

**UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO**

**FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA**



**CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**TRABAJO ESTRUCTURADO DE MANERA INDEPENDIENTE**

**Previo a la obtención del título de:  
INGENIERO MECÁNICO**

**TEMA:**

---

“ESTUDIO DE MÉTODOS MECÁNICOS PARA LA DETERMINACIÓN DE LA RESISTENCIA AL DESGASTE POR FRICCIÓN SECA EN EL AGREGADO DEL HORMIGÓN DE PAVIMENTO”

---

**AUTOR:** Juan Jesús Intriago Pilamunga

**TUTOR:** Ing. Mg. Gonzalo López

**AMBATO – ECUADOR**

**2015**

## **APROBACIÓN DEL TUTOR**

En mi calidad de tutor del trabajo investigativo **“ESTUDIO DE MÉTODOS MECÁNICOS PARA LA DETERMINACIÓN DE LA RESISTENCIA AL DESGASTE POR FRICCIÓN SECA EN EL AGREGADO DEL HORMIGÓN DE PAVIMENTO”**. Trabajo elaborado por el Egresado Juan Jesús Intriago Pilamunga.

Certifico:

- Que el presente informe es original de su autor.
- Ha sido revisado en cada uno de sus capítulos.
- Esta concluido y puede continuar con el trámite correspondiente.

Ambato, Enero del 2015

.....  
**Ing.Mg.Gonzalo López**

**TUTOR**

## **AUTORÍA DEL TRABAJO DE TESIS**

Yo, Juan Jesús Intriago Pilamunga con C.I. # 180462122-3 declaro que los resultados obtenidos y expuestos en el presente trabajo de investigación con el tema. **“ESTUDIO DE MÉTODOS MECÁNICOS PARA LA DETERMINACIÓN DE LA RESISTENCIA AL DESGASTE POR FRICCIÓN SECA EN EL AGREGADO DEL HORMIGÓN DE PAVIMENTO”**, son absolutamente de mi autoría; a excepción de las referencias bibliográficas que se incluyen en este texto.

Que los criterios emitidos en el trabajo de investigación así como también los contenidos, conclusiones, recomendaciones son de exclusiva responsabilidad de mi persona, como autor del presente trabajo.

Ambato, Enero del 2015

.....  
**Juan Jesús Intriago Pilamunga**

**C.I. 180462122-3**

**AUTOR**

## **DEDICATORIA**

*Dedicado al **Creador** de todo lo que existe, por medio de quien fueron hechas todas las cosas y mediante quien subsisten; a **Dios** quien me otorgó la vida, me regaló la salud y la sabiduría necesaria en todos los aspectos de mi vida y en especial en mi trayectoria académica.*

*A mi familia, especialmente a mis padres **Juan** y **Rosario** quienes con sus consejos, motivación y ejemplo me han inspirado a ocuparme cada día en ser una persona de bien, humilde y agradecida en todo; y a prepararme para llegar a ser un profesional responsable. A mis hermanos **Jorge, Eduardo, Diego** y **María**, quienes de uno u otro modo, cada uno, con su apoyo incondicional han ayudado a que llegue a esta instancia con satisfacción y éxito.*

*A mis amigos y compañeros, de quienes he aprendido mucho en diversos aspectos de la vida en cuanto a solidaridad, confianza y respeto.*

*“Dale buena educación al niño de hoy, y el viejo de mañana jamás la abandonará”.*

**Proverbios 22:6**

## **AGRADECIMIENTO**

*Agradezco de todo corazón a **Dios**, en quien mi confianza está puesta, por haberme guiado en todas las etapas de mi vida. Gracias **Al Dador de la Vida** por su fidelidad a pesar de mis errores y descuidos; por concederme la dicha de vivir y darme la fortaleza e inteligencia para culminar esta etapa estudiantil.*

*Gracias también a toda mi familia por apoyarme durante todo mi ciclo estudiantil hasta el presente proyecto. A mis padres **Juan** y **Rosario** por su sacrificio al privarse de ciertas cosas para darme la oportunidad de estudiar. De igual modo a mis hermanos **Jorge**, **Eduardo**, **Diego** y **María** les agradezco por su ejemplo y motivación y por brindar parte de su tiempo para aconsejarme.*

*Agradezco también al **Ing. Francisco Pazmiño** por proponer el presente tema de tesis y facilitar el avance de este proyecto, al **Ing. Mg. Gonzalo López** (tutor de tesis) por su paciencia y disposición para ayudarme en la consecución del presente estudio. Igualmente agradezco a las licenciadas de la biblioteca **Carmita Naranjo** y **Noria Carrillo** por tenerme paciencia y su amabilidad al prestarme los computadores y facilitarme los libros necesarios para esta investigación.*

*Finalmente agradezco a mis amigos y compañeros, que tanto me han ayudado en mi carrera.*

## ÍNDICE GENERAL DE CONTENIDOS

### A.- PÁGINAS PRELIMINARES

PORTADA.....	I
APROBACIÓN DEL TUTOR.....	II
AUTORÍA DEL TRABAJO DE TESIS .....	III
DEDICATORIA .....	IV
AGRADECIMIENTO .....	V
ÍNDICE GENERAL DE CONTENIDOS.....	VI
ÍNDICE DE TABLAS Y FIGURAS .....	XIII
RESUMEN EJECUTIVO .....	XX

### B.- TEXTO: INTRODUCCIÓN

#### CAPÍTULO I

##### EL PROBLEMA

1.1 TEMA .....	1
1.2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA .....	1
1.2.1 CONTEXTUALIZACIÓN .....	1
1.2.2 ANÁLISIS CRÍTICO .....	2
1.2.3 PROGNOSIS .....	3
1.2.4 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA.....	3
1.2.5 PREGUNTAS DIRECTRICES .....	4
1.2.6 DELIMITACIÓN.....	4
1.2.6.1 Delimitación de Contenido .....	4
1.2.6.2 Delimitación Espacial .....	4
1.2.6.3 Delimitación Temporal .....	4

1.3 JUSTIFICACIÓN .....	5
1.4 OBJETIVOS .....	6
1.4.1 OBJETIVO GENERAL.....	6
1.4.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	6

## **CAPÍTULO II**

### **MARCO TEÓRICO**

2.1 ANTECEDENTES INVESTIGATIVOS.....	7
2.2 FUNDAMENTACIÓN FILOSÓFICA .....	9
2.3 FUNDAMENTACIÓN LEGAL.....	9
2.4 RED DE CATEGORÍAS FUNDAMENTALES .....	9
2.4.1 ÁRIDOS.....	10
2.4.2 TIPOS.....	10
2.4.3 REQUERIMIENTOS GENERALES PARA EL USO DE LOS ÁRIDOS .....	11
2.4.4 PROPIEDADES DE LOS ÁRIDOS.....	12
2.4.5 CALIDAD DE LOS ÁRIDOS .....	14
2.4.6 MÉTODOS MECÁNICOS UTILIZADOS PARA DETERMINAR LA RESISTENCIA MECÁNICA DE UN ÁRIDO .....	14
2.5 HIPÓTESIS.....	20
2.5.1 UNIDADES DE OBSERVACIÓN O DE ANÁLISIS .....	21
2.5.2 VARIABLES .....	21
2.5.2.1 Variable Independiente .....	21
2.5.2.2 Variable Dependiente.....	21
2.5.3 TÉRMINO DE RELACIÓN .....	21

## **CAPÍTULO III**

### **METODOLOGÍA**

3.1 ENFOQUE.....	22
------------------	----

3.2 MODALIDAD BÁSICA DE LA INVESTIGACIÓN.....	22
3.3 NIVEL O TIPO DE INVESTIGACIÓN.....	22
3.4 POBLACIÓN Y MUESTRA.....	23
3.4.1 POBLACIÓN O UNIVERSO (N) .....	23
3.4.2 MUESTRA (n).....	23
3.5 OPERACIONALIZACIÓN DE VARIABLES .....	24
3.5.1 VARIABLE INDEPENDIENTE.....	24
3.5.2 VARIABLE DEPENDIENTE .....	25
3.6 TÉCNICAS DE RECOLECCIÓN DE LA INFORMACIÓN .....	25
3.7 PROCESAMIENTO Y ANÁLISIS DE LA INFORMACIÓN .....	26

## **CAPÍTULO IV**

### **ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS**

4.1 ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS.....	27
4.1.1 MÉTODO DEVAL .....	27
4.1.1.1 Normas .....	27
4.1.1.2 Tipo de Árido .....	27
4.1.1.3 Forma de preparación de la muestra .....	28
4.1.1.4 Procedimiento .....	29
4.1.1.5 Máquina Utilizada.....	30
4.1.1.6 Tipo de desgaste .....	30
4.1.1.7 Tiempo de desgaste .....	31
4.1.2.8 Costo .....	31
4.1.2.9 Características de la Máquina .....	31
4.1.1.10 Mantenibilidad .....	33
4.1.1.11 Intercambiabilidad de partes .....	34
4.1.2 MÉTODO DE IMPACTO .....	34
4.1.2.1 Normas .....	34
4.1.2.2 Tipo de Árido .....	34
4.1.2.3 Forma de preparación de la muestra .....	35
4.1.2.4 Procedimiento .....	38



4.1.2.5 Máquina Utilizada.....	41
4.1.2.6 Tipo de desgaste.....	41
4.1.2.7 Tiempo de desgaste.....	41
4.1.2.8 Costo.....	42
4.1.2.9 Características de la Máquina.....	42
4.1.2.10 Mantenibilidad.....	44
4.1.2.11 Intercambiabilidad de partes.....	45
4.1.3 MÉTODO CON LA MÁQUINA DE LOS ÁNGELES.....	45
4.1.3.1 Normas.....	45
4.1.3.2 Tipo de Árido.....	46
4.1.3.3 Forma de preparación de la muestra.....	46
4.1.3.4 Procedimiento.....	50
4.1.3.5 Máquina Utilizada.....	52
4.1.3.6 Tipo de desgaste.....	53
4.1.3.7 Tiempo de desgaste.....	53
4.1.3.8 Costo.....	54
4.1.3.9 Características de la Máquina.....	54
4.1.3.10 Mantenibilidad.....	57
4.1.3.11 Intercambiabilidad de partes.....	59
4.1.4 MÉTODO MICRO-DEVAL.....	59
4.1.4.1 Normas.....	59
4.1.4.2 Tipo de Árido.....	59
4.1.4.3 Forma de preparación de la muestra.....	59
4.1.4.4 Procedimiento.....	61
4.1.4.5 Máquina Utilizada.....	63
4.1.4.6 Tipo de desgaste.....	63
4.1.4.7 Tiempo de desgaste.....	64
4.1.4.8 Costo.....	64
4.1.4.9 Características de la Máquina.....	64
4.1.4.10 Mantenibilidad.....	67
4.1.4.11 Intercambiabilidad de partes.....	67
4.1.5 MÉTODO CON EL ENSAYO DE FRIABILIDAD (RESISTENCIA AL APLASTAMIENTO).....	67

4.1.5.1. Normas .....	67
4.1.5.2 Tipo de Árido .....	67
4.1.5.3 Forma de preparación de la muestra .....	68
4.1.5.4 Procedimiento .....	70
4.1.5.4 Máquina Utilizada.....	74
4.1.5.5 Tipo de desgaste .....	74
4.1.5.6 Tiempo de desgaste .....	74
4.1.5.7 Costo .....	75
4.1.5.8 Características de la Máquina .....	75
4.1.5.9 Mantenibilidad .....	77
4.1.5.10 Intercambiabilidad de partes .....	78
4.1.5.11 Características de prensa para el ensayo de friabilidad.....	78
4.2 INTERPRETACIÓN DE DATOS .....	79
4.2.1 VENTAJAS Y DESVENTAJAS DE CADA MÉTODO .....	79
4.2.1.1 Método Deval.....	79
4.2.1.2 Método de Impacto .....	80
4.2.1.3 Método con la Máquina de los Ángeles.....	82
4.2.1.4 Método Micro-Deval.....	83
4.2.1.5 Método con el Ensayo de Friabilidad (Resistencia al Aplastamiento) .....	84
4.2.2 SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS .....	85
4.2.2.1 Costo .....	85
4.2.2.2 Mantenibilidad .....	86
4.2.2.3 Tamaño.....	86
4.2.2.4 Peso .....	86
4.2.2.5 Precisión de Resultados y Dispersión de los mismos .....	86
4.2.2.6 Facilidad en la preparación de la muestra .....	86
4.2.2.7 Tiempo de ensayo .....	87
4.2.2.8 Implementación (factibilidad tecnológica) .....	87
4.2.2.9 Aspecto Ergonómico (nivel de ruido) .....	87
4.2.2.10 Resumen de características principales de cada método.....	87
4.2.3 MÉTODO DE EVALUACIÓN DE LA SOLUCIÓN (MÉTODO ORDINAL DE CRITERIOS PONDERADOS) .....	88

4.2.3.1 Método ordinal corregido de criterios ponderados .....	88
4.2.4 VALORACIÓN DE PARÁMETROS PARA LA SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS .....	89
4.2.4.1 Evaluación del Peso Específico de cada criterio.....	89
4.2.4.2 Evaluación de los pesos específicos de las distintas soluciones para cada criterio.....	90
4.2.4.3 Sumatoria de la valoración de parámetros .....	93
4.3 VERIFICACIÓN DE LA HIPÓTESIS .....	93

## **CAPÍTULO V**

### **CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES**

5.1 CONCLUSIONES .....	95
5.2 RECOMENDACIONES .....	96

## **CAPÍTULO VI**

### **PROPUESTA**

6.1 DATOS INFORMATIVOS .....	99
6.2 ANTECEDENTES DE LA PROPUESTA .....	100
6.3 JUSTIFICACIÓN .....	100
6.4 OBJETIVOS .....	101
6.4.1 OBJETIVO GENERAL.....	101
6.4.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	101
6.5 ANÁLISIS DE FACTIBILIDAD .....	102
6.5.1 FACTIBILIDAD TÉCNICA .....	102
6.5.2 FACTIBILIDAD TECNOLÓGICA .....	102
6.5.3 FACTIBILIDAD ECONÓMICA .....	102
6.6 FUNDAMENTACIÓN .....	103
6.6.1 DIAGRAMA DE EJECUCIÓN DEL DISEÑO .....	103

6.6.2 ESPECIFICACIONES IMPUESTAS POR LA NORMATIVA INEN 0860.....	103
6.6.3 CÁLCULO DE LA POTENCIA DEL MOTOR .....	106
6.6.3.1 Estimación de la masa de cada elemento .....	106
6.6.3.2 Cálculo del momento de inercia de cada elemento .....	110
6.6.3.3 Aceleración angular del conjunto.....	114
6.6.3.4 Torque mínimo necesario para mover el conjunto desde la polea final del sistema de transmisión. ....	116
6.6.4 CÁLCULO DE LA FUERZA DE FLEXIÓN EN EL EJE DEL CILINDRO.....	119
6.6.5 ESTIMACIÓN DE LAS CARGAS APLICADAS SOBRE EL EJE .....	121
6.6.6 DETERMINACIÓN DEL MOMENTO FLECTOR MÁXIMO EN EL EJE .....	124
6.6.7 DISEÑO DEL EJE.....	128
6.6.8 SELECCIÓN DE PERNOS PARA EL ACOPLA DEL EJE CON EL CILINDRO.....	154
6.6.10 SELECCIÓN DE BANDAS Y POLEAS.....	183
6.6.10.1 Selección de banda para la transmisión entre polea del motor y polea # 2 (de acuerdo a figura 6.29) .....	184
6.6.10.2 Selección de banda para la transmisión entre polea # 3 y polea # 4 (de acuerdo a figura 6.29) .....	197
6.6.10.3 Selección de banda para la transmisión entre polea # 5 y polea # 6 (de acuerdo a figura 6.29) .....	205
6.6.11 DISEÑO DE LA ESTRUCTURA .....	214
6.7 METODOLOGÍA .....	217
6.7.1 Elaboración del cilindro .....	217
6.7.2 Fabricación de la tapa del cilindro .....	222
6.7.3 Elaboración de la estructura .....	223
6.8 ADMINISTRACIÓN .....	225
6.8.1 Análisis de costos.....	225
6.8.2 Comparación de Costos entre la máquina diseñada y la adquirida.....	228
6.9 PREVISIÓN DE LA EVALUACIÓN .....	229
6.9.1 Instrucciones de seguridad .....	229

6.9.2 Instrucciones de Operación .....	232
6.9.3 Mantenimiento .....	234
6.9.4 Conclusiones .....	237
6.9.5 Recomendaciones.....	238

## **C.- MATERIALES DE REFERENCIA**

1. BIBLIOGRAFÍA.....	240
ANEXOS.....	246

## **ÍNDICE DE TABLAS Y FIGURAS**

### **TABLAS**

Tabla 2.1.Tabla de Tamices para ensayo Deval.....	16
Tabla 3.1.Operacionalización de la variable independiente.....	24
Tabla 3.2.Operacionalización de la variable dependiente.....	25
Tabla 4.1. Porcentaje de muestra la granulometría según del agregado, en el ensayo Deval. ....	28
Tabla 4.2. Peso de la muestra según la gravedad específica del agregado, en el ensayo Deval. ....	28
Tabla 4.3. Tamaño de tamices para el ensayo de los Ángeles y de Impacto. ....	35
Tabla 4.4. Gradación de las muestras de ensayo según norma INEN 860.....	47
Tabla 4.5. Gradación de las muestras de ensayo según norma INEN 861.....	48
Tabla 4.6. Gradación de las muestras de ensayo según norma ASTM C131. ....	48
Tabla 4.7. Gradación de las muestras de ensayo según norma ASTM C535. ....	49
Tabla 4.8. Gradación de las muestras de ensayo según norma IS: 2386 (Parte IV). .	49
Tabla 4.9. Preparación de muestras que pasan el tamiz de 19.0 mm y son retenidas en el de 9,5 mm.....	61

Tabla 4.10. Preparación de muestras para un tamaño nominal máximo del agregado de 12,5 mm.....	61
Tabla 4.11. Preparación de muestras para un tamaño nominal máximo del agregado de 9,5 mm o menor.....	61
Tabla 4.12. Detalles del ensayo de aplastamiento para tamaños no estandarizados de agregado. ....	69
Tabla 4.13. Detalles de muestras de ensayo, masa aproximada y molde a emplear para la determinación del coeficiente de friabilidad de áridos, según norma NLT-351. ....	70
Tabla 4.14. Carga a aplicar en el ensayo de friabilidad según el molde de ensayo, según norma NLT-351. ....	73
Tabla 4.15. Resumen de características principales de cada método.....	87
Tabla 4.16. Valoración de parámetros para la selección de alternativas. ....	89
Tabla 4.17. Evaluación del criterio “Precisión y Dispersión de Resultados”. ....	90
Tabla 4.18. Evaluación del criterio “Costo”. ....	90
Tabla 4.19. Evaluación del criterio “Implementación”.....	90
Tabla 4.20. Evaluación del criterio “Mantenibilidad”. ....	91
Tabla 4.21. Evaluación del criterio “Tiempo de Ensayo”.....	91
Tabla 4.22. Evaluación del criterio “Facilidad en la preparación de la muestra”.....	91
Tabla 4.23. Evaluación del criterio “Nivel de Ruido”. ....	92
Tabla 4.24. Evaluación del criterio “Tamaño”.....	92
Tabla 4.25. Evaluación del criterio “Peso”. ....	92
Tabla 4.26. Valoración de parámetros. ....	93
Tabla 6.1. Tiempo máximo de aceleración de motores. ....	114
Tabla 6.2. Datos eléctricos de Motores trifásicos WEG 22. ....	115
Tabla 6.3. Estimaciones de primera iteración de los factores de concentración del esfuerzo $K_t$ y $K_{ts}$ . ....	131

Tabla 6.4. Parámetros en el factor de la condición superficial de Marin.....	131
Tabla 6.5. Factores de confiabilidad $k_e$ correspondientes a 8 desviaciones estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga.....	132
Tabla 6.6. Estimaciones del valor del límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria para diferentes valores de $S_{ut}$ .....	133
Tabla 6.7. Estimaciones del valor del factor de modificación por el tamaño para diferentes distintos diámetros.....	140
Tabla 6.8. Mediciones de Roscas Hexagonales (medidas en mm). .....	157
Tabla 6.9. Diámetros de áreas de roscas métricas de paso grueso y fino. ....	157
Tabla 6.10. Longitud de rosca (sistema métrico) en función del diámetro nominal y la longitud total del perno. ....	158
Tabla 6.11. Clases métricas de propiedad mecánica de pernos, tornillos y birlos de acero. ....	161
Tabla 6.12. Valor del factor de probabilidad de fallo ( $a_1$ ). ....	164
Tabla 6.13. Factor de esfuerzos ( $f_L$ ) de acuerdo a la aplicación del rodamiento. ....	165
Tabla 6.14. Valores de $f_L$ y $L_n$ para rodamientos de rodillos. ....	165
Tabla 6.15. Valor de la carga estática equivalente para rodamientos de rodillos cónicos.....	168
Tabla 6.16. Valor de la carga dinámica equivalente para rodamientos de rodillos cónicos.....	169
Tabla 6.17. Valor del factor de esfuerzos estáticos de acuerdo a las condiciones de uso, para rodamientos de rodillos cónicos. ....	170
Tabla 6.18. Valor del factor de servicio $K_s$ para bandas en V de acuerdo a las condiciones de uso. ....	185
Tabla 6.19. Valores para la corrección de la longitud de banda. ....	187
Tabla 6.20. Valores del factor de corrección del ángulo de cobertura $K_1$ . ....	190
Tabla 6.21. Valores del factor de corrección de la longitud de banda $K_2$ .....	190

Tabla 6.22. Valores de potencia tabulada en función de la velocidad de giro y el diámetro de la polea de menor tamaño, para correas con sección tipo A. ....	191
Tabla 6.23. Valores $K_b$ y $K_C$ de acuerdo a la sección de la banda.....	193
Tabla 6.24. Valores $K_y$ b de acuerdo a la sección de la banda.....	196
Tabla 6.25. Valores de potencia tabulada en función de la velocidad de giro y el diámetro de la polea de menor tamaño, para correas con sección tipo B. ....	209
Tabla 6.26. Costos directos para la estimación del Subtotal 1.....	225
Tabla 6.27. Costos directos para la estimación del Subtotal 2.....	226
Tabla 6.28. Costos indirectos para la estimación del Subtotal 3.....	227
Tabla 6.29. Costos Total de la Inversión.....	227
Tabla 6.30. Costos Total de la Inversión.....	228
Tabla 6.31. Acciones de prevención realizadas por el operador.....	235
Tabla 6.32. Acciones de prevención realizadas por el personal técnico autorizado.....	236
Tabla 6.33. Listado de partes susceptibles de cambio. ....	236

## FIGURAS

Figura 2.1. Red de categorías fundamentales. ....	9
Figura 2.2. Máquina Deval.....	15
Figura 2.3. Máquina de los Ángeles .....	17
Figura 2.4. Coeficiente de Mannheim.....	18
Figura 2.5. Máquina Micro-Deval. ....	19
Figura 2.6. Ensayo de Impacto.....	20
Figura 4.1. Plataforma de la Máquina de los Ángeles según INEN 860. ....	58
Figura 6.1. Diagrama de ejecución del diseño. ....	103
Figura 6.2. Dimensiones básicas de la Máquina de los Ángeles. ....	105



Figura 6.3. Tapa del cilindro. ....	106
Figura 6.4. Cilindro. ....	107
Figura 6.5. Conjunto: cilindro, tapas, plataforma, soportes y polea. ....	110
Figura 6.6. Centro de gravedad de todo el conjunto y de la plataforma. ....	112
Figura 6.7. Transmisión del torque en un sistema de poleas. ....	117
Figura 6.8. Sistema de transmisión de poleas. ....	117
Figura 6.9. Fuerzas sobre poleas. ....	120
Figura 6.10. Esquema de cargas que actúan sobre el eje. ....	124
Figura 6.11. Diagrama de cargas del eje. ....	125
Figura 6.12. Configuración del eje. ....	129
Figura 6.13. Gráfica de factores teóricos de concentración del esfuerzo $Kt$ para un eje redondo con filete en el hombro en flexión. ....	136
Figura 6.14. Gráfica de valores del factor $q$ de sensibilidad a la muesca en materiales sometidos a flexión inversa de cargas axiales inversas. ....	137
Figura 6.15. Gráfica de factores teóricos de concentración del esfuerzo $Kt$ para un eje redondo con filete en el hombro en torsión. ....	138
Figura 6.16. Gráfica de valores del factor $qs$ de sensibilidad a la muesca en materiales sometidos a torsión inversa. ....	139
Figura 6.17. Esquema del eje con los valores de los diámetros calculados. ....	153
Figura 6.18. Fuerzas cortantes primarias y secundarias que actúan sobre cada perno. ....	154
Figura 6.19. Disposición de un perno para el acople cilindro-eje. ....	156
Figura 6.20. Esquema de fuerzas que actúan sobre los apoyos del cilindro. ....	162
Figura 6.21. Disposición de rodamientos de rodillos cónicos fijos en X. ....	163
Figura 6.22. Esquema para determinar el tipo, caso de montaje y el valor de carga axial para un rodamiento de rodillos cónicos. ....	167

Figura 6.23. Viscosidad relativa ( $v_1$ ) en función del diámetro medio ( $d_m$ ) y la velocidad del rodamiento ( $n$ ). .....	172
Figura 6.24. Viscosidad de servicio ( $v$ ) en función de la viscosidad relativa ( $v_1$ ) y la temperatura de operación del rodamiento ( $T$ ). .....	173
Figura 6.25. Valor de $K_1$ en función del factor de carga ( $f_s$ ) y el tipo de rodamiento. ....	175
Figura 6.26. Valor de $K_2$ en función del factor de carga ( $f_s$ ) y el ratio de viscosidad ( $k$ ). .....	175
Figura 6.27. Factor básico en función del ratio de viscosidad ( $k$ ) y el valor de $K$ ...	176
Figura 6.28. Diagrama para determinar el factor de limpieza ( $s$ ). .....	177
Figura 6.29. Esquema de disposición de poleas. ....	183
Figura 6.30. Gráfico para la selección del tamaño de sección de la banda en función de la potencia y el número de revoluciones. ....	186
Figura 6.31. Esquema de la estructura para soportar el cilindro. ....	214
Figura 6.32. Valores de tensión (esfuerzo) resultantes en la estructura. ....	215
Figura 6.33. Valores del factor de seguridad para la estructura. ....	216
Figura 6.34. Valores de desplazamientos generados para la estructura. ....	216
Figura 6.35. Máquina Rolador. ....	217
Figura 6.36. Obrero soldando Tanque. ....	218
Figura 6.37. Plataforma interna del cilindro. ....	218
Figura 6.38. Disposición de perno para el acople de la plataforma con el cilindro. ....	219
Figura 6.39. Obrero uniendo tapas de tanque. ....	219
Figura 6.40. Corte mediante plasma. ....	220
Figura 6.41. Placa circular para el acople del eje con el cilindro. ....	220
Figura 6.42. Parte interna del cilindro de la máquina. ....	221
Figura 6.43. Pernos colocados cerca de los 4 extremos de la abertura para sujetar la tapa del cilindro. ....	221

Figura 6.44. Esquema de las partes constitutivas de la tapa (vista de lado) del cilindro. ....	222
Figura 6.45. Esquema de las partes constitutivas de la tapa (vista de frentes desde el interior) del cilindro. ....	223
Figura 6.46. Esquema de las partes constitutivas de la tapa (vista de frente desde el exterior) del cilindro.....	223
Figura 6.47. Esquema de la estructura principal que servirá para soportar el peso de todo el conjunto.....	224

## RESUMEN EJECUTIVO

El presente proyecto analiza distintos métodos comúnmente utilizados para determinar la resistencia al desgaste de los áridos utilizados en la elaboración del hormigón de pavimento. Para esto en primer lugar se busca información referente a cada ensayo y se la organiza en base a parámetros tales como: la normativa utilizada en cada método, tipo de áridos aplicable a cada método (de acuerdo al tamaño), forma de preparación de la muestra para el ensayo, procedimiento para la realización de cada método y cada normativa, tipo de máquina utilizada en cada método, tipo de desgaste producido por cada máquina, tiempo de funcionamiento de cada máquina durante el ensayo, costo aproximado de cada máquina, característica de cada máquina según normativa y empresas que las fabrican, mantenibilidad e intercambiabilidad de partes. De este modo se determinan también las ventajas y desventajas de cada método con respecto a los demás, para después poder realizar una ponderación de los mismos.

Posteriormente se utiliza un método ordinal de ponderación para evaluar cada uno de los métodos y establecer cuál de los mismos es el más apropiado conforme a los requerimientos de los laboratorios de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato; y al mismo tiempo probar la hipótesis previamente planteada. En esta ponderación se evalúan varias características de cada ensayo como: Costo de la máquina utilizada, mantenibilidad de la misma, su tamaño, su peso, precisión de resultados y dispersión de los mismos, facilidad en la preparación de la muestra, tiempo de ensayo, implementación (factibilidad tecnológica) y aspecto ergonómico (nivel de ruido).

Finalmente en la etapa de la propuesta se opta por diseñar en función del método, resultado de la ponderación, el medio mecánico (máquina) que cumpla con los requerimientos del ensayo requerido, la normativa apropiada y exigencias de los laboratorios de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato.

## **CAPÍTULO I**

### **EL PROBLEMA**

#### **1.1 TEMA**

“ESTUDIO DE MÉTODOS MECÁNICOS PARA LA DETERMINACIÓN DE LA RESISTENCIA AL DESGASTE POR FRICCIÓN SECA EN EL AGREGADO DEL HORMIGÓN DE PAVIMENTO”.

#### **1.2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA**

##### **1.2.1 CONTEXTUALIZACIÓN**

Los áridos o agregados son la materia prima que se utiliza en la construcción, es un material granulado que se diferencia de otro tipo de materiales por su estabilidad química y su resistencia mecánica. La determinación de las propiedades tanto mecánicas como físicas de los áridos es de vital importancia en la Industria de la Construcción, puesto que estos sirven para la obtención de mezclas bituminosas, hormigones, morteros, que se usan en estructuras hidráulicas, materiales de relleno, balasto para vías férreas, etc. De lo anterior se concluye que el control de la calidad de los materiales utilizados en un proyecto de construcción se debe hacer bajo un factor normativo que asegure que cierto material posea las propiedades deseadas por el constructor a fin de que se evite un perjuicio en la obra y pérdida de calidad de la misma. Las normas internacionales que regulan la utilización de un árido para aplicaciones que están relacionadas con el tema son varias, de las que se destacan las siguientes: UNE-EN 1097-2, UNE-EN 12697-17 y UNE-EN 12697-43.

A nivel nacional los áridos son muy utilizados en diversos tipos de construcciones, desde la fabricación de mezclas de hormigones para viviendas hasta la realización de

bases de supercarreteras, incluyendo la construcción de demás obras civiles como: edificaciones con estructura soportante de hormigón armado o con estructura mixta de acero con hormigón armado, puentes, represas; es decir los áridos se usan como materia prima para casi todo tipo de construcción, por ende en el Ecuador la utilización de los mismos se ha regularizado bajo las siguientes normas: INEN 0860, INEN 154, INEN 694 e INEN 861. Además cabe recalcar que para el cumplimiento cabal de tales normas es necesaria la utilización de equipos e instrumentos que en las mismas están indicados.

En la provincia del Tungurahua, existen también proyectos de construcción en curso como la realización de ciclovías y carreteras. Lo que hace necesario que se dé cumplimiento a lo que respecta a normas para la utilización de áridos. En la ciudad de Ambato el único lugar donde se dispone hasta el momento de equipos necesarios para la realización de ensayos en lo que respecta al desgaste de áridos es el Laboratorio de suelos de la ciudad. No así las universidades aledañas al lugar, lo que ocasiona que los estudiantes de las mismas se vean obligados a realizar sus prácticas de aprendizaje en dicho lugar.

### **1.2.2 ANÁLISIS CRÍTICO**

La industria de la construcción y más concretamente la que está relacionada con la realización de vías, hoy en día es una de las más probables a ir en mejora en los futuros años. Uno de los materiales más comunes a ser utilizados para la construcción de pavimentos es el hormigón, por lo que quienes se encargan de diseñar tales mezclas de hormigón deben evitar que sus diseños sean defectuosos asegurando así una larga vida útil de las construcciones y a su vez eliminando posibles pérdidas económicas. Una parte importante del diseño del hormigón es el proceso de selección del agregado o árido que va a conformarlo, esto hace notar que para tener un diseño óptimo del hormigón el proceso de selección del agregado también debe serlo.

Ahora bien, un factor que determina que las selecciones de áridos realizadas no sean del todo óptimas es el hecho de que se utilizan métodos de selección que no resultan

ser los más eficientes para el medio en el que se emplean a pesar de ser tecnicados y normados. Esto se debe a que no existen ponderaciones entre los distintos métodos de selección en base a costos, eficiencia, vida útil, facilidad de aplicación, exactitud de resultados, etc. Y la razón por la que no existen ponderaciones o tablas de comparación entre los distintos métodos existentes es porque no se han realizados estudios que contrasten la ventajas y desventajas de aplicación de tales métodos.

### **1.2.3 PROGNOSIS**

Al no realizarse un estudio sobre los métodos mecánicos existentes para la determinación de la resistencia al desgaste de los áridos utilizados en la fabricación del hormigón para pavimento no se podrá contar con la información necesaria que ayude a establecer el método de selección de árido que resulte ser el más óptimo para el medio en el que se emplee. Producto de esto se tenderán a realizar selecciones de áridos que si bien cumplirán su objetivo que es el de estimar el valor de la resistencia al desgaste, no se sabrá a ciencia cierta si dicha selección realizada es del todo óptima para el medio en el que es realizada, es decir no se sabrá si el método que se emplea es el más económico, el más eficiente, el más preciso, etc.

Entonces, si se lleva acabo el presente estudio se obtendrá información que ayude a determinar que método de selección de árido resultará ser el más óptimo para el medio en que se emplee. Con esto las selecciones de áridos que se realicen cumplirán tanto en la parte que tiene que ver con la determinación de la resistencia al desgaste, así como el hecho de que el proceso de selección que se realiza sea uno óptimo para el medio en el que se emplee, es decir se tratará en lo posible de que el método utilizado sea el más económico, eficiente, preciso, etc.

### **1.2.4 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA**

¿Qué método mecánico para la determinación de la resistencia al desgaste por fricción seca en el agregado del hormigón de pavimento es el más adecuado para ser utilizado en los laboratorios de la F.I.C.M.?

### **1.2.5 PREGUNTAS DIRECTRICES**

- ¿Cuáles son los métodos mecánicos existentes más comunes para la determinación de la resistencia al desgaste por fricción seca en el agregado del hormigón de pavimento?.
- ¿Cuáles son las normas más comunes asociadas a los distintos métodos mecánicos existentes para la determinación de la resistencia al desgaste por fricción seca en el agregado del hormigón de pavimento?.
- ¿Cuáles son las ventajas y desventajas de cada método mecánico para la determinación de la resistencia al desgaste por fricción seca en el agregado del hormigón de pavimento con respecto al resto de métodos existentes?.

### **1.2.6 DELIMITACIÓN**

#### **1.2.6.1 Delimitación de Contenido**

El contenido del presente proyecto se limita a las siguientes áreas: Técnicas de Estudio, Metodología de la Investigación, Diseño de Proyectos de Investigación, Diseño de Elementos de Máquinas, Diseño por Elementos Finitos.

#### **1.2.6.2 Delimitación Espacial**

El presente proyecto será realizado en los laboratorios de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica, ubicados en los predios de la Universidad Técnica de Ambato sector Huachi, ciudad Ambato, en la provincia de Tungurahua.

#### **1.2.6.3 Delimitación Temporal**

El presente proyecto tomará el período de tiempo comprendido entre el mes de Noviembre del 2013 hasta el mes de Septiembre del 2014.



### 1.3 JUSTIFICACIÓN

Este proyecto es de interés porque propone obtener información acerca de la factibilidad en la aplicación de distintos métodos mecánicos para la determinación de la resistencia al desgaste en los áridos, algo que es muy importante conocer pues de este factor depende en gran manera la durabilidad de construcciones civiles como el hormigón de pavimento; en otras palabras se utilizarán conocimientos de ingeniería mecánica para proporcionar una pauta que indique que método mecánico es conveniente aplicar de acuerdo a las condiciones del medio. Desde este punto de vista los principales beneficiados serán las personas que deseen determinar la resistencia al desgaste en un árido; ya sea por trabajo o por fines pedagógicos.

Como toda investigación esta tiene su justificativo en el hecho de que el presente proyecto en particular es de gran interés para la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica, porque buscará una solución a la problemática de no poder realizar prácticas para la determinación del desgaste en los áridos utilizados en la construcción, que hasta el momento no se ha resuelto. En donde los principales beneficiados serán los mismos estudiantes, quienes podrán complementar el conocimiento teórico adquirido durante clases, con el conocimiento práctico a través de la ejecución de ensayos de este tipo, haciendo que este proyecto tenga una gran importancia teórico-práctica.

Además otro sustento para la realización de este proyecto es el hecho de que existen fuentes accesibles de información relacionadas con el tema en los libros y tesis que se encuentran en la Biblioteca de la F.IC.M. y también existe la posibilidad de adquirir información acerca del tema en el Laboratorio de Suelos del Municipio de Ambato. Asimismo, los costos de inversión son asequibles (para el presupuesto de la Universidad), lo que convierte este proyecto en uno factible técnica y económicamente para nuestro medio.

Por otro lado este proyecto se muestra novedoso porque en este se recogerá información que permitirá realizar una ponderación entre los ensayos más conocidos para de la determinación de la resistencia al desgaste en los agregados del hormigón

de pavimento, algo que hasta el momento no se ha realizado y que brindará una pauta a quienes realizan este tipo de ensayos para elegir el más adecuado de acuerdo a sus necesidades. Además por tratar un tema con diversas aplicaciones puede servir como base para otras investigaciones.

Otro punto a tomar en cuenta es que la ejecución de este proyecto no generará un impacto significativo en el medio ambiente porque no genera contaminación ni consume recursos no renovables de la naturaleza.

## **1.4 OBJETIVOS**

### **1.4.1 OBJETIVO GENERAL**

Determinar que método mecánico utilizado para la determinación de la resistencia al desgaste por fricción seca en el agregado del hormigón de pavimento es el más adecuado para ser utilizado en los laboratorios de la F.I.C.M.

### **1.4.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

- Describir los métodos mecánicos existentes más comunes para la determinación de la resistencia al desgaste por fricción seca en el agregado del hormigón de pavimento.
- Identificar las normas más comunes asociadas a los distintos métodos mecánicos existentes para la determinación de la resistencia al desgaste por fricción seca en el agregado del hormigón de pavimento.
- Determinar cuáles son las ventajas y desventajas de cada método mecánico para la determinación de la resistencia al desgaste por fricción seca en el agregado del hormigón de pavimento con respecto al resto de métodos existentes.

## CAPÍTULO II

### MARCO TEÓRICO

#### 2.1 ANTECEDENTES INVESTIGATIVOS

En cuanto al presente tema de investigación, se pudieron encontrar las siguientes tesis realizadas, que guardan relación con el mismo, en el repositorio de la FICM de la Universidad Técnica de Ambato.

**Autor:** Ortega Castro Alberto Renán.

**Año de publicación:** 2013.

**Tema:** "LA CALIDAD DE LOS AGREGADOS DE TRES CANTERAS DE LA CIUDAD DE AMBATO Y SU INFLUENCIA EN LA RESISTENCIA DEL HORMIGÓN EMPLEADO EN LA CONSTRUCCIÓN DE OBRAS CIVILES".

**Autor:** Tamayo Ledesma Jazmina Daniela.

**Año de publicación:** 2011.

**Tema:"** LOS AGREGADOS DE LAS MINAS UBICADAS JUNTO A LA VÍA PUYO-MADRE TIERRA PROVINCIA DE PASTAZA Y SU INCIDENCIA EN LA RESISTENCIA DEL HORMIGÓN".

**Autor:** Molina Espín Mario Fernando.

**Año de publicación:** 2010.

**Tema:"**ESTUDIO DE LA CALIDAD DE LOS AGREGADOS Y SU INFLUENCIA EN LA RESISTENCIA DEL HORMIGÓN PARA OBRAS CIVILES DE LA CIUDAD DE LATACUNGA DE LA PROVINCIA DE COTOPAXI".

**Autor:** Hernández Vaca Alex Patricio.

**Año de publicación:** 2008.

**Tema:** "ESTUDIO DE LA CALIDAD DE LOS AGREGADOS UTILIZADOS EN LA CONSTRUCCIÓN DE OBRAS CIVILES EN LA CIUDAD DE RIOBAMBA DE LA PROVINCIA DE CHIMBORAZO".

**Autor:** Carlos Navas y Rodolfo Paredes.

**Año de publicación:** 1990.

**Tema:** "ESTUDIO DE LA RESISTENCIA A LA ABRASIÓN DEL HORMIGÓN".

**Autor:** Eliecer Onofre Garcés y Antonio Garcés Chasipanta.

**Año de publicación:** 1990.

**Tema:** "INFLUENCIA DE LOS AGREGADOS MINERALES Y DE LOS PRODUCTOS EN EL DISEÑO DE PAVIMENTOS DE LA CIUDAD DE AMBATO".

Asimismo se encontró información relacionada en los siguientes proyectos de investigación realizados por diversas entidades:

**Entidad:** Universidad Politécnica de Madrid.

**Autor:** Ramiro Martínez Llop Gutiérrez.

**Título:** "INVESTIGACIÓN SOBRE EL COMPORTAMIENTO DE LOS DISTINTOS TIPOS DE BALASTO ANTE LA APLICACIÓN DE LOS CRITERIOS DE LAS DIFERENTES NORMATIVAS".

**Año:** 2008.

**Entidad:** Montana Department of Transportation.

**Autores:** Eli Cuelho, Robert Mokwa y Keely Obert.

**Título:** "COMPARATIVE ANALYSIS OF COARSE SURFACING AGGREGATE USING MICRODEVAL, L.A. ABRASION AND SODIUM SULFATE SOUNDNESS TESTS".

**Año:** 2007.

**Entidad:** Transportation Research Board.

**Autores:** Eli Cuelho, P.E., Robert Mokwa, Ph.D., P.E., Keely Obert y Andrea Miller.

**Título:** “COMPARATIVE ANALYSIS OF MICRO-DEVAL, L.A. ABRASION AND SULFATE SOUNDNESS TESTS”.

**Año:** 2008.

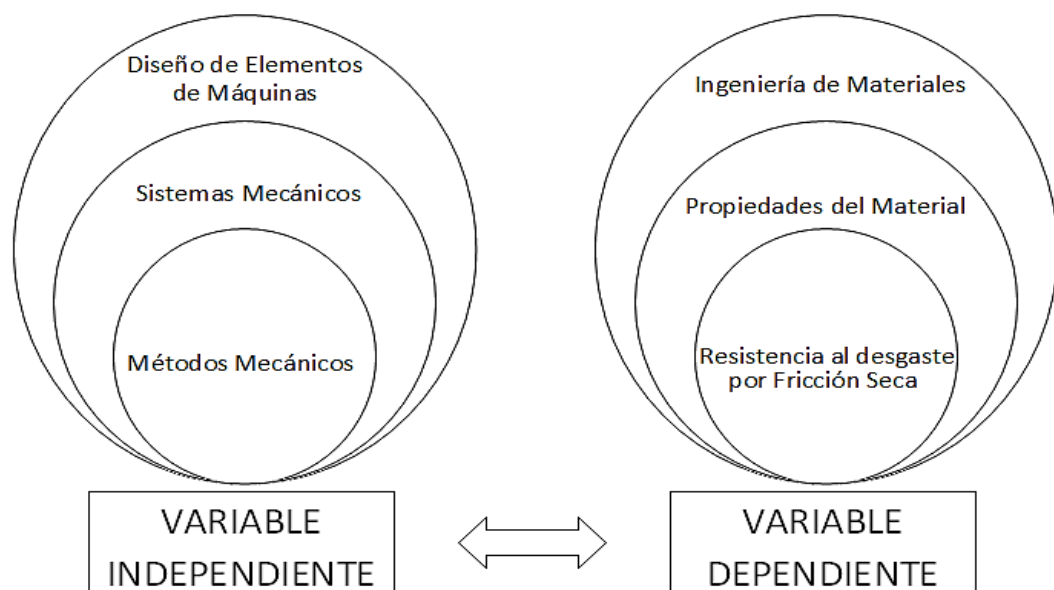
## 2.2 FUNDAMENTACIÓN FILOSÓFICA

La presente investigación está ubicada en el paradigma crítico propositivo, puesto que se buscará dar una solución a un problema mediante el análisis del mismo.

## 2.3 FUNDAMENTACIÓN LEGAL

La investigación se sustenta en las normas impuestas por las siguientes organizaciones de normalización: EN (Norma Europea), ASTM (Norma Estadounidense), NF (Norma Francesa) e INEN (Instituto Ecuatoriano de Normalización).

## 2.4 RED DE CATEGORÍAS FUNDAMENTALES



*Figura 2.1. Red de categorías fundamentales.*

*Fuente: Juan J. Intriago P.*

### **2.4.1 ÁRIDOS**

Un árido es definido en Ingeniería Civil como una masa de piedra molida, grava, arena, etc., que mayormente está compuesta por partículas individuales pero también incluyendo en algunos casos arcillas y sedimentos. Los tamaños de partículas pueden variar desde un diámetro de 150 mm hasta uno de 5 a 100 micras (Mamlouk, 2009).

El árido se diferencia de otros materiales por su estabilidad química y su resistencia mecánica, y se caracteriza por su tamaño. No se consideran como áridos a aquellas sustancias minerales utilizadas como materias primas en procesos industriales debido a su composición química.

### **2.4.2 TIPOS**

Los áridos se pueden clasificar en los siguientes grupos:

#### **Áridos Naturales**

Árido de origen mineral que únicamente ha sido sometido a procesos mecánicos. A menudo se utiliza este término para designar áridos producidos sin intervención de proceso de trituración, simplemente mediante cernido o lavado.

Los naturales se subdividen a su vez, en dos grandes grupos: granulares y de machaqueo, cuya diferencia principal es la concurrencia de un proceso de trituración. De esta forma, los granulares provienen de la extracción y clasificación de materiales sueltos y se obtienen en graveras localizadas en terrazas de río, llanuras aluviales y otros depósitos Terciarios y Cuaternarios.

Por su parte, los áridos naturales de machaqueo, provienen de la extracción, trituración y clasificación de macizos de roca (en canteras) aunque también pueden ser producto de la trituración de las fracciones más gruesas de áridos granulares.

## **Áridos Artificiales**

Árido de origen mineral resultante de un proceso industrial que suponga modificación térmica u otra, como son los estériles mineros, cenizas del carbón, etc.

## **Áridos reciclados**

Este tipo de árido se obtiene del machaqueo y clasificación de residuos de demolición de edificios, pavimentos y otros; es decir material inorgánico previamente utilizado en la construcción.

El uso de estos dos últimos tipos de materiales es poco frecuente y forman un porcentaje muy pequeño dentro del volumen total de áridos utilizados en la construcción.

También existen otras clasificaciones atendiendo a criterios diferentes como son el tamaño de grano: finos (entre 0.508 - 6.35 mm) y gruesos (mayores a 6.35 mm); la continuidad de la explotación (continua o intermitente) o el uso al que van destinados (materiales de relleno y plataforma, sub-bases y bases granulares, materiales para mezclas bituminosas, para hormigones y morteros, balasto, escolleras, áridos ligeros, etc.) (Explora Geología, 2010).

### **2.4.3 REQUERIMIENTOS GENERALES PARA EL USO DE LOS ÁRIDOS**

Para su utilización los áridos deben ser limpios, sin defectos, resistentes, durables y de calidad uniforme. No deben contener fragmentos blandos, pulverizables, delgados o laminados, ni materia orgánica.

En algunos casos son importantes la densidad relativa, el color, la resistencia a la compresión y la redondez de las partículas. También es importante la porosidad y la rugosidad de la superficie pues influyen en la unión entre el cemento y el árido.

Hablando de áridos para ser utilizados en pavimentos, éstos deben ser de calidad uniforme, triturados a tamaño según sea necesario, y deben estar compuestos de piedras sólidas, duras con o sin otro agregado mineral inerte. Deben estar libres de arcilla, materia vegetal y otras sustancias perjudiciales y de un exceso de piezas largas o aplanadas.

