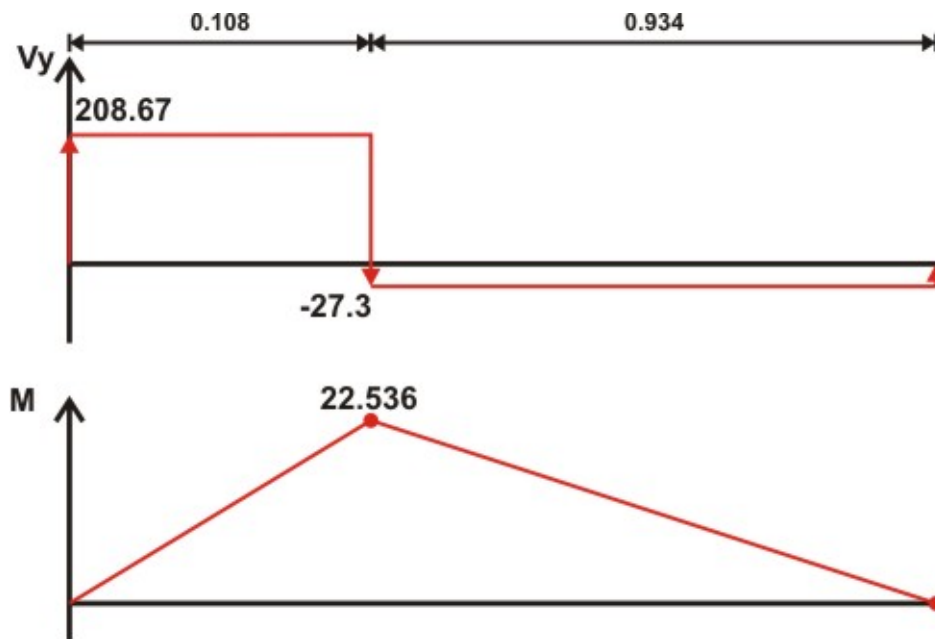
$$R_1 = 236 \text{Kgf}$$

$$\sum FX = 0$$

$$R_2 + F = R_1$$

$$R_2 = 208,67 \text{ Kg}$$

Figura 16. Diagrama del cortante y el momento flector de la pala



**3.4.2.2 Calculo del área transversal de la barra de la pala.** Para obtener el valor del área de la sección transversal de la barra, se despeja de la ecuación de esfuerzo máximo cortante y esfuerzo máximo a flexión, y el mayor valor obtenido de área es el valor de referencia para el diseño.

$$\tau = \frac{V \times Q}{I \times t} \quad [\text{Ref 24 : 369}]$$

$\tau$  = Esfuerzo cortante

Para una sección transversal circular [Ref 14 : 199]

$$\tau_{\max} = \frac{4 \times V}{3 \times A}$$

$$Nf = 2 = \frac{S_{ys}}{\tau_{\max}}$$

$S_{ys}$  = Limite de fluencia a cortante de cualquier material dúctil

$$S_{ys} = 0,577 \times S_y \quad \text{Von Mises} \quad [\text{Ref 14 : 295}]$$

$$\text{Para un acero 1045 } S_y = 4148 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$S_{ys} = 0,577 \times 4148 = 2393,4 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$$

Como el factor de seguridad  $Nf = 2$ , entonces el valor del esfuerzo máximo es:

$$\tau_{\max} = \frac{2393,4}{2} = 1196,7 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$$

Con el valor del esfuerzo máximo calculamos el área:

$$A = \frac{4 \times V}{3 \times \tau_{\max}}$$

$$A = \frac{4 \times 236}{3 \times 1196,7} = 0,263 \text{cm}^2$$

El área de una sección circular es:

$$A = \frac{\pi \times \phi^2}{4}$$

$$\phi = \sqrt{\frac{4 \times A}{\pi}}$$

$$\phi = \sqrt{\frac{4 \times 0,263}{\pi}} = 0,578 \text{cm} = 0,227 \text{in}$$

Para el esfuerzo a flexión:

$$\sigma_{\max} = \frac{M \times c}{I} \quad [\text{Ref 14 : 194}]$$

$\sigma_{\max}$  = Esfuerzo normal máximo en el miembro que ocurre en el punto de la sección transversal mas alejado del eje neutro.

$I$  = Momento de inercia de la sección transversal calculado respecto al eje neutro.

$c$  = Distancia perpendicular del eje neutro al punto mas alejado de este eje y sobre el cual actúa  $\sigma_{\max}$ .

$M$  = Momento interno resultante, calculado respecto al eje neutro.

$$M = F \times L_1$$

$L_1$  = Distancia medida desde el punto donde se aplica  $F$  hasta el momento máximo.

$$M = 27,27 \text{Kgf} \times 0,826025 \text{mts} = 22,52 \text{Kgf} - \text{m} = 2252 \text{Kgf} - \text{cm}$$

Para una sección circular, el momento de inercia es:

$$I = \frac{\pi \times \phi^4}{64}$$

En este caso hay dos valores de la ecuación que dependen del conocimiento del diámetro, por lo tanto es necesario un proceso de iteración para obtener el valor que cumpla dentro del esfuerzo permisible para este material:

$$Nf = 2 = \frac{S_y}{\sigma_{\max}} = \frac{4148 \text{Kgf} / \text{cm}^2}{\sigma_{\max}}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{4148}{2} = 2074 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$$

Tabla 3. Valores del esfuerzo permisible máximo de la pala para un diámetro diferente

$\phi$ en cm	c en cm	I en cm <sup>4</sup>	$\sigma$ max en Kgf/cm <sup>2</sup>	$\sigma$ max en Kgf/cm <sup>2</sup>
1,27	0,635	0,1277	11307,7	2074
1,905	0,9525	0,646	3352,9	2074
2,54	1,27	2,04	1402,33	2074

El diámetro que cumple con el  $\sigma_{max}$  permisible es de 2,54 cm = 1".

El valor anteriormente calculado es el diámetro mínimo de la barra para que cumpla con las condiciones de carga, pero la forma de la pala requiere de un diámetro mayor de la barra. La longitud de la barra que entra en los huecos realizados al tubo, es mecanizada a un diámetro de 1", por lo tanto la sección transversal con diámetro mayor, de 1 1/8", es el límite de penetración de la barra de la pala. Para el análisis de esfuerzos de la pala ver el **Anexo 6**.

**NOTA:**

La sección transversal de la barra de la pala puede ser rectangular, estos cálculos se realizaron, requiere menos área, razón para elegir esta sección ya que disminuye peso sobre el eje principal, el problema radica en el montaje; su sección rectangular tendría que ser maquinada en un extremo para poderlo ensamblar al eje principal lo cual significaría la existencia de concentrador de esfuerzos disminuyendo su resistencia y mayores mecanizados, que implican mayores costos.

**3.4.3 Torque inercial del eje principal.** Sumado al torque de operación del eje principal se debe calcular el torque necesario para vencer su inercia, para ello se deben incluir todos los elementos que actúan sobre el eje, y su propia masa.

$$T_i = I \times \alpha$$

$T_i$  = Torque inercial

$I$  = Momento de inercia de una masa ( $Kgmasa \times m^2$ )

$\alpha$  = Aceleración angular.

El momento de inercia se toma respecto al eje "x" (a lo largo del tubo) y se calcula como un cuerpo compuesto. Para poder calcular el momento de inercia de una masa se deben conocer todas las partes que harían parte de esta masa, estas partes son el eje tubular y los elementos que están unidos o montados sobre él. Mediante el teorema de los ejes paralelos, se trasladan los momentos de inercia de cada uno de los elementos desde su centroide al centro del eje principal, se tomara el valor de la densidad del acero de  $7800 \text{ Kg}m/m^3$ :

**3.4.3.1. Masa platinas unidas a las palas:** son 30 palas, y cada pala lleva dos platinas.

$$mas_{pla} = 30 \times 2 \times (\forall \times \rho)$$

$$mas_{pla} = 60 \times (0,05 \times 0,05 \times 0,00635 \times 7800)$$

$$mas_{pla} = 7,43 \text{ Kg}m$$

### 3.4.3.2. Masa de las barras de las palas:

$$mas_{barra} = \pi \times \frac{\phi_1^2}{4} \times L_1 + \pi \times \frac{\phi_2^2}{4} \times L_2$$

$\phi_1$  = Diámetro de  $1 \frac{1}{8}$  pulgada para la sección que no entra en el tubo

$\phi_2$  = Diámetro de 1 pulgada para la sección que debe entrar en el tubo

$L_1 = 0,8165$  mts.

$L_2 = 0,1735$  mts.

$mas_{barra} = 4,765$  Kgm

$mas_{30_{barra}} = 143$  Kgm

### 3.4.3.3. Masa de las tuercas de 1":

$$mas_{tuercas} = (\forall \times \rho)$$

$$\forall = (A_{poli} - A\phi)h$$

$$A_{poli} = n \times r^2 \times \tan\left(\frac{\pi}{n}\right)$$

$A_{poli}$  = Área del polígono macizo

$n$  = Numero de lados del polígono regular

$r$  = Radio de la circunferencia ubicada dentro del polígono

$A\phi$  = Área del agujero en la tuerca

$h$  = Altura de la tuerca. [Ref 22 : 277]

$\forall = 2,7 \times 10^{-5} m^3$  de cada tuerca

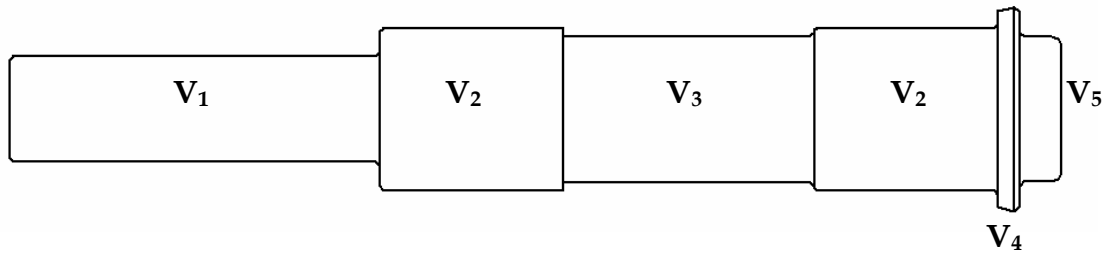
$$mas_{tuercas} = 30 \times 2,7 \times 10^{-5} \times 7800$$

$$mas_{tuercas} = 6,3$$
 Kgm

#### 3.4.3.4. Masa de las puntas macizas del eje principal:

Las punteras son los extremos del eje principal de acero macizo que se acoplan al tubo por ajuste forzado y soldadura, quedando un solo cuerpo, cuya forma geométrica obedece a los elementos que se interrelacionan con la misma.

Figura 17. Diagrama del eje macizo con sus diferentes secciones para el calculo del volumen



$$\nabla_{TOTALPUN} = \nabla_1 + \nabla_2 + \nabla_3 + \nabla_4 + \nabla_5$$

$$\nabla_{TOTALPUN} = 0,0039m^3$$

$$mas_{PUNT} = 2 \times 0,0039 \times 7800$$

$$mas_{PUNT} = 61,36Kgm$$

#### 3.4.3.5. Masa del tubo:

$$\phi_{ext} = 5'' = 12,7 \text{ cms.}$$

$$\phi_{int} = 3,5'' = 8,89 \text{ cms.}$$

$$l_{TUBO} = 388 \text{ cms.}$$

$$\nabla_{TUBO} = \left( \frac{\pi \times (0,127^2 - 0,0889^2)}{4} \right) \times 3,88$$

$$\forall_{TUBO} = 0,025m^3$$

$$\forall_{HUECOS} = 5,78 \times 10^{-4}$$

$$mas_{EJE} = (\forall_{TUBO} - \forall_{HUECOS}) \times 7800$$

$$mas_{EJE} = 190,48Kg$$

### 3.4.3.6. Momento de inercia total

$$I = \sum I' + m \times d^2 \quad [\text{Ref 26 : 498}]$$

$I'$  = Momento de inercia del cuerpo respecto al eje centroidal.

$m$  = Masa del cuerpo

$d$  = Distancia entre el eje centroidal y el eje al cual se le desea hallar su momento de inercia.

$$I_{PLA} = \left( \frac{m \times (b^2 + c^2)}{12} \right) + m \times d^2 \quad [\text{Ref 14 : 992}]$$

$$I_{PLA} = \left( \frac{7,43 \times (0,00635^2 + 0,05^2)}{12} \right) + 7,43 \times (0,855^2)$$

$$I_{PLA} = 5,43Kg \times m^2$$

$$I_{PALAS} = \left( \frac{m \times (3 \times r^2 + l^2)}{12} \right) + m \times d^2$$

$$I_{PALAS} = 27Kg \times m^2$$

$$I_{TUERCA} = \left( \frac{m \times (3 \times r_i^2 + 3 \times r_e^2 + l^2)}{12} \right) + m \times d^2$$

$$I_{TUERCA} = 0,3831Kg \times m^2$$

$$I_{PUNTERA} = I_1 + I_2 + I_3 + I_4 + I_5$$

$$I_1 = \frac{m_1 \times r_1^2}{2}$$

$$I_1 = 2,24 \times 10^{-4}$$

$$I_2 = 0,00197$$

$$I_3 = 0,00173$$

$$I_4 = 3,11 \times 10^{-4}$$

$$I_5 = \frac{3}{10} \times m_{\text{conomayor}} \times r_{\text{conomay}}^2 - \frac{3}{10} \times m_{\text{conomenor}} \times r_{\text{conomen}}^2$$

$$I_5 = 7,4505 \times 10^{-4}$$

$$I_{\text{PUNTERA}} = 0,00498$$

$$I_{\text{EJEPRIN}} = \frac{m_{\text{TUBO}} \times (r_i^2 + r_e^2)}{2} - (m_{\text{HUECOS}} \times d^2 + I'')$$

$$I_{\text{EJEPRIN}} = 0,41$$

$$I_{\text{TOTAL}} = 5,43 + 27 + 0,3831 + 0,1705 + 0,00498 + 0,41$$

$$I_{\text{TOTAL}} = 33,4 \text{Kg} \times m^2$$

$$\alpha = \frac{\Delta\omega}{\Delta t}$$

$$\Delta\omega = 60 - 0 \text{ RPM} \quad ; \quad \Delta t = 5 - 0 \text{ seg.}$$

$$\alpha = \frac{2 \times \pi}{5} = 1,25 \frac{\text{radianes}}{\text{sg}^2} =$$

$$T_{\text{INERCIA}} = 33,4 \times 1,256$$

$$T_{\text{INERCIA}} = 41,9504 \text{Newton}$$

$$T_{\text{TOTALEJE}} = T_{\text{INERCIA}} + T_{\text{OPERACION}}$$

$$T_{\text{TOTALEJE}} = 133,136 \text{Kgf} \times m$$

El anterior resultado es el torque máximo que requiere la mezcladora, pero, la configuración de nuestro diseño distribuye el torque en cada punta del eje, por lo tanto el torque que recibe cada punta de transmisión es:

$$T_{PUNTA} = \frac{T_{TOTALEJE}}{2}$$

$$T_{PUNTA} = 66,568Kgf \times m$$

#### **3.4.4. Sistema de transmisión de potencia.**

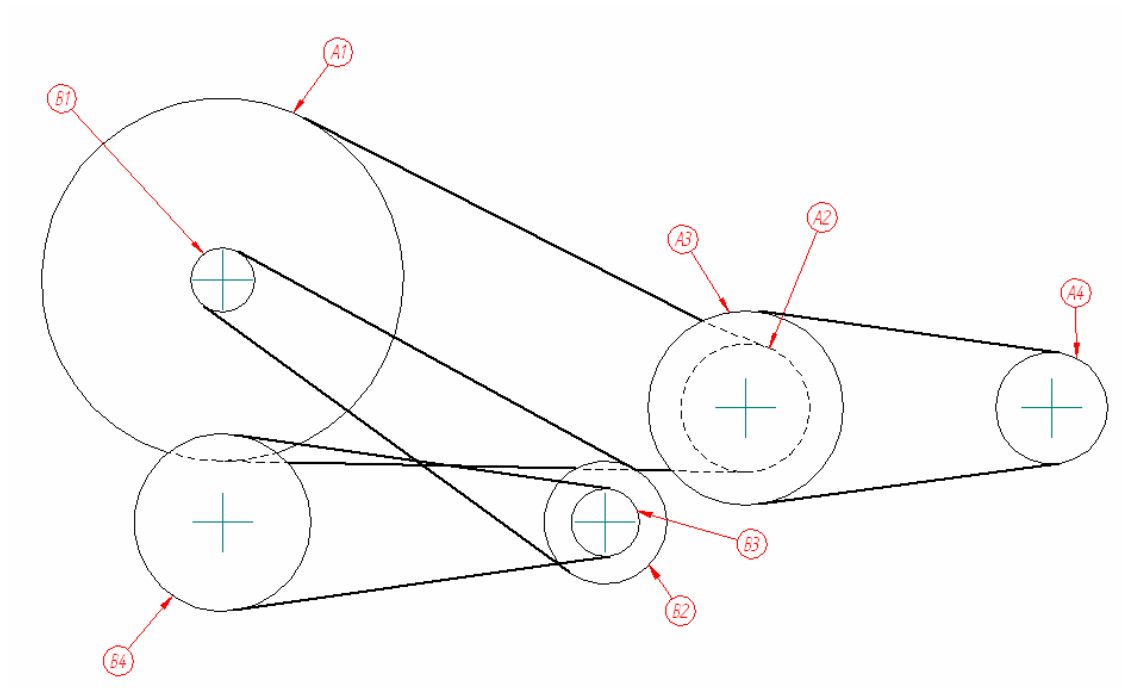
Para poder continuar con el diseño, es necesario conocer la relación de velocidades, primero, porque nos entrega un estimativo del motorreductor a seleccionar, igualmente se puede seleccionar la cadena y distribuir el sistema de transmisión. Se dimensionan las catarinas dependiendo de la relación de transmisión. El sistema de transmisión de potencia, parte de un eje común para entregar la potencia, tanto para el eje de la mezcladora como para el eje de la rueda motriz.

La relación de velocidades debe permitir un avance muy lento por parte del carro y una velocidad moderada, para el eje principal. La configuración parte de ver que el torque requerido en el eje principal aumenta al avanzar más rápidamente la mezcladora, esto se debe a que la longitud de la pala que entra en contacto con el compostaje aumenta, aumentando el área de resistencia al movimiento y por lo tanto la carga. El valor del avance de la mezcladora se considera de aproximadamente 2 RPM y la velocidad de rotación del eje principal de 60 RPM.

Como se mencionó anteriormente la transmisión de potencia hacia el eje principal y hacia la rueda motriz de avance, se obtiene de un solo sistema motriz, a cada lado de la mezcladora, por lo tanto su velocidad de rotación debe permitir una relación de velocidades tan baja para el avance, y uno más alto para el giro del eje principal:

La siguiente figura muestra la configuración diseñada para el sistema de transmisión:

Figura 18. Distribución del sistema de transmisión de potencia en la Mezcladora.



Las ruedas dentadas  $A_1$  y  $B_1$  están soportadas por el eje del motorreductor, las ruedas dentadas  $A_2$  y  $A_3$  se soportan por un eje intermedio denominado como: "Eje intermedio de transmisión A". La rueda dentada  $A_4$  es la encargada de transmitir la potencia necesaria para mover el eje principal, por lo tanto se encuentra montada sobre la punta del eje macizo del eje principal. Las ruedas  $B_2$  y  $B_3$  se apoyan sobre un eje intermedio denominado: "Eje intermedio de transmisión B". La rueda dentada  $B_4$ , esta soportada por el eje de la rueda motriz y es la encargada de transmitir la potencia requerida para mover el carro longitudinalmente.

La velocidad de salida del motorreductor es de 11 RPM.

$$m_1 = \frac{N_1}{N_2} = \frac{11}{60} = 0,183$$

$$m_2 = \frac{N_1}{N_2} = \frac{11}{2} = 5,5$$

#### **3.4.4.1 Potencia en la punta del eje principal**

$$P = \frac{T \times N}{71620}$$

$$P = \frac{6660Kgf \times cm \times 60RPM}{71620}$$

$$P = 5,58CV = 5,5Hp$$

Con este valor de potencia y las RPM a las que viaja cada rueda dentada se calcula la cadena.

Estimativo de motorreductor

SEW EURODRIVE S 97 DV 132 S4

#### **3.4.4.2. Sistema de transmisión de potencia a cadenas.**

Para transmisiones de potencia a cadena la relación de velocidades mayores de 6 a 1 no es aconsejable en una transmisión simple, para realizar este tipo de reducción se debe considerar el empleo de una transmisión compuesta con un contraeje. La relación de transmisión entre el motorreductor y el eje principal es de aproximadamente 1 a 6, relación que se encuentra dentro de un rango normal de aplicación para cadenas su velocidad de giro es muy

pequeña y su potencia es moderada, lo que representa grandes dimensiones tanto para la cadena como para sus respectivas catarinas, por lo tanto se tuvo en cuenta una transmisión compuesta como la vista en la anterior figura.

$$Hp_D = N_{sf} \times H_{pnom}$$

$$H_{pnom} = 5,5Hp$$

$$N_{sf} = 1,4 \quad [\text{Ref 12 : 28}]$$

Pero como el funcionamiento es intermitente, se le resta 0,2

$$N_{sf} = 1,2$$

$$Hp_D = 1,2 \times 5,5$$

$$Hp_D = 6,6Hp$$

El número de dientes del piñón en esta sección de la transmisión es de 15, y viaja a aproximadamente 33 RPM. Para la selección de la cadena se tiene en cuenta el número de dientes del piñón, la velocidad a la que gira y la potencia de diseño ya calculada:

Apoyados en el catalogo de Intermecc **ANEXO 7**, se obtuvo la siguiente cadena:

Cadena de rodillos de doble hilera No 120 Paso de 1 1/2".

Transmisión entre A1 y A2

$$\text{Rated } Hp \geq \frac{H_{PD}}{K} \text{ Si cumple:}$$

Para una cadena de doble hilera el K=1,7

$$\frac{6,6}{1,7} = 3,88$$

Para un sprocket de 15 dientes, paso 1 ½":

$RatedHp = 5,58Hp$  Mayor que 3,88, por lo tanto si cumple.

➤ Transmisión entre A3 y A4

Cadenas de rodillo de doble hilera, No 80 paso de 1".

$$H_{PD} = 6,6Hp$$

El número de dientes es de 36 y gira a 33 RPM, por lo tanto:

El Rated Hp es 4,3 si cumple Mayor que 3,88

$A1 = 45 = 56,77cm$ ; Peso aproximado= 130 Kgf.

$A2 = 15 = 20,21cm$ ; Peso aproximado= 17,91 Kgf

$A3 = 36 = 30,56cm$ ; Peso aproximado= 27,5 Kgf

$A4 = 20 = 17,55cm$ ; Peso aproximado= 9,23 Kgf

### 3.4.4.3. Distancia entre centros y longitud de la cadena

$$C_{min} = D_{mayor} + \frac{D_{menor}}{2}; \text{ Para } m < \text{ de } 3.$$

$$C_{min} A_1 - A_2 = 56,77 + \frac{20,21}{2} = 66,875cms. \text{ Cadena N}^\circ 120 \text{ de doble hilera}$$

Este es el valor de  $C_{min}$  entre  $A_1$  y  $A_2$  pero por razones de montaje la distancia debe ser mayor ya que con los datos estimativos del motorreductor se conoce el tamaño que representa longitudinalmente, por lo tanto el montaje de la sección intermedia debe ser después del motorreductor. El valor de  $C_{min} = 85cm$ .

$$L = 2 \times C + \frac{S}{2} + \frac{K}{C}$$

$L$  = Longitud de la cadena.

$$L = 75,64 \cong 76 \text{ Pasos}$$

$$L = 114" = 289,6 \text{ cms .}$$

$$C \min A_3 - A_4 = 40 \text{ cms. Cadena N}^\circ 80 \text{ de doble hilera}$$

Cmin se aproxima a 48 cms.

$$L = 68 \text{ Pasos}$$

$$L = 172,7 \text{ cms .}$$

$$C \min B_1 - B_2 = 37,5 \text{ cms}$$

Por razones constructivas la distancia entre centros es:

$$CB_1 - B_2 = 74 \text{ cms}$$

$$L = 100 \text{ Pasos}$$

$$L = 75" = 190,5 \text{ cms .}$$

$$C \min B_3 - B_4 = 52 \text{ cms}$$

$$CB_3 - B_4 = 60 \text{ cms}$$

$$L = 93,62 \cong 94 \text{ Pasos}$$

$$L = 70,5" = 180 \text{ cms .}$$

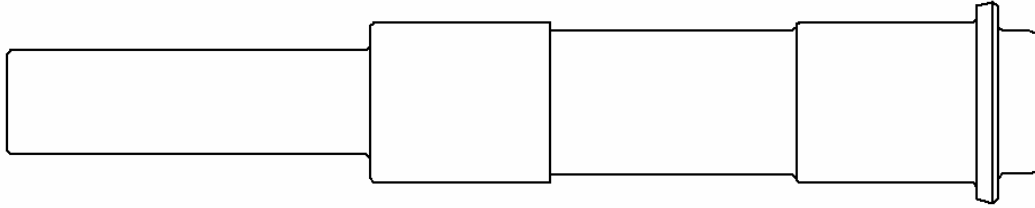
### **3.4.5. Diseño del eje principal**

El eje principal esta compuesto de una sección tubular debido a la luz de 4 metros de longitud que posee la maquina. Los esfuerzos causados por cargas a flexión son mas críticos en ejes macizos que en tubulares, y esto se debe al momento de inercia, ya que es mayor en la sección tubular que en la maciza, razón por la cual el eje de sección tubular se considera idóneo para esta clase de diseños.

La otra sección del eje es maciza y esta acoplada a la sección tubular, que son las puntas de transmisión de potencia, cuya configuración obedece a los

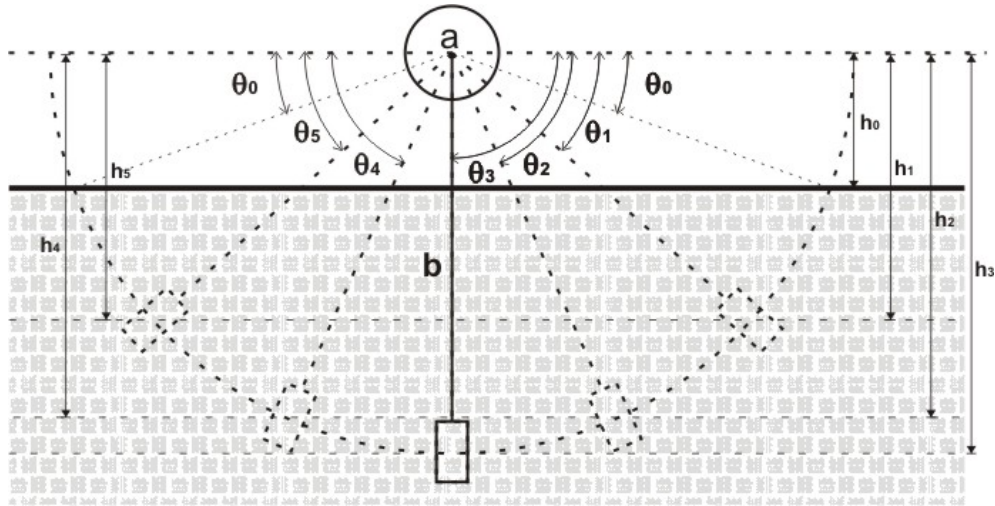
diferentes elementos que se encuentran ubicados en esta sección del eje, como son: las chumaceras de soporte y las catarinas de transmisión de potencia.

Figura 19. Eje macizo y la distribución que posee para los elementos que van montados sobre él.



Las cargas a considerar, en el diseño del eje principal (tomando al conjunto eje tubular y puntas macizas acopladas como eje principal), son las relacionadas con la resistencia que el compostaje ejerce sobre las palas que se encuentran dentro del mismo en cualquier instante de tiempo, sumado a ello se considera el peso del eje principal, incluyendo la carga de todas las palas actuando sobre este, el peso de las catarinas y las fuerzas que actúan sobre las puntas del eje debido a la transmisión del torque por parte de la catarina, necesario para mover el eje principal.

Figura 20. Diagrama de las palas en las diferentes posibles posiciones dentro del compostaje.



## Reacciones en el eje

Plano xy

$$R_y = \frac{\left[ \frac{(\text{Sen}\theta_n - \text{Sen}\theta_o) \times b}{0,003} \right] \times a \times \text{Cos}(\theta_n)}{b}; \text{ Cálculos realizados con Wn.}$$

$$\theta_o = 27,035^\circ$$

$$\theta_1 = 44^\circ$$

$$R_{1y} = 8,63 \text{ Kgf}$$

$$\theta_2 = 68^\circ$$

$$R_{2y} = 8,848 \text{ Kgf}$$

$$\theta_3 = 90^\circ$$

$$R_{3y} = 0$$

$$R_y' = \frac{\left[ \frac{(\text{Sen}\theta_{n'} - \text{Sen}\theta_o) \times b}{0,0081} \right] \times a \times \text{Cos}(\theta_{n'})}{b}; \text{ Cálculos realizados con Wn'.$$

$$\theta_o = 27,035^\circ$$

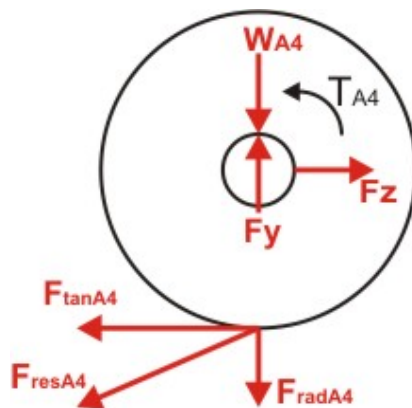
$$\theta_4 = 68^\circ$$

$$R_{4y} = 3,27 \text{ Kgf}$$

$$\theta_5 = 44^\circ$$

$$R_{5y} = 3,2 \text{ Kgf}$$

Figura 21. Diagrama de cuerpo libre de la catarina A4.



$$T = F \tan g \times \frac{\phi_{\text{catarina}}}{2}$$

$$F \tan g = \frac{T \times 2}{\phi_{\text{catarina}}}; \quad F \tan g = 750,60 \text{Kgf} .$$

$$\text{Sen } \alpha = \frac{\frac{1}{2} \times (D - d)}{C}$$

$$\text{Sen } \alpha = \frac{\frac{1}{2} \times (0,3056 - 0,1755)}{0,48}$$

$$\alpha = 7,78^\circ$$

$$F_{rad} = F \tan g \times \text{Tang}(\alpha) \quad ; \quad F_{rad} = 103,64 \text{Kgf}$$

Los cálculos de momentos y de fuerzas en el eje principal son tomados solamente de medio eje ya que se calcula por simetría, por lo tanto las reacciones de una sección del eje principal se consideran iguales que la otra.

$$\sum MR_B y = 0$$

$$- F_{rad} \times 0,22 - W_{\text{catarina}} \times 0,22 - R_C \times 0,25 + \frac{W_{\text{eje principal}}}{2} \times 1,0188 + R_5 y \times 1,4181 + R_4 y \times 1,5491 + R_2 y \times 1,8111 + R_1 y \times 1,9421 = 0$$

$$R_C y = 555,55 \text{Kgf}$$

$$\sum Fy = 0$$

$$R_B y + R_C y = F_{rad} + W_{\text{catarina}} + W_{\text{eje principal}} + R_5 y + R_4 y + R_2 y + R_1 y$$

$$R_B y = -300 \text{Kgf}$$

Figura 22. Torque total del eje principal

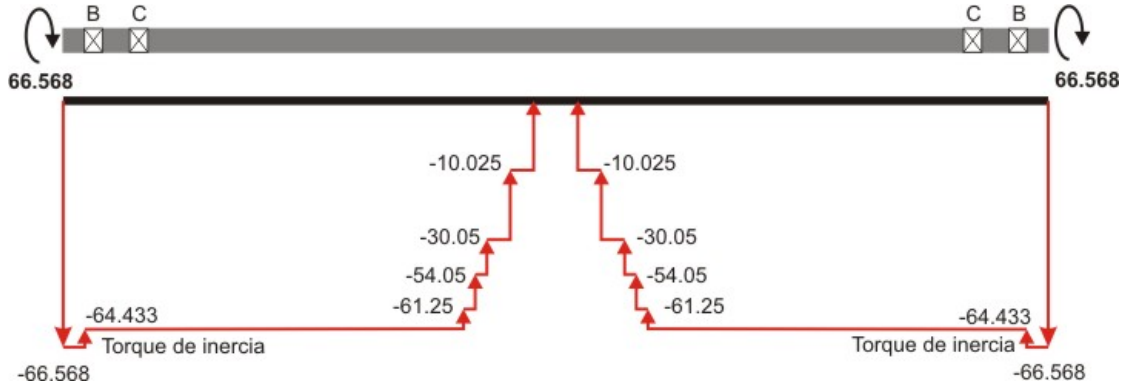
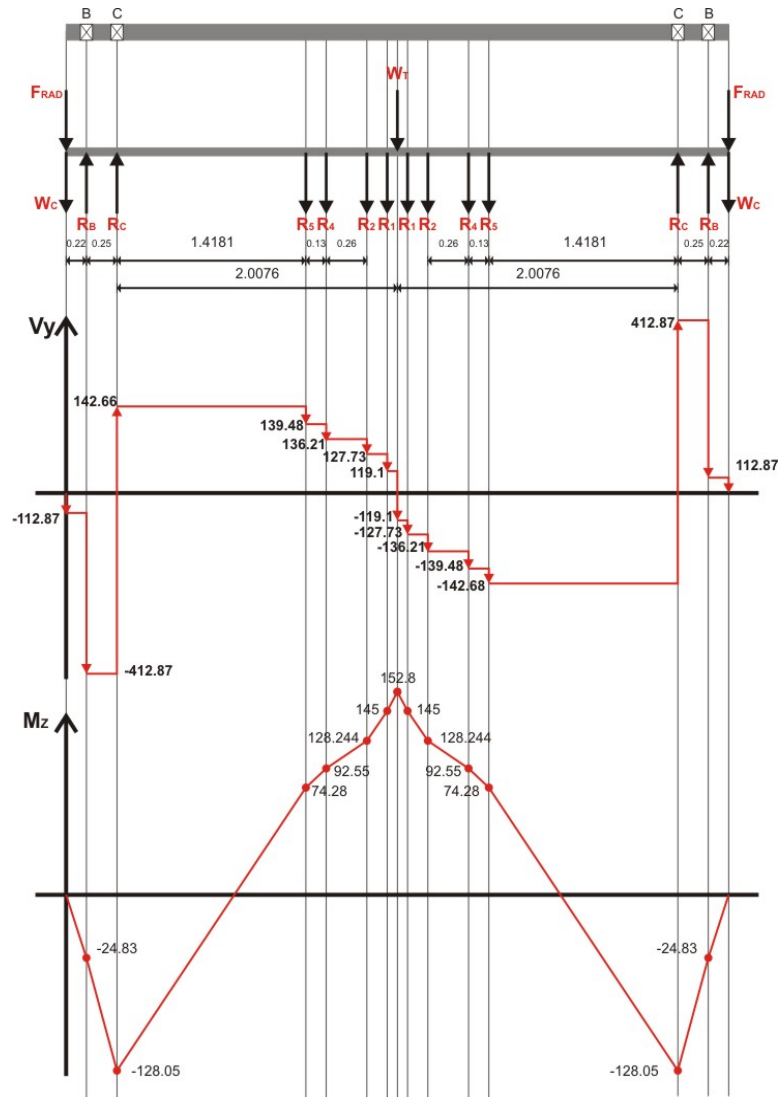


Figura 23. Diagramas de cortante y momento flector plano XY



$$R_z = \frac{\left[ \frac{(\text{Sen } \theta_n - \text{Sen } \theta_o) \times b}{0,003} \right] \times a \times \text{Sen}(\theta_n)}{b}$$

$$R1_z = 8,33 \text{Kgf}$$

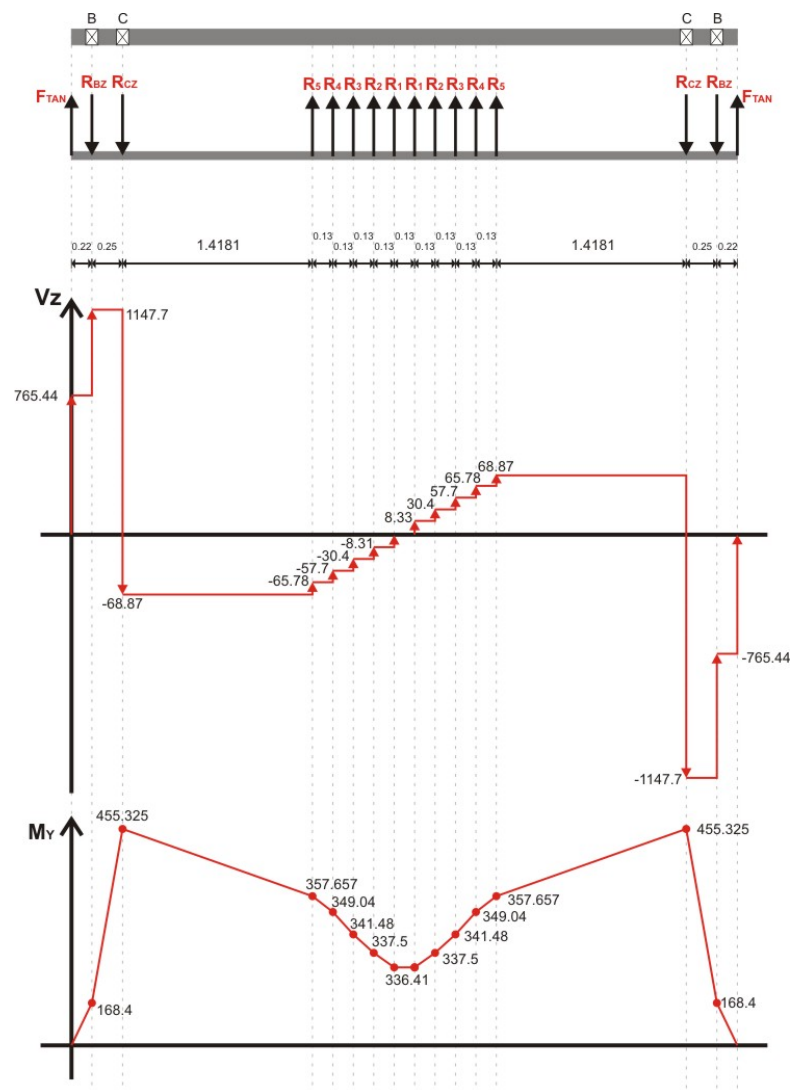
$$R2_z = 21,89 \text{Kgf}$$

$$R3_z = 27,27 \text{Kgf}$$

$$R4_z = 8,09 \text{Kgf}$$

$$R5_z = 3,09 \text{Kgf}$$

Figura 24. Diagramas de cortante y momento flector plano XZ



### 3.4.5.1. Calculo del diámetro del eje principal

Para el calculo del diámetro se utiliza la ecuación propuesta por Mises - Goodman

$$\frac{1}{N_f} = \left[ \left( \frac{\sigma_m}{S_u} + K_f \frac{\sigma_a}{S_n} \right)^2 + 3 \left( \frac{\tau_m}{S_u} + K_{fs} \frac{\tau_a}{S_n} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$\sigma_m$  = Esfuerzo medio en cargas dinámicas.

$\sigma_a$  = Esfuerzo alterno en cargas dinámicas.

$\tau_m$  = Esfuerzo medio de corte en cargas dinámicas.

$\tau_a$  = Esfuerzo alterno de corte en cargas dinámicas.

$S_u$  = Resistencia última a tensión.

$S_n$  = Resistencia a la fatiga para especímenes afectados por todos los factores, excepto el  $K_f$ .

Se considera que el eje principal esta sometido a flexión alternante y torsión uniforme, las posibles cargas axiales que puedan ocurrir por los golpes de las palas al compostaje se consideran de un valor despreciable respecto a las otras cargas que se toman para este diseño. Existe un torque alternante debido a que la separación angular de las palas, crea una operación de choque que no es totalmente constante, pero como su cambio es tan pequeño se considera relativamente constante, por lo tanto se aproxima a cero. Pero su valor es muy mínimo o su alternancia muy pequeña, por lo tanto se considera igual a cero y se toma el valor del torque constante, Por lo tanto:

$$\sigma_m = 0$$

$$\tau_a = 0$$

$$\sigma_a = \frac{32 \times M_R}{\pi \times d^3}$$

$$\tau_m = \frac{16 \times Tm}{\pi \times d^3}$$

$$d = \left\{ \frac{32 \times N_f}{\pi} \times \left[ \left( K_f \times \frac{M_R}{S_n} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( \frac{Tm}{Su} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

Para el diseño de los ejes de la máquina se tomo acero 1045

$$Su = 6749 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$Sy = 4148 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$S_n = C_L \times C_d \times C_s \times C_c \times C_T \times C_o \times S_n'$$

$$S_n' = 0,5 \times Su = 0,5 \times 6749 \text{ Kgf/cm}^2 = 3374,5 \text{ Kgf/cm}^2$$

$C_L = 1$ . Por lo general cuando son a flexión y torsión. Factor de carga.

$C_d = 0,75$ . Para un diámetro entre:  $2,0'' < d \leq 12''$ . Factor de diámetro.

$C_c = 0,814$ . Factor de confiabilidad

$C_T = 1$ . Factor de temperatura

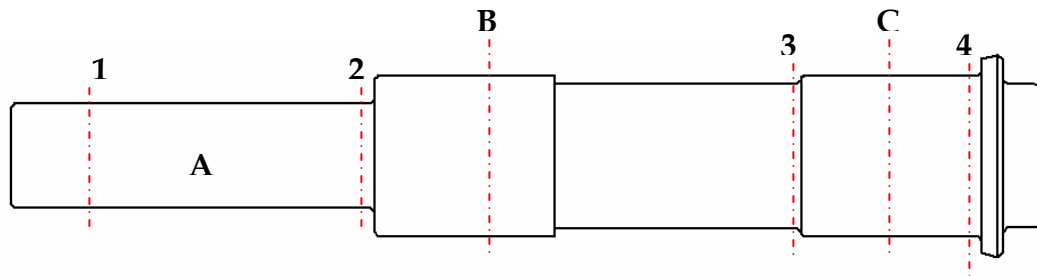
$C_s = 0,78$ . Para un acero con mecanizado común. Factor de acabado superficial.

$C_o = 0,8$ . No se toma el valor de 1, pues el medio en el que se mueve la mezcladora posee niveles de humedad que pueden afectar los ejes a fatiga por deterioro en corrosión.

$$S_n = 1 \times 0,75 \times 0,78 \times 0,814 \times 1 \times 0,8 \times S_n'$$

$$S_n = 1285,52 \text{ Kgf/cm}^2$$

Figura 25. Diagrama del eje macizo con sus respectivas secciones críticas de falla



### Sección Crítica 2

Ubicada a 4,694 cms a la izquierda de B.

$$T_m = \frac{66,568 - 0}{2} = 33,284 \text{Kgf} - m$$

$$M_z = -19,533 \text{Kgf} - m$$

$$M_y = 132,467 \text{Kgf} - m$$

$$M_R = \sqrt{M_z^2 + M_y^2}$$

$$M_R = 133,9 \text{Kgf} - m$$

$$r = 0,254 \text{cm}, \quad D = 10 \text{cm}$$

$$D/d = 1,5, \quad r/d = 0,04$$

$$q = 0,83$$

$$K_t = 2,32$$

$$K_f = 1 + q \times (K_t - 1)$$

$$K_f = 2,09$$

$$d = \left\{ \frac{32 \times 1,5}{\pi} \times \left[ \left( \frac{2,09 \times 133,9}{12855200} \right)^2 + \frac{3}{4} \times \left( \frac{33,284}{67490000} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d = 0,069 \text{mts} \cong 0,07 \text{mts}$$

### Sección Crítica 3

Ubicado a 3,504 cms a la izquierda de "C"

$$M_z = -113,58 \text{Kgf} - m$$

$$M_y = 132,467 \text{Kgf} - m$$

$$M_R = 430,67 \text{Kgf} - m ; T_m = 33,284 \text{Kgf} - m$$

$$D = 10 \text{cm} ; d = 9,4 \text{cm} ; D/d = 1,06 ; r/d = 0,027$$

$$K_t = 1,96 ; K_f = 1,7968$$

$$d = \left\{ \frac{32 \times 1,5}{\pi} \times \left[ \left( \frac{1,7968 \times 430,367}{12855200} \right)^2 + \frac{3}{4} \times \left( \frac{33,284}{67490000} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d = 0,095 \text{mts} = 9,5 \text{cm}$$

### Sección Crítica 4

Ubicada a 6,6 cms a la derecha de C

$$M_z = -118,633 \text{Kgf} - m$$

$$M_y = 450,78 \text{Kgf} - m$$

$$M_R = 466,128 \text{Kgf} - m ; T_m = 33,284 \text{Kgf} - m$$

$$D = 12 \text{cm} ; d = 10 \text{cm} ; D/d = 1,2 ; r/d = 0,0254$$

$$K_t = 2,34 ; K_f = 2,11$$

$$d = \left\{ \frac{32 \times 1,5}{\pi} \times \left[ \left( \frac{2,11 \times 466,128}{12855200} \right)^2 + \frac{3}{4} \times \left( \frac{33,284}{67490000} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d = 0,10 \text{mts} = 10 \text{cm}$$

### Calculo del diámetro interno y externo del eje hueco

La sección crítica del eje hueco se encuentra en la mitad del tubo.

$$M_z = 336,41 \text{Kgf} - m$$

$$M_y = 152,8 \text{Kgf} - m$$

$$M_R = 369,485 \text{Kgf} - m ; \quad T_m = 4,196 \text{Kgf} - m$$

Apoyados en las conferencias de fatiga [Ref 7 : 46], se determina el valor del concentrador de esfuerzos creado por los huecos realizados al eje para introducir las palas.

$a = 1''$  ;  $a =$  Diámetro del hueco realizado al tubo.

$$K = d_{\text{int}} / d_{\text{ext}} = 3,5'' / 5'' = 0,7$$

$a / d_{\text{ext}} = 1'' / 5'' = 0,2$  , De la grafica ubicada en la referencia mencionada anteriormente se obtiene el factor

$K_t = 2,3$  ;  $K_t =$  Factor geométrico del concentrador de esfuerzos para un eje hueco perforado transversalmente.

Se calcula la "q" (sensibilidad a la entalladura) para un radio de entalladura que en este caso es el radio del agujero.

Como el radio de entalladura es mayor de  $0,16''$ , se calcula el valor de "q" aplicando la ecuación de Peterson o Kuhn ver [Ref 7 : 13], que para ángulos iguales a cero estas dos ecuaciones se parecen.

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} ; \text{ En este caso } \sqrt{a} \text{ es un valor empírico sacado de curvas para}$$

determinar "q".

$$q = 0,91$$

$$K_f = 1 + 0,91 \times (2,3 - 1)$$

$$K_f = 2,183$$

Para eje huecos el d se sustituye por  $d_0 \times (1 - K^4)^{1/3}$ , Ver [Ref 11 : 1145].

$$d_0 \times (1 - K^4)^{1/3} = \left\{ \frac{32 \times 2,43}{\pi} \times \left[ \left( \frac{2,183 \times 369,485}{12855200} \right)^2 + \frac{3}{4} \times \left( \frac{4,196}{67490000} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d = 0,127 \text{ mts} = 12,7 \text{ cm} = 5 \text{ pulg.}$$

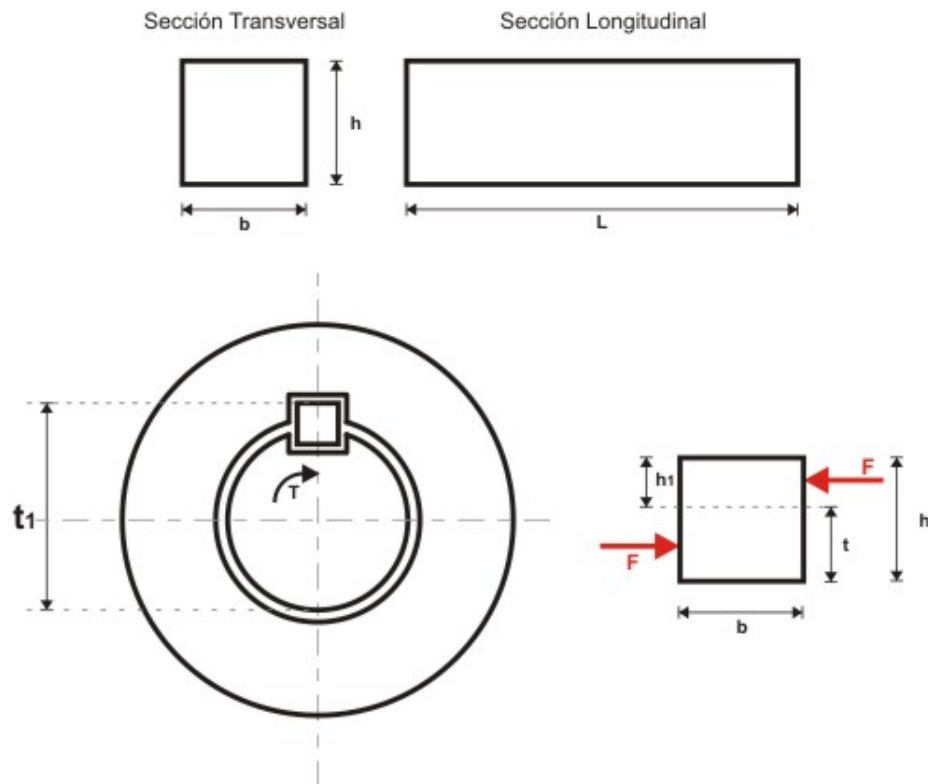
### Calculo del cuñero

El diseño de la cuña se considera con material 1020 laminado simple,

$$S_y = 3374 \text{ Kgf/cm}^2 ; \quad S_u = 4569 \text{ Kgf/cm}^2 ; \quad N_f = 2 ; \quad S_{ys} = 0,5 S_y$$

Para un diámetro de 7 cm :

Figura 26. Diagrama del cuñero, dimensiones y fuerzas que actúan sobre este.



### A cortante

$$F = \frac{2 \times T}{D} ; \tau = \frac{F}{b \times L} \leq \tau_{perm} ; L\tau = \frac{2 \times T}{D \times b \times \tau_{perm}}$$

$$\tau_{perm} = \frac{S_{ys}}{N_f}$$

$$D = 7,0cm ; b = 1,9cm ; h = 1,1cm ; t = 0,6cm$$

$$L\tau = \frac{2 \times 66,568}{0,07 \times 0,019 \times 8435000} = 0,01186 ; L\tau = 11,86mm$$

### Efecto aplastamiento

$$\sigma_b = \frac{F}{L \times h_1} \leq \sigma_{bperm} ; \sigma_{bperm} = \frac{S_y}{N_f}$$

$h_1$  = Altura de contacto menor.

$$Lb = \frac{2 \times T}{D \times \sigma_{bperm} \times h_1}$$

$$Lb = \frac{2 \times 66,568}{0,07 \times 16870000 \times 0,005} ; Lb = 0,0225mts = 22,54mm$$

Por tablas  $L = 50mm$

La cuña A4 se encuentra ubicado a 0,2735 cm a la derecha de las fuerzas A4.

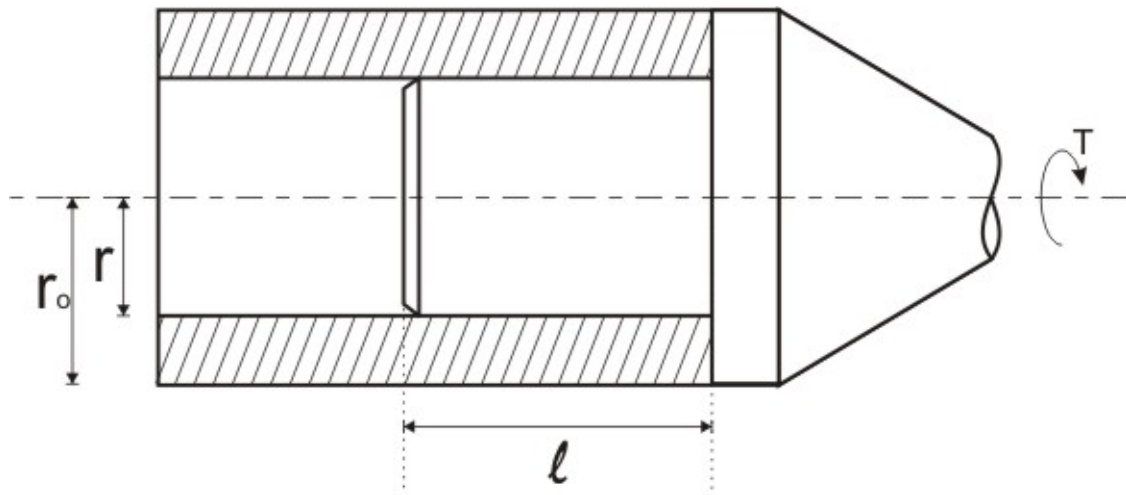
### Sección 1 Chavetero

Ubicada a 22 cms a la izquierda de B

Las cargas por flexión se aproximan a cero y el torque constante no parte el eje a fatiga en esta sección. Por lo tanto los cálculos que implican el diseño del eje para esta sección no se consideran relevantes para el diámetro del eje, ya que existe una sección más crítica que ya se consideró.

### 3.4.6. Calculo del acople entre el eje tubular y la punta maciza.

Figura 27. Diagrama del acople entre el eje macizo y el tubo



El acople entre el eje tubular con la punta maciza puede obtenerse de dos maneras: mediante soldadura y por ajuste forzado entre estas dos piezas. Al utilizar soldadura sobre un material cambian las propiedades del mismo, ya que tiene la tendencia a fragilizar el material, por lo tanto no es recomendable, realizar el acople y someter totalmente la soldadura a las cargas del eje. Como una mejor opción de realizar el acople es por ajuste forzado entre el eje hueco y la flecha. La deflexión elástica tanto de la flecha como de la masa actúa para crear entre las piezas grandes fuerzas normales y de fricción ver [Ref 14 : 597]. En este caso al considerarse que son piezas relativamente grandes un ajuste forzado mediante prensa puede exceder su capacidad, otro factor es la longitud del tubo, es necesario una altura de la prensa o del banco en el que este montada mayor a 4 metros para que se pueda realizar este procedimiento. Se puede hacer un ajuste por expansión calentando la masa (Tubo), a fin de expandir su diámetro interior, y por

encogimiento en la flecha (Punta maciza), enfriando la flecha para reducir su diámetro. Las piezas caliente y fría se pueden introducir una dentro de la otra con muy poca fuerza axial, y cuando se equilibran a la temperatura ambiente, su cambio dimensional genera la interferencia deseada para un contacto por fricción. El ajuste forzado se calcula de tal manera que soporte el torque al cual va a estar sometido.

$$T = 2 \times \pi \times r^2 \times \mu \times P \times l$$

$T$  = Par de torsión que puede ser transmitido por el acoplamiento forzado.

$\mu$  = Coeficiente de fricción entre el eje tubular y el eje macizo (puntera).

$P$  = Presión creada por el ajuste por interferencia.

$l$  = Longitud de acoplamiento de la masa.

$r$  = Radio de la flecha (Puntera).

Estas piezas deben ser terminadas por rectificado en ambos diámetros.

$$P = \frac{0,5 \times \delta}{\frac{r}{E_o} \times \left( \frac{r_o^2 + r^2}{r_o^2 - r^2} + \nu_o \right) + \frac{r}{E_i} \times \left( \frac{r^2 + r_i^2}{r^2 - r_i^2} - \nu_i \right)} \quad \text{Ver [Ref 14 : 598]}$$

$$T = \frac{\pi \times r \times l \times \mu \times \delta}{\frac{1}{E_o} \times \left( \frac{r_o^2 + r^2}{r_o^2 - r^2} + \nu_o \right) + \frac{1}{E_i} \times (1 - \nu_i)}$$

$E$  = Modulo de Young= 200 Gpa, Para acero estructural.

$\nu$  = Modulo de Poisson=0,32, Para acero estructural.

$$\sigma_{Tangemacizo} = -P$$

$$\sigma_{Radejemacizo} = -P$$

$$\sigma_{Tang} = \text{Esfuerzo tangencial}$$

$$\sigma_{Rad} = \text{Esfuerzo radial}$$

$$\sigma_{Tangtubo} = P \times \left( \frac{r_o^2 + r^2}{r_o^2 - r^2} \right)$$

$$\sigma_{Radtubo} = -P$$

AJUSTES ISA

Agujero H<sub>6</sub> - Ajuste de precisión

Eje n<sub>5</sub>

Agujero H <sub>6</sub>	Eje n <sub>5</sub>
+ 0,0019*	+0,033
0,000	+0,020*

Agujero 88,9 + 0,000 mm

Eje 88,9 + 0,025 mm

$$\delta = 2,5 \times 10^{-6} \text{ mts}$$

$$T = 66,868 \text{ Kgf} - m$$

$$\mu = 0,15$$

$$r_o = 0,0635 \text{ mts}$$

$$r = 0,0445 \text{ mts}$$

$$l = 2,5 \text{ cms.}$$

Como el valor máximo de  $l$  es de 2,5 cms ya que una longitud mayor presentaría problemas de interferencia de ensamble para la primera pala ubicada en los extremos del tubo, si se desea un ajuste tal que soporte mayores cargas de torque, se puede aumentar la interferencia, claro esta dentro de los valores que la ISA permite para este diámetro.

$$\delta = 3,0 \times 10^{-6} \text{ mts}$$

$$l = 2,5 \text{ cms.}$$

Agujero 88,9 + 0,000 mm

Eje 88,9 + 0,030 mm

$$T = \frac{\pi \times 0,04445 \times 0,025 \times 0,15 \times 3 \times 10^{-6}}{\frac{1}{E_0} \times \left( \frac{0,0635^2 + 0,04445^2}{0,0635^2 - 0,04445^2} + \nu_0 \right) + \frac{1}{E_i} \times (1 - \nu_i)}$$

$$T = 81,67 \text{ Kgf} - m$$

Para comprobar que el ajuste anterior no causa daños tanto en el eje macizo como en el tubo, se calculan los esfuerzos tangencial y radial de los anteriores elementos mencionados.

$$\sigma_{perm} = \frac{S_y}{N_f} = \frac{4148}{2} = 2074 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$\sigma_{Tangemacizo} = - \frac{0,5 \times \delta}{\frac{r}{E_0} \times \left( \frac{r_o^2 + r^2}{r_o^2 - r^2} + \nu_0 \right) + \frac{r}{E_i} \times \left( \frac{r^2 + r_i^2}{r^2 - r_i^2} - \nu_i \right)}$$

$$\sigma_{Tangemacizo} = -17210348,74 \text{ N/m}^2 = -175,436 \text{ Kgf/cm}^2 = \sigma_{Rademacizo} =$$

$\sigma_{Radtubo}$

$$\sigma_{Tangtubo} = P \times \left( \frac{r_o^2 + r^2}{r_o^2 - r^2} \right) = 175,436 \times 2,91 = 512,55 \text{ Kgf/cm}^2$$

El valor de los esfuerzos calculados no sobrepasan el límite permisible, por lo tanto el ajuste por interferencia se puede realizar sin causar daños al material.

### 3.4.7. CALCULO DEL EJE INTERMEDIO A

$$PotIntA = \frac{PotPrin}{\eta}$$

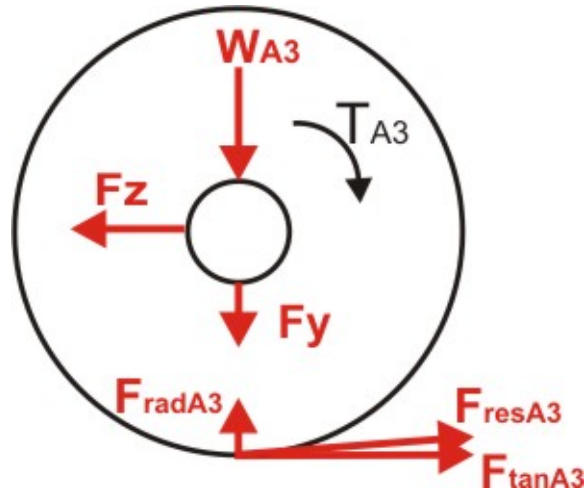
$PotIntA$  = Potencia en el eje intermedio de transmisión.

$PotPrin$  = Potencia en el eje principal.

$\eta$  = Eficiencia mecánica de la transmisión a cadena.

$$PotIntA = \frac{5,44}{0,97} = 5,6131$$

Figura 28. Diagrama de cuerpo libre de la rueda A3



$$TA_3 = 123,528Kgf - m$$

$$TA_3 = FA_{3TANG} \times r$$

$$FA_{3TANG} = 808Kgf$$

$$\phi = \text{Sen}^{-1}\left(\frac{1 \times (D_3 - d_4)}{2 \times C}\right)$$

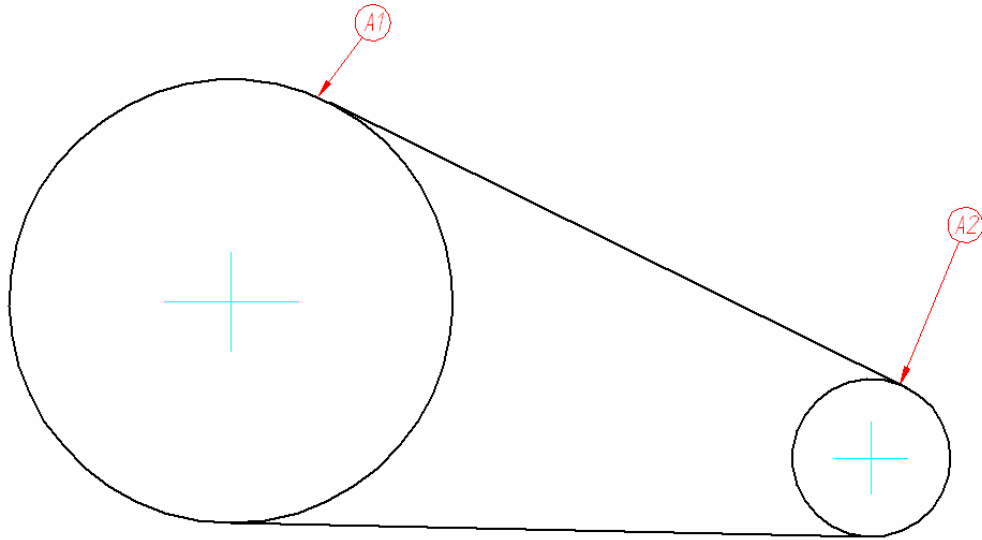
$C$  = Distancia entre centros de la rueda conductora 3 y la conducida 4.

$$\phi = 7,78^\circ$$

$$FA_{3RAD} = 110,45Kgf$$

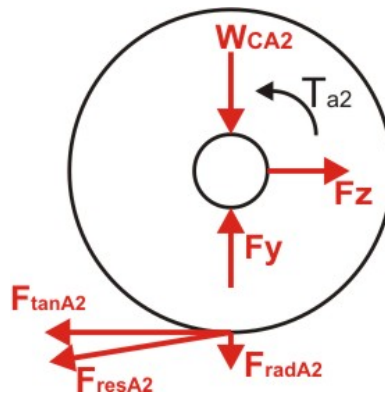
## Relación a<sub>1</sub>-a<sub>2</sub>

Figura 29. Diagrama de la relación de cadena entre la rueda A<sub>1</sub> - A<sub>2</sub>



$$TA_2 = TA_3 = 123,528 \text{Kgf} - m$$

Figura 30. Diagrama de cuerpo libre de la rueda A2



$$\phi = \text{Sen}^{-1} \left( \frac{1 \times (D_1 - d_2)}{2 \times CA_1 - CA_2} \right)$$

$$\phi = 1,24^\circ$$

$$FA_{2TANG} = 1222,44Kgf$$

$$FA_{2RAD} = 26,46Kgf$$

Figura 31. Diagrama del torque del eje intermedio A.



**Plano xy**

$$\sum MR_{CY} = 0$$

$$FA_{3RAD} \times 0,47 - WCA_3 \times 0,47 + FA_{2RAD} \times 0,3518 - WCA_2 \times 0,3518 - RB_Y \times 0,25 = 0$$

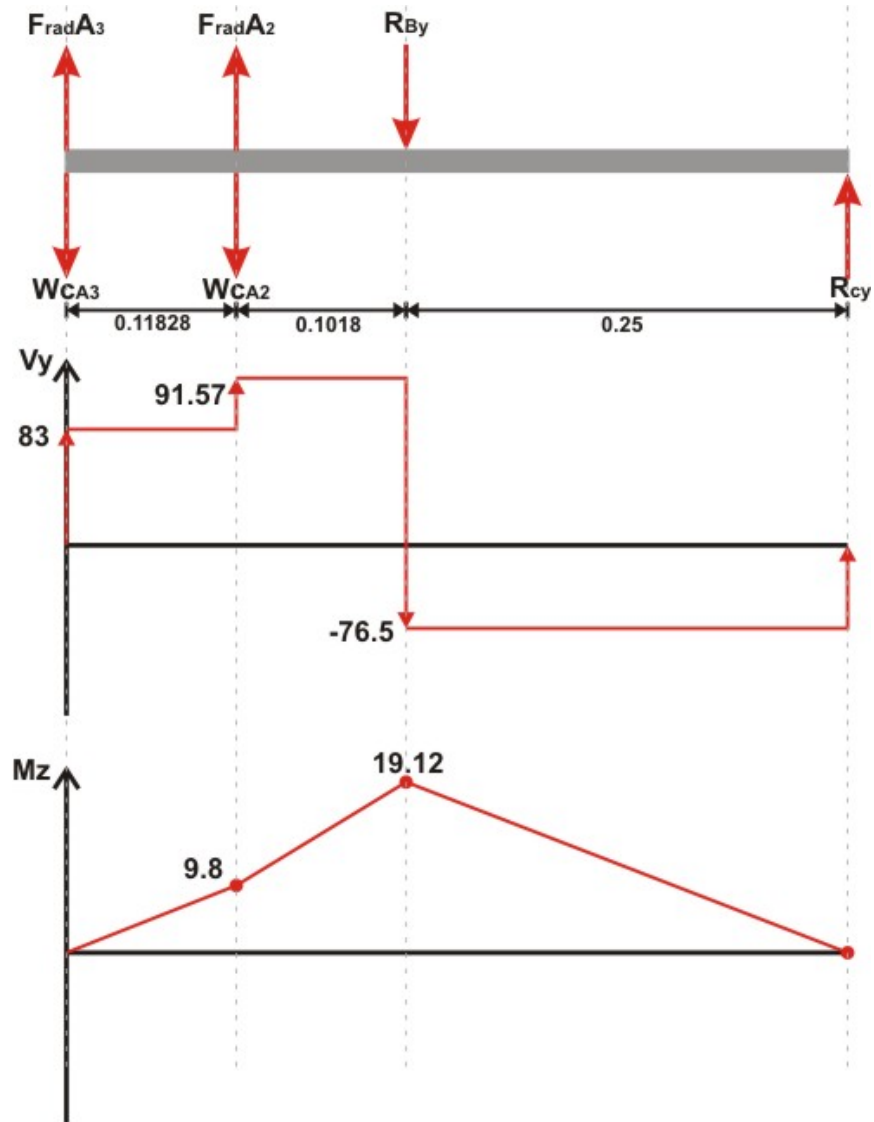
$$RB_Y = 168,04Kgf$$

$$\sum FY = 0$$

$$FA_{3RAD} - WCA_3 + FA_{2RAD} - WCA_2 - RB_Y + RC_Y = 0$$

$$RC_Y = 76,5Kgf$$

Figura 32. Diagrama de fuerzas, cortante y momento flector en el plano XY del eje intermedio A.



**Plano xz**

$$\sum MR_{CZ} = 0$$

$$-FA_{3TANG} \times 0,47 + FA_{2TANG} \times 0,3518 - RB_Z \times 0,25 = 0$$

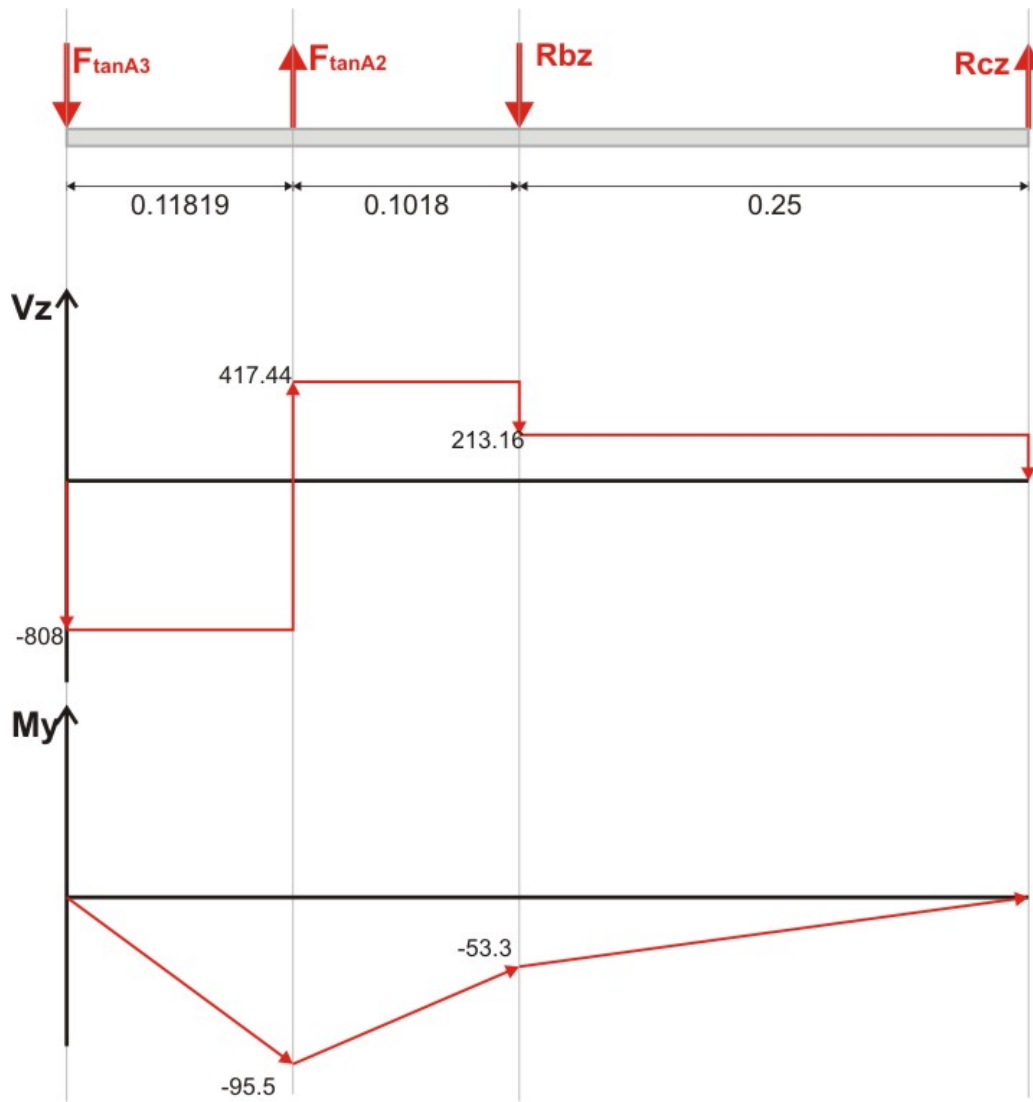
$$RB_Z = 201,27 \text{Kgf}$$

$$\sum FZ = 0$$

$$-FA_{3TANG} + FA_{2RAD} - RB_Z + RC_Z = 0$$

$$RC_z = -213,16Kgf$$

Figura 33. Diagrama de fuerzas, cortante y momento flector en el plano XZ del eje intermedio A.

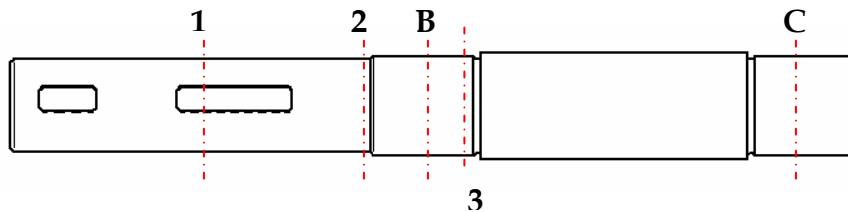


### 3.4.7.1. Calculo del diámetro del eje intermedio A

Al igual que el eje principal solo se consideran flexión rotativa y torque constante.

$$d = \left\{ \frac{32 \times N_f}{\pi} \times \left[ \left( K_f \times \frac{M_R}{S_n} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( \frac{Tm}{Su} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

Figura 34. Diagrama del eje intermedio A con las posibles secciones críticas a considerar.



#### Sección crítica 2

Ubicada a 4,694 cms a la izquierda de B

$$M_y = -72,763 \text{Kgf} - m$$

$$M_z = 14,823 \text{Kgf} - m$$

$$M_R = 74,257 \text{Kgf} - m \quad ; \quad Tm = \frac{123,528 - 0}{2} = 61,764 \text{Kgf} - m$$

$$D = 7 \text{cm} \quad ; \quad d = 6,35 \text{cm} \quad ; \quad D/d = 1,1 \quad ; \quad r = 0,254 \text{cm} \quad ; \quad r/d = 0,04$$

$$K_t = 1,96$$

$$K_f = 1,7968$$

Los factores considerados para el cálculo del eje principal, son iguales para todos los ejes, el único factor que puede diferir es el factor tamaño ya que algunos ejes pueden tener diámetros menores de 2".

$$0,0635 = \left\{ \frac{32 \times Nf}{\pi} \times \left[ \left( \frac{1,7968 \times 74,257}{12855200} \right)^2 + \frac{3}{4} \times \left( \frac{61,764}{67490000} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$Nf = 2,4$$

### Sección crítica 3

Ubicada a 3,25 cm a la derecha de B

$$M_y = -46,37 \text{ Kg}f - m$$

$$M_z = 16,63 \text{ Kg}f - m$$

$$M_R = 49,26 \text{ Kg}f - m \quad ; \quad Tm \cong 0$$

$$D = 7,6 \text{ cm} \quad ; \quad d = 7 \text{ cm} \quad ; \quad r = 0,254 \text{ cm}$$

$$0,07 = \left\{ \frac{32 \times Nf}{\pi} \times \left[ \left( \frac{1,7553 \times 49,26}{12855200} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$Nf = 5$$

El valor de este diámetro puede ser mucho menor, pero por razones de montaje se mecaniza a este diámetro de 7 cm, ya que en esta sección se ubican las chumaceras.

### Calculo de los cuñeros

#### A cortante

$$F = \frac{2 \times T}{D} \quad ; \quad \tau = \frac{F}{b \times L} \leq \tau_{perm} \quad ; \quad L\tau = \frac{2 \times T}{D \times b \times \tau_{perm}}$$

$$\tau_{perm} = \frac{S_{ys}}{Nf}$$

$$D = 6,35 \text{ cm} \quad ; \quad b = 1,8 \text{ cm} \quad ; \quad h = 1,1 \text{ cm} \quad ; \quad t = 0,6 \text{ cm}$$

$$L\tau = \frac{2 \times 123,528}{0,0635 \times 0,018 \times 8435000} = 0,0256 \quad ; \quad L\tau = 25,6 \text{ mm}$$

### Efecto aplastamiento

$$\sigma_b = \frac{F}{L \times h_1} \leq \sigma_{bperm} ; \quad \sigma_{bperm} = \frac{S_y}{N_f}$$

$h_1$  = Altura de contacto menor.

$$L_b = \frac{2 \times T}{D \times \sigma_{bperm} \times h_1} ; \quad L_b = 0,046 \text{mts} = 46 \text{mm} \cong 50 \text{mm}$$

Como el torque es igual para los dos cuñeros sus dimensiones también lo serán, por lo tanto solo difiere su ubicación dentro del eje.

El cuñero A2 se encuentra ubicado a 0,983 cm de las fuerzas A2.

El cuñero A3 se encuentra ubicado a 0,3615 cm de las fuerzas A3.

### Sección crítica 1 chavetero de A2

Ubicada a 10,18 cms a la izquierda de B.

$$M_y = -95,5 \text{Kgf} - m$$

$$M_z = 9,8 \text{Kgf} - m$$

$$M_R = 96,001 \text{Kgf} - m ; \quad T_m = \frac{123,528 - 0}{2} = 61,764 \text{Kgf} - m$$

$$D = 7 \text{cm} ; \quad d = 6,35 \text{cm} ; \quad r = 0,254 \text{cm}$$

Para ejes de diámetro menor a 6,5" y sometidos a carga de flexión alterna se toma un  $K_t = 2,15$  ;  $K_f = 1,9545$

$$0,0635 = \left\{ \frac{32 \times N_f}{\pi} \times \left[ \left( \frac{1,9545 \times 96,001}{12855200} \right)^2 + \frac{3}{4} \times \left( \frac{61,764}{67490000} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$N_f = 1,72$$

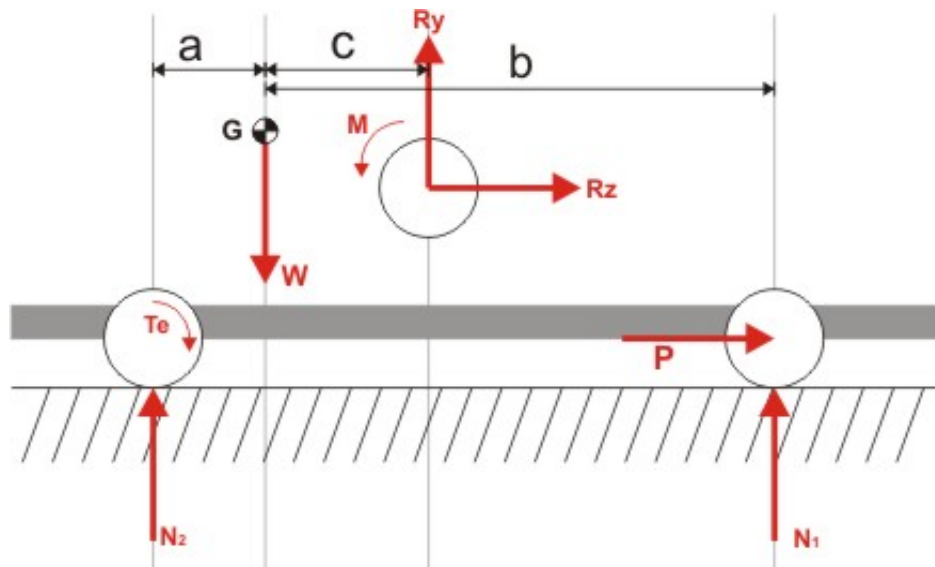
El factor de seguridad en el chavetero es menor que en la sección crítica 2, por lo tanto el chavetero es mas crítico, aunque el diámetro asumido de 6,35 cms si cumple con un factor de seguridad mayor a 1,5.

**3.4.8. Calculo de la potencia necesaria para mover la mezcladora.** Para conocer el torque que se necesita para mover la rueda motriz y por lo tanto la mezcladora, se debe calcular la resistencia a la rodadura entre las ruedas de la mezcladora y el Riel. Esta resistencia se debe:

1. Al hecho de que la rueda y el suelo se deforman.
2. Al hecho de la fricción entre las chumaceras y el eje motriz.

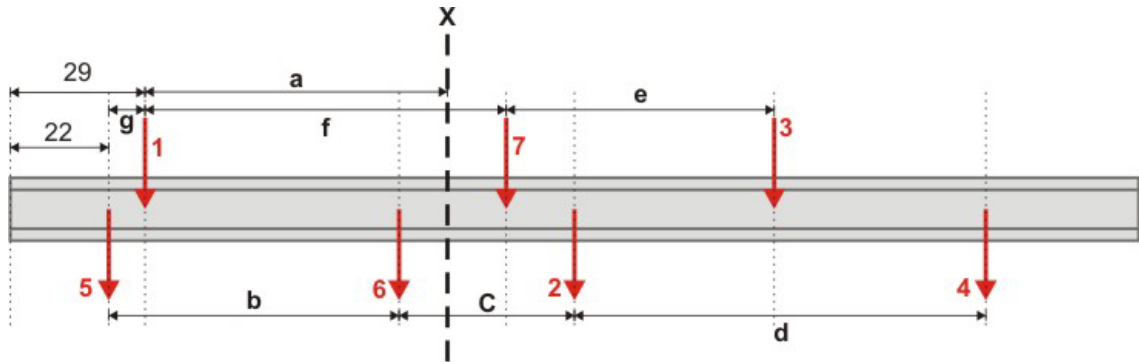
La siguiente figura ilustra el diagrama de cuerpo libre de la mezcladora

Figura 35. Diagrama de cuerpo libre de la mezcladora



Inicialmente se debe calcular la posición del centro de masa de toda la maquina. Para ello se realiza una sumatoria de momentos considerando la variedad de cargas de cada uno de los elementos que constituyen la mezcladora con sus respectivas distancias, estas últimas tomadas de un punto de referencia arbitrario y por lo tanto su valor es la variable a calcular.

Figura 36. Diagrama de las fuerzas que actúan en la mezcladora con sus respectivas distancias para la sumatoria de momentos.



$$\sum MO = 0$$

$$1 \times a' + 7 \times (f - a') + 3 \times (e + f - a') - 5 \times (g + a') + 2 \times (c + b - (g + a')) + 4 \times (d + c + b - g - a') - 6 \times (a' + g - b) = 0$$

1 = Peso de los dos motorreductores + El peso de las ruedas  $A_1$  y  $B_2 = 624,52 \text{Kgf}$

2 = Peso de los cuatro perfiles en U =  $89,424 \text{Kgf}$

3 = Peso del eje principal + ruedas  $A_4$  + Chumaceras + Palas =  $484,58 \text{Kgf}$

4 = Peso de las ruedas delanteras + el eje delantero + Chumaceras =  $115,44 \text{Kgf}$

5 = Peso del eje motriz + Chumaceras + Ruedas =  $33 \text{Kgf}$

6 = Peso del eje intermedio B, + Chumaceras + Ruedas  $B_2$  Y  $B_3 = 39,7 \text{Kgf}$

7 = Peso del eje intermedio A + Chumaceras + Ruedas  $A_2$  Y  $A_3 = 150,75 \text{Kgf}$

$$- 654,52 \times a' + 150,75 \times 75 - 150,75a' + 484,58 \times 48 + 484,58 \times 75 - 484,58a' - 33 \times 7 - 33a' + 89,424 \times 32 + 89,424 \times 60 - 89,424 \times 7 - 89,424a' + 115,44 \times 78 + 115,44 \times 32 + 115,44 \times 60 - 115,44 \times 7 - 115,44a' - 39,7 \times a' - 39,7 \times 7 + 39,7 \times 60 = 0$$

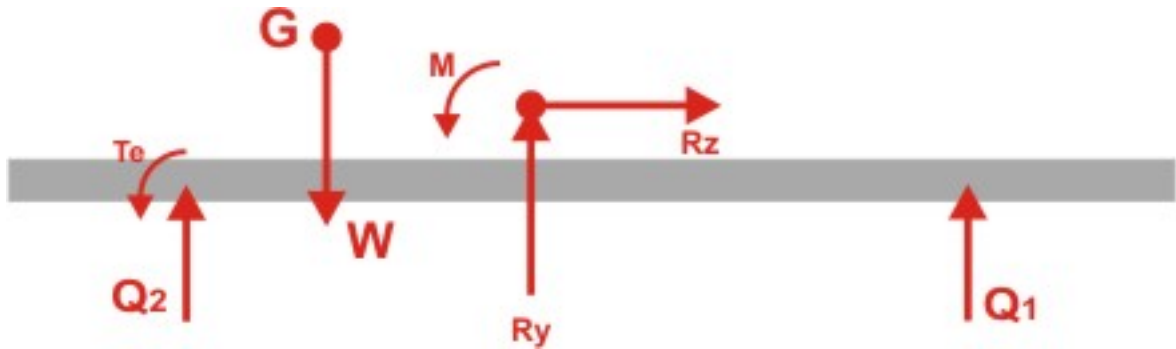
$$a' = 63,3 \text{cm}$$

$$a = a' + g = 63,3 + 7 = 70,3 \text{cms.}$$

$a$  = Distancia desde la cual se ubica el centro de masa de la mezcladora.

### 3.4.9. Fuerzas que soportan al vehiculo

Figura 37. Distribución de fuerzas que actúan sobre el vehiculo en operación



$$\sum F_y = 0$$

$$Q_2 + Q_1 - R_y = W ; \quad Q_2 = 1519,518 - Q_1 \text{ Ecuación A.}$$

$$\sum M_o = M + T_e + W \times c + Q_1 \times (b - c) = Q_2 \times (a + c)$$

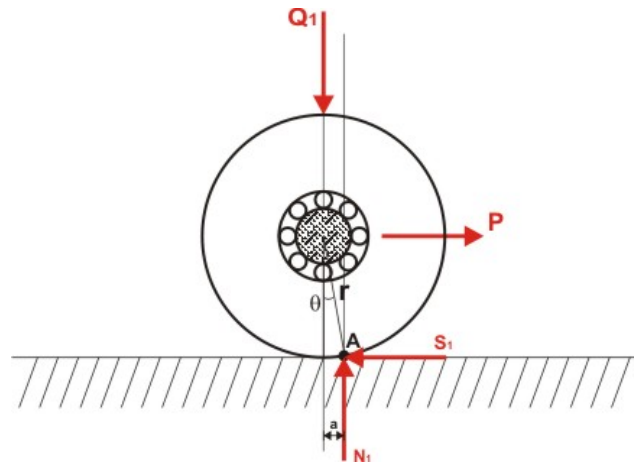
Para la sumatoria de momentos en este caso las distancias a, b y c son tomadas de la figura 37.

$$a + c = 130,25\text{cm} \quad ; \quad b = 40\text{cm} \quad ; \quad c = 59,7\text{cm}$$

$$128,86 + T_e + 1567,414 \times 0,597 + Q_1 \times 0,40 = Q_2 \times 1,3025 \quad \text{Ecuación B.}$$

### 3.4.10. Análisis de la rueda delantera conducida

Figura 38. Diagrama de cuerpo libre de la rueda delantera



$$P = P_1 + P_2$$

$$\sum M_A = 0$$

$$P_1 = \frac{a \times Q_1}{r \times \cos \theta}$$

$a$  = Coeficiente dimensional de rodadura.

$D$  = Diámetro exterior de la rueda.

$dm$  = Diámetro medio del rodamiento.

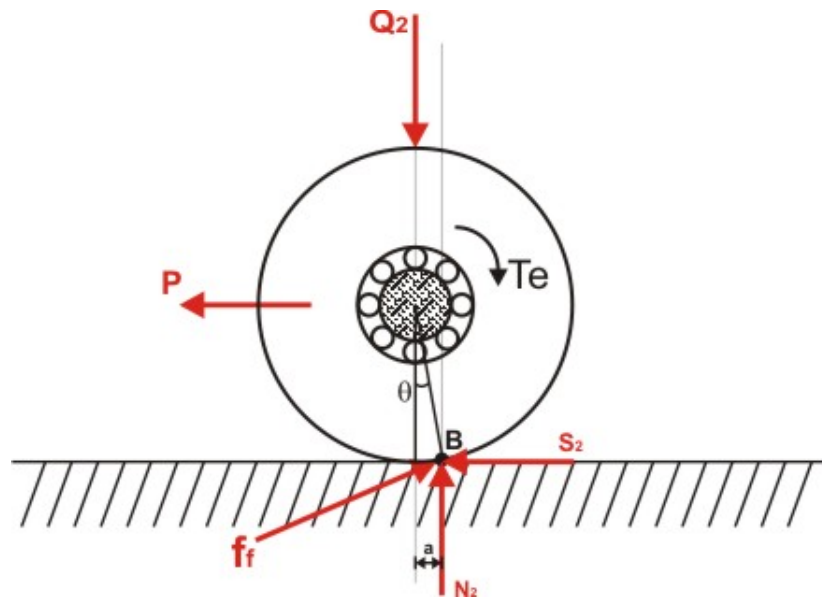
$$\text{Torque} = \frac{dm}{2} \times \mu \times Q_1$$

$$P_2 \times r \times \cos \theta = T$$

$$P_2 = \frac{T}{r \cos \theta}$$

$$P = \frac{Q_1}{r \times \cos \theta} \times \left( a + \frac{dm}{2} \times \mu \right)$$

Figura 39. Diagrama de cuerpo libre de la Rueda motriz



$$\sum M_B = 0$$

$$P \times r \times \cos\theta + Q_2 \times a + \frac{dm}{2} \times \mu \times Q_2 = T_e$$

Reemplazando P

$$T_e = Q_1 \times \left(a + \frac{dm}{2} \times \mu\right) + Q_2 \times \left(a + \frac{dm}{2} \times \mu\right) \quad \text{Ecuación C}$$

$$a = 0,3 \text{ in} = 7,62 \text{ mm.}$$

$$dm = 50 \text{ mm.}$$

De la ecuación B se reemplaza en C

$$T_e = Q_2 \times 1,3025 - 128,86 - 935,606 - 0,4 \times Q_1$$

$$T_e = 914,706 - 1,7025 \times Q_1 \quad \text{Ecuación D}$$

Reemplazando la ecuación C en D

$$Q_1 \times \left(a + \frac{dm}{2} \times \mu\right) + Q_2 \times \left(a + \frac{dm}{2} \times \mu\right) = 914,706 - 1,7025 \times Q_1$$

$$Q_1 = 530,415 \text{ Kgf}$$

$$Q_2 = 989,1025 \text{ Kgf}$$

Reemplazando en la ecuación B

$$T_e = 11,533 \text{Kgf} - m$$

$T_e$  = Torque necesario para mover la mezcladora. Por lo tanto el torque de cada rueda es de  $\frac{T_e}{2} = 5,77 \text{Kgf-m}$ .

Con este valor de torque calculado se realiza el diseño del eje de la rueda trasera que es el crítico, comparándola con la rueda delantera.

### 3.4.11. Calculo del eje de la rueda motriz b

$$PotmB = \frac{633,5 \times 2}{71620} = 0,0177 \text{C.V.} = 0,0174 \text{Hp}$$

$PotmB$  = Potencia en el eje de la rueda motriz B.

$$Hp_D = Nsf \times Hpnom$$

$$Hpnom = 0,0174 \text{Hp}$$

$$Nsf = 1,4 \quad [\text{Ref 12 : 28}]$$

Pero como el funcionamiento es intermitente, se le resta 0,2

$$Nsf = 1,2$$

$$Hp_D = 1,2 \times 0,0174$$

$$Hp_D = 0,021 \text{Hp}$$

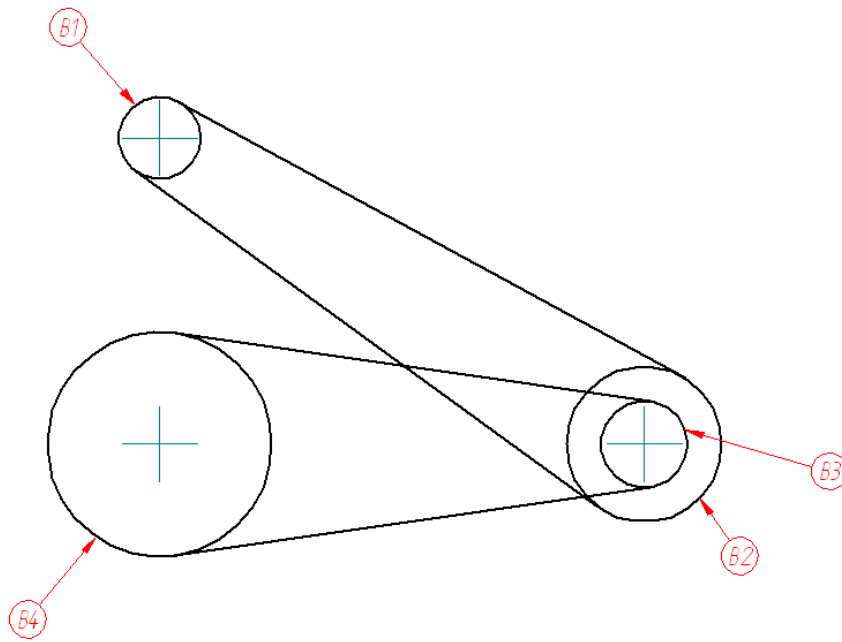
La reducción parte de 11 RPM que entrega el motorreductor a 2 RPM de la rueda motriz.

Como la eficiencia de la transmisión es de 0,97 y existen dos etapas de reducción, la potencia de salida del motorreductor necesaria para mover la mezcladora es de: 0,0186 Hp.

Se toma una cadena N° 60 de paso de  $\frac{3}{4}$ " , y con un número de dientes no menor en la rueda conductora del eje del motorreductor de 24, ya que el diámetro del eje del motorreductor no permite una rueda de menor cantidad de dientes por el tamaño de la manzana, por lo tanto realizar una

sola reducción implicaría un diámetro del conducido de 57cm, factor que afectaría la altura de la mezcladora, pues no puede la rueda conducida, ubicada en el eje de la rueda de la mezcladora, tener contacto con el compostaje. Debido a la anterior razón se debe realizar una etapa más de reducción para obtener un diámetro menor de la rueda conducida del eje motriz.

Figura 40. Distribución del sistema de transmisión de potencia para el avance de la mezcladora



Como el número de dientes de la rueda conducida que sale del motorreductor no puede ser menor de 24, se toma este número como referencia para los cálculos de las otras ruedas. La sección B1 gira a 11 RPM, y se realiza una reducción de 2, por lo tanto la sección B2 y B3 giran a 5,5 RPM, de esta reducción pasa a la sección B4, la cual tiene una reducción de 2,75 y gira a 2 RPM, resultado que nos permite un avance de operación óptimo de la mezcladora para no incurrir en sobrecargas en las palas y por lo tanto en los

motorreductores por un avance mayor.

$B1 = 24 = 15,62cm$  ; Peso aproximado= 2,262 Kgf.

$B2 = 48 = 30,43cm$  ; Peso aproximado= 9,76 Kgf

$B3 = 16 = 10,72cm$  ; Peso aproximado= 1,4 Kgf

$B4 = 44 = 27,79cm$  ; Peso aproximado= 7,5 Kgf.

Figura 41. Diagrama del eje motriz y las fuerzas que actúan sobre él.

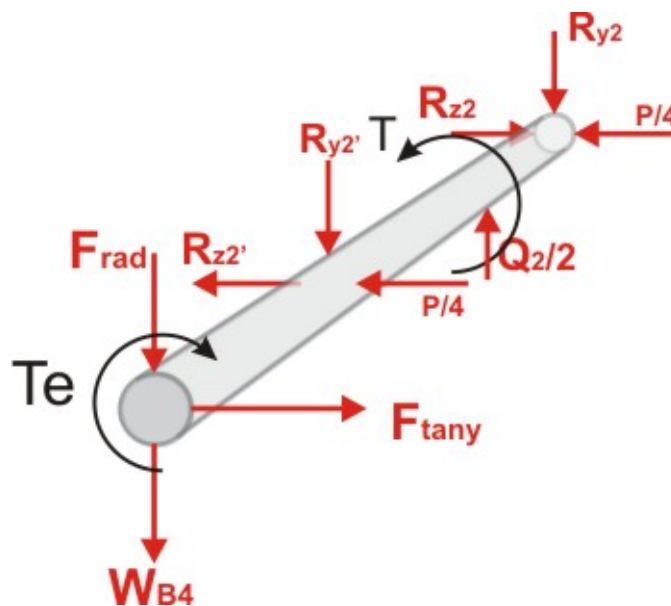


Figura 42. Diagrama del torque del eje motriz B.



Plano xy

$$\sum MR_{y_2} = 0$$

$$Q_2/2 \times 0,125 - R_{y_2}' \times 0,25 - Frad \times 0,51285 - WCB_4 \times 0,51285 = 0$$

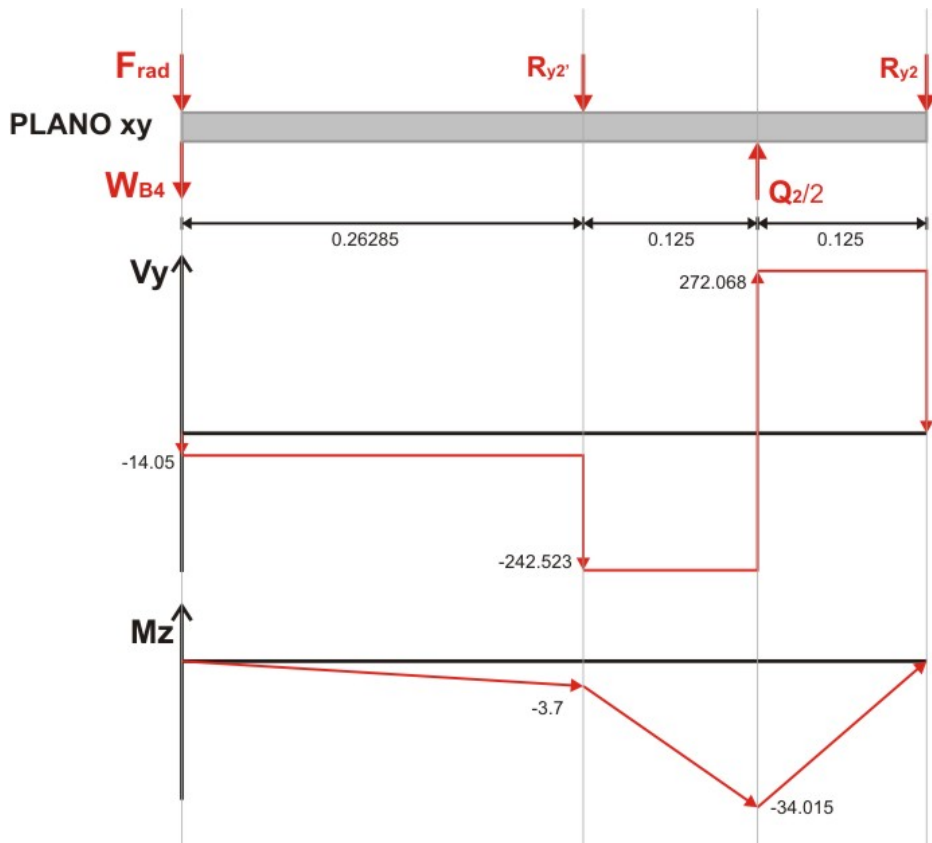
$$R_{y_2}' = 228,473 \text{Kgf}$$

$$\sum FY = 0$$

$$Frad - WCB_4 + Q_2/2 - R_{y_2}' - R_{y_2} = 0$$

$$R_{y_2} = 272,068 \text{Kgf}$$

Figura 43. Diagrama de fuerzas, cortante y momento flector en el plano XY del eje motriz B.



**Plano xz**

$$\sum MR_{z_2} = 0$$

$$\frac{P}{4} \times 0,25 + R_{z_2}' \times 0,25 - F \tan \times 0,51285 = 0$$

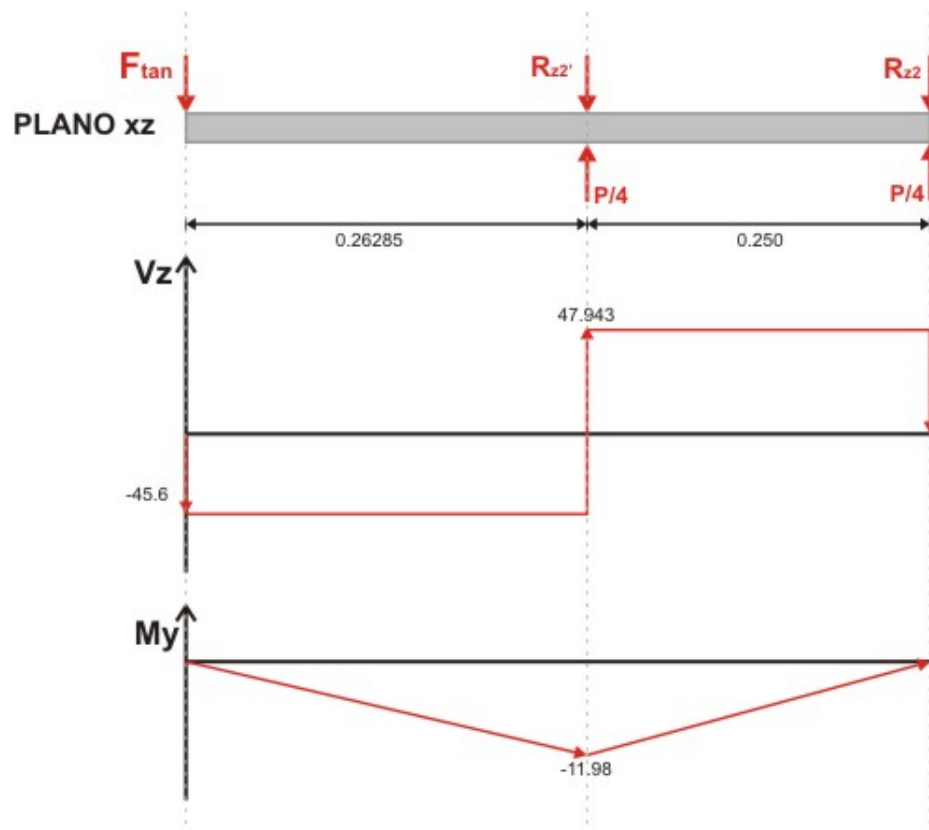
$$R_{z_2}' = 68, \text{Kgf}$$

$$\sum FY = 0$$

$$-F \tan + \frac{P}{4} - R_{z_2} + R_{z_2}' = 0$$

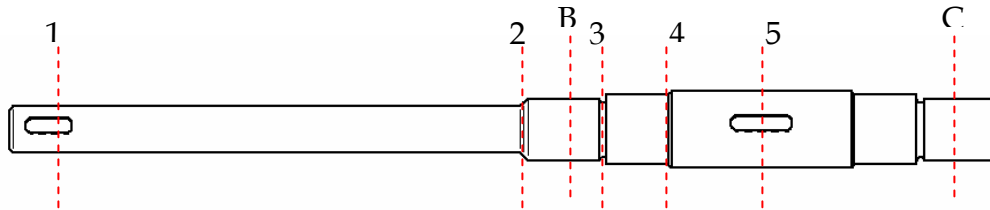
$$R_{z_2} = 47,943 \text{Kgf}$$

Figura 44. Diagrama de fuerzas, cortante y momento flector en el plano XZ del eje motriz B.



### 3.4.11.1. Diámetro del eje motriz b

Figura 45. Diagrama del eje motriz con las posibles secciones críticas a considerar.



#### Sección Crítica 2

Ubicada a 3,274 cms a la izquierda de B.

$$T_m = \frac{6,335 - 0}{2} = 3,16 \text{Kgf} - m$$

$$M_z = -3,306 \text{Kgf} - m$$

$$M_y = -10,73 \text{Kgf} - m$$

$$M_R = \sqrt{M_z^2 + M_y^2}$$

$$M_R = 11,228 \text{Kgf} - m$$

$$r = 0,254 \text{cm}, \quad D = 4,0 \text{cm}, \quad d = 3,0 \text{cm}$$

$$D/d = 1,33, \quad r/d = 0,0846$$

$$q = 0,83$$

$$K_t = 1,76$$

$$K_f = 1,63$$

Como el diámetro requerido posiblemente sea menor de 2" el factor de tamaño cambia.

$$C_d = 0,9 \quad ; \quad \text{Para } 0,4 < d \leq 2,0''$$

$$S_n = 1542,62 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$0,03 = \left\{ \frac{32 \times Nf}{\pi} \times \left[ \left( \frac{1,63 \times 11,28}{15426270} \right)^2 + \frac{3}{4} \times \left( \frac{3,16}{67490000} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$Nf = 2,23$$

### Sección Crítica 3

Ubicado a 2,4 cms a la derecha de "B"

$$M_z = -9,52 \text{Kgf} - m$$

$$M_y = -10,83 \text{Kgf} - m$$

$$M_R = 14,42 \text{Kgf} - m ; T_m = 3,167 \text{Kgf} - m$$

$$D = 4,5 \text{cm} ; d = 4,0 \text{cm} ; D/d = 1,125 ; r/d = 0,0635$$

$$K_t = 1,77 ; K_f = 1,639$$

$$0,04 = \left\{ \frac{32 \times Nf}{\pi} \times \left[ \left( \frac{1,639 \times 14,42}{15426270} \right)^2 + \frac{3}{4} \times \left( \frac{3,167}{67490000} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$Nf = 4$$

### Sección Crítica 4

Ubicada a 6,46 cms a la derecha de B

$$M_z = 19,367 \text{Kgf} - m$$

$$M_y = 8,88 \text{Kgf} - m$$

$$M_R = 21,305 \text{Kgf} - m ; T_m = 3,1675 \text{Kgf} - m$$

$$D = 5,5 \text{cm} ; d = 4,5 \text{cm} ; D/d = 1,22 ; r/d = 0,0564$$

$$K_t = 1,94 ; K_f = 1,78$$

$$0,045 = \left\{ \frac{32 \times Nf}{\pi} \times \left[ \left( \frac{1,78 \times 21,305}{15426270} \right)^2 + \frac{3}{4} \times \left( \frac{3,167}{67490000} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$Nf = 3,63$$

### Calculo del cuñero

#### A cortante

$$L\tau = \frac{2 \times T}{D \times b \times \tau_{perm}}$$

$$D = 5,5cm ; b = 1,6cm ; h = 1,0cm ; t = 0,5cm$$

$$L\tau = \frac{2 \times 6,335}{0,055 \times 0,016 \times 8435000} = 0,0017 ; L\tau = 1,7mm$$

#### Efecto aplastamiento

$$Lb = \frac{2 \times T}{D \times \sigma_{bperm} \times h_1} ; h_1 = 0,5cm$$

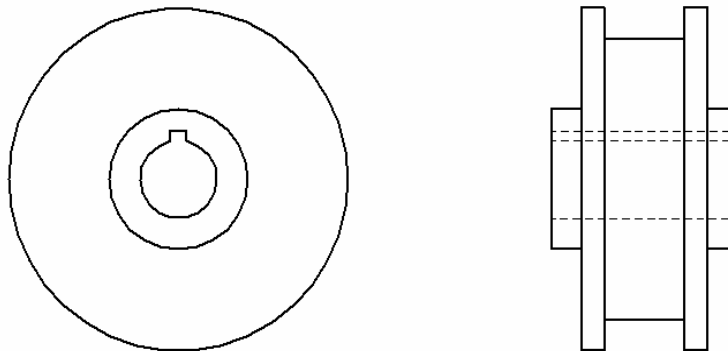
$$Lb = \frac{2 \times 6,335}{0,055 \times 16870000 \times 0,005}$$

$$Lb = 0,00273mts = 2,73mm$$

El valor de L mínimo recomendado por tablas para este diámetro de eje es de 45 mm, por lo tanto se toma este valor para la construcción.