“Los áridos se utilizan principalmente como material base para cimientos y pavimentos y como ingredientes del hormigón de cemento portland y del hormigón asfáltico” (Mamlouk, 2009, p. 170).

#### **2.4.4 PROPIEDADES DE LOS ÁRIDOS**

Tanto las características de las partículas individuales como la del material combinado de un árido definen las propiedades que este tendrá, haciéndolas importantes a la hora de determinar si una fuente de áridos es adecuada para una aplicación concreta. A continuación se presenta una reseña de las propiedades más notables de los áridos de acuerdo a su uso:

##### **Granulometría**

La distribución de los distintos tamaños de los granos que componen un árido tiene una importancia decisiva en las características del hormigón. Para analizar dicha distribución suele efectuarse mediante la curva granulométrica, que se determina cribando el árido a través de una serie normalizada de cribas y tamices. Una vez efectuado el cribado del árido, puede dibujarse su curva granulométrica tomando en abscisas las aberturas de los tamices y, en ordenadas, los porcentajes que pasan por cada tamiz, en volumen absoluto. Generalmente se emplea papel semilogarítmico.

##### **Forma y Tamaño**

La forma de un árido proporciona una idea de su esqueleto mineral y por tanto de su resistencia mecánica. Según su forma pueden distinguirse principalmente 4 tipos de áridos: redondeados, cúbicos, lascas y agujas.



Generalmente los primeros son de origen puramente natural, procedentes de depósitos fluviales o eólicos, mientras que los segundos se obtienen mediante procesos de machaqueo. Los dos últimos (lajas y agujas) son los que presentan un mayor riesgo de rotura en presencia de carga, por lo que debe limitarse su proporción en el árido.

### **Limpieza**

La limpieza en un árido es muy importante pues esto determinará que la capa del firme resulte sensible a la acción del agua. La falta de limpieza es un problema común que se presenta ya sea por deficiencias en los procesos de trituración o dificultad para lavar los áridos.

Para evaluar la limpieza de los áridos gruesos se utiliza un coeficiente de limpieza, con el cual se cuantifica la presencia de polvo adherido a la superficie del árido, este no debe superar una proporción de 0,5 o el 1 por 100 en masa (Kraemer, 2004).

### **Resistencia Mecánica de un Árido**

La resistencia mecánica de un árido es una propiedad que determina la capacidad de resistir fuerzas aplicadas sobre sí mismo sin romperse, y depende del tipo de material y de su geometría.

### **Resistencia al pulido**

La resistencia al pulimento de las partículas de un árido, o lo que es lo mismo, su resistencia a perder aspereza en su textura superficial, influye notablemente en la resistencia al deslizamiento cuando dicho árido se emplea en la capa de rodadura.

Para medir la degradación de los áridos como consecuencia de la continuada fricción ocasionada por el paso de vehículos se han ideado diversos procedimientos de ensayo, entre los que se destacan el péndulo de fricción y el ensayo de pulimento acelerado.

## **Durabilidad**

Puede ser definida como la capacidad de los áridos para resistir la acción erosiva de elementos como el agua o los agentes atmosféricos. Esta propiedad es muy importante pues está relacionada con la vida útil de una construcción. Por lo que se hacen importantes los ensayos que determinan la porosidad y la absorción de agua de un árido pues un mayor número de huecos favorece la penetración del agua la cual deposita en los poros las sales disueltas en su seno, provocando la rotura del árido por un proceso de crecimiento cristalino.

### **2.4.5 CALIDAD DE LOS ÁRIDOS**

La calidad de los áridos puede ser evaluada numéricamente mediante una serie de ensayos físicos que pretenden dar una pauta para poder ser empleados en obra. Un aspecto fundamental a la hora de evaluar la validez de un árido para su empleo en firmes es determinar su comportamiento mecánico en las condiciones reales de funcionamiento de la vía. Para evaluar dicho comportamiento, así como la degradación de sus propiedades mecánicas a lo largo del tiempo, existen una serie de ensayos que, si bien logran determinar las propiedades mecánicas de dicho árido de forma aislada, no consiguen caracterizar el estado tensional del árido en el conjunto del firme.

### **2.4.6 MÉTODOS MECÁNICOS UTILIZADOS PARA DETERMINAR LA RESISTENCIA MECÁNICA DE UN ÁRIDO**

“La experiencia ha demostrado que las propiedades de los áridos son diferentes dependiendo de dónde proceden y, por ello, se realizan distintos ensayos de calidad tal y como van a ser utilizados” (Escario, J., Escario, V. y Balaguer, 1973, p. 601).

Los ensayos de desgaste tratan de determinar la durabilidad de los materiales cuando éstos se hallan expuestos a impactos producidos por cuerpos en movimiento, lo cual origina el deterioro de los mismos por acción puramente mecánica. Entre los ensayos de desgaste existentes se destacan los siguientes.

## Ensayo de desgaste con la máquina Deval

La máquina con la que se realiza este ensayo y que lleva el mismo nombre consiste en uno o más cilindros de hierro con tapa que ajusta perfectamente, montados sobre un bastidor de manera que su eje forma un ángulo de  $30^\circ$  con el de rotación, como se muestra en la figura 2.2. Existen dos maneras distintas de realizar el ensayo, según se trate de roca partida o de grava. Si se trata de piedra se comienza por preparar fragmentos de roca de forma lo más cúbica posible, de aristas vivas y un tamaño de 5 a 8 cm, según los países. Luego se lavan y secan y se escoge un número de fragmentos lo más próximo que se pueda a 50, con un peso total de 50 kg. Una vez pesada la muestra se introduce en el cilindro y se cierra este herméticamente, haciendo dar al bastidor 10000 vueltas (unas 5 horas) a una velocidad de 30 a 33 revoluciones por minuto. Después se saca la muestra, se separa el material fino cribando por el tamiz número 12 (1,68 mm), se lavan los fragmentos retenidos para quitar el polvo y se pesan después de secos (Escario, J., Escario, V. y Balaguer, 1973).



*Figura 2.2. Máquina Deval.*

*Fuente: (CONTROLS, s.f.).*

Al tratarse de gravas el ensayo se realiza tamizando el material y separándolo con los tamices de acuerdo a la Tabla 2.1. Una vez lavados y secos los distintos tamaños, se compone una muestra de 5 kg con arreglo a una de las 5 granulometrías de la tabla, posteriormente se introduce dicha muestra en el cilindro de la máquina Deval junto

con seis esferas de hierro de  $1 \frac{7}{8}$  (47,6 mm) de diámetro y 0,43 kg de peso cada una (Escario, J., Escario, V. y Balaguer, 1973).

*Tabla 2.1. Tabla de Tamices para ensayo Deval.*

TAMAÑO	TAMIZ		Tanto por ciento
	Pasa	Retenido	
A	3/4	1/2	25
	1	3/4	25
	1 1/2	1	25
	2	1 1/2	25
B	3/4	1/2	25
	1	3/4	25
	1 1/2	1	50
C	3/4	1/2	50
	1	3/4	50
D	1/2	Núm. 4	50
	3/4	1/2	50
E	3/8	Núm. 4	50
	1/8	3/8	50

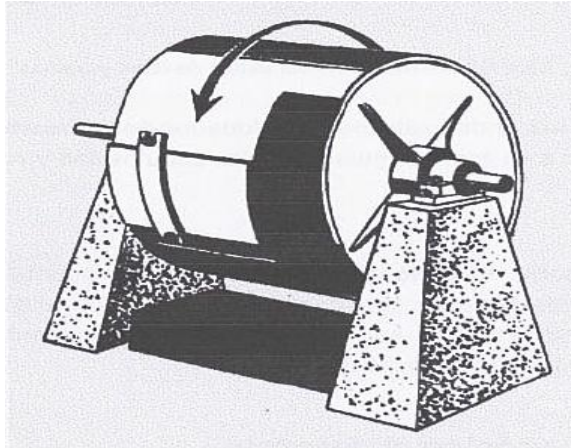
*Fuente: (Escario, J., Escario, V. y Balaguer, 1973).*

### **Ensayo de desgaste Los Ángeles**

La máquina empleada para este ensayo consiste en un cilindro de acero de 28 pulgadas (71,12 cm) de diámetro y 20 pulgadas (50,8 cm) de longitud con sus extremos cerrados, en cuyo centro y sin penetrar en el interior van acoplados dos ejes sobre los que gira horizontalmente. Este cilindro posee una abertura para introducir la muestra que se desea ensayar y un entrepaño para conseguir el volteo del material (Escario, J., Escario, V. y Balaguer, 1973).

En la máquina de Los Ángeles se introduce una muestra de árido limpio y lavado, con una de las siete granulometrías indicadas por la norma NLT-149, y una carga abrasiva compuesta de esferas de fundición o de acero, cuyo peso total depende de la granulometría elegida. Con la muestra y la carga abrasiva en el interior del tambor,

se hace girar este a una velocidad constante y durante un número determinado de vueltas, tras lo que se separa la muestra por el tamiz 1,6 UNE, lavando y secando en estufa lo retenido en él.



*Figura 2.3. Máquina de los Ángeles*

*Fuente: (Bañón, L., s.f.).*

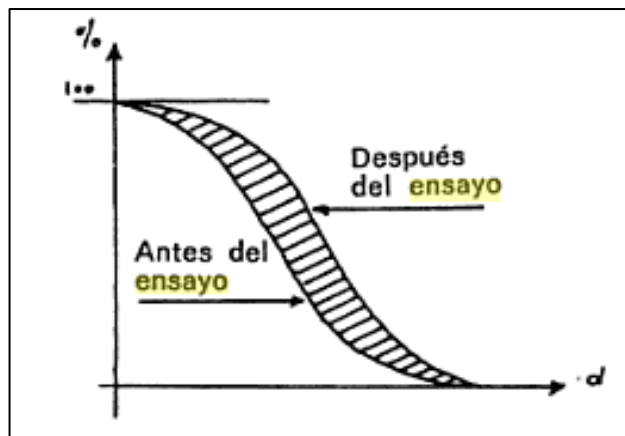
El resultado del ensayo es la diferencia entre el peso original de la muestra y su peso al final del ensayo, expresada en tanto por ciento del peso inicial. A este valor numérico se le denomina coeficiente de desgaste Los Ángeles (L.A.).

Un porcentaje bajo de pérdidas por abrasión es una característica deseable de los áridos utilizados en la construcción de pavimentos al indicar éste una elevada resistencia al desgaste. Entre las diferentes maneras de realización de este ensayo se destacan el método AASHO T96 y el ASTM C131, donde se detalla la maquinaria y el procedimiento para su realización. Cabe recalcar que este ensayo sirve para medir únicamente la resistencia de los áridos al desgaste o a la abrasión pero no tiene en general ninguna relación con el pulimento de los áridos bajo el desgaste del tráfico.

### **Ensayo Amédée Mannheim**

En un árido cuya granulometría varíe de 10/25 mm se determina la curva granulométrica, dibujándola en un gráfico cuya escala horizontal representa en centímetros los milímetros de diámetro del orificio, y en la vertical, el tanto por ciento del material que pase por el tamiz, en escala de 2 mm por cada 1 por 100. Se

introduce el material en el tambor de la máquina Mannheim, análogo al de los Ángeles, con una pequeña diferencia de dimensiones y con él ocho bolas de acero de 640 g cada una; se hace girar el tambor a 24 vueltas por minuto durante diez minutos. Se saca el material y se vuelve a pasar por los tamices primitivos dibujando la correspondiente curva granulométrica; el área comprendida entre las dos curvas, expresada en milímetros cuadrados y dividida por  $20 \text{ mm}^2$ , expresa el coeficiente de Amédée Mannheim (Escario, J., Escario, V. y Balaguer, 1973, p. 605).



*Figura 2.4. Coeficiente de Mannheim.*

*Fuente: (Sanz, J., 1975).*

### **Ensayo de Friabilidad**

La friabilidad es la resistencia que presenta un árido a su degradación y rotura de sus vértices y aristas por efecto de una presión exterior. El ensayo de friabilidad (NLT-351) se basa en la simulación de las condiciones tensionales a las que se halla sometido un árido en el firme. Para ello se introduce una muestra de árido previamente tratada y compactada en un molde metálico y es apisonada gradualmente aplicando una carga mediante un pistón al que se acopla un plato rígido para distribuirla uniformemente. La velocidad de aplicación de la carga deberá ser tal que ésta alcance su valor máximo en un tiempo inferior a 10 minutos, manteniendo dicho valor durante 2 minutos más. Tanto la carga aplicada como el tamaño del molde varían en función de la granulometría empleada en el ensayo (Bañón, L., s.f.).

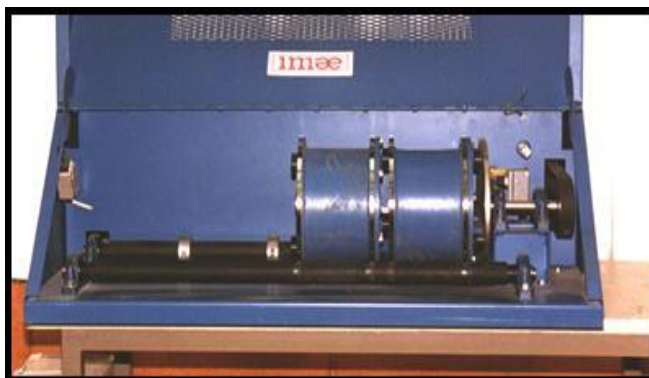
Una vez concluida esta fase, se procede a tamizar los finos producidos durante el apisonado, empleando tamices de 5, 2.5 o 1.6 mm en función de la granulometría ensayada. El coeficiente de friabilidad (C.F.) se calcula como la relación entre el peso de los finos obtenidos y el peso inicial de la muestra (Bañón, L., s.f.).

El inconveniente de utilizar este índice es la alta dispersión de resultados que da para una misma muestra de áridos, por lo que son necesarias muchas determinaciones para hallar un valor suficientemente representativo. Todo ello hace que no se emplee actualmente, por lo que el ensayo de los Ángeles se ha impuesto como estándar.

### **Ensayo de desgaste Micro-Deval**

Este ensayo está orientado a valorar el desgaste por frotamiento de las rocas, habiéndose desarrollado en Francia. Representa el desgaste que sufren las partículas en la planta asfáltica y también el del paso de los vehículos sobre la carpeta de rodamiento. El desgaste se basa en el frotamiento recíproco de los áridos de granulometrías especificadas que se encuentran dentro de un cilindro de acero que gira a 100 RPM durante 2 horas. El ensayo se puede realizar en presencia de agua o en seco (IMAE, 2012).

Dentro de los cilindros, se coloca una carga abrasiva formada por pequeñas esferitas de acero de 10mm de diámetro en una cantidad correspondiente con la granulometría ensayada (IMAE, 2012).



*Figura 2.5. Máquina Micro-Deval.*

*Fuente: (IMAE, 2012).*

## Ensayo de Impacto

Este ensayo es utilizado para determinar el valor de la resistencia a la fragmentación de los áridos por medio de la caída libre de una maza. Se utiliza una máquina fabricada en acero galvanizado para protección contra la corrosión y provista de un contador automático para el control del número de golpes aplicados a la muestra. Como se muestra en la figura 2.6.



*Figura 2.6. Ensayo de Impacto.*

*Fuente: (CONTROLS, s.f.).*

Para realizar el ensayo se coloca la muestra en el molde de la máquina de impacto y se la somete a un cierto número de golpes con un martillo que cae desde una determinada altura dependiendo las indicaciones de la norma que se esté utilizando como referencia. Después de la serie de golpes se extrae la muestra y se la tamiza asimismo obedeciendo a lo indicado en normas. El material que pase por el tamiz, en tanto por ciento, expresa el valor del impacto. Se recomienda hacer dos ensayos y obtener la media.

## 2.5 HIPÓTESIS

El método mecánico seleccionado permitirá realizar el diseño de una máquina de resistencia al desgaste por fricción seca en el agregado del hormigón de pavimento cumpliendo con los requerimientos del laboratorio de ensayo de materiales de la carrera de Ingeniería Civil de la F.I.C.M.



## **2.5.1 UNIDADES DE OBSERVACIÓN O DE ANÁLISIS**

Métodos Mecánicos existentes más comunes para la determinación de la resistencia al desgaste por fricción seca en el agregado del hormigón de pavimento.

## **2.5.2 VARIABLES**

### **2.5.2.1 Variable Independiente**

Métodos Mecánicos.

### **2.5.2.2 Variable Dependiente**

Diseño de una máquina de resistencia al desgaste por fricción seca en el agregado del hormigón de pavimento.

## **2.5.3 TÉRMINO DE RELACIÓN**

Permitirá determinar.

## **CAPÍTULO III**

### **METODOLOGÍA**

#### **3.1 ENFOQUE**

La presente investigación va a ser tanto de tipo cualitativa como cuantitativa. Cualitativa por el hecho de que se compararán las características técnicas de cada método para la determinación de la resistencia al desgaste mediante tablas de ponderación.

Y cuantitativa porque en las características técnicas de cada método implícitamente estarán involucrados datos numéricos, los cuales servirán para realizar las distintas comparaciones entre los distintos métodos.

#### **3.2 MODALIDAD BÁSICA DE LA INVESTIGACIÓN**

La modalidad de esta investigación va a ser bibliográfica, puesto que la mayor parte de la información relacionada con el tema se encuentra en libros, revistas y en internet.

#### **3.3 NIVEL O TIPO DE INVESTIGACIÓN**

La presente investigación se enmarca en el Nivel Descriptivo porque se utilizará como guía para la investigación las preguntas directrices y la hipótesis de trabajo.

Y además se buscará clasificar y caracterizar los elementos que son objeto de estudio según criterios previamente establecidos.

### **3.4 POBLACIÓN Y MUESTRA**

#### **3.4.1 POBLACIÓN O UNIVERSO (N)**

La población del presente proyecto de investigación serán todos los métodos mecánicos que se vayan a estudiar para la determinación de la resistencia al desgaste por fricción seca en el agregado del hormigón de pavimento.

#### **3.4.2 MUESTRA (n)**

Debido a que el tamaño de la población que es objeto de estudio es pequeño no hace falta realizar un muestreo, sino que se estudia toda la población.

### 3.5 OPERACIONALIZACIÓN DE VARIABLES

#### 3.5.1 VARIABLE INDEPENDIENTE

Métodos Mecánicos.

*Tabla 3.1. Operacionalización de la variable independiente.*

Conceptualización	Dimensiones	Indicadores	Ítems	Técnicas e Instrumentos
Medio por el cual se acelera (simula) un proceso físico a través de maquinaria; su forma de realización suele ser hecha bajo normativas.	Maquinaria.	¿Qué tipo de maquinaria se utiliza?	-Máquina de los Ángeles -Máquina Deval -Máquina Micro-Deval -Máquina para ensayo de Friabilidad -Máquina para ensayo de Impacto	-Observación.
		¿Cuál es el costo de adquisición?	> \$ 1500 < \$ 1500	
	Normativa.	¿Tiempo que toma la máquina para simular el desgaste?	≥ 60 minutos < 60 minutos	-Investigación Bibliográfica.
		¿Bajo qué normativa se realiza cada método?	-Normativa Francesa (AFNOR). -Normativa Americana (ASTM). -Normativa Hindú (IS). -Normativa Británica (BS). -Normativa Española (AENOR y CEDEX). -Normativa Europea (CEN). -Normativa Ecuatoriana (INEN).	-Cuaderno de notas. -Tabla de ponderados.
		¿Cuál es el modo de ejecución de cada método según su respectiva normativa?	-Preparación de la muestra en cada método -Procedimiento en cada método	

*Fuente: Juan J. Intriago P.*

### 3.5.2 VARIABLE DEPENDIENTE

Diseño de una máquina de resistencia al desgaste por fricción seca en el agregado del hormigón de pavimento.

*Tabla 3.2. Operacionalización de la variable dependiente.*

Conceptualización	Dimensiones	Indicadores	Ítems	Técnicas e Instrumentos
Resistencia al desgaste por fricción seca:  Capacidad de un agregado para resistir el desgaste gradual o pérdida de material.	- Tipos de desgaste producido en un árido.	¿Cuáles son los principales tipos de desgaste por medios mecánicos que se pueden producir en un árido?	-Desgaste por fricción. -Desgaste por Impacto. -Desgaste por efecto de aplastamiento.	-Observación.  -Investigación Bibliográfica
Agregado del hormigón de pavimento:  Material granulado (árido) que se utiliza como materia prima en la construcción.	-Tipos de áridos de acuerdo a su Granulometría.	¿Qué tipos de áridos de acuerdo a su granulometría son aptos para la aplicación de cada método?	-Áridos gruesos o áridos finos.	-Cuaderno de notas.  -Tabla de ponderados.

*Fuente: Juan J. Intriago P.*

### 3.6 TÉCNICAS DE RECOLECCIÓN DE LA INFORMACIÓN

Para la presente investigación se utilizarán las siguientes técnicas de recolección de información:

- Observación: Indirecta, estructurada e individual.

### **3.7 PROCESAMIENTO Y ANÁLISIS DE LA INFORMACIÓN**

Una vez obtenidos los datos pertinentes, se hará una revisión crítica de los mismos a través de una limpieza de la información defectuosa, es decir información contradictoria, incompleta, no pertinente, etc. Después de esto se procederá a clasificar los datos y presentarlos en tablas.

Dado lo anterior, se procederá al análisis de los resultados en base a la hipótesis y objetivos ya planteados. Acto seguido se realizará una interpretación de los resultados con ayuda del marco teórico para posteriormente comprobar o negar la hipótesis, con lo que finalmente se establecerán conclusiones y recomendaciones en base a los resultados obtenidos.

## **CAPÍTULO IV**

### **ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS**

#### **4.1 ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS**

La información que se presenta a continuación es una recopilación de datos para cada método de acuerdo a su respectiva normativa y a catálogos de empresas dedicadas a fabricar la respectiva maquinaria para cada ensayo.

Los datos que se compilaron para cada método de ensayo se disponen de la siguiente manera: Normas utilizadas para cada ensayo, tipo de árido aplicable a cada método, forma de preparación de la muestra, procedimiento del ensayo, tipo de desgaste producido por la máquina y descripción de cada máquina (incluyendo tiempo de desgaste, costo, características principales, mantenibilidad e intercambiabilidad de partes).

##### **4.1.1 MÉTODO DEVAL**

###### **4.1.1.1 Normas**

NF P 18-577 e IS: 2386 (Parte IV).

###### **4.1.1.2 Tipo de Árido**

- Agregados con un tamaño de 25-50 mm de origen natural o artificial (Organización Nacional Francesa para la Estandarización, 1979).
- Árido grueso y grava triturada (Indian Standard, 1963).

- Roca partida y graba (Escario, J., Escario, V. y Balaguer, 1973).

#### 4.1.1.3 Forma de preparación de la muestra

##### Según IS: 2386 (Parte IV)

El agregado grueso deberá estar separado por tamizado de acuerdo con el análisis granulométrico que se especifica en la norma IS: 2386-Parte I en los diversos tamaños requeridos para la clasificación de la muestra de ensayo.

La muestra de ensayo consistirá en agregado grueso seco compuesto por porcentajes de los distintos tamaños que se ajusten a una de las gradaciones que se muestran a continuación. La clasificación utilizada será la que mejor represente el agregado grueso provisto para el trabajo. El material así separado en varios tamaños debe ser lavado y secado.

**Tabla 4.1.** Porcentaje de muestra la granulometría según del agregado, en el ensayo Deval.

<i>Grading</i>	<i>Passing IS Sieve</i>	<i>Retained on IS Sieve</i>	<i>Percentage of Sample</i>
<b>A</b>	20-mm	12.5-mm	25
	25-mm	20-mm	25
	40-mm	25-mm	25
	50-mm	40-mm	25
<b>B</b>	20-mm	12.5-mm	25
	25-mm	20-mm	25
	40-mm	25-mm	50
<b>C</b>	20-mm	12.5-mm	50
	25-mm	20-mm	50
<b>D</b>	12.5-mm	4.75-mm	50
	20-mm	12.5-mm	50
<b>E</b>	10-mm	4.75-mm	50
	12.5-mm	10-mm	50

*Fuente:* (Indian Standard, 1963).

El peso de la muestra de ensayo dependerá de la gravedad específica promedio y se determinará de la siguiente manera.

**Tabla 4.2.** Peso de la muestra según la gravedad específica del agregado, en el ensayo Deval.

<i>Range in Specific Gravity</i>	<i>Weight of Sample g</i>
Over 2.8	5 500
2.4 to 2.8	5 000
2.2 to 2.39	4 500
Less than 2.2	4 000

*Fuente:* (Indian Standard, 1963).



Cuando el agregado grueso destinado para la obra contiene hasta un 25 por ciento de material más fino que 12,5 mm, pero es de tal tamaño que tanto las granulometrías A, B o C se pueden utilizar para la prueba de abrasión, se hará una segunda prueba de abrasión, utilizando la granulometría D si en la opinión del ingeniero las partículas de tamaño menor a 12,5 mm no tienen por lo menos igual dureza que las partículas de 12,5 mm o de mayor tamaño.

En el caso de grava triturada, la muestra de ensayo deberá contener fragmentos triturados de manera que ésta sea representativa de la grava destinada para el trabajo y deberá ser preparada de la misma manera que el árido grueso.

#### **Según Escario, J., Escario, V. y Balaguer, E. (1973)**

Si se trata de piedra se comienza por preparar fragmentos de roca de forma lo más cúbica posible, de aristas vivas y un tamaño de 5 a 8 cm, según los países. Luego se lavan y secan y se escoge un número de fragmentos lo más próximo que se pueda a 50, con un peso total de 50 kg.

Al tratarse de gravas el ensayo se realiza tamizando el material y separándolo con tamices normalizados. Una vez lavados y secos los distintos tamaños, se compone una muestra de 5 kg con arreglo a una granulometría estándar que servirá para realizar el ensayo.

#### **4.1.1.4 Procedimiento**

##### **Según IS: 2386 (Parte IV)**

La muestra de ensayo y la carga abrasiva deben ser colocadas en la máquina de ensayo de abrasión Deval, para después girar 10000 revoluciones a una velocidad de entre 30 a 33 rev/min. A la finalización de la prueba, el material deberá ser retirado de la máquina y tamizado en un tamiz IS de 1,70 mm. El material retenido en el tamiz deberá ser lavado, secado, y pesado con precisión.

### **Según Escario, J., Escario, V. y Balaguer, E. (1973)**

Si se trata de piedra, después de ser pesada la muestra se introduce en el cilindro y se cierra éste herméticamente, haciendo dar al bastidor 10000 vueltas (unas cinco horas) a una velocidad de 30 a 33 revoluciones por minuto. Se saca la muestra, se separa el material fino cribando por el tamiz de 1,68 mm, se lavan los fragmentos retenidos para quitar el polvo y se pesan después de secos. Si se trata de gravas se introduce la muestra en el cilindro de la máquina Deval junto con seis esferas de hierro de 47,6 mm de diámetro y 0,43 kg de peso cada una. El resto del ensayo se realiza de la misma forma que con la piedra partida.

#### **4.1.1.5 Máquina Utilizada**

Máquina Deval.

#### **4.1.1.6 Tipo de desgaste**

- Mediante la fricción recíproca y choques moderados de los áridos dentro del cilindro Deval, mientras éste se encuentra girando (Organización Nacional Francesa para la Estandarización, 1979).
- Los áridos se desgastan mediante el volteo en el interior de un tambor giratorio junto con una carga abrasiva compuesta por esferas de hierro fundido o esferas de acero de aproximadamente 48 mm pulgadas de diámetro y un peso de cada una entre 390 y 445 g. Para cada muestra de prueba se utilizará una carga abrasiva de 6 esferas que pese en total  $2500 \pm 10$  g (Indian Standard, 1963).
- La muestra del árido se desgasta mediante el volteo en el interior de un tambor giratorio junto con esferas de acero (en el caso de rocas), o simplemente por fricción recíproca de los áridos dentro del tambor (en el caso de gravas) (Escario, J., Escario, V. y Balaguer, 1973).

#### **4.1.1.7 Tiempo de desgaste**

- Entre 5 horas con (3 – 33) minutos (Indian Standard, 1963).
- Entre 5 horas con (3 – 33) minutos (Escario, J., Escario, V. y Balaguer, 1973).

#### **4.1.2.8 Costo**

- En empresa Tecnotest (valor obtenido mediante correo electrónico): Por el modelo estándar \$ 4328,36. Precio de la rejilla de protección \$ 1929,45. Precio de la caja inzonorizante \$ 3686,85. Precio del flete por vía marítima al puerto de Guayaquil \$723,72.
- En empresa Controls (valor obtenido mediante correo electrónico): \$ 9935,54.
- En empresa MILESTONE INSTRUMENTS (valor obtenido mediante correo electrónico): \$ 1160.

#### **4.1.2.9 Características de la Máquina**

##### **Según Empresa Tecnotest (acorde a NF P 18-577)**

Dimensiones: 1500 x 500 x 700 (h) mm.

Peso Aproximado: 200 kg.

Alimentación: 220 V, 50 Hz, monofásica, 750 W.

Motor: Eléctrico de 1 hp.

Motorreductor con cuentarrevoluciones digital de 5 dígitos, con paro automático programable.

##### Accesorios

- Rejilla de protección hecha de chapa perforada. Microinterruptor de seguridad.
- Dos bandejas galvanizadas, de recogida del material.

## Mejoras

- El funcionamiento de la máquina produce un nivel de ruido alto, razón por la que la máquina generalmente es ubicada en lugares aislados o fuera del laboratorio. Una caja insonorizante especial (de chapa revestida con material fonoabsorbente) reduce el nivel de ruido a menos de 75 dB; con lo que se puede prolongar el tiempo de exposición del personal a la máquina. El cuadro de mandos de la máquina está situado en el exterior.

## **Según Empresa Controls (acorde a NF P18-577)**

Dimensiones: 1500 x 500 x 700 (h) mm.

Peso Aproximado: 190 kg.

Alimentación: 736 W; 230 V, 50 Hz, monofásica.

Motorreductor de velocidad de 31-33 rpm.

Contador automático de revoluciones.

## **Según Empresa Milestone Instruments**

Esta máquina se utiliza para la determinación de la resistencia al desgaste mediante fricción recíproca dentro de cilindros de hierro de 20 cm diámetro y 34 cm de largo con cubiertas a prueba de polvo y agua. Los cilindros están montados sobre un bastidor de manera que su eje forma un ángulo de 30° con el de rotación. La velocidad de rotación es de 30 a 33 rpm.

## **Según Empresa Matest (acorde a NF P 18-577)**

Dimensiones: 1500 x 520 x 1280 (h) mm.

Peso Aproximado: 140 kg.

Alimentación: 230 V, 50 Hz, monofásica, 750 W.

Contador de revoluciones digital automático.

## Accesorios

- Dos bandejas galvanizadas, de recogida del material.

## Mejoras

- Máquina con rejilla de protección. Igual que el modelo estándar, pero equipada con una protección en chapa de acero. Si se abre la protección mientras funciona la máquina, esta se para automáticamente. Dimensiones: 1650 x 650 x 1400 mm. Peso: 170 kg.
- Máquina con protección insonorizante. igual que el modelo estándar, pero equipada con una protección en chapa de acero, forrada con material de insonorización para la reducción del ruido. Si se abre la protección mientras funciona la máquina, esta se para automáticamente. Dimensiones: 1650 x 650 x 1400 mm. Peso: 180 kg.

## **Según Empresa PROETI (acorde a NF P 18-577)**

Dimensiones: 1450 x 650 x 900 mm.

Peso Aproximado: 180 kg.

Alimentación: 220/380 V, 50 Hz, monofásica.

Panel de mando y control con indicación digital.

## Accesorios

- Bandejas de recogida del material.
- Cabina de protección insonorizada con micro interruptor.

### **4.1.1.10 Mantenibilidad**

Tomando en cuenta la descripción de la máquina en los catálogos de las Empresas Tecnotest, Controls, Milestone Instruments, Matest y PROETI; se tiene lo siguiente.

Los elementos más propensos a sufrir falla son:

- Motor
- Motorreductor
- Rodamientos

- Panel de control (interruptor de línea, botones de puesta en marcha y paro, preinstalación digital de 5 dígitos del número de vueltas y paro automático a final de ciclo).

#### **4.1.1.11 Intercambiabilidad de partes**

Tomando en cuenta la descripción de la máquina en los catálogos de las Empresas Tecnotest, Controls, Milestone Instruments, Matest y PROETI); se tiene lo siguiente:

En cuanto a las esferas éstas se pueden conseguir fácilmente mediante pedido. Las bandejas galvanizadas de recogida del material también pueden ser reemplazadas. Lo mismo sucede con los rodamientos a utilizar.

### **4.1.2 MÉTODO DE IMPACTO**

#### **4.1.2.1 Normas**

UNE-EN 1097-2, BS 812-112, NF P18-574, IS: 2386 (Parte IV).

#### **4.1.2.2 Tipo de Árido**

- Áridos gruesos naturales o artificiales empleados en la construcción e ingeniería civil (Comité Europeo de Normalización, 1999).
- Aplicable a agregados con un tamaño entre 10 y 14 mm. Para las fracciones de menor tamaño existe un método recomendado que se describe en un apéndice de la norma. Tamaños de agregados más grandes de 14 mm no son apropiados para la realización de esta prueba (British Standard Institution, 1990b).
- Se aplica a los áridos naturales o artificiales (con exclusión de los agregados livianos) utilizados en el campo de la construcción y la ingeniería civil (Organización Nacional Francesa para la Estandarización, 1990b).

- Áridos gruesos (Indian Standard, 1963).

#### 4.1.2.3 Forma de preparación de la muestra

##### Según UNE-EN 1097-2

Se deberá obtener una muestra de laboratorio según establece la Norma EN 932-1, la cual deberá contener al menos 5 kg de la fracción granulométrica comprendida entre 8 mm y 10 mm y 2,5 kg de cada una de las fracciones granulométricas siguientes: de 10 mm a 11,2 mm, y de 11,2 mm a 12,5 mm.

A partir de la muestra de laboratorio, se debe preparar una cantidad suficiente de cada una de las fracciones granulométricas comprendidas entre 8 mm y 10 mm, 10 mm y 11,2 mm y 11,2 mm y 12,5 mm para obtener al menos 3 submuestras, empleando los tamices de ensayo señalados en la Norma EN 932-2; con los tamaños de abertura señalados en la tabla 4.3.

*Tabla 4.3. Tamaño de tamices para el ensayo de los Ángeles y de Impacto.*

Ensayo	Tamaño de aberturas mm
Los Ángeles	1.6; 10; 11.2; (ó 12.5); 14
Ensayo de impacto (véase la nota)	0.2; 0.63; 2; 5; 8; 10; 11.2; 12.5
NOTA – En el ensayo de impacto, y debido a las tolerancias de las aberturas del tamiz, para la preparación de la muestra de ensayo se deberá emplear el mismo tamiz de ensayo de 8 mm que para la obtención de los resultados del ensayo.	

*Fuente: (Comité Europeo de Normalización, 1999).*

Las submuestras deben tener la siguiente composición: 50 % de la fracción granulométrica comprendida entre 8 mm y 10 mm, 25 % de la fracción entre 10 mm y 11,2 mm y el 25 % de la fracción entre 11,2 mm y 12,5 mm. Pesar las submuestras, redondeando a la fracción 0,5 g más próxima.

##### Según BS 812-112

Reducir la muestra de laboratorio mediante los procedimientos descritos en la cláusula 6 de la norma BS 812: Parte 102: 1989 para producir una porción de ensayo

de masa suficiente para obtener tres muestras de ensayo con una fracción de tamaño entre 10 mm a 14 mm.

### **En condiciones secas**

Tamizar a fondo toda la porción de muestra seca en los tamices de ensayo de 14 y 10 mm para eliminar fracciones de mayor y menor tamaño que dichos tamices. Divida las fracciones de tamaño resultantes de 14 mm a 10 mm para producir tres muestras de ensayo cada una con masa suficiente para llenar la medida (un recipiente robusto a prueba de agua) cuando este tenga que ser llenado. Secar las muestras de ensayo, por calentamiento a una temperatura de  $105 \pm 5$  ° C durante un período no mayor a 4 horas. Enfriar a temperatura ambiente antes de la prueba.

Llene la medida completamente con el agregado que comprende la muestra de ensayo, por medio de una pala. Apisonese el agregado con 25 golpes de la punta redondeada de la varilla de apisonamiento, en cada golpe la varilla de apisonamiento debe caer libremente desde una altura de 50 mm por encima de la superficie del agregado. Los golpes deberán estar distribuidos de manera uniforme sobre la superficie.

Retire el exceso de agregado rodando la barra de apisonamiento a través de la parte superior del recipiente. Retire con la mano cualquier agregado que impida su avance y llenar cualquier depresión obvia añadiendo agregado. Pese la masa neta de agregado en la medida y use la misma masa de la segunda muestra de ensayo.

### **En condiciones húmedas**

Preparar la muestra de ensayo utilizando el procedimiento descrito en la cláusula 6 de la norma BS 812: Parte 102: 1989 (para producir una porción de ensayo de masa suficiente para obtener tres muestras de ensayo con una fracción de tamaño entre 10 mm a 14 mm), excepto que la muestra de ensayo se probará en la condición en la cual que se recibió, y no será secada en horno.



Colocar cada muestra de ensayo en la cesta de alambre y sumergirla dentro del agua en el recipiente con una cobertura de al menos 50 mm de agua por encima de la parte superior de la canasta. Inmediatamente después de la inmersión eliminar el aire atrapado de la muestra levantando la cesta 25 mm por encima de la base del recipiente y permitiendo que caiga 25 veces a una velocidad de aproximadamente una vez por segundo.

Mantener la cesta y la muestra del agregado completamente sumergidos durante la operación y durante un período posterior de  $24 \pm 2$  h. Mantener la temperatura del agua a  $20 \pm 5$  °C.

Después de la inmersión, retirar la muestra de agregado de la canasta y eliminar el agua libre de la superficie con paños absorbentes.

#### **Según IS: 2386 (Parte IV)**

La muestra de ensayo se compondrá del conjunto de agregados que pasen por el tamiz 12,5 mm IS y queden retenidos en el tamiz 10 mm IS.

El agregado que comprende la muestra de ensayo debe ser secado en un horno durante un período de cuatro horas, a una temperatura de entre 100 a 110 ° C y posteriormente debe ser enfriado.

El molde de la máquina de impacto será cubierto alrededor de un tercio de su capacidad con el agregado y apisonado con 25 golpes del extremo redondeado de la barra de apisonamiento.

Después se debe añadir una cantidad similar de agregados e igualmente apisonarlos con 25 golpes. Finalmente se debe llenar hasta el tope el molde con el agregado e igualmente se lo apisona con 25 golpes, y el excedente en el molde debe ser desechado utilizando la varilla de apisonamiento como un borde recto.

El peso neto de agregado en el molde se redondeará al entero más cercano y este peso de agregado se utilizará para la prueba por duplicado en el mismo material; puesto que en este método se deben hacer dos ensayos y se obtiene la media que representa el valor de la resistencia al desgaste por impacto del material.

**Según Escario, J., Escario, V. y Balaguer, E. (1973)**

Para realizar el ensayo se coloca la muestra en el molde de la máquina de impacto y se la somete a un cierto número de golpes con un martillo que cae desde una determinada altura dependiendo las indicaciones de la norma que se esté utilizando como referencia.

Después de la serie de golpes se extrae la muestra y se la tamiza asimismo obedeciendo a lo indicado en normas.

El material que pase por el tamiz, en tanto por ciento, expresa el valor del impacto. Se recomienda hacer dos ensayos y obtener la media

**4.1.2.4 Procedimiento**

**Según UNE-EN 1097-2**

Colocar la submuestra en el molde de la máquina de impacto y con la mano nivelar someramente su superficie sin apretar. El pisón (cabeza del almirez) por medio del dispositivo correspondiente deberá estar apoyado contra la muestra de ensayo.

Levantar el martillo hasta una altura de 370 mm. Golpear diez veces la submuestra de ensayo desde esa altura con el martillo. Después de la serie de golpes, levantar el pisón y extraer el molde de la máquina de impacto. A continuación, llevar la muestra triturada a una cubeta, limpiando y cepillando sobre la misma todas las pequeñas partículas adheridas al molde. Pesar la muestra de ensayo.

Tamizar la submuestra fragmentada según establece la Norma EN 933-1 empleando los cinco tamices siguientes, comenzando con el de 8 mm: 0,2 mm; 0,63 mm; 2 mm; 5 mm; 8 mm. Pesar la parte retenida en cada uno de los cinco tamices de ensayo, así como el resto de la muestra redondeando a la fracción 0,5 g más próxima. Si la masa total de la submuestra tras el tamizado difiere de la masa original en más del 0,5%, se deberá realizar de nuevo el ensayo de impacto con otra submuestra.

## **Según BS 812-112**

### **En condiciones secas**

Apoyar la máquina de impacto (sin acuñamiento o embalaje) sobre la placa de nivel, bloque o en el suelo; de manera que esta quede rígida y las columnas guía del martillo estén verticales. Fijar firmemente la copa sobre la base de la máquina y colocar el conjunto de la muestra de ensayo en ella y luego compactarlo por 25 golpes de la barra de apisonamiento. Ajustar la altura del martillo de modo que su cara inferior quede a  $380 \pm 5$  mm por encima de la superficie superior del agregado en la copa y luego dejar que caiga libremente sobre el agregado. Se somete la muestra de ensayo a un total de 15 golpes, el intervalo de tiempo entre cada golpe no debe ser menor de 1 segundo.

Retirar el agregado triturado de la copa y colocarlo sobre una bandeja limpia mediante martillazos sobre la parte exterior con el mazo de goma de modo que la masa de la muestra pueda caer libremente sobre la bandeja. Transferir las partículas finas que se adhieren a la parte interior de la copa y a la parte inferior del martillo hacia la bandeja por medio del cepillo de cerdas duras. Pesar la bandeja y el agregado y registrar la masa usada de agregado.

Tamizar la totalidad de la muestra en la bandeja en el tamiz de ensayo de 2,36 mm hasta que no pase ninguna cantidad significativa durante 1 min. Pesar y registrar las masas de la fracción que pasa y es retenida en el tamiz, y si la masa total difiere de la masa inicial en más de 1 g, descartar el resultado y probar con otra muestra.

Repita el procedimiento anterior usando una segunda muestra con la misma masa que la primera.

### **En condiciones húmedas**

Seguir el mismo procedimiento del ensayo en condiciones secas, con excepción de que el número de golpes con el martillo al que estará sometido el agregado, es el número de golpes que producirán entre un 5 y 20 % de finos; este valor se calcula por el procedimiento indicado en la cláusula 8 de la norma BS 812: Parte 112. Sacar la muestra triturada de la copa y secarla en el horno a una temperatura de  $105 \pm 5$  °C ya sea hasta obtener una masa constante o durante un período mínimo de 12 h.

Dejar que el material seco se enfríe, pesarla al gramo más cercano y registrar la masa de la muestra de ensayo. Complete el procedimiento descrito para el ensayo en condiciones secas a partir de la etapa en la que la muestra se pasa en el tamiz de ensayo de 2,36 mm.

### **Según IS: 2386 (Parte IV)**

Apoyar la máquina de impacto sobre la placa de nivel, bloque o en el suelo; de manera que esta quede rígida y las columnas guía del martillo estén verticales. La copa debe ser fijada firmemente en posición sobre la base de la máquina y la totalidad de la muestra de ensayo colocada en ella para ser compactado por un solo apisonamiento de 25 golpes de la varilla de apisonamiento. Elevar el martillo hasta que su cara inferior esté a 380 mm por encima de la superficie superior del agregado en la copa, dejándolo caer libremente sobre el agregado. La muestra de ensayo debe ser sometido a un total de 15 golpes cada uno siendo realizado en un intervalo de no menos de un segundo.

Una vez hecho esto, el agregado triturado deberá ser removido de la copa y la totalidad de este tamizado en el tamiz IS de 2,36 mm hasta que ninguna cantidad significativa pase en un minuto. La fracción que pase el tamiz deberá ser pesada con una precisión de 0,1 g. La fracción retenida en el tamiz también se pesará y, si el

peso total es menor que el peso inicial por más de un gramo, el resultado se descarta y se prueba con otra muestra.

En total se deberán realizar dos pruebas como esta.

#### **4.1.2.5 Máquina Utilizada**

Máquina para Ensayo de Impacto.

#### **4.1.2.6 Tipo de desgaste**

- La muestra del árido es triturada en la máquina de ensayo por medio de 10 golpes dados por un martillo que cae desde una altura de 370 mm (Comité Europeo de Normalización, 1999).
- La muestra del árido es triturada en la máquina de ensayo por medio de 15 golpes dados por un martillo que cae desde una altura de  $380 \pm 5$  mm (Ensayo en condiciones secas). Para el ensayo en condiciones húmedas el número de golpes se determina mediante un proceso de prueba y error, aunque el número de golpes generalmente será menor a 15 (British Standard Institution, 1990b).
- La muestra del árido es triturada en la máquina de ensayo por medio de 15 golpes dados por un martillo que cae desde una altura de 380 mm (Indian Standard, 1963).

#### **4.1.2.7 Tiempo de desgaste**

- El tiempo requerido para que el martillo golpee la muestra 10 veces (Comité Europeo de Normalización, 1999).
- El tiempo requerido para que el martillo golpee la muestra 15 veces, con un intervalo de tiempo entre cada golpe no menor a un segundo (British Standard Institution, 1990b).

- El tiempo requerido para que el martillo golpee la muestra 15 veces, con un intervalo de tiempo entre cada golpe no menor a un segundo (Indian Standard, 1963).

#### **4.1.2.8 Costo**

- En empresa Tecnotest (valor obtenido mediante correo electrónico): \$ 1612,21 (No incluye costos de transporte).
- En empresa Controls (valor obtenido mediante correo electrónico): \$ 2669,43.
- En empresa Milestone Instruments (valor obtenido mediante correo electrónico): \$ 475.
- En empresa PROETI (valor obtenido mediante correo electrónico): \$ 2120,87.

#### **4.1.2.9 Características de la Máquina**

##### **Según Empresa Tecnotest (acorde a BS 812-112)**

Dimensiones: diám. 250 x 480 (h) mm.

Peso Aproximado: 59 kg.

Alimentación: No aplica.

Motor: No aplica.

Cuentagolpes incorporado.

Accesorios

- Molde cilíndrico (diám. 75 x 50 mm).
- Maza de acero (diám. 16 x 600 mm).

##### **Según Empresa Controls (acorde a BS 812-112 y NF P18-574)**

Dimensiones: 444x300x879 mm (largo x ancho x alto).

Peso Aproximado: 58 kg.

Alimentación: No aplica.

Motor: No aplica.

Contador automático para el control del número de golpes aplicados a la muestra.

Accesorios

- Medida cilíndrica.
- Varilla apisonadora.

#### **Según Empresa Milestone Instruments (acorde a IS: 2386-Parte IV)**

Esta máquina tiene una sólida construcción que consta de una base y columnas de apoyo para formar una estructura rígida en todo el mecanismo activador de liberación rápida, y así asegurar un descenso libre y efectivo del martillo durante la prueba. La caída libre se puede ajustar entre  $380 \pm 5$  mm. El martillo está provisto de una disposición de bloqueo.

#### **Según Empresa Matest (acorde a BS 812-112 y NF P18-574)**

Dimensiones: 445x300x880 mm.

Peso Aproximado: 60 kg.

Alimentación: No aplica.

Motor: No aplica.

Sistema de desenganche automático de la masa batiente, un dispositivo contador de golpes y un dispositivo bloqueador de seguridad. Todo el equipo está cadmiado para protegerlo de la corrosión.

Accesorios

- Molde cilíndrico de diámetro 102 x 50 mm, con un recipiente cilíndrico de medidas 75 mm de diámetro x 50 mm de profundidad, barra apisonadora. De acuerdo a BS 812-112.
- Molde cilíndrico de diámetro 102x52 mm. De acuerdo a NF P 18-574.

### **Según Empresa PROETI (acorde a BS 812-112 y NF P18-574)**

Dimensiones: 440 x 320 x 930 mm.

Peso Aproximado: 55 kg.

Alimentación: No aplica.

Motor: No aplica.

Contador automático del número de golpes.

#### Accesorios

- Medida cilíndrica de diámetro 76 x 52 mm de profundidad y varilla de compactación de diámetro 9.5 x 300 mm de longitud. De acuerdo a BS 812-112.
- Medida cilíndrica de diámetro 102 x 52 mm de profundidad y varilla de compactación de diámetro 9.5 x 300 mm de longitud. De acuerdo a NF P 18-574.

#### **4.1.2.10 Mantenibilidad**

Tomando en cuenta la descripción de la máquina en las normas UNE-EN 1097-2, BS 812-112 e IS: 2386-Parte IV; se tiene:

A pesar de que el equipo utilizado para la realización del ensayo de impacto es más pequeño en comparación con los equipos utilizados en el resto de ensayos (excepto en el ensayo de friabilidad), la construcción de este es más minuciosa.

Según la norma UNE EN 1097-2 el equipo para la realización de este ensayo se compone de 4 partes principales:

- Dispositivo elevador, compuesto de: un martillo (el cuerpo con acero de capa superficial endurecida tipo 20 Mn Cr 5; y la cabeza con acero para herramientas tipo 60 WCrV 7), las guías, un motor para asegurar la elevación y la puesta en carga y los contadores.



- Recipiente para la muestra (porta-muestras), un molde y un pisón (cabeza de almirez) con un dispositivo para mantener y asegurar una presión de contacto y el ajuste.
- Yunque (fabricado de fundición gris).
- Placa base (fabricada con acero St 37-2) y amortiguadores (cada amortiguador deberá soportar una carga mínima de 10 000 N).

Todos los factores antes mencionados hacen que este equipo tenga un grado de mantenibilidad bajo.

#### **4.1.2.11 Intercambiabilidad de partes**

Tomando en cuenta la descripción de la máquina en las normas UNE-EN 1097-2, BS 812-112 e IS: 2386-IV y en los catálogos de las Empresas Tecnotest, Controls, Milestone Instruments, Matest y PROETI; se tiene que las partes que son susceptibles de cambios si presentan falla son las siguientes:

- La cabeza del martillo.
- Guías laterales.
- Varilla de apisonamiento
- Molde cilíndrico
- Contador de golpes
- Medida cilíndrica (recipiente)

### **4.1.3 MÉTODO CON LA MÁQUINA DE LOS ÁNGELES**

#### **4.1.3.1 Normas**

UNE-EN 1097-2, INEN 860, INEN 861, ASTM C131, ASTM C535 e IS: 2386-IV.

#### **4.1.3.2 Tipo de Árido**

- Áridos gruesos naturales o artificiales empleados en la construcción e ingeniería civil (Comité Europeo de Normalización, 1999).
- Áridos gruesos como gravas, piedras naturales, así como otros materiales obtenidos por trituración, de tamaño inferior a 37,5 mm (Instituto Ecuatoriano de Normalización, 2011a).
- Áridos gruesos como gravas, piedras naturales, así como otros materiales obtenidos por trituración, de tamaño mayor a 19 mm (Instituto Ecuatoriano de Normalización, 2011b).
- Áridos gruesos de tamaño inferior a 37,5 mm, es decir de gran tamaño (ASTM International, 2003a).
- Áridos gruesos de tamaño mayor a 19 mm, es decir de tamaño pequeño (ASTM International, 2003b).
- Áridos gruesos (Indian Standard, 1963).

#### **4.1.3.3 Forma de preparación de la muestra**

##### **Según UNE-EN 1097-2**

La masa de la muestra enviada al laboratorio deberá ser al menos de 15 kg, con una granulometría comprendida entre 10 mm y 14 mm. Esta clase de ensayo se deberá realizar con el árido que pase por el tamiz de 14 mm y que quede retenido en el tamiz de 10 mm. Además, la curva granulométrica de la muestra de ensayo deberá cumplir los requisitos siguientes:

- a) entre el 60% y el 70% del árido deberá pasar por el tamiz de 12,5 mm; o,
- b) entre el 30% y el 40% del árido deberá pasar por el tamiz de 11,2 mm.

Tamizar la muestra de laboratorio empleando los tamices de 10 mm, 11,2 mm (ó 12,5 mm) y 14 mm para obtener fracciones granulométricas separadas en los intervalos de 10 mm a 11,2 mm (ó 12,5 mm) y de 11,2 mm (ó 12,5 mm) a 14 mm. Lavar cada fracción por separado, tal como establece el capítulo 6 de la Norma EN 933-1:1997, secándolas en la estufa a  $(110 \pm 5) ^\circ\text{C}$  hasta obtener masa constante; acto seguido dejar enfriar las fracciones granulométricas a la temperatura ambiente. Mezclar las dos fracciones para obtener una muestra modificada de laboratorio con una granulometría entre 10 mm y 14 mm que cumpla con los requisitos granulométricos citados anteriormente. Reducir la muestra modificada de laboratorio obtenida tras la mezcla, hasta conseguir una muestra de ensayo según se establece en EN 932-2. La muestra de ensayo deberá tener una masa de  $(5\ 000 \pm 5)$  g.

### Según INEN 860

Lavar la muestra reducida y secarla al horno a  $110\ ^\circ\text{C} \pm 5\ ^\circ\text{C}$  hasta obtener masa prácticamente constante. Acto seguido se procede a separarla en fracciones individuales por tamaño y recombinarlas para obtener la gradación indicada en la tabla 4.4 que mejor represente al rango de tamaños del árido proporcionado para el ensayo. Registrar la masa de la muestra antes del ensayo con aproximación de 1 g. Si el árido esencialmente no contiene recubrimientos adherentes y polvo, el requisito del lavado luego del ensayo es opcional. Sin embargo, para el caso de ensayos de arbitraje, se debe realizar el procedimiento de lavado.

**Tabla 4.4.** Gradación de las muestras de ensayo según norma INEN 860.

Tamaño de las aberturas de tamiz (mm) (aberturas cuadradas)		Masa por tamaños indicada (g)			
Pasante de	Retenido en	Gradación			
		A	B	C	D
37,5	25,0	1 250 ± 25	---	---	---
25,0	19,0	1 250 ± 25	---	---	---
19,0	12,5	1 250 ± 10	2 500 ± 10	---	---
12,5	9,5	1 250 ± 10	2 500 ± 10	---	---
9,5	6,3	---	---	2 500 ± 10	---
6,3	4,75	---	---	2 500 ± 10	---
4,75	2,36	---	---	---	5 000 ± 10
	Total	5 000 ± 10	5 000 ± 10	5 000 ± 10	5 000 ± 10

**Fuente:** (Instituto Ecuatoriano de Normalización, 2011a).

## Según INEN 861

Lavar la muestra reducida y secarla al horno a  $110 \text{ }^\circ\text{C} \pm 5 \text{ }^\circ\text{C}$  hasta obtener masa prácticamente constante, separar en fracciones individuales por tamaño y recombinarlas para obtener la gradación indicada en la tabla 4.5, que mejor represente al rango de tamaños del árido proporcionado para el ensayo. Registrar la masa de la muestra antes del ensayo, con aproximación de 1 g.

**Tabla 4.5.** Gradación de las muestras de ensayo según norma INEN 861.

Tamaño de las aberturas de tamiz (mm) (aberturas cuadradas)		Masa por tamaños indicada (g)		
Pasante de	Retenido en	Gradación		
		1	2	3
75	63	2 500 ± 50	---	---
63	50	2 500 ± 50	---	---
50	37,5	5 000 ± 50	5 000 ± 50	---
37,5	25,0	---	5 000 ± 25	5 000 ± 25
25,0	19,0	---	---	5 000 ± 25
Total		10 000 ± 100	10 000 ± 75	10 000 ± 50

*Fuente:* (Instituto Ecuatoriano de Normalización, 2011b).

## Según ASTM C131

Obtener la muestra de campo de acuerdo con la norma ASTM D 75, y reducirla hasta el tamaño de muestra adecuado, de acuerdo con la norma ASTM C 702. Lavar la muestra reducida y secarla en el horno a  $110 \pm 5 \text{ }^\circ\text{C}$  ( $230 \pm 9 \text{ }^\circ\text{F}$ ) hasta obtener una masa sustancialmente constante, separar la muestra en fracciones individuales por tamaño, y recombinarlas para obtener la gradación indicada en la tabla 4.6, que mejor represente el rango de tamaños del árido proporcionado para el ensayo; registrar la masa de la muestra antes del ensayo con aproximación de 1 g.

**Tabla 4.6.** Gradación de las muestras de ensayo según norma ASTM C131.

Sieve Size (Square Openings)		Mass of Indicated Sizes, g			
Passing	Retained on	Grading			
		A	B	C	D
37.5 mm (1½ in.)	25.0 mm (1 in.)	1 250 ± 25	...	...	...
25.0 mm (1 in.)	19.0 mm (¾ in.)	1 250 ± 25	...	...	...
19.0 mm (¾ in.)	12.5 mm (½ in.)	1 250 ± 10	2 500 ± 10	...	...
12.5 mm (½ in.)	9.5 mm (¾ in.)	1 250 ± 10	2 500 ± 10	...	...
9.5 mm (¾ in.)	6.3 mm (¼ in.)	...	...	2 500 ± 10	...
6.3 mm (¼ in.)	4.75-mm (No. 4)	...	...	2 500 ± 10	...
4.75-mm (No. 4)	2.36-mm (No. 8)	...	...	...	5 000 ± 10
Total		5 000 ± 10	5 000 ± 10	5 000 ± 10	5 000 ± 10

*Fuente:* (ASTM International, 2003a).

## Según ASTM C535

Obtener la muestra de campo de acuerdo con la norma ASTM D 75, y reducirla hasta el tamaño de muestra adecuado, de acuerdo con la norma ASTM C 702. Lavar la muestra reducida y secarla al horno a  $110 \text{ }^\circ\text{C} \pm 5 \text{ }^\circ\text{C}$  ( $230 \pm 9 \text{ }^\circ\text{F}$ ) hasta obtener masa prácticamente constante, separar en fracciones individuales por tamaño y recombinarlas para obtener la gradación indicada en la tabla 4.7, que mejor represente al rango de tamaños del árido proporcionado para el ensayo. Registrar la masa de la muestra antes del ensayo, con aproximación de 1 g.

**Tabla 4.7.** Gradación de las muestras de ensayo según norma ASTM C535.

Sieve Size, mm (in.) (Square Openings)		Mass of Indicated Sizes, g		
Passing	Retained on	Grading		
		1	2	3
75 (3)	63 (2½)	2 500 ± 50	...	...
63 (2½)	50 (2)	2 500 ± 50	...	...
50 (2)	37.5 (1½)	5 000 ± 50	5 000 ± 50	...
37.5 (1½)	25.0 (1)	...	5 000 ± 25	5 000 ± 25
25.0 (1)	19.0 (¾)	...	...	5 000 ± 25
	Total	10 000 ± 100	10 000 ± 75	10 000 ± 50

*Fuente: (ASTM International, 2003b).*

## Según IS: 2386 (Parte IV)

La muestra de ensayo se compondrá de agregados limpios que se hayan secado en un horno a una temperatura entre  $105\text{-}110 \text{ }^\circ\text{C}$  hasta tener una masa uniforme y se ajustarán a una de las gradaciones que se muestran en la tabla 4.8. La granulometría o granulometrías utilizadas serán las que mejor lleguen a representar el agregado provisto para el trabajo.

**Tabla 4.8.** Gradación de las muestras de ensayo según norma IS: 2386 (Parte IV).

SIEVE SIZE (SQUARE HOLE)		WEIGHT IN g OF TEST SAMPLE FOR GRADE						
Passing	Retained on	A	B	C	D	E	F	G
mm	mm							
80	63	—	—	—	—	2 500*	—	—
63	50	—	—	—	—	2 500*	—	—
50	40	—	—	—	—	5 000*	5 000*	—
40	25	1 250	—	—	—	—	5 000*	5 000*
25	20	1 250	—	—	—	—	—	5 000*
20	12.5	1 250	2 500	—	—	—	—	—
12.5	10	1 250	2 500	—	—	—	—	—
10	6.3	—	—	2 500	—	—	—	—
6.3	4.75	—	—	2 500	—	—	—	—
4.75	2.36	—	—	—	5 000	—	—	—

\*Tolerance of  $\pm 2$  percent permitted.

*Fuente: (Indian Standard, 1963).*

#### **4.1.3.4 Procedimiento**

##### **Según UNE-EN 1097-2**

Comprobar que el tambor esté limpio antes de introducir la muestra. Colocar cuidadosamente las bolas en la máquina, y a continuación, introducir la muestra de ensayo. Poner la cubierta en su posición y hacer girar la máquina durante 500 vueltas, a una velocidad constante entre 31 r.p.m. y 33 r.p.m.

Después de completadas las vueltas verter el árido sobre una bandeja dispuesta debajo del equipo, tomando la precaución de que la abertura esté justo encima de la bandeja para evitar la pérdida de material. Limpiar el tambor, extrayendo todos los finos, y prestando especial atención a las zonas próximas a la placa saliente. Retirar con cuidado la carga de bolas de la bandeja, evitando perder partículas de árido.

Analizar el material de la bandeja según establece la Norma EN 933-1, lavando y cribando con un tamiz de 1,6 mm. Secar la parte retenida en el tamiz de 1,6 mm a una temperatura de  $(110 \pm 5) ^\circ\text{C}$ , hasta obtener una masa constante.

##### **Según INEN 860**

Colocar la muestra y la carga para el ensayo en la máquina de Los Ángeles, girar la máquina 500 revoluciones a una velocidad entre 30 r/min y 33 r/min. Después del número prescrito de revoluciones, descargar el material de la máquina y realizar una separación preliminar de la muestra sobre un tamiz de mayor abertura que el de 1,70 mm. Tamizar la porción fina por el tamiz de 1,70 mm, según el procedimiento descrito en la norma INEN 696. Lavar el material más grueso que 1,70 mm y secarlo al horno a  $110 ^\circ\text{C} \pm 5 ^\circ\text{C}$  hasta obtener masa prácticamente constante y determinar la masa con aproximación de 1 g.

Si el árido esencialmente no contiene recubrimientos adherentes y polvo, el requisito del lavado luego del ensayo es opcional. Sin embargo, para el caso de ensayos de arbitraje, se debe realizar el procedimiento de lavado.

### **Según INEN 861**

Colocar la muestra y la carga para el ensayo en la máquina de Los Ángeles, girar la máquina 1000 revoluciones a una velocidad entre 30 r/min y 33 r/min. Después del número prescrito de revoluciones, descargar el material de la máquina y realizar una separación preliminar de la muestra sobre un tamiz de mayor abertura que el de 1,70 mm. Tamizar la porción fina por el tamiz de 1,70 mm, según el procedimiento descrito en la norma INEN 696. Lavar el material más grueso que 1,70 mm y secarlo al horno a  $110\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 5\text{ }^{\circ}\text{C}$  hasta obtener una masa prácticamente constante y determinar la masa con aproximación de 1 gramo.

### **Según ASTM C131**

Colocar la muestra y la carga para el ensayo en la máquina de Los Ángeles, girar la máquina 500 revoluciones a una velocidad entre 30 r/min y 33 r/min. Después del número prescrito de revoluciones, descargar el material de la máquina y realizar una separación preliminar de la muestra sobre un tamiz de mayor abertura que el de 1,70 mm. Tamizar la porción fina por el tamiz de 1,70 mm, según el procedimiento descrito en la norma ASTM C136. Lavar el material más grueso que 1,70 mm y secarlo al horno a  $110\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 5\text{ }^{\circ}\text{C}$  ( $230 \pm 9\text{ }^{\circ}\text{F}$ ) hasta obtener una masa prácticamente constante y determinar la masa con aproximación de 1 gramo. Si el árido esencialmente no contiene recubrimientos adherentes y polvo, el requisito del lavado luego del ensayo es opcional. Sin embargo, para el caso de ensayos de arbitraje, se debe realizar el procedimiento de lavado.

### **Según ASTM C535**

Colocar la muestra y la carga para el ensayo en la máquina de Los Ángeles, girar la máquina 1000 revoluciones a una velocidad entre 30 r/min y 33 r/min. Después del número prescrito de revoluciones, descargar el material de la máquina y realizar una separación preliminar de la muestra sobre un tamiz de mayor abertura que el de 1,70 mm. Tamizar la porción fina por el tamiz de 1,70 mm, según el procedimiento descrito en la norma ASTM C136. Lavar el material más grueso que 1,70 mm y

secarlo al horno a  $110\text{ °C} \pm 5\text{ °C}$  ( $230 \pm 9\text{ °F}$ ) hasta obtener una masa prácticamente constante y determinar la masa con aproximación de 1 gramo. Si el árido esencialmente no contiene recubrimientos adherentes y polvo, el requisito del lavado luego del ensayo es opcional. Sin embargo, para el caso de ensayos de arbitraje, se debe realizar el procedimiento de lavado. Suprimir el lavado después del ensayo rara vez reducirá la pérdida medida en más de 0,2% respecto a la masa original de la muestra.

#### **Según IS: 2386 (Parte IV)**

La muestra de ensayo y la carga abrasiva se colocan en la máquina de abrasión de los Ángeles, la cual debe girar a una velocidad de 20 a 33 r/min. De acuerdo a la tabla 4.8 para las granulometrías A, B, C y D, la máquina puede girar a 500 revoluciones, para las granulometrías E, F y G, girará a 1000 revoluciones.

La máquina debe estar balanceada y operar de tal forma que mantenga una velocidad periférica sustancialmente uniforme. Si se utiliza un ángulo como plataforma, la dirección de rotación debe ser tal que la carga sea recogida por la superficie externa del ángulo.

A la finalización de la prueba, el material se descarga de la máquina y una separación preliminar de la muestra debe ser hecha en un tamiz más grueso que el tamiz IS de 1,70 mm. A continuación la parte más fina debe ser cribada en un tamiz IS de 1,70 mm como se indica en el punto 2.3 de la norma IS: 2386-Parte I. El material más grueso que el tamiz IS de 1,70 mm debe ser lavado y secado en un horno a 105 a 110 ° C hasta conseguir una masa sustancialmente constante, luego se pesa la masa con aproximación de 1 gramo.

#### **4.1.3.5 Máquina Utilizada**

Máquina de los Ángeles.



#### **4.1.3.6 Tipo de desgaste**

- La muestra del árido se desgasta mediante el volteo en el interior de un tambor giratorio junto con esferas de acero (Comité Europeo de Normalización, 1999).
- A medida que el tambor gira, una plataforma recoge la muestra y las esferas de acero, elevándolas hasta que caigan al lado opuesto del tambor, creando un efecto de impacto y trituración. El contenido gira conjuntamente con el tambor, en una acción de molido, hasta que la plataforma recoja nuevamente la muestra y las esferas de acero y se repite el ciclo (Instituto Ecuatoriano de Normalización, 2011a, 2011b).
- Conforme el tambor va girando, una placa de estante recoge la muestra y las esferas de acero, y las lleva hasta que se dejan caer hacia el lado opuesto del tambor, creando un efecto de impacto y trituración. El contenido entonces rueda dentro del tambor con una acción de abrasión y molienda hasta que la placa estante recoge nuevamente la muestra y las esferas de acero, y el ciclo se repite (ASTM International, 2003a, 2003b).
- Los áridos sufren desgaste mediante el volteo en el interior de un tambor giratorio junto con una carga abrasiva compuesta por esferas de hierro fundido o esferas de acero de aproximadamente 48 mm de diámetro y un peso de cada una entre 390 y 445 g (Indian Standard, 1963).

#### **4.1.3.7 Tiempo de desgaste**

- Entre 15.2 – 16.1 minutos (Comité Europeo de Normalización, 1999).
- Entre 15.2 – 16.7 minutos (Instituto Ecuatoriano de Normalización, 2011a).
- Entre 30.4 – 33.4 minutos (Instituto Ecuatoriano de Normalización, 2011b).
- Entre 15.2 – 16.7 minutos (ASTM International, 2003a).

- Entre 30.4 – 33.4 minutos (ASTM International, 2003b).
- Entre 15.2 - 25 minutos para las granulometrías A, B, C y D; y entre 30.3 – 50 minutos para las granulometrías E, F y G (Indian Standard, 1963).

#### **4.1.3.8 Costo**

- En empresa Tecnotest (valor obtenido mediante correo electrónico): \$ 4530,59.
- En empresa Controls (valor obtenido mediante correo electrónico): \$ 7604,93 (sin armario reductor de ruido) - \$ 8948,93 (con armario reductor de ruido).
- En empresa PROETI (valor obtenido mediante correo electrónico): \$ 5564.

#### **4.1.3.9 Características de la Máquina**

##### **Según Empresa Tecnotest (acorde a UNE-EN 1097-2 y ASTM C131)**

Dimensiones: 1100 x 1000 x 1140 (h) mm.

Peso Aproximado: 320 kg.

Alimentación: 220 V, 50 Hz, monofásica, 750 W.

Motor: Eléctrico de 1 hp.

Reductor de velocidad de 30-33 rpm.

Cuentarrevoluciones digital de 5 dígitos, con paro automático programable.

Rejilla de protección (la estructura, de chapa perforada, gira alrededor del eje de la máquina).

Microinterruptor de seguridad.

##### **Accesorios**

- Conjunto de 12 bolas: 7 de 1.13/16” y 5 de 1.7/8” (ASTM C131).
- Conjunto de 12 bolas de 1.7/8” (EN 1097-2).

- Bandeja galvanizada, de recogida del material.

#### Mejoras

- El ensayo Los Ángeles produce un nivel de ruido especialmente alto, razón por la que la máquina generalmente es ubicada en lugares aislados o fuera del laboratorio. Una caja insonorizante especial reduce el nivel de ruido de 105 a 75 dB; con lo que la posible exposición del personal se alarga de una hora a toda la jornada de trabajo. El cuadro de mandos de la máquina está situado en el exterior. Puerta con cerradura con llave y doble microinterruptor de seguridad. Dimensiones con la caja insonorizante: 1150 x 1180 x 1150 mm. Peso: 180 kg.

#### **Según Empresa Controls (acorde a UNE-EN 1097-2 y ASTM C131)**

Dimensiones: 975x785x937 (h) mm.

Peso Aproximado: 350 kg.

Alimentación: 750 W; 230 V, 50 Hz, monofásica; 110 V, 60 Hz, monofásica ó 220 V, 60 Hz, monofásica.

Reductor de velocidad de 31-33 rpm.

Contador automático de revoluciones.

#### Accesorios

- Conjunto de 12 bolas: 7 de 1.13/16" y 5 de 1.7/8" (ASTM C131).
- Conjunto de 12 bolas de 1.7/8" (EN 1097-2).

#### Mejoras

- El Armario de seguridad con aislamiento acústico. Esta opción consiste en la instalación del armario en la máquina Los Ángeles. El armario está fabricado en chapa de acero con recubrimiento aislante acústico interior para reducir la emisión de ruido y un dispositivo eléctrico de seguridad, que detiene automáticamente la rotación del tambor cuando se abre la puerta. El panel de control está instalado en el exterior del armario. Dimensiones: 933x1052x1250 mm. Peso: 180 kg.

### **Según Empresa Milestone Instruments (acorde a IS: 2386-IV y ASTM C131)**

Alimentación: 220 V, 50 Hz, monofásica.

Engranaje reductor de velocidad de 30-33 rpm.

#### Accesorios

- Un conjunto de 12 bolas de acero templado de 48 mm de diámetro.
- Bandeja galvanizada, de recogida del material.

### **Según Empresa Matest (acorde a UNE-EN 1097-2 y ASTM C131)**

Dimensiones: 1000 x 800 x 1000 mm.

Peso Aproximado: 370 kg.

Alimentación: 230 V, 50 Hz, monofásica, 750 W.

Contador digital automático mediante el cual se puede fijar el número de revoluciones del tambor.

#### Accesorios

- Conjunto de 12 esferas abrasivas conforme a ASTM C131.
- Conjunto de 12 esferas abrasivas a EN 1097-2.
- Dispositivo para una sujeción rápida y fácil de la tapa del tambor.

#### Mejoras

- Cabina de seguridad, fabricada en chapa de acero. Cuando se abre la puerta de la cabina durante el ensayo de Los Ángeles, un micro interruptor para automáticamente la rotación del tambor. Dimensiones: 1100 x 1180 x 1250 mm  
Peso: 150 kg.
- Cabina de seguridad, fabricada en chapa de acero, forrado con material de insonorización para la reducción del ruido. Cuando se abre la puerta de la cabina durante el ensayo de Los Ángeles, un micro interruptor para automáticamente la rotación del tambor. Dimensiones: 1100 x 1180 x 1250 mm. Peso: 160 kg.

### **Según Empresa PROETI (acorde a UNE-EN 1097-2 y ASTM C131)**

Dimensiones: 1120 x 860 x 820 mm.

Peso Aproximado: 350 kg.

Alimentación: 220/380 V, 50 Hz, monofásica.

Motor: Eléctrico de 1 hp.

Contador automático con indicación digital del número de vueltas.

Panel de control (interruptores de puesta en marcha y parada).

#### Accesorios

- Conjunto de 12 esferas abrasivas conforme a ASTM C131.
- Conjunto de 12 esferas abrasivas a EN 1097-2.
- Bandeja galvanizada, de recogida del material.

#### Mejoras

- Cabina de insonorización.

#### **4.1.3.10 Mantenibilidad**

Tomando en cuenta la descripción de la máquina en los catálogos de las Empresas Tecnotest, Controls, Milestone Instruments, Matest y PROETI; se tiene.

Los elementos más propensos a sufrir falla son:

- Motor
- Motorreductor
- Rodamientos
- Panel de control (consta de un interruptor de línea, botones para puesta en marcha y paro, preinstalación digital de 5 dígitos del número de vueltas y paro automático).

Por otro lado en la norma INEN 860, se dan las siguientes recomendaciones en cuanto al mantenimiento de la plataforma de la máquina:

- La plataforma de la máquina de Los Ángeles está sujeta a impacto y a un severo desgaste de la superficie. Con el uso, la superficie de trabajo de la plataforma es martillada por las esferas y tiende a desarrollar un cordón de metal paralelo, alrededor de 32 mm desde la unión de la plataforma con la superficie interior del cilindro. Si la plataforma está fabricada de una sección de ángulo laminado, no solamente puede desarrollar este cordón, sino que la plataforma misma puede doblarse longitudinalmente o transversalmente respecto a su posición original.
- Se debe inspeccionar periódicamente la plataforma para determinar que no esté doblada, tanto longitudinalmente como en su posición radial original con respecto al cilindro. Si se encuentra cualquiera de estas condiciones, la plataforma debe ser reparada o reemplazada antes de realizar más ensayos. No se conoce la influencia del cordón desarrollado por el martilleo de la cara de trabajo de la plataforma sobre el resultado del ensayo. Sin embargo, para uniformizar las condiciones de ensayo, se recomienda que el cordón sea limado si su altura es superior a 2 mm.



Figura 4.1. Plataforma de la Máquina de los Ángeles según INEN 860.

Fuente: (Instituto Ecuatoriano de Normalización, 2011a).

#### **4.1.3.11 Intercambiabilidad de partes**

Tomando en cuenta la descripción de la máquina en los catálogos de las Empresas Tecnotest, Controls, Milestone Instruments, Matest y PROETI, se tiene que:

En cuanto a las esferas éstas se pueden conseguir fácilmente mediante pedido. La bandeja galvanizada, de recogida del material también puede ser reemplazada. Lo mismo sucede con los rodamientos a utilizar.

#### **4.1.4 MÉTODO MICRO-DEVAL**

##### **4.1.4.1 Normas**

BS-EN 1097-1, NF P18-572 y ASTM D6928

##### **4.1.4.2 Tipo de Árido**

- Áridos naturales o artificiales empleados en la construcción e ingeniería civil (Comité Europeo de Normalización, 1996).
- Áridos de origen natural o artificial empleados en el campo de la construcción y la ingeniería civil (Organización Nacional Francesa para la Estandarización, 1978).
- Este método abarca el procedimiento para ensayar la resistencia a la abrasión del agregado grueso (ASTM International, 2003c).

##### **4.1.4.3 Forma de preparación de la muestra**

###### **Según BS-EN 1097-1**

La masa de la muestra enviada al laboratorio debe tener al menos 2 kg de partículas con un tamaño dentro del rango de 10 mm a 14 mm.

El ensayo debe ser llevado a cabo con el agregado que pasa el tamiz de 14 mm y quede retenido en el tamiz de 10 mm.

Además, la clasificación de la muestra de ensayo deberá cumplir con uno de los siguientes requisitos:

- a) Tener un porcentaje entre 30 % y 40 % que pasa por el tamiz de 11,2 mm; o
- b) Tener un porcentaje entre 60 % y 70 % que pasa un tamiz de 12,5 mm.

Tamizar la muestra de laboratorio utilizando los tamices de 10 mm, 11,2 mm (ó 12,5 mm) y 14 mm para dar fracciones que estén separadas en el rango de 10 mm a 11,2 mm (ó 12,5 mm) y 11,2 mm (ó 12,5 mm) a 14 mm.

Lavar cada fracción por separado, de acuerdo con el literal 7.1 de la norma EN 933-1, y secarlas en el horno a  $(110 \pm 5)$  °C hasta obtener una masa constante.

Permita que las fracciones se enfríen a temperatura ambiente. Mezclar las dos fracciones para obtener una muestra de laboratorio con tamaño entre 10 mm a 14 mm que cumpla con los apropiados requisitos de clasificación adicionales indicados ya anteriormente (tener un porcentaje entre 30 % y 40 % que pasa por el tamiz de 11,2 mm o tener un porcentaje entre 60 % y 70 % que pasa un tamiz de 12,5 mm).

Reducir la muestra de laboratorio preparada, a partir de las fracciones mixtas hasta el tamaño de la porción de ensayo de acuerdo a los requisitos de la norma EN 932-2.

La porción de ensayo constará de dos muestras de prueba, cada una con una masa de  $(500 \pm 2)$  g.

### **Según ASTM D6928**

La muestra debe ser lavada y secarla en el horno a  $110 \pm 5$  °C ( $230 \pm 9$  °F) hasta obtener una masa sustancialmente constante, separar la muestra en fracciones individuales por tamaño de acuerdo a la norma ASTM C136, y recombinarlas para satisfacer las gradaciones como se muestra a continuación.



Si el agregado para la prueba es de material que pasa el tamiz de 19.0 mm y es retenido en el tamiz de 9,5 mm, entonces la muestra secada al horno de  $1500 \pm 5$  g se preparará de la siguiente manera:

**Tabla 4.9.** Preparación de muestras que pasan el tamiz de 19.0 mm y son retenidas en el de 9,5 mm.

Passing	Retained	Mass
19.0-mm	16.0-mm	375 g
16.0-mm	12.5-mm	375 g
12.5-mm	9.5-mm	750 g

*Fuente:* (ASTM International, 2003c).

En el caso en que el tamaño nominal máximo del agregado grueso sea de 12,5 mm, entonces la muestra de  $1500 \pm 5$  g se preparará de la siguiente manera:

**Tabla 4.10.** Preparación de muestras para un tamaño nominal máximo del agregado de 12,5 mm.

Passing	Retained	Mass
12.5-mm	9.5-mm	750 g
9.5-mm	6.3-mm	375 g
6.3-mm	4.75-mm	375 g

*Fuente:* (ASTM International, 2003c).

En el caso en que el tamaño nominal máximo del agregado grueso sea de 9,5 mm o menor, entonces la muestra de  $1500 \pm 5$  g se preparará de la siguiente manera:

**Tabla 4.11.** Preparación de muestras para un tamaño nominal máximo del agregado de 9,5 mm o menor.

Passing	Retained	Mass
9.5-mm	6.3-mm	750 g
6.3-mm	4.75-mm	750 g

*Fuente:* (ASTM International, 2003c).

#### 4.1.4.4 Procedimiento

##### Según BS-EN 1097-1

Colocar cada muestra en cada tambor. Añadir las bolas de acero suficientes a cada tambor para dar una carga de  $5\ 000 \pm 5$  g. Añadir  $2,5 \pm 0,05$  litros de agua a cada tambor. Colocar las tapas en cada tambor, y poner cada tambor en los dos ejes. Hacer girar los tambores a una velocidad de  $100 \pm 5$   $\text{min}^{-1}$  durante  $12000 \pm 10$

revoluciones. Después de la prueba, recoger el agregado y las bolas de acero en una bandeja, teniendo cuidado de evitar la pérdida de cualquier agregado. Utilizando una botella de lavado, lavar cuidadosamente el interior del tambor y la tapa, y retener las aguas del lavado. Vaciar las aguas del lavado en el tamiz de 1,6 mm protegiéndolo con un tamiz de seguridad 8 mm. Lave los materiales en una corriente de agua limpia.

Separar con cuidado las partículas de agregado retenido en el tamiz de seguridad de 8 mm desprendidas de las bolas de acero, teniendo cuidado de no perder ninguna de las partículas del agregado. Las partículas de agregado se pueden recoger a mano, o las bolas pueden ser removidas del tamiz usando un imán. Colocar las partículas del agregado que quedó retenido en el tamiz de seguridad de 8 mm en una bandeja.

Añadir el material retenido en el tamiz de 1,6 mm a la misma bandeja. Secar la bandeja y su contenido en la estufa a  $110 \pm 5$  °C. Completar la determinación de la masa retenida en el tamiz de 1,6 mm de acuerdo con la norma EN 933-1. Registre la masa retenida en el tamiz de 1,6 mm con aproximación al gramo más cercano.

### **Según ASTM D6928**

Se prepara una muestra representativa de  $1500 \pm 5$  g. Se determina la masa de la muestra con aproximación de 1 gramo y se la registra. Se somete a inmersión la muestra en  $2.0 \pm 0.05$  litros de agua de la llave, a temperatura de  $20^{\circ} \text{C} \pm 5^{\circ} \text{C}$ , por un mínimo de una 1 hora ya sea en el recipiente del Micro-Deval o en algún otro recipiente apropiado. Se coloca la muestra en el recipiente de abrasión del Micro-Deval con  $5000 \text{ g} \pm 5 \text{ g}$  de esferas de acero y el agua usada para saturar la muestra (agua del grifo donde se sumergió la muestra). Se coloca el recipiente cilíndrico en la máquina del Micro-Deval.

Se procederá a rotar la máquina, a una velocidad de  $100 \pm 5$  rpm, por dos horas  $\pm 1$  minuto para la gradación mostrada en la tabla 4.9, por  $105 \pm 1$  minuto para la gradación mostrada en la tabla 4.10 y por  $95 \pm 1$  minuto para la gradación mostrada en la tabla 4.11.

Terminado el tiempo de rotación, se vierte la muestra cuidadosamente sobre dos tamices superpuestos de 4.75 mm y 1.18 mm. Se deberá cuidar de vaciar toda la muestra del recipiente cilíndrico. Se lava y manipula el material retenido con agua limpia, usando un chorro continuo o una manguera con control manual, hasta que el agua de lavado esté clara y se garantice que todo el material menor a 1.18 mm haya sido evacuado. Se remueven las esferas de acero inoxidable usando un imán u otro medio apropiado. Se desechará todo material menor de 1.18 mm. Se combina el material retenido en las mallas de 4.75 mm y 1.18 mm, cuidando de no tener pérdidas del material ensayado.

Luego de terminado este proceso, se seca la muestra en horno hasta masa constante a  $110^{\circ} \pm 5^{\circ} \text{C}$ , tan pronto como sea posible se pesará la muestra con aproximación 1 gramo y se la registrará.

#### **4.1.4.5 Máquina Utilizada**

Máquina Micro-Deval.

#### **4.1.4.6 Tipo de desgaste**

- El desgaste es producido por la fricción entre los agregados y una carga abrasiva (esferas de acero) en un tambor giratorio en condiciones definidas. El método de ensayo se puede llevar a cabo con agregado seco y la adición de agua, o realizarlo sin la adición de ésta (Comité Europeo de Normalización, 1996).
- El desgaste es producido en un cilindro giratorio bajo condiciones bien definidas, por la fricción entre los agregados y una carga abrasiva (esferas de acero), en condiciones secas o en presencia de agua (Organización Nacional Francesa para la Estandarización, 1978).
- El desgaste es producido por la acción combinada de abrasión y molienda con bolas de acero sobre los agregados pétreos en presencia de agua dentro de un recipiente metálico (ASTM International, 2003c).

#### **4.1.4.7 Tiempo de desgaste**

- Alrededor de 120 minutos (Comité Europeo de Normalización, 1996).
- Alrededor de 120 minutos (ASTM International, 2003c).

#### **4.1.4.8 Costo**

- En empresa Tecnotest (valor obtenido mediante correo electrónico): \$5414 (No incluye costos de transporte).
- En empresa Controls (valor obtenido mediante correo electrónico): \$ 10135,23.
- En empresa PROETI (valor obtenido mediante correo electrónico): \$ 7184,71.

#### **4.1.4.9 Características de la Máquina**

##### **Según Empresa Tecnotest (acorde a BS-EN 1097-1 y NF P18-572)**

Dimensiones: 1500 x 500 x 650 (h) mm.

Peso Aproximado: 140 kg.

Alimentación: 220 V, 50 Hz, monofásica, 750 W.

Motor: Eléctrico de 1 hp.

Cuentarrevoluciones digital, con paro automático programable.

##### Accesorios

- 20 kg en bolas de acero inoxidable de 10 mm de diámetro. (EN 1097-1).
- Cilindro inoxidable, diám. 200 x 154 mm (EN 1097-1).
- Cilindro inoxidable, diám. 200 x 400 mm (NF P18-572).

## Mejoras

- Máquina insonorizada. Útil para ambientes cerrados y para uso prolongado. La caja (de chapa revestida con material fonoabsorbente) reduce el nivel de ruido a menos de 75 dB. Microinterruptor de seguridad para bloqueo de la caja. Alimentación: 220 V, 50 Hz, monofásica. Dimensiones: 1300 x 500 x 720 (h) mm. Peso: 180 kg. Modelo conforme con la normativa CE (Marca de Conformidad Europea) y la Directiva Máquinas.

## **Según Empresa Controls (acorde a UNE-EN 1097-1 y NF P18-572)**

Dimensiones: 1000x450x920 (h) mm.

Peso Aproximado: 130 kg.

Alimentación: 230 V, 50 Hz, monofásica, 1100 W.

Contador automático de revoluciones

## Accesorios

- 20 kg en bolas de acero de 10 mm de diámetro. (EN 1097-1).
- Cilindro de acero inoxidable de 200 mm de diámetro x 154 mm de longitud. (EN 1097-1).

## **Según Empresa Matest (acorde a UNE-EN 1097-1 y NF P18-572)**

Dimensiones: 1000 x 450 x 920 (h) mm.

Peso Aproximado: 150 kg.

Alimentación: 230 V, 50 Hz, monofásica, 750 W.

Panel de control independiente y un contador de revoluciones digital automático.

## Accesorios

- Cilindro estándar de acero inoxidable, de 200 mm (necesarios 4) x 154 mm de longitud.
- Juegos de 20 kg de esferas abrasivas de acero inoxidable de 10 mm de diámetro. EN 1097-1

- Cilindro de acero inoxidable de 200 mm de diámetro por 400 mm de largo, conforme a las Normas EN 13450 y NF P18-572

#### Mejoras

- Máquina Micro-Deval, igual que el modelo estándar, pero equipada con una protección en chapa de acero y un micro interruptor de seguridad, forrado con material de insonorización para la reducción del ruido. Si se abre la protección mientras funciona el Micro-Deval, la máquina se para automáticamente. Dimensiones: 1150 x 600 x 1150 mm. Peso: 190 kg.
- Cilindro “Alto Rendimiento”, acero inoxidable, 200 mm de diámetro por 152 mm de largo. EN 1097-1.
- Tamiz de barras, de 9,5 mm de ranura, utilizado para verificar el desgaste de las esferas de acero de tamaño nominal 10 mm.

#### **Según Empresa PROETI (acorde a UNE-EN 1097-1 y NF P18-572)**

Dimensiones: 1120 x 1240 x 520 mm (h) mm.

Peso Aproximado: 110 kg.

Alimentación: 220/380 V, 50 Hz.

Panel de mando y control con indicación digital. (Regulación, selección y parada automática al finalizar el ciclo).

#### Accesorios

- Esferas de acero de 10 mm de diámetro. Paquete 25 kg.
- Cilindro estándar de recambio de acero inoxidable.
- Sistema de protección insonorizado.
- Sistema de protección no insonorizado.

#### **4.1.4.10 Mantenibilidad**

Tomando en cuenta la descripción de la máquina en los catálogos de las Empresas Tecnotest y Controls; y en las normas BS-EN 1097-1 y ASTM D6928; se tiene lo siguiente.

Los elementos más propensos a sufrir falla son:

- Motor
- Motorreductor
- Rodamientos
- Panel de control (interruptor de línea, botones de puesta en marcha y paro, preinstalación digital de 5 dígitos del número de vueltas y paro automático a final de ciclo).

#### **4.1.4.11 Intercambiabilidad de partes**

Tomando en cuenta la descripción de la máquina en los catálogos de las Empresas Tecnotest, Controls, Matest, PROETI y en las normas BS-EN 1097-1 y ASTM D6928; se tiene que en cuanto a las esferas éstas se pueden conseguir fácilmente mediante pedido. Lo mismo sucede con los tambores de acero inoxidable. Los rodamientos también se pueden cambiar.

### **4.1.5 MÉTODO CON EL ENSAYO DE FRIABILIDAD (RESISTENCIA AL APLASTAMIENTO)**

#### **4.1.5.1. Normas**

BS 812:110, IS: 2386 (Parte IV) y NLT-351.

#### **4.1.5.2 Tipo de Árido**

- El método es aplicable a los agregados que pasen por un tamiz de ensayo de 14,0 mm y sean retenidos en uno de 10,0 mm. Para otros tamaños, se recomienda un

método descrito en el apéndice A de la presente norma (British Standard Institution, 1990a).

- Aplicable a los agregados que pasen por un tamiz IS de ensayo de 12,5 mm y sean retenidos en un tamiz IS de ensayo de 10 mm. Si es necesario, o si el tamaño estándar no está disponible, otros tamaños de hasta 25 mm pueden ser ensayados, pero debido a la no homogeneidad de los agregados los resultados no serán comparables con los obtenidos en el método estándar. Tamaños más pequeños también pueden ser ensayados, con una variación del método estándar descrito en literales posteriores en la presente norma (Indian Standard, 1963).
- El ensayo es aplicable a los áridos utilizados en construcción de carreteras (Centro de Estudios y Experimentación de Obras Públicas, 1974).

#### **4.1.5.3 Forma de preparación de la muestra**

##### **Según BS 812:110**

Reducir la muestra de laboratorio utilizando los procedimientos descritos en la cláusula 6 de la norma BS 812:102 (1989) para producir una porción de ensayo de masa suficiente como para producir tres muestras de ensayo con un tamaño de fracción de entre 10 mm a 14 mm.

Tamizar a fondo toda la porción de muestra seca en la superficie de los tamices de ensayo de 14 mm y 10 mm para eliminar las fracciones de mayor tamaño y de tamaño insuficiente.

Divida la fracción resultante (tamaño entre 10 a 14 mm) en tres muestras de ensayo cada una de masa tal que la profundidad del material en el cilindro sea de aproximadamente 100 mm después del apisonamiento (el apisonamiento se lo realiza en la ejecución misma del ensayo).



Secar las muestras de ensayo por calentamiento a una temperatura de  $105 \pm 5$  ° C durante un período de no mayor a 4 h. Enfriar a temperatura ambiente y registrar la masa de las muestras de ensayo antes de la prueba.

#### Según IS: 2386-Parte IV

El material para la prueba estándar consistirá en el total de agregados que pasen por el tamiz IS de 12,5 mm y sea retenido en uno de 10 mm, y se tamizará toda la porción completamente en estos tamices antes de la prueba. Para otros tamaños, el material será separado apropiadamente en los tamices indicados en la tabla 4.12.

*Tabla 4.12. Detalles del ensayo de aplastamiento para tamaños no estandarizados de agregado.*

NOMINAL SIZES (IS SIEVES)		DIAMETER OF CYLINDER TO BE USED	SIZE OF IS SIEVE FOR SEPARATING FINES
Passing through	Retained on		
mm	mm	cm	
25	20	15-0	4-75 mm
20	12.5	15-0	3-35 mm
10	6.3	15-0 or 7.5	1-70 mm
6.3	4-75	15-0 or 7.5	1-18 mm
4-75	3-35	15-0 or 7.5	850 microns
3-35	2-36	15-0 or 7.5	600 microns

*Fuente: (Indian Standard, 1963).*

El agregado deberá ser ensayado en una condición de superficie seca. Si es secado por calentamiento, el período de secado no debe exceder las cuatro horas, la temperatura deberá ser de 100 a 110 ° C y el agregado se enfriará a temperatura ambiente antes de la prueba.

La cantidad de agregado debe ser tal que la profundidad del material en el cilindro, después del apisonamiento sea de 10 cm (el apisonamiento se lo realiza en la ejecución misma del ensayo).

El peso del material que comprende la muestra de ensayo se registrará y el mismo peso de la muestra se tomará para la repetición de la prueba.

## Según NLT-351

Previo cuarteo del material recibido en el laboratorio, y de acuerdo con el tamaño de partículas que predominan en la muestra o la fracción de árido específica que se desea ensayar, se preparará por tamizado (entre los tamices correspondientes a los de la tabla 4.13) las muestras para ensayo. La masa aproximada y el molde a emplear son, asimismo, los indicados en la tabla 4.13.

*Tabla 4.13. Detalles de muestras de ensayo, masa aproximada y molde a emplear para la determinación del coeficiente de friabilidad de áridos, según norma NLT-351.*

FRACCIÓN DE ENSAYO mm	MOLDE DE ENSAYO	MASA APROXIMADA NECESARIA g
50-63 40-32 32-25	GRANDE	25.000
16-20 12.5-16 10-12.5	MEDIANO	3.000
6.3- 8	PEQUEÑO	500

*Fuente: (Centro de Estudios y Experimentación de Obras Públicas, 1974).*

La muestra para ensayo consistirá en árido exento de polvo para lavado y desecación en estufa hasta masa constante, a la temperatura de  $105 \pm 5$  °C (el tiempo de secado en estufa no excederá las 4 horas), dejándola enfriar a temperatura ambiente antes de ensayarla.

### 4.1.5.4 Procedimiento

#### Según BS 812:110

Colocar el cilindro del aparato de ensayo en posición sobre la placa base y añadir la muestra de ensayo en tres capas de profundidad aproximadamente igual, cada capa siendo sometida a 25 golpes de la varilla de apisonamiento distribuidos de manera uniforme sobre la superficie de la capa, la varilla debe dejarse caer desde una altura de aproximadamente 50 mm por encima de la superficie del agregado. Nivelar cuidadosamente la superficie del agregado e insertar el émbolo de modo que descansa horizontalmente sobre esta superficie. Tenga cuidado de asegurarse de que el émbolo no se atasque en el cilindro.

Colocar el aparato, con la muestra de ensayo (preparada según se describe en el literal 6.3 de la norma BS 812:110) y el émbolo, entre los platos de la máquina de ensayo. Luego aplicar la carga a una tasa lo más uniforme posible de manera que se alcance la fuerza requerida de 400 kN en  $10 \text{ min} \pm 30 \text{ s}$ .

Dejar de aplicar la carga y remover el material triturado retenido en el cilindro colocándolo sobre una bandeja limpia de masa conocida, martillando el exterior del cilindro con el mazo de caucho hasta que la masa de la muestra pueda caer libremente en la bandeja.

Transferir las partículas que se adhieren al interior del cilindro, a la placa de base y la parte inferior del émbolo; a la bandeja por medio de un cepillo de cerdas duras. Pesar la bandeja y el agregado y determinar la masa de agregados usados, con aproximación al gramo más cercano.

Tamizar la totalidad de la muestra de ensayo en la bandeja con el tamiz de ensayo de 2,36 mm hasta que ninguna cantidad significativa más pase durante un período adicional de 1 min. Pesar y registrar las masas de las fracciones que pasan y son retenidas en el tamiz, con aproximación al gramo más cercano. Si la masa total de las dos fracciones individuales se diferencia de la masa inicial en más de 10 g, descartar el resultado y repetir el procedimiento completo usando una nueva muestra. Repetir todo el procedimiento ya descrito con una segunda muestra de ensayo.

#### **Según IS: 2386-Parte IV**

El cilindro del aparato de ensayo se coloca en posición sobre la placa base y la muestra de ensayo añadida en tres partes, cada parte debe ser sometida a 25 golpes de la varilla de apisonamiento. La superficie del agregado deberá ser cuidadosamente nivelado y se debe insertar el émbolo de modo que descansa horizontalmente sobre esta superficie, teniendo cuidado de asegurar que el émbolo no se atasque en el cilindro. El aparato, con la muestra de ensayo y el émbolo en posición, deberá ser colocado entre las placas de la máquina de ensayo, para luego aplicar una carga a una tasa uniforme de modo que se alcance la carga total en 10 minutos. La carga total que

se debe aplicar será de 40 toneladas. Dejar de aplicar la carga y extraer todo el material dentro del cilindro, luego cribarlo con un tamiz IS de 2,36 mm, o en el tamiz más apropiado de acuerdo a la tabla 4.7. La fracción que pase el tamiz debe ser pesada y registrada. En todas estas operaciones, se debe tener cuidado de evitar la pérdida de los finos (partículas muy pequeñas del agregado). Repetir todo el procedimiento ya descrito con una segunda muestra de ensayo.