La siguiente figura muestra la forma de las ruedas de la mezcladora guiada por un riel apoyado en los muros de concreto que separan los patios.

Figura 46. Diagrama de la rueda



### 3.4.12. Calculo del eje intermedio de transmisión b

$$Pot\ int\ B = \frac{Pot\ motriz\ B}{\eta}$$

$$Pot\ int\ B = \frac{0,0174}{0,97} \ ; \ Pot\ int\ B = 0,018Hp$$

$$T = 2,37Kgf - m$$

$$\phi = Sen^{-1} \frac{\frac{1}{2} \times (DB4 - dB3)}{C}$$

$$C = 60cm$$

$$\phi = Sen^{-1} \frac{\frac{1}{2} \times (27,79 - 10,72)}{60}$$

$$\phi = 8,17^\circ$$

$$F \tan B3 = \frac{2 \times T}{DB3} = 44,30Kgf$$

$$FradB3 = F \tan B3 \times Tang\phi = 6,366Kgf$$

$$WB3 = 1,4Kgf \ ; \ \text{Peso de la rueda B3}$$

El torque en B2 es igual:

$$F \tan B2 = \frac{2 \times T}{DB2} = 15,576Kgf$$

$$\phi = Sen^{-1} \frac{\frac{1}{2} \times (DB1 - dB2)}{C}$$

$$C = 74cm \ ; \ \phi = 5,74^\circ$$

$$FradB2 = F \tan B2 \times Tang\phi = 1,5656Kgf$$

$$\theta = 35,526^\circ \ ; \ \text{Angulo formado por la diferencia de alturas de los ejes B1 y B2}$$

y la distancia entre centros.

$$\sum FY = 0$$

$$FyB_2 = WB_2 - FradB_2 \times Cos\theta - F \tan B_2 \times Sen\theta = 0$$

$$F_{yB_2} = -8,925 \text{Kgf}$$

$$\sum FZ = 0$$

$$F_{zB_2} = F \tan g_{B_2} \times \text{Cos} \theta - F_{radB_2} \times \text{Sen} \theta = 0$$

$$F_{zB_2} = 11,76 \text{Kgf}$$

Figura 47. Diagrama del eje intermedio B y las fuerzas que actúan sobre él.

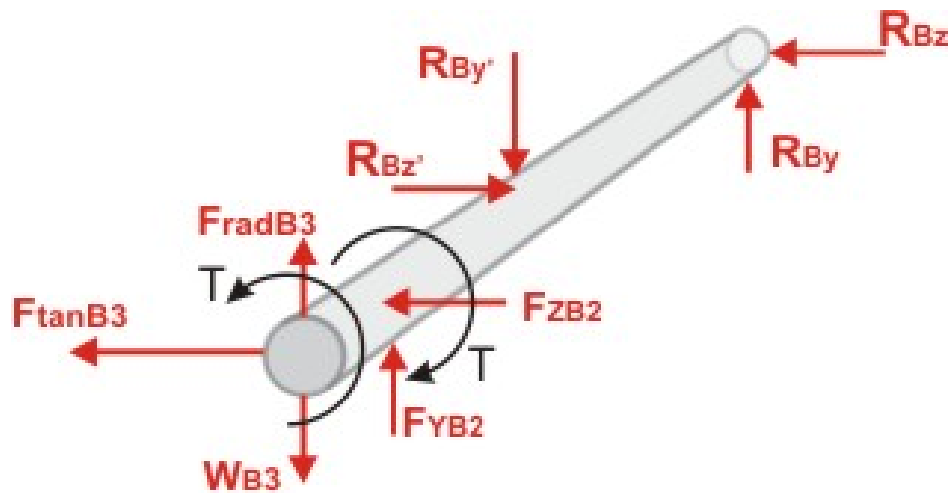
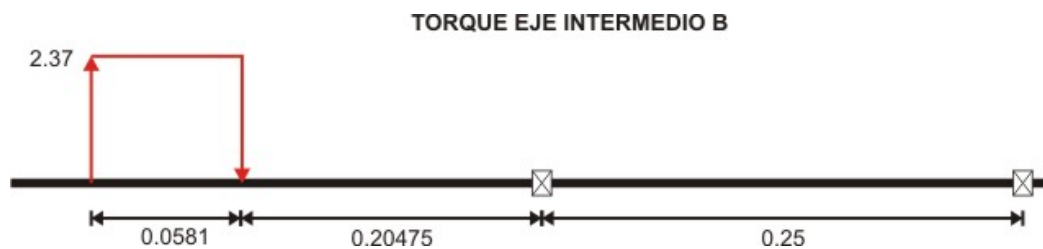


Figura 48. Torque del eje intermedio B.



**Plano xy**

$$\sum MR_{yB_2} = 0$$

$$F_{radB_3} \times 0,51285 - W_{B_3} \times 0,51285 + F_{yB_2} \times 0,45 - R_{By}' \times 0,25 = 0$$

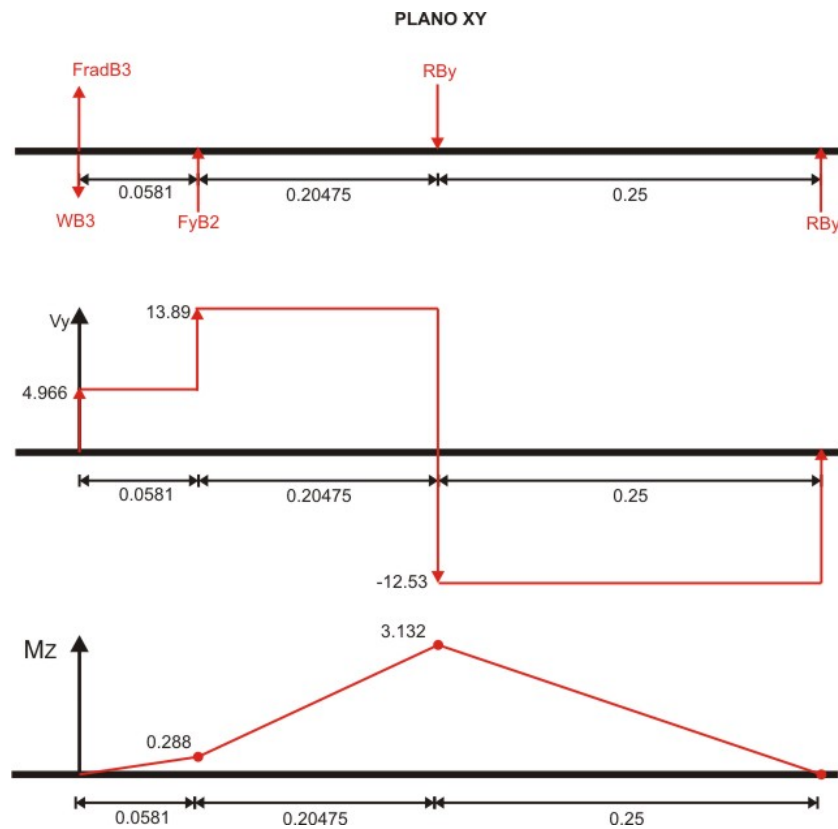
$$R_{By}' = 26,421 \text{Kgf}$$

$$\sum FY = 0$$

$$F_{rad}B_3 - WB_3 + F_{yB_2} - R_{By}' + R_{By} = 0$$

$$R_{By} = 12,53Kgf$$

Figura 49. Diagrama de fuerzas, cortante y momento flector en el plano XY del eje intermedio B.



### Plano xz

$$\sum MR_{Bz} = 0$$

$$R_{Bz}' \times 0,25 - F_{zB_2} \times 0,45 - F \tan g B_3 \times 0,51285 = 0$$

$$R_{Bz}' = 112,268Kgf$$

$$\sum F_z = 0$$

$$RBz' = F \tan B_3 + FzB_2 + RBz = 0$$

$$RBz = 56,7 \text{Kgf}$$

Figura 50. Diagrama de fuerzas, cortante y momento flector en el plano XZ del eje intermedio B.

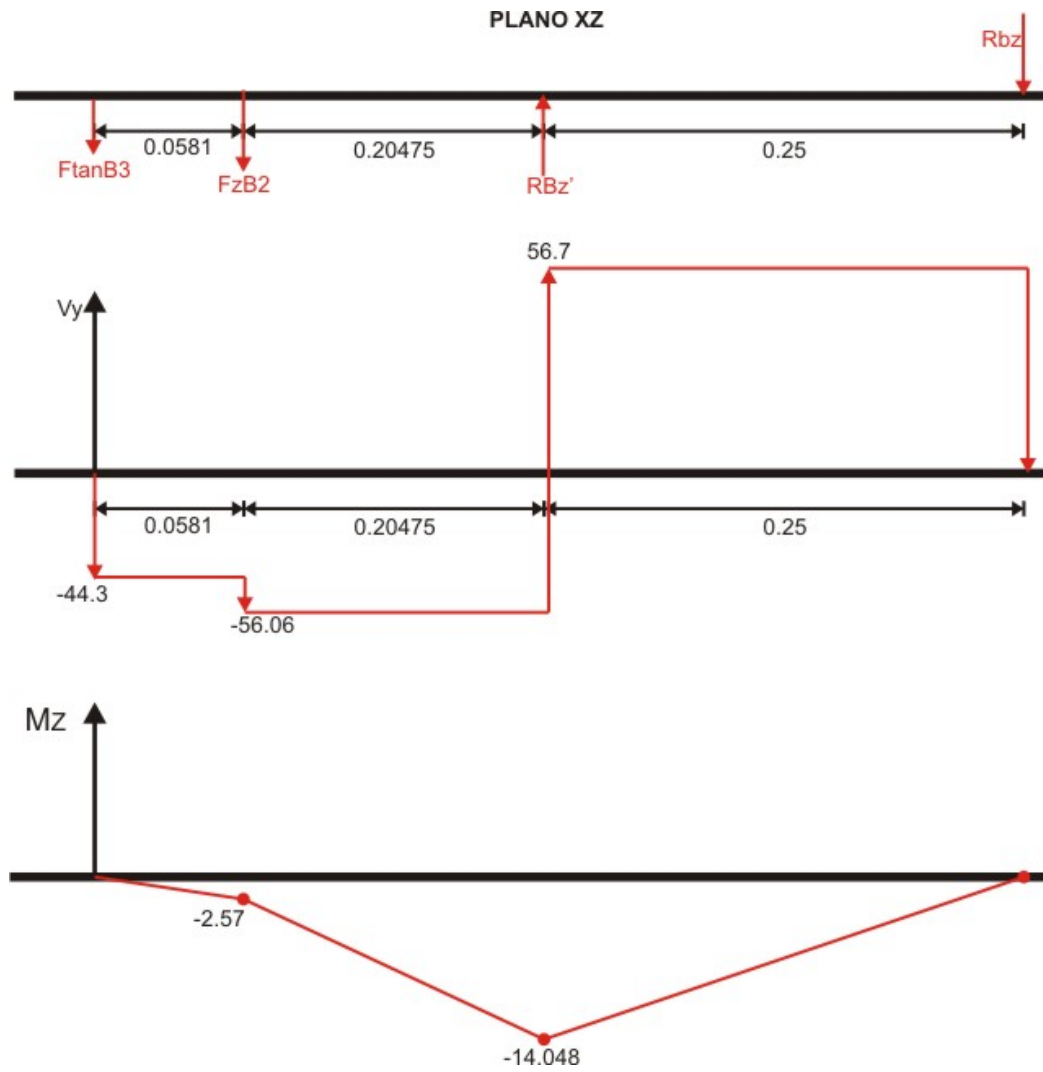
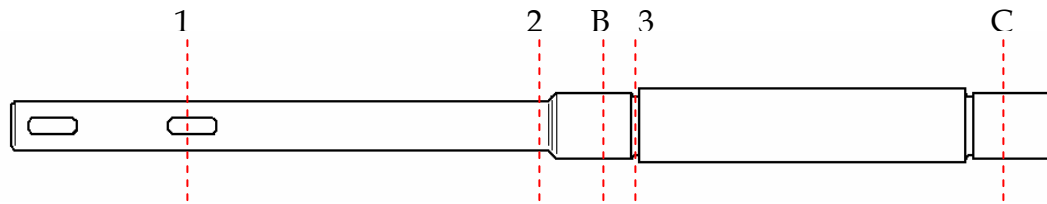


Figura 51. Diagrama del eje intermedio B con las posibles secciones críticas a considerar.



### Sección Crítica 2

Ubicada a 3,274 cms a la izquierda de B.

$$T_m \approx 0 \text{Kgf} - m$$

$$M_z = 2,67 \text{Kgf} - m$$

$$M_y = -12,212 \text{Kgf} - m$$

$$M_R = 12,5 \text{Kgf} - m$$

$$r = 0,254 \text{cm}, \quad D = 4,0 \text{cm}, \quad d = 3,0 \text{cm}$$

$$D/d = 1,33, \quad r/d = 0,0846$$

$$q = 0,83$$

$$K_t = 1,76$$

$$K_f = 1,63$$

$$S_n = 1542,62 \text{Kgf/cm}^2$$

$$0,03 = \left\{ \frac{32 \times N_f}{\pi} \times \left[ \left( \frac{1,63 \times 12,5}{15426270} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$N_f = 2,01$$

### Sección Crítica 3

Ubicado a 2,4 cms a la derecha de "B"

$$M_z = 2,83Kgf - m$$

$$M_y = -12,83Kgf - m$$

$$M_R = 13,14Kgf - m ; T_m \approx 0Kgf - m$$

$$D = 4,5cm ; d = 4,0cm ; \frac{D}{d} = 1,125 ; \frac{r}{d} = 0,0635$$

$$K_t = 1,77 ; K_f = 1,639$$

$$0,04 = \left\{ \frac{32 \times N_f}{\pi} \times \left[ \left( \frac{1,639 \times 13,14}{15426270} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$N_f = 4,5$$

### Calculo de los cuñeros B3 y B2

#### A cortante

$$L\tau = \frac{2 \times T}{D \times b \times \tau_{perm}}$$

$$D = 3cm ; b = 1,0cm ; h = 0,8cm ; t = 0,45cm$$

$$L\tau = \frac{2 \times 2,37}{0,03 \times 0,01 \times 8435000} = 0,0018 ; L\tau = 1,87mm$$

#### Efecto aplastamiento

$$Lb = \frac{2 \times T}{D \times \sigma_{bperm} \times h_1} ; h_1 = 0.35cm$$

$$Lb = \frac{2 \times 2,37}{0,03 \times 16870000 \times 0,0035}$$

$$Lb = 0,0026mts = 2,6mm$$

El valor de L mínimo recomendado por tablas para este diámetro de eje es de 25 mm, por lo tanto se toma este valor para la construcción.

### Sección Crítica 1

Ubicado a 0,4675 cms a la izquierda de las fuerzas de B<sub>2</sub>

$$M_z = 0,255 \text{Kgf} - m$$

$$M_y = -2,274 \text{Kgf} - m$$

$$M_R = 2,28 \text{Kgf} - m ; Tm = \frac{2,37 - 0}{2} = 1,185 \text{Kgf} - m$$

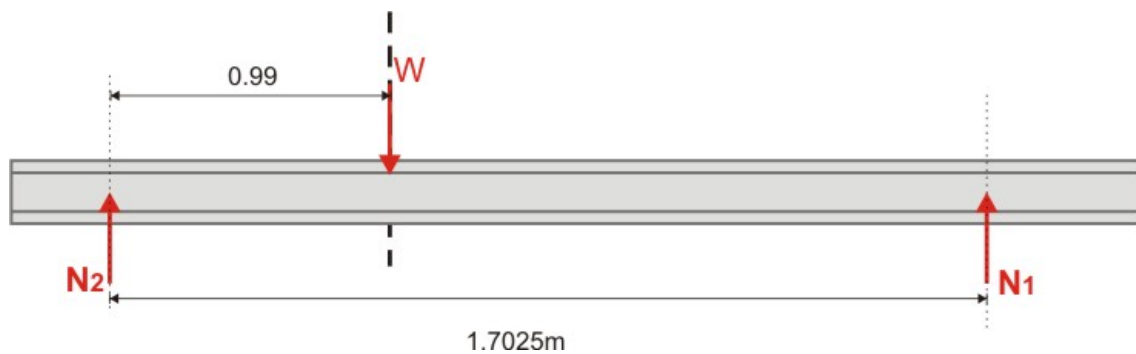
$$K_t = 2,15 ; K_f = 1,9545$$

$$0,03 = \left\{ \frac{32 \times N_f}{\pi} \times \left[ \left( \frac{1,9545 \times 2,28}{15426270} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \frac{3}{4} \left( \frac{1,185}{67490000} \right)^2 \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$N_f = 9,16$$

### 3.4.13. Análisis de la resistencia a flexión del perfil en U

Figura 52. Diagrama de cuerpo libre para el perfil.



$$W = 1567,414 \text{Kgf} ; W = \text{Peso de la máquina}$$

$$\sum MN1 = 0$$

$$N2 \times 1,7025 = W \times 0,99 ;$$

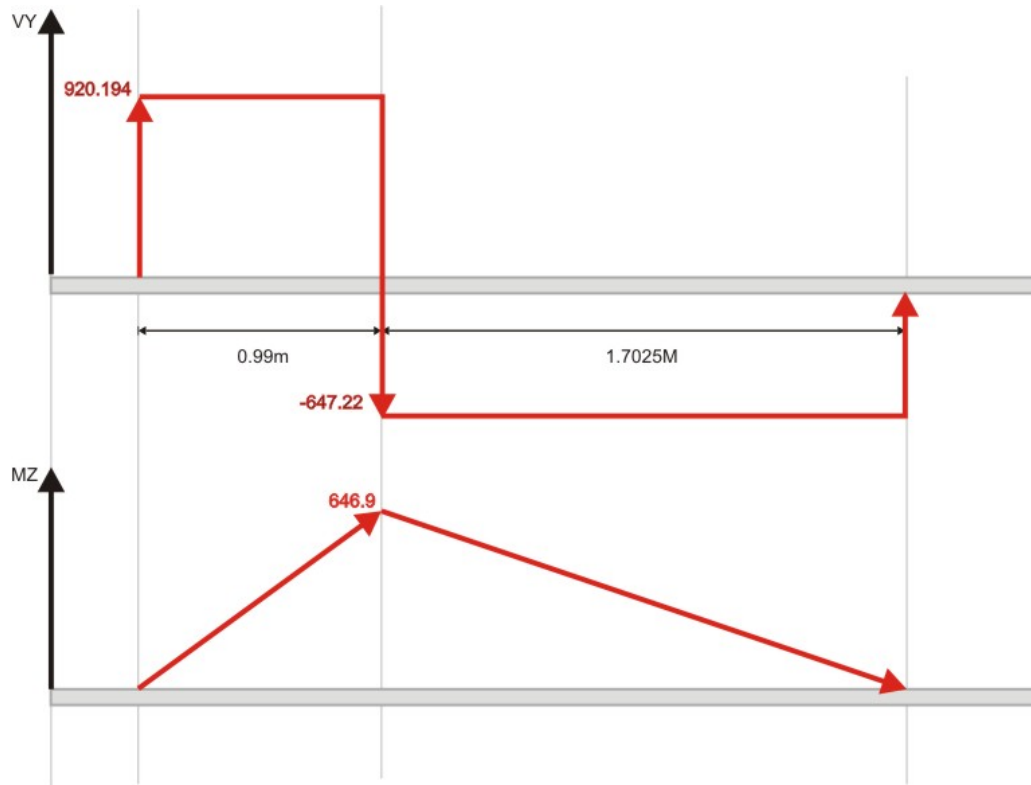
$$\sum FY = 0$$

$$N1 + N2 = W ;$$

$$N2 = 920,194Kgf$$

$$N1 = 647,22Kgf$$

Figura 53. Diagrama del cortante y el momento flector del perfil en U



$$\sigma = \frac{M \times c}{I}$$

Las dimensiones del perfil que se utilizó para este diseño y su momento de inercia, se pueden ver en el **Anexo 8**.

$$S_y = 1757 \text{ Kg/cm}^2 \text{ ; Para el hierro.}$$

$$\sigma = \frac{646,9Kgf - m \times 0,05m}{2,05 \times 10^{-6} m^4}$$

$$\sigma = 15855303,56 \text{ Kg/m}^2 = 1585,53 \text{ Kg/cm}^2$$

$$N_f = \frac{S_y}{\sigma} = 1,1$$

El valor del factor de seguridad es muy bajo, pero como la configuración de la máquina requiere de 4 perfiles que soportan todo el peso de la máquina, por lo tanto la resistencia de los perfiles a flexión no se ve afectada y su uso más que todo es estructural.

#### **3.4.14. SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS**

El montaje del eje principal sobre los perfiles en U mediante el uso de dos rodamientos a cada lado asegura un empotramiento y aumenta de esta manera la rigidez de toda la estructura, ya que esta es la forma propuesta para unir los dos extremos de la máquina. Esto quiere decir que la base estructural de la mezcladora se encuentra en el soporte del eje principal a los perfiles en U ubicados a cada extremo del eje. Para poder lograr este montaje sobre los perfiles en U y mantener un comportamiento óptimo en general sin causar daños, los rodamientos deben permitir un desalineamiento angular ocasionado por el peso del eje y por las cargas a las que estará sometido en operación. Para estos casos se recomiendan rodamientos escualizables, tales como, rodamientos de bolas a rotula, de rodillos a rotula, axiales de rodillos a rotula y los denominados soporta rodamientos (Y). Estos últimos son los utilizados para soportar el eje principal y los otros ejes que posee la máquina.

Cada rodamiento que se seleccionó, más que todo se realizó teniendo en cuenta inicialmente el diámetro del eje calculado para soportar las cargas. Con este dato inicial se selecciona la chumacera que posee el valor del diámetro del eje, y luego se verifica si soporta las cargas tanto dinámicas como estáticas a las cuales estará sometida.

Para el eje principal se requiere de chumaceras de diámetro interno de 10 cm, apoyados en el catalogo de SKF **ver Anexo 9**. Se verifica su existencia y se selecciona.

### **Relación entre la carga y la duración nominal del rodamiento**

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

$L$  = Vida útil básica o nominal (1'000.000 rev.)

$C$  = Capacidad de carga dinámica (Kgs. ó New)

$P$  = Carga Equivalente sobre el rodamiento (Kgs)

$\frac{C}{P}$  = Seguridad de carga

El valor de  $p$  es igual a 3 para rodamientos de bolas.

El rodamiento que sufre mayores cargas radiales es el ubicado en la sección C del eje principal

$$P = \sqrt{RCz^2 + RCy^2}$$

$$P = 1337,414Kgf$$

Según el catalogo el valor de  $C$  para un soporte de pie con rodamientos Y de diámetro interno de 10cm es:

$$C = 95KN = 9684Kgf$$

$$L = \left(\frac{9684}{1337,414}\right)^3$$

$$L = 379,63$$

Si suponemos una velocidad de funcionamiento constante se puede calcular la vida nominal en horas por la siguiente formula:

$$L_h = \frac{1000000}{60 \times n} \times \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

$L_h$  = Vida nominal, horas de funcionamiento

$n$  = Velocidad de rotación, RPM

$$L_h = \frac{1000000}{60 \times 60} \times 379,63$$

$$L_h = 105454 \text{ Horas}$$

### **Para el eje intermedio A**

Como el diámetro para la sección destinada al rodamiento es de 7 cm, se busca en el catalogo y se verifica su existencia y se toma el valor de la carga dinámica que soporta.

$$C = 46,5KN = 4740Kgf$$

$$P = \sqrt{168,03^2 + 201,27^2}$$

$$P = 262,2$$

$$L_h = \frac{1000000}{60 \times 33} \times \left( \frac{4740}{262,2} \right)^3$$

$$L_h = 2984150 \text{ Horas}$$

### **Para el eje motriz B**

El diámetro calculado de la sección donde se apoya en el rodamiento es 40 cm:

$$C = 23,6KN = 2405,7Kgf$$

La zona más crítica es la del rodamiento ubicado en la sección C:

$$P = \sqrt{272,068^2 + 47,943^2}$$

$$P = 276,26Kgf$$

$$L_h = \frac{1000000}{60 \times 2} \times \left( \frac{2405,7}{276,26} \right)^3$$

$$L_h = 5502875 \text{ Horas}$$

### 3.5. SELECCIÓN DEL MOTORREDUCTOR

La potencia necesaria de cada motorreductor resulta de la suma de la potencia consumida para mover el eje principal y para el avance de la mezcladora.

Asumiendo pérdidas en cada reducción por la transmisión de potencia a cadena de 3%, se calcula la potencia de salida del motorreductor:

La potencia consumida por el eje principal es:

$$Pot = \frac{66,568 \times 100 \times 60}{71620 \times 1,014 \times 0,97 \times 0,97} = 5,845Hp$$

La potencia consumida por el avance de la mezcladora es:

$$Pot = \frac{6,335 \times 100 \times 2}{71620 \times 1,014 \times 0,97 \times 0,97} = 0,0185Hp$$

$$PotT = 5,845 + 0,0185 = 5,8635Hp$$

La velocidad de salida es de 11 RPM.

Según el catalogo de Sew Eurodrive:

Con lo anterior se comprueba que la selección estimativa del motorreductor realizada anteriormente es la correcta

**Motorreductor:** S 97 DV 132 S4

Pm [Kw]	na [1/min]	Ma [Nm]	i	FRa [N]	m [Kg]
5,5	11	3760	131,85	33700	180

**Ver Anexo 10**

Con lo anterior se concluyen los cálculos de los elementos más significativos en el diseño de la mezcladora, obteniendo como resultado las siguientes figuras:

Figura 54. Vista lateral de la mezcladora.

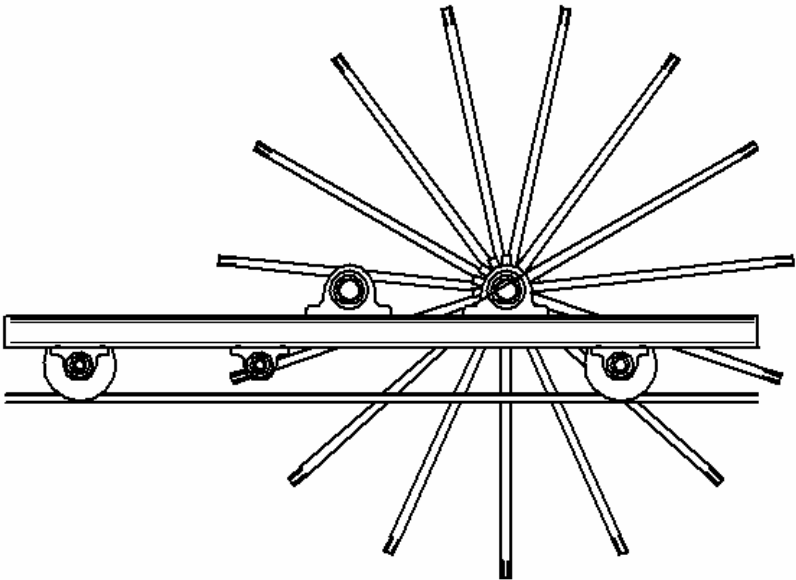
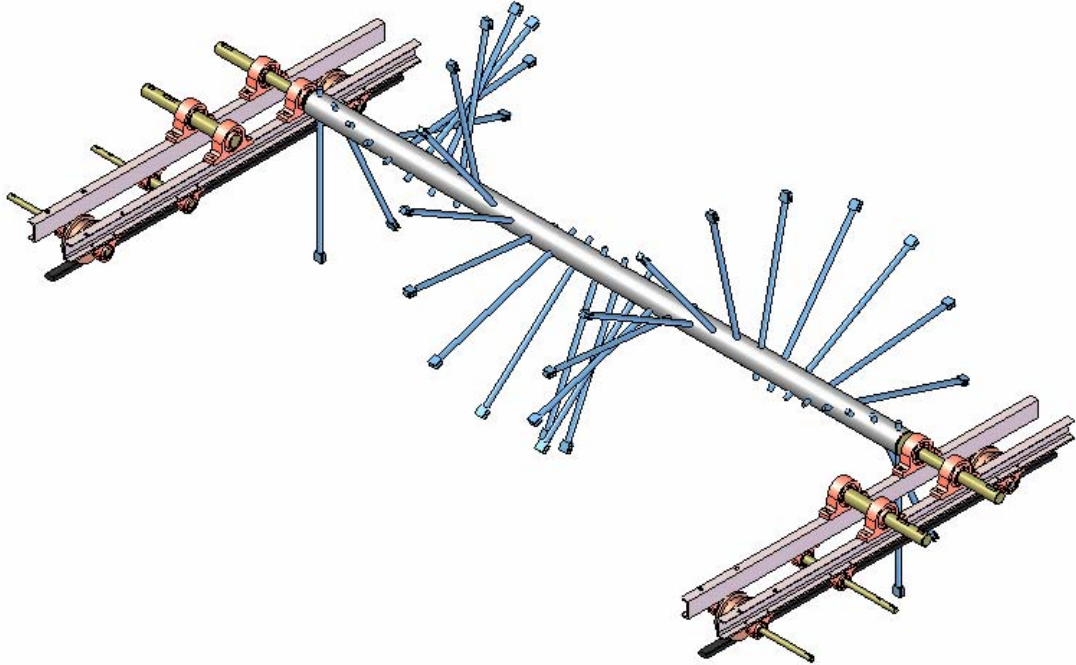


Figura 55. Isométrica de la mezcladora.



Los planos correspondientes a la mezcladora de compostaje se pueden ver en el **Anexo 11**.

#### **4. BANDA TRANSPORTADORA**

Primero que todo es necesario recordar como se ha desarrollado esta etapa normalmente dentro de la planta, para luego poder explicar el porque de la necesidad de sustituir este método manual por uno mas rápido y económico. El traslado del material ya cumplida su etapa de descomposición se realiza manualmente, con baldes de 5 galones llenos de compostaje. Cada trabajador realiza viajes constantes desde las pilas descompuestas hasta la zona de maquinas. Una forma mas cómoda de efectuar este trabajo podría ser mediante el uso de carretillas, cuya herramienta posee mayor capacidad y de fácil manejo, el problema es que debido a la forma de las pilas de compostaje y a su disposición a lo largo del patio destinado a la descomposición, es imposible su implemento ya que carece de caminos que permitan el fácil acceso y desplazamiento de la misma. Este problema podría ser solucionado si se le da un espacio entre pilas lo suficiente para desplazar las carretillas, aumentaría el área destinada a esta etapa, permitiendo una mayor eficiencia en el traslado. En este momento se habla de una producción de 200 Ton/mes, pero cuando su capacidad de producción debe ser de 600 Ton/mes, no solamente aumenta el área destinada para los patios, sino que aumenta el desplazamiento de los obreros para cumplir su objetivo, fuera de que aumentaría el número de obreros indispensables para efectuar este trabajo, que repercuten en mayores costos para la empresa. Ahora bien, si se desempeña esta labor como actualmente se realiza, mediante baldes y aun si se efectuara con ayuda de carretillas, las necesidades de material a transportar son mayores, lo que repercute en aumento de personal. Otro factor que no se ha considerado, es el hecho de someter durante horas y a la intemperie a estos trabajadores a grandes esfuerzos, lo cual convierte esta

etapa en una operación repetitiva y de un gran resistencia física, que trae como consecuencia la disminución progresiva de la eficiencia de los trabajadores, y una disminución de la producción de la planta.

Como otro factor a considerar es el hecho de que en la nueva distribución de la planta, las distancias aumentaron entre los patios de compostaje y la zona de maquinas, por lo tanto los desplazamientos para traslado son mayores, y esto desplaza la labor manual, presentándose la solución de mecanizar esta etapa del proceso con una banda transportadora.

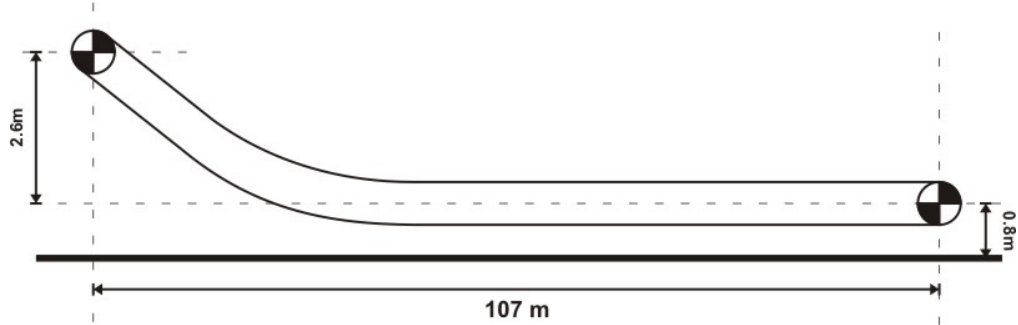
Uno de los factores principales que requirió el diseño e instalación dentro de la planta de una banda transportadora es el manejo de grandes volúmenes de producción (600 toneladas/mes), igualmente el espacio que el material debe recorrer para llegar a la próxima etapa dentro del proceso (máximo 110 metros). Otro factor importante es que pueden trabajar durante horas sin perdida de tiempo, cargando y descargando material, sumado a ello el bajo consumo de energía que representan estos equipos. Si se desean futuras ampliaciones solo es necesario hacer una conexión entre la banda actual y otra más, garantizando un flujo continuo del material.

#### **4.1 CÁLCULOS**

Para realizar el diseño de la banda transportadora es necesario dimensionar toda la planta, es decir, realizar la distribución de la planta (Ver capítulo 2), y conocer la ruta por la cual va a trabajar, y de esta manera conocer su forma y su longitud.

#### 4.1.1. Datos:

Figura 56. Esquema general de la configuración de la banda



MATERIAL A TRANSPORTAR: COMPOSTAJE (BOVINAZA).

CAPACIDAD: 10,8 Ton/hora.

DENSIDAD DEL MATERIAL: 600 Kg/m<sup>3</sup>.

MÁXIMO TAMAÑO DEL GRANO: 2 Pulgadas.

ANGULO DE ABRACE: 180°.

ANGULO DE REPOSO ( $\beta$ ): 32°.

LONGITUD DE LA BANDA: 107 Metros.

IDLER EN V DE 20° DE INCLINACIÓN.

TEMPERATURA: 30°

ABRASIVIDAD: MODERADA

ANGULO MÁXIMO DE INCLINACIÓN: 20°

MATERIAL: 80% FINOS

TENSOR MECANICO

NOTA: Estos datos de entrada son condiciones que se requieren para el diseño de la banda, por lo tanto para obtener un buen resultado se debe tener seguridad de la valides de la información recogida.

#### 4.1.2. Ancho de la banda.

El ancho de la banda es un factor a determinar ya que permite calcular la capacidad del transportador y el peso de las partes móviles. Tiene una directa relación con el tamaño del grano a transportar y la velocidad a la cual se va a mover la misma.

Existe una relación empírica entre el tamaño del terrón y el ancho de la banda [Ref 3:52], Para un ángulo de transportabilidad de 20°, con un 10% de terrones y 90% finos se recomienda un terrón máximo de 1/3 del ancho de la banda.

La tabla del **Anexo 12** muestra como se clasifican los materiales de acuerdo al ángulo de reposo, fluidez y ángulo de transportabilidad, este último es necesario para emplear la siguiente relación empírica.

$$T_{\max} = \frac{1}{3} \times d$$

$$d = 3 \times 2''$$

$$d = 6'' (\text{pulg})$$

Este valor es muy bajo y comercialmente no es muy común, pero si es un valor referencia del mínimo posible.

Para obtener un valor a considerar sobre el ancho de banda que cumpla con las necesidades, se emplea una relación entre el máximo tamaño del terrón y el ancho de la banda: **Ver Anexo 13**. Se aproxima los datos del anterior anexo a los resultados, que son los tamaños de terrón más cercanos para este diseño, esto para seleccionar el ancho de banda a utilizar. Se selecciona un ancho de banda de 18''.

### 4.1.3. Velocidad de la banda.

Para calcular la potencia y la tensión, es necesario conocer el valor de la velocidad a la que se mueve la banda, la cual depende igualmente de la capacidad y del área de la sección transversal que forma el material dentro de la banda acanalada:

Angulo Rodillo: 20°

Densidad del material: 600 Kg/m<sup>3</sup>.

Capacidad: 10,8 Ton/hora.

Para calcular la velocidad de la banda se calcula primero el área de la sección transversal de la carga, para la cual existen dos métodos:

#### 4.1.3.1. Calculo del área de la sección transversal de la banda

➤ Por cálculos:

$$A_t = A_b + A_s \quad [\text{Ref: 3 - 55}]$$

$A_b$  = Área Trapezoidal.

$A_s$  = Área de un segmento circular.

$\alpha$  = Angulo de transportabilidad.

$\beta$  = Angulo del rodillo con respecto a la horizontal.

$b$  = Ancho de la banda.

$$A_b = [0,371 \times b + 0,25 + (0,259 \times b - 1,025) \times \text{Cos}\beta] \times [(0,2595 \times b - 1,025) \times \text{Sen}\beta]$$

$$A_b = [0,371 \times 18 + 0,25 + (0,259 \times 18 - 1,025) \times \text{Cos}20] \times [(0,2595 \times 18 - 1,025) \times \text{Sen}20]$$

$$A_b = 12,9 \text{ pulg}^2 = 0,00832 \text{ m}^2$$

$$A_s = \left[ \left( \frac{0,1855 \times b + 0,125 + (0,2595 \times b - 1,025) \cos \beta}{\text{Sen} \alpha} \right)^2 \times \left( \frac{\pi \times \alpha}{180} - \frac{\text{Sen} 2\alpha}{2} \right) \right]$$

$$A_s = \left[ \left( \frac{0,1855 \times 18 + 0,125 + (0,2595 \times 18 - 1,025) \cos 20}{\text{Sen} 20} \right)^2 \times \left( \frac{\pi \times 20}{180} - \frac{\text{Sen}(2 \times 20)}{2} \right) \right]$$

$$A_s = 11,23 \text{ pulg}^2 = 0,00724 \text{ m}^2$$

$$A_t = 0,00832 + 0,00724$$

$$A_t = 15,56 \times 10^{-3} \text{ m}^2.$$

➤ Por tablas

Con ayuda de la tabla del **ANEXO 14**, se obtiene el valor del área transversal de carga para un ancho de banda específico.

El valor calculado del área se compara con el registrado en el anexo anterior, esta dentro del valor aproximado para un ancho de banda de 45,72 cms (18"), se tomó el valor calculado.

Para calcular la velocidad de la banda que cumpla con la capacidad exacta que se requiere, se utiliza la capacidad de la banda para despejar el valor de la velocidad a la cual se desplaza la banda. Para este cálculo se necesita:

La densidad del material, el área de la sección transversal y la capacidad.

$$\dot{m} = \rho \times V \times A$$

$$\dot{m} = 10,8 \text{ Ton} / \text{hora}$$

$$\rho = 600 \text{ Kg} / \text{m}^3$$

$$A = 15,56 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$10,8 \frac{\text{Ton}}{\text{hora}} \times \frac{1 \text{ hora}}{3600 \text{ sg}} \times \frac{1000 \text{ Kg}}{1 \text{ Ton}} = 600 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times 15,56 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \times V$$

$$V = 0,321 \frac{m}{sg}$$

Ahora se utiliza la tabla del **ANEXO 15** para comparar valor de velocidad calculado con el rango de velocidad máximo permitido para este tipo de material, a un ancho de banda entre 400 y 500 mm, catalogando el material dentro de los dos primeros factores: granos y otros, ó, carbón y tierra.

La máxima velocidad recomendada para este tipo de material es de 1,5 a 2 m/sg, por lo tanto se encuentra dentro de los valores permitidos.

#### **4.1.4. Selección del rodillo (IDLER).**

Se selecciona un idler según las normas CEMA, mediante la tabla del **ANEXO 16**. Se consideró un idler de Servicio Liviano "B5", ya que no va a ser sometido a trabajos por más de 3 horas al día, igualmente si por alguna circunstancia trabaja durante mayores lapsos de tiempo, el hecho de que las velocidades a las que va a moverse la banda sean muy bajas y el tipo de carga que va a transportar es poco denso favorecen su conservación. El Idler es B5 (Servicio Liviano), con un diámetro de rodillo de 5" pulgadas.

##### **4.1.4.1. Separación de los IDLERS.**

Los factores a considerar cuando se selecciona el espaciamiento de los idlers en una banda son: el peso de la banda, el peso del material, la capacidad del idler, la vida útil del idler, la capacidad de la banda y la tensión de la banda.

Las normas CEMA, ofrecen una tabla de espacios recomendados en función del ancho de la banda y del peso del material, **VER ANEXO 17**.

Peso del material =  $W_m$

$$W_m = 600 \frac{Kg}{m^3} \times 9,81 \frac{m}{sg^2} = 5886 \frac{N}{m^3} = 1323,3 \frac{lbf}{m^3} = 37,47 \frac{lbf}{ft^3}$$

$$W_m = 37,47 \frac{lbf}{ft^3}$$

Para un ancho de banda de 45,72 cms (18 pulgadas), y un material de peso de 37,47 lbf/ft<sup>3</sup>, no se encuentra un valor exacto del peso del material, por lo tanto se tomó el valor de menor espacio entre idlers, como un valor conservativo.

Idler de carga  $l_1 = 5 \text{ ft} = 1,524 \text{ mts.}$

Idler de retorno  $l_2 = 10 \text{ ft} = 3,05 \text{ mts.}$

#### **4.1.4.2. Capacidad del IDLER.**

La tabla del ANEXO 18 muestra las capacidades de carga para rodillos de igual longitud.

Para este caso específico:

Idler de carga de 5"  $m_1 = 20,4 \text{ libras.}$

Idler de retorno de 4"  $m_2 = 17,0 \text{ libras.}$

#### **4.1.5. Factor de fricción de las partes giratorias.**

El factor de fricción de las partes giratorias es el que involucra las condiciones de operación del sistema y el ambiente de trabajo. La componente de fricción utilizado en la determinación de la fuerza de fricción está designado por  $f$ , éste factor es usado en conjunto con un valor determinado factor de longitud ( $L_o$ ). El factor  $f$  depende del tipo de idler, estructura de la banda y mantenimiento de la banda transportadora además, depende también del

espaciamiento de los idlers y de la tensión de la banda.

$$f = 0,035 \text{ [Ref 18 : 35]}$$

#### 4.1.6. Calculo de la tensión en la banda.

La tensión o fuerza total efectiva ( $T_e$ ), es la tensión producida por la polea de accionamiento al transmitir la fuerza requerida para la operación de la banda en el momento de transportar la carga. Por lo tanto esta depende de tres factores:

$$T_e = T_x + T_v + T_y \quad \text{[Ref 18 : 35]}$$

$T_e$  = Tensión efectiva.

$T_x$  = Tensión necesaria para mover la banda vacía.

$T_v$  = Tensión necesaria para mover la carga en sentido horizontal.

$T_y$  = Tensión necesaria para elevar o bajar la carga.

$$T_x = f \times (L + L_o) \times Q$$

$$Q = 2 \times B + \frac{m_1}{l_1} + \frac{m_2}{l_2} \quad \text{[Ref 4 : 6 - 3]}$$

$Q$  = Masa de las partes en movimiento del transportador (Lbs/ft).

$B$  = Masa de la banda (Lbs/ft).

$f$  = Coeficiente de fricción entre la banda y los rodillos deslizantes.

$l_1 - l_2$  = Espaciamiento de los idlers de ida y retorno respectivamente.

$m_1 - m_2$  = Masa de las partes en rotación de ida y retorno respectivamente.

Para resolver  $Q$  es necesario conocer el valor de la masa de la banda, dato que no es posible conocer con exactitud hasta obtener la potencia y la tensión efectiva. Para realizar este cálculo se toma un valor promedio del peso de la banda relacionado con el ancho de la banda y la densidad del material a

transportar

**Ver Anexo 19.**

El valor promedio estimado para una banda de múltiples pliegues es:

$$B = 3,5 \frac{Lb}{ft^3}$$

$$Q = 2 \times 3,5 + \frac{20,4}{5} + \frac{17,0}{10}$$

$$Q = 12,78 \frac{lbs}{ft}$$

$$Tx = 0,035 \times (351,05 + 60) \times 12,78$$

$$Tx = 183,86 \text{ Lbs}$$

$$Tv = fv \times (L + Lo) \times Qv$$

$fv$  = Factor de fricción entre la banda y los rodillos deslizantes.

$$fv = 0,04 \quad [\text{Ref 18 : 36}]$$

$$Qv = \frac{33,3 \times C \left( \frac{ton}{hr} \right)}{V \left( \frac{ft}{min} \right)} \quad [\text{Ref 18 : 36}]$$

$$Qv = \frac{33,3 \times 10,8}{63,19}$$

$$Qv = 5,7 \frac{lbs}{ft}$$

$$Tv = 0,04 \times (351,05 + 60) \times 5,7$$

$$Tv = 93,72 \text{ Lbs}$$

$$Ty = Qy \times H$$

$H$  = Elevación de la banda.

$$Qy = Qv$$

$$Ty = 5,7 \times 8,53$$

$$Ty = 48,62 \text{ Lbs}$$

$$Te = 326,2 \text{ Lbs.}$$

Para cualquier transportador de banda siempre existe una diferencia de tensión a los lados de la polea motriz o conductora, la tensión más grande es llamada tensión del lado ajustado o tirante (T1) y la menor la del flojo o de retorno de la banda (T2). La diferencia de T1 Y T2 es denominada tensión efectiva  $T_e$  calculada anteriormente.

#### 4.1.7. Calculo de la potencia

$$PB = \frac{Te(lbs) \times V \left( \frac{ft}{min} \right)}{33000} \quad [\text{Ref 6 : 10}]$$

$PB$  = Potencia base.

$$PB = \frac{326,2 \times 63,19}{33000}$$

$$PB = 0,6246 \text{ Hp.}$$

**4.1.8. Tensión del lado de retorno ( $T_2$ ).** Esta tensión, es la tensión mínima que debe ser inducida en la correa cuando sale de la polea de accionamiento, para así asegurar que la tensión efectiva pueda transmitirse sin resbalamiento. Los factores que influyen en la tensión de retorno son, el ángulo de abrace y el coeficiente de fricción entre la correa y la superficie de la polea de accionamiento.

Por medio de la siguiente tabla y con un ángulo de abrace de  $180^\circ$ , tambor revestido, y optando por un tensor mecánico, calculamos  $T_1$  ( $T_m$ ) y  $T_2$ . Normalmente, la tensión de retorno se obtiene por contrapeso o por un tensor tipo tornillo, lo anterior es con la idea de mantener la tensión constante

automáticamente bajo todas las condiciones de trabajo.

Los valores de K (factor de arrastre efectivo) dependen del arco de contacto entre la banda y la polea conductora (o poleas) y el tipo de tensor. Utilizando la tabla del **Anexo 20**, se obtiene un valor para el factor de accionamiento "K".

Tensor automático: Un tensor automático (de contrapeso), debe proveer la suficiente distancia para manipular cualquier cambio de longitud elástica debido a la variación de carga o a cambios climáticos más cambios inelásticos (expansión). Para el caso de bandas con acoples vulcanizados, el paso del tiempo puede alargar la banda y el tensor debe suplir esta elongación.

$$T2 = K \times Te$$

$$T2 = 0,80 \times 326,2 \quad \text{[Ref 18 : 36]}$$

$$T2 = 261 \text{ Libras .}$$

#### 4.1.9. Calculo de la tensión máxima TM

$$T1 = Te + T2$$

$$T1 = 326,2 + 261$$

$$T1 = 587,16 \text{ Libras}$$

$$T1 = Tm$$

En muchos casos la tensión del lado flojo es suficiente para asegurar una tensión adecuada en todos los puntos en torno de la banda transportadora. Sin embargo, en algunos casos la tensión de la correa en el extremo posterior del transportador no es suficiente para soportar la correa con carga sin tener una flexión indebida en el espacio entre los rodillos deslizantes. En circunstancias normales, la flexión entre los rodillos se limita al 2% del espacio entre ellos. Relación para un pandeo del 2%. **[Ref 3 : 104]**

$$T_o = 6,25 \times l_1 \times (Q_v + B)$$

$T_o$  = Tensión en la correa por pandeo entre estaciones.

$$T_o = 6,25 \times 5 \times (5,7 + 3,5)$$

$$T_o = 287,5 \text{ lbs.}$$

Se realiza una comprobación de T2 tomando como punto de partida el valor obtenido de  $T_o$ .

$$T_f = T_o + B \times H - RSF \quad [\text{Ref 6 : 11}]$$

$T_f$  = Tensión alternativa del lado flojo.

Si  $T_o + B \times H - RSF$  es mayor que  $T_e (K-1)$ , debe considerarse como valor sustituto del lado flojo de la polea de transmisión, y con el hecho que la tensión del lado de carga ya no es  $T_1$ .

$RSF$  = Tensión de fricción del lado de retorno.

$RSF = 0,4 \times$  Tensión de correa sin carga.

$$T_f = 287,5 + (3,5 \times 8,53) - (0,4 \times 183,86)$$

$$T_f = 243,811 \text{ Lbs.}$$

$T_f$  Es menor que  $T_2$ , por lo tanto el valor de  $T_m$  no cambia.

**4.1.10. Espacio de transición.** En el paso del ultimo rodillo a la polea Terminal, los bordes son estirados y la tensión incrementada. Si el esfuerzo en los bordes excede el límite elástico de la carcasa, el borde es estirado permanentemente causando dificultades en el transporte. El otro caso es que si la estación está demasiado retirada de la polea, es probable que se presente derrames de material. La distancia es importante en el cambio de la correa, de la forma trapezoidal a plana.

Los valores recomendados son los siguientes: **VER ANEXO 21**. La distancia de transición mínima recomendada es de  $0,8B$ , donde  $B$  es el ancho de la banda.

$$0,8 \times B = 0,8 \times 18 = 14,4 \text{ pulg} = 0,37 \text{ mts} .$$

Se Toma un valor de 0,39 m.

**4.1.1. Curva cóncava.** La disposición de la banda dentro de la empresa requiere un cambio de altura, para realizar una conexión entre los patios de compostaje y la molienda. En este caso la geometría de la banda dispone de una curva vertical cóncava, y por lo tanto se puede presentar un levantamiento de la banda en esta sección. Este levantamiento trae consecuencias desfavorables para el funcionamiento normal de la banda ya que es muy probable que patine en el caso de la banda vacía, ó que se derrame material cuando este llena.

Para prevenir levantamiento de la banda, se recomienda para los casos prácticos un radio mínimo de 150 pies (45 metros) [Ref 6 : 12].

Si se toma como referencia el dato de radio de giro de 150 pies, para calcular la longitud X tomada desde el punto C, a la cual inicia la curva se puede determinar cual es la posibilidad de carga en los diferentes sitios de la banda que lo requiere el proceso dentro de la planta.

$$X = r1 \times \tan\left(\frac{\Delta}{2}\right)$$

$\Delta$  = Angulo formado por la elevación de la banda respecto al nivel de la polea de cola.

$$\Delta = \text{Tang}^{-1} \frac{H}{L'}$$

H = Altura tomada desde el nivel de la banda horizontal hasta la entrega de material, aproximadamente 2,6 mts.

L' = Distancia horizontal desde la cual inicia el cambio de nivel de la banda hasta el molino de martillos, "aproximadamente 8 mts".

$$X = 45 \times \tan\left(\frac{18}{2}\right)$$

$$X = 7,12\text{mts}$$

Como la longitud de X máxima permitida en este caso es de 4 metros y el valor mínimo de X calculado es mayor, se debe tener en cuenta en el momento de cargar la banda, ya que esta debe ser cargada en diferentes puntos a lo largo de la misma (Ver capítulo de Distribución de planta).