### **Según NLT-351**

Escogido el molde de ensayo a utilizar de acuerdo con la fracción a ensayar en una de las balanzas especificadas en el apartado 2.4 de la norma NLT-351, se pesan el molde vacío y su placa de base, obteniéndose así la masa de la tara del molde de ensayo. Con el árido preparado de acuerdo a los apartados 3.1 y 3.2 de la norma NLT-351, se llena el correspondiente molde de ensayo, montado sobre su placa de base y previamente tarado, añadiendo la muestra de árido en tres capas de aproximadamente el mismo espesor, compactando cada una de ellas con 25 golpes de la varilla adecuada para cada molde, aplicados con su extremo redondeado y distribuyéndolos en toda la superficie de cada capa.

La cantidad definitiva de muestra a ensayar será tal que cuando el pistón sea colocado sobre el árido, aquel quede alojado en el interior del molde, penetrando tan sólo el espesor de su disco inferior. Para ajustar la cantidad de árido, sobre la muestra introducida en el molde ensayo se coloca el pistón adecuado, comunicándole un ligero movimiento alternativo de rotación, por medio de la barra que atraviesa su cabeza, con el objeto de que la superficie de la muestra quede nivelada, permitiendo que el espesor total del disco inferior del pistón entre en el molde.

El molde llenado con el árido a ensayar, como se indica en los apartados 4.2, 4.3 y 4.4 de la norma NLT-35, una vez retirado el pistón, se pesa en la balanza adecuada. Luego de la masa del molde lleno se resta la masa de la tara del molde, para obtener la masa inicial de la muestra de ensayo. Después se vuelve a colocar el pistón en el molde, de forma que descansa horizontalmente sobre la superficie del árido,

asegurándose de que el pistón no quede atascado en las paredes interiores del cilindro.

El molde con la muestra y el pistón en su posición correcta se sitúan sobre el plato de la prensa. La carga de ensayo a aplicar, según el tamaño del molde, será la que se indica en la tabla 4.14.

**Tabla 4.14.** Carga a aplicar en el ensayo de friabilidad según el molde de ensayo, según norma NLT-351.

MOLDE DE ENSAYO	CARGA TOTAL kN
GRANDE	1.600 (160 lb)
MEDIANO	400 (40 lb)
PEQUEÑO	100 (10 lb)

*Fuente:* (Centro de Estudios y Experimentación de Obras Públicas, 1974).

Seguidamente se pone en marcha la prensa aplicando la carga de ensayo a una velocidad tan uniforme como sea posible, de forma que se llegue a la carga total en un tiempo de 10 minutos. Esta carga es mantenida durante dos minutos.

Una vez aplicada la carga de ensayo, se retira de la prensa el molde con su placa de base. A continuación, y sobre una bandeja, se quita el pistón y se vacía totalmente el molde, recogiendo con ayuda de un cepillo todo el material que quede adherido a sus paredes interiores. Seguidamente se tamiza toda la muestra por los siguientes tamices, de acuerdo con el molde empleado:

Molde grande: Tamiz 5 UNE.

Molde mediano: Tamiz 2,5 UNE.

Molde pequeño: Tamiz 1,6 UNE.

Se pesa la fracción del material cernido por el tamiz correspondiente, obteniéndose así la masa del material fino que se ha producido durante el ensayo, teniendo el máximo cuidado para evitar pérdidas. De cada muestra de árido deberán efectuarse, como mínimo, dos determinaciones.

#### **4.1.5.4 Máquina Utilizada**

Aparato para determinar la resistencia al aplastamiento.

#### **4.1.5.5 Tipo de desgaste**

- La muestra de ensayo se compacta en un cilindro de acero equipado con un émbolo que se mueve libremente. La muestra se somete a continuación a un régimen de carga normalizada aplicada a través del émbolo. Esta acción aplasta el agregado a un grado que depende de la resistencia a la trituración del material. Este grado se evalúa mediante una prueba de tamizado en la muestra triturada y se toma como una medida del valor de la resistencia al aplastamiento del agregado (British Standard Institution, 1990a).
- La muestra de ensayo sufre desgaste cuando se le es aplicada una carga, para esto se coloca la muestra en un cilindro metálico y mediante una máquina para ensayo de compresión se aplica la carga incrementándola uniformemente de modo que se alcance una carga total de 40 toneladas en 10 minutos (Indian Standard, 1963).
- Los áridos se desgastan cuando actúa sobre estos una carga aplicada mediante una prensa que suministra la carga de manera progresiva y uniforme hasta alcanzar una carga máxima en 10 minutos. Esta carga es mantenida durante 2 minutos y luego es liberada (Centro de Estudios y Experimentación de Obras Públicas, 1974).

#### **4.1.5.6 Tiempo de desgaste**

- Entre 10 min  $\pm$  30 s (British Standard Institution, 1990a).
- 10 minutos (Indian Standard, 1963).
- 12 minutos (Centro de Estudios y Experimentación de Obras Públicas, 1974).

#### **4.1.5.7 Costo**

- En empresa Controls (valor obtenido mediante correo electrónico): \$ 2000.
- En empresa MILESTONE INSTRUMENTS (valor obtenido mediante correo electrónico): \$ 545.
- En empresa PROETI (valor obtenido mediante correo electrónico): \$ 695,69.

#### **4.1.5.8 Características de la Máquina**

##### **Según Empresa Tecnotest (acorde a BS 812:110)**

Para ensayo estándar

- Cilindro de acero con un diámetro de interno 150 mm, pistón y placa de base.
- Recipiente metálico de medición. Diámetro 115 mm y 180 mm de altura.
- Maza de acero (varilla apisonadora). Diámetro 16 mm y 600 mm de altura.

Alimentación: No aplica.

Motor: No aplica.

Para ensayos de áridos con diámetro inferior a 10 mm

- Cilindro de acero con un diámetro de interno 75 mm, pistón y placa de base.
- Recipiente metálico de medición. Diámetro 57 mm y 90 mm de altura.
- Maza de acero (varilla apisonadora). Diámetro 8mm y 300 mm de altura.

Alimentación: No aplica.

Motor: No aplica.

##### **Según Empresa Controls (acorde a BS 812:110)**

Para ensayo estándar

- Cilindro de diámetro interno de 150 mm, pistón, placa base, varilla apisonadora, y recipiente metálico de medición.

Peso Aproximado: 16.5 kg.

Alimentación: No aplica.

Motor: No aplica.

Para ensayos de áridos con diámetro inferior a 10 mm

- Cilindro de diámetro interno de 75 mm, pistón, placa base, varilla apisonadora, y recipiente metálico de medición.

Peso Aproximado: 3.5 kg.

Alimentación: No aplica.

Motor: No aplica.

#### **Según Empresa Milestone Instruments (acorde a IS: 2386-Parte IV)**

- Cilindro,  $150 \pm 0,5$  mm (diámetro interno) x 130 a 140 mm de altura.
- Émbolo (pistón),  $148 \pm 0,5$  mm (diámetro interno) x 100 a 115 mm de altura.
- Placa Base, 200 a 230 mm (cuadrada) x 6 mm de espesor.
- Varilla de apisonamiento, 16 mm de diámetro x 450 a 600 mm de longitud.
- Medida del metal (recipiente de medición),  $110 \pm 0,5$  mm de diámetro x  $180 \pm 0,5$  mm de altura.

#### **Según Empresa Matest (acorde a BS 812:110)**

Para ensayo estándar

- Cilindro de acero con un diámetro nominal 150 mm, pistón y placa de base.
- Recipiente metálico de medición. Diámetro 115 mm y 180 mm de altura.
- Barra de compactación.
- Peso del conjunto: 20 kg.

Alimentación: No aplica.

Motor: No aplica.



Para ensayos de áridos con diámetro inferior a 10 mm

- Cilindro de acero con un diámetro de interno 75 mm, pistón y placa de base.
- Recipiente metálico de medición. Diámetro 57 mm y 90 mm de altura.
- Barra de compactación.
- Peso del conjunto: 8 kg.

Alimentación: No aplica.

Motor: No aplica.

#### **Según Empresa PROETI (acorde a BS 812:110)**

Para ensayo estándar

- Cilindro de acero con un diámetro 150 mm, pistón y placa de base.
- Varilla de compactación.
- Recipiente metálico de medición.

Alimentación: No aplica.

Motor: No aplica.

Para ensayos de áridos con diámetro inferior a 10 mm

- Cilindro de acero con un diámetro 75 mm, pistón y placa de base.
- Varilla de compactación.
- Recipiente metálico de medición.

Alimentación: No aplica.

Motor: No aplica.

#### **4.1.5.9 Mantenibilidad**

El mantenimiento es relativamente sencillo, puesto que no posee partes eléctricas o electromecánicas. Ni partes que estén expuestas a un desgaste significativo por fricción (Conclusión hecha en base a la descripción de la máquina en las normas BS 812:110, IS: 2386-Parte IV y NLT-351).

#### **4.1.5.10 Intercambiabilidad de partes**

Teniendo en cuenta la descripción de la máquina en las normas BS 812:110, IS: 2386-IV y NLT-351 y en los catálogos de las Empresas Tecnotest, Controls, Milestone Instruments, Matest y PROETI; se tiene que las partes que son susceptibles de cambios si presentan fallas son las siguientes:

- Varilla de apisonamiento
- Medida cilíndrica (recipiente)
- Cilindro
- Émbolo (pistón)
- Placa base

Según BS 812:110, IS: 2386 (Parte IV) y NLT-351. Para la realización misma de la práctica se necesita una prensa (Máquina para ensayo de compresión) capaz de aplicar la carga de ensayo de forma progresiva y uniforme, de manera que se alcance la carga máxima en 10 minutos. Sin embargo una prensa o una máquina para ensayo de compresión no forma parte del equipo para ensayo de friabilidad o aplastamiento, sino que más bien es un equipo independiente que incluso puede ser utilizado para otros ensayos (compresión del hormigón). Esto hace que la realización de este ensayo se encarezca si no se cuenta con dicha prensa, en vista de que tendrá que ser comprada o alquilada. Los laboratorios de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica no cuentan con una prensa de estas características o un equipo similar que se ajuste a los requerimientos indicados en las normas para este ensayo. Por lo que también hay que considerar la adquisición de dicha prensa, su costo y mantenibilidad.

#### **4.1.5.11 Características de prensa para el ensayo de friabilidad**

**Según Empresa Milestone Instruments (acorde a IS: 516 y BS 1881:112)**

Este tipo de máquina sirve básicamente para realizar pruebas de resistencia a la compresión de moldes de hormigón y de cemento.

El tipo de fuente de energía es eléctrica. Es posible además predeterminedar la velocidad de carga de acuerdo con las especificaciones de aplicación.

Cuenta con un transductor de presión con una unidad de lectura (de 4 dígitos) que permite visualizar el valor de la carga aplicada.

El valor máximo posible de carga aplicada es de 500 kN. Posee un costo de \$ 2125 (valor obtenido mediante correo electrónico).

## **4.2 INTERPRETACIÓN DE DATOS**

### **4.2.1 VENTAJAS Y DESVENTAJAS DE CADA MÉTODO**

#### **4.2.1.1 Método Deval**

##### **Ventajas**

Existe una variación de este método utilizando agua llamado Deval Húmedo, propuesto por los franceses. En este caso el Deval húmedo tiende a ser más real que un ensayo en seco (El método con la Máquina de los Ángeles), pues los firmes tienen siempre humedad, que cambia las características del desgaste. Un buen resultado Deval Húmedo da siempre uno bueno de los Ángeles; lo contrario no es siempre cierto.

##### **Desventajas**

El coeficiente Deval debe obtenerse con un material de clase uniforme; por esta causa es expuesta a error su determinación en la grava rodada; solamente unas cuantas piedras de material blando alterarán profundamente el resultado.

En este ensayo hay que escoger piedras de tamaño regular, operación que hay que realizar a mano y se complica aún más por la condición que la normativa francesa impone regularizar la forma del árido a martillo para que se aproxime a la cúbica.

El tiempo de funcionamiento de la máquina por ensayo es de alrededor de 5 horas, que es un periodo muy largo comparando con la duración de los demás ensayos (Escario, J., Escario, V. y Balaguer, 1973).

La dispersión de los resultados es mayor con respecto al método de los Ángeles.

El costo de la máquina es elevado con relación a algunos de los métodos restantes.

El funcionamiento de la máquina produce un nivel de ruido alto, razón por la que la máquina generalmente es ubicada en lugares aislados o fuera del laboratorio; o bien se hace necesaria la adecuación de una caja insonorizante, encareciéndola aún más.

#### **4.2.1.2 Método de Impacto**

##### **Ventajas**

Este ensayo puede realizarse en campo puesto que el tamaño de la máquina es pequeño y su peso es ligero.

El costo de la máquina es barato en comparación con las máquinas utilizadas en el resto de métodos.

La preparación de la muestra es relativamente sencilla y más práctica en comparación con otros métodos como el Deval o el de Friabilidad.

El tiempo de ejecución del ensayo propiamente dicho (sin contar el tiempo para la preparación de la muestra) es pequeño.

##### **Desventajas**

A pesar de que este método sirve para determinar la resistencia al desgaste de un árido, la normativa UNE-EN 1097-2 señala que se podrá emplear el ensayo de impacto solo como método alternativo del ensayo de Los Ángeles y además se debe

establecer previamente una correlación con éste último para evitar la duplicidad de ensayos y asegurar el reconocimiento recíproco de los resultados. En caso de disparidad de criterios, se debería emplear el ensayo de Los Ángeles (método de referencia).

Este método es menos conservador que el de los Ángeles, es decir no permite delimitar con claridad las categorías que con el método de los ángeles son calificadas como de mejor comportamiento mecánico. En otras palabras, a pesar de que un árido resulte de mala calidad en el método de los ángeles, este podría resultar de buena calidad o aceptable en el método de impacto (Martínez-Llop, R., 2008).

Si bien la preparación de la muestra es relativamente sencilla, el tiempo para que se seque la muestra puede ser grande (hasta 4 horas). Y en el caso del ensayo que se realiza con agua, se debe mantener la cesta y el agregado completamente sumergidos durante la operación y durante un período posterior de  $24 \pm 2$  h. Por lo que si se requieren los resultados con prontitud es necesario haber pedido la realización del ensayo con antelación (British Standard Institution, 1990b).

En ciertos casos se tendrá que repetir el ensayo, si la masa total de la submuestra tras el tamizado difiere de la masa original en más del 0,5% (Comité Europeo de Normalización, 1999).

Para el caso de la normativa BS 812-112, el ensayo se deberá repetir si los valores individuales del Coeficiente de Impacto difieren en 1,5 veces del valor promedio (puesto que se realiza la prueba para dos muestras de ensayo); en tal caso se habría realizado el ensayo en 4 muestras de ensayo, lo cual puede volverse tedioso (British Standard Institution, 1990b).

A pesar del hecho de que el equipo utilizado en este ensayo es pequeño en relación con los equipos utilizados en el resto de ensayo (excepto el de friabilidad), sus partes constitutivas son más elaboradas. Esto supone que tanto la construcción de la máquina como su mantenimiento tienen un grado de dificultad alto.

Tras el montaje e instalación de la máquina de impactos, un organismo independiente deberá realizar una prueba de aceptación sobre la misma. Esta prueba deberá repetirse cada dos años.

#### **4.2.1.3 Método con la Máquina de los Ángeles**

##### **Ventajas**

La dispersión de los resultados en este ensayo es menor en relación con el método Deval (Escario, J., Escario, V. y Balaguer, 1973).

Este método tiene menor dispersión de resultados con respecto al método de Friabilidad (Bañón, L., s.f.).

En este ensayo se acusa mejor la presencia de las partículas en forma de lascas y de la proporción del material friable, que en el método Deval (Escario, J., Escario, V. y Balaguer, 1973).

Los desgastes obtenidos en el ensayo de Los Ángeles son más altos que en el Deval; es decir este método aprecia mejor la resistencia al desgaste (Escario, J., Escario, V. y Balaguer, 1973).

La preparación de la muestra es relativamente sencilla y más práctica en comparación con otros métodos como el Deval o el de Friabilidad.

Es el método que se toma como referencia en el país, de hecho del resto de métodos existentes es el único que tiene normativa propia en el Ecuador. Además este método es de amplia difusión a nivel mundial.

##### **Desventajas**

El funcionamiento de la máquina produce un nivel de ruido alto, razón por la que la máquina generalmente es ubicada en lugares aislados o fuera del laboratorio; o bien

se hace necesaria la adecuación de una caja insonorizante, haciendo que suba el costo de su adquisición.

El costo de la máquina es elevado con relación a algunos de los métodos restantes.

Su tamaño, peso y el hecho de que necesite energía eléctrica para su funcionamiento hacen que este método no sea útil en campo sino solo en un laboratorio.

#### **4.2.1.4 Método Micro-Deval**

##### **Ventajas**

El ensayo normal (con presencia de agua) de este método tiende a ser más real que un ensayo en seco como el de los Ángeles o el Deval, por lo que este método proporciona información útil para juzgar la resistencia desgaste/abrasión y durabilidad/solidez de agregados sujetos a abrasión y acción de desintegración con el medio ambiente cuando no existe información adecuada de este tipo de comportamiento (Instituto Nacional de Vías. República de Colombia, 2007).

Los resultados obtenidos por este método tienden a ser más conservadores en relación con los obtenidos por el método de los Ángeles, es decir que da menos probabilidad al fallo. En otras palabras aquellos áridos que pasen el ensayo Micro-Deval probablemente también pasarán el ensayo de los Ángeles (Cuelho, E., Mokwa, R., Obert, K. & Miller, A., 2008).

##### **Desventajas**

El costo de la adquisición de la máquina es muy elevado. De hecho es unas de las máquinas más costosas para la determinación de la resistencia al desgaste.

El tiempo de abrasión en comparación con otros métodos como el de Impacto, el de Friabilidad y el de los Ángeles, es mucho mayor.

De entre los demás métodos, la máquina que se utiliza para la realización de este ensayo es la más elaborada en cuanto a su construcción, lo que sugiere que tendrá más elementos propensos a sufrir daño, lo cual afectará en su grado de mantenibilidad.

Al igual que en el ensayo Deval y de los Ángeles el funcionamiento de la máquina produce un nivel de ruido alto, razón por la que la máquina generalmente es ubicada en lugares aislados o fuera del laboratorio; o bien se hace necesaria la adecuación de una caja insonorizante, haciendo que sube el costo de su adquisición.

#### **4.2.1.5 Método con el Ensayo de Friabilidad (Resistencia al Aplastamiento)**

##### **Ventajas**

El mantenimiento es relativamente sencillo, puesto que la máquina que se utiliza no posee partes eléctricas o electromecánicas; ni partes que estén expuestas a un desgaste significativo por fricción.

El tiempo de ejecución del ensayo es pequeño en relación con otros métodos como el Deval, Micro-Deval y el de los Ángeles.

No produce altos niveles de ruido a diferencia de otros métodos como el Deval, Micro-Deval y de los Ángeles.

##### **Desventajas**

Un inconveniente de utilizar este método es la alta dispersión de resultados que da para una misma muestra de árido, por lo que son necesarias muchas determinaciones para hallar un valor suficientemente representativo. Todo ello hace que este método no sea muy difundido (Escario, J., Escario, V. y Balaguer, 1973).

En el equipo básico para la realización de este método no se contempla a la prensa (Máquina para ensayo de compresión encargada de aplicar la carga de ensayo de



forma progresiva y uniforme) como parte de la máquina de ensayo de friabilidad; sino que más bien es un equipo independiente que incluso puede ser utilizado para otros ensayos (compresión del hormigón).

Esto lleva al escenario de que se debe contar de antemano con una prensa como parte del equipo de laboratorio para poder utilizar este método; caso contrario la realización del mismo se encarecería en vista de que dicha prensa tendrá que ser construida o comprada.

El hecho de que sea necesaria una prensa para su realización hace notar que este método no se lo puede realizar en campo sino solo en un laboratorio, en contraste con el método de Impacto.

#### **4.2.2 SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS**

De acuerdo a la necesidad que se tenga, pueden existir varios criterios que han de tomarse en cuenta a la hora de encontrar una alternativa de solución a un problema.

Cuando se trate de maquinaria estos criterios pueden ser fiabilidad, un precio moderado de adquisición o de fabricación, tamaño, peso, mantenibilidad, costo de mantenimiento, precisión de resultados, eficiencia mecánica, aspectos ergonómicos, estética, entre otros.

Así pues, los criterios que se consideran más relevantes para la presente selección se presentan a continuación.

##### **4.2.2.1 Costo**

Puesto que la alternativa seleccionada deberá presentar una diferencia económica apreciable en cuanto al resto de métodos.

Además de que el equipo necesario deberá ser accesible económicamente, y presentar una relación precio/utilidad aceptable.

#### **4.2.2.2 Mantenibilidad**

La alternativa seleccionada deberá presentar equipos que sean factibles de recibir un mantenimiento tanto preventivo como correctivo; y también se debe considerar el hecho de que el tiempo para la realización de estas operaciones no debe ser muy prolongado.

#### **4.2.2.3 Tamaño**

Al elegir la mejor opción se debe tener en cuenta de que la máquina a utilizar no ocupe un gran espacio dentro del sitio donde vaya a ser utilizada.

#### **4.2.2.4 Peso**

A pesar de que el equipo está destinado para ser utilizado en laboratorio, es importante considerar que su peso no sea exagerado, en el caso de que se necesiten hacer adecuaciones dentro del mismo y el equipo tenga que ser movilizado hacia otro lugar.

#### **4.2.2.5 Precisión de Resultados y Dispersión de los mismos**

Este factor es importante puesto que de él dependerá la validez del ensayo realizado y el éxito de la utilización de los áridos puestos en obra.

#### **4.2.2.6 Facilidad en la preparación de la muestra**

La realización de un ensayo puede complicarse en el caso de que la preparación de la muestra sea compleja, involucrando también un aumento en el tiempo de realización del mismo.

Esto hace que la alternativa seleccionada deba ser una de las que impliquen un menor esfuerzo en cuanto a la preparación de la muestra de ensayo.

#### 4.2.2.7 Tiempo de ensayo

Este aspecto es fundamental a la hora de considerar un método para ser utilizado en el laboratorio en vista de que un período muy largo de tiempo hará que el ensayo no sea factible de realizarlo en el laboratorio.

#### 4.2.2.8 Implementación (factibilidad tecnológica)

La máquina que se seleccione según el ensayo debe ser tecnológicamente factible en el medio en cuanto a su construcción y adecuación en el lugar de ensayo.

#### 4.2.2.9 Aspecto Ergonómico (nivel de ruido)

A la hora de utilizar uno de los métodos mencionados es importante tener en cuenta este factor en vista de que el alto nivel de ruido que se produzca puede ser molesto, e incluso afectar la salud de quienes ejecutan el ser molesto, e incluso afectar la salud de quienes ejecutan el ensayo.

#### 4.2.2.10 Resumen de características principales de cada método

*Tabla 4.15. Resumen de características principales de cada método.*

CARACTERÍSTICAS	M. Deval	M. Impacto	M. Ángeles	M. Micro-Deval	M. Friabilidad
Costo (\$)	1160	475	4530	5414	2670 = 545+2125
Precisión y dispersión de resultados	Regular	Regular	Buena	Muy buena	Regular
Implementación	Regular	Regular	Buena	Regular	Muy buena
Tiempo de ensayo	5 horas	< 10 min	15-50 min	120 min	12 min
Preparación de la muestra	Regular	Muy bueno	Muy bueno	Muy bueno	Bueno
Mantenibilidad	Muy bueno	Regular	Muy bueno	Muy bueno	Bueno
Nivel de ruido	>75 db	Moderado (<60 db)	>75 db	>75 db	Moderado (<60 db)
Tamaño (mm)	1500x500x700	444x300x879	1100x1000x1140	1500 x 500 x 650	Ø150x600 de altura
Peso	200 kg	60 kg	370 kg	150 kg	20 kg

*Fuente: Juan J. Intriago P.*

### **4.2.3 MÉTODO DE EVALUACIÓN DE LA SOLUCIÓN (MÉTODO ORDINAL DE CRITERIOS PONDERADOS)**

En las diferentes etapas del proceso de diseño, después de cada despliegue de alternativas, corresponde hacer una evaluación de las mismas que sirva de base para la posterior toma de decisiones. Estas evaluaciones en general no se centran sobre un determinado elemento, sino que se deben ponderar distintos aspectos del sistema en base a criterios que a menudo implican juicios de valor.

Para tomar una decisión siempre deben estar presentes los dos elementos siguientes:

Alternativas, como mínimo debe de disponerse de dos alternativas cuyas características deben ser diferentes.

Criterios, hay que establecer los criterios en base a los cuales las alternativas deberán ser evaluadas, así como también la ponderación relativa entre ellas.

#### **4.2.3.1 Método ordinal corregido de criterios ponderados**

La mayor parte de las veces, para decidir entre diversas soluciones (especialmente en la etapa de diseño conceptual) basta conocer el orden de preferencia de su evaluación global.

Es por ello que se recomienda el método ordinal corregido de criterios ponderados que, sin la necesidad de evaluar los parámetros de cada propiedad y sin tener que estimar numéricamente el peso de cada criterio, permite obtener resultados globales suficientemente significativos.

Se basa en tablas en las cuales cada criterio (o solución, para un determinado criterio) se confronta con los restantes criterios (o soluciones) y se asignan los siguientes valores.

- **1** si el criterio de las filas es superior (o mejor;  $>$ ) que el de las columnas.

- **0,5** si el criterio de las filas es equivalente (=) al de las columnas.
- **0** si el criterio de las filas es inferior (o peor; <) que el de las columnas.

Luego, para cada criterio, se suman los valores asignados en relación a los restantes criterios al que se le añade una unidad (para evitar que el criterio menos favorable tenga una valoración nula); después, en otra columna se calculan los valores ponderados para cada criterio. Finalmente, la evaluación total para cada solución resulta de la suma de productos de los pesos específicos de cada solución por el peso específico del respectivo criterio.

#### 4.2.4 VALORACIÓN DE PARÁMETROS PARA LA SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

##### 4.2.4.1 Evaluación del Peso Específico de cada criterio

A partir de los datos obtenidos en la recolección de información, se procede a la evaluación del peso específico de cada criterio.

*Tabla 4.16. Valoración de parámetros para la selección de alternativas.*

<b>Precisión y dispersión de resultados &gt; Costo = Implementación = Mantenibilidad &gt;            Tiempo de ensayo &gt; Preparación de la muestra &gt;            Nivel de ruido &gt; Tamaño &gt; Peso</b>											
PARÁMETRO	Precisión y dispersión de resultados	Costo	Implementación	Mantenibilidad	Tiempo de ensayo	Preparación de la muestra	Nivel de ruido	Tamaño	Peso	$\Sigma+1$	Ponderado
Precisión y dispersión de resultados		1	1	1	1	1	1	1	1	9	0,200
Costo	0		0,5	0,5	1	1	1	1	1	7	0,156
Implementación	0	0,5		0,5	1	1	1	1	1	7	0,156
Mantenibilidad	0	0,5	0,5		1	1	1	1	1	7	0,156
Tiempo de ensayo	0	0	0	0		1	1	1	1	5	0,111
Preparación de la muestra	0	0	0	0	0		1	1	1	4	0,089
Nivel de ruido	0	0	0	0	0	0		1	1	3	0,067
Tamaño	0	0	0	0	0	0	0		1	2	0,044
Peso	0	0	0	0	0	0	0	0		1	0,022
										<b>45</b>	<b>1,00</b>

*Fuente: Juan J. Intriago P.*

#### 4.2.4.2 Evaluación de los pesos específicos de las distintas soluciones para cada criterio.

#### Precisión y Dispersión de resultados

Tabla 4.17. Evaluación del criterio "Precisión y Dispersión de Resultados".

M. Micro-Deval > M. Ángeles > M. Impacto = M. Friabilidad = M. Deval							
PARÁMETRO	M. Deval	M. Impacto	M. Ángeles	M. Micro-Deval	M. Friabilidad	$\Sigma+1$	Ponderado
M. Deval		0,5	0	0	0,5	2	0,133
M. Impacto	0,5		0	0	0,5	2	0,133
M. Ángeles	1	1		0	1	4	0,267
M. Micro-Deval	1	1	1		1	5	0,333
M. Friabilidad	0,5	0,5	0	0		2	0,133
						<b>15</b>	<b>1,00</b>

Fuente: Juan J. Intriago P.

#### Costo

Tabla 4.18. Evaluación del criterio "Costo".

M. Impacto > M. Deval > M. Friabilidad > M. Ángeles > M. Micro-Deval							
PARÁMETRO	M. Deval	M. Impacto	M. Ángeles	M. Micro-Deval	M. Friabilidad	$\Sigma+1$	Ponderado
M. Deval		0	1	1	1	4	0,267
M. Impacto	1		1	1	1	5	0,333
M. Ángeles	0	0		1	0	2	0,133
M. Micro-Deval	0	0	0		0	1	0,067
M. Friabilidad	0	0	1	1		3	0,200
						<b>15</b>	<b>1,00</b>

Fuente: Juan J. Intriago P.

#### Implementación

Tabla 4.19. Evaluación del criterio "Implementación".

M. Friabilidad > M. Ángeles > M. Deval = M. Impacto = M. Micro-Deval							
PARÁMETRO	M. Deval	M. Impacto	M. Ángeles	M. Micro-Deval	M. Friabilidad	$\Sigma+1$	Ponderado
M. Deval		0,5	0	0,5	0	2	0,133
M. Impacto	0,5		0	0,5	0	2	0,133
M. Ángeles	1	1		1	0	4	0,267
M. Micro-Deval	0,5	0,5	0		0	2	0,133
M. Friabilidad	1	1	1	1		5	0,333
						<b>15</b>	<b>1,00</b>

Fuente: Juan J. Intriago P.

## Mantenibilidad

Tabla 4.20. Evaluación del criterio "Mantenibilidad".

M. Ángeles = M. Deval = M. Micro-Deval > M. Friabilidad > M. Impacto							
PARÁMETRO	M. Deval	M. Impacto	M. Ángeles	M. Micro-Deval	M. Friabilidad	Σ+1	Ponderado
M. Deval		1	0,5	0,5	1	4	0,267
M. Impacto	0		0	0	0	1	0,067
M. Ángeles	0,5	1		0,5	1	4	0,267
M. Micro-Deval	0,5	1	0,5		1	4	0,267
M. Friabilidad	0	1	0	0		2	0,133
						<b>15</b>	<b>1,00</b>

Fuente: Juan J. Intriago P.

## Tiempo de Ensayo

Tabla 4.21. Evaluación del criterio "Tiempo de Ensayo".

M. Impacto > M. Friabilidad > M. Ángeles > M. Micro-Deval > M. Deval							
PARÁMETRO	M. Deval	M. Impacto	M. Ángeles	M. Micro-Deval	M. Friabilidad	Σ+1	Ponderado
M. Deval		0	0	0	0	1	0,067
M. Impacto	1		1	1	1	5	0,333
M. Ángeles	1	0		1	0	3	0,200
M. Micro-Deval	1	0	0		0	2	0,133
M. Friabilidad	1	0	1	1		4	0,267
						<b>15</b>	<b>1,00</b>

Fuente: Juan J. Intriago P.

## Facilidad en la preparación de la muestra

Tabla 4.22. Evaluación del criterio "Facilidad en la preparación de la muestra".

M. Impacto = M. Micro-Deval = M. Ángeles > M. Friabilidad > M. Deval							
PARÁMETRO	M. Deval	M. Impacto	M. Ángeles	M. Micro-Deval	M. Friabilidad	Σ+1	Ponderado
M. Deval		0	0	0	0	1	0,067
M. Impacto	1		0,5	0,5	1	4	0,267
M. Ángeles	1	0,5		0,5	1	4	0,267
M. Micro-Deval	1	0,5	0,5		1	4	0,267
M. Friabilidad	1	0	0	0		2	0,133
						<b>15</b>	<b>1,00</b>

Fuente: Juan J. Intriago P.

## Nivel de ruido

**Tabla 4.23.** Evaluación del criterio “Nivel de Ruido”.

M. Friabilidad > M. Impacto > M. Ángeles = M. Deval = M. Micro-Deval							
PARÁMETRO	M. Deval	M. Impacto	M. Ángeles	M. Micro-Deval	M. Friabilidad	$\Sigma+1$	Ponderado
M. Deval		0	0,5	0,5	0	2	0,133
M. Impacto	1		1	1	0	4	0,267
M. Ángeles	0,5	0		0,5	0	2	0,133
M. Micro-Deval	0,5	0	0,5		0	2	0,133
M. Friabilidad	1	1	1	1		5	0,333
						<b>15</b>	<b>1,00</b>

Fuente: Juan J. Intriago P.

## Tamaño

**Tabla 4.24.** Evaluación del criterio “Tamaño”.

M. Friabilidad > M. Impacto > M. Ángeles = M. Deval = M. Micro-Deval							
PARÁMETRO	M. Deval	M. Impacto	M. Ángeles	M. Micro-Deval	M. Friabilidad	$\Sigma+1$	Ponderado
M. Deval		0	0,5	0,5	0	2	0,133
M. Impacto	1		1	1	0	4	0,267
M. Ángeles	0,5	0		0,5	0	2	0,133
M. Micro-Deval	0,5	0	0,5		0	2	0,133
M. Friabilidad	1	1	1	1		5	0,333
						<b>15</b>	<b>1,00</b>

Fuente: Juan J. Intriago P.

## Peso

**Tabla 4.25.** Evaluación del criterio “Peso”.

M. Friabilidad > M. Impacto > M. Deval = M. Micro-Deval > M. Ángeles							
PARÁMETRO	M. Deval	M. Impacto	M. Ángeles	M. Micro-Deval	M. Friabilidad	$\Sigma+1$	Ponderado
M. Deval		0	1	0,5	0	2,5	0,167
M. Impacto	1		1	1	0	4	0,267
M. Ángeles	0	0		0	0	1	0,067
M. Micro-Deval	0,5	0	1		0	2,5	0,167
M. Friabilidad	1	1	1	1		5	0,333
						<b>15</b>	<b>1,00</b>

Fuente: Juan J. Intriago P.



#### 4.2.4.3 Sumatoria de la valoración de parámetros

*Tabla 4.26. Valoración de parámetros.*

CONCLUSIÓN	Precisión y dispersión de resultados	Costo	Implementación	Mantenibilidad	Tiempo de ensayo	Preparación de la muestra	Nivel de ruido	Tamaño	Peso	$\Sigma$	PRIORIDAD
M. Deval	0,027	0,041	0,021	0,041	0,007	0,006	0,009	0,006	0,004	0,162	5
M. Impacto	0,027	0,052	0,021	0,010	0,037	0,024	0,018	0,012	0,006	0,206	3
<b>M. Ángeles</b>	<b>0,053</b>	<b>0,021</b>	<b>0,041</b>	<b>0,041</b>	<b>0,022</b>	<b>0,024</b>	<b>0,009</b>	<b>0,006</b>	<b>0,001</b>	<b>0,219</b>	<b>1</b>
M. Micro-Deval	0,067	0,010	0,021	0,041	0,015	0,024	0,009	0,006	0,004	0,196	4
M. Friabilidad	0,027	0,031	0,052	0,021	0,030	0,012	0,022	0,015	0,007	0,216	2

*Fuente: Juan J. Intriago P.*

Del análisis se advierte que el Método de los Ángeles es el mejor situado y por lo tanto el que se ajusta mejor a las necesidades del presente estudio; seguido muy de cerca por el Método de Friabilidad.

### 4.3 VERIFICACIÓN DE LA HIPÓTESIS

Al seleccionar un método con la realización del ponderado también se verifica la hipótesis, puesto que ciertos criterios que se evaluaron estaban enfocados a cumplir con los requerimientos de los laboratorios de la carrera de Ingeniería Civil de la F.I.C.M. Los requerimientos son los siguientes:

**Tamaño:** Una máquina de los Ángeles promedio tiene las siguientes dimensiones 1100 x 1000 x 1140 (altura) mm. Por lo que no ocupa mucho espacio y es factible de ser ubicada en los laboratorios, pues posee espacio suficiente para albergar una máquina con tales dimensiones.

**Tiempo de ensayo:** Refiriéndose al tiempo en el que la máquina va a estar en funcionamiento (sin tomar en cuenta el tiempo de preparación de la muestra). En este caso el tiempo de funcionamiento de la máquina de los Ángeles según la normativa INEN está dentro del rango de 15 a 30 minutos; este tiempo es aceptable para un

ensayo que deba ser realizado en los laboratorios de la carrera de Ingeniería Civil, debido a que no supera la hora de clase con la que disponen los estudiantes y el docente; a diferencia de otros ensayos como el Deval (con un tiempo de 5 horas) o el Micro-Deval (con un tiempo de 2 horas) cuyo tiempo de ensayo es mayor.

**Preparación de la muestra:** La preparación de la muestra es factible realizarla en los laboratorios de la carrera de Ingeniería Civil, debido a que se cuenta con todos los equipos necesarios como tamices, balanza, horno y demás.

**Implementación:** En cuanto a su construcción, la máquina es tecnológicamente factible en el medio, lo que implica que podría ser construida abaratando costos en lugar de ser comprada; haciéndose accesible al presupuesto de la F.I.C.M. A más de eso, en cuanto a la adecuación de la máquina, esta es factible, puesto que no requiere de aparatos adicionales o adecuaciones físicas en los laboratorios, como es en el caso del ensayo de friabilidad en el que es necesaria una máquina automática para ensayos de compresión, la misma que por el momento no está disponible en los laboratorios de la carrera de Ingeniería Civil de la F.I.C.M.

**Mantenibilidad:** Como ya se indicó en el capítulo anterior, la máquina debe ser inspeccionada periódicamente, para garantizar su uso, acción que puede ser realizada por el personal mismo del laboratorio. En cuanto a las reparaciones, éstas son factibles de hacerse en el medio, en vista de que la tecnología a utilizar no es muy compleja.

El resto de criterios como la precisión de resultados y el costo son más bien factores generales, aunque no por ello menos importantes. Y en cuanto a los criterios de nivel de ruido y peso, estos fueron utilizados como un complemento en la ponderación.

## **CAPÍTULO V**

### **CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES**

#### **5.1 CONCLUSIONES**

El método ordinal de criterios ponderados resulta ventajoso en comparación con otros métodos de ponderación los cuales presentan dificultad a la hora de integrar los resultados de los distintos criterios en una evaluación global, en cambio este método permite obtener resultados globales suficientemente significativos de manera sencilla.

El método que cumple de mejor manera con los criterios para la evaluación de alternativas es el Ensayo de los Ángeles, teniendo valores altos en el ponderado en cuanto a la precisión y dispersión de resultados, implementación, mantenibilidad, tiempo de ensayo y facilidad en la preparación de la muestra.

El método peor situado en la ponderación es el Deval, teniendo desventajas en cuanto a la facilidad en la preparación de la muestra, tiempo de funcionamiento y dispersión de resultados.

Comparando las características del Ensayo de los Ángeles con los requerimientos de los laboratorios de la carrera de Ingeniería Civil de la F.I.C.M., se advierte que el método cumple con dichos requerimientos, es decir con el tiempo de ensayo, tamaño de la máquina utilizada, implementación y preparación de la muestra.

La ponderación se la hizo en base a la posibilidad de aplicación de cada método en los laboratorios de la F.I.C.M., por lo que los resultados no son generales y son susceptibles de cambio si se los realizara en función de otro lugar.

En ciertos casos la diferencia para un mismo método entre distintas normativas es notable (en cuanto al procedimiento y a la preparación de la muestra) mientras que en otros esta diferencia no es muy considerable. Lo mismo sucede con el precio de adquisición de cada máquina; por lo que se tomó como referencia el precio dado por la empresa Millestone, empresa en la cual las características de venta son similares, es decir no se consideran mejoras hechas a las máquinas, con lo que los precios tienden a ser correspondientes entre sí.

Los métodos que se mencionan en la presente investigación son los más relevantes en el sentido de que son los más usados y acerca de los cuales existe más información. Sin embargo existen otros, los cuales no están detallados en vista de que han caído en desuso o son derivados de otros ensayos, como el Ensayo Amédée Mannheim que no es muy difundido y es análogo al de los ángeles (Escario, J., Escario, V. y Balaguer, 1973), o el Ensayo Page, desplazado por el Ensayo de Impacto (Escario, J., Escario, V. y Balaguer, 1973).

Al igual que en el caso de los métodos para determinar la resistencia al desgaste, la normativa que se menciona en la presente investigación es la más representativa para cada tipo de ensayo puesto que dicha normativa es la más difundida. No obstante algunas normativas no han sido tomadas en cuenta debido a que son derivadas de otras normativas o han caído en desuso, como la norma NLT 149 (en desuso), la normativa INVE emitida por el Instituto Nacional de Vías de Colombia (derivada de la normativa UNE y ASTM) o la normativa AASHTO (idéntica a la normativa ASTM).

## **5.2 RECOMENDACIONES**

Siempre que se desee elegir entre diversas soluciones cuando se está en la etapa conceptual del diseño es aconsejable utilizar el método ordinal de criterios ponderados, puesto que permite obtener resultados globales suficientemente significativos sin la necesidad de estimar numéricamente los parámetros de cada criterio.

A la hora de realizar el ponderado, como mínimo se debe de contar con 2 alternativas cuyas características deben ser diferentes, pero lo recomendable es utilizar de 3 a 6 alternativas para disponer de más opciones de solución.

Los criterios que se consideren para evaluar las alternativas deben ser los más determinantes en cuanto a los requerimientos que se tengan que cumplir para dar solución a un problema.

Entre los criterios que se consideren a la hora de evaluar las alternativas de solución de debe incluir el factor ergonómico procurando que la solución elegida a más de ser funcional no afecte el bienestar humano.

En lo que respecta a la máquina usada en el método que se eligió como solución, en este caso la máquina de los Ángeles, a pesar de que en la normativa no se dan muchas sugerencias al respecto es recomendable contar con un panel de control que incluya botones de puesta en marcha y paro de emergencia, cuentarrevoluciones digital de 5 dígitos con paro automático programable a fin de ciclo.

También es aconsejable que el motor que se utilice no sea de menos de un 1Hp, y además debe tomarse en cuenta el hecho de que el motor este de conformidad con las instalaciones de energía eléctrica del lugar en donde vaya a ser utilizado, por ejemplo debe coincidir con las condiciones de voltaje y de frecuencia. Es recomendable también (de ser posible) utilizar un motor trifásico por las ventajas que ofrece frente a un monofásico en cuanto a eficiencia, mantenimiento y tamaño.

Es útil también la adecuación de agarraderas en la tapa de la máquina (Máquina de los Ángeles), para hacer fácil y segura su manipulación. Dicha tapa debería cerrar herméticamente el tambor para impedir la salida del polvo durante el ensayo.

En cuanto a la máquina de los Ángeles, se debe inspeccionar periódicamente la plataforma para determinar que no se ha doblado longitudinalmente, ni tampoco se ha modificado su posición normal radial con respecto al cilindro. Si se encuentra

cualquiera de estas condiciones, se debe reparar o reemplazar la plataforma antes de que se lleven a cabo más ensayos.

## **CAPÍTULO VI**

### **PROPUESTA**

#### **6.1 DATOS INFORMATIVOS**

La propuesta para este estudio consiste en el diseño de la máquina utilizada para la realización de ensayos de desgaste mecánico en agregados de hormigón de pavimento conocida como Máquina de los Ángeles.

##### **Propuesta**

Diseño de la Máquina de los Ángeles para la determinación de la resistencia al desgaste en el agregado del hormigón de pavimento para su implementación en el Laboratorio de Suelos de la carrera de Ingeniería Civil de la F.I.C.M. de la Universidad Técnica de Ambato.

##### **Ejecutor**

Juan Jesús Intriago Pilamunga (realizador del presente proyecto).

##### **Beneficiario**

Empresas interesadas en ahorrar gastos construyendo la máquina en lugar de adquirirla en el mercado; incluyendo entidades educativas (Laboratorios de la carrera de Ingeniería Civil de la F.I.C.M. de la U.T.A.). De manera indirecta se beneficiarán tanto profesores como estudiantes de entidades educativas al no verse en la necesidad de realizar esta práctica (ensayo de los ángeles) en instalaciones fuera de la universidad, ahorrando de este modo tiempo y esfuerzo.

## **6.2 ANTECEDENTES DE LA PROPUESTA**

El ensayo de los Ángeles actualmente ha alcanzado una gran difusión no solo en Estados Unidos (de donde es originario este método), sino en muchos países alrededor del mundo. Lleva ese nombre porque fue en California donde empezó a utilizarse. Este ensayo trata de medir la pérdida de masa que sufre un árido al someterlo a un proceso continuado de desgaste, aunque hay que tomar en cuenta que los resultados obtenidos por este ensayo no permiten realizar comparaciones entre fuentes de diferente origen, composición o estructura.

La prueba consiste en colocar una muestra del material con características granulométricas específicas dentro de un cilindro giratorio, en donde es sometida al impacto de esferas metálicas durante un tiempo determinado, midiendo la variación granulométrica de la muestra como la diferencia entre la masa que pasa un tamiz determinado, antes y después de haber sido sometida a este tratamiento.

Aunque la normativa referente a este método recoge el procedimiento que debe seguirse para realizar el ensayo, la misma no tiene el propósito de contemplar todo lo concerniente a seguridad, por lo que es responsabilidad del usuario de éste método establecer prácticas apropiadamente saludables y seguras antes de su uso.

## **6.3 JUSTIFICACIÓN**

El diseño de la Máquina de los Ángeles como propuesta se justifica por el hecho de que permitirá a empresas o entidades educativas (Incluyendo los Laboratorios de la carrera de Ingeniería Civil de la F.I.C.M. de la U.T.A) interesadas en adquirir la máquina por cuenta propia, tener una pauta o una referencia para su construcción.

De este modo les será más sencillo construir la máquina, puesto que si bien la normativa INEN 0860 da especificaciones acerca de la configuración de la misma, estas son de carácter general; por lo que un diseño adecuado se hace estrictamente necesario para su elaboración.



El costo de fabricación de la máquina, puede resultar considerablemente menor que el precio de venta en el mercado (sin considerar los costos de importación de la misma), por lo que un adecuado diseño de la misma permitirá que la construcción de la máquina sea económicamente factible.

Al brindar una posible opción de diseño de la máquina esto incitará a la construcción de la misma, por lo que al hacerlo se pueden ahorrar los gastos de importación que se tienen al comprarla; y los gastos que se tienen por realizar los ensayos en una entidad particular.

Además la configuración de la máquina es relativamente sencilla, por lo que su diseño se torna técnicamente factible para el nivel de conocimientos adquiridos durante la carrera.

En el caso de optar por construir la máquina, su consecución es tecnológicamente factible puesto que en el medio se cuenta con las herramientas necesarias para su fabricación y mantenimiento.

## **6.4 OBJETIVOS**

### **6.4.1 OBJETIVO GENERAL**

Diseñar la Máquina de los Ángeles para determinar la resistencia al desgaste en el agregado del hormigón de pavimento, cumpliendo con la normativa impuesta para la misma.

### **6.4.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

- Determinar las características principales de la máquina tomando en cuenta las disposiciones de las normativas.
- Realizar un análisis de cargas a las que estará sometido todo el conjunto de la maquinaria.

- Establecer las disposiciones de seguridad que deberá cumplir la máquina para su utilización.
- Determinar una configuración sencilla para la máquina de manera que se facilite su ensamblaje así como su mantenimiento.
- Fijar los materiales y procedimientos para la construcción de la máquina.

## **6.5 ANÁLISIS DE FACTIBILIDAD**

### **6.5.1 FACTIBILIDAD TÉCNICA**

La propuesta se puede llevar a cabo en vista de que se dispone de la suficiente información para el diseño de la máquina y los parámetros relacionados con este se pueden determinar con los conocimientos adquiridos en la etapa estudiantil complementándolos con los adquiridos durante la realización del presente estudio.