## 4.2. SELECCIÓN DE LA BANDA

**4.2.1. Selección de la carcasa.** Para la selección adecuada de la carcasa es necesario considerar la tensión de operación, valor calculado con anterioridad. Conociendo el ancho de banda y la tensión se selecciona el tipo de banda.

**4.2.2. Selección del número de lonas.** Para la selección del número de lonas que protegerán la carcasa, se debe considerar la flexibilidad transversal de la banda, ya que aun sin carga, la banda debe apoyarse o conformarse de manera correcta sobre los rodillos. **VER ANEXO 22.**

Según esta tabla la cantidad de lonas máximo que debe poseer este ancho de banda para asegurar un acanalado satisfactorio es de 3 lonas.

La rigidez transversal es otro criterio de selección del número de lonas, ya que es el valor que da el soporte de carga necesario sobre el ángulo de unión de los rodillos. **VER ANEXO 23.**

Con estos valores de la cantidad de lonas máximo y mínimo se calcula el esfuerzo admisible y se compara con el esfuerzo máximo.

$$\sigma_{Tra} = \frac{T1}{B \times N} < \sigma \text{ max adm}$$

$N$  = Numero de capas

$\sigma_{Tra}$  = Tensión de trabajo.

$\sigma_{max adm}$  = Tensión máxima soportada por la banda

$$\sigma_{Tra} = \frac{587,16}{18 \times 3}$$

$$\sigma_{Tra} = 10,87 \text{ Lbs/pul}$$

Para un ancho de banda de 18", soportada sobre rodillos de 20°, cuya carga es de 37,47 lbs/ft<sup>3</sup>, múltiples pliegues, se recomienda un valor de pliegues para soportar esta carga **VER ANEXO 24**.

Según la anterior tabla la tensión máxima es:

$$\sigma_{max adm} = 35 \frac{\text{Lbs}}{\text{pul} \times \text{pliegue}}$$

Este dato se comparó con el valor de la relación de tensión para correa vulcanizada, **VER ANEXO 25**. El valor de la tensión de trabajo para una banda vulcanizada es menor que el máximo permisible, por lo tanto cumple.

**4.2.3. Recubrimiento de la banda.** La cubierta debe tener suficiente espesor y calidad para proteger la carcasa.

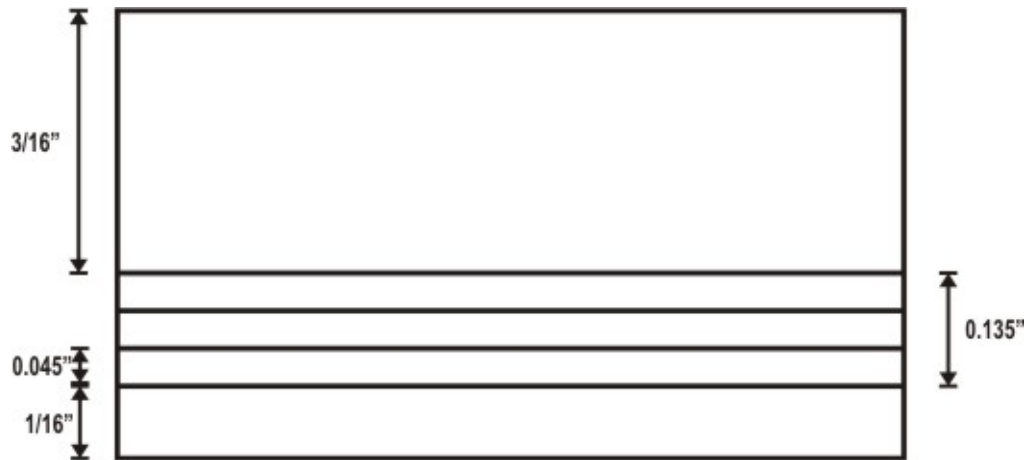
La siguiente tabla muestra el espesor mínimo de cubierta en función del material a transportar, **VER ANEXO 26**. De la anterior tabla y bajo las condiciones de este diseño se elaboró la siguiente distribución de las lonas en la banda junto con la carcasa.

Para una correa de grado 2 el espesor mínimo de cubierta sugerido, para transportar material fino y abrasivo, de 1/8" a 3/16" en la parte superior y de 1/16" para la parte inferior.

El espesor por capa es de 0,045" (Pulgadas).

Espesor de las 3 capas=0,135".

Figura 57. Distribución de las lonas y la carcasa



**4.2.4. Selección de la polea.** El diámetro de la polea está relacionado con el espesor de la banda, tensión de la banda, el esfuerzo inducido y la presión entre la polea y la banda.

$$\sigma_{Tra} = 10,87 \frac{Lbf}{pul}$$

Porcentaje de tensión normal = % $\sigma_n$

$$\% \sigma_n = \frac{\sigma_{Tra}}{\sigma_{max adm}}$$

$$\% \sigma_n = \frac{10,87}{35}$$

$$\% \sigma_n = 31\%$$

La siguiente tabla indica los diámetros de las poleas recomendados de acuerdo a la tensión y al número de pliegues de la correa, **VER ANEXO 27.**

El diámetro mínimo de la polea de cabeza o motriz, para un porcentaje de tensión normal de 31%, es de 12".

Para un diámetro de polea de 12" y de servicio liviano (B5), se obtiene el valor del ancho de la cara, **VER ANEXO 28**.

La longitud total de la cara es de 20".

El diámetro mínimo de la polea de cola:

$$\sigma_{Tra1} = \frac{T_{fijacion}}{B \times N}$$

$$\sigma_{Tra1} = \frac{261}{18 \times 3}$$

$$\sigma_{Tra1} = 4,83 \frac{Lbs}{pul \times lona}$$

$$\frac{\sigma_{Tra1}}{\sigma_{max adm}} = \frac{4,83}{35} = 13,8\%$$

El diámetro de la polea de cola para un porcentaje de tensión de 13,8% es de 10", y la longitud total de la cara es igual que la polea motriz, de 20".

### 4.3. POTENCIA DEL MOTOR

Como la reducción de velocidades es un poco elevada se utiliza un reductor sin fin corona, ya que ocupa la reducción requerida sin ocupar mucho espacio.

$$Vel_{tan g} = w \times r$$

$Vel_{tan\ g}$  = Velocidad tangencial de la polea, se asume igual a la velocidad de la banda.

$$w = \frac{0,321\ m/sg}{0,1524\ m} = 2,1\ \frac{rad}{sg} \times \frac{1\ rev}{2\pi rad} \times \frac{60\ sg}{1\ min}$$

$$w = 20\ RPM$$

Se consideró innecesario un sistema de transmisión intermedio entre la polea y el motorreductor, por lo tanto la conexión se hace directa a la polea, esto quiere decir que la potencia de salida del motorreductor es:

$$P_{Motorreductor} = \frac{0,625}{0,76} = 0,82\ Hp$$

$$P_{Salida\ Motorreductor} = 1\ Hp$$

Para la selección del motorreductor se utilizó el catalogo de "SEW EURODRIVE"

**VER ANEXO 29 CATALOGO "SEW EURODRIVE"**

**Motorreductor: S 57 DT 90 S4**

Pm [Kw]	na [1/min]	Ma [Nm]	i	FRa [N]	m [Kg]
1,1	20	360	71,75	6480	27

## 5. DISEÑO DE UN MOLINO DE MARTILLOS

### 5.1. REDUCCIÓN DE TAMAÑO

El termino reducción de tamaño se aplica a todas las formas en las que las partículas de sólidos se pueden cortar o romper en piezas más pequeñas. En los procesos industriales la reducción de tamaño de sólidos se lleva a cabo por distintos métodos y con fines diferentes. Las grandes piedras de un material crudo se desintegran hasta un tamaño manejable; los productos químicos sintéticos se muelen hasta polvo y las láminas de plástico se cortan en cubos o rombos. Los productos comerciales con frecuencia han de cumplir rigurosas especificaciones con respecto al tamaño y, a veces, con respecto a la forma de las partículas. La reducción de las partículas aumenta también la reactividad de los sólidos, permite la separación por métodos mecánicos de ingredientes no deseados y reduce el tamaño de un material fibroso para su más fácil tratamiento.

Los sólidos pueden romperse de muy diferentes formas, pero solamente cuatro de ellas se utilizan habitualmente en los equipos de reducción de tamaño:

- 1) Compresión.
- 2) Impacto.
- 3) Frotación o rozamiento.
- 4) Corte.

Un cascanueces, un martillo, una lima y unas tijeras constituyen ejemplos de los cuatro tipos de acción. De una forma general, la compresión se utiliza para la reducción gruesa de sólidos duros, dando lugar a relativamente pocos

finos; el impacto genera productos gruesos, medios o finos; la frotación conduce a productos muy finos a partir de materiales blandos no abrasivos. El corte da lugar a un tamaño definido de partícula, y a veces también de forma, con muy pocos o nada de finos.

## **5.2. FUNDAMENTOS DE LA DESINTEGRACIÓN MECÁNICA DE SÓLIDOS**

**5.2.1. Criterios de la desintegración mecánica.** La desintegración mecánica es un término genérico de reducción de tamaño. Las quebrantadoras y los molinos son tipos de equipos de desintegración. Una quebrantadora o molino ideal debieran:

- 1) Tener una gran capacidad.
- 2) Requerir poco consumo de energía por unidad de producto.
- 3) Dar lugar a un producto de un único tamaño, o distribución de tamaños, que se desee.

El método habitual para estudiar el comportamiento del equipo de proceso es establecer una operación ideal como patrón y comparar las características del equipo real con las de la unidad ideal, observando la diferencia entre ambas. Cuando se aplica este método al equipo de desintegración y molienda, las diferencias entre la unidad ideal y la real son muy grandes y, a pesar de los amplios estudios realizados, no se han aclarado totalmente las deficiencias. Por otra parte, se han desarrollado correlaciones empíricas útiles para predecir el comportamiento del equipo a partir de la incompleta teoría disponible.

**5.2.2. Características de los productos triturados.** El objetivo de la trituración y molienda es producir pequeñas partículas a partir de otras más grandes. Las partículas más pequeñas son deseables por su gran superficie o bien por su forma, tamaño y número.

Contrariamente a un triturador o molino ideal, una unidad real no da lugar a un producto uniforme, con independencia de que la alimentación sea o no de tamaño uniforme. El producto siempre consta de una mezcla de partículas, con tamaño variable desde un máximo definido hasta un mínimo submicroscópico.

Algunas máquinas, especialmente en el caso de molinos, están diseñadas para controlar el tamaño de las partículas más grandes en sus productos, pero en cambio las más finas no están bajo control. En algunos tipos de molinos los finos se reducen a un mínimo, pero no se eliminan totalmente. Si la alimentación es homogénea, tanto por lo que se refiere al tamaño de las partículas como a su estructura física y química, las formas de las distintas partículas de los productos pueden ser bastante uniformes; en caso contrario, las proporciones de los granos en los distintos tamaños de un solo producto pueden variar considerablemente. Para determinar el tamaño promedio de las partículas a pesar de los distintos tamaños de grano existente se utilizan diversos medios los cuales dan una idea de las proporciones de los granos en los distintos tamaños. Ver Ref [28, 891]

Excepto que sean alisadas por abrasión después de la trituración, las partículas trituradas se parecen a poliedros, con caras casi planas y bordes y picos escarpados. Las partículas pueden ser compactas, con longitud, anchura y espesor aproximadamente iguales, o bien tener forma de láminas o agujas.

Para granos compactos, la dimensión mayor, o diámetro aparente, generalmente se toma para caracterizar el tamaño de la partícula. Para partículas con forma de láminas o agujas, deberán especificarse dos dimensiones para caracterizar su tamaño.

### 5.3 LEYES DE LA DESINTEGRACIÓN

Se han propuesto varias leyes con objeto de relacionar la reducción de tamaño con una variable sencilla, la energía introducida al molino:

**5.3.1. Leyes de Rittinger y de Kick.** La ley de desintegración propuesta por Rittinger en 1867 establece que el trabajo que se requiere para la desintegración es proporcional a la nueva superficie creada. Esta «ley», que realmente no es más que una hipótesis, es equivalente a establecer que la eficacia de desintegración es constante y, para una máquina y material de alimentación dados, es independiente de los tamaños de la alimentación y del producto. Si los tamaños son iguales y la eficacia mecánica es constante, las distintas constantes relacionadas se pueden reunir en una sola  $K_r$  y expresar la ley de Rittinger en la siguiente forma:

$$\frac{P}{\dot{m}} = K_r \left( \frac{1}{D_{sb}} - \frac{1}{D_{sa}} \right)$$

Donde:

$D_{sa}$ ,  $D_{sb}$  = diámetro/medio volumen-superficie de la alimentación y el

Producto, respectivamente

$P$  = Es la potencia consumida por la máquina.

$\dot{m}$  = Es la velocidad de la alimentación.

En 1885 Kick propuso otra «ley», basada en el análisis de esfuerzos de la

deformación plástica dentro del límite de elasticidad, y establece que el trabajo que se requiere para triturar una masa dada de material es constante para la misma relación de reducción, o sea, la relación entre el tamaño inicial de las partículas y el tamaño final de las mismas. Esto conduce a la expresión

$$\frac{P}{\dot{m}} = K_k \ln \frac{D_{sa}}{D_{sb}} \quad ; \text{ Donde } K_k \text{ es una constante.}$$

Tanto la ley de Kick como la de Rittinger han demostrado ser aplicables para rangos muy limitados de tamaños de partícula;  $K_k$  y  $K_r$  se determinan experimentalmente en ensayos con la máquina y los materiales que se utilizan en la realidad.

Por tanto, la utilidad de estas leyes es limitada y su interés es más bien de carácter histórico.

**5.3.2. Ley de Bond e índice de trabajo.** Un método algo más realista para estimar la energía necesaria para la trituración y molienda fue propuesta por Bond en 1952 Ver Ref [28,894]. Bond postuló que el trabajo que se requiere para formar partículas de un tamaño  $D_p$ , a partir de una alimentación muy grande es proporcional a la raíz cuadrada de la relación superficie a volumen del producto.

$$\frac{P}{\dot{m}} = \frac{K_b}{\sqrt{D_p}}$$

Siendo  $K_b$  una constante que depende del tipo de máquina y del material que se tritura. Para utilizar la ecuación de Bond se define un índice de trabajo  $W_i$ , como el trabajo para reducir una unidad de peso de un tamaño infinito teórico hasta un 80 por 100 de partículas que pasen por un tamiz de  $100\mu$ . Existen muchos datos acerca del índice de trabajo lo que hace que esta ley sea

muy útil para molindas en general. El índice de trabajo se puede calcular de forma experimental, basándose en ensayos de trituración y molindas efectuados en el laboratorio, o a través de operaciones de molinda comerciales. Ref (23,2017).

Si el 80 por 100 de la alimentación pasa a través de un tamaño de malla de  $F_{80}$  y el 80 por 100 del producto a través de un tamaño de malla de  $P_{80}$ , a partir de la ecuación anterior se deduce que:

$$\frac{Pot(KW)}{Carga(Tc/h)} = Wi * \left( \frac{10}{\sqrt{P_{80}}} - \frac{10}{\sqrt{F_{80}}} \right)$$

Donde :

Pot (KW) = Potencia de trituración.

Carga (Tc/h) = Capacidad de alimentación del molino, esta dado en tonelada corta (907.2 kg) por hora.

En el **Anexo 30** se presentan índices de trabajo promedios para algunos materiales comunes. Estos datos no varían demasiado para diferentes máquinas del mismo tipo general. Por todas las características anteriormente mencionadas se escoge la ley de Bond para la determinación de la energía de trituración, necesaria para el diseño del molino.

#### 5.4. ANÁLISIS POR TAMIZADO

Para medir el tamaño (y la distribución de tamaños) de las partículas en el intervalo de tamaños comprendido entre 3 y 0,0015 pulg. (76 mm y 0.0038 mm), se utilizan tamices normalizados.

Los tamices de ensayo se construyen con telas de alambre, cuyas dimensiones y mallas están cuidadosamente normalizadas. Las aberturas son cuadradas. Cada tamiz se identifica por las mallas por pulgada. Sin embargo, las aberturas reales son menores que las correspondientes al número de mallas, debido al espesor de los alambres. Las características de una serie común, que es la serie de tamices normales Tyler, se muestran en el **Anexo 31**. Esta serie de tamices está basada en la abertura del tamiz de 200 mallas, que está establecida en 0,074 mm. El área de las aberturas de un tamiz cualquiera de la serie es exactamente el doble que la de las aberturas del tamiz inmediatamente más pequeño. La relación entre la dimensión real de las mallas de un tamiz cualquiera y la del inmediatamente más pequeño es, por tanto,  $\sqrt{2} = 1,41$ . Para tamaños más próximos, existen tamices intermedios, cada uno de los cuales tiene una dimensión de malla de  $\sqrt[4]{2}$ , o sea, 1,189 veces la del tamiz normalizado inmediatamente más pequeño. Ordinariamente no se utilizan los tamices intermedios.

Para realizar un análisis por tamizado se coloca un conjunto de tamices normalizados, acoplados verticalmente, con el tamiz más pequeño en el fondo y el más grande en la parte superior. La muestra se coloca en el tamiz superior y el conjunto se somete a sacudidas mecánicas en un tamizador (ver figura 58) durante un tiempo determinado (10 minutos). Las partículas retenidas sobre cada tamiz se retiran y se pesan, y las masas de los incrementos individuales sobre cada tamiz se convierten en fracciones másicas o en porcentajes de masa de la muestra total. Las partículas que pasan a través del tamiz más fino se recogen en una bandeja situada en el fondo de la columna de tamices, estos finos también se les da el nombre de pasantes o polvillos.

Figura 58. Tamizador.



Los resultados de un análisis por tamizado se tabulan para mostrar la fracción másica o el porcentaje de cada incremento sobre el tamiz en función del intervalo del incremento del tamaño de las mallas.

### **5.5. MEDIDA DEL TAMAÑO CON PARTÍCULAS FINAS**

Los tamaños de partículas demasiado finas para el análisis por tamizado se miden por diversos métodos, incluyendo sedimentación diferencial, medidas de la porosidad de lechos sedimentados, absorción de luz en suspensiones, adsorción de gases sobre la superficie de las partículas y por recuento visual utilizando un microscopio. En un aparato de medida, llamado contador de Coulter, se prepara una suspensión diluida de partículas en un líquido eléctricamente conductor, que pasa lentamente a través de un pequeño orificio. A través del orificio se establece una diferencia de potencial eléctrico en el líquido y se mide la corriente eléctrica que circula entre dos electrodos situados antes y después del orificio. Cuando una partícula pasa a través del orificio se reduce momentáneamente la conductividad eléctrica y se produce

una perturbación de la corriente. La magnitud de la perturbación es proporcional al volumen de la partícula y, en parte, a la forma de la partícula. A partir del número de perturbaciones y sus magnitudes se calcula automáticamente el tamaño y la distribución de tamaños de las partículas.

## **5.6. EQUIPO PARA LA REDUCCIÓN DE TAMAÑO**

**5.6.1. Clasificación y selección de los equipos.** Existe una amplia variedad de equipos para la reducción de tamaños. Las principales razones de la falta de estandarización son la variedad de sustancias que se pueden triturar, las calidades requeridas para el producto final, la limitada información útil que se tiene sobre la molienda y los requisitos de diferentes industrias en el balance económico entre el costo de inversión y el de operación. En el **Anexo 32**, se presenta una clasificación práctica de los equipos de trituración y molienda.

La guía para seleccionar el equipo se puede basar en el tamaño y la dureza de la alimentación, como se ilustra en el **Anexo 33**. Cabe aclarar que dicha tabla solo constituye una guía y que en la práctica se encontraran excepciones.

Al grado de reducción de tamaño que se logra por medio de cualquier máquina se le describe por la relación de reducción, la cual puede definirse en sentido amplio como el tamaño de la alimentación dividido entre el tamaño del producto. En realidad, deben definirse ambos tamaños y si bien es posible establecer varias definiciones, la que más se utiliza es simplemente el 80 % del tamaño que pasa de la distribución acumulativa de los mismos.

El equipo para la reducción de tamaño se dividen a grandes rasgos en quebrantadores, molinos, molinos de ultrafinos y máquinas de corte.

Los quebrantadores realizan el trabajo pesado de romper grandes piezas de sólidos en pequeños trozos. Un quebrantador primario opera con el material que sale de la cantera, aceptando todo el material tal como sale y rompiéndolo en trozos de 6 a 10 pulg. (150 a 250 mm). Un quebrantador secundario reduce estos trozos a partículas quizás de 1/4 pulg. (6 mm). Los molinos reducen el producto del quebrantador hasta formar un polvo. El producto procedente de un molino intermedio puede pasar a través de un tamiz de 40 mallas, mientras que la mayor parte del producto que sale de un molino fino pasa a través de un tamiz de 200 mallas. Un molino ultrafino acepta como alimentación partículas no superiores a 1/4 pulg. (6 mm) y genera un producto con un tamaño típico de 1 a 50  $\mu\text{m}$ . Las cortadoras producen partículas de forma y tamaño definidos, con una longitud de 2 a 10 mm. Estas máquinas realizan su trabajo en formas muy diferentes. La compresión es la acción característica de los quebrantadores. Los molinos utilizan impacto y frotación, a veces combinadas con compresión; los molinos de ultrafinos operan principalmente por frotación. El corte es, por supuesto, la acción característica de las máquinas cortadoras.

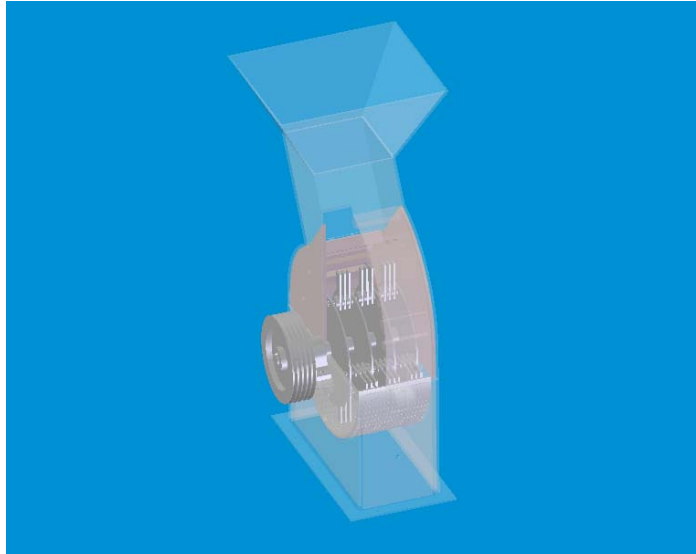
La necesidad de diseñar un molino de martillos surge directamente de la empresa quien manifestó su interés en que se diseñara dicho molino para este material en particular. Sin embargo se estudiaron todos los equipos utilizados para la trituración y molienda, teniendo como referencia las características propias del material a utilizar, se indago con el director de la especialización en ingeniería ambiental de la UIS el ingeniero Jorge Guerra, quien explico que estos equipos en particular son los mas ampliamente utilizados en el manejo de residuos sólidos urbanos. De igual forma se conoció por medio del agrónomo Gabriel Rengifo quien asesora la empresa, que todas las plantas relacionadas con el manejo de abonos orgánicos en la región del Valle del

Cesar, trabajan con molinos de martillos. Entre las ventajas que respaldan a los molinos de martillos, están, en que son prácticos y de fácil montaje, presentan facilidad para conseguir las piezas que necesiten ser cambiadas, su mantenimiento es fácil y sencillo puesto que permite un libre acceso a las piezas que intervienen en el movimiento del molino. (Discos, martillos, etc.). Cuando el material contiene una cantidad predominante de material que tiende a comportarse de manera cohesiva cuando esta mojado, como puede ser una arcilla, cualquier equipo de trituración mediante aplicaciones repetidas de presión ocasionara en el material fino una tendencia de apelmazamiento a la salida de la zona de trituración, estorbando así la descarga libre de los residuos finos. Los molinos de martillos son apropiados para este tipo de casos. Situación que se describe igualmente con el acondicionador orgánico de suelos, ya que debido a la humedad que maneja este producto tiende a apelmazarse, por lo cual, la mejor alternativa es el molino de martillos.

## **5.7. MOLINOS DE MARTILLOS**

Todos estos molinos contienen un rotor que gira a alta velocidad en el interior de una carcasa cilíndrica. El eje generalmente es horizontal. La alimentación entra por la parte superior de la carcasa, se trocea y cae a través de una abertura situada en el fondo (ver figura 59). En un molino de martillos las partículas se rompen por una serie de martillos giratorios acoplados a un disco rotor. Una partícula que entra en la zona de molienda no puede salir sin ser golpeada por los martillos. Se rompen en pedazos, se proyectan contra la placa estacionaria situada dentro de la carcasa rompiéndose todavía en fragmentos más pequeños y son impulsadas a través de una rejilla o tamiz que cubre la abertura de descarga.

**Figura 59. Molino de martillos.**



Con frecuencia se montan sobre el mismo eje varios discos rotores, cada uno de 6 a 18 pulg. (150 a 450 mm) de diámetro y con cuatro a diez martillos.

Los martillos pueden ser barras de metal con los extremos planos o alargados, o bien afilados para formar un borde cortante. Los molinos de martillos con reducción de tamaño intermedio dan lugar a un producto con un tamaño de partículas de 1 pulg (25 mm) a 20 mallas. En molinos de martillos para una molienda fina la velocidad periférica de los extremos de los martillos puede llegar a ser de 22000 pies/min (112 m/s), y tratan de 0,1 a 15 toneladas/h hasta tamaños más finos que 200 mallas. Los molinos de martillos pueden tratar casi cualquier producto: sólidos fibrosos como cortezas o cuero, virutas de acero, pastas blandas y húmedas, arcillas o una roca dura. Para obtener una molienda fina están limitados a los materiales más blandos.

Tanto la capacidad como el consumo de energía de un molino de martillos varían mucho con la naturaleza de la alimentación y no se pueden estimar con confianza a partir de consideraciones teóricas, sino que es preferible

obtener estos valores a partir de la información publicada, o todavía mejor a partir de ensayos a pequeña o gran escala realizados en el molino con una muestra real del material a tratar. Los molinos comerciales típicamente tratan 100 a 400 lb de sólido por caballo-hora (60 a 240 kg/kWh) de energía consumida.

**5.7.1. Operación del equipo.** Para la adecuada selección y operación económica de las máquinas de reducción de tamaño es preciso cuidar muchos detalles del procedimiento y del equipo auxiliar. No se puede esperar que un quebrantador, un molino o una cortadora funcionen satisfactoriamente excepto que:

- 1) La alimentación sea de un tamaño adecuado y se introduzca con una velocidad uniforme.
- 2) Que el producto se retire lo más pronto posible una vez que las partículas han alcanzado el tamaño deseado.
- 3) Que el material que no es triturable se mantenga fuera de la máquina.
- 4) Que en el caso de productos de bajo punto de fusión o sensibles al calor se elimine el calor generado en la molienda. Por tanto, calentadores, enfriadores, separadores de metales, bombas y soplantes, así como alimentadores de velocidad constante, son importantes dispositivos complementarios de una unidad de reducción de tamaño.

**5.7.2. Control de la alimentación.** La operación más importante para la reducción de tamaño es el control de la alimentación del molino. Las partículas de la alimentación han de tener un tamaño apropiado. Evidentemente no han de ser tan grandes que no puedan ser rotas por el molino. Por otra parte, si una gran cantidad de partículas son muy finas, la

eficacia de muchas máquinas, especialmente quebrantadores y trituradores, se reduce considerablemente.

Con algunos sólidos, la compresión o el enfriamiento previo de la alimentación antes de su entrada en el molino aumenta considerablemente la facilidad de molienda del material. En molinos continuos la velocidad de alimentación debe controlarse dentro de límites estrechos para evitar el bloqueo del molino, así como variaciones erráticas de la carga que dan lugar a una disminución de la capacidad de la máquina. En el corte de un material laminar para formar cuadrados de tamaño exacto o copos de longitud uniforme, es evidente que será esencial un control exacto de la velocidad de alimentación.

**5.7.3. Descarga del molino.** Para evitar la acumulación en un molino continuo es necesario que la velocidad de descarga sea igual a la velocidad de alimentación. Además, la velocidad de descarga ha de ser tal que las partes activas del molino puedan actuar sobre el material en la forma más eficaz. Por ejemplo, en un quebrantador de mandíbulas, las partículas se pueden recoger en la abertura de descarga y triturarse muchas veces antes de que salgan del sistema.

En un molino rotatorio el producto sale a través de las aberturas de la pared de la cámara situadas en un extremo del cilindro (Descarga periférica), o bien es levantado por unas cucharas que lo depositan en un cono que lo dirige hacia un muñón perforado (descarga de muñón). En la descarga de molinos para molienda fina y ultrafina, la fuerza de gravedad es sustituida por el arrastre de un fluido portador. El fluido puede ser un líquido o un gas. La molienda húmeda con un líquido portador es frecuente en los molinos

rotatorios. Esto provoca un mayor desgaste de las paredes de la cámara y del medio de molienda que cuando se opera en seco, pero disminuye el consumo de energía, aumenta la capacidad y simplifica la manipulación y clasificación del producto. La separación del producto en los molinos de frotamiento, en los que utilizan la energía de un fluido y en muchos molinos de martillos, se realiza mediante barrido con aire, vapor de agua o un gas inerte. El polvo se retira de la corriente gaseosa por medio de separadores de ciclón o de filtros de mangas.

**5.7.4. Consumo de energía.** En las operaciones de reducción de tamaño se consumen grandes cantidades de energía, especialmente en la fabricación de cemento, molienda de carbón, rocas y pizarras, así como en la preparación de minerales para la obtención de acero y cobre. A medida que se han ido desarrollando procesos que cada vez requieren partículas más finas para la alimentación de hornos y reactores, ha aumentado el consumo total de energía, ya que la reducción hasta tamaños muy finos es energicamente mucho más costosa que la simple trituración hasta partículas relativamente gruesas. Este hecho se ilustra en el **Anexo 34**, que muestra también las cantidades típicas de energía consumida por unidad de masa de producto en los distintos tipos de equipos de reducción de tamaño.

#### **5.7.5. Piezas fundamentales del molino de martillos.**

**5.7.5.1. Carcasa:** Fabricada de lamina de acero y dividida en dos secciones, unidas entre si por medio de una bisagra para facilitar la inspección y la realización de su mantenimiento. Esta cubierta internamente con barras cuadradas las cuales ayudan aún más en la trituración del material dentro del molino.

**5.7.5.2. Rotor:** Esta hecho con discos de acero soldados a un eje de acero altamente resistente a las cargas a las que va a estar sometido el molino en operación.

**5.7.5.3. Martillos:** Las dimensiones de los martillos a utilizar se diseñan en función de las propiedades físicas del material que se va a triturar y del tamaño de los terrones. El material usado es acero AISI 1045, para lograr la máxima duración en funcionamiento. Sus lados pueden ser fácilmente cambiables, para utilizar todos los lados del martillo.

**Tipos de martillos más comunes:**

Aunque existe una gran variedad de tipos de martillos, los más comunes son:

1. Los trituradores: Usados cuando el tamaño de la alimentación es relativamente grande, tiene forma de masa y su peso es relativamente alto.
2. Los pulverizadores: Tienen forma de barras, son utilizados para lograr la pulverización de un producto que se suministra en pequeños trozos.

**5.7.5.4. Pernos (ejes de los martillos):** Construidos en acero de alta resistencia.

**5.7.5.5. Bloque de impacto:** Se diseña de tal manera que ofrezca el mayor área posible para que los materiales al chocar con el se fragmenten aún más.

**5.7.5.6. Tamiz o criba de descarga:** En los molinos se utiliza láminas de acero perforado que varían según los requerimientos del producto.

También se utilizan rejillas que consisten en barras de acero fácilmente removibles.

**5.7.5.7. Chumaceras:** Son seleccionadas para que aguanten las duras condiciones de operación de estos equipos.

**5.7.5.8. Tolva de alimentación:** Hecha de lámina de acero, sin ningún dispositivo interno de alimentación al molino.

## **5.8. CÁLCULOS DEL MOLINO DE MARTILLOS**

### **5.8.1. Tamaño De Los Terrones Entrantes Y De Las Partículas Molidas.**

Es necesario determinar los tamaños de las partículas entrantes al molino, y también de los productos que salen de este, para poder parametrizar las variables que se tienen y poder utilizarlas para cálculos relacionados con la energía de molienda y demás cálculos teóricos. Debido a la forma tan irregular de las partículas que conforman el material, se aclara que para cálculos de áreas y volúmenes se tomaran los terrones como esferas, cuyo diámetro es el diámetro de la malla por la cual pasa el 80% ya sea de alimentación o de los productos. Estos datos son obtenidos gracias al análisis por tamizado realizado a la muestra de material en la alimentación y al análisis por tamizado realizado al acondicionador orgánico de suelos que produce y distribuye la empresa. Entonces los diámetros de los terrones entrantes al molino (D) y los diámetros de las partículas molidas (d) son:

$$D = 11.62 \text{ mm.} = 1.162 \text{ cm.}$$

$$d = 2.15 \text{ mm.} = 0.215 \text{ cm.}$$

Volumen De Un Terrón Entrante (Vt):

$$Vt = \frac{\pi}{6} * (D)^3. \text{ Reemplazando se tiene que: } Vt = \frac{\pi}{6} * (1.162 \text{ cm})^3 = 0.8215 \text{ cm}^3$$

Conociendo la densidad del acondicionador ( $\rho_{Acond.} = 0.0006 \text{ kg/cm}^3$ ), se puede determinar la masa del terrón (M), entonces:

$$M = \rho_{Acond.} * Vt = 493 \times 10^{-6} \text{ kg} = 0.493 \text{ gr}$$

**5.8.2. Capacidad Del Molino.** Se comenzara el estudio determinando la capacidad del molino en (Kg. /h). Este dato fue obtenido directamente de la empresa la cual manifestó la necesidad de contar con una producción de 600 toneladas mensuales. Debido a condiciones de operación de la planta se calcula la capacidad del molino en 10.8 Ton / h.

### 5.8.3. Cálculo De La Energía De Molienda:

Para este cálculo se empleara la ley de BOND.

$$\frac{Pot(KW)}{C \text{ arg } a(Tc / h)} = Wi * \left( \frac{10}{\sqrt{P80}} - \frac{10}{\sqrt{F80}} \right) \dots \text{ Ec. 1 Ref [23,2017]}$$

Donde:

Pot (KW) = Energía de trituración.

Carga (Tc/h) = Capacidad de alimentación del molino, esta dado en tonelada corta ( $1Tc \approx 907.2 \frac{Kg}{h}$ ).

Wi = Índice de trabajo, medida de la resistencia que pone el material para ser triturado.

$P_{80}$  = Tamaño de la malla por la cual pasa el 80% del material ya triturado.

$F_{80}$  = Tamaño de la malla por la cual pasa el 80% del material de alimentación.

En el **Anexo 35** se encuentra el análisis por tamizado realizado a una muestra del material listo para entrar al molino,( dicha muestra fue traída de la planta) y el análisis por tamizado realizado a una muestra de material después de salir del molino, es decir con el tamaño en que se comercializa, también en dicho anexo esta el tamaño de la alimentación ( $F_{80}$ ) y el tamaño del producto. ( $P_{80}$ ).

#### **5.8.4. Cálculo Del Índice De Trabajo ( $W_i$ ).**

Como esta clase de equipos son utilizados para trabajar con minerales, existen tablas donde esta el índice de trabajo de cada uno de los minerales que se pueden triturar, como es de esperar en dichas tablas no se contempla el acondicionador orgánico de suelos, por tal motivo fue necesario calcularlo.

El cálculo del índice de trabajo consistió en determinar el tamaño de alimentación del material que se va a trabajar, luego colocar la misma cantidad durante 10 minutos en un molino de bolas, el cual es cargado con 30 bolas de diferentes tamaños previamente seleccionadas, posterior a esto se saca el material del molino y se le hace el análisis por tamizado, para determinar el tamaño del producto que salio del molino. Luego se reemplazan estos valores junto a la potencia del motor del molino de bolas y a la cantidad de material en toneladas cortas que se utilizo para determinar la prueba, en cuanto al tiempo, se da en horas (h).

El análisis por tamizado realizado a la muestra del material que salió del molino de bolas se presenta en el **Anexo 36**.

Entonces para calcular el  $W_i$  del material se tienen los siguientes datos:

$$\text{Pot (KW)} = 0.3725$$

$$\text{Carga (Tc/h)} = 1.10 \times 10^{-3} / 0.166$$

$$F_{80} = 11622.55 \mu \approx 11.62 \text{ mm.}$$

$$P_{80} = 735.73 \mu \approx 0.735 \text{ mm.}$$

Reemplazando estos valores en la Ec 1, tenemos entonces que:

$$W_i = 6.43.$$

Ahora sí es posible calcular la energía de molienda que se necesita para trabajar con el acondicionador, de acuerdo al tamaño del producto que se quiere y a la carga en (Tc/h) que se necesita.

Entonces los datos que se tienen son:

$$\text{Carga (Tc/h)} = 11.9$$

$$F_{80} = 11622.55 \mu \approx 11.62 \text{ mm.}$$

$$P_{80} = 2151.5 \mu \approx 2.15 \text{ mm.}$$

$$W_i = 6.43.$$

Reemplazando, tenemos que:

$$\frac{Pot(KW)}{5.51(Tc/h)} = 6.43 * \left( \frac{10}{\sqrt{2151.5}} - \frac{10}{\sqrt{11622.55}} \right)$$

$$Pot (KW) = 9.18 \approx 12.3 \text{ HP.}$$

**5.8.5. Eficiencia Energética Práctica.** Se han obtenido eficiencias prácticas que varían generalmente entre un 25 y un 60 % . Ref [5, 2018] Se asume para este caso una eficiencia energética práctica del 60%. Debido a que el material que se va a triturar no es un mineral y por tanto estos valores de eficiencia serian exagerados, sin embargo tomamos el más alto valor de eficiencia para minerales que es del 60%.

Se divide la potencia obtenida entre 0.6 que es la eficiencia energética practica, y se obtiene:

$$\text{La energía de molienda total (Em)} = 12.3 / 0.6$$

$$Em \approx 20 \text{ HP.}$$

#### **5.8.6. Velocidad De Rotación De Los Discos.**

Para garantizar la rotura del terrón en el momento de producirse el golpe, el martillo debe desarrollar una velocidad lineal suficientemente grande; esta se puede determinar aproximadamente partiendo de la ley de cantidad de movimiento. La variación de la cantidad de movimiento de un punto del

material en un cierto tiempo es igual a la suma de los impulsos de las fuerzas exteriores aplicadas durante el mismo tiempo. En el presente caso la variación de la cantidad de movimiento puede expresarse de la siguiente manera.

$$M * (V_1 - V_2) = P_o * t \dots \text{Ec. 2 Ref [32,130]}$$

Donde:

M = Masa de un terrón.

V<sub>1</sub> = Velocidad inicial de un terrón.

V<sub>2</sub> = Velocidad adquirida por el terrón después del golpe.

P<sub>o</sub> = Fuerza necesaria para romper un terrón.

t = Tiempo de impacto.

Al penetrar los terrones en la máquina, estos caen con una velocidad horizontal aproximadamente cero, es decir V<sub>1</sub> = 0. Después del golpe, los fragmentos del terrón quebrado adquieren una velocidad horizontal igual a la velocidad del martillo, es decir V<sub>2</sub>.

Por otra parte la suma de los impulsos de las fuerzas exteriores se reducen a la suma de las fuerzas de choque del martillo sobre el terrón; para este caso se tienen los siguientes datos:

$$M = 493 \times 10^{-6} \text{ Kg.}$$

$$t = 1 \times 10^{-5} \text{ sg. (Aceptable para este tipo de impacto)}$$

$$V_1 = 0$$

$$R = 1.125 \text{ Kgf / cm}^2. \text{ (Resistencia a la rotura para el acondicionador.)}$$

Esta resistencia a la rotura para el acondicionador fue hallada experimentalmente en el laboratorio de arenas de moldeo. La determinación de este valor consistió en darle una forma cilíndrica a los terrones con dimensiones de 2 pulg de diámetro por 2 pulg de altura y colocarlos en una máquina universal de ensayos. Mediante varias pruebas se determinó un valor promedio para esta resistencia (16 psi  $\approx$  1.125 Kgf / cm<sup>2</sup>.) Ver figuras 60 y 61.

Figura 60. Máquina universal de ensayos.



Figura 61. Terrón quebrado en la máquina universal de ensayos.



Al suponer un terrón esférico de diámetro 1.162 centímetros, se puede suponer como área resistente al golpe, la máxima transversal de la esfera.

Área resistente (A):  $(\pi * D^2) / 4 = (\pi * 1.162^2) / 4$ .

Entonces  $A = 1.06 \text{ cm}^2$ .

Fuerza necesaria para romper un terrón. ( $P_o$ ) será:

$$P_o = R * A = 1.125 \text{ Kgf} / \text{cm}^2 * 1.06 \text{ cm}^2. = 1.2 \text{ Kgf} \approx 11.76 \text{ Kg*m/sg}^2.$$

Con estos valores conocidos podemos determinar  $V_2$  de la Ec. 2.

$$V_2 = \frac{P_o * t}{M} = \frac{11.76 \text{ Kg} * \text{m} / \text{sg}^2 * 1 \times 10^{-5} \text{ sg}}{496 \times 10^{-6} \text{ Kg}} = 0.24 \text{ m/sg. (Velocidad mínima.)}$$

Para determinar la velocidad horizontal de funcionamiento que adquieren los fragmentos del terrón quebrado que es igual a la velocidad del martillo  $V_2$ , se parte de que se conocen las RPM del eje del molino.

Para una relación de velocidad de 1:2, con un motor de 20 HP a 1800 RPM, se tiene que  $N_r = 900$  (RPM del eje del molino).

$$\text{Entonces } V_2 = N_r * r$$

Donde  $r$  = Radio desde el eje al centro de masa de los martillos. = 20 cm (Este valor es calculado más adelante)

$$N_r = 900 \text{ RPM} * \frac{2\pi(\text{rad})}{\text{rev}} = 5654.86 \text{ rad} / \text{min.}$$

$$V_2 = 5654.86 \text{ rad} / \text{min} * 0.2 \text{ m} = 1131 \text{ m} / \text{min} = 18.85 \text{ m/sg}$$

**5.8.7. Calculo De La Masa Total De Los Martillos.** Este cálculo se basa en el principio de conservación de la energía. La energía necesaria para moler el acondicionador será igual a la energía que suministran los martillos con su masa y su velocidad de rotación; es decir la energía de molienda es igual a la energía cinética de los martillos. En este cálculo la energía de molienda; se determinara por ciclo o revolución del rotor, pues en cada ciclo se obtendrá una energía cinética en función de la velocidad lineal de rotación de los martillos y de la masa de éstos.

$$Em = 20 \text{ HP} \approx 549.452.007 \frac{\text{Kg} * \text{cm}}{\text{hora}}$$

Energía De Molienda Por Ciclo (Emc):

$$(\text{Emc}) = \frac{Em}{Nh} \quad \text{Ec. 3}$$

Donde:

Nh = Numero de revoluciones del rotor en una hora.

Nh = Nr\* 60 min / hora = 54000 rev/ hora.

$$\text{Emc} = 549.452.007 / 54000 = 10175.03 \frac{\text{Kg} * \text{cm}}{\text{rev}} = 101.75 \frac{\text{Kg} * \text{m}}{\text{rev}}$$

Igualando la energía de molienda a la energía cinética se tiene que:

$$\text{Emc} = \frac{1}{2} Mm * V^2 \quad \text{Ec 4}$$

Donde:

Mm = masa total de los martillos.

Despejando Mm de la ecuación anterior, tenemos:

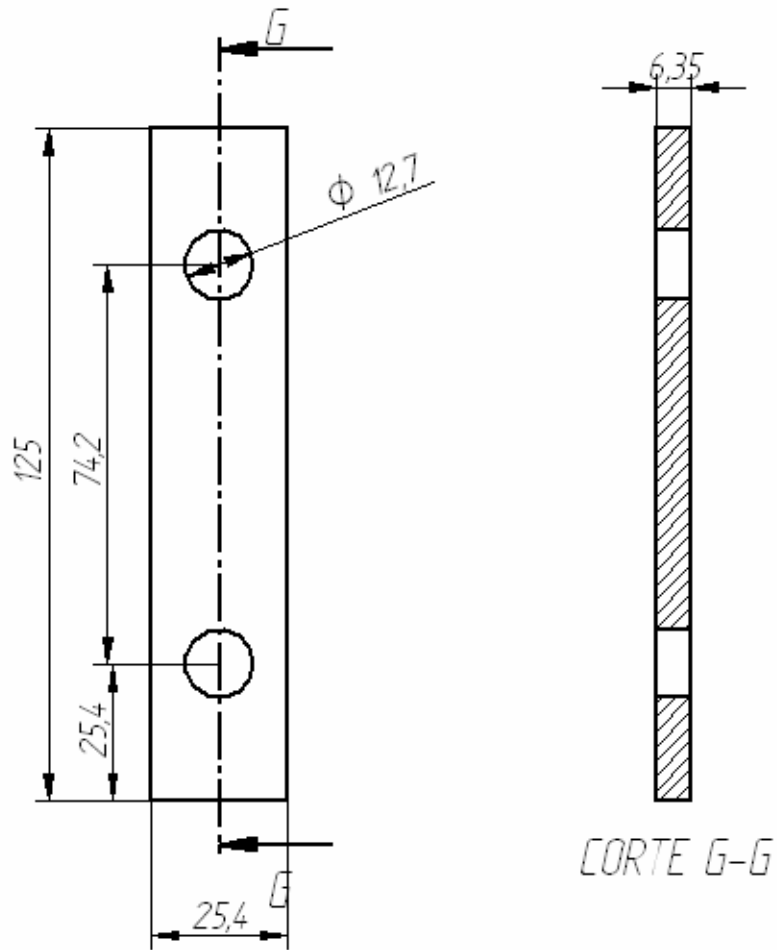
$$Mm = \frac{2 * \text{Emc}}{V^2} = \frac{2 * 101.75 \text{Kg} * \text{m}}{\left(18.85 \frac{\text{m}}{\text{sg}}\right)^2} = 0.5727 \frac{\text{Kg}}{\text{m} / \text{sg}^2}$$

Peso de los martillos ( $P_M$ ):

$$P_M = Mm * g = 0.5727 \frac{Kg}{m / sg^2} * 9.8 m / sg^2 = 5.61 \text{ kg.}$$

**5.8.7.1. Dimensiones De Los Martillos.** Los martillos se han considerado en forma de paralelepípedo rectangular con 2 huecos, para aprovechar los cuatro lados para la molienda. De acuerdo a la figura 62 las dimensiones del martillo son:

Figura 62. Dimensiones de los martillos.



Largo = 12.5 cm

Ancho = 2.54 cm

Espesor = 0.635 cm

Determinándose el Volumen de un martillo ( $V_m$ ) =  $12.5 \cdot 2.54 \cdot 0.635 = 20.16 \text{ cm}^3 \approx 0.02016 \text{ dm}^3$ .

Se puede hallar el Peso de un martillo ( $P_m$ ):

$$P_m = \gamma \cdot V_m$$

Donde  $\gamma = 7.8 \frac{\text{kg}}{\text{dm}^3}$  (Densidad del acero)

$$P_m = 7.8 \frac{\text{kg}}{\text{dm}^3} * 0.02016 \text{ dm}^3 = 0.15725 \text{ Kg.}$$

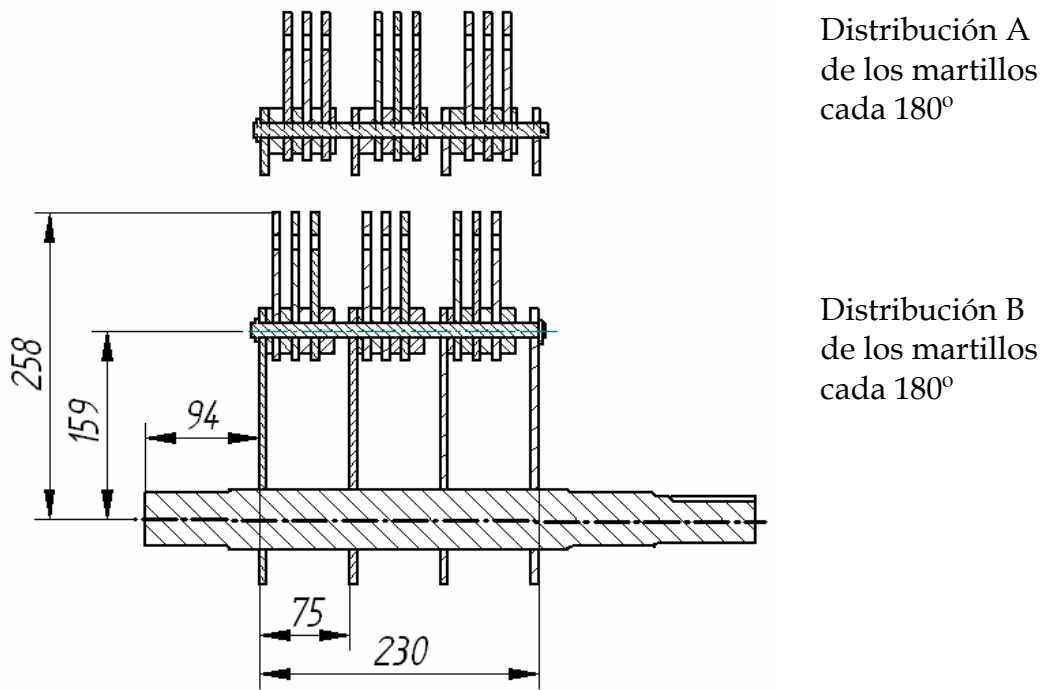
#### 5.8.7.2. Numero De Martillos ( $N_m$ ).

El número de martillos del molino se obtiene de la siguiente relación:

$$N_m = \frac{P_M}{P_m} = \frac{5.61}{0.15725} = 35.67 \approx 36 \text{ Martillos.}$$

De acuerdo a la distribución de los martillos en el rotor (figura 63) corresponden 4 hileras de a 9 martillos. Entre disco y disco irán 3 martillos, es decir al eje del molino se le colocaran 4 discos. Las hileras irán colocadas diametralmente opuestas en los discos, para lograr el balance estático y dinámico del rotor. Los martillos del perno posterior vendrán en posición corrida a los del perno anterior, para lograr una mayor eficiencia evitando surcos estacionarios del material sobre la criba. Esto se hace gracias a la utilización de arandelas o bujes de diferentes longitudes.

Figura 63. Distribución de los martillos en el rotor.



### 5.8.7.3. Material De Los Martillos.

Dentro del proceso de investigación sobre las causas que generaban el rápido deterioro de los martillos, se consulto con el profesor Afranio cardona el cual muy amablemente colaboro en este aspecto. Después de estudiada la composición del acondicionador orgánico de suelos y algunos martillos traídos de la planta para su valoración, se determino que no había corrosión en los martillos, sino simplemente oxidación y desgaste, debido a la humedad que se trabaja en el proceso y a la forma como trabajan los martillos respectivamente. Entonces lo que se necesita es una mayor dureza del material de los martillos. Fue recomendado el acero AISI 1045 templado y revenido con dureza final de 55 Rc. La determinación de un material adecuado es importante debido a que actualmente los martillos deben cambiarse cada 50 Ton. de producción , representando un gasto de \$120.000,

y un gasto de \$480.000 al mes. Al aumentar la producción debe atacarse este problema para no incurrir en aumentos de costos exagerados en operación.

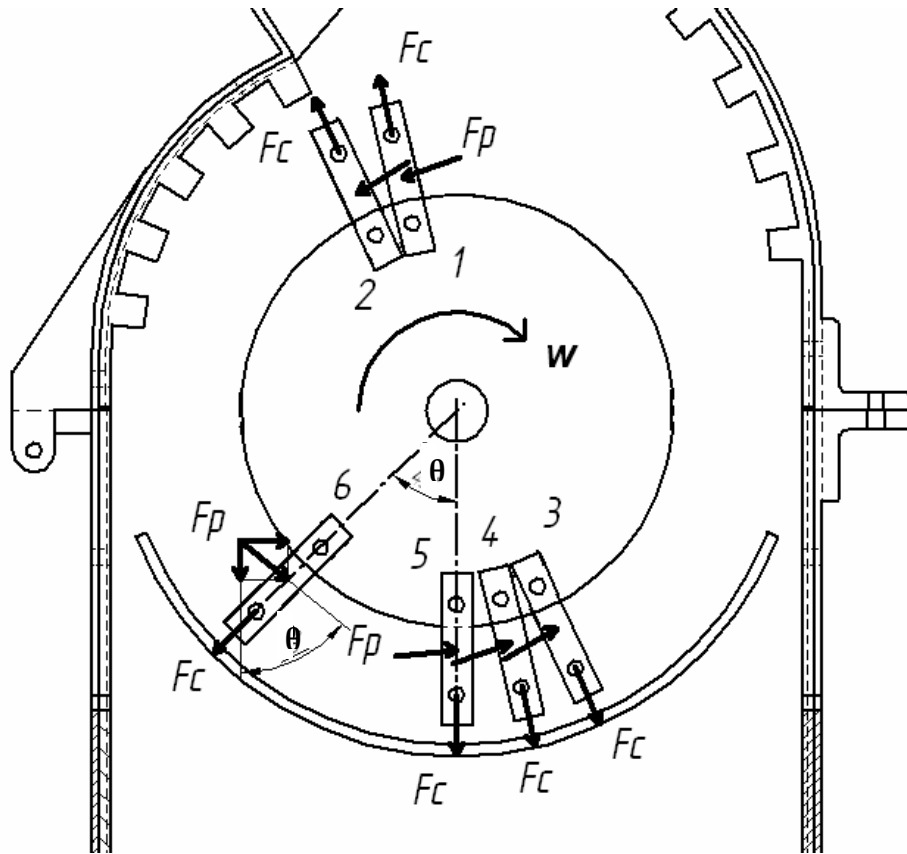
#### **5.8.8. Diseño del eje de rotación del molino.**

Para empezar se entiende de que las fuerzas debidas a la molienda no son uniformes en ningún punto de la trayectoria de los martillos; para el presente análisis se hacen las siguientes consideraciones:

- Las fuerzas de golpe de los martillos tienden a anularse en el eje por estar estos diametralmente opuestos. Ver figura 64.
- Las fuerzas centrifugas originadas por la velocidad de rotación y la masa de los martillos se anulan en el eje debido a la misma causa.
- Se consideran 2 sitios donde la carga de molienda va a ser máxima; estas zonas son:
  1. La parte situada frente a la zona de descarga del material, ya que en este punto actuará sobre los martillos una cantidad de material bastante grande proveniente de la tolva de alimentación.
  2. La zona inferior de la carcasa sobre la cual esta la malla de cribado o parrilla, ya que el material tiende a acumularse sobre esta zona.

De acuerdo a la figura 64 las zonas mencionadas están marcadas por los números 1 - 2 y 3 - 4 - 6. La zona 1-2 esta diametralmente opuesta a la zona 3 - 4; asumiendo que las cargas de molienda son iguales en estas dos zonas, se tiene que las fuerzas sobre el eje se anulan quedando como critica la zona 4-6; se asume también que en las demás partes de la trayectoria de los martillos la carga no es comparable con las zonas criticas y que las fuerzas de molienda que actúan sobre el eje son iguales y opuestas por lo cual se anulan.

Figura 64. Fuerzas que actúan sobre el rotor y zonas críticas de carga.



**5.8.9. Fuerzas Que Actúan Sobre El Eje Debido A La Carga De Los Martillos.** Al analizar la zona critica 4 - 6 se observa que la fuerza de molienda se descompone según el ángulo que forme con la vertical, por lo tanto cuando forma un ángulo de  $90^\circ$  se presenta una fuerza máxima sobre el eje X de igual magnitud a la fuerza de molienda y cuando los martillos pasan por el punto 6, forman la máxima componente sobre el eje Y; siendo estas dos fuerzas las máximas que actúan sobre el eje debido a la energía de molienda, estas se pueden calcular de la siguiente manera; la potencia necesaria para moler es de 20 HP; luego el torque de pulverización será :

$$P = \frac{T_p * N_r}{63000} \quad \text{Ec 5 Ref [10,22]}$$

Donde:

P= Potencia de molienda

N<sub>r</sub>= RPM del eje del molino.

T<sub>p</sub> = Torque suministrado en (lb. - pulg.)

Reemplazando en la ecuación anterior, se tiene que el torque de pulverización

es igual a:  $T_p = \frac{20HP * 63000}{900RPM} = 1400 \text{ lb.- pulg.} = 1616.4 \text{ Kg - cm.}$

Fuerza De Pulverización (F<sub>p</sub>):

$$F_p = T_p / r = 80.82 \text{ Kg}$$

De acuerdo a la figura 64 esta fuerza de pulverización se descompone a lo largo del eje x y del eje y, en los puntos donde va a ser máxima. En el punto 6 la fuerza F<sub>p</sub> se descompone según el ángulo en una componente a lo largo del eje y.

$$F_{py} = F_p * \cos \theta$$

Tomando  $\theta = 45^\circ$ , ángulo formado generalmente por amontonamiento del material sobre la criba, tenemos:

$$F_{px} = F_p = 80.82 \text{ Kg.}$$

$$F_{py} = F_p * \cos \theta = 80.82 \text{ Kg} * \cos 45 = 57.14 \text{ Kg.}$$

Sobre el eje Z la fuerza actuante es muy pequeña, por lo cual no se toma en cuenta.

**5.8.10. Fuerzas Sobre El Eje Debidas A La Transmisión Por Correa.** La fuerza actuante sobre la polea por tensión se deduce teniendo en cuenta un factor C para correas trapezoidales según Ref [12, 337]

C = 2 a 2.5 para correas trapezoidales.

Se escoge un C = 2.3

Fuerza tangencial (Ft) = C (F<sub>1</sub>- F<sub>2</sub>) Ec 6

Donde:

F<sub>1</sub>= Fuerza de tensión en el ramal superior de la polea.

F<sub>2</sub>= Fuerza de tensión en el ramal inferior de la polea.

Ft = T<sub>p</sub>/ r<sub>c</sub>

Siendo r<sub>c</sub> = Radio de la polea conducida.

r<sub>c</sub>= 5.4 pulg. ≈13.71 cm.; según cálculos posteriores en 5.8.22

Ft = 1616.4 Kg - cm. / 13.71 cm.

Ft = 117.9 Kgf

Fuerza tangencial neta: Ft \* C =117.9 Kgf \* 2.3 = 271.17 9 Kgf.

Esta fuerza al llevarse sobre el eje del molino se descompone en 2 fuerzas, una sobre el eje x y otra sobre el eje y.

F<sub>NX</sub>= Fuerza tangencial neta \* cos 17° = 259.3 Kgf. (según figura 65)

F<sub>NY</sub>= Fuerza tangencial neta \* sen17° = 79.3 Kgf.

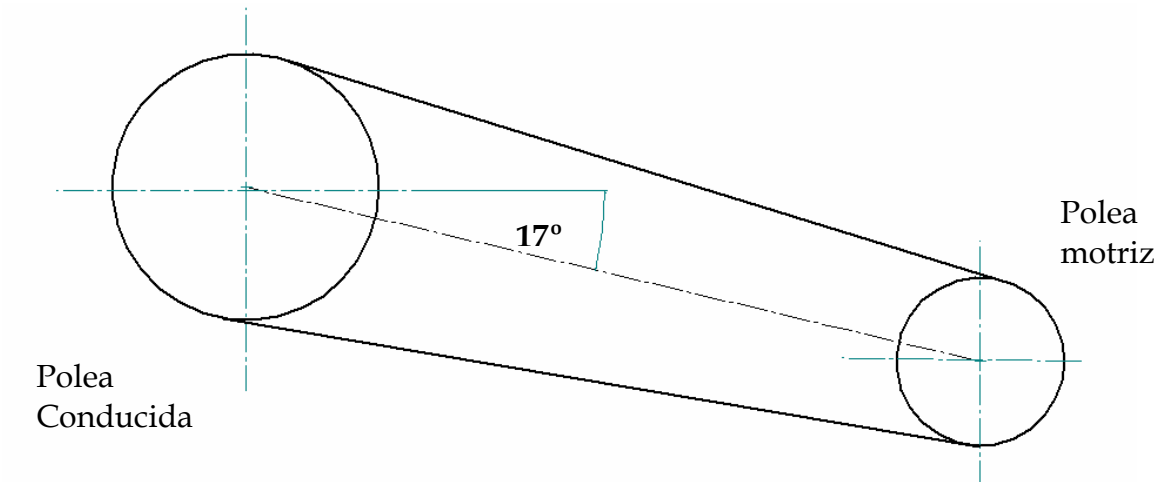
F<sub>sx</sub> = Fuerza en dirección del eje X debida a la fuerza pulverizadora. (Por Disco).

F<sub>sy</sub>= Fuerza en dirección del eje Y debida a la fuerza pulverizadora. (Por Disco).

F<sub>sx</sub>= F<sub>px</sub> / 4 = 80.82Kg / 4 = 20.2 Kg.

F<sub>sy</sub>= F<sub>py</sub> / 4 = 57.14 Kg / 4 = 14.28 Kg.

Figura 65. Transmisión de potencia para el molino.



**5.8.11. Peso Del Rotor:** Este cálculo se basa en dimensiones halladas posteriormente para las diversas piezas que componen el rotor.

Peso del Eje ( $W_e$ ).

$$\text{Volumen del eje (V}_e\text{)} = \text{long} * \text{área.} = 50.22 \text{ cm} * [\pi * (2.54 \text{ cm})^2].$$

$$V_e = 1017.87 \text{ cm}^3 \approx 1.01787 \text{ dm}^3.$$

$$\text{Entonces, } W_e = \gamma_{\text{acero}} * V_e = 7.8 \text{ Kg} / \text{dm}^3 * 1.01787 \text{ dm}^3 = 7.94 \text{ Kg}.$$

Peso de los Discos ( $W_d$ ).

$$\text{Volumen de un disco. (V}_d\text{)} = \text{área.} * \text{espesor.}$$

$$V_d = [(\pi * (17.78 \text{ cm})^2) - (\pi * (2.54 \text{ cm})^2) - (4 * \pi * (0.635 \text{ cm})^2)] * 0.635 \text{ cm}$$

$$V_d = 614.56 \text{ cm}^3 = 0.614 \text{ dm}^3$$

$$\text{Siendo, } V_{dt} = 4 * V_d = 2.458 \text{ dm}^3 \text{ (Volumen de discos totales.)}$$

$$\text{Entonces, } W_d = \gamma_{\text{acero}} * V_{dt} = 7.8 \text{ Kg} / \text{dm}^3 * 2.458 \text{ dm}^3 = 19.17 \text{ Kg}.$$

Peso de los Martillos ( $P_M$ ):

$$P_M = 5.61 \text{ Kg}$$

Peso de los pernos ( $W_p$ ):

$$\text{Volumen de los pernos (Vp)} = \text{Long} * \text{área} = 24.22 \text{ cm} * (\pi * (0.635 \text{ cm})^2) = 30.68 \text{ cm}^3$$

$$\text{Siendo, } V_{pt} = 4 * V_p = 122.72 \text{ cm}^3 \approx 0.1227 \text{ dm}^3 \text{ (Volumen de pernos totales.)}$$

$$\text{Entonces, } W_p = \gamma_{\text{acero}} * V_{pt} = 7.8 \text{ Kg} / \text{dm}^3 * 0.1227 \text{ dm}^3 = 0.957 \text{ Kg.}$$

Peso de las arandelas separadoras ( $W_a$ ):

Volumen de todas las arandelas ( $V_{at}$ ) = (Área \* long.) \* # de pernos porta martillos.

$$V_{at} = \{ [\pi * (1.905 \text{ cm})^2] - [\pi * (0.635 \text{ cm})^2] \} * 10.95 \text{ cm.} * 4 = 443.8 \text{ cm}^3 \approx 0.4438 \text{ dm}^3$$

$$\text{Entonces, } W_a = \gamma_{\text{acero}} * V_{at} = 7.8 \text{ Kg} / \text{dm}^3 * 0.4438 \text{ dm}^3 = 3.46 \text{ Kg.}$$

Peso total del rotor ( $W_r$ )

$$W_r = W_e + W_d + P_M + W_p + W_a$$

$$W_r = 37.137 \text{ Kg}$$

### Calculo de reacciones en el eje del molino.

Para el plano Y-Z (Según figura 66)

$$\sum M_A = 0$$

$$6.2 * F_{sy} + 13.66 * F_{sy} + 17.39 * W_r + 21.12 * F_{sy} + 28.58 * F_{sy} - 34.78 * R_{G1} + 43.48 * F_{NY} = 0$$

$$69.59 * F_{sy} + 17.39 * W_r - 34.78 * R_{G1} + 43.48 * F_{NY} = 0$$

Reemplazando los valores correspondientes y despejando  $R_{G1}$ , se obtiene que:

$$R_{G1} = 146.26 \text{ Kg.}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{A1} - 4 * F_{sy} - W_r + R_{G1} - F_{NY} = 0$$

Reemplazando los valores correspondientes y despejando  $R_{A1}$ , se obtiene que:

$$R_{A1} = 27.29 \text{ Kg}$$

Para el plano X-Z (Según figura 67)

$$\sum M_A = 0$$

$$6.2 * F_{SX} + 13.66 * F_{SX} + 21.12 * F_{SX} + 28.58 * F_{SX} - 34.78 * R_{G2} + 43.48 * F_{NX} = 0$$

$$69.59 * F_{SX} - 34.78 * R_{G2} + 43.48 * F_{NX} = 0$$

Reemplazando los valores correspondientes y despejando  $R_{G2}$ , se obtiene que:

$$R_{G2} = 364.56 \text{ Kg.}$$

$$\sum F_x = 0$$

$$- R_{A2} - 4 * F_{SX} + R_{G2} - F_{NX} = 0$$

Reemplazando los valores correspondientes y despejando  $R_{A2}$ , se obtiene que :

$$R_{A2} = 24.46 \text{ Kg.}$$

Figura 66. Diagramas de fuerzas cortante y momento flector para el eje del molino

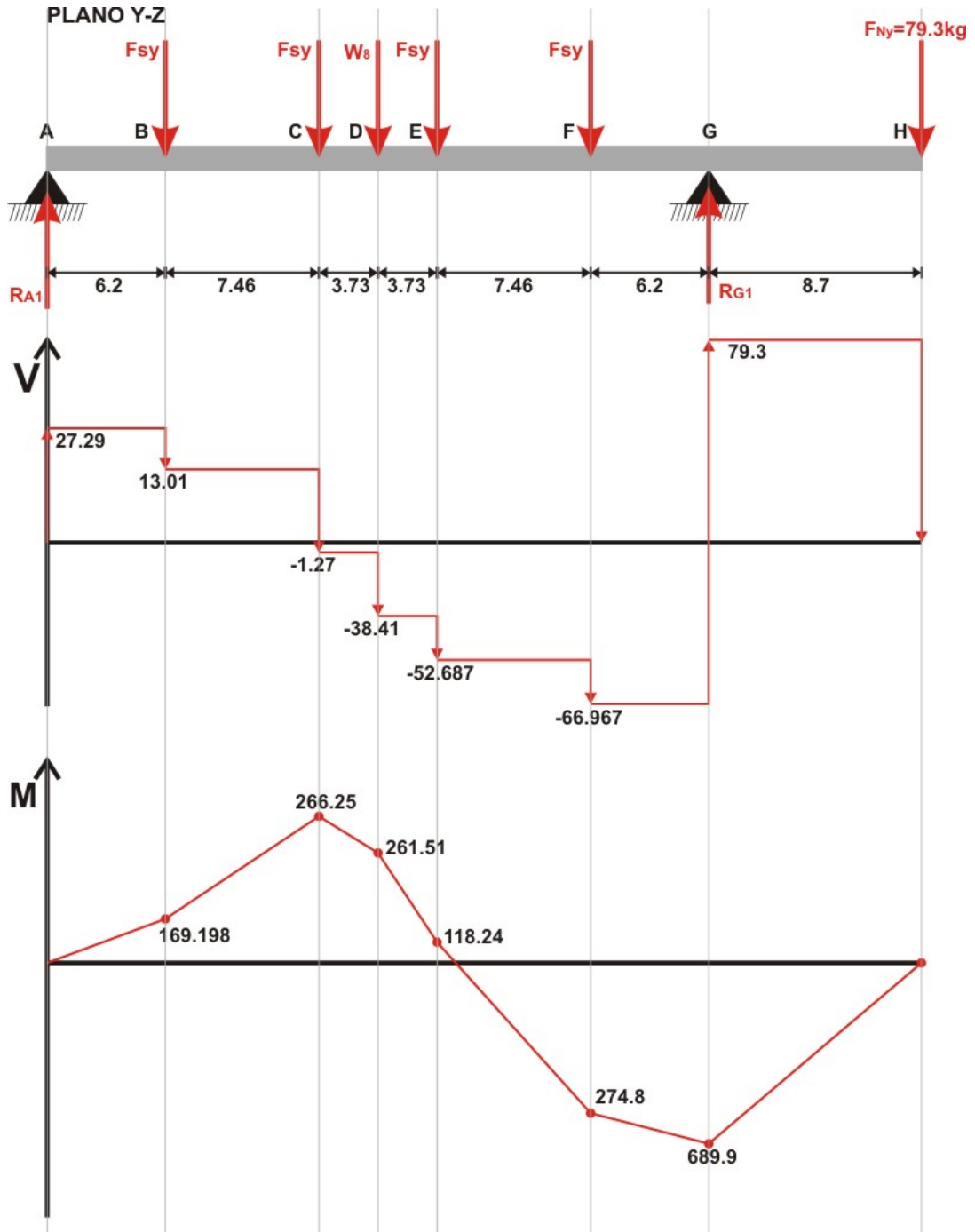
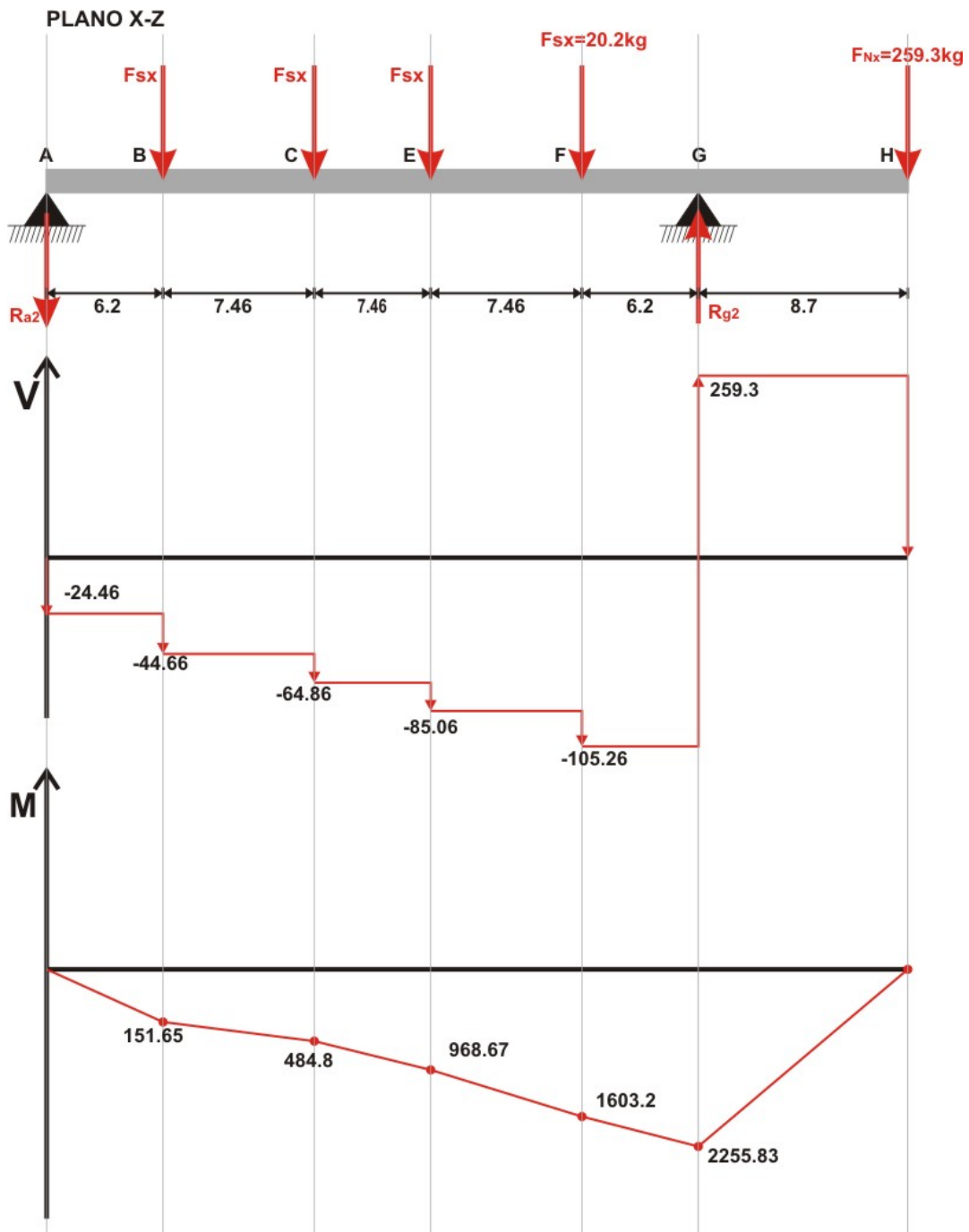


Figura 67. Diagramas de fuerzas cortante y momento flector para el eje del molino



### 5.8.12. Calculo Del Torque De Inercia Del Rotor (Ti):

Momento de inercia de los martillos:

Primero se calcula las masas

Entonces se tiene que:

$V_1 = 0.125 \text{ m} * 0.0254 \text{ m} * 0.00635 \text{ m} = 20.16 \times 10^{-6} \text{ m}^3$  (volumen del martillo sin huecos)

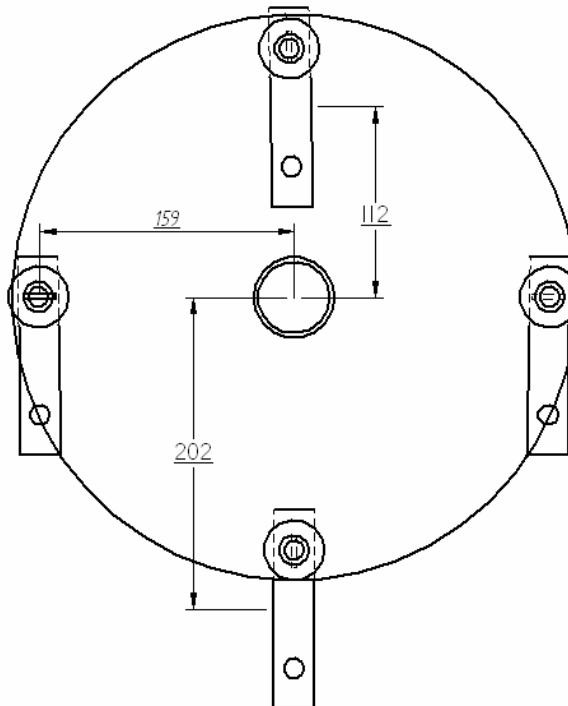
$m_1 = \gamma_{\text{acero}} * V_1 = 7800 \text{ Kg} / \text{m}^3 * 20.16 \times 10^{-6} \text{ m}^3 = 0.157 \text{ Kg}$  (Masa del martillo sin huecos)

$V_2 = (\pi * (0.00635 \text{ m})^2 * 0.00635 \text{ m} = 804.4 \times 10^{-9} \text{ m}^3$  (volumen del hueco)

$m_2 = \gamma_{\text{acero}} * V_2 = 7800 \text{ Kg} / \text{m}^3 * 804.4 \times 10^{-9} \text{ m}^3 = 0.00627 \text{ Kg}$  (Masa del huecos)

Se ubica el rotor de tal manera que estén dos hileras de martillos horizontal, una arriba y otra debajo de esta ultima Según figura 68.

Figura 68. Muestran las distancias de los martillos en sus 4 posiciones.



Ahora se calcula el momento de inercia de cada una de las hileras de los martillos con respecto al eje de rotación del rotor (eje Z). Para los siguientes cálculos el subíndice 1 se refiere a la hilera de martillos que están ubicados arriba,  $d_1$  es la distancia desde el centroide de los martillos, hasta el eje de rotación del rotor (eje z). El subíndice 2 se refiere a la hilera de martillos que están ubicados abajo,  $d_2$  es la distancia desde el centroide de los martillos, hasta el eje de rotación del rotor (eje z). Los subíndice 3 y 4 se refieren a las hileras de martillos que están ubicados horizontalmente,  $d_3$  y  $d_4$  es la distancia desde el centroide de los martillos, hasta el eje de rotación del rotor (eje z).

Momento de inercia de los huecos en el martillo ( $I_{zh}$ ) =  $[\frac{1}{2} \cdot 9 \cdot m_2 \cdot r^2] \cdot 2$

Entonces,  $I_{zh} = [1.13 \times 10^{-6} \text{ Kg} \cdot \text{m}^2] \cdot 2 = 2.27 \times 10^{-6} \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$

$I_{zM} = \frac{1}{12} \cdot 9 \cdot m_1 \cdot (0.125^2 + 0.0254^2) - I_{zh} = 1.9165 \times 10^{-3} \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$

$I_{z1} = I_z + 9 \cdot m_1 \cdot d_1^2 = 19.47 \times 10^{-3} \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$

$I_{z2} = I_z + 9 \cdot m_1 \cdot d_2^2 = 59.85 \times 10^{-3} \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$

$I_{z3} = I_z + 9 \cdot m_1 \cdot d_3^2 = 43.04 \times 10^{-3} \text{ Kg} \cdot \text{m}^2 = I_{z4}$

$I_{zM} = I_{z1} + I_{z2} + I_{z3} + I_{z4} = 165.406 \times 10^{-3} \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$

Momento de inercia de los pernos:

$I_{zP} = \frac{1}{2} \cdot m_p \cdot a^2$ ; siendo a el radio del perno.

Determinación de la masa del perno ( $m_p$ ):

Siendo  $V_p = 0.2422 \text{ m} \cdot (\pi \cdot (0.00635 \text{ m})^2) = 30.68 \times 10^{-6} \text{ m}^3$

$m_p = \gamma_{\text{acero}} \cdot V_p = 7800 \text{ Kg} / \text{m}^3 \cdot 30.68 \times 10^{-6} \text{ m}^3 = 0.2393 \text{ Kg}$

Entonces, reemplazando se obtiene que:

$I_{zP} = \frac{1}{2} \cdot 0.2393 \text{ Kg} \cdot (0.00635 \text{ m})^2 = 4.82 \times 10^{-6} \text{ Kg}$

$I_{zP} = [I_{zP} + m_1 \cdot d^2] \cdot 4 = [6.03 \times 10^{-3} \text{ Kg} \cdot \text{m}^2] \cdot 4 = 24.15 \times 10^{-3} \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$ , siendo  $d = 0.15875 \text{ m}$

Momento de inercia de los discos.

$$I_{zd} = \frac{1}{2} * m_d * r_d^2$$

$$\text{Siendo el } V_d = [\pi * (0.15875 \text{ m})^2] * 0.00635 \text{ m} = 502.74 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$m_d = \gamma_{\text{acero}} * V_d = 7800 \text{ Kg} / \text{m}^3 * 502.74 \times 10^{-6} \text{ m}^3 = 3.92 \text{ Kg}$$

$$I_{zd} = 197.5 \times 10^{-3} \text{ Kg} * \text{m}^2$$

Momento de inercia de los huecos del disco ( $I_{zhd}$ ):

$$I_{zhd} = \frac{1}{2} * 4 m_{hd} * r_{hd}^2 = 129.36 \times 10^{-6} \text{ Kg} * \text{m}^2$$

$$I_{zD} = I_{zd} - I_{zhd} - (4 * I_{zh}) = 197.36 \times 10^{-3} \text{ Kg} * \text{m}^2$$

Momento de inercia de las arandelas.

$$I_{za} = [m_a * (a^2 + b^2)] / 2 = 174.5 \times 10^{-6} \text{ Kg} * \text{m}^2$$

$$\text{Siendo } m_a = 0.8655; a = 0.00635; b = 0.01905$$

$$I_{za} = [I_{za} + m_a * d^2] * 4 = [21.98 \times 10^{-3} \text{ Kg} * \text{m}^2] * 4 = 87.95 \times 10^{-3} \text{ Kg} * \text{m}^2, \text{ siendo } d = 0.15875 \text{ m}.$$

Torque de inercia ( $T_i$ ):

$$T_i = \sum I_z * \alpha \text{ Donde: } \alpha = \Delta w / \Delta t ;$$

Se tiene que:  $\Delta w = Nr$  pero en rad/sg = 94.24 rad/sg y tomamos un  $t = 4$  sg

$$\sum I_z = I_{zM} + I_{zP} + I_{zD} + I_{za} = 473.656 \times 10^{-3} \text{ Kg} * \text{m}^2$$

Reemplazando todos estos valores, se obtiene que:

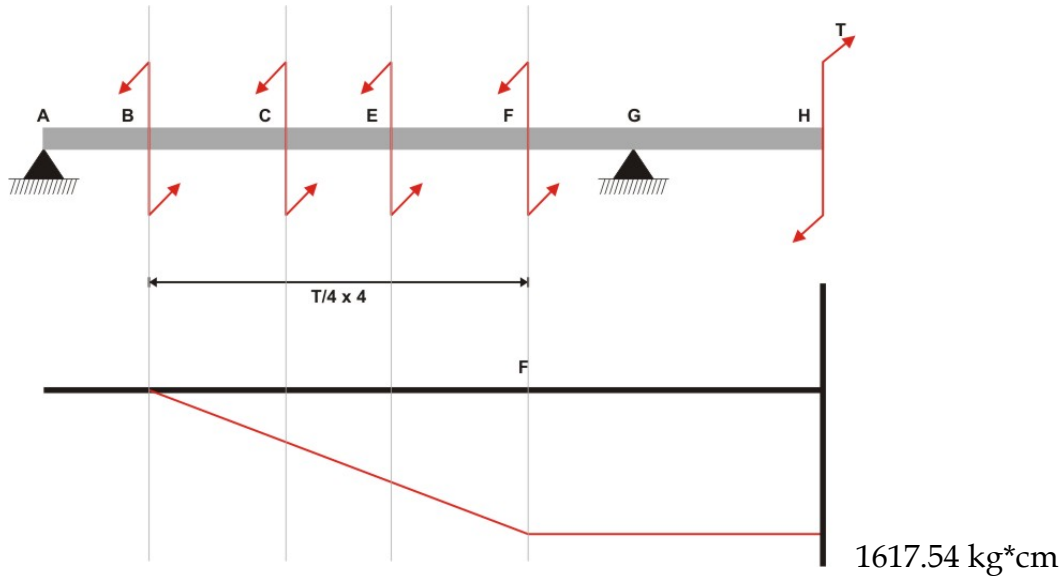
$$T_i = 1.14 \text{ Kg} * \text{m}$$

En lo que al torque respecta, se dice que todo el torque entregado al equipo es empleado en el proceso de molienda; siendo su valor la suma del torque de pulverización y el torque de inercia:

$$\text{Reemplazando se obtiene que: } T = 1617.54 \text{ Kg} * \text{m}$$

El torque máximo se presenta en el eje a lo largo de la zona F - H como se ve en la (Según figura 69)

Figura 69. Muestran la distribución de torque en el eje y su respectivo diagrama.



Para calcular el diámetro del eje se aplica el criterio de diseño de Mises-Goodman; debido a que este criterio de diseño es el más ampliamente utilizado y también debido a que arroja los mejores resultados, en cuanto a precisión en los cálculos se refiere.

### 5.8.13. Criterio De Mises - Goodman

$$\frac{1}{N_s} = \left[ \left( \frac{\sigma_m}{S_{ut}} + K_f \frac{\sigma_a}{S_{e''}} \right)^2 + 3 \left( \frac{\tau_m}{S_{ut}} + K_{fs} \frac{\tau_a}{S_{e''}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad \text{Ec 7. Ref [7,27]}$$

Donde:

$N_s$  = factor de seguridad.

$\sigma_m$  = Esfuerzo medio en cargas dinámicas.

$\sigma_a$  = Esfuerzo alterno en cargas dinámicas.

$S_{ut}$  = Resistencia última a tensión.

$Se''$  = Resistencia a la fatiga para especimenes afectados por todos los factores, excepto el  $K_f$ .

$K_f$  = Factor de concentración de esfuerzos en fatiga.

$K_{fs}$  = Factor de concentración de esfuerzos a la fatiga torsional.

$\tau_m$  = Esfuerzo medio de corte en cargas dinámicas.

$\tau_a$  = Esfuerzo alterno de corte en cargas dinámicas.

Material del eje:

Utilizamos un acero AISI C1045, el cual presenta una  $S_{ut} = 96 \text{ Ksi} \approx 6749 \text{ Kg/cm}^2$ .

$$Se'' = 0.5 * S_{ut} * K_L * K_S * K_d * K_C * K_T$$

Donde:

$K_L = 0.57$  (Factor de carga)

$K_S = 0.78$  (Factor de acabado superficial)

$K_d = 0.9$  (Factor de tamaño)

$K_C = 0.814$  (Factor de confiabilidad)

$K_T = 1$  (Factor de temperatura)

Reemplazando estos factores obtenemos que:

$$Se'' = 1099.12 \text{ Kg / cm}^2$$

Esfuerzo de flexión en el eje ( $\sigma$ ):

$$\sigma = \frac{32 * M_f}{\pi * D_e^3}; \text{ Ec 8. Ref [15,37]}$$

Donde:

$\sigma_m = 0$  (Flexión rotativa)

$\sigma_a = \sigma$ .

Esfuerzo cortante por torque ( $\tau$ ):

$$\tau = \frac{16 * T_m}{\pi * D_e^3} \text{ Ec 9. Ref [15,39]}$$

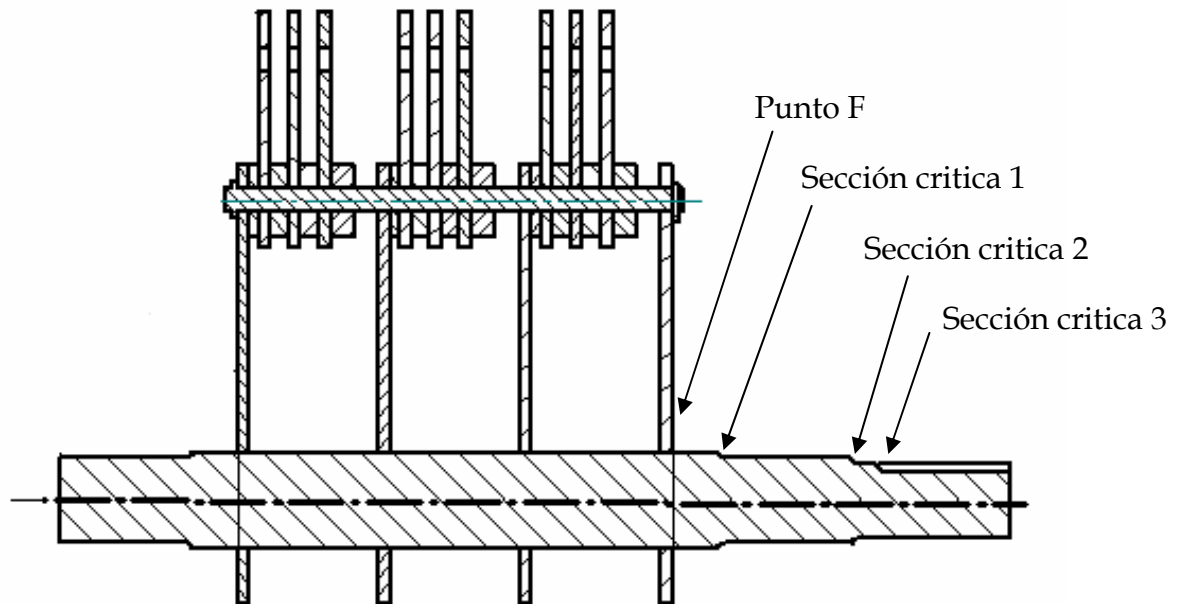
Si el torque fuera = cte, entonces  $\tau_a = 0$ ; pero como el torque en este caso no es cte, entonces  $\tau_a = \tau = \tau_m$ .

Siendo  $T_{\max} = 1617.54 \text{ Kg} \cdot \text{cm}$  y  $T_{\min} = 0$ .

Como  $T_m = \frac{T_{\max} - T_{\min}}{2}$ . Reemplazando se obtiene que:  $T_m = 808.77 \text{ Kg} \cdot \text{cm}$

Se analizan tres secciones críticas sobre el eje, en las cuales ocurren cambios geométricos. Ver figura 70.

Figura 70. Secciones críticas del eje.



Donde está ubicado el primer cambio de sección geométrica. (Esta a 3 cm del punto F). Ver figura 70

Se determina  $K_f$ , entonces:

$K_f = 1 + q(K_t - 1)$ , se toma un radio de entalladura de  $r = 0.114 \text{ pulg} \approx 0.29 \text{ cm}$ .

Con este radio se determina la sensibilidad a la entalladura, entonces  $q \approx 0.83$  y para un  $D = 5.08 \text{ cm}$  y un  $d = 4.5 \text{ cm}$ , por grafica se determina el factor de concentración de esfuerzos estático, entonces  $K_t \approx 1.76$

Reemplazando en la ecuación anterior, se obtiene que:  $K_f = 1.6308$

Ahora se determina  $K_{fs}$ . Entonces:

$$K_{fs} = 1 + q_s (K_{ts} - 1)$$

Con el radio de entalladura escogido, se determina por graficas la sensibilidad a la entalladura por torsión, entonces  $q_s \approx 0.85$ , y por graficas se determina el factor de concentración de esfuerzos estáticos a la fatiga torsional, entonces  $K_{ts} \approx 1.430$

Reemplazando en la ecuación anterior, se obtiene que:  $K_{fs} = 1.3655$

Se determinan en este punto los momentos en el plano X-Z y Y - Z, y se encuentra el momento flector y el esfuerzo por torque en dicho punto.

Entonces:

$$M_{x-z} = 1919 \text{ Kg} \cdot \text{cm}$$

$$M_{y-z} = 475.7 \text{ Kg} \cdot \text{cm}$$

$$M_f = \sqrt{M_{x-z}^2 + M_{y-z}^2} = 1977.08 \text{ Kg} \cdot \text{cm}$$

$$\sigma = \frac{32 * M_f}{\pi * D_e^3};$$

$$\text{Reemplazando se obtiene que: } \sigma = \frac{20138.38 \text{ Kg}}{D_e^3} \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} = \sigma_a$$

$$\tau = \frac{16 * T_m}{\pi * D_e^3};$$

$$\text{Reemplazando se obtiene que: } \tau = \frac{4119.03 \text{ Kg}}{D_e^3} \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

Tomando un factor de seguridad de  $N_s = 1.5$  y reemplazando los factores anteriormente hallados, se determina el diámetro del eje en esta sección.

$$\frac{1}{1.5} = \left[ \left( 0 + 1.63 \frac{20138.38}{1099.12 * D_e^3} \right)^2 + 3 \left( \frac{4119.03}{6749 * D_e^3} + 1.36 \frac{4119.03}{1099.12 * D_e^3} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\sqrt{\frac{1}{1.5}} = \left[ \left( \frac{29.86}{D_e^3} \right)^2 + 3 \left( \frac{0.61}{D_e^3} + \frac{5.12}{D_e^3} \right)^2 \right]$$

$$\sqrt{\frac{1}{1.5}} = \left[ \left( \frac{891.62}{D_e^5} \right) + \left( \frac{98.4}{D_e^5} \right) \right]$$

Despejando, se obtiene que:  $D_e = 4.138$  cm.

### Sección crítica 2:

Donde está ubicado el segundo cambio de sección geométrico. (Esta a 10.3cm del punto F). Ver figura 70.

Se determina  $K_f$ , entonces:

$K_f = 1 + q ( K_t - 1 )$ , se toma un radio de entalladura de  $r = 0.114$  pulg  $\approx 0.29$  cm.

Con este radio se determina la sensibilidad a la entalladura, entonces  $q \approx 0.83$  y para un  $D = 4.5$  cm y un  $d = 3.92$  cm, por grafica se determina el factor de concentración de esfuerzos estático, entonces  $K_t \approx 1.74$

Reemplazando en la ecuación anterior, se obtiene que:  $K_f = 1.614$

Ahora se determina  $K_{fs}$ . Entonces:

$$K_{fs} = 1 + q_s ( K_{ts} - 1 )$$

Con el radio de entalladura escogido, se determina por graficas la sensibilidad a la entalladura por torsión, entonces  $q_s \approx 0.85$ , y por graficas se determina el factor de concentración de esfuerzos estáticos a la fatiga torsional, entonces  $K_{ts} \approx 1.38$

Reemplazando en la ecuación anterior, se obtiene que:  $K_{fs} = 1.323$

Se determina en este punto los momentos en el plano X-Z y Y - Z, y se encuentra el momento flector y el esfuerzo por torque en dicho punto.

.Entonces:

$$M_{x-z} = 1195.3 \text{ Kg} \cdot \text{cm}$$

$$M_{y-z} = 365.66 \text{ Kg} \cdot \text{cm}$$

$$M_f = \sqrt{M_{x-z}^2 + M_{y-z}^2} = 1249.97 \text{ Kg} \cdot \text{cm}$$

$$\sigma = \frac{32 * M_f}{\pi * D_e^3};$$

$$\text{Reemplazando se obtiene que: } \sigma = \frac{12732.2 \text{ Kg}}{D_e^3 \text{ cm}^2} = \sigma_a$$

$$\tau = \frac{16 * T_m}{\pi * D_e^3};$$

$$\text{Reemplazando se obtiene que: } \tau = \frac{4119.03 \text{ Kg}}{D_e^3 \text{ cm}^2}$$

Tomando un factor de seguridad de  $N_s = 1.5$  y reemplazando los factores anteriormente hallados, se determina el diámetro del eje en esta sección.

$$\frac{1}{1.5} = \left[ \left( 0 + 1.614 \frac{12732.2}{1099.12 * D_e^3} \right)^2 + 3 \left( \frac{4119.03}{6749 * D_e^3} + 1.323 \frac{4119.03}{1099.12 * D_e^3} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\sqrt{\frac{1}{1.5}} = \left[ \left( \frac{18.69}{D_e^3} \right)^2 + 3 \left( \frac{0.61}{D_e^3} + \frac{4.96}{D_e^3} \right)^2 \right]$$

$$\sqrt{\frac{1}{1.5}} = \left[ \left( \frac{349.6}{D_e^5} \right) + \left( \frac{93}{D_e^5} \right) \right]$$

Despejando, se obtiene que:  $D_e = 3.38 \text{ cm}$ .

## Cálculo del cuñero

Material:

Acero AISI 1020

$$S_{ut} = 4569 \frac{Kg}{cm^2} = 45.69 \frac{Kg}{mm^2}$$

$$S_y = 3374 \frac{Kg}{cm^2} = 33.74 \frac{Kg}{mm^2}$$

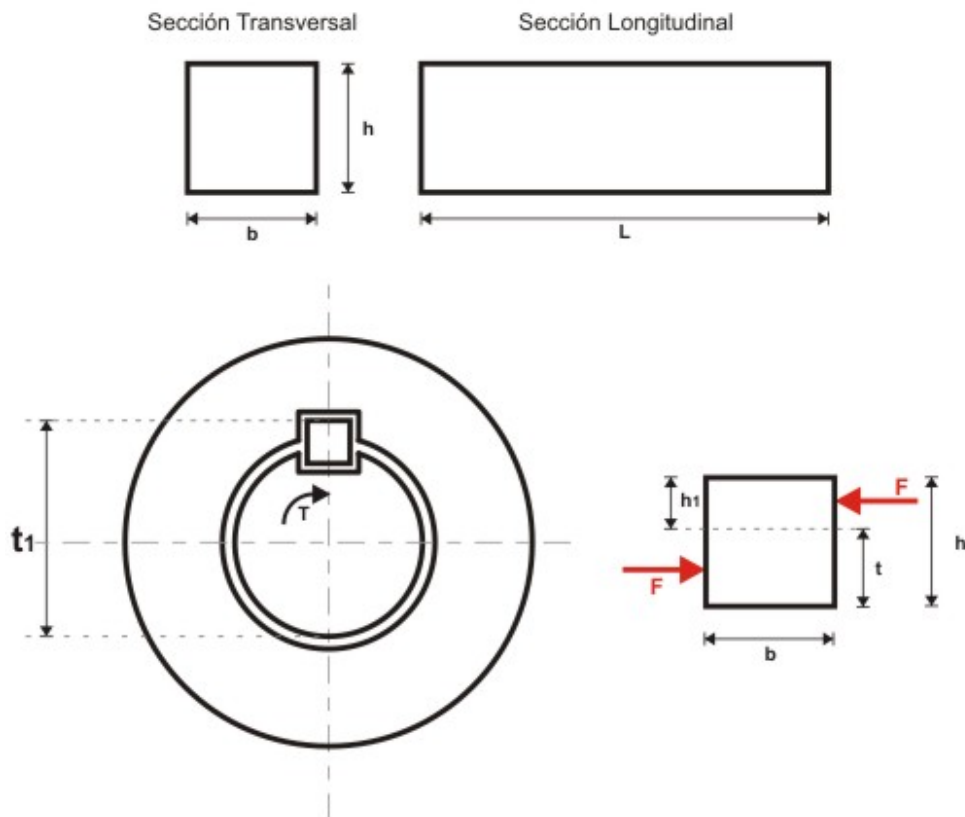
$$S_{ys} = 0.5 * S_y = 1687 \frac{Kg}{cm^2}$$

$$N_s = 2$$

Para un  $D_e = 39.2$  mm se obtiene que:

$b = 10$  mm ;  $h = 8$  mm ;  $z = 0.3$  ;  $L = [ 25 \text{ a } 90 \text{ mm } ]$  ;  $t = 4.5$  mm ;  $t_1 = 42.7$  mm ;  
 $h_1 = 3.5$  mm. Ver figura 71

Figura 71. Dimensiones relacionadas con el cuñero.



$$T = 1617.54 \text{ Kg*cm}$$

Efecto de corte:

$$\tau_{\text{perm}} = S_{\text{ys}} / N_s = 843.5 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

$$F = 2*T / D = 825.27 \text{ Kg.}$$

$$L_{\tau} = \frac{2*T}{D*b*\tau_{\text{perm}}} \text{ Ec 10 (10,150)}$$

Reemplazando se obtiene que:  $L_{\tau} = 9.78 \text{ mm}$

Efecto de aplastamiento:

$$\sigma_{b \text{ perm}} = S_y / N_s = 1687 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

$$L_b = \frac{2*T}{D*\sigma_{b \text{ perm}}*h_1}$$

Reemplazando se obtiene que:  $L_b = 13.97 \text{ mm}$

Como  $L = [25 \text{ a } 90 \text{ mm}]$ , tomamos un  $L = 70 \text{ mm}$

### Sección crítica 3:

Donde está ubicado el tercer cambio de sección geométrico, debido al cuñero.  
(Esta a 14.9 cm del punto F). Ver figura 70

Se determina  $K_f$ , entonces:

$$K_f = 1 + q (K_t - 1), \text{ se toma un radio de entalladura de } r = 0.18 \text{ pulg} \approx 0.45 \text{ cm.}$$

Se Utiliza la formula de PETERSON, para determinar (q).

Entonces:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}}; \text{ donde } \sqrt{a} = 0.064. \text{ Ver Ref [7, 10]}$$

Reemplazando, se obtiene que:

$$q = 0.87$$

Se toma el mayor  $K_t$  a flexión, el diferencial (b), según Ref [7, 54]

$$\text{Entonces } K_t = 2.15$$

Reemplazando estos resultados, se obtiene que:  $K_f = 2$

Ahora se determina el  $K_{fs}$ . Entonces:

$$K_{fs} = 1 + q_s (K_{ts} - 1)$$

Con el radio de entalladura escogido, se utiliza la formula de PETERSON, para determinar ( $q_s$ ).

Entonces:

$$q_s = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}}; \text{ donde } \sqrt{a} = 0.05 \text{ Ver Ref [7, 10]}$$

Reemplazando, se obtiene que:

$$q_s = 0.89$$

Se toma el mayor  $K_{ts}$  a torsión, el diferencial (c), según Ref [7, 55]

se obtiene que:  $K_{ts} = 3$

Reemplazando estos resultados, se obtiene que:  $K_{fs} = 2.78$

Se determina en este punto los momentos en el plano X-Z y Y - Z, y se encuentra el momento flector y el esfuerzo cortante por torque en dicho punto.

Entonces:

$$M_{x-z} = 907.45 \text{ Kg} * \text{cm}$$

$$M_{y-z} = 277.54 \text{ Kg} * \text{cm}$$

$$M_f = \sqrt{M_{x-z}^2 + M_{y-z}^2} = 949 \text{ Kg} * \text{cm}$$

$$\sigma = \frac{32 * M_f}{\pi * D_e^3};$$

Reemplazando se obtiene que:  $\sigma = \frac{9665.86 \text{ Kg}}{D_e^3} \frac{1}{\text{cm}^2} = \sigma_a$

$$\tau = \frac{16 * T_m}{\pi * D_e^3};$$

Reemplazando se obtiene que:  $\tau = \frac{4119.03 \text{ Kg}}{D_e^3} \frac{1}{\text{cm}^2}$

Tomando un factor de seguridad de  $N_s = 1.5$  y reemplazando los factores anteriormente hallados, se determina el diámetro del eje en esta sección.

$$\frac{1}{1.5} = \left[ \left( 0 + 2 \frac{9665.86}{1099.12 * D_e^3} \right)^2 + 3 \left( \frac{4119.03}{6749 * D_e^3} + 2.78 \frac{4119.03}{1099.12 * D_e^3} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\sqrt{\frac{1}{1.5}} = \left[ \left( \frac{17.58}{D_e^3} \right)^2 + 3 \left( \frac{0.61}{D_e^3} + \frac{10.41}{D_e^3} \right)^2 \right]$$

$$\sqrt{\frac{1}{1.5}} = \left[ \left( \frac{309.05}{D_e^5} \right) + \left( \frac{364.86}{D_e^5} \right) \right]$$

Despejando, se obtiene que:  $D_e = 3.83 \text{ cm.}$

**5.8.14. Diseño De Los Discos Del Rotor:** Para determinar los esfuerzos producidos en discos rotatorios de anchura uniforme están dadas las siguientes ecuaciones:

Esfuerzo radial en un radio cualquiera r :

$$S_r = \frac{\rho v^2}{g} \left( \frac{\mu + 3}{8} \right) \left[ 1 + \left( \frac{r_i}{r_o} \right)^2 - \left( \frac{r}{r_o} \right)^2 - \left( \frac{r_i}{r} \right)^2 \right] \quad \text{Ec 12. Ref [13,320]}$$

Esfuerzo tangencial en un radio cualquiera r :

$$S_t = \frac{\rho v^2}{g} \left( \frac{\mu + 3}{8} \right) \left[ 1 + \left( \frac{r_i}{r_o} \right)^2 - \left( \frac{3\mu + 1}{\mu + 3} \right) \left( \frac{r}{r_o} \right)^2 + \left( \frac{r_i}{r} \right)^2 \right] \quad \text{Ec 13. Ref [13,320]}$$

El máximo esfuerzo radial ocurre en  $r = \sqrt{r_i r_o}$

$$S_{r \max} = \frac{\rho v^2}{g} \left( \frac{\mu + 3}{8} \right) \left[ 1 - \left( \frac{r_i}{r_o} \right) \right]^2 \quad \text{Ec 14. Ref [13,320]}$$

El máximo esfuerzo tangencial ocurre en  $r = r_i$

$$S_{t \max} = \frac{\rho v^2}{g} \left( \frac{\mu + 3}{4} \right) \left[ 1 + \left( \frac{1 - \mu}{\mu + 3} \right) \left( \frac{r_i}{r_o} \right)^2 \right] \quad \text{Ec 15. Ref [13,320]}$$

Donde:

$S_{r \max}$  = Esfuerzo radial máximo, en psi

$S_{t \max}$  = Esfuerzo tangencial máximo, en psi

$\rho$  = Peso específico, en lb / pulg<sup>3</sup>

$g$  = 386 pulg. / sg<sup>2</sup>

$\mu$  = Razón de poisson (0.3 para el acero)

$v = r_o * \omega$ , Velocidad periférica, en pulg. / sg

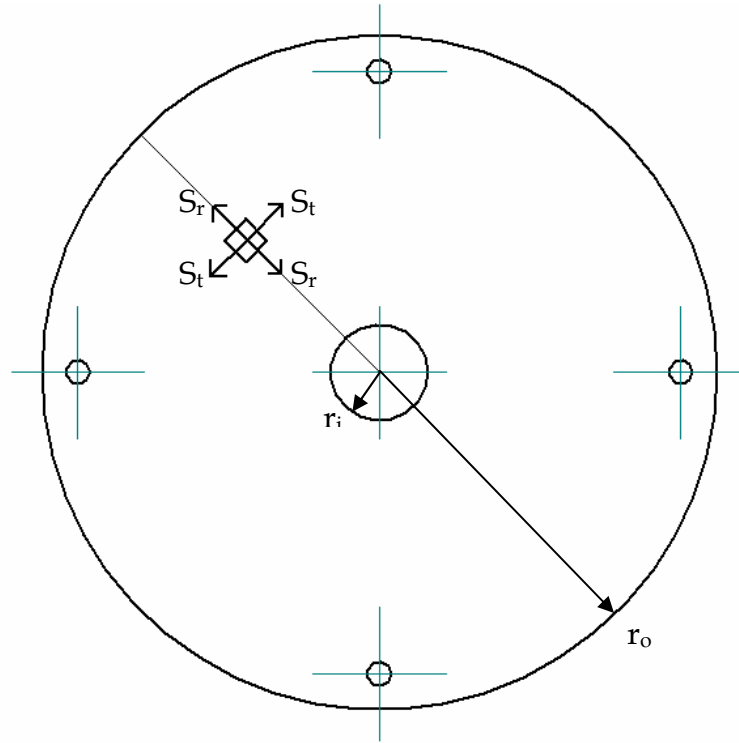
$r_i$  = Radio interior del disco, en pulg.