### **6.5.2 FACTIBILIDAD TECNOLÓGICA**

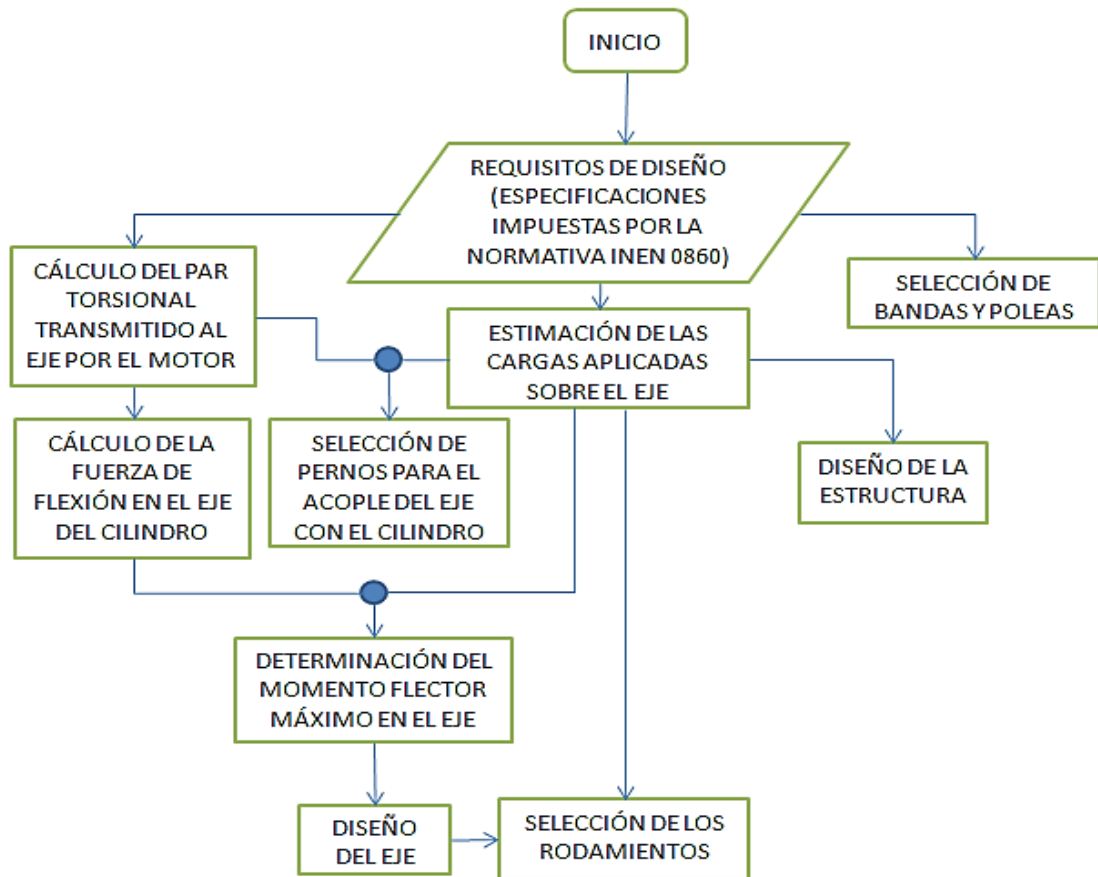
En el caso de elegir la alternativa de construir la máquina; se goza con la ventaja de que los materiales y herramientas necesarios para la construcción y mantenibilidad de esta se pueden conseguir fácilmente en el medio; además los procesos de fabricación relacionados a ella no son avanzados, por lo que la propuesta se vuelve tecnológicamente factible.

### **6.5.3 FACTIBILIDAD ECONÓMICA**

En vista de que los materiales e implementos necesarios para la construcción de la máquina son de precio asequible así como la tecnología utilizada no es muy compleja, se infiere que la máquina es económicamente accesible si se trata de fabricarla en el medio nacional.

## 6.6 FUNDAMENTACIÓN

### 6.6.1 DIAGRAMA DE EJECUCIÓN DEL DISEÑO



*Figura 6.1. Diagrama de ejecución del diseño.*

*Fuente: Juan J. Intriago P.*

### 6.6.2 ESPECIFICACIONES IMPUESTAS POR LA NORMATIVA INEN 0860

En la norma INEN 0860 se dan las siguientes especificaciones para distintas partes importantes de la Máquina de los Ángeles.

#### **Cilindro**

La máquina debe estar compuesta por un cilindro hueco de acero, que tenga un espesor de pared no menor que 12,4 mm, y que además este cerrado en ambos extremos. Debe tener un diámetro interno de  $711 \text{ mm} \pm 5 \text{ mm}$  y longitud interna de

508 mm  $\pm$  5 mm. La superficie interior del cilindro debe estar libre de protuberancias que interrumpan la trayectoria de la muestra y de las esferas de acero, a excepción de la plataforma que se describe más adelante. El cilindro debe ser montado sobre puntas de ejes acoplados a los extremos del cilindro, pero no deben entrar en él y debe estar colocado de tal manera que gire con el eje en posición horizontal con una tolerancia en la pendiente de 1%. Se debe proveer una abertura en el cilindro para poder introducir la muestra a ensayar y las esferas.

### **Tapa**

Para cubrir la abertura, el cilindro debe estar provisto de una tapa apropiada que no deje escapar el polvo, y que a su vez cuente con dispositivos para atornillar la tapa en su lugar. La tapa debe estar diseñada de tal modo que esta permita mantener el contorno cilíndrico de la superficie interior, a menos que la plataforma esté localizada de modo que la carga no caiga sobre la tapa o entre en contacto con ésta durante el ensayo.

### **Plataforma**

En el interior de la superficie cilíndrica se debe acoplar una plataforma de acero, extendida toda la longitud del cilindro y proyectada hacia el interior en 89 mm  $\pm$  2 mm, de tal manera que un plano centrado entre las caras grandes coincida con un plano axial. La plataforma debe ser montada por medio de tornillos u otros medios adecuados y tener un espesor que le permita estar firme y rígida. La posición de la plataforma debe ser tal que la muestra y las esferas de acero no golpeen en o cerca de la abertura y su tapa. La distancia desde la plataforma a la abertura, medida a lo largo de la circunferencia exterior del cilindro en el sentido del giro, no debe ser menor a 1270 mm.

### **Motor**

Se sugiere un motor de 1 Hp.

## Base o estructura para soportar el cilindro

Los ejes pueden ser soportados sobre bases de hormigón u otro soporte rígido.

## Velocidad de rotación del cilindro

El cilindro debe girar a una velocidad entre 30 rpm y 33 rpm.

## Material de las partes principales

En vista de que la normativa relacionada, no sugiere un acero específico, sino que más bien proporciona el espesor del material para asegurar así la durabilidad de las partes expuestas a desgaste, se opta por uno de los aceros más comunes como es el A36 por tener buena resistencia y ser fácil de conseguir.

Los parámetros anteriormente mencionados se resumen en la figura 6.2:

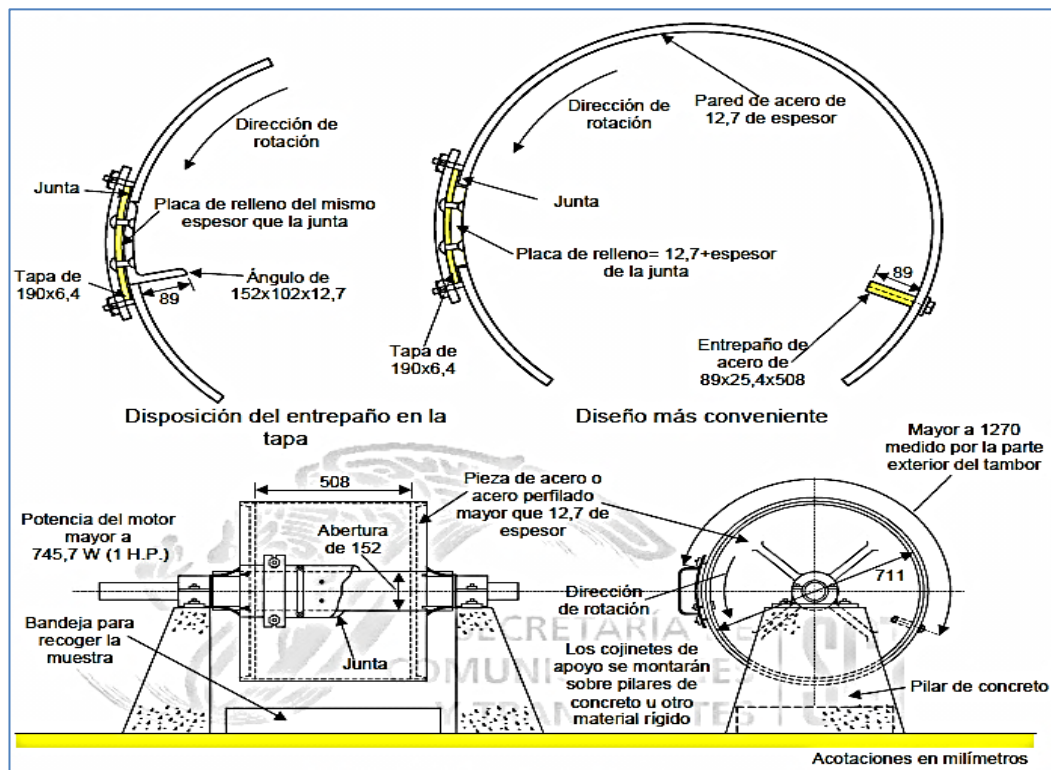


Figura 6.2. Dimensiones básicas de la Máquina de los Ángeles.

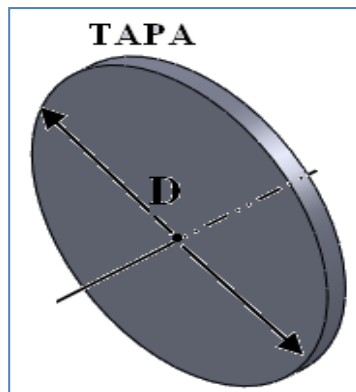
Fuente: (Secretaría de Comunicaciones y Transportes, 2002).

## 6.6.3 CÁLCULO DE LA POTENCIA DEL MOTOR

### 6.6.3.1 Estimación de la masa de cada elemento

#### Masa de las tapas del cilindro

Cada tapa tiene un diámetro igual a 711 mm y un espesor igual a 12,7 mm (según las especificaciones de la norma). El material utilizado es el acero A36 con una densidad de 7,85 g/cm<sup>3</sup>.



*Figura 6.3. Tapa del cilindro.*

*Fuente: Juan J. Intriago P.*

Por lo que el volumen de una tapa es:

$$V = \pi * \frac{D^2}{4} * e \quad \text{Ec. (6.1)}$$

Dónde:

$V[cm^3]$ : Volumen de la tapa.

$D[cm]$ : Diámetro de la tapa.

$e[cm]$ : Espesor de la tapa.

$$V = \pi * \frac{(71,1)^2}{4} * (1,27)$$

$$V = 5042,35 \text{ cm}^3$$

La masa de cada tapa se calcula como:

$$m = d * V \quad \text{Ec. (6.2)}$$

Dónde:

$m[g]$ : masa de la tapa.

$d [g/cm^3]$ : Densidad del material.

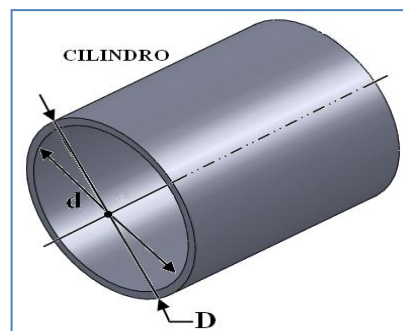
$V [cm^3]$ : Volumen de la tapa.

$$m = 7,85 \frac{g}{cm^3} * 5042,35 cm^3$$

$$m = 39582,44 g = 39,58 Kg$$

### **Masa del cilindro (placa soporte, esferas, áridos, empaque de caucho)**

El cilindro tiene un espesor de pared igual a 12,7 mm. Tiene un diámetro interno de 711 mm y una longitud de 548 mm. El material utilizado es el acero A36 con una densidad de 7,85 g/cm<sup>3</sup>.



*Figura 6.4. Cilindro.*

*Fuente: Juan J. Intriago P.*

El volumen de este cilindro hueco se lo calcula como:

$$V = \pi * \left( \frac{D^2}{4} - \frac{d^2}{4} \right) * l \quad \text{Ec. (6.3)}$$

Dónde:

$V[cm^3]$ : Volumen del cilindro.

$D[cm]$ : Diámetro exterior del cilindro.

$d[cm]$ : Diámetro interior del cilindro.

$l[cm]$ : Longitud del cilindro.

$$V = \pi * \left( \frac{(73,64 \text{ cm})^2}{4} - \frac{(71,1 \text{ cm})^2}{4} \right) * 54,8 \text{ cm}$$

$$V = 15822,67 \text{ cm}^3$$

La masa del cilindro se calcula como (ecuación 6.2):

$$m = d * V$$

$$m = 7,85 \frac{g}{cm^3} * 15822,67 \text{ cm}^3$$

$$m = 124208,001 \text{ g} = 124,21 \text{ Kg}$$

A esta masa se le debe sumar la de la muestra de áridos, las esferas de acero, la placa de acero en el interior del cilindro, el empaque (para evitar la pérdida de polvo), la placa de soporte (ver en planos).

A continuación se detallan dichos valores:

Masa de la muestra de áridos: 10 Kg (según INEN 861)

Masa de las esferas de acero: 5,025 Kg (INEN 860)

Masa del empaque de caucho: 1 Kg (según geometría del objeto)

Masa de la placa de soporte: 7,1 Kg (según geometría del objeto)

Por lo tanto la masa total del cilindro es igual a:  $124,21+10+5,025+1+7,1=147,34 \text{ Kg}$



### **Masa de la plataforma**

La masa de la plataforma de acuerdo a la geometría y al material del que está hecha (acero A36) es 8,8 Kg.

### **Masa del soporte de tapa lateral**

Cada soporte se lo considera como un disco con un diámetro igual a 260 mm y un espesor igual a 12,7 mm.

El material utilizado es el acero A36 con una densidad de 7,85 g/cm<sup>3</sup>. Utilizando la ecuación 6.1 se calcula el volumen:

$$V = \pi * \frac{D^2}{4} * e$$

$$V = \pi * \frac{(26,0)^2}{4} * (1,27)$$

$$V = 674,26 \text{ cm}^3$$

La masa de cada soporte lateral de tapa se calcula utilizando la ecuación 6.2:

$$m = d * V$$

$$m = 7,85 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3} * 674,26 \text{ cm}^3$$

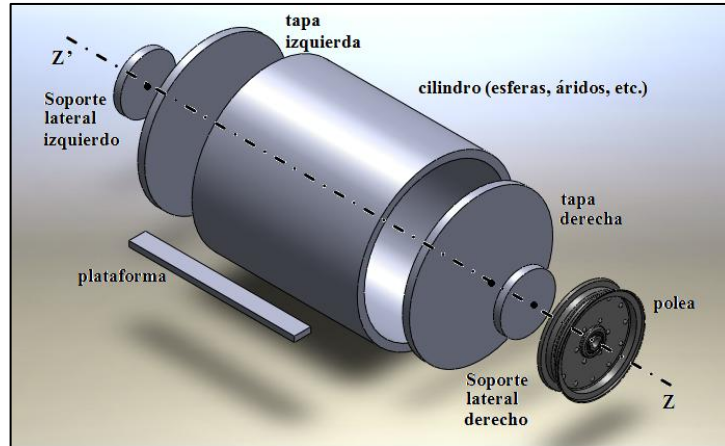
$$m = 5292,9 \text{ g} = 5,29 \text{ Kg}$$

### **Masa de Polea**

La masa de la polea de acuerdo a su geometría y material es aproximadamente igual a 20 lb o 9,1 Kg.

### 6.6.3.2 Cálculo del momento de inercia de cada elemento

De acuerdo a la figura 6.5 se determinan los momentos de inercia de cada sólido con respecto al eje z-z'.



**Figura 6.5.** Conjunto: cilindro, tapas, plataforma, soportes y polea.

*Fuente: Juan J. Intriago P.*

### Momento de Inercia de la Placa de Soporte Lateral

El momento de inercia del soporte tapa lateral se calcula de la siguiente manera:

$$I_{zs} = \frac{1}{2} m_s * R^2 \quad \text{Ec. (6.4)}$$

Dónde:

$I_{zs} [kg \cdot m^2]$ : Momento de Inercia de masa del soporte tapa lateral con respecto al eje z (figura 6.5).

$m_s [kg]$ : Masa del soporte de tapa lateral.

$R [m]$ : Radio del soporte.

Reemplazando valores se tiene:

$$I_{zs} = \frac{1}{2} (5,29) * (0,13)^2 = 0,0447 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

### Momento de Inercia de la Tapa Lateral

El momento de inercia del soporte tapa lateral se calcula con la misma ecuación 6.4, adaptándola para este caso:

$$I_{zt} = \frac{1}{2} m_t * R^2$$

Reemplazando valores se tiene:

$$I_{zs} = \frac{1}{2} (39,58) * (0,3555)^2$$

$$I_{zs} = 2,5 \text{ kg.m}^2$$

### Momento de Inercia del conjunto (cilindro, esferas, áridos, placa soporte, empaque de caucho)

El momento de inercia del cilindro (hueco) se calcula de la siguiente manera:

$$I_{zc} = \frac{1}{2} m_c * (R_1^2 + R_2^2) \quad \text{Ec. (6.5)}$$

Dónde:

$I_{zc} [\text{kg.m}^2]$ : Momento de Inercia de masa del conjunto con respecto al eje z (figura 6.14).

$m_c [\text{kg}]$ : Masa del cilindro, esferas, áridos, placa soporte, empaque de caucho.

$R_1$  y  $R_2$  [m]: Radio interno y externo del cilindro hueco, respectivamente.

Reemplazando valores se tiene:

$$I_{zc} = \frac{1}{2} (147,34)(0,3555^2 + 0,3682^2)$$

$$I_{zc} = 19,29 \text{ kg.m}^2$$

## Momento de Inercia de la polea

El momento de inercia de la polea se calcula con la misma ecuación 6.4, adaptándola para este caso:

$$I_{zp} = \frac{1}{2} m_p * R^2$$

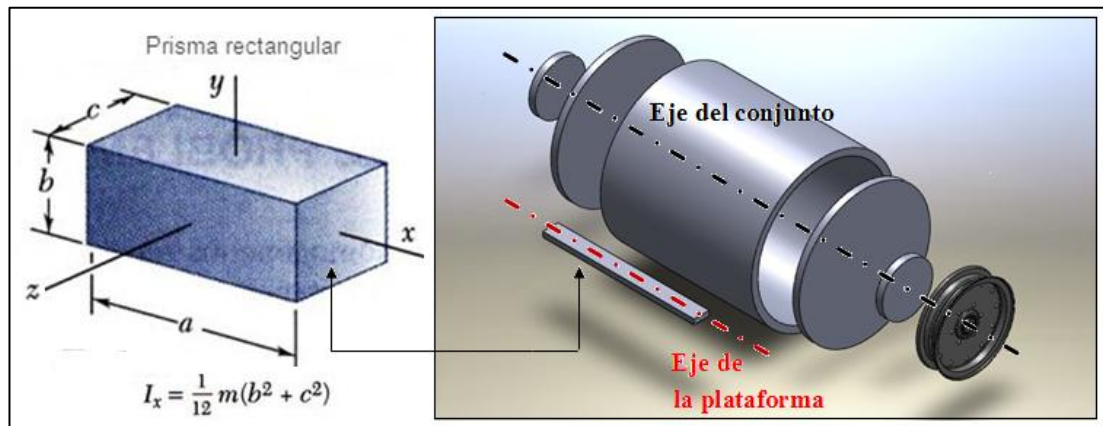
Reemplazando valores se tiene:

$$I_{zp} = \frac{1}{2} (9,1) * (0,2)^2$$

$$I_{zp} = 0,182 \text{ kg.m}^2$$

## Momento de Inercia de la Plataforma

Como el eje de centro de gravedad de la plataforma no coincide con el del centro de gravedad del conjunto se calcula primero el momento con respecto al eje de centro de gravedad de la plataforma y luego se utiliza el teorema de ejes paralelos para calcular el momento con respecto al eje de gravedad de todo el conjunto; para una mayor comprensión se utiliza la figura 6.6.



**Figura 6.6.** Centro de gravedad de todo el conjunto y de la plataforma.

**Fuente:** Juan J. Intriago P.

El momento de inercia de la plataforma con respecto al eje que pasa por su centro de gravedad se calcula de la siguiente manera:

$$I_{x-pl} = \frac{1}{12} m_{pl} * (b^2 + c^2) \quad \text{Ec. (6.6)}$$

Dónde:

$I_{x-pl}[kg.m^2]$ : Momento de Inercia de masa de la plataforma con respecto al eje que pasa por su centro de gravedad.

$m_{pl}[kg]$ : Masa de la plataforma.

$b^2$  y  $c^2[m]$ : Largo y ancho de la plataforma, respectivamente.

Reemplazando valores se tiene:

$$I_{x-pl} = \frac{1}{12} (8,8)(0,0254^2 + 0,089^2)$$

$$I_{x-pl} = 0,0063 \text{ kg.m}^2$$

El teorema de ejes paralelos se expresa de la siguiente manera:

$$I_{z-pl} = I_{z-pl} + m_{pl} * d^2 \quad \text{Ec. (6.7)}$$

Dónde:

$I_{z-pl}[kg.m^2]$ : Momento de Inercia de masa de la plataforma con respecto al eje que pasa por el centro de gravedad de todo el conjunto.

$I_{x-pl}[kg.m^2]$ : Momento de Inercia de masa de la plataforma con respecto al eje que pasa por su centro de gravedad.

$m_{pl}[kg]$ : Masa de la plataforma.

$d[m]$ : Distancia perpendicular entre ambos ejes.

Reemplazando valores se tiene:

$$I_{z-pl} = 0,0063 + 8,8 * 0,6665^2$$

$$I_{z-pl} = 3,92 \text{ kg.m}^2$$

### Momento de Inercia de masa de todo el conjunto

El momento de inercia de masa del conjunto ( $I_{zT}$ ) se calcula sumando los momentos de inercia de cada elemento, de la siguiente manera:

$$I_{zT} = 2 * I_{zs} + 2 * I_{zt} + I_{zc} + I_{zp} + I_{z-pl}$$

$$I_{zT} = 2 * 0,0447 + 2 * 2,5 + 19,29 + 0,182 + 3,92$$

$$I_{zT} = 28,48 \text{ kg.m}^2$$

### 6.6.3.3 Aceleración angular del conjunto

Primero se debe determinar el tiempo en el que el cilindro debe alcanzar la velocidad angular de funcionamiento, se recurre a información técnica acerca del tiempo de arranque permisible que debe tener un motor.

Para esto se puede utilizar la tabla 6.1 para estimar el tiempo de arranque de un motor en función del tamaño de su carcasa (Enríquez, G., 2004).

**Tabla 6.1.** Tiempo máximo de aceleración de motores.

TIEMPO MÁXIMO DE ACELERACIÓN	
CARCAZA NÚMERO	MÁXIMO TIEMPO DE ACELERACIÓN EN SEGUNDOS
48 y 56	8
143 - 286	10
324 - 326	12
364 - 505	15

*Fuente:* (Enríquez, G., 2004).

El tamaño de carcasa depende en parte de la potencia del motor. Para estimar el tamaño de carcasa del motor, recurrimos al catálogo de la Empresa WEG (Empresa fabricante de motores eléctricos entre otros aparatos).

A continuación se muestra un fragmento de uno de sus catálogos en el que se muestran el tamaño de carcasa y su correspondencia con la potencia del motor (catálogo para motores trifásicos).

*Tabla 6.2. Datos eléctricos de Motores trifásicos WEG 22.*

Potencia			Armazón NEMA	Corriente Nominal In (A)		Corriente de Arranque		Par Nominal Tn (N•m)	Par de arranque Ta/Tn	Par máximo Tm/Tn
HP	kW	min <sup>-1</sup>		230 V	460 V	Letra	Ia/In			
1	0,746	3495	143T	2,9	1,4	L	8,2	2,0	2,8	3,4
1	0,746	1760	143T	2,8	1,4	L	8,4	4,0	2,8	3,5
1	0,746	1760	145T	2,8	1,4	L	8,4	4,0	2,8	3,5
1	0,746	1150	145T	3,5	1,7	K	6,2	6,2	3,0	3,0
1	0,746	875	182T	4,6	2,3	M	6,0	8,1	3,0	3,5
1.5	1,119	3490	143T	3,8	1,9	L	8,9	3,1	3,5	3,8
1.5	1,119	3490	145T	3,8	1,9	L	8,9	3,1	3,5	3,8
1.5	1,119	1755	145T	3,9	2,0	K	8,3	6,1	2,5	3,4
1.5	1,119	1165	182T	4,8	2,4	M	8,0	9,2	3,2	4,0
1.5	1,119	860	184T	5,4	2,7	J	5,5	12,4	2,5	2,6
2	1,492	3530	182T	5,2	2,6	M	9,8	4,0	2,9	4,8
2	1,492	3480	145T	5,1	2,5	K	8,7	4,1	3,5	3,8
2	1,492	1750	145T	5,2	2,6	J	7,5	8,1	2,1	3,0
2	1,492	1165	184T	6,5	3,2	L	7,5	12,2	3,0	3,0
2	1,492	870	213T	6,8	3,4	M	7,6	16,4	2,4	2,9

*Fuente: (WEG, 2013).*

De la tabla 6.2 se aprecia que para un motor con potencias el tamaño del armazón del motor según la normativa NEMA puede ir desde 143T a 184T, entendiéndose que es un motor de tamaño de carcasa pequeño.

En la tabla 6.1 se aprecia que para un número de carcasa entre 143 y 286 el tiempo máximo de arranque es de 10s.

Ahora bien, se toma un tiempo estimado de 1,7 s para el cálculo de la aceleración angular tomando en cuenta que el cilindro parte del reposo y alcanza una velocidad de funcionamiento de 30 rpm (3,1416 rad/s).

Y se procede de la siguiente manera:

$$\alpha = \frac{w_f - w_i}{t} \quad \text{Ec. (6.8)}$$

Dónde:

$\alpha$ [rad/s<sup>2</sup>]: Aceleración angular que desarrolla el cilindro.

$w_f$ [rad/s]: Velocidad angular final.

$w_i$ [rad/s]: Velocidad angular inicial.

$t$ [s]: Tiempo necesario para la aceleración.

Reemplazando valores se tiene:

$$\alpha = \frac{3,1416 - 0}{1,6}$$

$$\alpha = 1,96 \text{ rad/s}^2$$

#### **6.6.3.4 Torque mínimo necesario para mover el conjunto desde la polea final del sistema de transmisión.**

El torque de mínimo se calcula de la siguiente manera; tomando en cuenta que las pérdidas por fricción en los rodamientos son mínimas y la inercia del motor también (por lo tanto el par necesario para vencerlas también):

$$T_{\min} = I_{zT} * \alpha \quad \text{Ec. (6.9)}$$

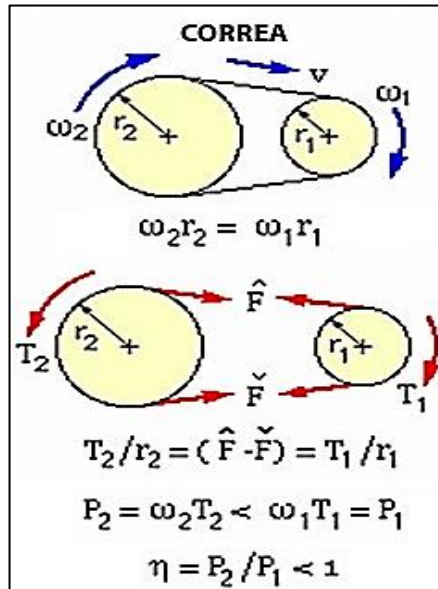
Reemplazando valores se tiene:

$$T_{\min} = (28,48 \text{ kg. m}^2)(1,96 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2})$$

$$T_{\min} = 55,82 \text{ N. m}$$



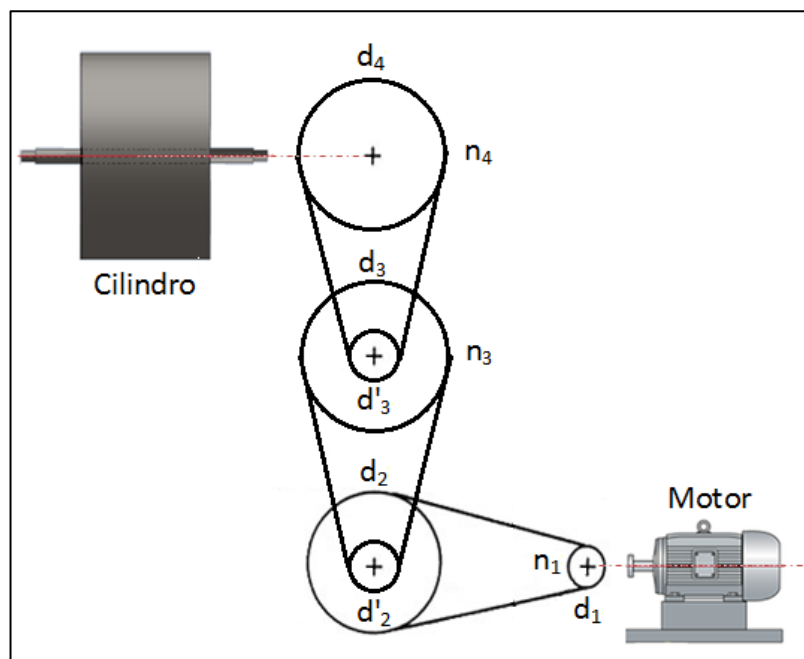
Ahora bien, el torque que el motor debe tener al inicio del sistema de transmisión por poleas se calcula usando la figura 6.7.



**Figura 6.7.** Transmisión del torque en un sistema de poleas.

*Fuente: Juan J. Intriago P.*

El sistema de transmisión consta de 3 reductores de velocidad a partir del motor, de acuerdo al siguiente esquema:



**Figura 6.8.** Sistema de transmisión de poleas.

*Fuente: Juan J. Intriago P.*

De la figura 6.8 se tiene que:

$$d_1=3,5'', n_1=1760 \text{ rpm.}$$

$$d_2=12'', n_2=513,34 \text{ rpm.}$$

$$d'_2=4''.$$

$$d_3=16'', n_3=128,34 \text{ rpm.}$$

$$d'_3=4''.$$

$$d_4=16'', n_4=32,08 \text{ rpm.}$$

La eficiencia (y por lo tanto la potencia) a través del sistema de poleas con correas en V varía entre 70% a 96% (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012). Tomando en cuenta una variación de potencia al 70%, la figura 6.7 y 6.8; y realizando las respectivas operaciones algebraicas se tiene que el torque ( $T_1$ ) en la primera polea (la que se une al eje del motor) es igual a:

$$T_1 = \frac{r_1 * r'_2 * r'_3}{r_2 * r_3 * r_4} * \frac{T_{min}}{0,7 * 0,7 * 0,7}$$

Reemplazando valores, se tiene:

$$T_1 = \frac{1,75'' * 2'' * 2''}{6'' * 8'' * 8''} * \frac{55,82 \text{ Nm}}{0,7 * 0,7 * 0,7}$$

$$T_1 = 2,97 \text{ N.m}$$

Para el cálculo de la potencia mínima del motor se puede utilizar la siguiente ecuación (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012):

$$P = T * n \quad \text{Ec. (6.10)}$$

Dónde:

P [W]: Potencia del motor.

T [N.m]: Par torsional transmitido por el motor.

n [rad/s]: Velocidad angular.

Considerando que la velocidad a la que gira el eje del motor es igual a 1760 rpm [183,26 rad/s], se tiene:

$$P = 2,97 * 183,26$$

$$P = 544,28 \text{ W [0,73 HP]}$$

El Instituto Ecuatoriano de Normalización (2011a) sugiere una potencia para el motor no menor a 1 HP ó 745,7 W y una velocidad angular de giro del cilindro entre 30 -33 rpm (misma velocidad con la que deberá girar la última polea).

Tomando en cuenta lo anterior y observando la figura 6.2, se tiene que con un torque de arranque igual a 11,2 N.m (4\*2,8 N.m) y una velocidad igual 1760 rpm la potencia adecuada es igual a 1HP con lo que se tiene el torque suficiente para vencer la inercia del cilindro y la pérdida de eficiencia a través del sistema de poleas.

#### **6.6.4 CÁLCULO DE LA FUERZA DE FLEXIÓN EN EL EJE DEL CILINDRO**

Para calcular la fuerza de flexión primero se debe determinar el torque producido en el eje que mueve a todo el conjunto.

Ahora bien, considerando que el par transmitido al motor es directamente proporcional a la potencia del motor, se entiende que mientras mayor sea la potencia que llegue desde el motor hasta el conjunto, mayor será el torque que se transmita al eje que mueve todo el conjunto.

De este modo habiendo ya determinado la potencia que requiere el motor; solo para efectos de diseño del eje del conjunto, se considera que la potencia se conserva a través del sistema de poleas desde el motor hasta llegar al eje que mueve el conjunto; así pues el torque con el que se diseñará el eje será el mayor que se pueda producir para garantizar el diseño óptimo del mismo.

Para calcular dicho torque se utiliza la ecuación 6.10, con una potencia de 1 HP [745,7 W] y una velocidad angular de 30 rpm [3,1416 rad/s], se tiene:

$$T = \frac{745,7 \text{ W}}{3,1416 \text{ rad/s}}$$

$$T = 237,36 \text{ N.m}$$

Para mayor comprensión se presenta la figura 6.9:

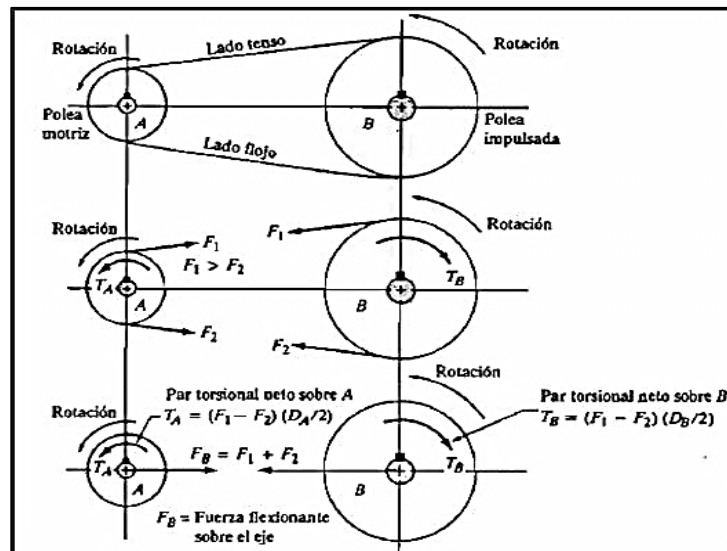


Figura 6.9. Fuerzas sobre poleas.

Fuente: (Mott, K., 2006).

Asumiendo que se van a utilizar bandas V para la transmisión de la potencia en las poleas, la fuerza flexionante sobre el eje del cilindro se puede calcular con la siguiente fórmula (Mott, K., 2006):

$$F_f = \frac{1,5 T}{D/2} \quad \text{Ec. (6.11)}$$

Dónde:

$F_f$  [N]: Fuerza flexionante sobre el eje.

T [N.m]: Par torsional transmitido por la polea.

D [m]: Diámetro de la polea.

Del análisis de velocidades angulares (figura 6.8) se tiene un diámetro para la última polea igual a 0,4064 m [16"]. Por lo tanto la fuerza flexionante es:

$$F_f = \frac{1,5 * 237,36 \text{ N.m}}{0,4064 \text{ m}/2}$$

$$F_f = 1752,2 \text{ N}$$

### 6.6.5 ESTIMACIÓN DE LAS CARGAS APLICADAS SOBRE EL EJE

Para estimar las cargas sobre el eje se considera el cilindro y los ejes acoplados en los extremos de las tapas como un solo eje soportado por los rodamientos en sus extremos, dando lugar a la aparición de reacciones en esos puntos.

De cada lado se considera la tapa, el soporte lateral, la parte del cilindro sobre la tapa y su voladizo como una carga puntual. Es decir a la masa de la tapa y el soporte lateral se le debe sumar la de los "pedazos" de cilindro sobre la periferia de cada tapa.

Estos pedazos tienen una forma cilíndrica con diámetro interno igual a 711 mm y externo igual a 736,4 mm; y con un espesor igual a 12,7 mm.

A esta longitud se le suma 7,3 mm del voladizo del cilindro. Por lo que el volumen de cada pedazo es igual a 577,5 cm<sup>3</sup>, este volumen a su vez representa una masa de 4,5 Kg.

Entonces la masa en el sector de la tapa es igual a 39,58 Kg + 5,29 kg + 4,5 Kg = 49,37 Kg.

Y a su vez el peso generado por dicha masa es:

$$W = m * g \qquad \text{Ec. (6.12)}$$

Dónde:

$W[N]$ : peso de la tapa con soporte o sin él.

$m [kg]$ : masa de la tapa con soporte o sin él.

$g [m/s^2]$ : aceleración de la gravedad.

Reemplazando valores se tiene:

$$W = 49,37 \text{ Kg} * \frac{9,81m}{s^2}$$

$$W = 484,32 \text{ N}$$

Sobre el eje actúa también la fuerza de flexión que ya se determinó anteriormente junto con el peso de la polea, es decir la carga que actúa sobre el eje en el sector de la polea es igual a  $1752,2 \text{ N} + (9,1 \text{ Kg}) (9,81 \text{ m/s}^2) = 1841,47 \text{ N}$ .

En vista de que la longitud del cilindro es significativa con respecto a la longitud del eje, se considera el peso del cilindro y sus elementos como una carga distribuida.

Esta carga distribuida se compone del peso propio del cilindro de longitud de 508 mm (longitud interna del cilindro) más el generado por la placa de soporte (7,1Kg), esferas de acero (5,025 Kg), muestra de áridos (10 Kg) y el empaque de caucho (1 Kg) y la de la plataforma (8,8 Kg).

Para el cilindro se considera una longitud interna de 508 mm; utilizando la ecuación 6.3 e tiene:

$$V = \pi * \left( \frac{(73,64 \text{ cm})^2}{4} - \frac{(71,1 \text{ cm})^2}{4} \right) * 50,8 \text{ cm}$$

$$V = 14668,17 \text{ cm}^3$$

La masa del cilindro se calcula usando la ecuación 6.2:

$$m = d * V$$

$$m = 7,85 \frac{g}{cm^3} * 14668,17 cm^3$$

$$m = 115145,12 g = 115,15 Kg$$

Por lo que la masa de todo el cilindro y sus componentes es igual a: 115,15 Kg + 7,1 Kg + 5,025 Kg + 10 Kg + 1 Kg + 8,8 Kg = 147,08 Kg.

El peso generado por dicha masa se calcula con la ecuación 6.2, del siguiente modo:

$$W = 147,08 Kg * \frac{9,81m}{s^2} = 1442,85 N$$

La carga distribuida actuante sobre el eje en la zona donde se encuentra el cilindro se determina con la siguiente ecuación.

$$q = \frac{W}{l} \quad \text{Ec. (6.13)}$$

Dónde:

$q[N/mm]$ : Carga distribuida.

$W[N]$ : Peso del conjunto.

$l [mm]$ : longitud del cilindro.

Reemplazando valores se tiene:

$$q = \frac{1442,85 N}{508 mm}$$

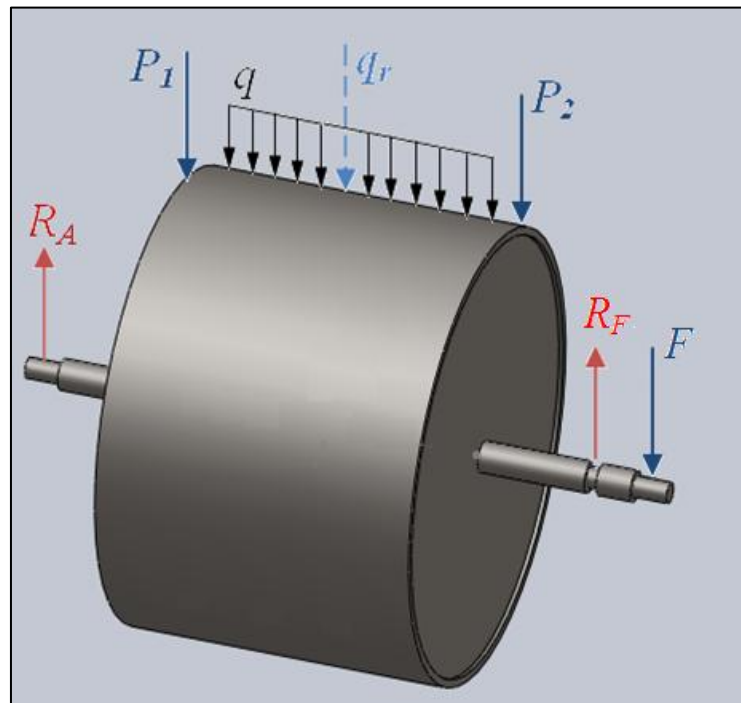
$$q = 2,84 N/mm$$

### 6.6.6 DETERMINACIÓN DEL MOMENTO FLECTOR MÁXIMO EN EL EJE

Una vez determinadas las cargas actuantes sobre el eje, se modela el mismo con cargas puntuales a cada lado en la zona de las tapas con un valor igual a 484,32 N (peso de la tapa, peso de la periferia del cilindro sobre la tapa y el voladizo, peso del soporte lateral).

Además actúa también sobre el eje el peso del conjunto sobre una longitud de 508 mm como una carga distribuida de valor de 2,84 N/mm siendo la carga resultante igual a 1442,85 N (peso del cilindro, la placa de soporte, esferas de acero, muestra de áridos, el empaque de caucho y de la plataforma).

Finalmente se considera la fuerza flexionante provocada por el par de la polea y su propio peso como una carga puntual igual a 1841,7 N (actuando en la zona en donde está ubicada la polea).



**Figura 6.10.** Esquema de cargas que actúan sobre el eje.

**Fuente:** Juan J. Intriago P.



De este modo se obtiene el siguiente diagrama de cargas del eje.

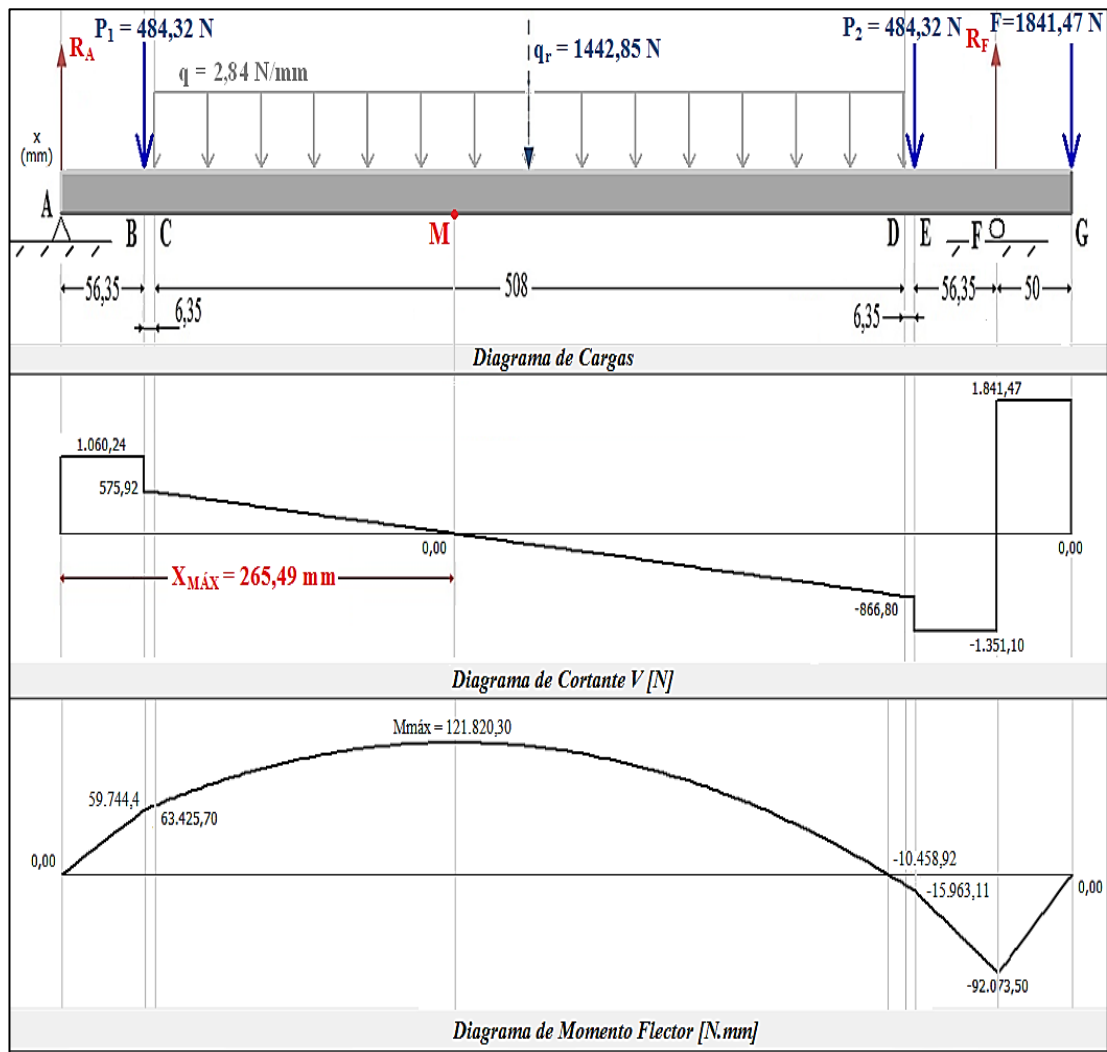


Figura 6.11. Diagrama de cargas del eje.

Fuente: Juan J. Intriago P.

Dónde:

$R_A$  y  $R_F$ : Reacciones en los apoyos A y F, respectivamente.

$P_1$  y  $P_2$ : Cargas puntuales producidas en las zonas de las tapas del cilindro.

$q$ : Carga distribuida producida por el peso del cilindro y demás.

$q_r$ : Carga resultante de la carga distribuida ( $q$ ).

$F$ : Fuerza flexionante sobre el eje producida por el par torsor de la polea y su propio peso.

$M_{m\acute{a}x}$ : Momento flector máximo.

$x_{m\acute{a}x}$ : Distancia sobre el eje en la que se produce el momento flector máximo.

Considerando que las poleas no tienen diámetros radicalmente distintos y que el eje de centros de las poleas coincide con el eje vertical, se asume que la fuerza flexionante producida por la polea sobre el eje actuará únicamente en la dirección vertical; y por lo tanto no existirán reacciones en el eje x (de acuerdo a la figura 6.11), de este modo la flexión solo se analizará en el plano y-z.

### Reacciones en los apoyos

Realizando una sumatoria de momentos en el punto A (de acuerdo a la figura 6.11) se obtiene la reacción en F del siguiente modo:

$$\begin{aligned} \curvearrowright (+) \sum M_A &= 0 \\ - 484,32 * 56,35 - 1442,85 * 316,7 - 484,32 * 577,05 - 1841,47 * 683,4 + R_F * 633,4 &= \\ 0 \end{aligned}$$

$$R_F = 3192,57 \text{ N}$$

$$\begin{aligned} \uparrow (+) \sum F_Y &= 0 \\ R_A - 484,32 - 1442,85 - 484,32 - 1841,47 + R_F &= 0 \end{aligned}$$

$$R_A = 1060,24 \text{ N}$$

### Ecuaciones de esfuerzo cortante (V) y momento flector (M) a los largo del eje.

De acuerdo a la figura 6.11 se obtienen las siguientes ecuaciones para los distintos tramos.

#### Tramo $0 < x < 56,35 \text{ mm}$

$$V = R_A$$

$$M = R_A * x$$

**Tramo  $56,35 < x < 62,7$  mm**

$$V = R_A - P_1$$
$$M = R_A * x - P_1(x - 56,35)$$

**Tramo  $62,7 < x < 570,7$  mm**

$$V = R_A - P_1 - q(x - 62,7)$$
$$M = R_A * x - P_1(x - 56,35) - q(x - 62,7) \frac{(x - 62,7)}{2}$$

**Tramo  $106,35 < x < 112,7$  mm (De derecha a izquierda)**

$$V = P_2 + F - R_F$$
$$M = R_F(x - 50) - P_2(x - 106,35) - F * x$$

**Tramo  $50 < x < 106,35$  mm (De derecha a izquierda)**

$$V = F - R_F$$
$$M = R_F(x - 50) - F * x$$

**Tramo  $0 < x < 50$  mm (De derecha a izquierda)**

$$V = F$$
$$M = F * x$$

**Distancia sobre el eje en la que se produce el momento flector máximo**

De la ecuación que se determinó anteriormente para el rango de  $62,7 < x < 570,7$ mm; se obtiene la distancia en la que el momento flector es máximo al darle el valor de cero al esfuerzo cortante en ese punto, del siguiente modo:

$$V = R_A - P_1 - q(x - 62,7) = 0$$

$$x = \frac{R_A - P_1}{q} + 62,7$$

$$x = \frac{1060,24 - 484,32}{2,84} + 62,7$$

$$x = 265,49 \text{ mm}$$

### Valor del Momento Flector Máximo

Se reemplaza la distancia de 265,49 mm en la ecuación del momento flector para el rango  $62,7 < x < 570,7$  mm, y se obtiene el momento flector máximo.

$$M = R_A * x - P_1(x - 56,35) - q(x - 62,7) \frac{(x - 62,7)}{2}$$

$$M = R_A * x - P_1 * x + P_1 * 56,35 - q \frac{(x - 62,7)^2}{2} = 0$$

$$M_{m\acute{a}x} = 1060,24 * 265,49 - 484,32 * 265,49 + 484,32 * 56,35 - 2,84 \frac{(265,49 - 62,7)^2}{2} = 0$$

$$M_{m\acute{a}x} = 121820,3 \text{ N. mm}$$

### 6.6.7 DISEÑO DEL EJE

Para el diseño del eje, no se evaluarán los esfuerzos en todos los puntos del eje, sólo se evaluarán en ubicaciones potencialmente críticas. Se realizará un diseño considerando que la falla ocurrirá por fatiga del elemento, mediante la combinación de esfuerzos usando la teoría de la Energía de la Distorsión y utilizando el criterio de Goodman para el análisis de fatiga. Además también se considerará la falla estática del elemento mediante la comparación del esfuerzo máximo de Von Mises con la resistencia a la fluencia del material. Para el análisis de falla del eje, se tomará un factor de seguridad de 2 tanto para la flexión como para la fluencia, por utilizar criterios de evaluación que son conservadores.

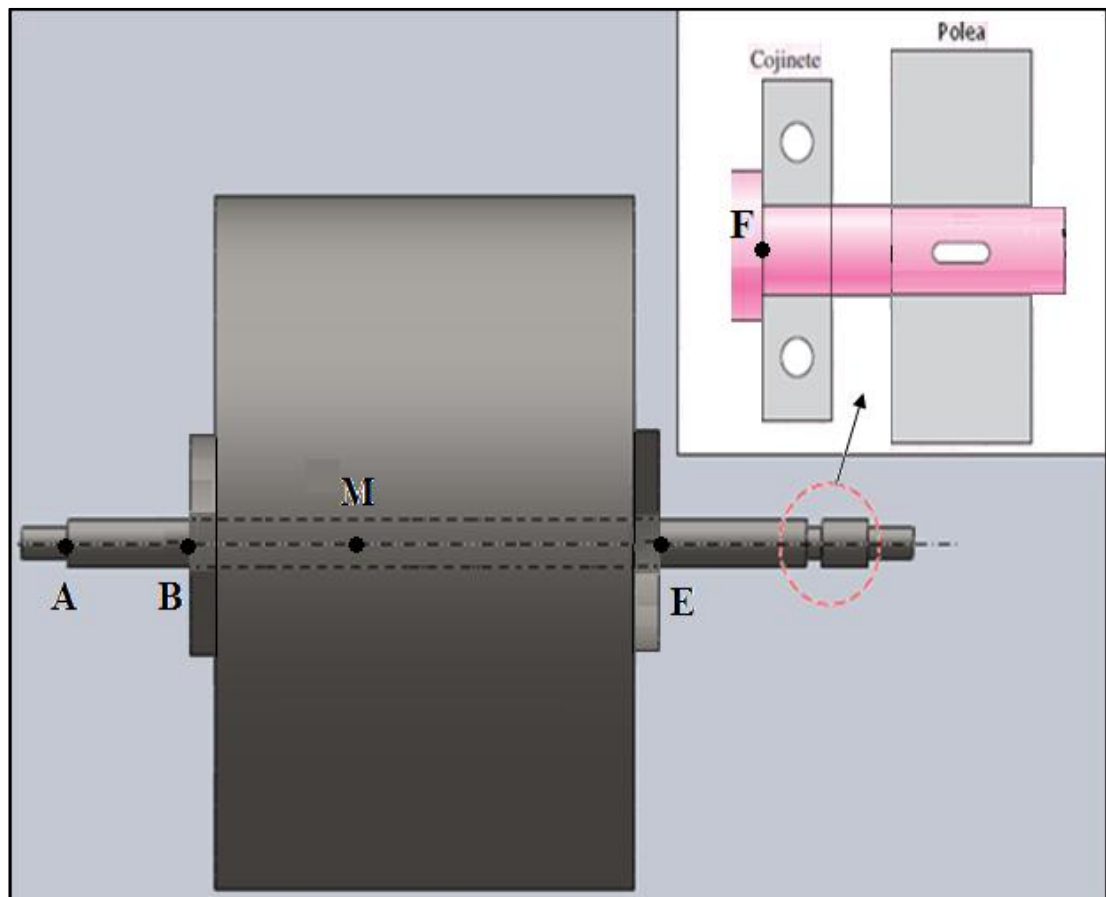
El material con el que se partirá para el diseño es el acero AISI 1030 (recocido a 780 °C), con un  $S_{ut} = 430 \text{ MPa}$  y con un  $S_y = 317 \text{ MPa}$ .

Además se supondrá que el eje gira con flexión y torsión constantes, por lo que el esfuerzo flexionante es completamente reversible y la torsión es constante.

Es decir que tanto el momento flexionante medio ( $M_m$ ) como el par torsor alternante ( $T_a$ ) son iguales a cero (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012).

### Configuración del eje

A continuación se muestra la configuración del cilindro, con la representación de sus respectivos puntos críticos:



*Figura 6.12. Configuración del eje.*

*Fuente: Juan J. Intriago P.*

## **Puntos potencialmente críticos**

Los puntos que son de interés (de acuerdo a la figura 6.12) para son los siguientes.

Punto F: Donde existe un momento flector alto y existe una concentración de esfuerzo en el hombro (debido a la ranura para el cojinete), además existe un par de torsión presente.

Punto E: El momento flector es relativamente alto y existe una concentración de esfuerzo debido al cambio de sección necesaria para el acoplamiento del eje con el cilindro, además existe un par de torsión presente.

Punto B: El momento flector es relativamente alto y existe una concentración de esfuerzo debido al cambio de sección necesaria para el acoplamiento del eje con el cilindro, además existe un par de torsión presente

Punto M: Es donde se produce el Momento Flector Máximo; además existe un par de torsión presente.

## **Análisis de los puntos potencialmente críticos**

### **Punto F (Filete izquierdo para el cojinete)**

A partir del diagrama de momento flector se tiene  $M_F = -92,074 \text{ N.m}$  (para  $x=50$  mm de derecha a izquierda en la figura 6.11).

Además existe un par de torsión presente ( $T_m = 237,36 \text{ N.m}$ ).

También se tiene que  $M_m = T_a = 0$ .

Tanto el factor de concentración de esfuerzo para la flexión ( $K_f$ ) como para la torsión ( $K_{ts}$ ) se pueden estimar de la siguiente tabla 6.3, considerando para un filete de hombro agudo (con una relación  $r/d = 0,02$ ) en base a la tabla 6.3.

De la tabla 6.3 se estima entonces  $K_t = 2,7$  y  $K_{ts} = 2,2$ .

**Tabla 6.3.** Estimaciones de primera iteración de los factores de concentración del esfuerzo  $K_t$  y  $K_{ts}$ .

	Flexión	Torsión	Axial
Filete de hombro: agudo ( $r/d = 0.02$ )	2.7	2.2	3.0
Filete de hombro: bien redondeado ( $r/d = 0.1$ )	1.7	1.5	1.9
Cuñero fresado ( $r/d = 0.02$ )	2.14	3.0	—
Cuñero de patín o trapezoidal	1.7	—	—
Ranura para anillo de retención	5.0	3.0	5.0

*Fuente:* (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012).

Para un primer pase rápido y conservador se asume que el factor de concentración de esfuerzo para la flexión es igual al factor de concentración de esfuerzo por fatiga para flexión ( $K_f$ ), lo mismo sucede con el factor de concentración de esfuerzo para la torsión y el factor de concentración de esfuerzo por fatiga para la torsión ( $K_{fs}$ ). Es decir,  $K_f = K_t$  y  $K_{fs} = K_{ts}$ .

El factor de modificación de la condición superficial  $k_a$  se obtiene con la siguiente ecuación (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012).

$$k_a = aS_{ut}^b \quad \text{Ec. (6.14)}$$

Dónde:

$S_{ut}$ : Resistencia mínima a la tensión.

a y b: factores para el cálculo de  $k_a$  que se encuentran en la tabla 6.4.

**Tabla 6.4.** Parámetros en el factor de la condición superficial de Marin.

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	$S_{ut}$ kpsi	$S_{ut}$ MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

*Fuente:* (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012).

Para un acabado superficial del tipo maquinado y con un  $S_{ut} = 748 \text{ MPa}$ , se obtiene un valor de  $a = 4,51$  y  $b = -0,265$ ; por lo que  $k_a$  tiene un valor de:

$$k_a = (4,51)(430)^{-0,265}$$

$$k_a = 0,9043$$

El factor de modificación de tamaño  $k_b$  se considera igual a 0,9 como para una primera iteración. Después se procede a su verificación (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012).

El valor del factor de modificación de carga  $k_c$  se estima igual a 1, debido a que existe una combinación de esfuerzos tanto de torsión como de flexión (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012).

El valor del factor de modificación de temperatura  $k_d$  se estima para todas las iteraciones igual a 1, en vista de que el elemento operará a temperatura ambiente.

Para un primer pase rápido en el diseño se considera una confiabilidad del 50%, por lo que el valor del factor de confiabilidad  $k_e$  es igual a 1, de acuerdo a la tabla 6.5.

**Tabla 6.5.** Factores de confiabilidad  $k_e$  correspondientes a 8 desviaciones estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga.

Confiabilidad, %	Variación de transformación $z_a$	Factor de confiabilidad $k_e$
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

**Fuente:** (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012).



Se considera que el resultado de los efectos varios no afectan de manera significativa en la resistencia del material por lo que se tomará un valor del factor de efectos varios  $k_e$  igual a 1.

El límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria  $S'_e$  se calcula mediante el uso de las ecuaciones dadas en la tabla 6.6.

**Tabla 6.6.** Estimaciones del valor del límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria para diferentes valores de  $S_{ut}$ .

$$S'_e = \begin{cases} 0.5S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{cases}$$

**Fuente:** (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012).

Por lo que para un  $S_{ut} = 748 \text{ MPa}$ , se tiene que  $S'_e = 0,5 * S_{ut}$ .

El límite de resistencia a la fatiga para el punto de análisis se calcula con la siguiente ecuación (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012).

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S'_e \quad \text{Ec. (6.15)}$$

Dónde:

$k_a$ : Factor de modificación por la condición superficial.

$k_b$ : Factor de modificación por el tamaño.

$k_c$ : Factor de modificación por la carga.

$k_d$ : Factor de modificación por la temperatura.

$k_e$ : Factor de confiabilidad.

$k_f$ : Factor de modificación por efectos varios.

$S'_e$ : Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria.

$S_e$ : Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso.

Reemplazando los valores anteriormente determinados se tiene:

$$S_e = 0,9043 * 0,9 * 1 * 1 * 1 * 1 * 0,5 * 430MPa$$

$$S_e = 174,98 MPa$$

Para determinar el diámetro pequeño en el punto F, se utiliza la ecuación dada por el criterio de Goodman combinado con el de la Energía de la Distorsión (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012).

$$d = \left( \frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[ 4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2 \right]^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}} \left[ 4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2 \right]^{1/2} \right\} \right)^{1/3}$$

*Ec. (6.16)*

Dónde:

$d[m]$ : Diámetro del eje en el punto de análisis.

$K_f$ : Factor de concentración de esfuerzo por fatiga para flexión.

$K_{fs}$ : Factor de concentración de esfuerzo por fatiga para torsión.

$M_a[N.m]$ : Momento flexionante alternante.

$M_m[N.m]$ : Momento flexionante medio.

$T_a[N.m]$ : Par de torsión alternante.

$T_m[N.m]$ : Par de torsión medio.

$S_{ut}[Pa]$ : Resistencia mínima a la tensión del material.

$S_e[Pa]$ : Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso.

$n$ : Factor de seguridad mínima.

Como ya se indicó anteriormente se sabe que  $M_m = T_a = 0$ , por lo que la ecuación anterior se transforma en:

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left( \frac{2(K_f M_a)}{S_e} + \frac{[3(K_{fs} T_m)^2]^{1/2}}{S_{ut}} \right) \right\}^{1/3}$$

Al reemplazar los valores anteriormente determinados se obtiene:

$$d = \left\{ \frac{16(2)}{\pi} \left( \frac{2(2,7 * 92,074)}{174,98 \times 10^6} + \frac{[3(2,2 * 237,36)^2]^{1/2}}{430 \times 10^6} \right) \right\}^{1/3}$$

$$d = 0,03693 \text{ m} = 1,45''$$

Para seguir con el tipo de diseño conservador se selecciona el siguiente tamaño estándar por encima de 1,45"; es decir:

$$d \approx 1,5'' = 38,1 \text{ mm}$$

Una vez obtenido el valor del diámetro del eje en el punto de análisis (Punto F), se procede al refinamiento de los cálculos.

Budynas, R. y Nisbett, K. (2012) sugieren una relación típica D/d para el soporte en un hombro igual 1.2, donde D es el diámetro mayor del hombro en el punto de análisis. Por lo que:

$$D = 1,2 * (38,1 \text{ mm})$$

$$D = 45,72 \text{ mm} = 1,8''$$

Este valor se aumenta al inmediato superior (por no estar estandarizado, para asegurar el cumplimiento del factor de seguridad requerido en otros puntos y para que se pueda acoplar mejor a la tapa lateral del cilindro por tener mayor área transversal al momento de soldar), es decir  $D = 2''$ . Se puede usar un eje de acero estirado en frío con un diámetro nominal de 2''.

Luego se recalcula la relación D/d, con lo que se tiene:

$$\frac{D}{d} = \frac{2}{1,5} = 1,3$$

Se supone el valor del radio de filete  $r = d/10$ , por lo que:

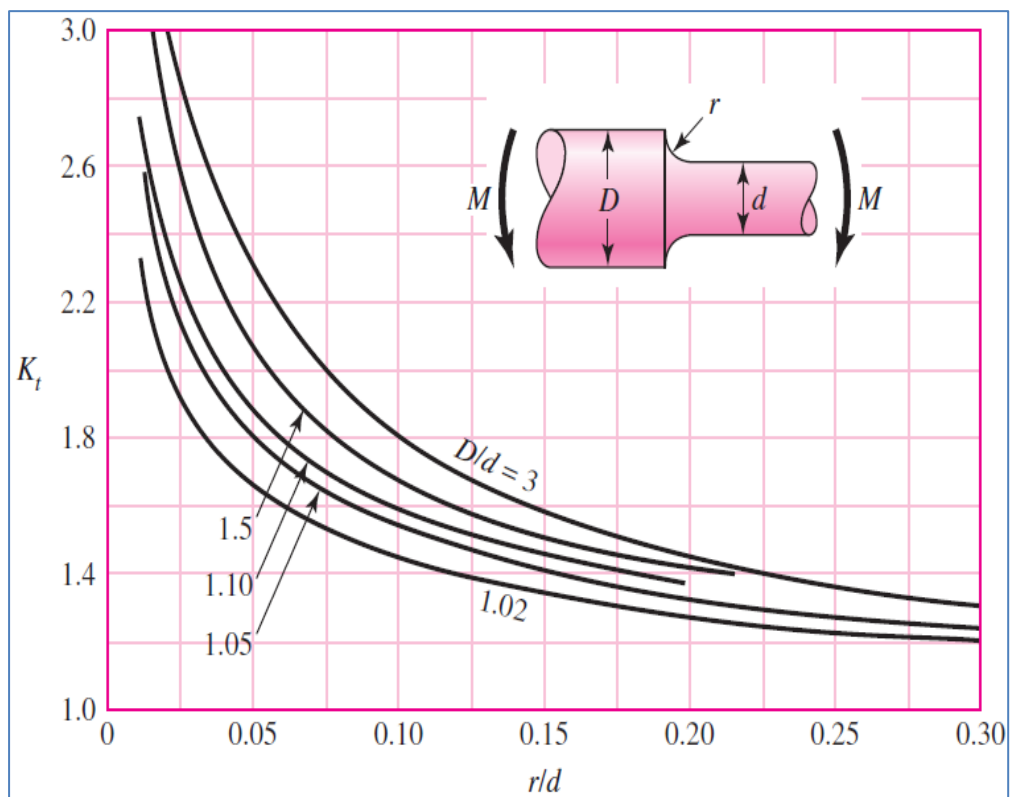
$$r = 38,1 \text{ mm}/10 = 3,81 \text{ mm}$$

De este modo se tiene que:

$$\frac{r}{d} = \frac{3,81 \text{ mm}}{38,1 \text{ mm}} = 0,1$$

Con estos datos obtenidos, se procede a calcular los valores reales de los factores que al principio se estimaron por tratarse de una primera iteración.

El valor de  $K_t$  se determina mediante la utilización de la figura 6.13, en el cual se tienen como datos de entrada la relación  $r/d = 0,1$  y la relación  $D/d = 1,3$ . Así pues se estima un valor de  $K_t = 1,63$ .

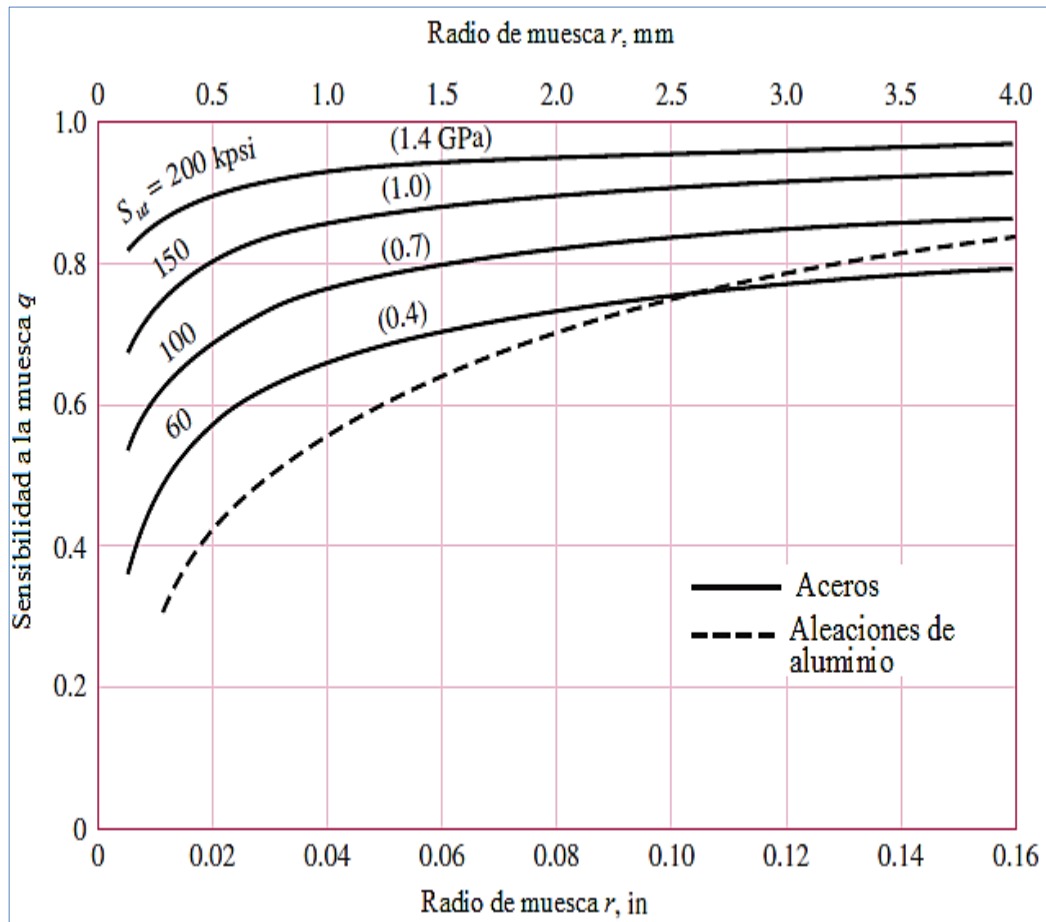


**Figura 6.13.** Gráfica de factores teóricos de concentración del esfuerzo  $K_t$  para un eje redondo con filete en el hombro en flexión.

**Fuente:** (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012).

Del mismo modo se estima un valor para el factor de sensibilidad a la muesca por flexión  $q = 0,8$  de acuerdo a la figura 6.14.

En la cual se tienen como datos de entrada el valor de  $S_{ut} = 430 \text{ MPa} = 0,430 \text{ GPa}$  y el radio del filete (muesca)  $r = 3,81 \text{ mm}$ .



**Figura 6.14.** Gráfica de valores del factor  $q$  de sensibilidad a la muesca en materiales sometidos a flexión inversa de cargas axiales inversas.

**Fuente:** (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012).

Una vez obtenidos los valores  $K_t = 1,63$  y  $q = 0,8$  se procede a calcular el valor del factor de concentración del esfuerzo por fatiga de la flexión  $K_f$  con la ecuación 6.17 (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012).

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad \text{Ec. (6.17)}$$

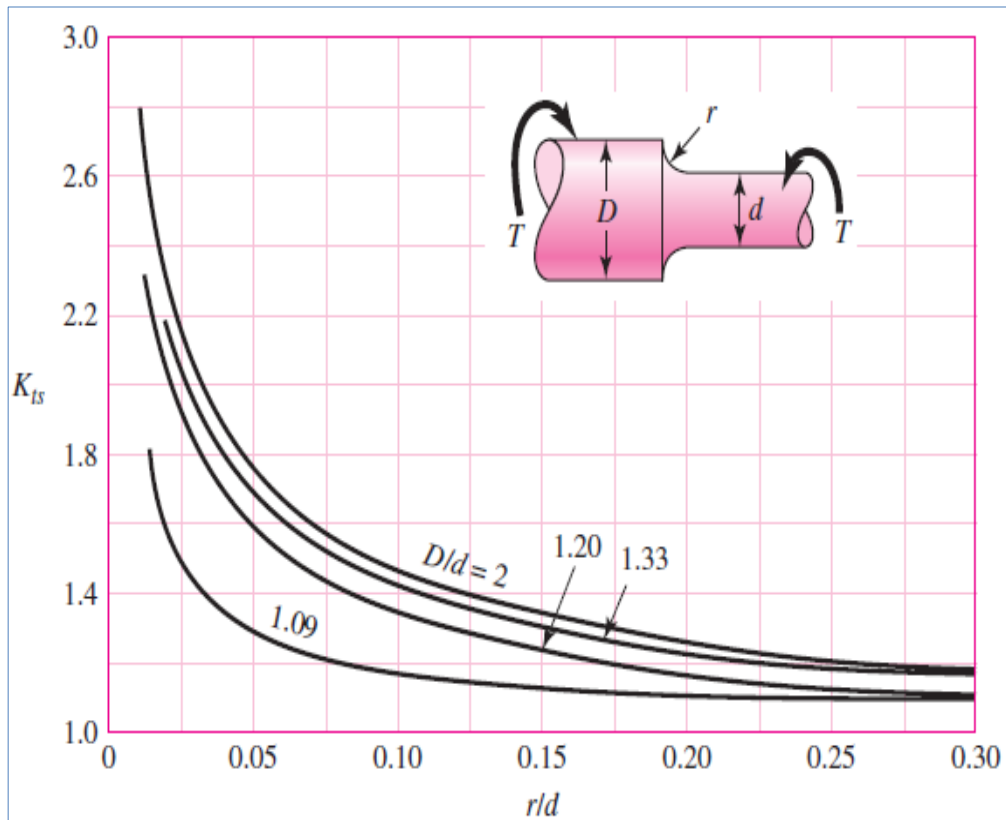
Reemplazando valores se tiene:

$$K_f = 1 + 0,8(1,63 - 1)$$

$$K_f = 1,504$$

El valor de  $K_{ts}$  se determina mediante la utilización de la figura 6.15, en donde se tienen como datos de entrada la relación  $r/d = 0,1$  y la relación  $D/d = 1,3$

Así pues se estima un valor de  $K_{ts} = 1,37$ .

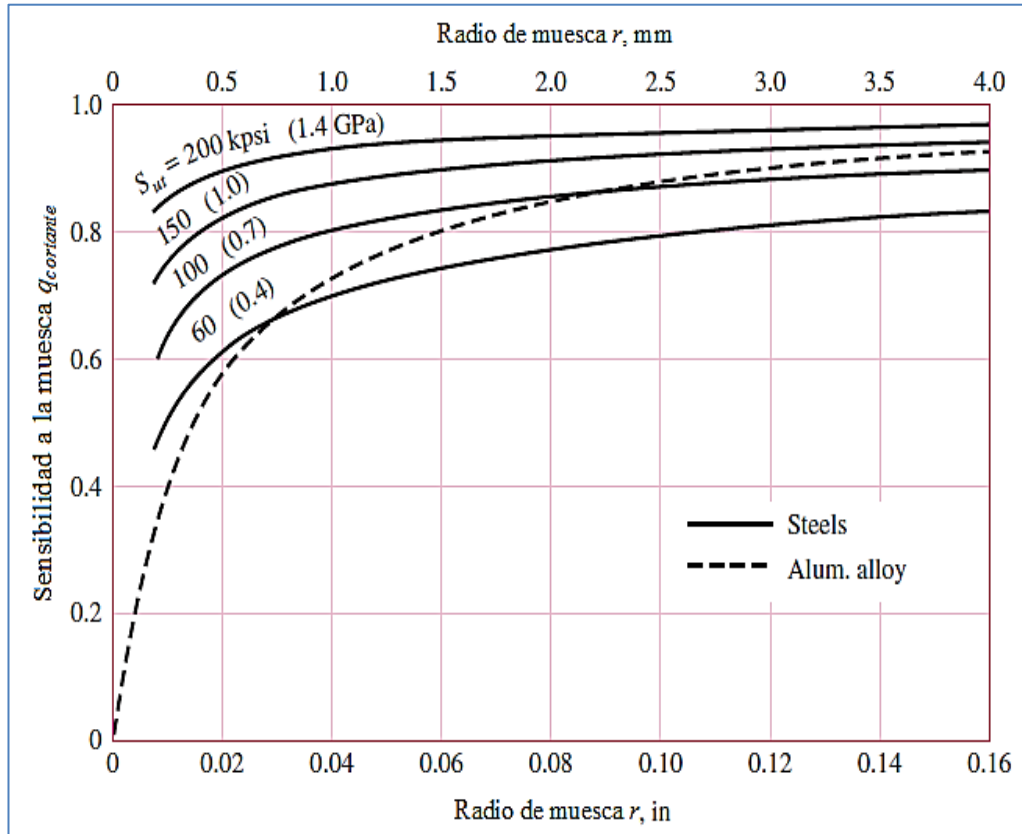


**Figura 6.15.** Gráfica de factores teóricos de concentración del esfuerzo  $K_t$  para un eje redondo con filete en el hombro en torsión.

**Fuente:** (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012).

Del mismo modo para estimar el valor del factor de sensibilidad a la muesca por torsión ( $q_s$ ) se utiliza la figura 6.16.

Por lo que teniendo como datos de entrada el valor de  $S_{ut} = 430 \text{ MPa} = 0,43 \text{ GPa}$  y el radio del filete (muesca)  $r = 3,81 \text{ mm}$ ; se tiene un valor de  $q_s = 0,83$ .



**Figura 6.16.** Gráfica de valores del factor  $q_s$  de sensibilidad a la muesca en materiales sometidos a torsión inversa.

**Fuente:** (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012).

Una vez obtenidos los valores  $K_{ts} = 1,37$  y  $q_s = 0,83$  se procede a calcular el valor del factor de concentración del esfuerzo por fatiga de la torsión  $K_{fs}$  con la siguiente ecuación (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012).

$$K_{fs} = 1 + q_s(K_{ts} - 1) \quad \text{Ec. (6.18)}$$

Reemplazando valores se tiene:

$$K_{fs} = 1 + 0,83(1,37 - 1)$$

$$K_{fs} = 1,3071$$

El valor de  $k_a = 0,9043$  no sufre modificación, mientras que el valor real de  $k_b$  se obtiene de la tabla 6.7:

**Tabla 6.7.** Estimaciones del valor del factor de modificación por el tamaño para diferentes distintos diámetros.

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ in} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ in} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

**Fuente:** (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012).

Por lo que para  $d = 38,1 \text{ mm}$ , el valor de  $k_b$  se calcula como:

$$\begin{aligned} k_b &= 1,24 * d^{-0,107} \\ k_b &= 1,24 * 38,1^{-0,107} \\ k_b &= 0,8399 \end{aligned}$$

Los valores de  $k_c$ ,  $k_d$ ,  $k_e$  y  $k_f$  se mantienen constantes. El valor de  $S_e$ , se calcula nuevamente.

$$\begin{aligned} S_e &= 0,9043 * 0,8399 * 1 * 1 * 1 * 1 * 0,5 * 430 \text{ MPa} \\ S_e &= 163,32 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Para calcular los esfuerzos equivalentes de Von Mises tanto alternantes como medios, en el punto de análisis y sin tomar en cuenta las cargas axiales; se utilizan las siguientes ecuaciones (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012).

$$\sigma'_a = \left[ \left( \frac{32K_f M_a}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left( \frac{16K_{fs} T_a}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2} \quad \text{Ec. (6.19)}$$

$$\sigma'_m = \left[ \left( \frac{32K_f M_m}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left( \frac{16K_{fs} T_m}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2} \quad \text{Ec. (6.20)}$$



Dónde:

$\sigma'_a [Pa]$ : Esfuerzo equivalente de Von Mises alternante.

$\sigma'_m [Pa]$ : Esfuerzo equivalente de Von Mises medio.

$d [m]$ : Diámetro del eje en el punto de análisis.

$K_f$ : Factor de concentración de esfuerzo por fatiga para flexión.

$K_{fs}$ : Factor de concentración de esfuerzo por fatiga para torsión.

$M_a [N \cdot m]$ : Momento flexionante alternante.

$M_m [N \cdot m]$ : Momento flexionante medio.

$T_a [N \cdot m]$ : Par de torsión alternante.

$T_m [N \cdot m]$ : Par de torsión medio.

Como ya se indicó anteriormente se sabe que  $M_m = T_a = 0$ .

Por lo que las ecuaciones anteriores se transforman en:

$$\sigma'_a = \frac{32K_f M_a}{\pi d^3}$$

$$\sigma'_m = \left[ 3 \left( \frac{16K_{fs} T_m}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2}$$

De este modo se calcula  $\sigma'_a$  y  $\sigma'_m$  con los datos ya estimados.

$$\sigma'_a = \frac{32 * 1,504 * 92,074}{\pi(0,0381)^3}$$

$$\sigma'_a = 25,51 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_m = \left[ 3 \left( \frac{16 * 1,3071 * 237,36}{\pi(0,0381)^3} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\sigma'_m = 49,48 \text{ MPa}$$

Usando el criterio de Goodman, se evalúa si el factor de seguridad cumple con los requisitos impuestos al principio del diseño.

Para lo cual se puede hacer uso de la siguiente ecuación (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012).

$$\frac{1}{n_f} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} \quad \text{Ec. (6.21)}$$

Dónde:

$n_f$ : Factor de seguridad mínima para la fatiga.

$\sigma'_a$ [MPa]: Esfuerzo equivalente de Von Mises alternante.

$\sigma'_m$ [MPa]: Esfuerzo equivalente de Von Mises medio.

$S_{ut}$ [MPa]: Resistencia mínima a la tensión del material.

$S_e$ [Pa]: Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso.

Reemplazando los valores correspondientes se tiene:

$$\frac{1}{n_f} = \frac{25,51}{163,32} + \frac{49,58}{430}$$

$$\frac{1}{n_f} = 0,2715$$

$$n_f = 3,68 \rightarrow \text{Sí cumple}$$

Para la verificación de la falla por fluencia del material se utiliza la siguiente fórmula (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012).

$$n_y \geq \frac{S_y}{\sigma'_a + \sigma'_m} \quad \text{Ec. (6.22)}$$

Dónde:

$n_y$ : Factor de seguridad mínima para la fluencia.

$\sigma'_a [MPa]$ : Esfuerzo equivalente de Von Mises alternante.

$\sigma'_m [MPa]$ : Esfuerzo equivalente de Von Mises medio.

$S_y [MPa]$ : Resistencia a la fluencia del material.

Reemplazando los valores correspondientes se tiene:

$$n_y = \frac{317}{25,51 + 49,58}$$

$$n_y = 4,22 \rightarrow \text{Sí cumple}$$

### En el punto E (acople derecho del eje con el cilindro)

A partir del diagrama de momento flector se tiene  $M_E = -41,68 \text{ N.m}$  (para  $x=87,3\text{mm}$  de derecha a izquierda en la figura 6.11).

Además existe un par de torsión presente ( $T_m = 237,36 \text{ N.m}$ ).

También se tiene que  $M_m = T_a = 0$ .

Tanto el factor de concentración de esfuerzo para la flexión ( $K_t$ ) como para la torsión ( $K_{ts}$ ) se pueden estimar de la tabla 6.3, considerando un filete de hombro agudo se tiene una relación  $r/d = 0,02$  (este filete sirve para soldar y acoplar el eje a la tapa lateral).

De donde se tiene  $K_t = 2,7$  y  $K_{ts} = 2,2$ .

Budynas, R. y Nisbett, K. (2012) sugieren una relación típica  $D/d$  para el soporte en un hombro igual a 1.2.

Donde  $D$  es el diámetro mayor en el hombro en el punto de análisis y  $d$  es el diámetro menor (en realidad para este caso es un diámetro imaginario).

Sabiendo que el diámetro mayor ( $D = 2'' = 50,8 \text{ mm}$ ) determinado en el punto F pasa a ser también el diámetro mayor en el punto E (ver figura 6.17); se tiene:

$$d = 50,8 \text{ mm} / 1,2$$

$$d = 42,33 \text{ mm} = 1,67''$$

No hace falta redondear este valor al inmediato superior puesto que es un diámetro imaginario.

El diámetro que se toma para el análisis es el menor y más crítico en este punto, es decir  $\emptyset = 42,33 \text{ mm}$ .

Por lo que el radio del filete en ese punto es:

$$r = 0,02 * d$$

$$r = 0,02 * 42,33 \text{ mm}$$

$$r = 0,8466 \text{ mm}$$

Con los datos de  $r = 0,8466 \text{ mm}$  y  $S_{ut} = 430 \text{ MPa}$  se estima el valor de  $q = 0,64$  y  $q_s = 0,66$  de la figura 6.14 y la figura 6.16 respectivamente.

Con estos valores se calcula el valor de  $K_f$  y  $K_{f_s}$  usando las ecuaciones 6.11 y 6.12 respectivamente.

Por lo que se tiene:

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

$$K_f = 1 + 0,64(2,7 - 1)$$

$$K_f = 2,088$$

$$K_{f_s} = 1 + q_s(K_{t_s} - 1)$$

$$K_{f_s} = 1 + 0,66(2,2 - 1)$$

$$K_{f_s} = 1,792$$

El valor de  $k_b$  se recalcula en vista de que el diámetro en este punto es otro (según tabla 6.7).

$$k_b = 1,24d^{-0,107}$$

$$k_b = 1,24(42,33)^{-0,107}$$

$$k_b = 0,8305$$

Sabiendo que los demás factores  $k_a, k_c, k_d, k_e$  y  $k_f$  no sufren modificación se calcula nuevamente el valor de  $S_e$  con la ecuación 6.9:

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

$$S_e = 0,9043 * 0,8305 * 1 * 1 * 1 * 1 * 0,5 * 430 \text{ MPa}$$

$$S_e = 161,47 \text{ MPa}$$

El valor del esfuerzo equivalente de Von Mises alternante se calcula como:

$$\sigma'_a = \frac{32K_f M_a}{\pi d^3}$$

$$\sigma'_a = \frac{32 * 2,088 * 41,68}{\pi(0,04233)^3}$$

$$\sigma'_a = 11,69 \text{ MPa}$$

Esfuerzo equivalente de Von Mises medio:

$$\sigma'_m = \left[ 3 \left( \frac{16K_{fs} T_m}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\sigma'_m = \left[ 3 \left( \frac{16 * 1,792 * 237,36}{\pi(0,04233)^3} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\sigma'_m = 49,47 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad según el criterio de Goodman

$$\frac{1}{n_f} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}}$$

$$\frac{1}{n_f} = \frac{11,69}{161,47} + \frac{49,47}{430}$$

$$n_f = 5,33 \rightarrow \text{Sí cumple}$$

Para la verificación de la falla por fluencia del material se utiliza la fórmula 6.16:

$$n_y = \frac{S_y}{\sigma'_a + \sigma'_m}$$

Reemplazando los valores correspondientes se tiene:

$$n_y = \frac{317}{11,69 + 49,47}$$

$$n_y = 5,18 \rightarrow \text{Sí cumple}$$

**En el punto B (acople izquierdo del eje con el cilindro)**

A partir del diagrama de momento flector se tiene  $M_B = 53,012 \text{ N.m}$  (para  $x=50$  de izquierda a derecha en la figura 6.11); también se tiene que  $M_m = T_a = 0$ .

Además existe un par de torsión presente ( $T_m = 237,36 \text{ N.m}$ ).

Al igual que en el punto E se estima el valor de  $K_t = 2,7$  y  $K_{ts} = 2,2$  (para un filete de hombro agudo con una relación  $r/d = 0,02$  ) en base a la tabla 6.3.

Por ser un punto similar al punto E se usa el diámetro menor (por ser el crítico) de eje determinado para ese punto es decir  $\emptyset = 42,33 \text{ mm}$  (del mismo modo es un diámetro imaginario), por lo que el radio del filete en ese punto es:

$$r = 0,02 * d$$

$$r = 0,02 * 50,8 \text{ mm}$$

$$r = 0,8466 \text{ mm}$$

Con los datos de  $r = 0,8466 \text{ mm}$  y  $S_{ut} = 430 \text{ MPa}$  se estima el valor de  $q = 0,64$  y  $q_s = 0,66$  de la figura 6.14 y la figura 6.16 respectivamente.

Con estos valores se calcula el valor de  $K_f$  y  $K_{fs}$  usando las ecuaciones 6.11 y 6.12 respectivamente.

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

$$K_f = 1 + 0,64(2,7 - 1)$$

$$K_f = 2,088$$

$$K_{fs} = 1 + q_s(K_{ts} - 1)$$

$$K_{fs} = 1 + 0,66(2,2 - 1)$$

$$K_{fs} = 1,792$$



Además hay que recordar que el valor de  $S_e$  no cambia con respecto al punto E debido a que tampoco lo hacen los factores que lo modifican incluyendo el  $S_{ut}$  del material.

El valor del esfuerzo equivalente de Von Mises alternante se calcula como:

$$\sigma'_a = \frac{32K_f M_a}{\pi d^3}$$

$$\sigma'_a = \frac{32 * 2,088 * 53,012}{\pi(0,04233)^3}$$

$$\sigma'_a = 14,86 \text{ MPa}$$

Esfuerzo equivalente de Von Mises medio:

$$\sigma'_m = \left[ 3 \left( \frac{16K_{fs} T_m}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\sigma'_m = \left[ 3 \left( \frac{16 * 1,792 * 237,36}{\pi(0,04233)^3} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\sigma'_m = 49,47 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad según el criterio de Goodman

$$\frac{1}{n_f} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}}$$

$$\frac{1}{n_f} = \frac{14,86}{161,47} + \frac{49,47}{430}$$

$$n_f = 4,82 \rightarrow \text{Sí cumple}$$

Para la verificación de la falla por fluencia del material se utiliza la fórmula 6.16:

$$n_y = \frac{S_y}{\sigma'_a + \sigma'_m}$$

Reemplazando los valores correspondientes se tiene:

$$n_y = \frac{317}{14,86 + 49,47}$$

$$n_y = 4,92 \rightarrow \text{Sí cumple}$$

### **Punto M (Momento Flector Máximo)**

En este sitio (punto M en la figura 6.11; para  $x=265,49$  mm de izquierda a derecha) es donde se presenta el momento flector máximo ( $M_{m\acute{a}x} = 121820,3 \text{ N.m} = 121,82 \text{ N.m}$ )

Además existe un par de torsión presente ( $T_m = 237,36 \text{ N.m}$ ); y también se tiene que  $M_m = T_a = 0$ .

A pesar de que este punto no es en realidad parte del eje, sino más bien es parte del cilindro; se lo analizará porque es en donde se presenta el momento flector máximo.

Para esto se utilizará el diámetro imaginario determinado para el punto E (es decir  $\emptyset = 42,33 \text{ mm}$ ).

Del mismo modo que para el punto E, no hace falta redondear este valor al inmediato superior puesto que es un diámetro imaginario.

Además en este punto (el punto M) se considera que no están presentes cambios bruscos en la geometría y que el eje tiene una superficie libre de muescas por lo que  $K_f = K_{fs} = 1$ .

Conjuntamente hay que recordar que el valor de  $S_e$  no cambia con respecto al punto E debido a que tampoco lo hacen los factores que lo modifican incluyendo el  $S_{ut}$  del material.

Con las consideraciones anteriores se procede a calcular el valor del esfuerzo equivalente de Von Mises alternante:

$$\sigma'_a = \frac{32K_f M_a}{\pi d^3}$$

Reemplazando los valores correspondientes se tiene:

$$\sigma'_a = \frac{32 * 1 * 121,82}{\pi(0,04233)^3}$$

$$\sigma'_a = 16,36 \text{ MPa}$$

Esfuerzo equivalente de Von Mises medio:

$$\sigma'_m = \left[ 3 \left( \frac{16K_{fs} T_m}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2}$$

Reemplazando los valores correspondientes se tiene:

$$\sigma'_m = \left[ 3 \left( \frac{16 * 1 * 237,36}{\pi(0,04233)^3} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\sigma'_m = 27,61 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad según el criterio de Goodman

$$\frac{1}{n_f} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}}$$

Reemplazando los valores correspondientes se tiene:

$$\frac{1}{n_f} = \frac{16,36}{161,47} + \frac{27,61}{430}$$

$$\frac{1}{n_f} = 0,1656$$

$$n_f = 6,04 \rightarrow \text{Sí cumple}$$

Para la verificación de la falla por fluencia del material se utiliza la ecuación 6.22:

$$n_y = \frac{S_y}{\sigma'_a + \sigma'_m}$$

Reemplazando los valores correspondientes se tiene:

$$n_y = \frac{317}{16,36 + 27,61}$$

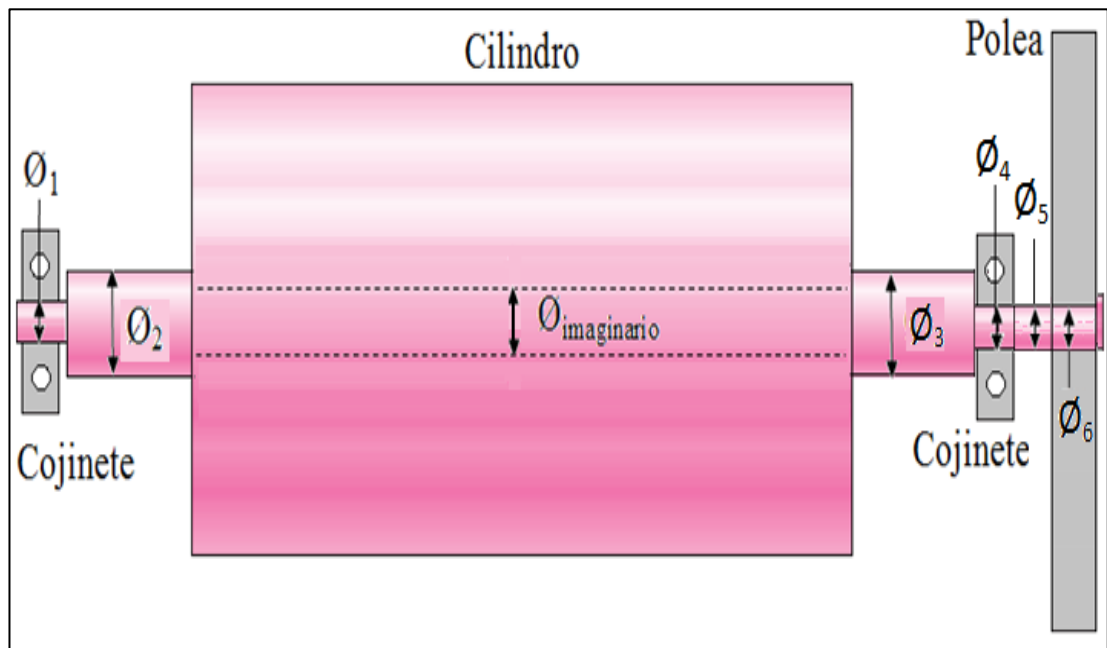
$$n_y = 7,21 \rightarrow \text{Sí cumple}$$

Ahora bien para el eje de la polea se impone un valor para el diámetro en este punto igual al del punto F ( $d = 1,5'' = 38,1 \text{ mm}$ ); para mantener uniformidad en el eje (como se muestra en la figura 6.17).

Además para que se pueda introducir el rodamiento (hasta el punto F) se mantiene este mismo diámetro ( $d = 1,5'' = 38,1 \text{ mm}$ ) desde el punto F hasta la polea; como se muestra en la figura 6.17.

Para el punto A (eje para cojinete), se adoptan las mismas medidas que en el punto F, puestos que es menos crítico que este y por lo que no hace falta determinar el factor de seguridad en este punto.

Finalmente se obtiene la geometría preliminar del eje representada en la figura 6.17:



**Figura 6.17.** Esquema del eje con los valores de los diámetros calculados.

**Fuente:** Juan J. Intriago P.

De donde se tienen los siguientes valores:

$$\varnothing_1 = 1,5'' = 38,1 \text{ mm.}$$

$$\varnothing_2 = 2'' = 50,8 \text{ mm.}$$

$$\varnothing_{\text{imaginario}} = 42,33 \text{ mm.}$$

$$\varnothing_3 = 2'' = 50,8 \text{ mm.}$$

$$\varnothing_4 = 1,5'' = 38,1 \text{ mm.}$$

$$\varnothing_5 = 2'' = 38,1 \text{ mm.}$$

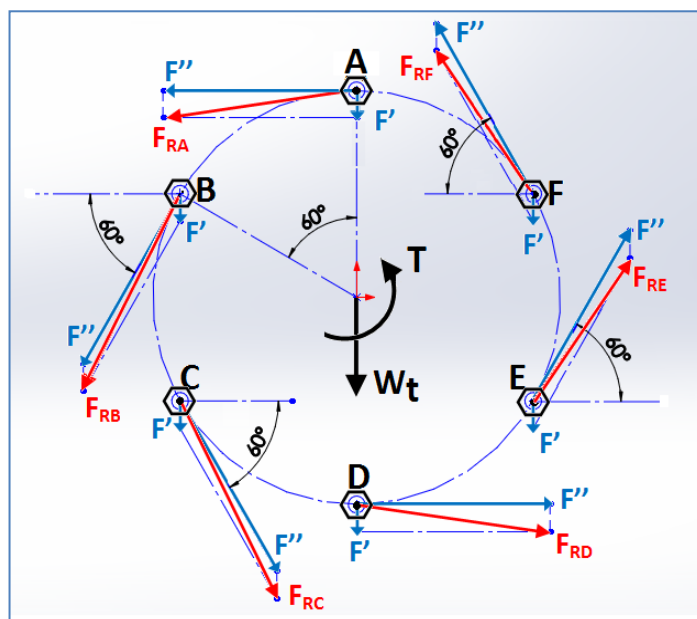
$$\varnothing_6 = 1,5'' = 38,1 \text{ mm.}$$

### 6.6.8 SELECCIÓN DE PERNOS PARA EL ACOPLE DEL EJE CON EL CILINDRO

Para la selección de los pernos para el acople eje-cilindro se considera que los pernos solo van a estar sometidos a esfuerzo cortante puro, por lo que no existirán esfuerzos normales.