$r_o$  = Radio exterior del disco, en pulg.

$r$  = Radio variable, en pulg.

La figura 72 muestra los esfuerzos en los discos.

Figura 72. Esfuerzos en el disco.



Calculando se obtiene que:

$$v = r_o * w = 7 \text{ pulg} * \left[ 900 \frac{\text{rev}}{\text{min}} * \frac{2\pi \text{ rad}}{\text{rev}} * \frac{\text{min}}{60 \text{ sg}} \right] = 659.73 \text{ pulg. / sg} \approx 1675.7 \text{ cm / sg}$$

$$S_{r \text{ max}} = \frac{0.28 * 660^2}{386} \left( \frac{0.3 + 3}{8} \right) \left[ 1 - \left( \frac{1}{7} \right) \right]^2$$

$S_{r \text{ max}} = 127.57 \text{ lb / pulg}^2 \approx 8.89 \text{ Kg / cm}^2$  y ocurre a un radio de  $r = \sqrt{r_i r_o} = 2.65 \text{ pulg} \approx 6.72 \text{ cm}$ .

$$S_{t \text{ max}} = \frac{0.28 * 660^2}{386} \left( \frac{0.3 + 3}{4} \right) \left[ 1 + \left( \frac{1 - 0.3}{0.3 + 3} \right) \left( \frac{1}{7} \right)^2 \right]$$

$S_{t \text{ max}} = 261.59 \text{ lb / pulg}^2 \approx 18.24 \text{ Kg / cm}^2$  y ocurre a un radio de  $r = r_i = 1 \text{ pulg} \approx 2.54 \text{ cm}$

Calculando  $S_t$  en un  $r = 2.65$  pulg  $\approx 6.72$  cm. Se obtiene que:

$$S_t = \frac{0.28 * 660^2}{386} \left( \frac{0.3+3}{4} \right) \left[ 1 + \left( \frac{1}{7} \right)^2 - \left( \frac{3*0.3+1}{0.3+3} \right) \left( \frac{2.65}{7} \right)^2 + \left( \frac{1}{2.65} \right)^2 \right]$$

$$S_t = 140.78 \text{ lb / pulg}^2 \approx 9.82 \text{ Kg / cm}^2$$

en un  $r = 2.65$  pulg  $\approx 6.72$  cm se obtiene que:

$$S_{r \max} = 8.89 \text{ Kg / cm}^2$$

$$S_t = 9.82 \text{ Kg / cm}^2$$

en un  $r = 1$  pulg  $\approx 2.54$  cm se obtiene que:

$$S_r = 0$$

$$S_{t \max} = 18.24 \text{ Kg / cm}^2$$

Combinando los esfuerzos para  $r = 2.65$  pulg.  $\approx 6.72$  cm. se obtiene que:

$$S_R = \sqrt{S_{r \max}^2 + S_t^2} = 13.25 \text{ Kg / cm}^2$$

Con estos resultados se concluye que el máximo esfuerzo se encuentra tangencialmente a un  $r = 2.54$  cm y tiene un valor de  $S_{t \max} = 18.24 \text{ Kg / cm}^2$ .

### **Análisis de esfuerzos del rotor Anexo 37.**

**5.8.15 Material Para Los Discos.** Los discos son fabricados en lamina de acero, para este caso se toma un material AISI 1045 el cual presenta un esfuerzo de fluencia  $S_y = 4148 \text{ Kg / cm}^2$ . Comparando la resistencia del material con el esfuerzo máximo que se presenta en el disco al rotor, se observa que este último es mínimo.

**5.8.16 Efecto De La Fuerza Centrifuga Sobre Los Discos.** Según la figura 73 se considera que la fuerza centrifuga producida por los martillos es resistida por la sección diametral neta del disco; para estos cálculos se obtiene:

$$r_o = 17.78 \text{ cm.}$$

$$r_i = 2.54 \text{ cm.}$$

$$r_p = 0.635 \text{ cm (Radio de los pernos, supuestos).}$$

b = Espesor del disco.

Según la figura 73 se tiene que:

$$2 M = 16 \text{ cm (Longitud resistente)}$$

$$2 M - 2 r_p = 14.73 \text{ cm (Longitud neta)}$$

$$\text{Área neta resistente ( } A_{r1} \text{ )} = \text{Longitud neta} * b_1 = 14.73 * b_1 \text{ cm}^2.$$

Fuerza centrífuga debida a los martillos ( $F_c$ ):

$$F_c = M_{9m} * A_c = M_{9m} * V^2 / r$$

Donde:

$$M_{9m} = 0.144 \frac{\text{Kg}}{\text{m/sg}^2} \text{ (masa de 9 martillos)}$$

$$V = 18.85 \text{ m / sg}^2 \text{ (Velocidad tangencial de los martillos)}$$

$$r = 20 \text{ cm ( Radio desde el eje al centro de masa de los martillos).}$$

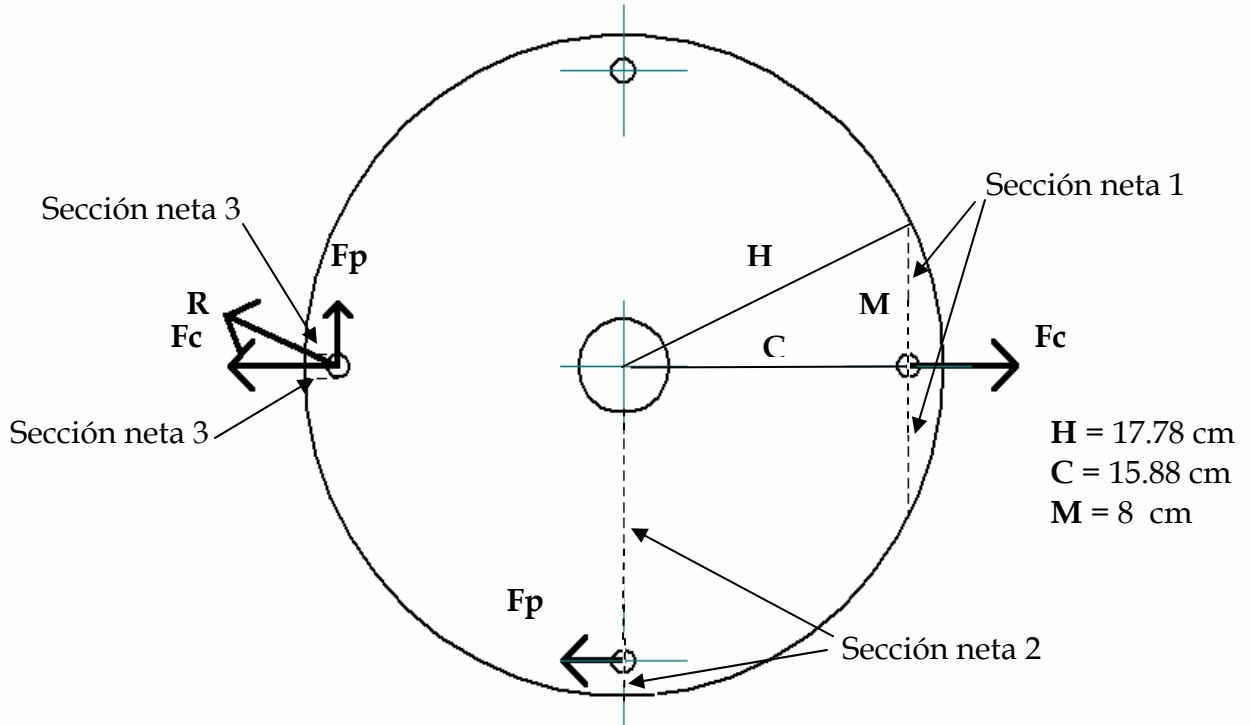
Reemplazando, se obtiene que:

$$F_c = 0.144 \frac{\text{Kg}}{\text{m/sg}^2} * \frac{(18.85 \text{ m/sg})^2}{0.2 \text{ m}} = 255.83 \text{ Kg}$$

Fuerza Centrifuga Por Disco ( $F_{cd}$ ):

$$F_{cd} = \frac{F_c}{\# \text{ de discos}} = 64 \text{ Kg}$$

Figura 73. Fuerzas que actúan sobre los discos



**5.8.17. Efecto De La Fuerza Pulverizadora Sobre El Disco.** La fuerza pulverizadora máxima se presenta en la parte mas baja del recorrido de los martillos, se supone que esta fuerza la resiste la mitad de la sección transversal del disco.

Área neta resistente ( $A_{r2}$ ):

$$A_{r2} = (r_o - r_i - 2r_p) * b_2 = 13.97 * b_2 \text{ cm}^2.$$

Fuerza Pulverizadora Por Disco ( $F_{pd}$ ):

$$F_{pd} = \frac{F_p}{\# \text{ de discos}} = 20.2 \text{ Kg.}$$

Efecto De Corte En Los Puntos De Aplicación De Fuerzas Sobre El Disco: Las fuerzas que actúan sobre el perno se transmiten sobre el disco; el perno resiste dos cargas: la fuerza centrífuga y la fuerza pulverizadora las cuales originan una fuerza resultante para el caso en que actúan simultáneamente.

$$R = \sqrt{F_{cd}^2 + F_{pd}^2} = 67.1 \text{ Kg}$$

Se supone conservativamente de acuerdo a la figura 73 que R actúa de manera radial ya que su dirección no se aparta demasiado de la dirección del radio. La fuerza R trata de romper el disco por las secciones indicadas en la figura.

El área resistente será:

$$A_{r3} = 2 \cdot 1.8 \cdot b_3 = 3.6 \cdot b_3 \text{ cm}^2.$$

### 5.8.18. Calculo Del Espesor De Los Discos (b).

Con el acero seleccionado el cual tiene una resistencia a la fluencia de

$S_y = 4148 \text{ Kg / cm}^2$ , tenemos:

Esfuerzo de diseño ( $\sigma_d$ ):  $S_y / N_s = 4148 \text{ Kg / cm}^2 / 4 = 1037 \text{ Kg / cm}^2$ .

Para el  $A_{r1}$  tenemos:

$$\sigma_d = \frac{F_{cd}}{A_{r1}}; \text{ luego } A_{r1} = \frac{F_{cd}}{\sigma_d} = 0.0616 \text{ cm}^2$$

$A_{r1} = 14.73 \cdot b_1 \text{ cm}^2$ , despejando  $b_1$  se obtiene que:

$$b_1 = 0.00418 \text{ cm.}$$

Para el  $A_{r2}$  se tiene que:

$$\sigma_d = \frac{F_{pd}}{A_{r2}}; \text{ luego } A_{r2} = \frac{F_{pd}}{\sigma_d} = 0.01948 \text{ cm}^2$$

$A_{r2} = 13.97 \cdot b_2 \text{ cm}^2$ , despejando  $b_2$  se obtiene que:

$$b_2 = 0.00139 \text{ cm.}$$

Para el  $A_{r3}$  se tiene que:

Para el corte directo el esfuerzo admisible es el siguiente:

$$\tau_s = S_y * 0.5 = 2074 \text{ Kg. / cm}^2$$

$$\tau_s = \frac{R}{A_{r3}}; \text{ luego } A_{r3} = \frac{R}{\tau_s} = 0.0323 \text{ cm}^2$$

$A_{r3} = 3.6 * b_3 \text{ cm}^2$ , despejando  $b_3$  tenemos que:

$$b_3 = 0.0089 \text{ cm.}$$

Como se puede apreciar los valores de  $b$  son demasiado pequeños, debido a que las fuerzas presentes son pequeñas y el esfuerzo admisible del material es alto. Por lo tanto se toma un espesor de disco  $b$  igual a  $\frac{1}{4}$  pulg  $\approx 0.635 \text{ cm}$ .

**5.8.19. Diseño De Los Ejes De Rotación De Los Martillos.** Los pernos estarán sometidos principalmente a la fuerza centrífuga producida por la masa de los martillos, también sobre ellos actúa la fuerza pulverizadora. La distribución de fuerzas máximas sobre una etapa de un perno (distancia entre disco y disco) es la siguiente:

$F_{cp}$  = Fuerza centrífuga correspondiente a cada tramo.

$F_{pp}$  = Fuerza pulverizadora correspondiente a cada tramo.

$$F_{cp} = \frac{F_c}{\#de.Tramos} = \frac{255.3Kg}{3} = 85.3 \text{ Kg}$$

$$F_{pp} = \frac{F_p}{\#de.Tramos} = \frac{80.82Kg}{3} = 26.94 \text{ Kg}$$

El perno analizado como viga esta sometido a esfuerzo de flexión y de corte.

Longitud De Los Pernos (LP):

Esta longitud la determinamos de acuerdo al espesor y al número de discos y martillos; también se tiene en cuenta en el cálculo el espesor de las arandelas que separan los discos de los martillos. Estas arandela tienen como finalidad separar los martillos entre si y servirles de guía.

$$L_p = 4 * b + 9 * E_m + 3 * E_a + J + h$$

$b = 0.635$  cm (Espesor del disco).

$E_m = 0.635$  cm. (Espesor del martillo).

$E_a = 3.65$  cm (Espesor de las arandelas por tramo).

$J = 3.81$  cm (Juego entre arandelas y martillos) Asumido.

$h = 1.2$  cm ( Espacio para pasador y sujeción del perno)

$J_{tr} = 1.27$  cm ( Juego entre martillos y arandelas por tramo)

Reemplazando cada uno de estos valores en la ecuación anterior, se obtiene que:

$$L_p = 24.22 \text{ cm.}$$

Longitud De Tramo Analizado Para El Perno (Lpa):

$$L_{pa} = b + 3 * E_m + E_a + J_{tr}$$

Reemplazando los valores correspondientes en la ecuación se obtiene :

$$L_{pa} = 7.46 \text{ cm.}$$

De acuerdo a los diagramas de cortantes y de momentos flectores, figura 74

$$M_{x-z} = 50.24 \text{ Kg * cm}$$

$$M_{y-z} = 159.04 \text{ Kg * cm}$$

$$M_R = \sqrt{M_{x-z}^2 + M_{y-z}^2} = 166.78 \text{ Kg * cm}$$

Esfuerzo de flexión ( $\sigma_p$ ):

$$\sigma_p = \frac{32 * M_R}{\pi * D_e^3} = \frac{1698.87}{D_e^3} \frac{Kg}{cm^2}$$

Tomando como material para los pernos un acero AISI 1045 con  $S_y = 4148$

$\frac{Kg}{cm^2}$  y utilizando un  $N_s = 2$ , se obtiene que:

$$S_D = 4148 / 2 = 2074 \frac{Kg}{cm^2}$$

Utilizando el criterio de coulomb para carga combinada en los puntos A y D

Figura 75, se obtiene:

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma_p^2 + 4\tau^2}$$

$\tau = 0$  (Esfuerzo cortante en sección circular en los puntos A y D)

Teniendo como resultado:  $\sigma_{equivalente} = S_D = \sigma_p$

$$\text{Reemplazando se obtiene que: } S_D = \frac{1698.87}{D_e^3} \frac{Kg}{cm^2}$$

Despejando el diámetro nos queda:

$$D_e = 0.936 \text{ cm}$$

Escogemos un  $D_e = 1.27 \text{ cm} \approx 1/2 \text{ pulg.}$

Figura 74. Diagramas en el perno.

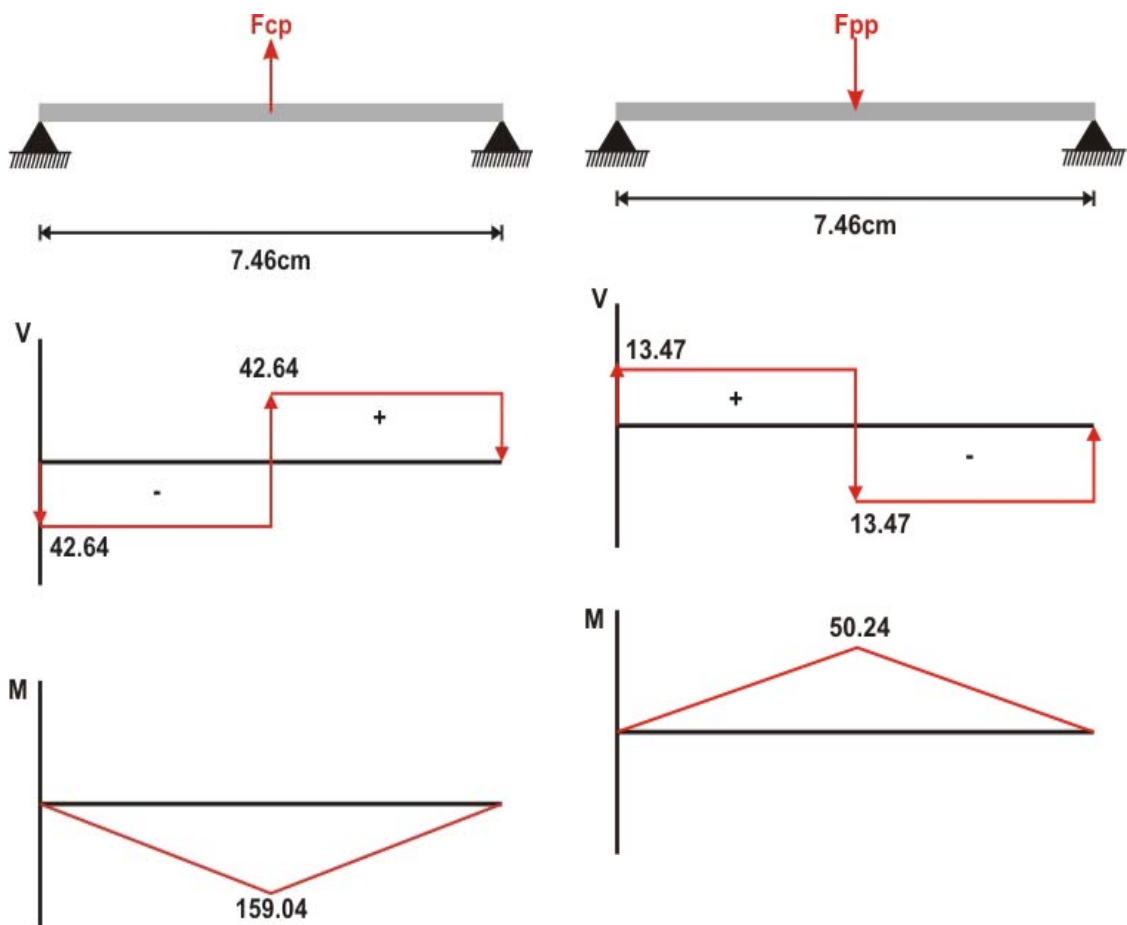
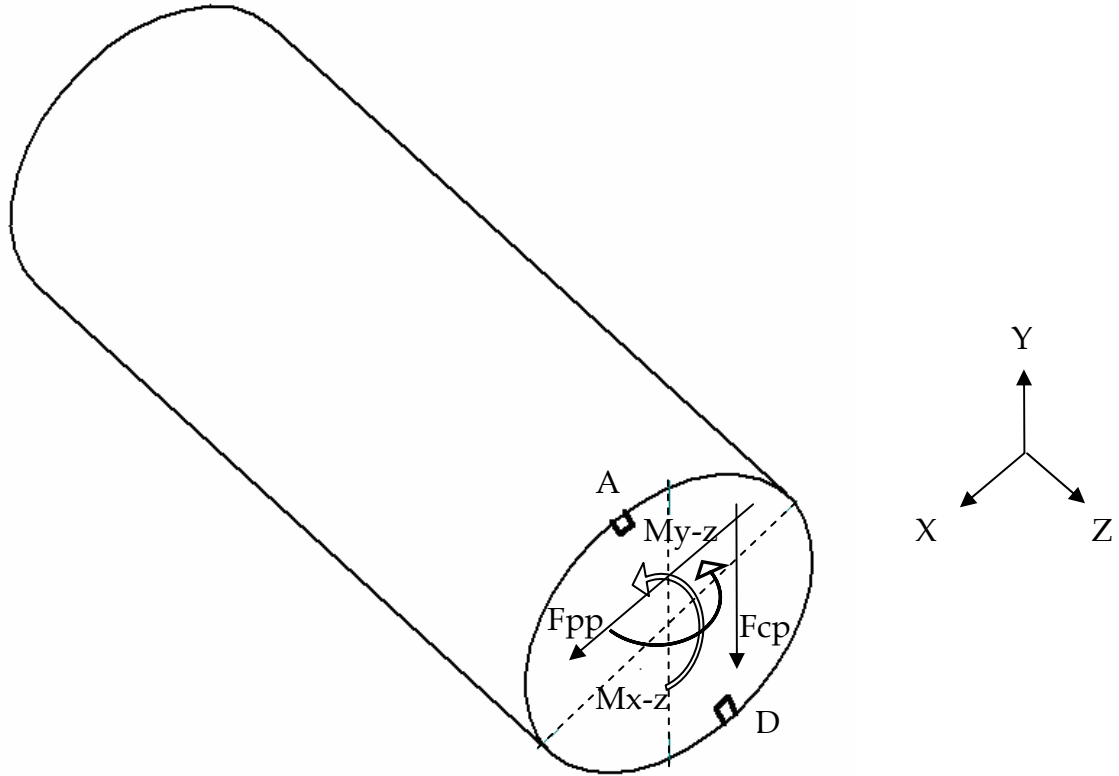


Figura 75. Estado de fuerzas combinadas para el perno.



**5.8.20. Cálculo De La Soldadura Que Une Los Discos Con El Eje:** En este caso la soldadura esta sometida a esfuerzos de torsión pura. Este esfuerzo de torsión para calcular la soldadura es producido por el torque de pulverización más el torque de inercia.

$$T = 1617.54 \text{ Kg} - \text{cm.}$$

Se supone que el torque se distribuye igualmente para cada disco. El torque por disco (TD) seria:

$$TD = \frac{T}{\#de.Discos} = 404.385 \text{ Kg} - \text{cm.} \approx 350.254 \text{ lb} * \text{pulg.}$$

Asumiendo 2 cordones de soldadura uno a cada lado del disco, cada cordón soportara  $TD/2$ .

Torque por cordón ( $T_s$ ):

$$T_s = TD / 2 = 202.193 \text{ Kg} \cdot \text{cm} \approx 175.127 \text{ lb} \cdot \text{pulg.}$$

Utilizando una soldadura tipo E 7018 con una resistencia a la fluencia de 57 Ksi y un esfuerzo permisible para torsión igual a :

$$\tau_{\text{perm.}} = 0.4 \cdot S_y = 22.8 \text{ Ksi} \approx 1590.3 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

La determinación del esfuerzo en la junta soldada debido a la torsión, puede determinarse por la ecuación

$$\tau = \frac{M \cdot r}{J} \quad \text{Ec 16 Ref [10,550]}$$

Siendo  $r$  la distancia existente entre el centroide del grupo de juntas y el punto de interés de la unión soldada, en tanto que  $J$  es el segundo momento polar de área del grupo de juntas con respecto al centroide de este.

Donde:

$$M = T_s$$

$r = 2.54 \text{ cm}$ . (La distancia existente entre el centroide del grupo de juntas y el punto de interés de la unión soldada)

$J = 0.707 \cdot h \cdot J_u$ . (Segundo momento polar de área del grupo de juntas con respecto al centroide de este)

$J_u = 2 \cdot \pi \cdot r^3$  (Segundo momento polar de área unitario.)

$h =$  Espesor del cordón de soldadura.

Reemplazamos los valores conocidos e igualando esta ecuación al esfuerzo permisible para torsión  $\tau_{\text{perm.}}$ , se determina el espesor de soldadura  $h$  necesario para que no falle la soldadura.

Entonces:  $h = 0.004438 \text{ cm}$ .

Este valor es muy pequeño por lo cual se toma el valor mínimo recomendado.

$h = 3/16 \text{ pulg.} \approx 0.47 \text{ cm}$  Ref[11,553]

**5.8.21. Selección Del Motor Para El Molino:** La potencia que se necesita en el eje del molino es de 20 HP, se divide esta potencia sobre la eficiencia de transmisión por correas que es de 97% .Entonces la potencia que se necesita que salga del eje del motor es de:

$$P_{eM} = \frac{20HP}{0.97} = 20.62 \text{ HP.}$$

Luego se divide esta potencia sobre la eficiencia del motor (86%):

$$\text{Entonces la potencia que se necesita que tenga el motor es} = \frac{20.62HP}{0.86} = 23.97$$

HP

Se selecciona un motor de 25 HP

**5.8.22. Calculo De La Transmisión Por Correa Entre El Motor Y El Eje Del Molino:**

Datos:

Potencia Nominal = 20 HP

Velocidad del motor = 1800 RPM

Velocidad del eje del molino = 900 RPM

➤ Primero se determina la potencia de diseño:

$$\text{Potencia de diseño} = \text{Potencia Nominal} * N_{fs} \quad \text{Ec 17 Ref [12,27]}$$

Donde:

$$N_{fs} = 1.2 \text{ Factor de servicio Ref [12,28]}$$

Reemplazando los valores correspondientes, se obtiene que:

$$\text{Potencia de diseño} = 24 \text{ HP}$$

➤ Se Determina el numero de revoluciones de la polea pequeña:

$$N_p \text{ (RPM)} = 1800.$$

➤ Relacionando  $N_p$  Vs Potencia de diseño se determina el tipo de correa.

El tipo de correa seleccionado es el tipo B, por lo tanto sus constantes son:

$a = 4.737$ ;  $c = 13.962$ ;  $e = 0.0234$  Ref [12,29]

➤ El  $D_1$  de la polea pequeña = 5.4 pulg = 13.71 cm.

➤ Se determina el Rated HP :

$$\text{Rated HP} = \left[ a \left( \frac{10^3}{V_m} \right)^{0.09} - \frac{c}{K_d D_1} - \frac{e V_m^2}{10^6} \right] \frac{V_m}{10^3}; V_m = \text{velocidad periférica Pies /}$$

min. Ec 17 Ref [11,29]

$$V_m = \frac{\pi * 5.4 * 1800}{12} = 2544.7 \text{ Pies / min}$$

Con  $D_2 / D_1$  se determina  $K_d$  Ref [11,30]

$D_2 / D_1 = 2$ , entonces  $K_d = 1.13$

Reemplazando todos los factores en la ecuación, se obtiene que:

Rated HP = 4.88

➤ Potencia corregida = Rated HP \*  $K_\theta$  \*  $K_L$  Ec 18 Ref [11,27]

$$K_\theta = \text{Factor de arco con } \frac{D_2 - D_1}{C} \text{ se obtiene } K_\theta \text{ Ref [11,30]}$$

$C$  = Distancia entre centros.

$K_L$  = factor de longitud de correa

$$\text{Como } m < 3 \text{ entonces } C_{\min} = \frac{D_1 + D_2}{2} + D_1 = 13.5 \text{ pulg.}$$

Se toma una distancia entre centros de 25 pulg. Entonces se obtiene que:

$$\frac{D_2 - D_1}{C} = 0.22, \text{ buscando en tablas se determina que } K_\theta = 0.97$$

$$\text{Longitud de la correa (L)} = 2 * C + 1.57 * (D_2 - D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4 * C} \text{ Ec 19 Ref [12,31]}$$

Reemplazando se tiene que:

Longitud de la correa ( L ) = 75.7256 pulg. Ahora Normalizando la longitud de correa dada y se obtiene la nueva longitud:

Longitud de la correa normalizada (L) = 76.8 pulg. y corresponde a la designación B75.

Ahora como la longitud ha sido variada debe corregirse la distancia entre centros.

$$C = \frac{B + \sqrt{B^2 - 32(D_2 - D_1)}}{16}; \text{ siendo } B = 4*L - 6.28 (D_2 - D_1) \quad \text{Ec 20 Ref [12,31]}$$

Remplazando se obtiene que:

$$B = 205.46 \text{ pulg. y}$$

$$\text{Distancia entre centros } C \text{ corregida} = 25.65 \text{ pulg.}$$

Con la longitud de la correa, se determina de tablas  $K_L$ , entonces:

$$K_L = 0.98$$

Ahora reemplazando estos factores y se determina la potencia corregida.

$$\text{Potencia corregida} = 4.64 \text{ HP}$$

Finalmente se determina el número de ramales necesarios para transmitir la potencia.

$$\text{No de ramales} = \frac{\text{Pot.de.diseño}}{\text{pot.corregida}} = 5.1 \approx 5 \quad \text{Ec 21 Ref [12,31]}$$

### 5.8.23. Selección De Los Rodamientos Para El Eje Del Molino

Calculo para el apoyo G :

$$R_{G1} = 146.26 \text{ Kg (Reacción del apoyo G en el plano Y-Z)}$$

$$R_{G2} = 364.56 \text{ Kg (Reacción del apoyo G en el plano X-Z)}$$

$R_{GT} = \sqrt{(R_{G1})^2 + (R_{G2})^2}$  (Carga radial total en el apoyo G), entonces se obtiene que:

$$R_{GT} = 392.8 \text{ Kg.}$$

$$L_H = 20.000 \text{ (Duración en horas de funcionamiento)}$$

N = 900 RPM

Relacionando N Vs  $L_H$  en la tabla 6.4 Ref [17,92]

Se determina la seguridad de carga  $\left(\frac{C}{P}\right) = 10.22$

Para una carga puramente radial la P (Carga dinámica equivalente) = Fr

Entonces la carga dinámica C = 10.22 \* 392.8 = 4014.42 Kg

De los catálogos de la SKF para rodamientos rígidos de bolas se seleccionan los rodamientos que puedan servir: 6212, 6309 Ref [31,39]

El rodamiento 6212 presenta un diámetro de 60mm muy grande para el eje, por lo tanto:

Se escoge el rodamiento 6309

Diámetro de agujero = 45 mm

Diámetro externo = 100 mm

Ancho = 25 mm

Para el apoyo A se escoge este mismo rodamiento.

**5.8.24. La Carcasa Del Molino.** Para el diseño de la carcasa se han seguido recomendaciones y datos empíricos de las empresas que construyen este tipo de maquinarias. Se utilizara una lámina de acero AISI 1020 de 1/4 de pulg. de espesor como material para la carcasa. La carcasa en su mitad superior ha sido revestida internamente de una lámina de de acero de 3/8 de pulg. la cual contiene barras rectangulares soldadas, con lo cual se protege la carcasa y se hace mas efectivo el golpe de los terrones contra las paredes internas. En el molino se utilizaran cribas construidas de lámina de acero perforado, estas cribas son de fácil remoción y dan un tamaño de grano uniforme; su montaje y reemplazo se realiza fácilmente, debido a que la criba va soportada en la media parte inferior de la carcasa, mediante unas guías que le sirven de apoyo. Las chumaceras que soportan los rodamientos del eje van montadas

sobre plataformas de lamina de acero soldadas a la carcasa del molino.

La carcasa se puede abrir fácilmente por la mitad, en un plano horizontal, que pasa por el eje del molino, esta abertura se hace mediante una junta de pasador situada en la parte posterior de la carcasa; de este modo se facilita una inspección inmediata a todas las partes internas del molino, de igual forma permite realizarle mantenimiento y cambio de piezas que deban ser sustituidas, además de esto se puede sacar fácilmente el eje del molino y cambiar las cribas cuando sea necesario.

En la construcción de la carcasa, las uniones para los soportes de los rodamientos y demás uniones en las cuales se necesite hacer uniones soldadas, estas se harán con un cordón de espesor de 3/16 pulg. y con soldadura tipo E7018, lo cual garantiza una buena unión respecto a las cargas que soporta el molino y al espesor de las laminas de acero utilizadas.

Los planos correspondientes al molino de martillos se pueden ver en el **ANEXO 38**.

## CONCLUSIONES

El diseño de máquinas realizado sobre una aplicación real, desarrolla una gran habilidad por parte de quienes participan activamente en él, enriqueciendo aún más sus conocimientos y fortaleciendo las habilidades propias para el diseño.

Dado el requerimiento de producción, resulta imprescindible, la mecanización de las etapas correspondientes al mezclado del acondicionador en los patios y el transporte eficiente desde dichos patios hasta el molino.

El diseño de la mezcladora de compostaje, es el equipo de mayor importancia dentro del análisis de distribución realizado, por lo que representaría en horas hombres el hecho de no considerarla.

La banda transportadora constituye el equipo ideal para el transporte de materiales a granel, por su alta capacidad de movilización, junto con su bajo consumo energético.

El diseño de un molino de martillos teniendo en cuenta las características propias del acondicionador y los requerimientos de producción esperados se convierte en un gran aporte, debido a que los requerimientos de potencia bajan comparados con los que la industria recomienda.

El aporte realizado por este proyecto de grado permite a la empresa identificar las variables que afectan su producción, lo cual va a conducir a un mayor control del proceso.

Para la realización de un proceso de producción eficiente, es necesario realizar una labor combinada entre el diseño de una buena distribución en planta y la selección de los equipos que actúan en la labor de producción.

El diseño de los equipos que intervienen en la producción del acondicionador los condiciona el proceso, por lo tanto sus dimensiones y requerimientos de energía son los mínimos posibles.

El diseño de algunos equipos y una distribución de planta acorde a la naturaleza del proceso que se lleva a cabo, tendrá como resultados ahorros considerables de tiempo, mayores eficiencias en el proceso, y un aprovechamiento racional de la energía ya que se agiliza la producción y se elimina el uso innecesario de personal en algunos sectores donde se requieren esfuerzos mayores de trabajo físico.

## **RECOMENDACIONES**

Para la futura construcción de la mezcladora de compostaje y el Molino de martillos, se hace necesario un nuevo proyecto que incluye el rediseño y construcción de un prototipo de cada uno de estos equipos, con el fin de seguir con el proceso normal y evolutivo del diseño de máquinas, en la búsqueda de un óptimo funcionamiento de los mismos.

## **BIBLIOGRAFÍA**

BELT CONVEYOR SYSTEM FOR MINING AND CONSTRUCTION INDUSTRIES. Continental Conveyor y equipment company Inc, printed USA.

BULK SOLIDS HANDLING. The international of storing and handling bulk materials. Ttp transtech publication Jul/Sep 1996. Volume 16 number 3.

CEMA, CONVEYOR EQUIPMENT MANUFACTURES ASSOCIATION, BELT CONVEYOR FOR MATERIALS. Third edition, published by the conveyor equipment manufactures association, 1998 USA.

CONVEYOR BELT DESIGN AND SELECTION CONSIDERATIONS. Goodyear.

CORREAS TRANSPORTADORAS PHOENIX CATALOGO. Phoenix Gummiwerke AG - 21 Hamburg 90, Alemania.

CORREAS TRANSPORTADORAS STARFLEX CATALOGO. Dunlop Belting Division, Liverpool, Inglaterra.

CONFERENCIAS FATIGA. Parada C. Alfredo, UIS, 2000.

DIRECCIÓN DE OPERACIONES (ASPECTOS ESTRATÉGICOS EN LA PRODUCCIÓN Y LOS SERVICIOS). José A. Domínguez Machuca, Maria José

Álvarez Gil, Santiago García González, Miguel Ángel Domínguez Machuca, Antonio Ruiz Jiménez, Primera edición en español, Editorial McGraw-Hill/Interamericana de España, S.A.U., España 1995.

DISEÑO DE COMPONENTES DE MAQUINAS. William, C Orthwein, Primera Edición en español, Compañía Editorial Continental, S.A. de C.V., México, 1996.

DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS. Virgil M. Faires, Cuarta Edición, Editorial Montaner y Simón, S. Barcelona 1970.

DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA. Joseph E. Shigley y Charles R. Mischke, Sexta Edición, Editorial McGraw-Hill/Interamericana Editores S.A. de C.V., México, 2002.

DISEÑO DE MAQUINAS II. Hernán Rojas García, Ediciones UIS, Bucaramanga, 1992.

DISEÑO DE MAQUINAS. Hall, Hollowenco, Laughlin, Editorial McGraw-Hill, México 1978.

DISEÑO DE MAQUINAS. Robert L. Norton, Primera edición, Editorial Prentice Hall, México, 1999.

DISEÑO DE UN MOLINO DE MARTILLOS PARA MINERALES CON SISTEMA NEUMÁTICO DE TRANSPORTE PARA LA EXTRACCIÓN Y RECOLECCIÓN DE FINOS. Proyecto de grado, UIS, 1978.

DISTRIBUCIÓN EN PLANTA. Richard Muther, Cuarta Edición, Editorial McGraw-Hill/Hispano europea, S.A., Barcelona, 1981.

GESTIÓN INTEGRAL DE RESIDUOS. Tchobanoglous George, Theisen Hilary, Vigil Samuel A., Volumen II, Editorial McGraw-Hill, México, 1998.

ICOBANDAS S.A. CATÁLOGO. Icobandas, Feriva, Cali, Colombia.

ICONTEC: 351101. Fertilizantes y Acondicionadores de suelos. Número: NTC 1927.

INTRODUCCIÓN AL PROCESAMIENTO DE MINERALES. Errol G. Nelly y David J. Spottiswood, Primera edición, Editorial Limusa S.A., México, 1990.

JEFFREY BELT CONVEYORS CATALOG The Jeffrey Manufacturing Company, Catalog N° 785, Ohio, USA.

MAQUINAS. A.L. Casillas, XXXVI Edición, Editorial Maquinas, Madrid 1997.

MANUAL DEL INGENIERO QUÍMICO. Robert H. Perry, Don W. Green y James O. Maloney, Volumen III, Séptima edición, Editorial McGraw-Hill, España, 2001.

MECÁNICA DE MATERIALES. R.C. Hibbeler, Tercera edición, Prentice Hall, México, 1998.

MECÁNICA DE SÓLIDOS (ESTÁTICA). Parada C. Alfredo, UIS, 1998.

MECÁNICA VECTORIAL PARA INGENIEROS. Ferdinand P. Beer y E. Russel Johnston Jr., Sexta edición, McGraw-Hill, 1997.

MEDIO EDUCATIVO MULTIMEDIA PARA EL ESTUDIO DE LAS BANDAS TRANSPORTADORAS. Tomo I y II, proyecto de grado, UIS, 2003.

OPERACIONES UNITARIAS EN INGENIERÍA QUÍMICA. Warren L. McCabe, Julian C. Smith y Meter Harriot, Cuarta edición, Editorial McGraw-Hill, España, 1991.

OPERACIONES UNITARIAS EN INGENIERÍA QUÍMICA. Warren L. McCabe, Julian C. Smith y Meter Harriot, Sexta edición, Editorial McGraw-Hill, México 2002.

OPTIMIZACIÓN DEL TIEMPO EN EL PROCESO DE MEJORAMIENTO DEL ACONDICIONADOR DE SUELO EN EL VALLE DEL CESAR. proyecto de grado, Universidad popular del Cesar.

RODAMIENTOS. Hernán Rojas García, Ediciones UIS, Bucaramanga, 1984.0

TRITURACIÓN MOLIENDA Y SEPARACIÓN DE MINERALES. Nicolas P. Woganoff, Editorial Alumina, Buenos Aires 1956.

# **A N E X O S**

## ANEXO 1. CÁLCULOS COMPARATIVOS DE TIEMPOS Y MOVIMIENTOS

Deducción de la secuencia de desplazamiento para desocupar un patio de compostaje.

Formulas.

$$1 \quad 2*(9+c)$$

$$2 \quad 2*(9+2c)$$

$$3 \quad 2*(9+3c)$$

.

.

.

$$n \quad 2*(9+nc)$$

$$t = \frac{\sum_{i=1}^n 2*(9+ic)}{2.2}$$

$$2*c(1+2+\dots+n)$$

$$2*c\left(\frac{n(n+1)}{2}\right)$$

Entonces

$$n(18+n*c+c) / 2.2$$

$$t = 18n + n(n+1)c / 2.2$$

### Calculo del tiempo empleado por el cargador para desocupar el patio.

Datos:

Avance del cargador por recogida = 0.4 m.

Entonces  $C = 0.4$

$V_c = 2.6$  m/sg ; Velocidad de operación del cargador.

Volumen por patio =  $45.5$  m<sup>3</sup>.

Longitud cubierta por el compostaje en el patio = 23 m

Si el cargador cuando carga avanza de a 0.4 m y debe ir tres veces para recoger la franja de largo 0.4 m \* alto 0.5 y ancho 4 metros.

Debe ir 171 veces aprox.

Entonces  $n = 171$  veces.

$t = \frac{18 * n + n(n+1)c}{2.6}$  ; Este es el tiempo que demora en vaciar el patio.

Reemplazando tenemos que:  $t = 5640$  sg  $\approx 94$  min.  $\approx 1$  hora 34 min

A este tiempo debe sumársele el tiempo que demora el cargador en recoger y descargar el compostaje por vez que va al patio.

Tiempo estimado por vez que va al patio y descarga = 20 sg.

Siendo el tiempo total de carga y descarga del material = 57 min

Entonces el tiempo total de descarga del patio = 2 horas 31 minutos.

### **Calculo del tiempo empleado por la utilización de carretillas.**

Para una carretilla bugues con capacidad de 4 cuñetazos.

El volumen de esta carretilla es de 0.0757 m<sup>3</sup> y lleva un peso de 45.42 kg.

Se necesitan 600 carretilladas para evacuar el patio.

Se hace la siguiente suposición:

Los trabajadores van a recorrer la misma distancia que el cargador.

Se suponen 4 operarios para evacuar los patios.

Cada operario debe evacuar 150 carretilladas.

Se divide el patio en 4 partes longitudinales, para que cada operario tenga un metro para que realice su labor.

Se saca el avance en la recolección por el volumen de la carretilla.

Entonces  $C = 0.15$  m.

La longitud de los patios cubiertos por compostaje es de 23 m.

Los tiempos relacionados son:

Tiempo para descargar la carretilla = 12 sg.

Tiempo total para descargar las carretilladas a la banda =  $12 * 150 = 1800$  sg  
 $\approx 30$  min.

Tiempo para llenar la carretilla con 16 paladas = 80 sg.

Tiempo total para llenar las carretillas que se necesitan por operario.= 200 min.

El tiempo que se necesita para recorrer la distancia para evacuar un patio es igual a:

$$t = \frac{18 * n + n(n+1)c}{0.8}; \text{ para un } n = 150 \text{ y la velocidad promedio del operario es}$$

de 0.8 m /sg. Aprox.

Reemplazando, se tiene que:

$$t = 7678 \text{ sg} \approx 128 \text{ min.}$$

Sumando los tiempos que intervienen en el vaciado de los patios utilizando 4 operarios con su respectiva carretilla es de:

5 horas 58 minutos.  $\approx$  6 horas. Aprox.

### **Calculo del tiempo empleado por la utilización de baldes.**

El volumen de 2 cuñetes =  $0.03785 \text{ m}^3$ .

Se necesitarían 1200 viajes para evacuar el patio

Los empleados van a recoger la misma distancia del cargador.

Se suponen 4 operarios para evacuar el patio.

Cada empleado debe hacer 300 viajes.

Se divide el patio en 4 partes, quedándole a cada empleado 1 m, para realizar la labor.

Se Saca el avance de la recolección del compostaje, con el volumen de los baldes, entonces se tiene que  $C = 0.0757 \text{ m}$ .

Tiempo de descarga de los baldes cada vez que va a la banda = 19 sg.

Tiempo total en descargar los balde en la banda: 1 hora y 35 minutos.

Tiempo en llenar los baldes = 40 sg.

Tiempo total en llenar los baldes= 3 horas 20 minutos.

Tiempo total en recorrer la distancia que se necesita para evacuar el patio.

$$t = \frac{18 * n + n(n+1)c}{0.8}; \text{ para un } n = 300 \text{ y la velocidad promedio del operario es}$$

de  $0.8 \text{ m /sg}$ . Aprox.

Reemplazando, se tiene que:

$$t = 255 \text{ min}$$

El tiempo empleado por los trabajadores, es de 9 horas 10 minutos.

## **ANEXO 2. COTIZACIÓN DEL MONORRIEL**



STECKERLCRANES  
A. STECKERL HIERROS Y ACEROS S.A.  
DIVISIÓN PUENTES GRÚA



**Documentación entregada**

- o Manual del polipasto
- o Certificado ISO-9001 de los equipos.
- o Certificado de pruebas en fábrica
- o Certificado de la cadena y el gancho.
- o Carta de garantía de los equipos por un Año

**La Oferta No incluye:**

- Obras Civiles en el sitio.
- Amarres de estructuras ya existentes. No incluye anclajes epoxicos ni embebidos.
- Equipos para izar o construir el puente grúa, tales como montacargas grúa.
- Acometida eléctrica a 220 V Monofásica.

**GARANTÍAS**

El Equipo tiene 12 meses de garantía, soportados por Coffing USA y las estructuras fabricadas en Colombia. La garantía que ampara es de 12 meses por daños de fabricación y defecto de materiales.

**CONDICIONES COMERCIALES**

<b>Precio</b>	• En pesos Colombianos + IVA.
<b>Tiempo de entrega</b>	• 4 Semanas para la estructuras. • Polipasto Coffing y Electrificación Inmediata.
<b>Forma de Pago</b>	• 70% anticipo, 30% contra entrega.
<b>Validez de la oferta</b>	• 30 Días. A pesar de la validez, las existencias y precios están sujetos a cambios dependiendo de la demanda y agotamiento de inventario.

Esperamos que esta oferta se ajuste a sus necesidades, cualquier inquietud con gusto la resolveremos.

Cordialmente,

*Roberto Barrios*

como colocación centrada estándar del alzamiento en la horquilla - hace que no exista ningún arrastramiento de plomada de izquierdo o a derecha.



STECKERL CRANES  
A. STECKERL HIERROS Y ACEROS S.A.  
DIVISIÓN PUENTES GRÚA



Barranquilla, febrero 7 de 2006

091205A

Señores:  
**AGORVERDE DE LA COSTA**  
Atn. IING. FERNANDO CABARCA  
Bucaramanga

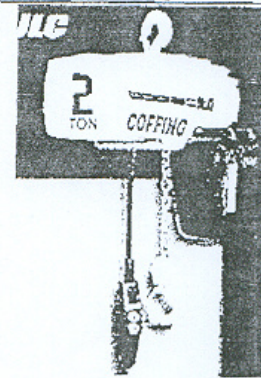
Ref.: **Oferta Grúa Monorriel de 2000 Kg. Polipasto, Trolley, Electrificación Móvil & Estructura Calificada.**

Estimados señores:

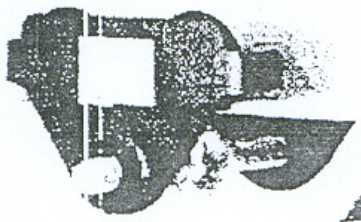
De acuerdo a nuestras conversaciones y a sus requisitos estamos entregando nuestras ofertas para un polipasto con capacidad de 2 ton, para monorriel de 100 m de recorrido de con Izaje de 3 m (aproximado), y con una energía a 220V trifásica a 60 Hz, así:

**CARACTERISTICAS POLIPASTO COFFING JLC4008-3**

Capacidad	2,000 Kg
Clasificación de servicio del polipasto	H4
Protección / aislamiento	IP 55 / Clase F
Voltaje 1 (principal)	220V Monofásico
Voltaje 2 (control)	115 V
Frecuencia	60 Hz
Potencia	1 HP (0.747 Kw.)
Velocidad de levante, máxima una sola velocidad.	2.4 m/min.
Número de velocidades	1
<ul style="list-style-type: none"> <li>Incluye porta cadena.</li> <li>Incluye Botonera.</li> <li>Freno Tipo embrague deslizante.</li> <li>Motor TENV clase H.</li> </ul>	



**TROLLEY MANUAL**



Carro Manual HTP, Capacidad 2000Kg.

Es el equipo de carro de arrastre elevado perfecto - conveniente para el izaje manual, eléctrico y de aire. El ajuste exacto con rosca derecha y rosca izquierda en la barra de carga de la horquilla, hace que sea fácilmente ajustable para caber en una amplia gama de las anchuras de viga (IPN, IPE, HEA etc.). Las ruedas de la carretilla se diseñan para un máximo de Pendiente del perfil de la viga de 14 %. Las características excelentes del balanceo debido a las ruedas de acero maquinadas y montadas desde el inicio pretubricadamente, mas los rodamientos de bolitas encapsulados, junto con los dispositivos de diseño como colocación centrada estándar del alzamiento en la horquilla - hace que no exista ningún arrastramiento de plomada de izquierdo o a derecha.

A. STECKERL HIERROS Y ACEROS S.A. Nit: 802.010.686-4 Carrera 87 via 40 esquina Barranquilla  
TEL: 3444444 FAX 3440207 E-mail: roberto.barrion@alfredosteckerl.com  
www.alfredosteckerl.com

Pag 1 de 4



STECKERL CRANES  
A. STECKERL HIERROS Y ACEROS S.A.  
DIVISIÓN PUENTES GRÚA



## VALOR DE LA INVERSIÓN

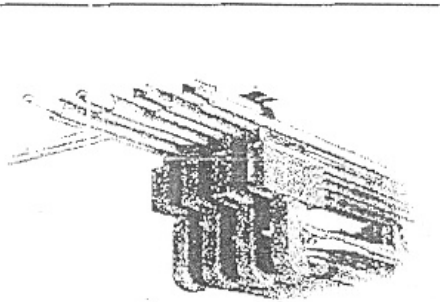
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Polipasto <b>Coffing JLC de Cadena</b> de 2000 Kg.</li> <li>• Cadena para 3 metros de izaje.</li> <li>• Botonera de 2 pulsadores</li> <li>• Contenedor de cadena</li> <li>• Instalado y Probado</li> </ul>		<b>Valor en Pesos</b> \$3,910,000 <b>Pesos + IVA</b>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Trollizy de 2000 Kg. REF: HTP</li> </ul>		<b>Valor</b> \$ 457,000 <b>Pesos + IVA</b>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Electrificación BARRA CONDUCTORA SAFE LEC 100 METROS</li> </ul>		<b>Valor</b> \$6,210,000 <b>Pesos + IVA</b>
Item	Part Description Quantity	
1	310101-J BARRAS 100A 4.5M NARANJA SL2 69	
2	310850 JUNTAS DE PVC NARANJA 66	
3	310102-J BARRAS ASSY 100A 4.5M VERDE SL2 23	
4	310851 JUNTAS PVC VERDES 22	
5	310911 ALIMENTACIÓN ASSY 60/100A 4	
6	310892 TAPA FINAL (STEEL/CU) 4	
7	310832 ANCLAJES DE BARRAS 4	
8	310821 SOPORTES 4 HOLE BLK STD MT 67	
9	310990 COLECTORES 100A D.I. NARANJA FASE 3	
10	310355 COLECTORES 100A VERDE TIERRA 1	
<b>Estructura Metálica Tipo MONORRIEL soportada en postes Tipo L</b> <b>Invertida que consta de:</b>		<b>Valor</b> \$ 56,100,000 <b>Pesos + IVA</b>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Monorriel (1) para una luz de 100 metros que califica para 2000 Kg. según normas de la NSR98.</li> <li>• Vigas (17) de Soporte Monorriel de 1.5 metros en perfil IPE estándar laminado que califican para la carga de 2000 Kg. Según normas de la NSR98. Diseñadas para apoyos de luz cada 6 metros de longitud.</li> <li>• Columnas (17) en perfil HEA estándar de 4 metros califican para la carga de 2000 Kg. Según normas de la NSR98. Diseñadas para apoyos de luz de monorriel cada 6 metros de monorriel</li> <li>• Pintadas con Pintura Esmalte Amarillo.</li> <li>• Mano de Obra de Montaje en Valledupar sin incluir equipos de montaje (Grúa o Montacarga) no se incluye pernos de anclaje. Ni obras civiles.</li> </ul>		
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Estructura Metálica Tipo PORTICO en forma de "A" que califica para 2000 Kg. según normas de la NSR98. que consta de:</li> <li>• Viga Central de 3.5 metros en perfil IPE estándar laminado que califican para la carga de 2000 Kg. Según normas de la NSR98.</li> <li>• Viga de Amarre de 2 metros para soportar la viga central.</li> <li>• PERNAS en perfil HEA estándar de 4 metros califican para la carga de 2000 Kg. Según normas de la NSR98. + PESADO ELECTRIFICADO.</li> <li>• Riel ASCE para 100 metros, es decir, 200 metros para enterrar en el piso.</li> <li>• Pintadas con Pintura Esmalte Amarillo.</li> <li>• Mano de Obra de Montaje en Valledupar sin incluir equipos de montaje (Grúa o Montacarga) no se incluye pernos de anclaje. Ni obras civiles.</li> </ul>		<b>Valor</b> \$ 40,100,000 <b>Pesos + IVA</b>



# STECKERLCRANES A. STECKERL HIERROS Y ACEROS S.A. DIVISIÓN PUENTES GRÚA

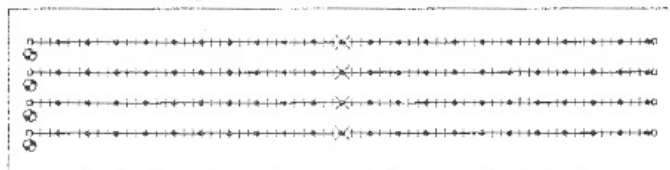


## ELECTRIFICACION MOVIL INSUL - 8 BARRA SAFE LEC 2



**SAI E-LEC 2** Entran en contacto con la barra del conductor - especial para monocarril, y la electrificación del sistema de transporte de material. La barra Segura-Lec de 2 tiene conductores (carril del conductor) que proporcionan estas grandes ventajas:

- > Seguimiento positivo de zapata de colector - la zapata es en "V" y entra en contacto con en el carril para proporcionar conductividad continua.
- > Los brazos del colector tienen gran articulación y pueden soportar discontinuidad.
- > La seguridad - la barra es aislada con cubierta de PVC tipo IP2.
- > Las cubiertas aisladores "tienen disposición en V" para ayudar a verter el número mínimo del agua y del polvo en las piezas del sistema -
- > Esta barra son fáciles de instalar
- > Capacidad de 100 amp, @ 600 volts max. Maximum
- > Speed: 1200 feet per minute
- > Ver abajo Esquema Electrical.