En primer lugar se debe determinar cuál es el par torsor crítico al que están sometidos los pernos. Este par torsor es el de mayor valor que pueda soportar durante su funcionamiento, es decir el que ya se determinó en la sección 6.6.4. Se considera que el peso del cilindro (que es una carga cortante) se distribuye entre los pernos de manera que cada uno soporta una carga directa o cortante primario ( $F'$ ). Del mismo modo se considera que la carga producida por el par torsor crítico también se distribuye entre los pernos. Tanto la carga primaria como la carga producida por el par torsor (carga secundaria) se los puede representar como vectores; teniendo estos una fuerza resultante que es la que produce el esfuerzo cortante en cada perno.

A continuación se muestra el esquema de estas fuerzas actuando para un número impuesto de pernos igual a 6.



**Figura 6.18.** Fuerzas cortantes primarias y secundarias que actúan sobre cada perno.

Fuente: Juan J. Intriago P.

Para seguir con la línea del diseño conservador, se supondrá que todo el peso del cilindro y las tapas está soportado por los pernos de un solo lado de la tapa del cilindro, a pesar de que no es así puesto que existen pernos en la otra tapa que también soporta el peso total.

La carga cortante primaria que soporta cada perno se calcula de la siguiente manera (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012).

$$F' = \frac{w_T}{n} \quad \text{Ec. (6.23)}$$

Dónde:

$F'$ [N]: Carga cortante primaria que soporta cada perno.

$w_T$ [N]: Peso total del conjunto.

$n$ : Número de pernos.

Reemplazando valores se tiene:

$$F' = \frac{421,4 + 1128,42 + 421,4}{6}$$
$$F' = 328,54 \text{ N}$$

Para calcular la carga cortante secundaria que actúa en cada perno se determina el valor de fuerza que produce el par torsor ejercido sobre el cilindro, por lo que se tiene (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012).

$$F_T = F'' = \frac{T}{r} \quad \text{Ec. (6.24)}$$

Dónde:

$F_T$ [N]: Fuerza que produce el par torsor ejercido sobre el cilindro.

$F''$ [N]: Carga cortante secundaria.

$T$ [N.m]: Par torsor ejercido sobre el cilindro.

$r$ [m]: Distancia radial desde el eje hasta el centro del perno.

Recordando que el valor del par torsor sobre el cilindro es el crítico, es decir,  $T = 237,3636 \text{ N.m}$  y con un valor impuesto de  $r = 10 \text{ cm}$  (considerando las dimensiones de la tapa lateral del cilindro), se tiene:

$$F'' = \frac{237,3636}{0,1}$$

$$F'' = 2373,64 \text{ N}$$

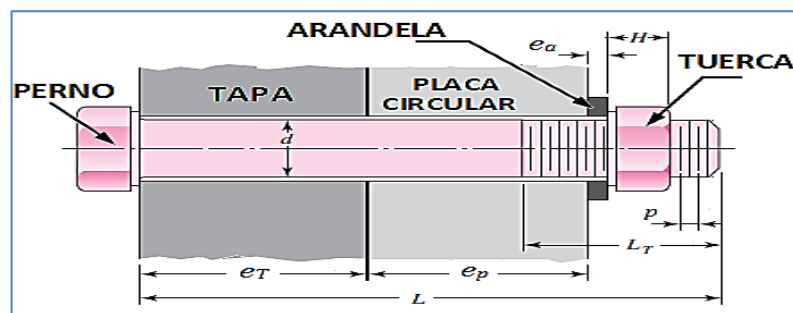
Una vez obtenidos los valores de las cargas cortantes primarias y secundarias que actúan en cada perno, se determina el valor de la fuerza resultante que produce el esfuerzo cortante, en cada perno. Así pues de acuerdo a la disposición de los pernos en la figura 6.18, se obtienen los siguientes valores de fuerza resultante para cada perno.

$$F_{RA} = F_{RD} = 2396,32 \text{ N}$$

$$F_{RB} = F_{RC} = 2663,54 \text{ N}$$

$$F_{RE} = F_{RF} = 2095,28 \text{ N}$$

De lo anterior se nota que los pernos B y C son los críticos porque soportan la mayor parte de la carga; así que esta carga es la que se utiliza para determinar el esfuerzo cortante que produce la falla del perno. Para el acople de los pernos y el cilindro se utilizará una placa circular de acero de 1/2" (12,7 mm) de espesor; para que el perno no sobresalga demasiado y para que el perno sea el que tienda a fallar y no la tapa del cilindro. Por lo que la disposición de un perno será de acuerdo a la figura 6.19:



**Figura 6.19.** Disposición de un perno para el acople cilindro-eje.

*Fuente: Juan J. Intriago P.*



La longitud del perno debe incluir el espesor de la tapa más el espesor de la placa circular de acero, también se estima un valor de 2 mm para una arandela. A este valor se le suma la altura de la tuerca. Para un perno M10 se obtiene este valor igual a 8,4 mm de acuerdo a la tabla 6.8:

**Tabla 6.8. Mediciones de Roscas Hexagonales (medidas en mm).**

Tamaño nominal, mm	Ancho W	Altura H		
		Hexagonal regular	Gruesa o ranurada	Contra-tuerca
M5	8	4.7	5.1	2.7
M6	10	5.2	5.7	3.2
M8	13	6.8	7.5	4.0
M10	16	8.4	9.3	5.0
M12	18	10.8	12.0	6.0
M14	21	12.8	14.1	7.0
M16	24	14.8	16.4	8.0
M20	30	18.0	20.3	10.0
M24	36	21.5	23.9	12.0
M30	46	25.6	28.6	15.0
M36	55	31.0	34.7	18.0

*Fuente: (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012).*

Es ideal que sobresalgan una o dos roscas después de que se apriete la tuerca. Para estimar este valor se puede tomar el valor del paso de la rosca (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012). Para una rosca M10 se obtiene este valor igual a 1,5 mm de acuerdo a la tabla 6.9:

**Tabla 6.9. Diámetros de áreas de roscas métricas de paso grueso y fino.**

Diámetro mayor nominal $d$ , mm	Serie de paso grueso			Serie de paso fino		
	Paso $p$ , mm	Área de esfuerzo de tensión $A_t$ , mm <sup>2</sup>	Área del diámetro menor $A_r$ , mm <sup>2</sup>	Paso $p$ , mm	Área de esfuerzo de tensión $A_t$ , mm <sup>2</sup>	Área del diámetro menor $A_r$ , mm <sup>2</sup>
1.6	0.35	1.27	1.07			
2	0.40	2.07	1.79			
2.5	0.45	3.39	2.98			
3	0.5	5.03	4.47			
3.5	0.6	6.78	6.00			
4	0.7	8.78	7.75			
5	0.8	14.2	12.7			
6	1	20.1	17.9			
8	1.25	36.6	32.8	1	39.2	36.0
10	1.5	58.0	52.3	1.25	61.2	56.3
12	1.75	84.3	76.3	1.25	92.1	86.0

*Fuente: (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012).*

De este modo la longitud total de perno (L) se obtiene de la siguiente manera (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012):

$$L = e_T + e_p + H + e_a + p \quad \text{Ec. (6.25)}$$

Dónde:

$e_T[mm]$ : Espesor de la tapa del cilindro.

$e_p[mm]$ : Espesor de la placa circular.

$H[mm]$ : Altura de la tuerca.

$e_a[mm]$ : Espesor de la arandela.

$p[mm]$ : Paso de la rosca.

Reemplazando valores se tiene:

$$L = 12,7 + 12,7 + 8,4 + 1,5 + 2$$

$$L = 37,3 \text{ mm} \approx 38 \text{ mm}$$

Para determinar el valor de la longitud de rosca ( $L_T$ ) se utiliza la tabla 6.10 (unidades en milímetros), en donde se tienen como datos de entrada la longitud (L) del perno y el diámetro nominal de este (d).

**Tabla 6.10.** Longitud de rosca (sistema métrico) en función del diámetro nominal y la longitud total del perno.

$L_T =$	{	$2d + 6$	$L \leq 125$	$d \leq 48$
		$2d + 12$	$125 < L \leq 200$	
		$2d + 25$	$L > 200$	

**Fuente:** (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012).

Por lo que de acuerdo a la tabla 6.10 para una longitud de perno  $L = 38 \text{ mm}$  y un diámetro nominal  $d = 10 \text{ mm}$ , se tiene:

$$L_T = 2d + 6$$

$$L_T = 2(10\text{mm}) + 6$$

$$L_T = 26$$

La longitud de la parte sin roscar (J) es la diferencia entre la longitud del perno y la parte roscada es decir:

$$\begin{aligned} J &= L - L_T \\ J &= 38\text{mm} - 26\text{mm} \\ J &= 12\text{ mm} \end{aligned}$$

De lo anterior se nota que la parte sin rosca es menor que el espesor de la tapa (12,7 mm), por lo que el perno tenderá a cortarse a lo largo de su diámetro menor, es decir el área del esfuerzo cortante será el área del diámetro menor ( $A_r$ ) del perno; este dato se obtiene de la tabla 6.9.

Por lo que para un perno M10x1,5 se tiene:

$$A_r = 52,3\text{ mm}^2$$

De este modo el esfuerzo cortante que actúa sobre el perno B y C (figura 6.18), se calcula como (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012):

$$\tau = \frac{V}{A} \quad \text{Ec. (6.26)}$$

Dónde:

$\tau$ [MPa]: Esfuerzo cortante.

$V$ [N]: Fuerza cortante.

$A$ [mm<sup>2</sup>]: Área de la sección transversal que está siendo cortada.

Teniendo en cuenta que la fuerza resultante es la fuerza cortante que actúa sobre el perno más crítico y que el área que tenderá a cortarse es el área del diámetro menor se tiene:

$$\tau = \frac{F_{RB} = F_{RC}}{A_r}$$

$$\tau = \frac{2663,54 \text{ N}}{52,3 \text{ mm}^2}$$

$$\tau = 50,93 \text{ MPa}$$

Una vez obtenido el esfuerzo cortante que actúa sobre el área transversal del perno se analiza la falla de este usando el criterio de la Energía de la Distorsión; para esto se calcula el esfuerzo equivalente de Von Mises que actúa sobre el perno.

Recordando que sobre el perno no actúan cargas axiales, es decir se produce un esfuerzo plano; se puede utilizar la siguiente ecuación para calcular el esfuerzo equivalente de Von Mises que actúa sobre el perno (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012).

$$\sigma' = (\sigma_x^2 - \sigma_x\sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2)^{1/2} \quad \text{Ec. (6.27)}$$

Dónde:

$\sigma'$ [MPa]: Esfuerzo equivalente de Von Mises.

$\sigma_x$ [MPa]: Esfuerzo normal en la dirección del eje X.

$\sigma_y$ [MPa]: Esfuerzo normal en la dirección del eje Y.

$\tau_{xy}$ [MPa]: Esfuerzo cortante transversal paralelo al área de corte.

Para el caso los pernos que se analizan, se hace la suposición de se produce un esfuerzo cortante puro, es decir que  $\sigma_x = \sigma_y = 0$ .

Además el esfuerzo cortante transversal ( $\tau_{xy}$ ) es el mismo esfuerzo cortante ( $\tau$ ) producido por la fuerza resultante ( $F_{RB}$ ); por lo que se tiene:

$$\sigma' = (3\tau_{xy}^2)^{1/2}$$

$$\sigma' = (3\tau^2)^{1/2}$$

$$\sigma' = (3 * 50,93^2)^{1/2}$$

$$\sigma' = 88,21 \text{ MPa}$$

La resistencia del material del perno debe ser mayor a este esfuerzo equivalente; para comprobar esto se relacionan ambos valores para determinar un factor de seguridad para el perno de la siguiente manera (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012):

$$n = \frac{S}{\sigma'} \quad \text{Ec. (6.28)}$$

Dónde:

$n$ : Factor de seguridad de falla del perno.

$S[\text{MPa}]$ : Resistencia de a falla del perno.

El valor de resistencia del perno que se debe utilizar es el de la resistencia de prueba mínima ( $S_p$ ), pues este valor contempla variación en la resistencia del perno debida al roscado de este (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012). Para estimar el valor de la resistencia mínima de prueba del acero para el perno se utiliza la siguiente tabla.

**Tabla 6.11.** Clases métricas de propiedad mecánica de pernos, tornillos y birlos de acero.

Clase de propiedad	Intervalo de tamaños, inclusive	Resistencia de prueba mínima, <sup>†</sup> MPa	Resistencia mínima a la tensión, <sup>†</sup> MPa	Resistencia mínima a la fluencia, <sup>†</sup> MPa	Material	Marca en la cabeza
4.6	M5-M36	225	400	240	Acero de bajo o medio carbono	
4.8	M1.6-M16	310	420	340	Acero de bajo o medio carbono	
5.8	M5-M24	380	520	420	Acero de bajo o medio carbono	
8.8	M16-M36	600	830	660	Acero de medio carbono, T y R	
9.8	M1.6-M16	650	900	720	Acero de medio carbono, T y R	
10.9	M5-M36	830	1 040	940	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
12.9	M1.6-M36	970	1 220	1 100	Acero aleado, T y R	

*Fuente:* (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012).

Por lo que para un perno métrico de clase 4.6 (M5-M36) se tiene un valor de resistencia mínima de prueba  $S_p = 225 \text{ MPa}$ . Además se asume que el valor del factor de seguridad debe ser mayor a 2; por lo que reemplazando valores se tiene:

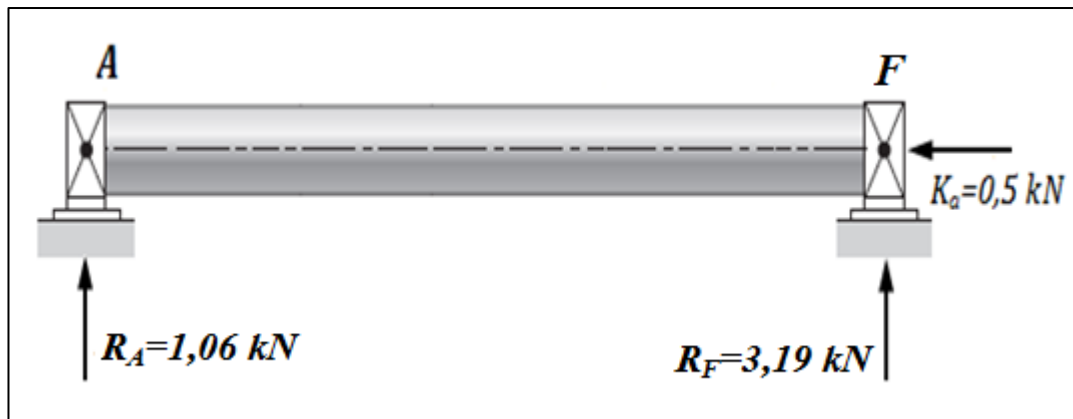
$$n = \frac{S_p}{\sigma'}$$

$$n = \frac{225 \text{ MPa}}{88,21 \text{ MPa}}$$

$$n = 2,55 > 2 \rightarrow \text{Sí cumple}$$

### 6.6.9 SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS

Para el análisis de los rodamientos a utilizar se asume que a más de las cargas radiales (que son las reacciones en los apoyos) actúa una carga axial exterior ( $K_a$ ) debida al movimiento de los áridos y esferas dentro del cilindro, de este modo se obtiene el siguiente esquema de las fuerzas que actúan sobre los apoyos:



*Figura 6.20. Esquema de fuerzas que actúan sobre los apoyos del cilindro.*

*Fuente: Juan J. Intriago P.*

Entonces del análisis del eje (en la sección 6.6.6) se toman los datos de la reacciones en los apoyos. Y para la carga axial externa se asume un valor (por seguridad) de  $K_a = 0,5 \text{ kN}$ . Además se supondrá una temperatura de funcionamiento del rodamiento de

60°C. Estas fuerzas son las que se considera que actúan sobre los rodamientos y sus valores son:

$$R_A = 1,06 \text{ kN}$$

$$R_F = 3,19 \text{ kN}$$

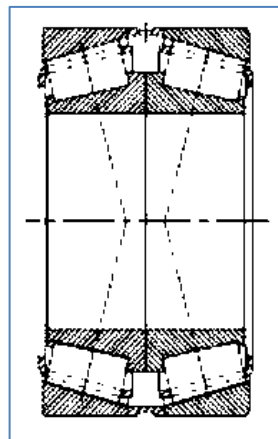
$$K_a = 0,5 \text{ N}$$

Para la selección de los rodamientos se utiliza el método de cálculo desarrollado por FAG (una de las marcas de rodamientos fabricada por el Grupo Schaeffler).

El diseño se considera bajo solicitaciones dinámicas, en vista de que la velocidad a la que gira el tambor es mayor a 10 rpm (FAG Sales Europe GmbH, 2000).

En vista de que los rodamientos van a soportar cargas radiales y axiales, se opta por utilizar un rodamiento de rodillos cónicos por ser apropiado para este tipo de cargas (FAG Sales Europe GmbH, 2000).

En principio se puede optar por una disposición del par de rodamiento en X, para que pueda soportar cargas axiales en ambos sentidos como se muestra en la figura 6.21:



**Figura 6.21.** Disposición de rodamientos de rodillos cónicos fijos en X.

**Fuente:** (FAG Sales Europe GmbH, 2000).

### 6.6.9.1 Rodamiento en A (de acuerdo a la figura 6.20)

La FAG sugiere la ecuación 6.29 para poder realizar las iteraciones correspondientes para la selección del rodamiento (FAG Sales Europe GmbH, 2000).

$$C = P * \sqrt[p]{\frac{L_{hn} * n * 60}{a_1 * a_{23} * 10^6}} \quad \text{Ec. (6.29)}$$

Dónde:

$C[kN]$ : Capacidad de carga dinámica.

$P[kN]$ : Carga Dinámica equivalente.

$p$ : Exponente de vida.

$L_{hn}$  o  $L_n[horas]$ : Vida nominal del rodamiento.

$n[rpm]$ : Velocidad de funcionamiento del rodamiento.

$a_1$ : Factor de probabilidad de fallo

$a_{23}$ : Factor para el material y las condiciones de servicio.

El valor del exponente de vida para un rodamiento de rodillos es  $p = 10/3$  (FAG Sales Europe GmbH, 2000).

El valor del factor de probabilidad de fallo se determina con la ayuda de la siguiente tabla. Por lo que para una probabilidad de fallo del 1% (valor impuesto) se tiene  $a_1 = 0,21$ .

**Tabla 6.12.** Valor del factor de probabilidad de fallo ( $a_1$ ).

▼ Factor $a_1$						
Probabilidad de fallo %	10	5	4	3	2	1
Vida a fatiga	$L_{10}$	$L_5$	$L_4$	$L_3$	$L_2$	$L_1$
Factor $a_1$	1	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

*Fuente:* (FAG Sales Europe GmbH, 2000).



De acuerdo a las recomendaciones de FAG el valor del factor para el material y las condiciones de servicio debe estar entre 1 y 3,5 (aproximadamente) para una primera iteración. Para efectos de cálculo se asume un valor de  $a_{23} = 1,1$ .

El valor de  $L_n$  depende de un factor de esfuerzos dinámicos ( $f_L$ ). En el catálogo de la FAG se dan algunos valores de orientación para este factor de acuerdo a la aplicación del rodamiento.

De acuerdo a la siguiente tabla para una transmisión de maquinaria en general del tipo universal se tiene un valor de  $f_L$  entre 2 y 3; se elige un valor de 2,98.

**Tabla 6.13.** Factor de esfuerzos ( $f_L$ ) de acuerdo a la aplicación del rodamiento.

Transmisiones de maquinaria en general		
Transmisiones universales	2 ... 3	Potencia nominal; velocidad nominal
Motoreductores	2 ... 3	Potencia nominal; velocidad nominal
Grandes transmisiones estacionarias	3 ... 4,5	Potencia nominal; velocidad nominal

Fuente: (FAG Sales Europe GmbH, 2000).

Con el valor de  $f_L = 2,98$  se estima un valor de  $L_n = 19000$  de acuerdo a la siguiente tabla.

**Tabla 6.14.** Valores de  $f_L$  y  $L_n$  para rodamientos de rodillos.

▼ Valores $f_L$ para rodamientos de rodillos									
$L_h$	$f_L$	$L_h$	$f_L$	$L_h$	$f_L$	$L_h$	$f_L$	$L_h$	$f_L$
h		h		h		h		h	
100	0,617	420	0,949	1700	1,44	6500	2,16	28000	3,35
110	0,635	440	0,962	1800	1,47	7000	2,21	30000	3,42
120	0,652	460	0,975	1900	1,49	7500	2,25	32000	3,48
130	0,668	480	0,988	2000	1,52	8000	2,3	34000	3,55
140	0,683	500	1	2200	1,56	8500	2,34	36000	3,61
150	0,697	550	1,03	2400	1,6	9000	2,38	38000	3,67
160	0,71	600	1,06	2600	1,64	9500	2,42	40000	3,72
170	0,724	650	1,08	2800	1,68	10000	2,46	42000	3,78
180	0,736	700	1,11	3000	1,71	11000	2,53	44000	3,83
190	0,748	750	1,13	3200	1,75	12000	2,59	46000	3,88
200	0,76	800	1,15	3400	1,78	13000	2,66	48000	3,93
220	0,782	850	1,17	3600	1,81	14000	2,72	50000	3,98
240	0,802	900	1,19	3800	1,84	15000	2,77	55000	4,1
260	0,822	950	1,21	4000	1,87	16000	2,83	60000	4,2
280	0,84	1000	1,23	4200	1,89	17000	2,88	65000	4,31
300	0,858	1100	1,27	4400	1,92	18000	2,93	70000	4,4
320	0,875	1200	1,3	4600	1,95	19000	2,98	80000	4,58
340	0,891	1300	1,33	4800	1,97	20000	3,02	90000	4,75
360	0,906	1400	1,36	5000	2	22000	3,11	100000	4,9
380	0,921	1500	1,39	5500	2,05	24000	3,19	150000	5,54
400	0,935	1600	1,42	6000	2,11	26000	3,27	200000	6,03

Fuente: (FAG Sales Europe GmbH, 2000).

La velocidad de giro es la misma a la que debe girar el cilindro, es decir entre 30 y 33 rpm; se elige una velocidad angular  $n = 33$  rpm.

Para determinar el valor de P (carga dinámica equivalente) se determina el valor de los siguientes factores.

### **Serie del Ángulo de contacto**

La serie del ángulo de contacto de un rodamiento puede variar entre 1 y 7 (FAG Sales Europe GmbH, 2000).

En vista de que es una primera iteración y que la carga axial externa no es grande en comparación a las fuerzas radiales en los rodamientos se elige una serie de ángulo igual a 3.

De acuerdo al catálogo WL 41 520/3 SB de FAG para rodamientos con una serie de ángulos igual a 4 se tienen estos valores usuales para los siguientes factores:

$$Y = 1,58; Y_0 = 0,87; C = 54 \text{ kN}; C_0 = 71 \text{ kN} \text{ y } e = 0,38$$

Dónde:

Y: Factor de carga axial para solicitaciones dinámicas.

$Y_0$ : Factor de carga axial para solicitaciones estáticas.

C: Capacidad de carga dinámica.

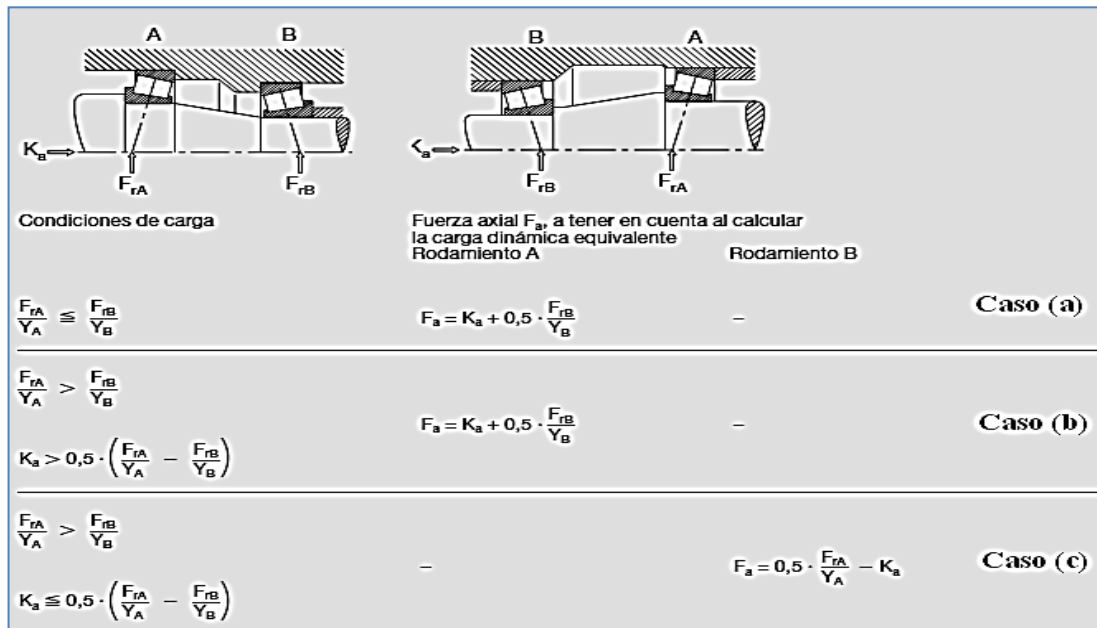
$C_0$ : Capacidad de carga estática.

e: relación entre la carga axial  $F_a$  y fuerza radial  $F_r$ .

### **Determinación del tipo y caso para el montaje; y determinación de la carga axial ( $F_a$ )**

El tipo de montaje ya se lo indicó anteriormente como un tipo de montaje en X.

Para determinar el caso de montaje se utiliza la figura 6.22:



**Figura 6.22.** Esquema para determinar el tipo, caso de montaje y el valor de carga axial para un rodamiento de rodillos cónicos.

**Fuente:** (FAG Sales Europe GmbH, 2000).

De acuerdo a la serie de ángulos asumida se tiene  $Y = 1,58$ . Además se supone este mismo valor para cada par de rodamientos, es decir:  $Y=Y_A=Y_B=1,58$ .

Del mismo modo se asume  $Y_0=Y_{0A}=Y_{0B}=0,87$ .

Además se asume que los valores de las reacciones en los cojinetes ( $R_A$  y  $R_F$ ) son los mismos valores de las fuerzas radiales ( $F_{rA}$  y  $F_{rB}$  en la figura 6.22) en los pares de rodamientos, por lo que para una disposición en X (de acuerdo a la figura 6.20 y a la figura 6.22) se tiene que:

$$R_A = F_{rA} = 1,06 \text{ kN}$$

$$R_F = F_{rB} = 3,19 \text{ kN}$$

$$K_a = 0,5 \text{ N}$$

Reemplazando estos valores se tiene:

$$\frac{F_{rA}}{Y_A}; \frac{F_{rB}}{Y_B}$$

$$\frac{1,06}{1,58}; \frac{3,19}{1,58}$$

$$0,67 < 2,02$$

Por lo tanto corresponde al caso (a) y la fuerza axial en A se calcula de la siguiente manera:

$$F_a = K_a + 0,5 * \frac{F_{rB}}{Y_B}$$

$$F_a = 0,5 + 0,5 * \frac{3,19}{1,58}$$

$$F_a = 1,51 \text{ kN}$$

### Determinación de la carga equivalente estática ( $P_0$ ) y dinámica ( $P$ )

Para el cálculo de  $P_0$  se utiliza la siguiente tabla:

**Tabla 6.15.** Valor de la carga estática equivalente para rodamientos de rodillos cónicos.

$P_0 = F_r$	[kN] para $\frac{F_a}{F_r} \leq \frac{1}{2 \cdot Y_0}$
$P_0 = 0,5 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a$	[kN] para $\frac{F_a}{F_r} > \frac{1}{2 \cdot Y_0}$

**Fuente:** (FAG Sales Europe GmbH, 2000).

Reemplazando estos valores (Para cojinete en el punto A en la figura 6.22) se tiene:

$$\frac{F_a}{F_r}; \frac{1}{2 * Y_0}$$

$$\frac{1,51}{1,06}; \frac{1}{2(0,87)}$$

$$1,42 > 0,57$$

Por lo que la carga estática equivalente ( $P_0$ ) se calcula como:

$$P_0 = 0,5 * F_r + Y_0 * F_a$$

$$P_0 = 0,5(1,06) + 0,87(1,51)$$

$$P_0 = 1,8437 \text{ kN}$$

Para el cálculo de P se utiliza la siguiente tabla:

**Tabla 6.16.** Valor de la carga dinámica equivalente para rodamientos de rodillos cónicos.

$P = F_r$	[kN] para $\frac{F_a}{F_r} \leq e$
$P = 0,4 \cdot F_r + Y \cdot F_a$	[kN] para $\frac{F_a}{F_r} > e$

**Fuente:** (FAG Sales Europe GmbH, 2000).

Reemplazando estos valores se tiene:

$$\frac{F_a}{F_r}; e$$

$$\frac{1,51}{1,06}; 0,38$$

$$1,42 > 0,38$$

Por lo que la carga dinámica equivalente (P) se calcula como:

$$P = 0,4 * F_r + Y * F_a$$

$$P = 0,4(1,06) + 1,59(1,51)$$

$$P = 2,8249 \text{ kN}$$

## Determinación de la capacidad de carga estática ( $C_0$ )

Para determinar el valor de  $C_0$  se utiliza la siguiente ecuación (FAG Sales Europe GmbH, 2000):

$$C_0 = f_s * P_0 \quad \text{Ec. (6.30)}$$

Dónde:

$f_s$ : Factor de esfuerzos estáticos.

El valor de  $f_s$  se obtiene de la siguiente tabla:

*Tabla 6.17. Valor del factor de esfuerzos estáticos de acuerdo a las condiciones de uso, para rodamientos de rodillos cónicos.*

$f_s = 1,5 \dots 2,5$ para exigencias elevadas
$f_s = 1,0 \dots 1,5$ para exigencias normales
$f_s = 0,7 \dots 1,0$ para exigencias reducidas

*Fuente: (FAG Sales Europe GmbH, 2000).*

Para exigencias normales se escoge un valor de  $f_s=1,5$ . Reemplazando valores se tiene:

$$C_0 = 1,5 * 1,8437 \text{ kN}$$

$$C_0 = 2,7656 \text{ kN}$$

## Determinación de la capacidad de carga dinámica ( $C$ )

Una vez estimados los parámetros de la ecuación 6.29, se procede a reemplazarlos y a calcular el valor de  $C$ .

$$C = P * \sqrt[p]{\frac{L_{hn} * n * 60}{a_1 * a_{23} * 10^6}}$$

$$C = 2,8249 \text{ kN} * \sqrt[10/3]{\frac{19000 * 33 * 60}{0,21 * 1,1 * 10^6}}$$

$$C = 13,02 \text{ kN}$$

Con este valor de capacidad de carga dinámica y carga estática se recurre al catálogo WL 41 520/3 SB de FAG para seleccionar un diámetro que servirá como punto de partida para la selección del rodamiento final.

De acuerdo al catálogo (en la sección de rodamientos de rodillos cónicos, pág. 331) se cuenta con varias opciones, que son las que más se acercan al valor de  $C$  y  $C_0$  requerido, pero tomando en cuenta la serie de ángulos que se impuso al principio con un valor de 3, se opta por el siguiente rodamiento:

### **Rodamiento T3CD040**

Factor de carga axial para solicitaciones dinámicas:  $Y=1,59$ .

Factor de carga axial para solicitaciones estáticas:  $Y_0 = 0,87$ .

Capacidad de carga dinámica:  $C = 54$  kN.

Capacidad de carga estática:  $C_0 = 71$  kN.

Relación entre la carga axial  $F_a$  y fuerza radial  $F_r$ .:  $e = 0,38$ .

Diámetro del agujero:  $d = 40$  mm.

Diámetro exterior del rodamiento:  $D = 68$  mm.

El rodamiento elegido es adecuado en vista de que el diámetro del agujero se acerca mucho al requerido en el diseño del eje. La diferencia entre el diámetro obtenido mediante las tablas del catálogo y el que se determinó en la sección 6.6.7 podría solucionarse con una aumento en el valor de este último, pues al estar dimensionado de manera conservadora es susceptible de modificaciones no muy drásticas.

Una vez seleccionado el rodamiento preliminar se procede a recalcular el valor de  $a_{23}$ , el cual depende de ciertos parámetros que a continuación se determinan.

### **Diámetro medio ( $d_m$ )**

$$d_m = \frac{D+d}{2} \quad \text{Ec. (6.31)}$$

Dónde:

$D[mm]$ : Diámetro exterior del rodamiento.

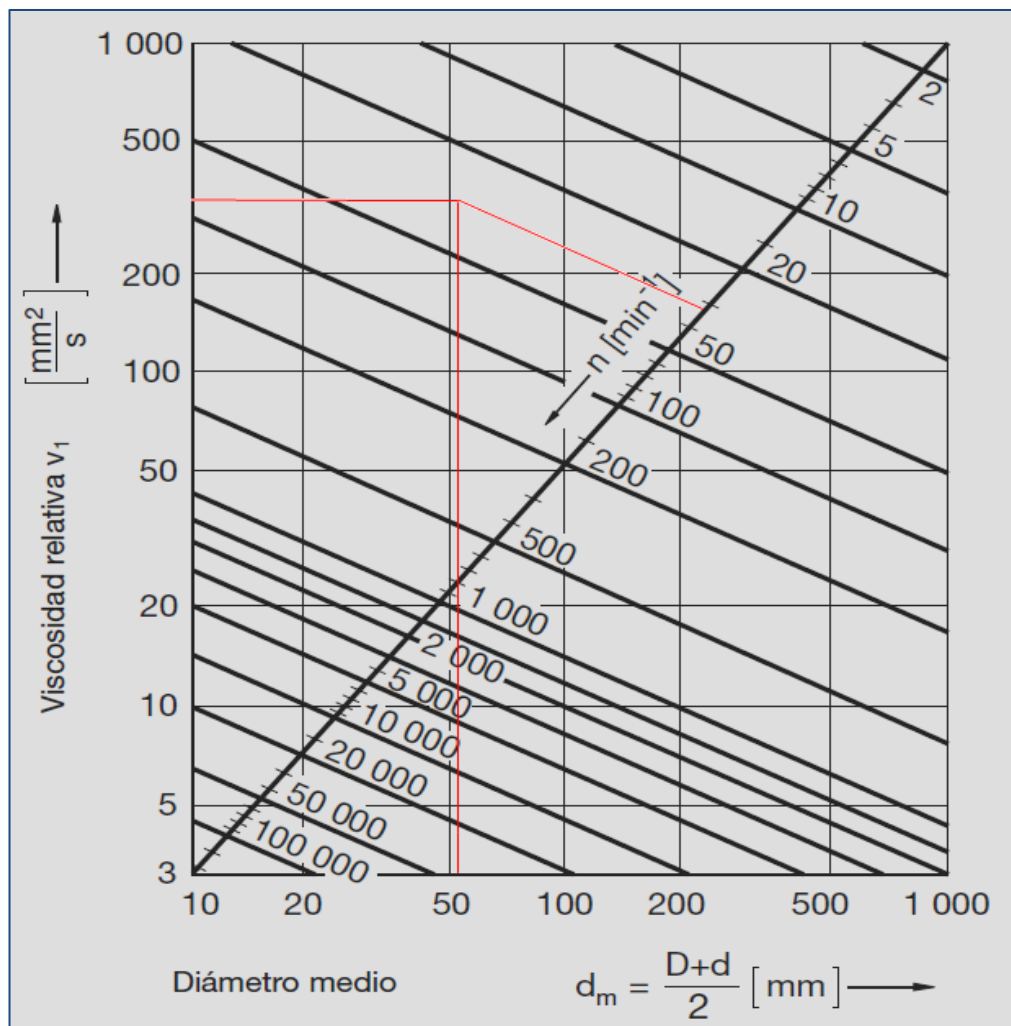
$d[mm]$ : Diámetro del agujero.

Para el rodamiento seleccionado se tiene:

$$d_m = \frac{68 + 40}{2}$$

$$d_m = 54 \text{ mm}$$

### Viscosidad Relativa ( $v_1$ )



**Figura 6.23.** Viscosidad relativa ( $v_1$ ) en función del diámetro medio ( $d_m$ ) y la velocidad del rodamiento ( $n$ ).

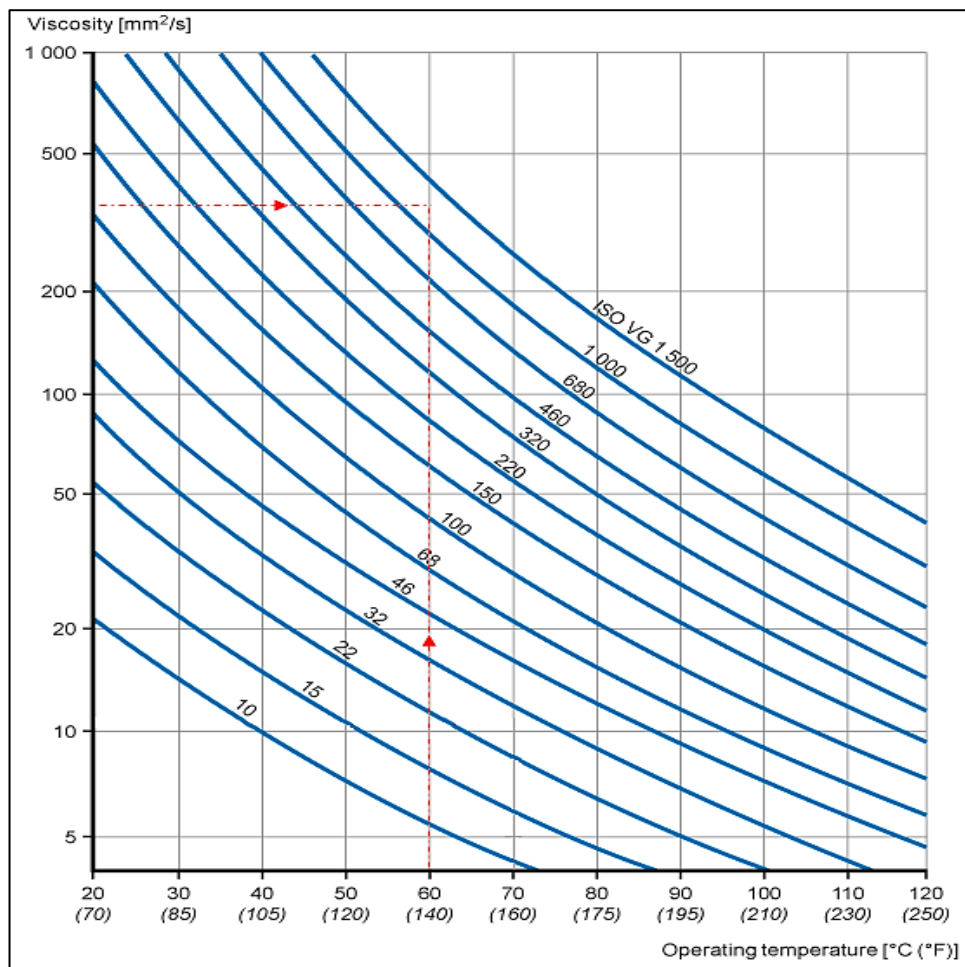
**Fuente:** (FAG Sales Europe GmbH, 2000).



El valor de la viscosidad relativa se determina con la ayuda de la figura 6.23 teniendo como datos de entrada la velocidad de giro del rodamiento ( $n$ ) y el diámetro medio ( $d_m$ ). Entonces para un  $d_m = 54 \text{ mm}$  y  $n = 33 \text{ rpm}$  resulta un valor de  $v_1 \approx 370 \text{ mm}^2/\text{s}$  (viscosidad nominal mínima).

### Viscosidad de servicio ( $v$ )

El valor de la viscosidad de servicio se determina con la ayuda de una figura en la que se ingresa con los datos de  $v_1$  y la temperatura de servicio del rodamiento. Sin embargo en el gráfico que proporciona el catálogo FAG solo es posible tener hasta valores de  $v_1$  no mayores a  $300 \text{ mm}^2/\text{s}$ ; por lo que se recurre a utilizar la figura 6.24 elaborado por la empresa SKF (Empresa encargada de fabricar rodamientos).



**Figura 6.24.** Viscosidad de servicio ( $v$ ) en función de la viscosidad relativa ( $v_1$ ) y la temperatura de operación del rodamiento ( $T$ ).

**Fuente:** (SKF, 2014).

De la figura 6.24 se observa que para una viscosidad nominal mínima  $v_1 \approx 370 \text{ mm}^2/\text{s}$  y una temperatura de funcionamiento del rodamiento  $T = 60^\circ\text{C}$ , se necesita un lubricante en la clase de viscosidad de la ISO VG 1500, con una viscosidad real  $v$  de al menos  $1500 \text{ mm}^2/\text{s}$  a la temperatura de referencia de  $40^\circ\text{C}$  ( $105^\circ\text{F}$ ).

**Ratio de Viscosidad, k (FAG Sales Europe GmbH, 2000).**

$$k = \frac{v}{v_1} \quad \text{Ec. (6.32)}$$

Dónde:

$v[\text{mm}^2/\text{s}]$ : Viscosidad de servicio del lubricante.

$v_1[\text{mm}^2/\text{s}]$ : Viscosidad relativa.

Para el rodamiento seleccionado se tiene:

$$k = \frac{1500}{370}$$

$$k = 4,05$$

**Factor a esfuerzos estáticos o factor de carga,  $f_s$  (FAG Sales Europe GmbH, 2000).**

$$f_s = \frac{C_0}{P_0} \quad \text{Ec. (6.33)}$$

Dónde:

$C_0[\text{kN}]$ : Capacidad de carga estática.

$P_0[\text{kN}]$ : Carga equivalente del rodamiento.

Reemplazando valores se tiene:

$$f_s = \frac{71}{1,8437} = 38,51$$

**$K_1$ ,  $K_2$  y  $K_3$  (Valores para la determinación del factor básico,  $a_{23II}$ )**

El valor de  $K_1$  se determina con la ayuda de la figura 6.25 teniendo como datos de entrada el factor de carga ( $f_s$ ) y el hecho de que se trata de un rodamiento de rodillos cónicos (curva  $b$ , en la figura 6.25).



Figura 6.25. Valor de  $K_1$  en función del factor de carga ( $f_s$ ) y el tipo de rodamiento.

Fuente: (FAG Sales Europe GmbH, 2000).

De la figura 6.25 se observa que para un  $f_s = 38,51$  y un rodamiento de rodillos cónicos resulta un valor de  $K_1 \approx 0$ .

El valor de  $K_2$  se determina con la ayuda de la figura 6.26 teniendo como datos de entrada el factor de carga ( $f_s$ ) y el ratio de viscosidad ( $k$ ).

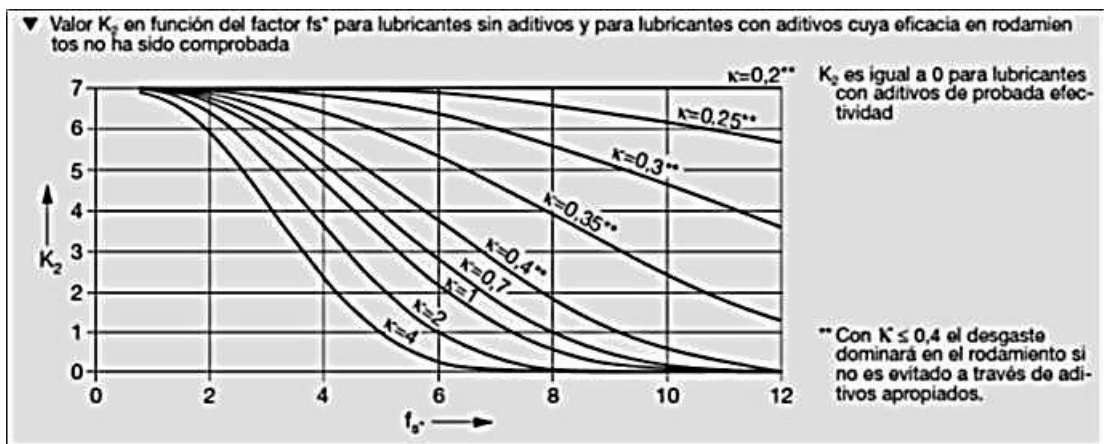


Figura 6.26. Valor de  $K_2$  en función del factor de carga ( $f_s$ ) y el ratio de viscosidad ( $k$ ).

Fuente: (FAG Sales Europe GmbH, 2000).

De la figura 6.26 se observa que para un  $f_s = 38,51$  y  $k = 4,05$  resulta un valor de  $K_2 \approx 0$ . El valor de  $K$  es igual a la suma de  $K_1$  y  $K_2$ , por lo que para este rodamiento se tiene el siguiente valor de  $K$  (FAG Sales Europe GmbH, 2000).

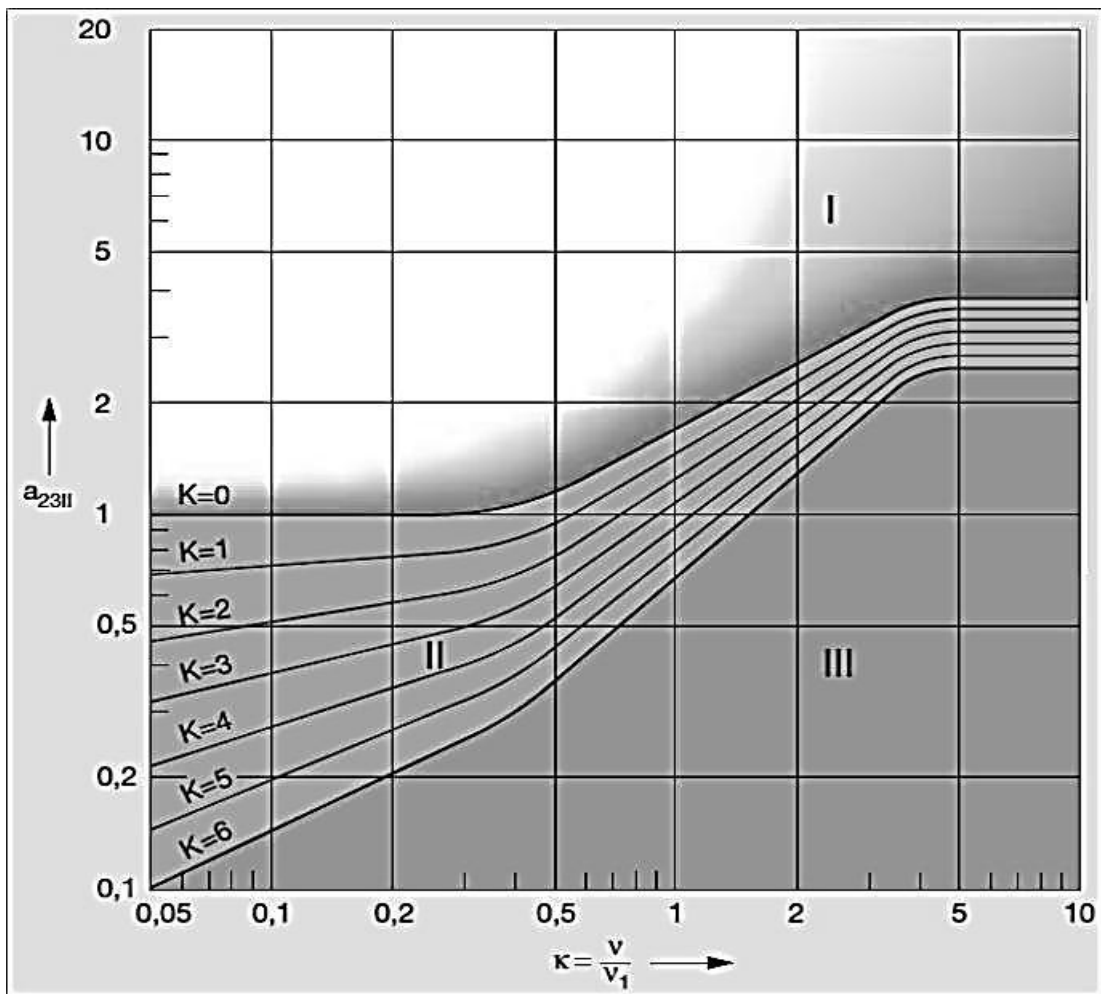
$$K = K_1 + K_2 \quad \text{Ec. (6.34)}$$

$$K = 0 + 0$$

$$K = 0$$

### Factor básico para la determinación de la vida ampliada del rodamiento ( $a_{23II}$ )

El valor de  $a_{23II}$  se determina con la ayuda de la figura 6.27 teniendo como datos el valor de  $K$  y el ratio de viscosidad ( $k$ ).