Note: For reference only, some items may need adjustment to avoid contacting others.

Legend (Click Legend Item To Toggle View):

- End Cover
- Joint
- Anchor Point
- Expansion Section
- Hanger
- Power Feed

**Approximate Locations**

The 1st hanger/bracket located at 8 in  
 Hanger/brackets repeat every 58 in on center  
 Last hanger located at 8 in from system end  
 Power Feed Located at approximately 0 in  
 Anchor Located at 162.57 ft

Statistics (Per Conductor):  
 Number of Joints: 22  
 Bracket/Hanger Sites: 68

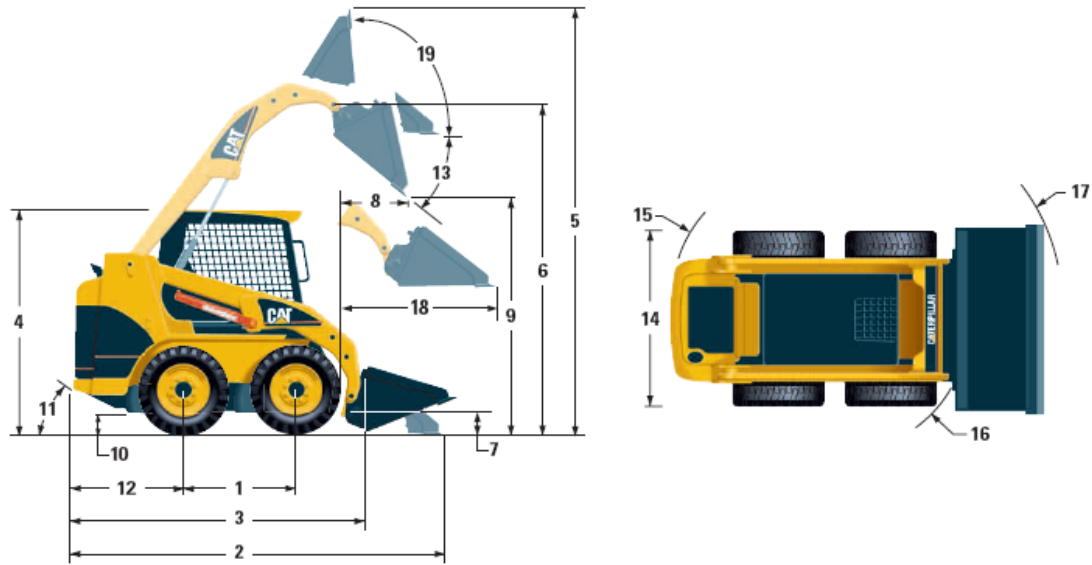
Print System Layout

## ANEXO 3.COTIZACIÓN DEL MINI CARGADOR FRONTAL

### 216B/226B Skid Steer Loaders

#### Dimensions

All dimensions are approximate.



1	Wheelbase	986 mm	39 in
2	Length w/Bucket on ground	3233 mm	127 in
3	Length w/o Bucket	2519 mm	99 in
4	Height to top of Cab	1950 mm	77 in
5	Max Overall Height	3709 mm	146 in
6	Hinge Pin Height at max lift	2854 mm	112 in
7	Hinge Pin Height at carry position	239 mm	9.3 in
8	Reach at max lift and dump	505 mm	20 in
9	Clearance at max lift and dump	2169 mm	85 in
10	Ground Clearance	195 mm	8 in
11	Departure Angle	26°	

12	Bumper Overhang behind rear axle	967 mm	38 in
13	Maximum Dump Angle	40°	
14	Vehicle Width over tires	1525 mm	60 in
15	Turning Radius from center — left	1485 mm	58.5 in
16	Turning Radius from center — right	1199 mm	47.2 in
17	Turning Radius from center — full	1940 mm	76.4 in
18	Max Reach w/Arms Parallel to ground	1280 mm	50.4 in
19	Rack Back Angle at max height	96.7°	

Bucaramanga, Febrero 06 de 2006

COT-040-2006

Señor

Fernando Cabarcas

**Bucaramanga**

De acuerdo a su amable solicitud nos permitimos cotizarles el equipo de su interés.

**Ref:** Oferta Minicargador NUEVO, marca Caterpillar, modelo 226 B.

**FACILIDADES DE SERVICIO:**

**Fácil acceso a todos los componentes, puntos de toma de muestra de aceite, (mejorado acceso al motor).**

**Ventilador enfriador y aire acondicionado accionados hidráulicamente- una única correa en toda la máquina.**

**Todos los filtros dispuestos en forma vertical.**

**Sistema de enfriamiento se levanta 45 Grados.**

**Intervalos de servicio más extensos.**

**ACEITE MOTOR- 500 HORAS MOTOR 3024 CT**

**ACEITE HIDRÁULICO-1000 HORAS**

**ENFRIADOR-6000 HORAS**

**FACILIDADES DE OPERACIÓN:**

**Nuevos joysticks con más funciones para alto flujo y flujo proporcional.**

**Nueva barra apoyabrazos moldeada.**

**Opción de controles tipo Case.**

**Conector de herramientas y tecla de alivio de presión hidráulica.**

**Sistema anticalado en el Motor:**

**Dispositivo de anticalado reduce la carrera de la bomba Hystat cuando el motor se sobrecarga.**

**== Maximiza el par aplicado a las ruedas sin calar el motor, permitiendo al operador una excavación agresiva sin preocupaciones de parada de motor.**

Descripción	Minicargador sobre llantas
Marca	Caterpillar
Modelo	226B
Motor	Caterpillar 3024C DIT , de inyección directa turboalimentado de 57 H.P. netos al volante
Cilindrada	3.3 Litros
Peso de operación	2.754 Kgs
Casilla abierta Rops	Si, original de fábrica, antivuelco
Tracción	De cadena de cuatro ruedas
Acoplador Rápido	Si
Distancia entre ejes	986 mm
<b>Altura de los pasadores de articulación en la posición de levantamiento máximo</b>	<b>2.854 mm</b>
<b>Cucharón de Excavación</b>	<b>De 0.40 mts. de propósito general, cuchilla Empenable</b>

Ancho del cucharón	1.680 mm (66")
Carga Nominal de Operación	680 Kg. (ROC) ***
Carga Nominal del Cucharón	620 Kg. (ROC) ***
Alcance del Cucharón	609 mm (ROC) ***
Altura de descarga	2.113 mm
Carga Máxima de Equilibrio	
Estático	1.185 Kg.
Fuerza de desprendimiento	
Cilindro de inclinación	1.590 Kg.
Fuerza de desprendimiento	
Cilindro de levantamiento	1.375 Kg.
Presión Hidráulica del Cargador	23.000 Kpa 3.335 Lbs/pulg <sup>2</sup>
Flujo Hidráulico del Cargador	83 L / min. 22 Gal / min.
Potencia Hidráulica	31.9 Kw. 42,8 hp.
Velocidad de desplazamiento	
adelante	0-12,6 km/h
Velocidad de desplazamiento en	
Retroceso	0-12,6 km/h
Llantas	10.16.5 8PR CATERPILLAR

#### **TREN DE FUERZA:**

Bombas de pistones de Caudal

Variable Las dos bombas de pistones axiales, de caudal variable, son impulsadas directamente desde el motor y proporcionan flujo hidráulico a los motores de impulsión

por medio de un sistema de ciclo cerrado. Los motores de impulsión transfieren potencia mecánica a las ruedas por medio de dos cadenas pre-tensadas a cada lado de la maquina.

Ajuste de las cadenas Manual

### **SISTEMA HIDRÁULICO:**

Las bombas Hidráulicas son Impulsadas directamente desde el motor, no se utilizan correas.

Caudal Fijo	Si
Rendimiento	15.6 gal/min
Presión máxima	3.335 Lb/ pul <sup>2</sup>
Mangueras	De presión con alma de acero tipo XT-tm
Enfriador del aceite Hidráulico	si
Frenos	De parqueo y servicio de discos múltiples, actuados hidráulicamente
Freno de estacionamiento	De discos múltiples en aceite conectados por resorte y desconectados Hidráulicamente
Transmisión hidrostática	SI
Alarma de Retroceso	Si
Cinturón de seguridad	Si
Medidores:	Horómetro, nivel combustible.
Indicadores de advertencia al Operador	Restricción filtro de aire, salida del alternador, Apoyabrazos subido / operador levantado Temperatura del refrigerante del motor Presión del aceite del motor

	Activación de las bujías
	Restricción del filtro hidráulico
	Freno de estacionamiento conectado
Luces:	Medidores con retroiluminación
	Dos luces traseras
	Dos luces alógenas delanteras ajustables
	Luz de techo
Medidores:	Nivel de combustible
	Horómetro
Espejo retrovisor	Si
Dimensiones del equipo	Longitud Total 3.233 mm
	Ancho Total 1.511 mm.
	Altura Total 1.950 mm.

**Precio de introducción a Bucaramanga US\$30.383.00 MAS IVA**

**Suministro sin costo de (2) Kit de mantenimiento primer y segundo cambio de aceite del motor, filtro de aceite y de combustible.**

## **TERMINOS DE ESTA COTIZACION:**

**ENTREGA FISICA:** En Bodegas de Gecolsa Bucaramanga

**PLAZO DE ENTREGA:** Doce semanas en Bucaramanga. Máquinas disponibles salvo venta previa o compromiso.

**FORMA DE PAGO:** Contado o mediante Leasing

**SERVICIO DE MUESTREO ATOMICO DE ACEITES.** Se entrega maletín con accesorios para toma de muestras de aceite de los diferentes compartimentos (Motor, sistema hidráulico, giro, mandos finales) para monitoreo de desgastes y como mantenimiento predictivo. Servicio libre de costo para su Compañía. Se requiere utilizar aceites y filtros Caterpillar .

**SISTEMA PARA CONTROL DE MANTENIMIENTO (MCS) .** Se ofrece incorporar sin costo alguno al MCS los equipos ofrecidos, este programa consiste en la administración del mantenimiento de las excavadoras a través de un software que provee un listado de las rutinas de mantenimiento, este listado se envía periódicamente vía fax o vía correo electrónico permitiendo a la Compañía prever reparaciones y especialmente prolongar la vida útil de los componentes.

**GARANTIA EQUIPO NUEVO :** Un Año ( 1 ) sin límite de horas. Sin exclusiones de ningún componente.

**MANUALES:** Se entrega el libro de partes y la guía de operación y mantenimiento.

**INSTRUCCIONES DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO:** Se efectúa en las instalaciones de Gecolsa Bucaramanga, se imparten instrucciones de operación y mantenimiento a la persona designada por el cliente.

**VALIDEZ DE LA OFERTA:** Treinta días a partir de la fecha de la cotización.

\*\*\* NOTA: La capacidad de operación nominal es definida por las normas SAE J818 ( Mayo 1987) e ISO 5998 (1986 ) como no más del 50% como la carga límite de equilibrio estático.

Esperamos que esta cotización sea de su agrado e interés y quedamos a su disposición para suministrar la información adicional que requieran.

Atn,

**Jorge Humberto Vargas**

Vendedor de Equipos

Cel 315 3118915

Ave. Quebrada Seca No. 33 –A- 55

**ANEXO 4.PLANOS DE LA PLANTA ACTUAL Y DE LA NUEVA  
DISTRIBUCIÓN**

## ANEXO 5. ANÁLISIS DE COSTOS

### ESTUDIO DE INVERSIÓN PARA LA CONSTRUCCIÓN Y EL MONTAJE DE LOS EQUIPOS DISEÑADOS

#### 1. Inversiones Fijas:

Tabla No 1

Concepto	Cantidad	Valor unitario	Valor total
<b>1.1 Construcción de obras civiles (muros).</b>	22	1.000.000	22.000.000
<b>1.2 Equipos:</b>			
Vagoneta	1	12.000.000	12.000.000
Motor del molino	1	2.040.000	2.040.000
Banda Transportadora	1	90.000.000	90.000.000
Motorreductores	2	11.636.000	23.272.000
Cargador.	1	66.000.000	66.000.000
<b>1.3Maquinados:</b>			
Huecos al tubo	30	10.000	300.000
Eje principal	1	1.500.000	1.500.000
Cuñero	20	20.000	400.000
Tuerca de presión.	30	20.000	600.000
Ruedas	4	100.000	400.000
Eje intermedio "a"	2	100.000	200.000
Eje intermedio "b"	2	80.000	160.000
Eje de la rueda	4	120.000	480.000
Hacerle huecos al perfil	4	80.000	320.000
Parte de arriba del molino	1	400.000	400.000
Huecos a los martillos			
Eje del molino	36	3.000	108.000
Estructura del molino.	1	250.000	250.000
Tratamiento térmico a los martillos	1	3.000.000	3.000.000
<b>1.4 Materiales:</b>	36	-----	32.000
Eje del molino			
Pernos porta martillos	1	80.000	80.000
Platina para martillos.			

Discos de 14"	1	5.000	5.000
Lamina de ¼"	1	25.000	25.000
Lamina de 3/8"	4	30.000	120.000
Chumaceras del molino	1	70.000	70.000
Barras cuadradas de 1"	1	400.000	400.000
Perfiles en U			
Ruedas fundidas	2	75.000	150.000
Eje punta del eje principal	1	35.000	35.000
Eje intermedio "a"	4	90.000	360.000
Eje intermedio "b"	4	90.000	360.000
Eje de la rueda			
Eje principal	2	400.000	800.000
Varilla para las palas.	2	200.000	400.000
Platinas para las palas.	2	100.000	200.000
Tornillos	1	150.000	150.000
Chumaceras	1	1.850.000	1.850.000
mezcladora	30	10.000	300.000
Cadenas	1	25.000	25.000
Catarinas mayores "a"			500.000
Catarinas menores "a"	8	90.000	720.000
Catarinas intermedias "a"	8	-----	3.000.000
Catarinas eje principal	2	2.500.000	5.000.000
Catarinas eje motorreductor	2	650.000	1.300.000
Catarinas intermedias "b" mayores	2	450.000	900.000
Catarinas intermedias "b" menores	2	125.000	250.000
repuestos	2	300.000	600.000
	2	200.000	400.000
Sub Total			\$ 242.197.000

## 2. Inversiones Diferidas:

Tabla No 2

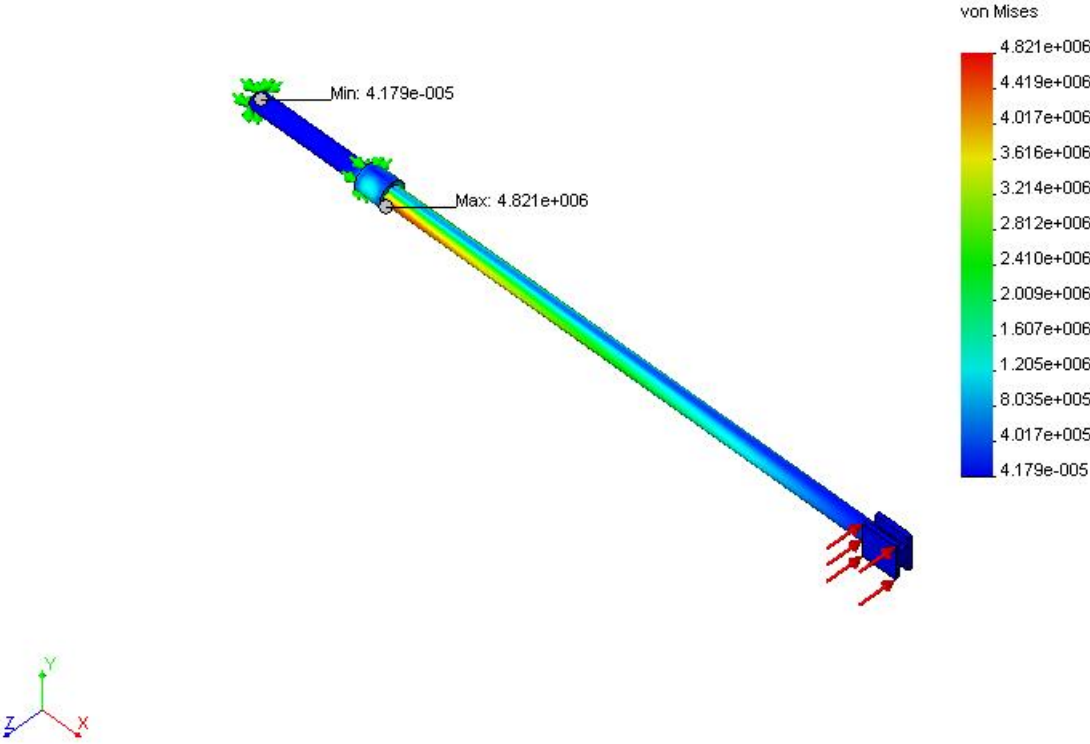
Concepto	Cantidad	Valor unitario	Valor total
2.1 Estudio técnico.			1.000.000
2.2 Gastos de montaje.	1	1.500.000.	1.500.000
2.2.1 Costo del montaje del molino.	1	2.000.000	2.000.000
2.2.2 Costo del montaje de la mezcladora.	----- ----	5.000.000	5.000.000
2.3 Puesta en marcha De todos los equipos.			
Sub. Total			\$ 9.500.000 =

Balance de costo de la inversión:

Concepto	Valor
1. Inversiones Fijas	
1.1 Construcción de obras civiles (muros).	22.000.000
1.2 Equipos	193.312.000
1.3 Maquinados	8.150.000
1.4 Materiales	18.735.000
Inversión fija total:	\$242.197.000=
2. Inversiones Diferidas:	
2.1 Estudio técnico.	1.000.000
2.2 Gastos de montaje.	
2.2.1 Costo del montaje del molino.	1.500.000
2.2.2 Costo del montaje de la mezcladora.	2.000.000
2.3 Puesta en marcha De todos los equipos	5.000.000
	\$9.500.000=
Inversión Diferida total	
Inversión total	\$ 251.697.000=

# ANEXO 6. ANÁLISIS DE ESFUERZOS DE LA PALA DE LA MEZCLADORA DE COMPOSTAJE

Paleta-Estatic :: Static Nodal Stress  
Units : N/m<sup>2</sup> Deformation Scale : 1 : 0



## ANEXO 7. CATÁLOGO DE INTERMEC

PIÑONES  
3/4 (60)

**TABLA DE DIMENSIONES**  
DE LOS PIÑONES INTERMEC PASO 3/4" (19.05 mm)  
Para Cadena ANSI No. 60 Tipo B Sencillos, Dobles y Triples

Los diámetros totales de los piñones figuran en pulgadas y milímetros. Todas las demás dimensiones figuran solamente en pulgadas. Para convertir a milímetros cualquier medida dada en pulgadas multiplíquese por 25.4.

Número de Dientes	Diámetro Total		Manzana Diámetro Pulg.	Hueco Estandar Diámetro	Hueco Máximo Permisible	Gruoso Total del Piñón	Largo Manzana Solamente	Dobles		Triples	
	Pulg.	Milim.						Diámetro Manzana	Gruoso Total	Diámetro Manzana	Gruoso Total
44	10.940	277.9	4.18	1.14	2.78	1.12	1.041	5"	2.58	5"	3.12
45	11.180	284.0	4.18	1.14	2.78	1.12	1.041	5"	2.58	5"	3.12
46	11.410	289.8	4.18	1.14	2.78	1.12	1.041	5.14	2.34	5.14	3.12
47	11.650	295.9	4.18	1.14	2.78	1.12	1.041	5.14	2.34	5.14	3.12
48	11.980	304.3	4.18	1.14	2.78	1.12	1.041	5.14	2.34	5.14	3.12
50	12.370	314.2	4.18	1.14	2.78	1.34	1.291	5.14	2.34	5.14	3.12
52	12.850	326.4	4.18	1.14	2.78	1.34	1.291	5.14	2.34	5.14	3.12
54	13.330	338.6	4.18	1.14	2.78	1.34	1.291	5.14	2.34	5.14	3.12
55	13.570	344.7	4.18	1.14	2.78	1.34	1.291	5.14	2.34	5.14	3.12
56	13.800	350.5	4.38	1.14	3.18	1.34	1.291	5.14	2.34	5.14	3.12
57	14.040	356.6	4.38	1.14	3.18	1.34	1.291	5.14	2.34	5.14	3.12
58	14.280	362.7	4.38	1.14	3.18	1.34	1.291	5.14	2.34	5.14	3.12
60	14.760	374.9	4.38	1.14	3.18	1.34	1.291	5.14	2.34	5.14	3.12
62	15.240	387.1	4.38	1.14	3.18	1.34	1.291	5.14	2.78	5.14	3.58
63	15.480	393.2	4.38	1.14	3.18	1.34	1.291	5.14	2.78	5.14	3.58
64	15.720	399.3	4.58	1.14	3.14	1.34	1.291	5.14	2.78	5.14	3.58
65	15.960	405.4	4.58	1.14	3.14	1.34	1.291	5.14	2.78	5.14	3.58
66	16.190	411.2	4.58	1.14	3.14	1.34	1.291	5.14	2.78	5.14	3.58
68	16.670	423.4	4.58	1.14	3.14	1.34	1.291	5.14	2.78	5.14	3.58
70	17.150	435.6	4.58	1.14	3.14	1.34	1.291	5.12	3"	5.12	3.58
72	17.630	447.8	4.58	1.14	3.14	1.34	1.291	5.12	3"	5.12	3.58
74	18.110	460.0	4.58	1.14	3.14	1.34	1.291	5.12	3"	5.12	3.58
75	18.344	465.9	4.34	1.58	3.14	2.18	1.666	5.12	3"	5.12	3.58
76	18.584	472.0	4.34	1.58	3.14	2.18	1.666	5.12	3"	5.12	3.58
78	19.060	484.1	4.34	1.58	3.14	2.18	1.666	5.12	3"	5.12	3.58
80	19.540	496.3	4.34	1.58	3.14	2.18	1.666	5.12	3"	5.12	3.58
82	20.016	508.4	4.34	1.58	3.14	2.18	1.666	5.12	3"	5.12	3.58
84	20.494	520.5	4.34	1.58	3.14	2.18	1.666	5.12	3"	5.12	3.58
86	20.972	532.7	4.34	1.58	3.14	2.18	1.666	5.34	3"	5.34	3.58
88	21.450	544.8	4.34	1.58	3.14	2.18	1.666	5.34	3"	5.34	3.58
90	21.926	556.9	5"	1.58	3.12	2.18	1.666	5.34	3"	5.34	3.58
92	22.404	569.1	5"	1.58	3.12	2.18	1.666	5.34	3.12	5.34	3.58
94	22.901	581.7	5"	1.58	3.12	2.18	1.666	5.34	3.12	5.34	3.58
95	23.043	585.3	5"	1.58	3.12	2.18	1.666	5.34	3.12	5.34	3.58

**NOTA:** La letra **R** al lado del diámetro de la manzana especificado en la tabla, quiere decir que va ranurada. En este caso a partir de los 17 dientes inclusive, los diámetros de las manzanas de los piñones dobles y triples son mayores que los de las manzanas de los sencillos correspondientes. En estos casos si se requiere determinar el hueco máximo permisible, divídase el diámetro de la manzana por **1.430**. "El grueso total del piñón" se mide a lo largo de todo el hueco.

**TABLA DE DIMENSIONES**  
DE LOS PIÑONES INTERMEC PASO 1" (25.40 mm)  
Para Cadena ANSI No. 80 Tipo C Sencillos, Dobles y Triples

Los diámetros totales de los piñones figuran en pulgadas y milímetros. Todas las demás dimensiones figuran solamente en pulgadas. Para convertir a milímetros cualquier medida dada en pulgadas multiplíquese por 25.4.

Número de Dientes.	Diámetro Total		Manzana Diámetro Pulg.	Hueco Estandar Diámetro	Hueco Máximo Permisible	Grueso Total del Piñón	Largo Manzanas Solamente	Dobles		Triples	
	Pulg	Milim						Diámetro Manzana	Grueso Total	Diámetro Manzana	Grueso Total
70	22.866	580.8	6"	1 5/8	4 1/4	2 5/8	2.050	6 1/4	3 3/4	6 1/4	4"
72	23.504	597.0	6"	1 5/8	4 1/4	2 5/8	2.050	6 1/4	3 3/4	6 1/4	4"
74	24.140	613.2	6"	1 5/8	4 1/4	2 5/8	2.050	6 1/4	3 3/4	6 1/4	4"
75	24.457	621.2	6"	1 5/8	4 1/4	2 5/8	2.050	6 1/4	3 3/4	6 1/4	4"
76	24.778	629.4	6"	1 5/8	4 1/4	2 5/8	2.050	6 1/4	3 3/4	6 1/4	4"
78	25.414	645.5	6"	1 5/8	4 1/4	2 5/8	2.050	6 1/4	3 3/4	6 1/4	4"
80	26.051	661.7	6"	1 5/8	4 1/4	2 5/8	2.050	6 1/4	3 3/4	6 1/4	4"
81	26.370	669.8	6"	1 5/8	4 1/4	2 5/8	2.050	6 1/4	3 3/4	6 1/4	4"
82	26.688	677.9	6"	1 5/8	4 1/4	2 5/8	2.050	6 1/4	3 3/4	6 1/4	4"
84	27.325	694.1	6"	1 5/8	4 1/4	2 5/8	2.050	6 1/4	3 3/4	6 1/4	4"
85	27.644	702.2	6"	1 5/8	4 1/4	2 5/8	2.050	6 1/4	3 3/4	6 1/4	4 1/4
86	27.961	710.2	6"	1 5/8	4 1/4	2 5/8	2.050	6 1/4	3 3/4	6 1/4	4 1/4
87	28.280	718.3	6 3/8	1 5/8	4 1/2	2 3/4	2.175	6 1/2	3 3/4	6 1/2	4 1/4
88	28.598	726.4	6 3/8	1 5/8	4 1/2	2 3/4	2.175	6 1/2	4"	6 1/2	4 1/4
90	29.235	742.6	6 3/8	1 5/8	4 1/2	2 3/4	2.175	6 1/2	4"	6 1/2	4 1/4
92	29.872	758.7	6 3/8	1 5/8	4 1/2	2 3/4	2.175	6 1/2	4"	6 1/2	4 1/4
93	30.192	766.9	6 3/8	1 5/8	4 1/2	2 3/4	2.175	6 1/2	4"	6 1/2	4 1/4
94	30.509	774.9	6 3/8	1 5/8	4 1/2	2 3/4	2.175	6 1/2	4"	6 1/2	4 1/4
95	30.828	783.0	6 3/8	1 5/8	4 1/2	2 3/4	2.175	6 1/2	4"	6 1/2	4 1/4
96	31.146	791.1	6 3/8	1 5/8	4 1/2	2 3/4	2.175	6 1/2	4"	6 1/2	4 1/4
98	31.783	807.3	6 1/2	1 5/8	4 5/8	2 7/8	2.300	6 3/4	4"	6 3/4	4 1/2
99	32.101	815.4	6 1/2	1 5/8	4 5/8	2 7/8	2.300	6 3/4	4"	6 3/4	4 1/2
100	32.420	823.5	6 1/2	1 5/8	4 5/8	2 7/8	2.300	6 3/4	4"	6 3/4	4 1/2
102	33.056	839.6	6 1/2	1 5/8	4 5/8	2 7/8	2.300	6 3/4	4"	6 3/4	4 1/2
104	33.694	855.8	6 1/2	1 5/8	4 5/8	2 7/8	2.300	6 3/4	4"	6 3/4	4 1/2
105	34.011	863.9	6 1/2	1 5/8	4 5/8	2 7/8	2.300	6 3/4	4"	6 3/4	4 1/2
108	34.968	888.2	6 1/2	1 5/8	4 5/8	2 7/8	2.300	6 3/4	4"	6 3/4	4 1/2
110	35.604	904.3	6 1/2	1 5/8	4 5/8	2 7/8	2.300	6 3/4	4"	6 3/4	4 1/2
111	35.922	912.4	6 1/2	1 5/8	4 5/8	2 7/8	2.300	6 3/4	4"	6 3/4	4 1/2
112	36.241	920.5	6 1/2	1 5/8	4 5/8	2 7/8	2.300	6 3/4	4"	6 3/4	4 1/2
114	36.878	936.7	6 1/2	1 5/8	4 5/8	2 7/8	2.300	6 3/4	4"	6 3/4	4 1/2

**NOTA:** La letra **R** al lado del diámetro de la manzana especificado en la tabla, quiere decir que va ranurada. En este paso a partir de los 14 dientes inclusive, los diámetros de las manzanas de los piñones dobles y triples son mayores que los de las manzanas de los sencillos correspondientes. En estos casos si se requiere determinar el hueco máximo permisible, divídase el diámetro de la manzana por **1.430**. "El grueso total del piñón" se mide a lo largo de todo el hueco.

INTERMEC

PIÑONES  
1 1/2"  
(120)

**TABLA DE DIMENSIONES**  
DE LOS PIÑONES INTERMEC PASO 1 1/2" (38.10 mm)  
Para Cadena ANSI No. 120 Tipo B Sencillos, Dobles y Triples

Los diámetros totales de los piñones figuran en pulgadas y milímetros. Todas las demás dimensiones figuran solamente en pulgadas.

Número de Dientes.	Diámetro Total		Manzana Diámetro Pulg.	Hueco Estandar Diámetro	Hueco Máximo Permissible	Gruaso Total del Piñón	Largo Manzana Solamente	Dobles		Triples	
	Pulg.	Milim.						Diámetro Manzana	Gruaso Total	Diámetro Manzana	Gruaso Total
9	5.020	127.5	3 3/8 R	1 1/4	1 3/4	2 1/4	1.326	3 1/2 R	3 7/8	3 1/2 R	5 3/4
10	5.490	139.4	3 3/4 R	1 5/8	2 1/4	2 1/4	1.326	4" R	3 7/8	4" R	5 3/4
11	6.000	152.4	3 9/16	1 5/8	2 3/8	2 1/8	1.201	3 9/16	3 3/4	3 9/16	5 5/8
12	6.498	165.0	4 1/8	1 5/8	2 7/8	2 1/8	1.201	4 1/16	3 3/4	4 1/16	5 5/8
13	6.984	177.4	4 9/16	1 5/8	3 1/4	2 1/8	1.201	4 1/2	3 3/4	4 1/2	5 5/8
14	7.470	189.7	4 3/4	1 5/8	3 3/8	2 1/8	1.201	4 7/8	3 3/4	4 7/8	5 5/8
15	7.956	202.1	4 3/4	1 5/8	3 3/8	2 1/8	1.201	5 1/4	3 3/4	5 1/4	5 5/8
16	8.440	214.4	5 1/4	1 5/8	3 5/8	2 1/8	1.201	5 1/2	3 3/4	5 1/2	5 5/8
17	8.922	226.6	5 1/4	1 5/8	3 5/8	2 1/4	1.326	5 1/2	3 3/4	5 1/2	5 5/8
18	9.406	238.9	5 1/4	1 5/8	3 5/8	2 1/4	1.326	5 3/4	3 3/4	5 3/4	5 5/8
19	9.888	251.2	5 1/4	1 5/8	3 5/8	2 1/4	1.326	5 3/4	3 3/4	5 3/4	5 5/8
20	10.370	263.4	5 1/4	1 5/8	3 5/8	2 1/4	1.326	5 3/4	3 3/4	5 3/4	5 5/8
21	10.850	275.6	5 1/4	1 5/8	3 5/8	2 1/4	1.326	5 3/4	3 3/4	5 3/4	5 5/8
22	11.332	287.5	5 1/4	1 5/8	3 5/8	2 1/4	1.326	5 3/4	3 3/4	5 3/4	5 5/8
24	12.294	312.3	5 1/4	1 5/8	3 5/8	2 1/4	1.326	6"	4"	6"	5 7/8
25	12.774	324.5	5 1/4	1 5/8	3 5/8	2 1/4	1.326	6"	4"	6"	5 7/8
26	13.254	336.7	6"	1 5/8	4 1/8	2 1/4	1.326	6 1/4	4"	6 1/4	5 7/8
28	14.212	361.0	6"	1 5/8	4 1/8	2 1/4	1.326	6 1/4	4"	6 1/4	5 7/8
30	15.170	385.3	6"	1 5/8	4 1/8	2 1/2	1.576	6 1/4	4"	6 1/4	5 7/8
32	16.120	409.4	6"	1 5/8	4 1/8	2 1/2	1.576	6 1/2	4 1/4	6 1/2	5 7/8
33	17.066	444.2	6"	1 5/8	4 1/8	2 1/2	1.576	6 1/2	4 1/4	6 1/2	5 7/8
36	18.044	458.3	6"	1 5/8	4 1/8	2 1/2	1.576	6 1/2	4 1/4	6 1/2	5 7/8
37	18.520	470.4	6"	1 5/8	4 1/8	2 1/2	1.576	6 1/2	4 1/4	6 1/2	5 7/8
40	19.960	507.0	6"	1 5/8	4 1/8	2 1/2	1.576	7"	4 1/2	7"	6"
45	22.350	567.7	6"	1 5/8	4 1/8	3 1/4	2.326	7"	4 1/2	7"	6"
46	22.828	579.8	6"	1 5/8	4 1/8	3 1/4	2.326	7"	4 1/2	7"	6"
47	23.306	592.0	6"	1 5/8	4 1/8	3 1/4	2.326	7"	4 1/2	7"	6"
48	23.783	604.1	6"	1 5/8	4 1/8	3 1/4	2.326	7"	4 1/2	7"	6"
49	24.264	616.3	6"	1 5/8	4 1/8	3 1/4	2.326	7"	4 1/2	7"	6"
50	24.742	628.4	6"	1 5/8	4 1/8	3 1/4	2.326	7"	4 1/2	7"	6"
51	25.218	640.5	6"	1 5/8	4 1/8	3 1/4	2.326	7"	4 1/2	7"	6"
52	25.698	652.7	6 1/2	1 5/8	4 1/2	3 1/2	2.576	7 1/2	4 1/2	7 1/2	6"
54	26.652	677.0	6 1/2	1 5/8	4 1/2	3 1/2	2.576	7 1/2	4 1/2	7 1/2	6"
55	27.131	689.1	6 1/2	1 5/8	4 1/2	3 1/2	2.576	7 1/2	4 1/2	7 1/2	6"
56	27.609	701.3	6 1/2	1 5/8	4 1/2	3 1/2	2.576	7 1/2	4 1/2	7 1/2	6"
57	28.085	713.4	6 1/2	1 5/8	4 1/2	3 1/2	2.576	7 1/2	4 1/2	7 1/2	6"
58	28.566	725.6	6 1/2	1 5/8	4 1/2	3 1/2	2.576	7 1/2	4 1/2	7 1/2	6"
60	29.640	752.9	6 1/2	1 5/8	4 1/2	3 1/2	2.576	8"	4 3/4	8"	6"
62	30.475	774.1	6 1/2	1 5/8	4 1/2	3 1/2	2.576	8"	4 3/4	8"	6"
63	30.954	786.2	6 1/2	1 5/8	4 1/2	3 1/2	2.576	8"	4 3/4	8"	6"
64	31.433	798.4	7"	1 5/8	5"	4"	3.076	8"	4 3/4	8"	6"
65	31.909	810.5	7"	1 5/8	5"	4"	3.076	8"	4 3/4	8"	6"
66	32.388	822.7	7"	1 5/8	5"	4"	3.076	8"	4 3/4	8"	6"
68	33.344	846.9	7"	1 5/8	5"	4"	3.076	8"	4 3/4	8"	6"
69	33.822	859.1	7"	1 5/8	5"	4"	3.076	8 1/2	4 3/4	8 1/2	6"
70	34.300	871.2	7"	1 5/8	5"	4"	3.076	8 1/2	4 3/4	8 1/2	6"
76	37.166	944.0	7"	1 5/8	5"	4"	3.076	8 1/2	4 3/4	8 1/2	6"

NOTA: Véanse anotaciones al pie de la tabla de 2 1/2" (200)

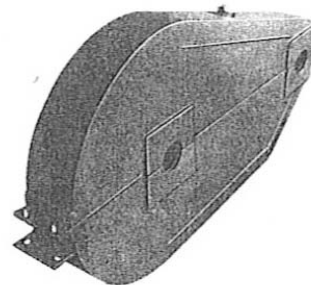
**TABLA DE CAPACIDAD**  
**CADENA ESTANDAR SENCILLA DE RODILLOS No. 120 PASO 1 1/2"**

No. de dientes piñón conductor	R.P.M DEL PIÑÓN CONDUCTOR																								
	10	25	50	100	150	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000	2100
9	1.10	2.52	4.69	8.76	12.6	16.3	23.5	30.5	37.3	43.2	34.3	28.1	23.5	20.1	17.4	15.3	13.5	12.1	10.9	9.92	9.06	8.31	7.67	7.10	6.60
10	1.24	2.82	5.26	9.81	14.1	18.3	26.4	34.2	41.8	49.2	40.1	32.9	27.5	23.5	20.4	17.9	15.9	14.2	12.8	11.6	10.6	9.74	8.98	8.31	7.73
11	1.37	3.12	5.83	10.9	15.7	20.3	29.2	37.9	46.3	54.6	46.3	37.9	31.8	27.1	23.5	20.6	18.3	16.4	14.8	13.4	12.2	11.2	10.4	9.59	0
12	1.50	3.43	6.40	11.9	17.2	22.3	32.1	41.6	50.9	59.9	52.8	43.2	36.2	30.9	26.8	23.5	20.9	18.7	16.8	15.3	13.9	12.8	11.8	10.9	0
13	1.64	3.74	6.98	13.0	18.8	24.3	35.0	45.4	55.5	65.3	59.5	48.7	40.8	34.9	30.2	26.5	23.5	21.0	19.0	17.2	15.7	14.4	13.3	12.3	0
14	1.78	4.05	7.56	14.1	20.3	26.3	37.9	49.1	60.1	70.8	66.5	54.4	45.6	39.0	33.8	29.6	26.3	23.5	21.2	19.2	17.6	16.1	14.9	13.9	0
15	1.91	4.37	8.15	15.2	21.9	28.4	40.9	53.0	64.7	76.3	73.8	60.4	50.6	43.2	37.4	32.9	29.1	26.1	23.5	21.3	19.5	17.0	16.5	0	
16	2.05	4.68	8.74	16.3	23.5	30.4	43.8	56.8	69.4	81.8	81.3	66.5	55.7	47.6	41.2	36.2	32.1	28.7	25.9	23.5	21.5	19.7	18.2	0	
17	2.19	5.00	9.33	17.4	25.1	32.5	46.8	60.6	74.1	87.3	89.0	72.8	61.0	52.1	45.2	39.6	35.2	31.5	28.4	25.8	23.5	21.6	19.9	0	
18	2.33	5.32	9.92	18.5	26.7	34.6	49.8	64.5	78.8	92.9	97.0	79.4	66.5	56.8	49.2	43.2	38.3	34.3	30.9	28.1	25.6	23.5	11.3	0	
19	2.47	5.64	10.5	19.6	28.3	36.6	52.8	68.4	83.6	98.5	105	86.1	72.1	61.6	53.4	46.8	41.5	37.2	33.5	30.4	27.8	25.5	0		
20	2.61	5.96	11.1	20.7	29.9	38.7	55.8	72.2	88.3	104	114	92.9	77.9	66.5	57.6	50.6	44.9	40.1	36.2	32.9	30.0	27.5	0		
21	2.75	6.28	11.7	21.9	31.5	40.8	58.8	76.2	93.1	110	122	100	83.8	71.6	62.0	54.4	48.3	43.2	39.0	35.4	32.3	29.5	0		
22	2.90	6.60	12.3	23.0	33.1	42.9	61.8	80.1	97.9	115	131	107	89.9	76.7	66.5	58.4	51.8	46.3	41.8	37.9	34.6	16.6	0		
23	3.04	6.93	12.9	24.1	34.8	45.0	64.9	84.0	103	121	139	115	96.1	82.0	71.1	62.4	55.3	49.5	44.6	40.5	37.0	0			
24	3.18	7.25	13.5	25.3	36.4	47.1	67.9	88.0	108	127	146	122	102	87.4	75.8	66.5	59.0	52.8	47.6	43.2	39.4	0			
25	3.32	7.58	14.1	26.4	38.0	49.3	71.0	91.9	112	132	152	130	109	92.9	80.6	70.7	62.7	56.1	50.6	45.9	41.3	0			
26	3.47	7.91	14.8	27.5	39.7	51.4	74.0	95.9	117	138	159	138	115	98.6	85.4	75.0	66.5	59.5	53.7	48.7	26.6	0			
28	3.76	8.57	16.0	29.8	43.0	55.7	80.2	104	127	150	172	154	129	110	95.5	83.8	74.3	66.5	60.0	54.4	0				
30	4.05	9.23	17.2	32.1	46.3	60.0	86.4	112	137	161	185	171	143	122	106	92.9	82.4	73.8	66.5	42.4	0				
32	4.34	9.90	18.5	34.5	49.6	64.3	92.6	120	147	173	199	188	158	135	117	102	90.8	81.3	73.3	0					
35	4.78	10.9	20.3	38.0	54.7	70.9	102	132	162	190	219	215	180	154	133	117	104	92.9	47.7	0					
40	5.52	12.6	23.5	43.9	63.2	81.8	118	153	187	220	253	263	220	188	163	143	127	59.5	0						
45	6.27	14.3	26.7	49.8	71.7	92.9	134	173	212	250	287	314	263	224	195	171	80.0	0							

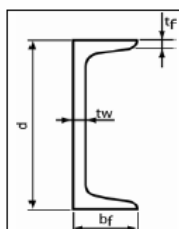
Lubricación Tipo A	Lubricación Tipo B	Lubricación Tipo C												
<p>LUBRICACIÓN TIPO A: A mano, con aceitera o brocha.                  LUBRICACIÓN TIPO B: En baño de aceite o por salpique.                  LUBRICACIÓN TIPO C: Al chorro bajo presión.</p> <p>La información contenida en estas tablas está basada en los estándares de la ASOCIACION AMERICANA DE FABRICANTES DE CADENAS ( American Chain Association). <i>INFORMACIÓN INTERMEC</i></p> <p>* Para velocidades comprendidas dentro de la zona entre rayas punteadas, consídere el uso de la cadena silenciosa o Morse Hy. Vo.</p>		<p>Quando se trata de cadenas de hilera múltiple de este paso, multiplique la capacidad por:</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th>No. DE HILERAS</th> <th>FACTOR</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>2</td><td>1.7</td></tr> <tr><td>3</td><td>2.5</td></tr> <tr><td>4</td><td>3.3</td></tr> <tr><td>5</td><td>3.9</td></tr> <tr><td>6</td><td>4.6</td></tr> </tbody> </table>	No. DE HILERAS	FACTOR	2	1.7	3	2.5	4	3.3	5	3.9	6	4.6
No. DE HILERAS	FACTOR													
2	1.7													
3	2.5													
4	3.3													
5	3.9													
6	4.6													

Se dividen en dos mitades para facilitar la instalación y para facilitar también las inspecciones periódicas, llevan tapa de vertedero para poner la carga de aceite, una mira de nivel para controlarlo, tapón de drenaje para los cambios de aceite, retenedores en las aberturas para los ejes y orejas para atornillar la guarda a la estructura de soporte.

**INTERMEC: 50 años al servicio de la industria nacional, ofreciendo la mejor calidad y el mejor servicio.**

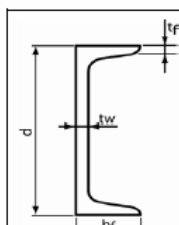


## ANEXO 8.CATALOGO DEL PERFIL EN U



**Tabla 2. Canal en U o C**

Design.	Peso	Area	Dimensiones				Propiedades						Constantes	
			Altura	Alas		Alma	Eje X-X			Eje Y-Y			Flexión	
Cd x Peso	P	A	d	b <sub>f</sub>	t <sub>r</sub>	t <sub>w</sub>	I <sub>x</sub>	S <sub>x</sub>	r <sub>x</sub>	I <sub>y</sub>	S <sub>y</sub>	r <sub>y</sub>	r <sub>t</sub>	d/A <sub>f</sub>
plg x lb/pie	kgf/m	cm <sup>2</sup>	mm				cm <sup>4</sup>	cm <sup>3</sup>	cm	cm <sup>4</sup>	cm <sup>3</sup>	cm	cm	cm <sup>-1</sup>
C12x20.7	30,6	39,0	305	75	12,70	7,2	5,320	349,0	11,70	156,0	27	2,00	1,72	3,21
C10x15.3	22,6	28,8	254	66	11,10	6,10	2,780	219,0	9,82	91,7	18	1,78	1,56	3,47
C 8x11,5	17,1	21,8	203	57	9,91	5,6	1,350	133,0	7,88	53,1	12	1,56	1,41	3,57
C 6x8,2	12,2	15,5	152	49	8,71	5,1	544	71,4	5,92	27,9	7,7	1,34	1,26	3,59
C 4x5,4	8,00	10,2	102	40	7,52	4,7	159	31,3	3,95	12,8	4,4	1,12	1,13	3,36
C 3X4.1	6,20	7,9	76	36	6,93	4,3	69	18,2	2,96	7,96	3,2	1,00	1,07	3,07



**Tabla 3. Perfiles UPN**

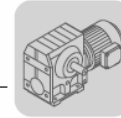
Dimensiones y propiedades para el diseño

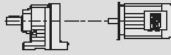

Design.	Peso	Area	Dimensiones				Propiedades						Constantes	
			Altura	Alas		Alma	Eje X-X			Eje Y-Y			Flexión	
UPNd	P	A	d	b <sub>f</sub>	t <sub>r</sub>	t <sub>w</sub>	I <sub>x</sub>	S <sub>x</sub>	r <sub>x</sub>	I <sub>y</sub>	S <sub>y</sub>	r <sub>y</sub>	r <sub>t</sub>	d/A <sub>f</sub>
mm x mm	kgf/m	cm <sup>2</sup>	mm				cm <sup>4</sup>	cm <sup>3</sup>	cm	cm <sup>4</sup>	cm <sup>3</sup>	cm	cm	cm <sup>-1</sup>
UPN 100	10,6	13,5	100	50	8,5	6,0	205	41,1	3,91	29,1	8,45	1,47	1,55	2,35
UPN 160	18,9	24,0	160	65	10,5	7,5	925	116,0	6,21	85,0	18,20	1,88	1,84	2,34
UPN 200	25,3	32,2	200	75	11,5	8,5	1,910	191,0	7,71	148,0	26,90	2,14	2,01	2,32
UPN 260	37,9	48,3	260	90	14,0	10,0	4,820	371,0	10,00	317,0	47,80	2,56	2,37	2,06
UPN 300	46,1	58,8	300	100	16,0	10,0	8,030	535,0	11,70	493,0	67,60	2,90	2,70	1,88

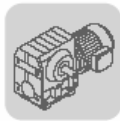


**ANEXO 10.CATALOGO SEW EURODRIVE**

S..DR/DT/DV  
S..D.. [kW]



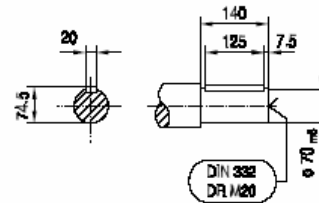
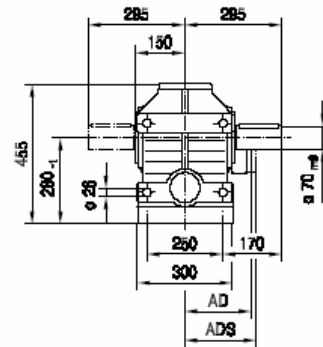
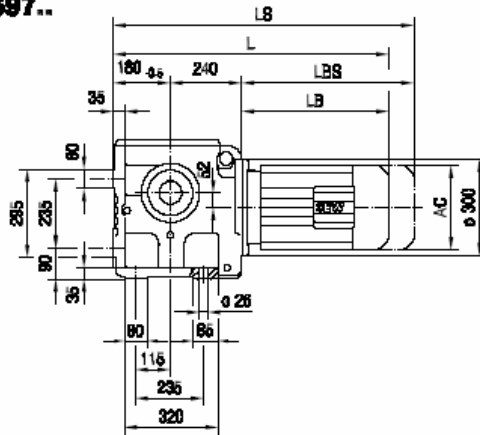
$P_m$ [kW]	$n_a$ [1/min]	$M_a$ [Nm]	$i$	$F_{Ra}^{1)}$ [N]	SEW $f_B$		$m$ [kg]		
4.0	6.1	4650	231.67	28300	0.85				
	7.2	3990	196.52	33200	1.00				
	7.9	3700	180.95	33800	1.05				
	8.8	3330	161.74	34400	1.15				
	9.8	3020	145.60*	34900	1.25				
	11	2750	131.85	35300	1.35	S 97	DV 112M4	175	574
	12	2460	116.92	35700	1.45	SF 97	DV 112M4	205	575
	13	2230	105.71	35900	1.55	SA 97	DV 112M4	170	576
	16	1910	89.60*	36300	1.70	SAF 97	DV 112M4	195	575
	18	1940	80.85	36200	1.65				
	20	1720	71.43	36400	1.90				
	23	1470	60.59	36600	2.3				
	25	1350	55.79	36700	2.4				
	12	2510	123.48	27500	0.80				
	13	2260	110.40*	28000	0.90				
	14	2040	99.26	28400	0.95				
	16	1790	86.15	28800	1.05				
	18	1610	77.14	29000	1.15				
	20	1660	70.43	28900	0.95				
	22	1520	64.27	29100	1.05	S 87	DV 112M4	115	569
	25	1350	57.00*	29300	1.20	SF 87	DV 112M4	135	570
	30	1150	47.91	29500	1.40	SA 87	DV 112M4	110	571
	32	1060	44.03	29600	1.50	SAF 87	DV 112M4	125	570
	36	940	39.10	29700	1.70				
	41	840	34.96*	29800	1.90				
45	760	31.43	29100	2.1					
52	665	27.28	28200	2.4					
56	635	25.50*	26600	1.95					
25	1160	56.92	10800	0.85	S 77	DV 112M4	77	564	
26	1250	53.87	9250	0.90	SF 77	DV 112M4	87	565	
29	1150	49.38	9320	0.95	SA 77	DV 112M4	77	566	
33	1020	43.33	9370	1.10	SAF 77	DV 112M4	84	565	
35	960	41.07	9370	1.15					
40	850	35.94	9340	1.30					
44	765	32.38	9290	1.40					
50	675	28.41	9190	1.55					
57	600	25.07	9070	1.70					
62	565	22.89	7650	1.25					
68	520	20.99	7650	1.35	S 77	DV 112M4	77	564	
77	455	18.42	7620	1.55	SF 77	DV 112M4	87	565	
81	435	17.45	7590	1.65	SA 77	DV 112M4	77	566	
93	380	15.28	7510	1.85	SAF 77	DV 112M4	84	565	
103	345	13.76	7430	2.1					
118	300	12.07	7310	2.4					
133	265	10.65	7170	2.7					
150	235	9.44	7030	3.1					
176	205	8.06	6830	3.4					
82	420	17.28*	3810	0.80					
91	380	15.60*	4180	0.90					
103	335	13.73*	4500	1.00	S 67	DV 112M4	59	559	
110	320	12.96*	4520	1.05	SF 67	DV 112M4	65	560	
129	270	11.03	4530	1.25	SA 67	DV 112M4	60	561	
142	245	10.03	4520	1.35	SAF 67	DV 112M4	64	560	
163	215	8.69	4490	1.55					
188	188	7.56*	4430	1.55					
5.5	8.8	4550	161.74	29900	0.85				
	9.8	4130	145.60*	32900	0.90				
	11	3760	131.85	33700	0.95				
	12	3360	116.92	34400	1.05				
	14	3050	105.71	34900	1.15				
	16	2610	89.60*	35500	1.25				
	18	2290	78.26	35900	1.35	S 97	DV 132S4	180	574
	20	2350	71.43	35800	1.40	SF 97	DV 132S4	210	575
	22	1930	65.45	36200	1.50	SA 97	DV 132S4	175	576
	24	2000	60.59	36200	1.65	SAF 97	DV 132S4	200	575
	26	1850	55.79	36300	1.80				
	29	1660	49.87	36500	2.0				
	32	1500	44.89	36600	2.2				
35	1360	40.65	36700	2.4					



S..DR/DT/DV  
S.. [mm]

05 013 03 00





S97..



(→ 102)	DT90..	DV100M	DV100L	DV112M	DV132S	DV132M	DV132ML	DV160M	DV160L	DV180..	
AC	197	197	197	221	221	275	275	275	331	331	
AD	154	166	166	179	179	230	230	230	258	258	
ADS	161	166	166	182	182	230	230	230	258	258	
L	671	721	751	755	800	822	882	882	929	1001	
LS	756	806	836	835	880	934	994	994	1085	1157	
LB	251	301	331	335	380	402	462	462	509	581	
LBS	336	386	416	415	460	514	574	574	665	737	

**ANEXO 11.PLANOS MEZCLADORA DE COMPOSTAJE  
(DESPIECE E ISOMÉTRICA)**

**ANEXO 12. CLASIFICACIÓN DE LOS MATERIALES DE ACUERDO AL  
ÁNGULO DE REPOSO, FLUIDEZ Y ÁNGULO DE  
TRANSPORTABILIDAD.**

	FLUJO MUY LIBRE	FLUJO LIBRE	FLUJO MEDIANAMENTE LIBRE	FLUJO PESADO
ÁNGULO DE TRANSPORTABILIDAD (GRADOS)	5°	10°	20°	30°
PERFIL				
ÁNGULO DE REPOSO	0° - 19°	20° - 29°	30° - 34°	40° o Más
MATERIAL	Tamaño uniforme, muy pequeño, partículas redondas, muy seco, tal como la sílica seca o el cemento.	Redondeado, seco, partículas pulidas, de peso medio, tales como gránulos, granos de cereales.	Irregular, granular, material aterronado de peso medio, como mineral, arcilla, etc.	Irregular, filamentosos, fibroso, de fácil atascamiento, tales como leña desmenuzada, bagazo, arena para fundición.

**ANEXO 13.RELACIÓN ENTRE EL MÁXIMO TAMAÑO DEL TERRÓN Y  
EL ANCHO DE LA BANDA**

<b>MAXIMUM RECOMMENDED LUMP SIZE FOR VARIOUS BELT WIDTHS</b>		
<b>Belt Width (mm)</b>	<b>Lump size (mm)</b>	
	<b>If uniform</b>	<b>If mixed with 90 percent fines</b>
<b>300</b>	<b>50</b>	<b>100</b>
<b>400</b>	<b>75</b>	<b>125</b>
<b>500</b>	<b>100</b>	<b>150</b>
<b>600 - 650</b>	<b>125</b>	<b>200</b>
<b>750 - 800</b>	<b>150</b>	<b>250</b>
<b>900</b>	<b>175</b>	<b>300</b>
<b>1000 - 1050</b>	<b>200</b>	<b>350</b>
<b>1200</b>	<b>250</b>	<b>400</b>
<b>1350</b>	<b>275</b>	<b>500</b>
<b>1400 and over</b>	<b>300</b>	<b>600</b>

**ANEXO 14. VALOR DEL ÁREA TRANSVERSAL DE CARGA PARA UN ANCHO DE BANDA ESPECÍFICO.**

<b>Width (mm)</b>	<b>Área (square metres)</b>			
	<b>20 deg</b>	<b>30 deg</b>	<b>35 deg</b>	<b>45 deg</b>
300	0,006	0,007	0,008	0,008
400	0,013	0,015	0,016	0,017
500	0,021	0,025	0,026	0,028
600	0,033	0,038	0,040	0,043
650	0,039	0,045	0,048	0,051
750	0,053	0,062	0,066	0,070
800	0,062	0,072	0,075	0,080
900	0,079	0,093	0,098	0,103
1000	0,099	0,116	0,122	0,129
1050	0,110	0,128	0,135	0,143
1200	0,146	0,170	0,179	0,190
1350	0,188	0,218	0,229	0,244
1400	0,203	0,236	0,248	0,263
1500	0,234	0,272	0,286	0,304
1600	0,267	0,311	0,328	0,348
1800	0,342	0,398	0,419	0,444
2000	0,425	0,495	0,521	0,552
2200	0,518	0,605	0,634	0,672

**ANEXO 15. VELOCIDAD MÁXIMO PERMITIDO PARA  
DETERMINADO ANCHO DE BANDA**

<b>TYPICAL MAXIMUM BELT SPEEDS (METRES PER SECOND)</b>			
<b>Belt Width (mm)</b>	<b>Grain or other free flowing material</b>	<b>Run of mine coal and earth +</b>	<b>Hard ores and stone - primary crushed ++</b>
300	2,5	1,5	1,5
400	2,5	2,0	1,8
500	3,0	2,0	1,8
600 - 650	3,0	2,5	2,3
750 - 800	3,6	3,0	2,8
900	4,0	3,3	3,0
1000 - 1050	4,0	3,6	3,0
1200	4,6	3,6	3,3
1350 - 1400	5,0	3,6	3,3
1500 - 1600	5,0	3,6	3,3
1800	...	4,0	3,8
2000	...	4,0	3,8

<b>MATERIAL A TRANSPORTAR</b>	<b>VELOCIDAD (PIES/MIN)</b>	<b>ANCHO BANDA (PULGADAS)</b>
Material no abrasivo, como granos y otros de libre flujo	500	18
	700	24 - 30
	800	36 - 42
	1000	48 - 96
Carbón mineral, arcilla húmeda, mineral fino,	400	18
	600	24 - 36

tierra.	800 1000	42 - 60 72 - 90
Pesado, duro, puntiagudo, piedra gruesa	350 500 600	18 24 - 36 Más de 36
Arena para fundición, húmeda, arena suelta con mineral pequeño	350	Cualquier Ancho
Arena para fundición, material seco abrasivo	200	Cualquier Ancho
Materiales no abrasivos descargados de la correa por medio de ranuras	200 Excepto pulpa de madera, donde 300 a 400 es preferible.	Cualquier Ancho
Alimentadores de bandas, materiales medianamente abrasivos de tolvas y silos.	50 a 100	Cualquier Ancho

**ANEXO 16. CLASIFICACIÓN DE LOS IDLERS SEGÚN LAS NORMAS  
CEMA**

<b>CLASIFICACION</b>	<b>Nº SERIE</b>	<b>DIAMETRO RODILLO (PUL)</b>	<b>DESCRIPCION</b>
A4	I	4	Trabajo Liviano
A5	I	5	Trabajo Liviano
B4	II	4	Trabajo Liviano
B5	II	5	Trabajo Liviano
C4	III	4	Trabajo Mediano
C5	III	5	Trabajo Mediano
C6	IV	6	Trabajo Mediano
D5	NA	5	Trabajo Mediano
D6	NA	6	Trabajo Mediano
E6	V	6	Trabajo Pesado
E7	VI	7	Trabajo Pesado

**ANEXO 17. TABLA DE ESPACIOS RECOMENDADOS DE IDLERS EN  
FUNCIÓN DEL ANCHO DE LA BANDA Y DEL PESO DEL MATERIAL.**

ANCHO CORREA (PULG)	ESTACIONES VIAJERAS PESO DEL MATERIAL A TRANSPORTAR (Lbs/Pie <sup>3</sup> )						ESTACIÓN DE RETORNO
	30	50	75	100	150	200	
18	5,5	5,0	5,0	5,0	4,5	4,5	10,0
24	5,0	4,5	4,5	4,0	4,0	4,0	10,0
30	5,0	4,5	4,5	4,0	4,0	4,0	10,0
36	5,0	4,5	4,0	4,0	3,5	3,5	10,0
42	4,5	4,5	4,0	3,5	3,0	3,0	10,0
48	4,5	4,0	4,0	3,5	3,0	3,0	10,0
54	4,5	4,0	3,5	3,5	3,0	3,0	10,0
60	4,0	4,0	3,5	3,0	3,0	3,0	10,0
72	4,0	3,5	3,5	3,0	2,5	2,5	8,0
84	3,5	3,5	3,0	2,5	2,5	2,0	8,0
96	3,5	3,5	3,0	2,5	2,0	2,0	8,0

**ANEXO 18.MUESTRA LAS CAPACIDADES DE CARGA Y PESO DE LOS  
RODILLOS DE IGUAL LONGITUD.**

**WEIGHT OF ROTATING PARTS FOR IDLERS**

Width of Belt In.	4" Diam. Junior Idler		4" Diam. Relance	5" Diam. Relance		6" Diam. Relance		6" Diam. Hércules		6" Diam. Cast Iron Defiance	
	Trough.	Return	Return	T.	R.	T.	R.	T.	R.	T.	R.
14	12,2	10,4	11,9	17,7	14,2	24,0	18,5	...	...	...	...
16	13,3	11,5	13,0	19,1	15,6	25,8	20,3	...	...	...	...
18	14,3	12,6	14,1	20,4	17,0	27,3	22,1	...	...	45,9	44,7
20	15,5	13,8	15,2	21,8	18,4	29,1	23,9	...	...	48,3	48,3
24	17,7	16,0	17,4	24,6	21,2	32,7	27,5	...	...	53,1	55,6
30	22,1	19,5	20,7	28,8	25,4	38,1	32,8	...	...	60,1	66,5
36	...	...	24,0	34,0	29,6	44,8	38,3	64,2	43,4	69,0	77,5
42	...	...	27,3	38,2	33,8	50,2	43,6	69,4	49,9	76,1	88,4
48	...	...	30,6	42,5	38,0	55,5	49,0	74,7	56,4	83,3	99,2
54	...	...	33,8	46,7	42,2	60,9	54,4	79,9	62,9	...	...
60	...	...	37,1	50,9	46,4	66,3	59,8	85,2	69,4	...	...

The above weights must be divided by the idler spacing in feet to get the proper weight to include in value "Q".

**ANEXO 19.EL PESO PROMEDIO ESTIMADO PARA UNA BANDA DE  
MÚLTIPLES PLIEGUES (LBS/PIE)**

<b>Ancho de la correa (pulg) (b)</b>	<b>Material transportado, Lb/pie<sup>3</sup></b>		
	<b>30 - 74</b>	<b>75 - 129</b>	<b>130 - 200</b>
<b>18</b>	3,5	4	4,5
<b>24</b>	4,5	5,5	6
<b>30</b>	6	7	8
<b>36</b>	9	10	12
<b>42</b>	11	12	14
<b>48</b>	14	15	17
<b>54</b>	16	17	19
<b>60</b>	18	20	22
<b>72</b>	21	24	26
<b>84</b>	25	30	33
<b>96</b>	30	35	38

1. Para bandas con cable de acero - incremente el valor estimado en un 50%.
2. El peso real de las correas varía con el tipo de construcción. Materiales, etc.

**ANEXO 20. VALOR PARA EL FACTOR DE ACCIONAMIENTO "K".**

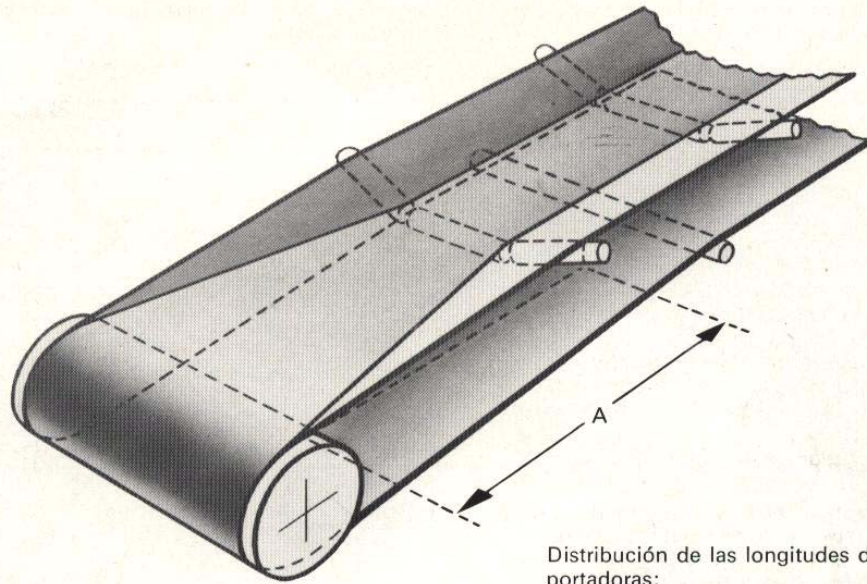
Tipo de polea	Angulo de abrazamiento	Tensor Automático		Tensor Manual	
		Polea lisa	Polea recubierta	Polea lisa	Polea recubierta
Simple sin polea de quiebre	180°	0,84	0,50	1,2	0,8
Simple con polea de quiebre	200°	0,72	0,42	1,0	0,7
	210°	0,66	0,38	1,0	0,7
	220°	0,62	0,35	0,9	0,6
	240°	0,54	0,30	0,8	0,6
Dual	380°	0,23	0,11	0,5	0,3
	420°	0,18	0,08	-	-

**ANEXO 21.DISTANCIA DE TRANSICIÓN.**

<b>Angulo del Rodillo</b>	<b>% Tensión</b>	<b>Bandas de Fibras Tejidas</b>	<b>Bandas con cable de Acero</b>
<b>20°</b>	Mas del 90	0,9b	2,0b
	60 a 90	0,8b	1,6b
	Menos de 60	0,6b	1,0b
<b>35°</b>	Mas del 90	1,6b	3,4b
	60 a 90	1,3b	2,6b
	Menos de 60	1,0b	1,8b
<b>45°</b>	Mas del 90	2,0b	4,0b
	60 a 90	1,6b	3,2b
	Menos de 60	1,3b	2,3b

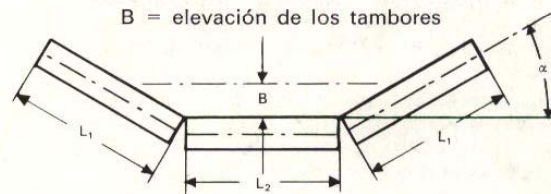
**Tabla 13**

**TABLA 13: PASO DE LA CORREA DEL PLANO A LA COMBA**



Distribución de las longitudes de las poleas portadoras:  
Véase tabla 1 (pág. 44)

A = longitud de la transición (horizontal) en casos de un alargamiento adicional de los bordes, de 0,8% para correas a base de textiles y 0,2% para aquéllas a base de cables de acero.



**LONGITUDES MINIMAS DE TRANSICION**

Poleas de soporte para la comba	CORREAS A BASE DE TEXTILES						CORREAS A BASE DE CABLES DE ACERO			
	DIN 22107	$L_2 = L_1$		$L_2 = L_1$		$L_2 = L_1$		$L_2 = L_1$		
	$\alpha = 20^\circ$	$\alpha = 30^\circ$		$\alpha = 45^\circ$		$\alpha = 30^\circ$		$\alpha = 45^\circ$		
Anchura de la correa	A	A	B	A	B	A	B	A	B	
	m	m	mm	m	mm	m	mm	m	mm	
500	0,41	0,43	22							
650	0,55	0,56	31	0,82	40	1,0	31	1,4	40	
800	0,66	0,69	36	1,01	47	1,2	36	1,7	47	
1000	0,85	0,87	48	1,28	62	1,4	48	2,1	62	
1200	1,01	1,04	56	1,53	72	1,7	56	2,6	72	
1400	1,19	1,22	68	1,79	87	2,0	68	3,0	87	
1600	1,19	1,41	78	2,07	100	2,3	78	3,5	100	
1800	1,37	1,58	89	2,40	114	2,6	89	4,0	114	
2000	1,55	1,76	100	2,58	127	2,9	100	4,3	127	
2200	1,74	1,95	112	2,88	143	3,2	112	4,8	143	
2400	1,92	2,13	122	3,15	155	3,5	122	5,3	155	
2600	2,11	2,32	132	3,30	168	3,8	132	5,5	168	
2800	2,27	2,50	144	3,70	186	4,1	144	6,2	186	
3000	2,46	2,68	156	3,95	198	4,4	156	6,6	198	

**ANEXO 22. MÁXIMO NÚMERO DE LONAS PARA GARANTIZAR UN  
BUEN ACANALADO**

<b>Numero máximo de lonas para conseguir acanalamiento satisfactorio de la banda vacía (Soporte 3 rodillos de igual largo)</b>				
<b>Ancho de la banda</b>	<b>ANL - 125</b>		<b>ANL - 250</b>	
	<b>20°</b>	<b>30 - 45°</b>	<b>20°</b>	<b>30 - 45°</b>
<b>Hasta 14"</b>	2	2	2	2
<b>14 - 16"</b>	2	2	2	2
<b>16 - 20"</b>	3	2	2	2
<b>20 - 24"</b>	4	3	3	2
<b>24 - 30"</b>	4	4	4	3
<b>30 - 36"</b>	4	4	4	4
<b>36 - 42"</b>	5	4	4	4
<b>42 - 48"</b>	5	5	5	4

**ANEXO 23. NÚMERO MÍNIMO DE LONAS PARA SOPORTAR  
SATISFACTORIAMENTE LA BANDA**

<b>Número mínimo de lonas para soportar adecuadamente el material sobre el ángulo de unión de los rodillos (Soporte 3 rodillos en ángulo hasta 45°)</b>								
<b>Ancho de la banda</b>	<b>ANL - 125</b>				<b>ANL - 250</b>			
	<b>Densidad del material lb/ft<sup>3</sup></b>				<b>Densidad del material lb/ft<sup>3</sup></b>			
	<b>0 - 45</b>	<b>45-105</b>	<b>105-165</b>	<b>165-200</b>	<b>0 - 45</b>	<b>45-105</b>	<b>105-165</b>	<b>165-200</b>
<b>Hasta 18"</b>	2	2	2	2	2	2	2	2
<b>18 - 24"</b>	2	2	2	3	2	2	2	2
<b>24 - 30"</b>	2	2	3	4	2	2	2	3
<b>30 - 36"</b>	2	3	4	4	2	2	3	3
<b>36 - 42"</b>	3	3	4	4	2	3	3	3
<b>42 - 48"</b>	4	4	4	5	3	3	3	4

**ANEXO 24. NÚMERO DE PLIEGUES NECESARIOS PARA SOPORTAR  
DETERMINADA CARGA**

Ancho de Correa en (Pulg)	25 - 49 lb/ft <sup>3</sup>	50 - 74 lb/ft <sup>3</sup>	75 - 99 lb/ft <sup>3</sup>	100-150 lb/ft <sup>3</sup>
	MP	MP	MP	MP
	35 60 90 43 50 70 120 155	35 60 90 43 50 70 120 155	35 60 90 43 50 70 120 155	35 60 90 43 50 70 120 155
18	3 3 3	3 3 3 3 3	4 3 3 3 3	4 4 3 3 3
24	3 3 3	4 3 3 3 3	5 4 3 3 3	5 4 4 4 4
30	4 3 3 3 3	4 4 3 3 3	5 4 4 4 4	6 5 4 4 4
36	4 4 3 3 3	5 4 4 4 4	6 5 4 4 4	6 6 5 5 5
42	4 4 4 4 4	5 5 4 4 4	6 5 5 5 5	7 7 6 6 6
48	5 4 4 4 4	6 5 5 5 5	7 6 6 6 5	7 7 6 6 6
54	5 5 4 4 4	6 6 5 5 5	7 7 6 6 6	8 8 7 7 7
60	6 5 5 5 5	7 6 6 6 5	8 7 7 7 6	8 7 7

**ANEXO 25. TENSIÓN PARA CORREAS DE MÚLTIPLES PLIEGUES.**

<b>Identificación</b>	<b>Rating de Tensión, (Lbs/pulg. Por Pliegue)</b>	
	<b>GRAPADAS</b>	<b>VULCANIZADAS</b>
<b>Múltiples - Pliegue 35</b>	27	35
<b>Múltiples - Pliegue 43</b>	33	43
<b>Múltiples - Pliegue 50</b>	40	50
<b>Múltiples - Pliegue 60</b>	45	60
<b>Múltiples - Pliegue 70</b>	55	70
<b>Múltiples - Pliegue 90</b>	---	90
<b>Múltiples - Pliegue 120</b>	---	120
<b>Múltiples - Pliegue 155</b>	---	155
<b>Múltiples - Pliegue 195</b>	---	195
<b>Múltiples - Pliegue 240</b>	---	240

**ANEXO 26. ESPESOR MÍNIMO DE CUBIERTA EN FUNCIÓN DEL MATERIAL A TRANSPORTAR**

<b>Clase de material</b>	<b>Ejemplo</b>	<b>Espesor (pulg)</b>
Paquetes	Caja de cartón	Hasta 1/32
Ligero o fino, no abrasivo	Astillas de madera, pulpa, granos, carbón bituminoso	1/16 a 1/8
Fino y abrasivo	Arena	1/8 a 3/16
Pesado, apretado hasta 3" (76 mm)	Arena y grava, piedras apretadas	1/8 a 3/16
Pesado, apretado hasta 8" (203 mm)	Carbón, mineral, rocas	3/16 a 1/4
Pesado, terrones grandes	Mineral duro, escoria	1/4 a 5/16

<b>ESPESOR MÍNIMO DE LA CUBIERTA PARA CORREAS GRADO 2</b>	
<b>Condiciones de operación</b>	<b>Espesor (pulg.)</b>
Material no abrasivo	1/32
Material abrasivo	1/16
Carga de impacto	3/32

**ANEXO 27. DIÁMETRO MÍNIMO DE LA POLEA PARA CORREAS  
COMUNES**

<b>Máxima tensión de la correa</b>	<b>80 - 100% Tensión</b>	<b>60 - 80% Tensión</b>	<b>40 - 60% Tensión</b>
Hasta 100 PIW	14	12	12
Hasta 150 PIW	16	14	12
Hasta 200 PIW	18	16	14
Hasta 300 PIW	14	20	18
Hasta 400 PIW	30	24	20
Hasta 500 PIW	36	30	24
Hasta 700 PIW	42	36	30

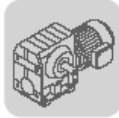
**ANEXO 28. VALORES DEL ANCHO DE LA CARA DE LA POLEA A PARTIR DEL DIÁMETRO DE LA POLEA Y EL TIPO DE SERVICIO**

Diam. Of Pulley In.	Face of Pulley - Inches							
	10	12	14	16	18	20	22	24
	Class* and Length of Hub							
5	A5							
6	A5							
7	A5							
8	A5	A6						
9	A5	A6						
10	B5	B6						
11	B5	B6						
12	B5	B6	B7					
13	B5	B6	B7					
14	B5	B6	B7					
15	B5	B6	B7					
16	B5	B6	B7	B8	B9			
17	B6	B6	B7	B8	B9			
18	B6	B6	C7	C8	C9			

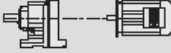

Diam. Of Pulley In.	Face of Pulley - Inches							
	10	12	14	16	18	20	22	24
	Class* and Length of Hub							
19	C6	C6	C7	D8	D9			
20	C6	C6	C7	D8	D9			
22	C6	D7	D7	D8	D9			
24	D6	D7	D7	D8	E9			
26	D6	D7	D8	E8	E9			
28	E6	E7	E8	E9	E9	E10	F11	F12
30	E6	E7	E8	F9	F9	F10	F11	F12
32	F6	F7	F8	F9	F10	F10	F11	F12
34	F7	F7	F8	F9	F10	F11	G11	G12
36	F7	F7	G8	G9	G10	G11	G11	H12
38	F7	F8	G8	G9	G10	G11	G12	H12
40	G7	G8	H8	H9	H10	H11	H12	H12
42	G7	H8	H9	H9	H10	H11	I12	I13
44	H7	H8	H9	H10	I10	I11	I12	I13

\* Use Hub class for diameter of hub only; Number after hub class letter is the length of hub in inches.

**ANEXO 29. CATÁLOGO DE MOTORREDUCTORES SEW EURODRIVE**



**S..DR/DT/DV**  
S..D.. [kW]

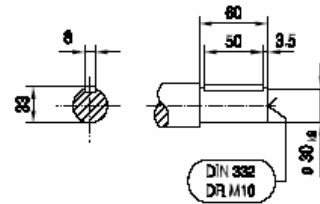
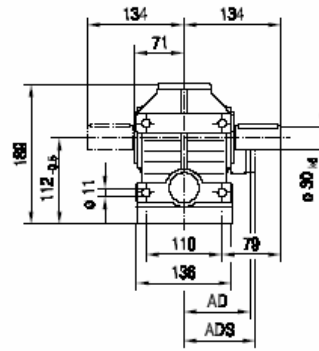
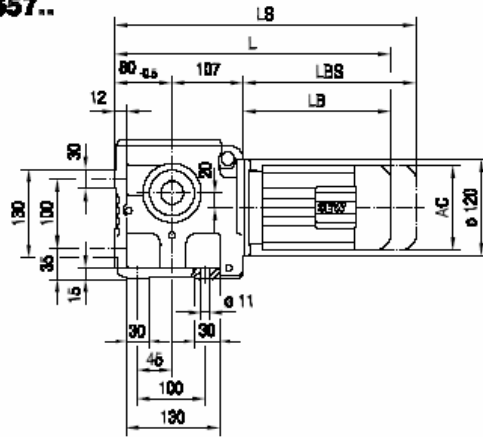
$P_m$ [kW]	$n_a$ [1/min]	$M_a$ [Nm]	$i$	$F_{Ra}^{(1)}$ [N]	SEW $f_B$		$m$ [kg]				
1.1	12	605	121.33	7790	0.85						
	13	540	106.75*	8490	0.95						
	14	515	100.80*	8740	1.00						
	16	445	85.83	9300	1.15						
	18	405	78.00*	9550	1.30						
	21	400	65.63	9610	1.20	S	67	DT	90S4	39	559
	22	380	62.35*	9720	1.25	SF	67	DT	90S4	45	560
	26	335	54.70	9560	1.45	SA	67	DT	90S4	40	561
	30	285	46.40*	9240	1.65	SAF	67	DT	90S4	44	560
	33	260	41.89	9040	1.85						
38	230	36.85	8780	2.1							
40	220	34.80*	8660	2.2							
47	187	29.63	8330	2.6							
20	360	71.75*	6480	0.80	S	57	DT	90S4	27	554	
21	340	67.20*	6710	0.85	SF	57	DT	90S4	31	555	
25	290	56.61	7180	0.90	SA	57	DT	90S4	27	556	
30	285	47.32	7220	0.85	SAF	57	DT	90S4	30	555	
32	265	44.22*	7360	0.90							
37	235	38.23	7410	1.05							
43	200	32.48*	7170	1.25							
48	179	29.00*	7000	1.35							
57	154	24.77	6760	1.60	S	57	DT	90S4	27	554	
60	145	23.20*	6660	1.70	SF	57	DT	90S4	31	555	
72	123	19.54	6390	1.75	SA	57	DT	90S4	27	556	
79	117	17.62	5870	1.45	SAF	57	DT	90S4	30	555	
85	110	16.47*	5780	1.55							
98	95	14.24	5610	1.75							
116	82	12.10*	5400	2.1							
130	73	10.80*	5260	2.3							
152	63	9.23*	5050	2.7							
48	177	29.00*	3720	0.90	S	47	DT	90S4	24	549	
57	153	24.77	3670	1.00	SF	47	DT	90S4	27	550	
60	143	23.20*	3640	1.05	SA	47	DT	90S4	25	551	
72	122	19.54	3560	1.20	SAF	47	DT	90S4	26	550	
79	117	17.62	3070	0.95							
85	109	16.47*	3060	1.00							
98	95	14.24	3030	1.15							
116	81	12.10*	2980	1.35	S	47	DT	90S4	24	549	
130	73	10.80*	2940	1.50	SF	47	DT	90S4	27	550	
152	63	9.23*	2870	1.75	SA	47	DT	90S4	25	551	
162	59	8.64*	2840	1.85	SAF	47	DT	90S4	26	550	
192	50	7.28	2750	2.1							
175	54	8.00*	1570	0.85	S	37	DT	90S4	20	545	
206	46	6.80*	1580	0.95	SF	37	DT	90S4	22	546	
					SA	37	DT	90S4	20	547	
					SAF	37	DT	90S4	22	546	
202	47	13.39	1590	0.85							
216	44	12.48*	1580	0.90	S	37	DT	80N2	15	545	
248	39	10.91	1570	1.00	SF	37	DT	80N2	17	546	
264	36	10.23	1560	1.05	SA	37	DT	80N2	15	547	
299	32	9.02*	1540	1.10	SAF	37	DT	80N2	16	546	
338	28	8.00*	1510	1.25							
397	24	6.80*	1470	1.20							
1.5	2.0	4640	714	28400	0.90						
	2.2	4950	626	16200	0.85	S	97 R57	DT	90L4	180	579
	2.6	4260	538	30500	1.00	SF	97 R57	DT	90L4	210	579
	2.9	3850	484	33500	1.10	SA	97 R57	DT	90L4	175	579
	3.4	3350	420	34400	1.25	SAF	97 R57	DT	90L4	200	579
	3.8	3030	376	34900	1.40						
	4.3	2660	327	35400	1.60						
	2.9	3090	485	15900	0.80						
	3.2	2810	435	25500	0.85	S	87 R57	DT	90L4	120	579
	3.7	2470	378	27600	1.00	SF	87 R57	DT	90L4	140	579
4.4	2150	323	28200	1.10	SA	87 R57	DT	90L4	115	579	
5.0	1890	281	28600	1.25	SAF	87 R57	DT	90L4	135	579	
5.5	2020	255	28400	1.00							
6.4	1770	222	28800	1.10							
6.9	1650	205	28900	1.20							



S..DR/DT/DV  
S.. [mm]

05 009 03 00

**S57..**



(→ 102)	DR63..	DT71D	DT80..	DT90..	DV100M	DV100L					
AC	132	145	145	197	197	197					
AD	105	122	122	154	166	166					
ADS	105	127	127	161	166	166					
L	378	393	443	463	515	545					
LS	433	456	506	548	600	630					
LB	191	206	256	276	328	358					
LBS	246	269	319	361	413	443					

**ANEXO 30. ÍNDICES DE TRABAJO PROMEDIOS PARA VARIOS  
MATERIALES**

<b>Material</b>	<b>Núm. De ensayos</b>	<b>Densidad relativa</b>	<b>Índice de trabajo</b>
Arcilla	9	2.23	7.1
Arcilla calcinada	7	2.32	1.43
Arena silícea	17	2.65	16.46
Arenisca	8	2.68	11.53
Carbón mineral	10	1.63	11.37
Cemento, escoria de	60	3.09	13.49
Cemento, materia prima de	87	2.67	10.57
Cobre, mineral de	308	3.02	13.13
Coque	12	1.51	20.70
Esquisto	13	2.58	16.40
Estaño, mineral de	9	3.94	10.81
Feldespatos	8	2.59	11.67
Ferrocromo	18	6.75	8.87
Ferromanganeso	10	5.91	7.77
Grafito	6	1.75	45.03
Granito	74	2.68	14.39
Galena	7	5.39	10.19
Grava	42	2.70	25.17
Hematina	79	3.76	12.68
Limanita	2	2.53	8.45
Magnetita	83	3.88	10.21
Losa	3	2.59	15.53
Mica	2	2.89	134.5
Piedra caliza	119	2.69	11.61
Plata, mineral de	6	2.72	17.30
Plomo, mineral de	22	3.44	11.40
Roca fosfórica	27	2.66	10.13
Vidrio	5	2.58	3.08
Yeso, roca de	5	2.69	8.16
Zinc, mineral de	10	3.68	12.42

Allis- Chalmers Corporation. Ref [23:2018]

### **ANEXO 31. ESCALA DE TAMICES ESTANDAR TYLER**

Esta escala de tamices está basada en una abertura de 0,0029 pulg (0,074 mm) que es la abertura del tamiz patrón de 200 mallas y 0,0021 pulg (0,0053 cm) de diámetro del hilo, tal como ha sido adoptada por la National Bureau of Standards.

Mallas	Abertura de malla, mm	Abertura aprox. pulg	Diámetro del hilo, cm
	26,67	1	0,3759
†	22,43	7/8	0,3429
	18,85	3/4	0,3429
†	15,85	5/8	0,3048
	13,33	1/2	0,2667
t	11,20	7/16	0,2667
	9,423	3/8	0,2336
2 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> t	7,925	5/16	0,2235
3	6,680	1/4	0,1778
3 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> †	5,613	7/32	0,1651
4	4,699	3/16	0,1651
5†	3,962	5/32	0,1117
6	3,327	1/8	0,0914
7†	2,794	7/64	0,0833
8	2,362	3/32	0,0812
9†	1,981	5/64	0,0838
10	1,651	1/16	0,0889
12†	1,397		0,0711
14	1,168	3/64	0,0635
16†	0,991		0,0596
20	0,833	1/32	0,0436
24†	0,701		0,0358
28	0,589		0,0317
32†	0,495		0,0299
35	0,417	1/64	0,0309
42†	0,351		0,0254
48	0,295		0,0233
60†	0,246		0,0177
65	0,208		0,0182
80†	0,176		0,0142
100	0,147		0,0106
115†	0,124		0,0096
150	0,104		0,0066
170†	0,088		0,0060
200	0,074		0,0053

Para tamaños mayores (de 3 a 1 1/2 pulg de abertura)

	3	0,526
	2	0,488
	1 1/2	0,376

† Estos tamices se incluyen cuando se desea un intervalo de tamizado más estrecho, completando la serie normalizada utilizada habitualmente.

Con esta inclusión, la relación de los diámetros de las aberturas entre dos tamices sucesivos es de  $1:\sqrt[4]{2}$  en lugar de  $1:\sqrt{2}$

**Ref [28:1090]**

## ANEXO 32. EQUIPOS PARA LA REDUCCIÓN DE TAMAÑO.

- A. Quebrantadora de mandíbula
  - 1. Blake
  - 2. Excéntrica superior.
- B. Trituradoras Giratorias
  - 1. Primaria
  - 2. Secundaria
  - 3. De cono
- C. Molinos de impacto para trabajos pesados.
  - 1. Rompedoras de rotor
  - 2. Molinos de martillos
  - 3. Impactores de jaulas
- D. Quebrantadores de rodillos
  - 1. Rodillos lisos
  - 2. Rodillos dentados (de uno o de dos rodillos)
  - 3. Rodillos prensores
- E. Molinos de bandejas secas y de fileteado
- F. Desmenuzadores.
  - 1. Desmenuzadores dentados
  - 2. Desintegradores de jaula
  - 3. Molinos de disco
- G. Cortadoras y rebanadoras giratorias
- H. Molinos con medio de molienda.
  - 1. Molino de bolas, piedras ,varillas y compartimientos:

- a. Por cargas
  - b. Continuos
2. Molinos autógenos de volteo
  3. Molinos agitados de bolas y arenal.
  4. Molinos vibratorios
- I. Molinos de velocidad periférica media.
1. Molinos de anillos y rodillo y de taza
  2. Molinos de rodillos, tipo cereal
  3. Molinos de rodillos, tipos para pintura y caucho.
  4. De piedras de molino.
- J. Molinos de alta velocidad periférica
1. Molinos de martillos para molienda fina.
  2. Molinos de clavijas.
  3. Molinos de coloides.
  4. Batidoras de pulpa de madera.
- K. Molinos hidráulicos superfinos.
1. De chorro centrifugo
  2. De chorro opuesto.
  3. De chorro con yunque
  4. Chorro de lecho fluidizado.

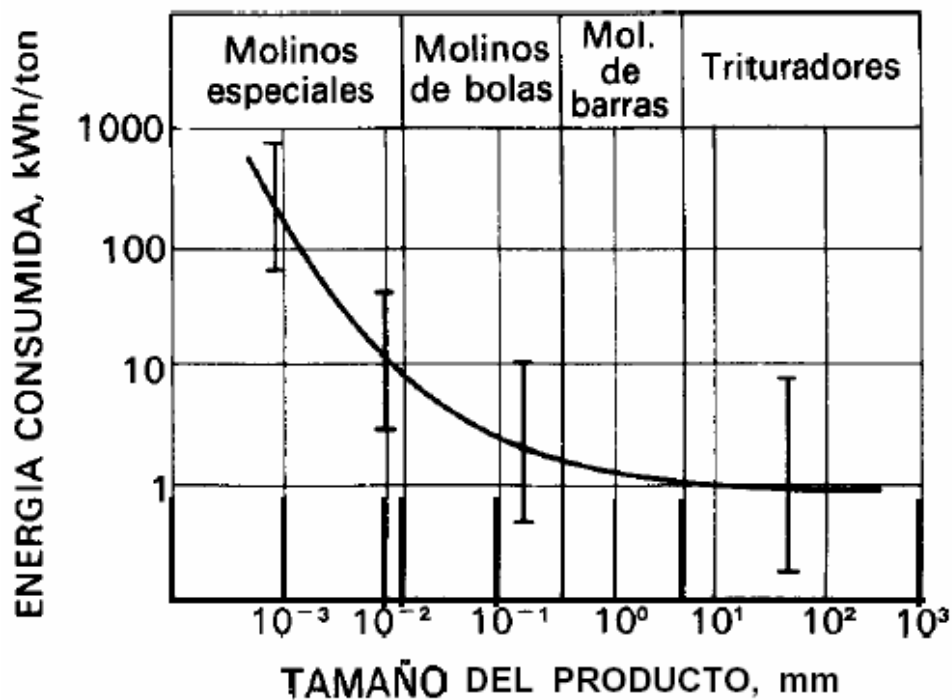
**Ref [ 23:2029]**

**ANEXO 33. GUÍA PARA LA SELECCIÓN DE LOS EQUIPOS DE  
TRITURACIÓN Y MOLIENDA.**

Operación de reducción de tamaño	Dureza del material	Tamaño				Relación de reducción	Tipos de equipos
		Gama de alimentaciones, pulg.		Gama de productos, pulg.			
		Máx	Min	Máx	Min		
Trituración : Primaria	Duro	60	12	20	4	3 a 1	A a D
		20	4	5	1	4 a 1	
Secundaria	Duro	5	1	1	0.2	5 a 1	A a F
		1.5	0.25	0.185 (4)	0.03 (20)	7 a 1	
Molienda:	Suave	20	4	2	0.4	10 a 1	C a G
Pulverización:	Duro	0.185 (4)	0.033 (20)	0.023 (28)	0.003 (200)	10 a 1	D a I
		0.046 (14)	0.0058 (100)	0.003 (200)	0.00039 (1250)	15 a 1	
Desintegración:	Suave	0.5	0.065	0.023	0.003	20 a 1	F , J
	Suave	0.156 (5)	0.0195 (32)	0.003 (200)	0.00039 (1250)	50 a 1	I a K

### ANEXO 34. CONSUMO DE ENERGÍA FRENTE A TAMAÑO DEL PRODUCTO EN UN EQUIPO DE REDUCCIÓN DE TAMAÑO.

(Tomado, con autorización, de «Comminution and Energy Consumption», NMAB-264, National Academy Press, 1981.) Ref [28,920].

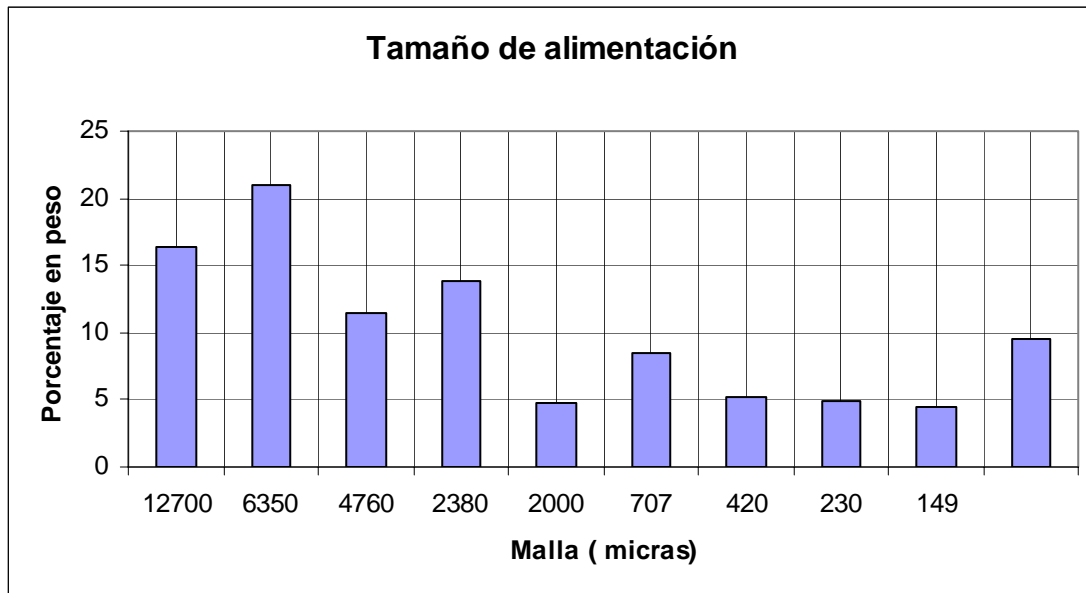


**ANEXO 35. ANÁLISIS POR TAMIZADO REALIZADO A UNA  
MUESTRA DE LA ALIMENTACIÓN DEL MOLINO Y AL PRODUCTO  
QUE DISTRIBUYE LA EMPRESA.**

El análisis por tamizado realizado a una muestra de 1 Kg, de acondicionador orgánico de suelos, sacado de la parte que estaba listo para ingresar al molino, arrojó los siguientes resultados:

MALLA No	Dp( $\mu$ ) Micras	PESO (gr) Retenido en malla.	PORCENTAJE (%)
1/2	12700	164.3	16.43
1/4	6350	210.4	21.04
4	4760	114.2	11.42
8	2380	138.2	13.82
10	2000	47.3	4.73
25	707	85.3	8.53
40	420	51.7	5.17
65	230	48.9	4.89
100	149	44.2	4.42
Pasante		95.2	9.52
	TOTAL	1000	100

Esta grafica muestra la distribución de tamaños de la alimentación.



Después de realizado el análisis por tamizado a la muestra de la alimentación se procede a determinar el tamaño de malla por el cual pasa el 80% de dicha muestra ( $F_{80}$ ).

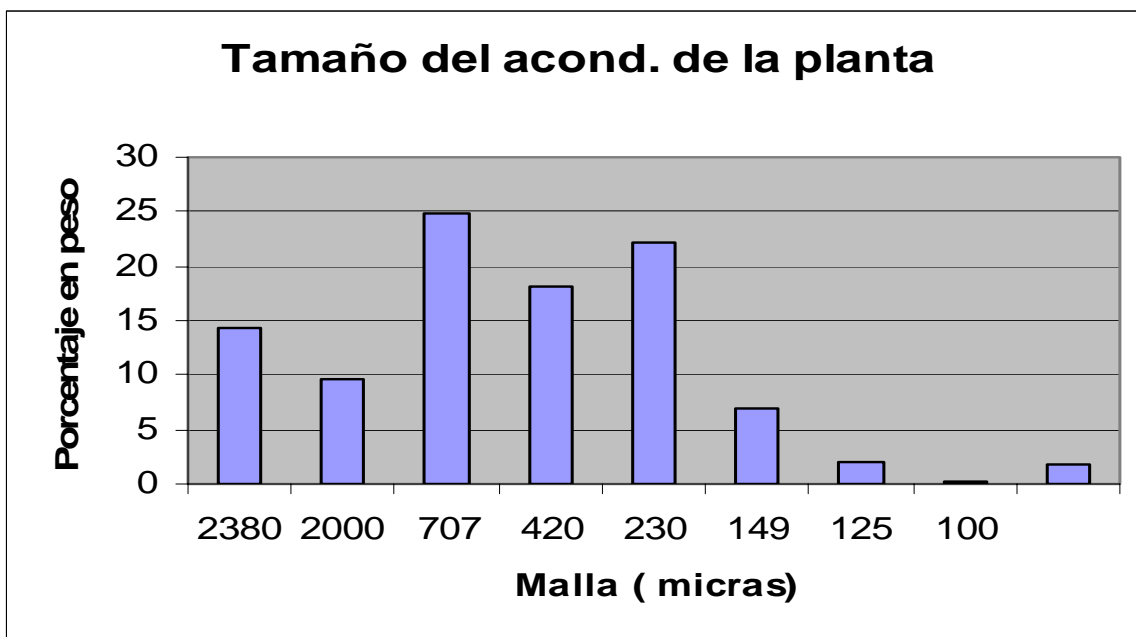
MALLA No	Dp ( $\mu$ )	% PESO	% PESO ACUMULADO PASANTE
1/2	12700	16.43	83.57
	$F_{80}$		80
1/4	6350	21.04	62.53

Interpolando encontramos que:  $F_{80} = 11622.55 \mu$ .

De igual forma se le hizo el análisis por tamizado a una muestra de (1 Kg), del acondicionador que vende la empresa. Esto con el fin de determinar el tamaño del producto final requerido y poder hallar la relación de reducción a la que se va a someter al material para luego determinar la energía necesaria para dicha reducción.

MALLA No	Dp( $\mu$ ) Micras	PESO (gr) Retenido en malla.	PORCENTAJE (%)
8	2380	142.7	14.27
10	2000	95.3	9.53
25	707	249.1	24.91
40	420	180.8	18.08
65	230	221.9	22.19
100	149	69.4	6.94
120	125	19.5	1.95
150	100	3.1	0.31
Pasante		18	1.8
	TOTAL	1000	100

Esta grafica muestra la distribución de tamaños del acondicionador.



Después de realizado el análisis granulométrico a la muestra del acondicionador en el tamaño en que se comercializa, se procede a determinar el tamaño de malla por el cual pasa el 80% de dicha muestra ( $P_{80}$ ):

MALLA No	Dp ( $\mu$ )	% PESO	% PESO ACUMULADO PASANTE
8	2380	14.27	85.73
	$P_{80(Acond.)}$		80
10	2000	9.53	76.2

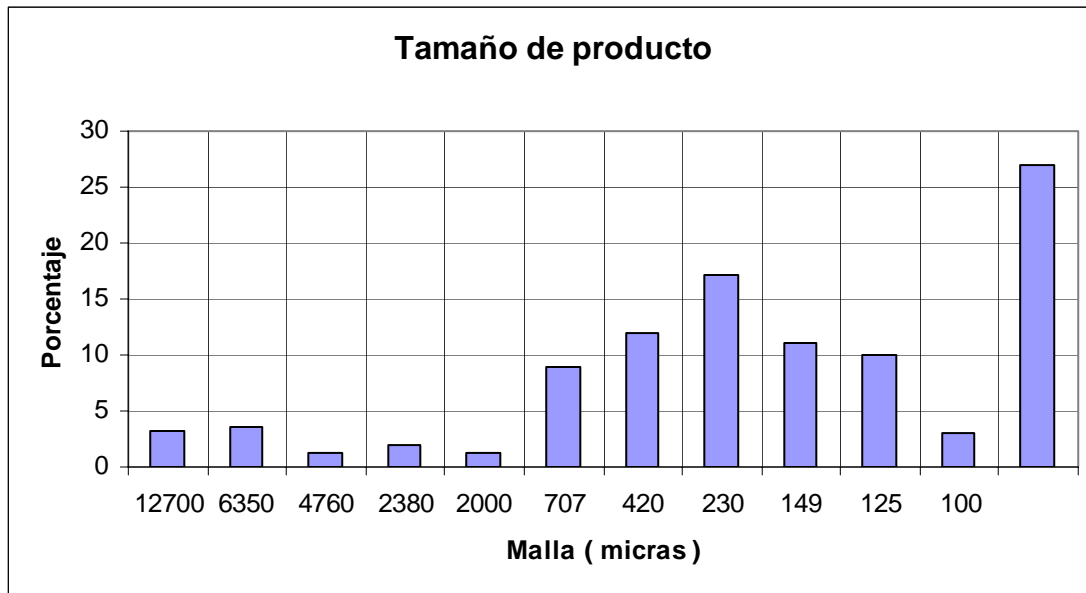
Interpolando encontramos que:  $P_{80(Acond.)} = 2151.5 \mu$ .

Este valor junto con el tamaño de la alimentación, son los valores que van a regir los cálculos relacionados con la energía necesaria para la molienda.

**ANEXO 36. ANÁLISIS POR TAMIZADO AL MATERIAL QUE SALIO  
DEL MOLINO DE BOLAS PARA DETERMINAR EL ÍNDICE DE  
TRABAJO.**

MALLA No	Dp( $\mu$ ) Micras	PESO (gr) Retenido en malla.	PORCENTAJE (%)
1/2	12700	32.65	3.3
1/4	6350	35.22	3.56
4	4760	11.87	1.2
8	2380	18.8	1.9
10	2000	12.27	1.24
25	707	89.06	9
40	420	118.75	12
65	230	169.9	17.17
100	149	109.44	11.06
120	125	98.66	9.97
150	100	29.29	2.96
Pasante		266.6	26.94
	TOTAL	989.6	100

Esta grafica muestra la distribución de tamaños del producto.



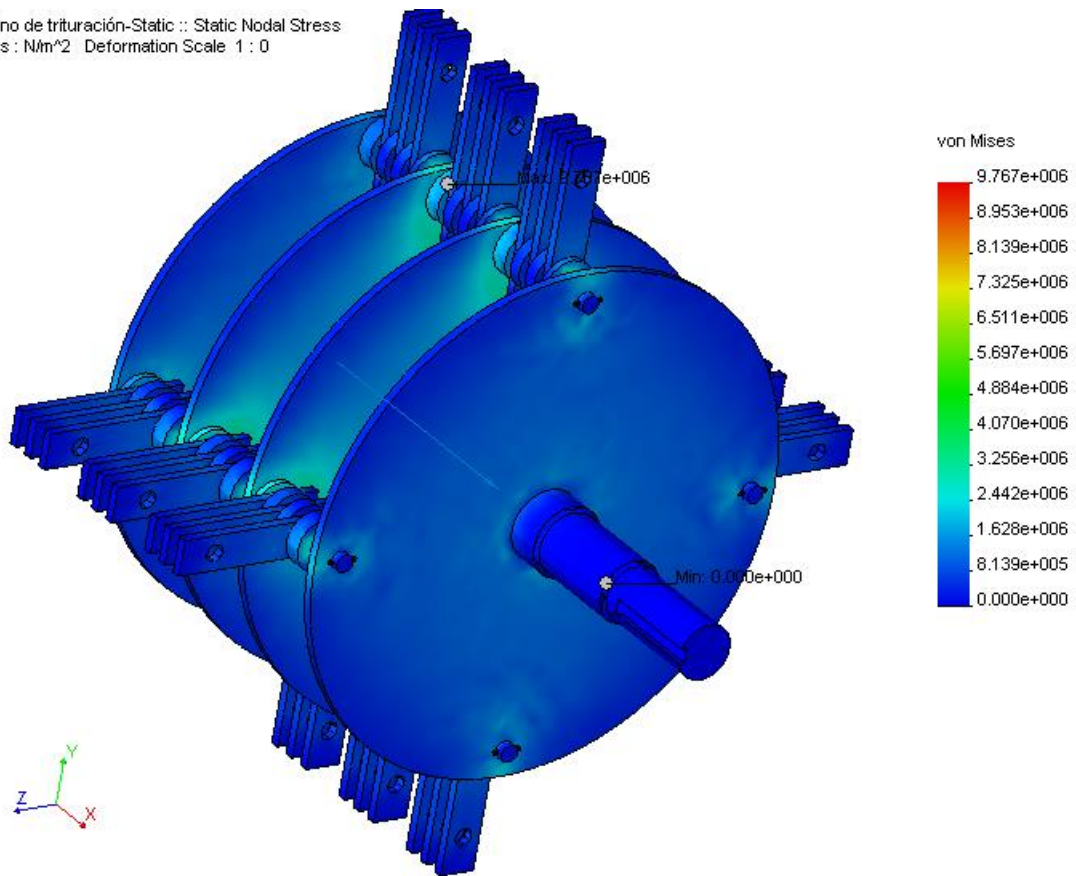
Después de realizado el análisis granulométrico a la muestra del producto que sale del molino de bolas, se procede a determinar el tamaño de malla por el cual pasa el 80% de dicha muestra ( $P_{80}$ ):

MALLA No	Dp ( $\mu$ )	% PESO	% PESO ACUMULADO PASANTE
1/2	12700	3.3	96.7
1/4	6350	3.56	93.14
4	4760	11.87	91.94
8	2380	18.8	90.04
10	2000	12.27	88.8
	$P_{80}$		80
25	707		79.8

Interpolando encontramos que:  $P_{80} = 735.73 \mu$ .

## ANEXO 37. ANÁLISIS DE ESFUERZOS PLATO MOLINO

Molino de trituración-Static :: Static Nodal Stress  
Units : N/m<sup>2</sup> Deformation Scale 1 : 0



**ANEXO 38. PLANOS DEL MOLINO DE MARTILLOS  
(DESPIECE E ISOMÉTRICA)**