**Figura 6.27.** Factor básico en función del ratio de viscosidad ( $k$ ) y el valor de  $K$ .

**Fuente:** (FAG Sales Europe GmbH, 2000).

De la figura 6.27 se observa que para un  $k = 4,05$  y  $K = 0$ , resulta un valor de  $a_{23II} \approx 3,7$ .

### Factor de limpieza (s)

Para determinar el grado de limpieza (s) se necesita el factor de impurezas V. Para una moderada contaminación del lubricante se puede considerar  $V = 2$  (FAG Sales Europe GmbH, 2000).

De este modo el valor de s se determina con la ayuda de la figura 6.28 teniendo como datos de entrada el valor del factor de carga ( $f_s$ ) y el factor de impurezas (V).

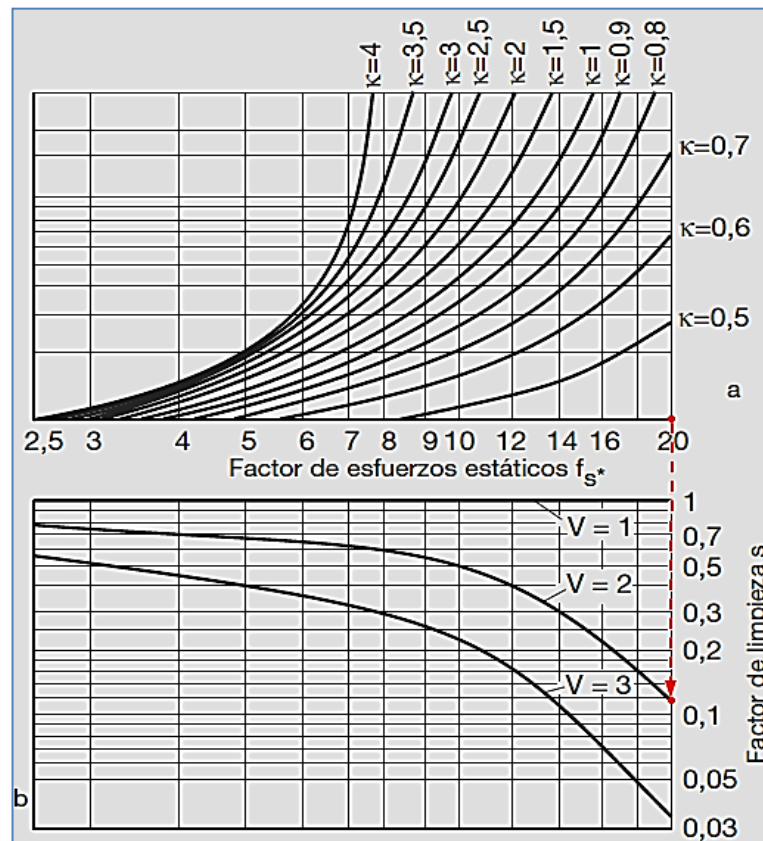


Figura 6.28. Diagrama para determinar el factor de limpieza (s).

Fuente: (FAG Sales Europe GmbH, 2000).

De la figura 6.28 se observa que para un valor de  $f_s = 38,51$  y  $V = 2$ , resulta un valor de  $s \approx 0,1$  (este valor es en realidad para un  $f_s=20$ ; pero se lo toma porque la figura no posee valores de  $f_s > 20$ ).

**Valor del factor para el material y las condiciones de servicio, recalculado ( $a_{23}$ ) (FAG Sales Europe GmbH, 2000).**

$$a_{23} = a_{23II} * s \quad \text{Ec. (6.35)}$$

Dónde:

$a_{23II}$ : Factor básico para la determinación de la vida ampliada del rodamiento.

$s$ : Factor de limpieza

Para el rodamiento seleccionado se tiene:

$$a_{23} = 3,7 * 0,1 = 0,37$$

Una vez recalculado el valor de  $a_{23}$ , se recalcula también el valor de  $C$  usando la ecuación 6.27. Recordando que los valores de  $P$ ,  $p$ ,  $L_{hn}$  y  $a_1$  no cambian.

$$C = P * \sqrt[p]{\frac{L_{hn} * n * 60}{a_1 * a_{23} * 10^6}}$$

$$C = 2,8249 \text{ kN} * \sqrt[10/3]{\frac{19000 * 33 * 60}{0,21 * 0,37 * 10^6}}$$

$$C = 18,05 \text{ kN} = C_{obtenido}$$

Con el nuevo valor de  $C$  ( $C_{obtenido}$ ) se busca en el catálogo y se ve que rodamiento cumple con esta condición. El que más se aproxima a los requerimientos tanto en la medida del diámetro del agujero ( $d = 38,1 \text{ mm}$ ) como en la capacidad de carga dinámica ( $C = 18,05 \text{ kN}$ ) es el mismo rodamiento que se escogió para la primera iteración y en vista de que este rodamiento según el catálogo es el de menor capacidad de carga dinámica (en cuanto a los rodamiento de rodillos cónicos para diámetros de agujero igual a 40 mm), no se realiza otra iteración y se selecciona este rodamiento para el apoyo A del eje (en la figura 6.20), es decir el T3CD040.

### 6.6.9.2 Rodamiento en F (de acuerdo a la figura 6.20)

Para el rodamiento en el apoyo en F solo hace falta estimar los siguientes valores:

#### Fuerza axial ( $F_a$ )

De acuerdo a la figura 6.22, se ve que la fuerza axial (para el rodamiento B en la figura 6.22) no se toma en cuenta, es decir, se tiene  $F_a = 0$ .

#### Determinación de la carga equivalente estática ( $P_0$ ) y dinámica ( $P$ )

Al igual que para el rodamiento en el apoyo en A, para el cálculo de  $P_0$  se utiliza la tabla 6.15. Por lo que reemplazando los valores correspondientes se tiene:

$$\frac{F_a}{F_r}; \frac{1}{2 * Y_0}$$
$$\frac{0}{3,19}; \frac{1}{2(0,87)}$$
$$0 < 0,57$$

Por lo que la carga estática equivalente ( $P_0$ ) se calcula como:

$$P_0 = F_r$$
$$P_0 = 3,19 \text{ kN}$$

Al igual que para el rodamiento en el apoyo en A, para el cálculo de  $P$  se utiliza la tabla 6.16. Por lo que reemplazando los valores correspondientes se tiene:

$$\frac{F_a}{F_r}; e$$
$$\frac{0}{3,19}; 0,38$$
$$0 < 0,38$$

Por lo que la carga dinámica equivalente (P) según la tabla 6.16 se calcula como:

$$P = F_r$$
$$P = 3,19 \text{ kN}$$

### **Determinación de la capacidad de carga estática (C<sub>0</sub>)**

Para determinar el valor de C<sub>0</sub> se utiliza la ecuación 6.30. El valor de f<sub>s</sub> se estima el mismo que para el rodamiento en A, es decir f<sub>s</sub> = 1,5. Reemplazando valores se tiene:

$$C_0 = 1,5 * 3,19 \text{ kN}$$
$$C_0 = 4,785 \text{ kN}$$

### **Determinación de la capacidad de carga dinámica (C)**

Los valores del resto de factores en la ecuación 6.29 a excepción de P son iguales que para el rodamiento en el apoyo en A. Por lo que reemplazando valores se tiene:

$$C = P * \sqrt[10]{\frac{L_{hn} * n * 60}{a_1 * a_{23} * 10^6}}$$

$$C = 3,19 \text{ kN} * \sqrt[10]{\frac{19000 * 33 * 60}{0,21 * 1,1 * 10^6}}$$

$$C = 14,7 \text{ kN}$$

Con este valor de capacidad de carga dinámica y carga estática se recurre al catálogo WL 41 520/3 SB de FAG para seleccionar un diámetro que servirá como punto de partida para la selección del rodamiento final. De acuerdo al catálogo (en la sección de rodamientos de rodillos cónicos) se cuenta con varias opciones, que son las que más se acercan al valor de C y C<sub>0</sub> requerido, pero tomando en cuenta la serie de ángulos que se impuso al principio con un valor de 3, se opta por el mismo rodamiento que en para el apoyo en A, es decir, el rodamiento T3CD040.



Por ser el mismo rodamiento que en el apoyo en A, algunos factores no cambian por lo que solo se necesitan calcular los siguientes valores:

### **Factor a esfuerzos estáticos o factor de carga ( $f_s$ )**

Utilizando la ecuación 6.33, se tiene:

$$f_s = \frac{C_0}{P_0}$$
$$f_s = \frac{71}{3,19}$$
$$f_s = 22,26$$

### **K, $K_1$ y $K_2$ (Valores para la determinación del factor básico, $a_{23II}$ )**

El valor de  $K_1$  se determina con la ayuda de la figura 6.25 teniendo como datos de entrada el factor de carga ( $f_s$ ) y el hecho de que se trata de un rodamiento de rodillos cónicos (curva  $b$ , en la figura 6.25). Por lo que para un  $f_s = 22,26$  y un rodamiento de rodillos cónicos resulta un valor de  $K_1 \approx 0$ . El valor de  $K_2$  se determina con la ayuda de la figura 6.26 teniendo como datos de entrada el factor de carga ( $f_s$ ) y el ratio de viscosidad ( $k$ ). Para un  $f_s = 22,26$  y  $k = 4,05$  resulta un valor de  $K_2 \approx 0$ . El valor de  $K$  es igual a la suma de  $K_1$  y  $K_2$ , por lo que para este rodamiento se tiene el siguiente valor de  $K$ .

$$K = K_1 + K_2$$
$$K = 0 + 0$$
$$K = 0$$

### **Factor básico para la determinación de la vida ampliada del rodamiento ( $a_{23II}$ )**

El valor de  $a_{23II}$  se determina con la ayuda de la figura 6.27 teniendo como datos el valor de  $K$  y el ratio de viscosidad ( $k$ ). Para un  $k = 4,05$  y  $K = 0$ ; resulta un valor de  $a_{23II} \approx 3,7$ .

### Factor de limpieza (s)

Para determinar el grado de limpieza (s) se necesita el factor de impurezas V. Para una moderada contaminación del lubricante se puede considerar  $V = 2$  (FAG Sales Europe GmbH, 2000).

De este modo el valor de “s” se determina con la ayuda de la figura 6.28 teniendo como datos de entrada el valor del factor de carga ( $f_s$ ) y el factor de impurezas (V).

De la figura 6.28 se observa que para un valor de  $f_s = 22,26$  y  $V = 2$ , resulta un valor de  $s \approx 0,1$  (este valor es en realidad para un  $f_s=20$ ; pero se lo toma porque la figura no posee valores de  $f_s > 20$ ).

### Valor del factor para el material y las condiciones de servicio, recalculado ( $a_{23}$ )

Para el cálculo de  $a_{23}$  se utiliza la ecuación 6.35 por lo que se tiene:

$$a_{23} = 3,7 * 0,1$$

$$a_{23} = 0,37$$

Una vez recalculado el valor de  $a_{23}$ , se recalcula también el valor de C usando la ecuación 6.29. Recordando que los valores de p,  $L_{hn}$  y  $a_1$  no cambian; y que el valor de  $P = 4,79$  kN.

$$C = P * \sqrt[10]{\frac{L_{hn} * n * 60}{a_1 * a_{23} * 10^6}}$$

$$C = 3,19 \text{ kN} * \sqrt[10]{\frac{19000 * 33 * 60}{0,21 * 0,37 * 10^6}}$$

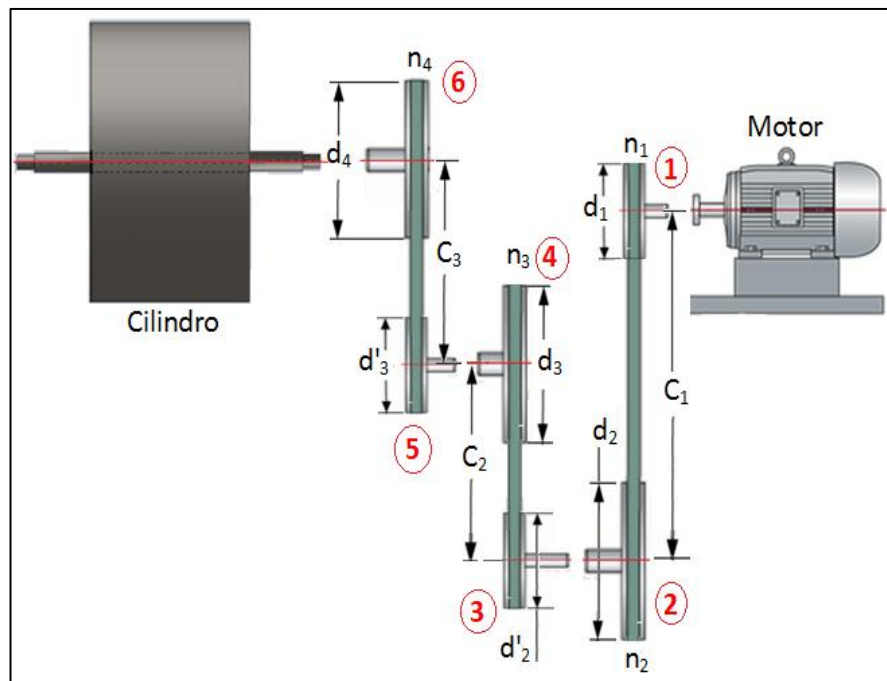
$$C = 20,38 \text{ kN} = C_{obtenido}$$

Con el nuevo valor de  $C$  ( $C_{obtenido}$ ) se busca en el catálogo y se ve que rodamiento cumple con esta condición. El que más se aproxima a los requerimientos tanto en la medida del diámetro del agujero ( $d = 38,1 \text{ mm}$ ) como en la capacidad de carga dinámica ( $C = 20,38 \text{ kN}$ ) es el mismo rodamiento que se escogió para el apoyo en A (T3CD040).

En vista de que este rodamiento no difiere mucho en cuanto a la capacidad de carga dinámica ( $C$ ) que se requiere y además satisface las exigencias en el apoyo en A, es el rodamiento T3CD040 el que se selecciona para soportar el eje tanto en el apoyo en A como en el F.

### 6.6.10 SELECCIÓN DE BANDAS Y POLEAS

De acuerdo al motor seleccionado en la tabla 6.2, se tiene una velocidad angular de entrada en el sistema de reducción por poleas igual a 1760 rpm. La velocidad angular de salida según la norma INEN 860 debe estar entre 30 y 33 rpm. Bajo la premisa anterior se opta por el sistema de reducción mostrado en la figura 6.29.



*Figura 6.29. Esquema de disposición de poleas.*

*Fuente: Juan J. Intriago P.*

Para el esquema anterior se tienen los siguientes valores de velocidades angulares ( $n$ ) y diámetros de poleas (valores estándar).

$$d_1=3,5'', n_1=1760 \text{ rpm.}$$

$$d_2=12'', n_2=513,342 \text{ rpm.}$$

$$d'_2=4''.$$

$$d_3=16'', n_3=128,34 \text{ rpm.}$$

$$d'_3=4''.$$

$$d_4=16'', n_4=32,08 \text{ rpm.}$$

$$C_1=20'' = 50,8 \text{ cm; } C_2=15'' = 38,1 \text{ cm y } C_3=15''=38,1 \text{ cm.}$$

Cabe recalcar que los diámetros anteriormente dados son tentativos. Por lo que para su aprobación o desaprobación se procede al siguiente análisis.

#### **6.6.10.1 Selección de banda para la transmisión entre polea del motor y polea # 2 (de acuerdo a figura 6.29)**

Se opta en primera instancia por una sección en V. Para la transmisión entre la polea del motor (polea # 1) y la polea # 2 (de acuerdo a la figura 6.29) se tiene lo siguiente:

Potencia nominal de entrada (potencia suministrada por el motor):  $H_{nom} = 1 \text{ Hp.}$

Velocidad nominal del motor:  $n_1 = 1760 \text{ rpm.}$

Diámetro de la polea del motor:  $d_1 = 3,5''.$

Diámetro de la polea # 2:  $d_2 = 12''.$

Velocidad angular de la polea # 2:  $n_2 = 513,34 \text{ rpm.}$

Relación de transmisión:  $i_1=3,42$

#### **Corrección de la potencia o determinación de la potencia de diseño**

El valor potencia de diseño ( $H_d$ ) se calcula mediante la ecuación 6.36 (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012):

$$H_d = H_{nom} * K_s * n_d \quad \text{Ec. (6.36)}$$

Dónde:

$H_{nom}[Hp]$ : Potencia nominal suministrada por el motor.

$K_s$ : Factor de servicio.

$n_d$ : Factor de diseño (impuesto por el diseñador).

El valor de  $K_s$  para bandas en V se lo obtiene de la siguiente tabla

**Tabla 6.18.** Valor del factor de servicio  $K_s$  para bandas en V de acuerdo a las condiciones de uso.

Maquinaria impulsada	Fuente de potencia	
	Características del par de torsión normal	Par de torsión alto o no uniforme
Uniforme	1.0 a 1.2	1.1 a 1.3
Impacto ligero	1.1 a 1.3	1.2 a 1.4
Impacto medio	1.2 a 1.4	1.4 a 1.6
Impacto pesado	1.3 a 1.5	1.5 a 1.8

*Fuente:* (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012).

En donde para un par de torsión de torsión normal y un impacto ligero se toma  $K_s = 1,2$ .

Además se impone un valor del facto de diseño  $n_d = 1,5$ .

Reemplazando valores se tiene:

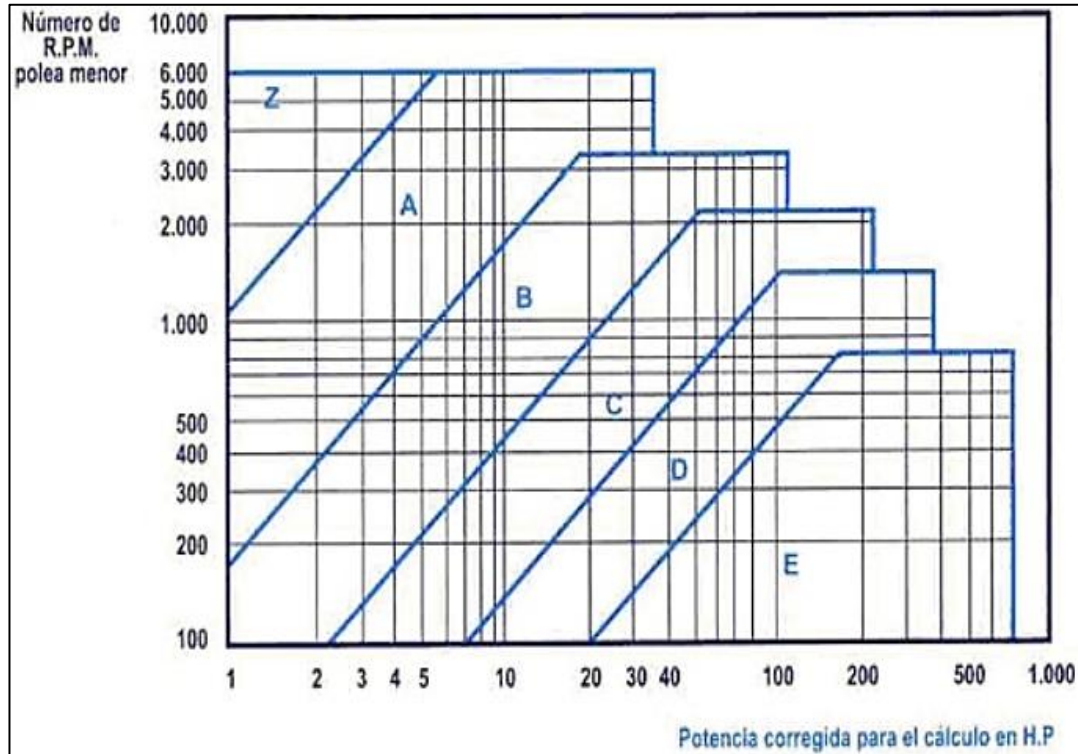
$$H_d = 1 Hp * 1,2 * 1,5$$

$$H_d = 1,8 Hp$$

### Sección de la banda

Para determinar el tamaño se puede utilizar la figura 6.30.

De donde para una potencia de diseño ( $H_d$ ) con un valor de 1,8 Hp y con un valor de velocidad en la polea más pequeña  $n_1 = 1760$  rpm se obtiene una sección de tamaño A para la banda en V.



**Figura 6.30.** Gráfico para la selección del tamaño de sección de la banda en función de la potencia y el número de revoluciones.

*Fuente:* (INGEMECANICA, 2014).

### Velocidad periférica de la banda (V)

La velocidad de la banda se puede determinar mediante la ecuación 6.37 (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012):

$$V = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{12} \quad \text{Ec. (6.37)}$$

Dónde:

$V$ [pies/min]: Velocidad periférica de la banda.

$d$ [pulgadas]: Diámetro de la polea.

$n$ [rpm]: Velocidad rotacional de la polea.

Por lo que para la polea # 1, reemplazando valores se tiene:

$$V = \frac{\pi * 3,5 * 1760}{12} = 1612,68 \text{ pies/min}$$

### Longitud de paso ( $L_p$ )

La longitud de paso de la banda se puede determinar mediante la ecuación 6.38 (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012):

$$L_p = 2C + \frac{\pi(D+d)}{2} + \frac{(D-d)^2}{4C} \quad \text{Ec. (6.38)}$$

Dónde:

$L_p$ [pulgadas]: Longitud de paso o longitud de la banda.

$C$ [pulgadas]: Distancia entre los centros de las poleas.

$D$ [pulgadas]: Diámetro de la polea más grande.

$d$ [pulgadas]: Diámetro de la polea de menor tamaño.

De acuerdo a la figura 6.26 y a las características de la máquina se asume un valor de  $C_1 = 23'' = 58,42 \text{ cm}$ . Reemplazando valores se tiene:

$$L_p = 2 * (20) + \frac{\pi(12 + 3,5)}{2} + \frac{(12 - 3,5)^2}{4 * 20} = 65,25''$$

La longitud de banda determinada es una longitud tentativa por lo que debe ser modificada por un factor  $\Delta L$  que se obtiene de la siguiente tabla:

**Tabla 6.19.** Valores para la corrección de la longitud de banda.

Dimensiones de conversión de longitud. (Sume la cantidad que se muestra a la circunferencia interior para obtener la longitud de paso en pulgadas)					
Sección de la banda	A	B	C	D	E
Cantidad a sumar	1.3	1.8	2.9	3.3	4.5

**Fuente:** (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012).

Para una sección de banda A se tiene una  $\Delta L = 1,3''$ . Este valor se lo resta de la longitud de paso calculada, para obtener un valor de longitud de paso de referencia ( $L_{p\ referencia}$ ) del cual solo se tomará la parte entera  $L_{p\ entera}$  (es decir para tener una longitud de paso que se acerque a la estándar), a la cual se vuelve a sumar el valor de  $\Delta L$  para de este modo obtener la longitud de paso corregida ( $L_{p\ corr}$ ).

De este modo se tiene:

$$L_{p\ referencia} = L_p - \Delta L = 65,25 - 1,3 = 63,95''$$

$$\Rightarrow L_{p\ entera} = 63''$$

$$\therefore L_{p\ corr} = L_{p\ entera} + \Delta L = 63 + 1,3$$

$$L_{p\ corr} = 64,3''$$

### **Distancia corregida entre los centros de las poleas ( $C_{corr}$ )**

La distancia corregida entre los centros de las poleas se puede determinar mediante la ecuación 6.39 (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012):

$$C_{corr} = 0,25 \left\{ \left[ L_{p\ corr} - \frac{\pi}{2}(D + d) \right] + \sqrt{\left[ L_{p\ corr} - \frac{\pi}{2}(D + d) \right]^2 - 2(D - d)^2} \right\}$$

Ec. (6.39)

Dónde:

$C_{corr}$ [pulgadas]: Distancia corregida entre los centros de las poleas.

$L_{p\ corr}$ [pulgadas]: Longitud de paso corregida.

$D$ [pulgadas]: Diámetro de la polea más grande.

$d$ [pulgadas]: Diámetro de la polea de menor tamaño.



Reemplazando valores se tiene:

$$C_{corr} = 0,25 \left\{ \left[ 64,3 - \frac{\pi}{2} (12 + 3,5) \right] + \sqrt{\left[ 64,3 - \frac{\pi}{2} (12 + 3,5) \right]^2 - 2(12 - 3,5)^2} \right\}$$

$$C_{corr} = 19,51''$$

### Ángulo de contacto en la polea de menor tamaño ( $\theta_d$ )

El ángulo de contacto de la banda con la polea más pequeña se calcula con la ecuación 6.40 (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012):

$$\theta_d = \pi - 2 \sin^{-1} \frac{D-d}{2C_{corr}} \quad \text{Ec. (6.40)}$$

Reemplazando valores se tiene:

$$\theta_d [\text{rad}] = \pi - 2 \sin^{-1} \frac{12'' - 3,5''}{2(19,51'')}$$

$$\theta_d = 2,7 \text{ rad} = 154,84^\circ$$

### Factor de corrección del ángulo de cobertura ( $K_1$ )

El factor de corrección por ángulo de contacto para transmisiones de banda en V se lo determina de la tabla 6.20:

Para este caso se tiene:

$$\frac{D-d}{C_{corr}} = \frac{12'' - 3,5''}{19,51''} = 0,44$$

$$\frac{D-d}{C_{corr}} = 0,44$$

Por lo que interpolando de la tabla 6.20, se tiene un valor  $K_1 = 0,936$ .

**Tabla 6.20.** Valores del factor de corrección del ángulo de cobertura  $K_1$ .

$\frac{D-d}{C}$	$\theta$ , grados	VV	$K_1$ Plana en V
0.00	180	1.00	0.75
0.10	174.3	0.99	0.76
0.20	166.5	0.97	0.78
0.30	162.7	0.96	0.79
0.40	156.9	0.94	0.80
0.50	151.0	0.93	0.81
0.60	145.1	0.91	0.83
0.70	139.0	0.89	0.84
0.80	132.8	0.87	0.85
0.90	126.5	0.85	0.85
1.00	120.0	0.82	0.82
1.10	113.3	0.80	0.80
1.20	106.3	0.77	0.77
1.30	98.9	0.73	0.73
1.40	91.1	0.70	0.70
1.50	82.8	0.65	0.65

*Fuente: (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012).*

### Factor de corrección de longitud de banda ( $K_2$ )

El factor de corrección de la longitud de banda se lo determina de la tabla 6.21:

**Tabla 6.21.** Valores del factor de corrección de la longitud de banda  $K_2$ .

Factor de longitud	Longitud nominal de la banda, pulg				
	Bandas A	Bandas B	Bandas C	Bandas D	Bandas E
0.85	Hasta 35	Hasta 46	Hasta 75	Hasta 128	
0.90	38-46	48-60	81-96	144-162	Hasta 195
0.95	48-55	62-75	105-120	173-210	210-240
1.00	60-75	78-97	128-158	240	270-300
1.05	78-90	105-120	162-195	270-330	330-390
1.10	96-112	128-144	210-240	360-420	420-480
1.15	120 y mayor	158-180	270-300	480	540-600
1.20		195 y mayor	330 y mayor	540 y mayor	660

*Fuente: (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012).*

De acuerdo a la tabla anterior para una longitud de paso corregida igual a 64,3"; se tiene un valor de  $K_2=1$ .

## Potencia tabulada por banda ( $H_{tab}$ )

Este valor de la potencia tabulada para la correa se la puede determinar con la ayuda de la tabla 6.22:

**Tabla 6.22.** Valores de potencia tabulada en función de la velocidad de giro y el diámetro de la polea de menor tamaño, para correas con sección tipo A.

Sección A		Prestación Base (en HP)												Prestación adicional por relación de transmisión (en HP)										
N° R.P.M. De la polea menor		Diámetro primitivo de la polea menor (mm)												1,00	1,02	1,05	1,09	1,13	1,19	1,25	1,35	1,52	2,00	
		66	71	76	81	86	91	96	102	107	112	117	122	127	al 1,01	al 1,04	al 1,08	al 1,12	al 1,18	al 1,24	al 1,34	al 1,51	al 1,99	y sobre
1160		0.54	0.69	0.84	0.99	1.13	1.28	1.42	1.56	1.70	1.84	1.98	2.12	2.26	0.00	0.02	0.04	0.07	0.09	0.11	0.13	0.15	0.17	0.20
1750		0.68	0.90	1.11	1.32	1.53	1.73	1.93	2.13	2.33	2.53	2.72	2.91	3.10	0.00	0.03	0.07	0.10	0.13	0.16	0.20	0.23	0.26	0.29
3450		0.85	1.21	1.57	1.91	2.25	2.57	2.88	3.19	3.48	3.76	4.02	4.28	4.52	0.00	0.06	0.13	0.19	0.26	0.32	0.39	0.45	0.52	0.58
200		0.16	0.19	0.22	0.25	0.28	0.31	0.34	0.37	0.40	0.43	0.46	0.48	0.51	0.00	0.00	0.01	0.01	0.01	0.02	0.02	0.03	0.03	0.03
400		0.26	0.32	0.38	0.43	0.49	0.55	0.60	0.66	0.71	0.77	0.82	0.88	0.93	0.00	0.01	0.01	0.02	0.03	0.04	0.04	0.05	0.06	0.07
600		0.35	0.43	0.52	0.60	0.68	0.76	0.84	0.92	1.00	1.08	1.16	1.23	1.31	0.00	0.01	0.02	0.03	0.04	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10
800		0.43	0.53	0.64	0.75	0.85	0.95	1.06	1.16	1.26	1.37	1.47	1.57	1.67	0.00	0.01	0.03	0.04	0.06	0.07	0.09	0.10	0.12	0.13
1000		0.49	0.62	0.75	0.88	1.01	1.14	1.26	1.39	1.51	1.64	1.76	1.88	2.00	0.00	0.02	0.04	0.06	0.07	0.09	0.11	0.13	0.15	0.17

Fuente: (INGEMECANICA, 2014).

En donde para un diámetro de la polea menor  $d_1 = 3,5'' = 88,9$  mm; y una velocidad en la polea menor  $n_1 = 1760$  rpm, se tiene extrapolando una prestación base (potencia base) igual a 1,65 Hp.

A este se le suma el valor de prestación adicional por la relación de transmisión. En este caso para una relación de transmisión  $i = 3,42$ ; extrapolando se tiene una prestación adicional igual 0,291 Hp. Por lo que la potencia tabulada para la banda es  $H_{tab} = 1,941$  Hp.

## Potencia admisible para la banda ( $H_a$ )

La potencia admisible o potencia de diseño para la banda se determina con la ecuación 6.41 (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012):

$$H_a = K_1 * K_2 * H_{tab} \quad \text{Ec. (6.41)}$$

Reemplazando valores se tiene:

$$H_a = 0,936 * 1 * 1,941 Hp$$

$$H_a = 1,817 Hp$$

### **Número de bandas necesarias ( $N_b$ )**

El número de bandas necesarias para la transmisión se determina con la ecuación 6.42 (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012):

$$N_b = \frac{H_d}{H_a} \quad \text{Ec. (6.42)}$$

Reemplazando valores se tiene:

$$N_b = \frac{1,8 Hp}{1,817 Hp}$$

$$N_b = 0,99$$

Por lo tanto se toma un valor  $N_b = 1$ .

### **Tensión centrífuga ( $F_c$ )**

El valor de la tensión centrífuga en la banda se calcula utilizando la ecuación 6.43 (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012):

$$F_c = K_c \left( \frac{V}{1000} \right)^2 \quad \text{Ec. (6.43)}$$

Dónde:

$F_c$ [*lbf*]: Tensión centrífuga en la banda.

$K_c$ : Factor para el cálculo de la tensión centrífuga.

$V$ [*pies/min*]: Velocidad periférica de la banda.

El valor de  $K_c$  se lo obtiene de la siguiente tabla:

**Tabla 6.23.** Valores  $K_b$  y  $K_c$  de acuerdo a la sección de la banda.

Sección de la banda	$K_b$	$K_c$
A	220	0.561
B	576	0.965
C	1 600	1.716
D	5 680	3.498
E	10 850	5.041
3V	230	0.425
5V	1 098	1.217
8V	4 830	3.288

*Fuente:* (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012).

Para una banda en V con tamaño de sección A se tiene un valor de  $K_c = 0,561$ .

Reemplazando valores se tiene:

$$F_c = 0,561 \left( \frac{1612,68}{1000} \right)^2$$

$$F_c = 1,46 \text{ lbf}$$

### Variación de Tensión en la banda $\Delta F$

El valor de la variación de Tensión en la banda  $\Delta F$  se calcula utilizando la ecuación 6.44 (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012):

$$\Delta F = \frac{63025 * H_d / N_b}{n(d/2)} \quad \text{Ec. (6.44)}$$

Dónde:

$\Delta F$  [lbf]: Variación de Tensión en la banda.

$H_d$  [Hp]: Potencia de diseño.

$N_b$ : Número de bandas.

$n$  [rpm]: Velocidad angular de la polea impulsora.

$d$  [pulgadas]: Diámetro de la polea impulsora.

Reemplazando valores se tiene:

$$\Delta F = \frac{63025(1,8)/1}{1760(3,5/2)}$$

$$\Delta F = 36,83 \text{ lbf}$$

### **Tensión mayor en la banda F<sub>1</sub>**

El valor de la tensión mayor en la banda se calcula con la ecuación 6.45 (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012):

$$F_1 = F_c + \frac{\Delta F * \exp(0,5123\theta_d)}{\exp(0,5123\theta_d) - 1} \quad \text{Ec. (6.45)}$$

Reemplazando valores se tiene:

$$F_1 = 1,46 \text{ lbf} + \frac{36,83 \text{ lbf} * \exp[0,5123(2,7)]}{\exp[0,5123(2,7)] - 1}$$

$$F_1 = 50,62 \text{ lbf}$$

### **Tensión menor en la banda F<sub>2</sub>**

El valor de la tensión menor en la banda se calcula con la ecuación 6.46 (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012):

$$F_2 = F_1 - \Delta F \quad \text{Ec. (6.46)}$$

Reemplazando valores se tiene:

$$F_2 = 50,62 \text{ lbf} - 36,83 \text{ lbf}$$

$$F_2 = 13,79 \text{ lbf}$$

### Tensión inicial en la banda $F_i$

El valor de la tensión inicial en la banda se calcula con la ecuación 6.47 (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012):

$$F_i = \frac{F_1 + F_2}{2} - F_c \quad \text{Ec. (6.47)}$$

Reemplazando valores se tiene:

$$F_i = \frac{50,62 \text{ lbf} + 13,79 \text{ lbf}}{2} - 1,46 \text{ lbf} = 30,74 \text{ lbf}$$

### Factor de seguridad $n_{fs}$

El valor del factor de seguridad se calcula con la ecuación 6.48 (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012):

$$n_{fs} = \frac{H_a N_b}{H_{nom} K_s} \quad \text{Ec. (6.48)}$$

Reemplazando valores se tiene:

$$n_{fs} = \frac{1,817 \text{ Hp} * 1}{1 \text{ Hp} * 1,2}$$
$$n_{fs} = 1,51 \rightarrow \text{Sí cumple}$$

### Sumatoria de tensiones para la polea impulsora $T_1$ y polea impulsada $T_2$

La sumatoria de tensiones para cada polea se calcula utilizando las ecuaciones 6.49 y 6.50 (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012):

$$T_1 = F_1 + \frac{K_b}{d} \quad \text{Ec. (6.49)}$$

$$T_2 = F_1 + \frac{K_b}{D} \quad \text{Ec. (6.50)}$$

Dónde el valor del factor  $K_b$  se lo obtiene de la tabla 6.23, por lo que para una banda en V con tamaño de sección A se tiene un valor de  $K_b = 220$ .

Reemplazando valores se tiene:

$$T_1 = 50,62 \text{ lbf} + \frac{220}{3,5''}$$

$$T_2 = 50,62 \text{ lbf} + \frac{220}{12''}$$

$$T_1 = 113,47 \text{ lbf}$$

$$T_2 = 68,95 \text{ lbf}$$

### Número de pasadas $N_P$

El número de pasadas de la banda se calcula con la ecuación 6.51 (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012):

$$N_P = \left[ \left( \frac{K}{T_1} \right)^{-b} + \left( \frac{K}{T_2} \right)^{-b} \right]^{-1} \quad \text{Ec. (6.51)}$$

Los valores de los factores K y b se obtienen de la tabla 6.24:

**Tabla 6.24.** Valores  $K$ ,  $b$  de acuerdo a la sección de la banda.

Sección de la banda	$10^8$ a $10^9$ picos de fuerza		$10^9$ a $10^{10}$ picos de fuerza		Diámetro mínimo de polea, pulg
	$K$	$b$	$K$	$b$	
A	674	11.089			3.0
B	1 193	10.926			5.0
C	2 038	11.173			8.5
D	4 208	11.105			13.0
E	6 061	11.100			21.6
3V	728	12.464	1 062	10.153	2.65
5V	1 654	12.593	2 394	10.283	7.1
8V	3 638	12.629	5 253	10.319	12.5

**Fuente:** (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012).



Por lo que para una banda en V con tamaño de sección A se tiene un valor de  $K = 674$ ; y un valor de  $b = 11,089$ .

Reemplazando valores se tiene:

$$N_p = \left[ \left( \frac{674}{113,47 \text{ lbf}} \right)^{-11,089} + \left( \frac{674}{68,95 \text{ lbf}} \right)^{-11,089} \right]^{-1}$$

$$N_p = 0,379 \times 10^9$$

#### **Vida en horas de la banda (t)**

El número de horas de vida de la banda se calcula con la ecuación 6.52 (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012):

$$t = \frac{N_p * L_p}{720 * V} \quad \text{Ec. (6.52)}$$

Reemplazando valores se tiene:

$$t = \frac{0,379 \times 10^9 * 64,3''}{720 * 1612,68 \text{ pies/min}} = 20991,07 \text{ horas}$$

#### **6.6.10.2 Selección de banda para la transmisión entre polea # 3 y polea # 4 (de acuerdo a figura 6.29)**

Al igual que para la transmisión anterior, se opta en primera instancia por una banda en V. Para la transmisión entre la polea # 3 y la polea # 4 (de acuerdo a figura 6.29) se tienen los siguientes datos de entrada:

La potencia nominal (potencia transmitida por las bandas) presenta una eficiencia que varía entre 70% a 96% para bandas en V (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012).

Por lo tanto para una potencia inicial de 1 Hp se tiene:  $H_{nom} = 0,7 \text{ Hp}$ .

Velocidad de la polea # 3 que es igual a la de la polea # 2:  $n_2 = 513,34 \text{ rpm}$ .

Diámetro de la polea # 3:  $d'_2 = 4''$ .

Velocidad angular de la polea # 4:  $n_3 = 128,34 \text{ rpm}$ .

Diámetro de la polea # 4:  $d_3 = 16''$ .

Relación de transmisión:  $i_2 = 4$ .

### **Corrección de la potencia o determinación de la potencia de diseño**

Utilizando la ecuación 6.36, y un valor del factor de servicio ( $K_s = 1$ , en vista de que la potencia se ve reducida) y un factor de diseño ( $n_d = 1,1$ ; en vista de que la potencia se ve reducida); se tiene:

$$H_d = H_{nom} * K_s * n_d$$

$$H_d = 0,7 \text{ Hp} * 1 * 1,1$$

$$H_d = 0,77 \text{ Hp}$$

### **Sección de la banda**

Para determinar el tamaño se puede utilizar la figura 6.30. De donde para una potencia de diseño ( $H_d$ ) de 0,77 Hp (se aproxima esta potencia a 1 Hp por ser el mínimo valor existente en la figura 6.30) y una velocidad en la polea más pequeña  $n_2 = 513,34 \text{ rpm}$  se tiene una sección de tamaño A para la banda en V.

### **Velocidad periférica de la banda (V)**

Utilizando la ecuación 6.37 y haciendo referencia a la polea # 3; se tiene:

$$V = \frac{\pi * d'_2 * n_2}{12}$$

$$V = \frac{\pi * 4 * 513,34}{12}$$

$$V = 537,56 \text{ pies/min}$$

### Longitud de paso ( $L_p$ )

La longitud de paso de la banda se determina usando la ecuación 6.38. De acuerdo a las características de la máquina, para la transmisión entre la polea # 3 y # 4 se tiene un valor impuesto de  $C_2 = 15'' = 38,1$  cm.

Reemplazando valores se tiene:

$$L_p = 2C + \frac{\pi(D + d)}{2} + \frac{(D - d)^2}{4C}$$

$$L_p = 2 * (15) + \frac{\pi(16 + 4)}{2} + \frac{(16 - 4)^2}{4 * 15}$$

$$L_p = 63,82''$$

Esta longitud de banda determinada es una longitud tentativa por lo que debe ser modificada por un factor  $\Delta L$  que se obtiene de la tabla 6.19; por lo que para una sección de banda A se tiene una  $\Delta L = 1,3''$ .

Al igual que para la transmisión anterior, este valor se lo resta de la longitud de paso calculada, para obtener un valor de longitud de paso de referencia ( $L_{p\text{ referencia}}$ ) del cual solo se tomará la parte entera  $L_{p\text{ entera}}$  (es decir para tener una longitud de paso que se acerque a la estándar), a la cual se vuelve a sumar el valor de  $\Delta L$  para de este modo obtener la longitud de paso corregida ( $L_{p\text{ corr}}$ ), de la siguiente manera:

$$L_{p\text{ referencia}} = L_p - \Delta L = 63,82 - 1,3 = 62,52''$$

$$\Rightarrow L_{p\text{ entera}} = 62''$$

$$\therefore L_{p\text{ corr}} = L_{p\text{ entera}} + \Delta L = 62 + 1,3$$

$$L_{p\text{ corr}} = 63,3''$$

### **Distancia corregida entre los centros de las poleas ( $C_{corr}$ )**

Para determinar la distancia corregida entre los centros de las poleas #3 y #4 se utiliza la ecuación 6.39. Reemplazando valores se tiene:

$$C_{corr} = 0,25 \left\{ \left[ L_{p\ corr} - \frac{\pi}{2}(D + d) \right] + \sqrt{\left[ L_{p\ corr} - \frac{\pi}{2}(D + d) \right]^2 - 2(D - d)^2} \right\}$$

$$C_{corr} = 0,25 \left\{ \left[ 63,3 - \frac{\pi}{2}(16 + 4) \right] + \sqrt{\left[ 63,3 - \frac{\pi}{2}(16 + 4) \right]^2 - 2(16 - 4)^2} \right\}$$

$$C_{corr} = 14,72''$$

### **Ángulo de contacto en la polea de menor tamaño ( $\theta_d$ )**

El ángulo de contacto de la banda con la polea más pequeña (polea #3) se calcula con la ecuación 6.40.

Reemplazando valores se tiene:

$$\theta_d = \pi - 2 \sin^{-1} \frac{D - d}{2C_{corr}}$$

$$\theta_d [rad] = \pi - 2 \sin^{-1} \frac{16'' - 4''}{2(14,72'')}$$

$$\theta_d = 2,3 \text{ rad} = 131,89^\circ$$

### **Factor de corrección del ángulo de cobertura ( $K_1$ )**

Al igual que para la transmisión entre la polea #1 y #2 este factor se lo determina de la tabla 6.20.

Para este caso se tiene:

$$\frac{D - d}{C_{corr}} = \frac{16'' - 4''}{14,72''} = 0,82$$

Por lo que de acuerdo a la tabla 6.20 se obtiene un valor del factor de corrección del ángulo de cobertura  $K_1 = 0,866$ .

### **Factor de corrección de longitud de banda ( $K_2$ )**

El factor de corrección de la longitud de banda se lo determina de la tabla 6.21. Por lo que para una longitud de paso corregida igual a 63,3" en una banda de tamaño A; se tiene un valor de  $K_2 = 1$ .

### **Potencia tabulada por banda ( $H_{tab}$ )**

Este valor de la potencia tabulada para la correa (banda de tamaño A) se la puede determinar con la ayuda de la tabla 6.22. En donde para un diámetro de la polea menor  $d'_2 = 4'' = 101,6$  mm; y una velocidad en la polea menor  $n_2 = 513,34$  rpm, se tiene interpolando una prestación base (potencia base) igual a 0,803 Hp. A este se le suma el valor de prestación adicional por la relación de transmisión. En este caso para una relación de transmisión  $i = 4$ ; extrapolando se tiene una prestación adicional igual 0,087 Hp. Por lo que la potencia tabulada para la banda es  $H_{tab} = 0,89$  Hp.

### **Potencia admisible para la banda ( $H_a$ )**

La potencia admisible o potencia de diseño para la banda se determina con la siguiente ecuación 6.41. Reemplazando valores se tiene:

$$\begin{aligned} H_a &= K_1 * K_2 * H_{tab} \\ H_a &= 0,866 * 1 * 0,89 \text{ Hp} \\ H_a &= 0,771 \text{ Hp} \end{aligned}$$

### Número de bandas necesarias ( $N_b$ )

El número de bandas necesarias para la transmisión se determina con la ecuación 6.42. Reemplazando valores se tiene:

$$N_b = \frac{H_d}{H_a}$$
$$N_b = \frac{0,77 \text{ Hp}}{0,771 \text{ Hp}} = 0,99$$

Por lo tanto se toma un valor  $N_b = 1$ .

### Tensión centrífuga ( $F_c$ )

Para determinar el valor de la tensión centrífuga en la banda se utiliza la ecuación 6.43. El valor de  $K_c$  se lo obtiene de la tabla 6.23; por lo que para una banda en V con tamaño de sección A se tiene un valor de  $K_c = 0,561$ . Reemplazando valores se tiene:

$$F_c = K_c \left( \frac{V}{1000} \right)^2$$
$$F_c = 0,561 \left( \frac{537,56}{1000} \right)^2$$
$$F_c = 0,16 \text{ lbf}$$

### Variación de Tensión en la banda $\Delta F$

El valor de la variación de tensión en la banda  $\Delta F$  se calcula con la ecuación 6.44. Reemplazando valores se tiene:

$$\Delta F = \frac{63025 H_d / N_b}{n(d/2)}$$
$$\Delta F = \frac{63025(0,77)/1}{513,34(4/2)}$$
$$\Delta F = 47,27 \text{ lbf}$$

### **Tensión mayor en la banda $F_1$**

El valor de la tensión mayor en la banda se calcula con la ecuación 6.45.  
Reemplazando valores se tiene:

$$F_1 = F_c + \frac{\Delta F * \exp(0,5123\theta_d)}{\exp(0,5123\theta_d) - 1}$$

$$F_1 = 0,16 \text{ lbf} + \frac{47,27 \text{ lbf} * \exp[0,5123(2,3)]}{\exp[0,5123(2,3)] - 1}$$

$$F_1 = 68,45 \text{ lbf}$$

### **Tensión menor en la banda $F_2$**

El valor de la tensión menor en la banda se calcula con la ecuación 6.46.  
Reemplazando valores se tiene:

$$F_2 = F_1 - \Delta F$$

$$F_2 = 68,45 \text{ lbf} - 47,27 \text{ lbf}$$

$$F_2 = 21,18 \text{ lbf}$$

### **Tensión inicial en la banda $F_i$**

El valor de la tensión inicial en la banda se calcula con la ecuación 6.47.  
Reemplazando valores se tiene:

$$F_i = \frac{F_1 + F_2}{2} - F_c$$

$$F_i = \frac{68,45 \text{ lbf} + 21,18 \text{ lbf}}{2} - 0,16 \text{ lbf}$$

$$F_i = 44,66 \text{ lbf}$$

### Factor de seguridad $n_{fs}$

El valor del factor de seguridad se calcula con la ecuación 6.48.

Reemplazando valores se tiene:

$$n_{fs} = \frac{H_a N_b}{H_{nom} K_s}$$

$$n_{fs} = \frac{0,771 \text{ Hp} * 1}{0,7 \text{ Hp} * 1}$$

$$n_{fs} = 1,1 \rightarrow \text{S\u00ed cumple}$$

### Sumatoria de tensiones para la polea impulsora $T_1$ y polea impulsada $T_2$

La sumatoria para cada polea se calcula con las ecuaciones 6.49 y 6.50. El valor del factor  $K_b$  se lo obtiene de la tabla 6.23, por lo que para una banda en V con tama\u00f1o de secci\u00f3n A se tiene un valor de  $K_b = 220$ .

Reemplazando valores se tiene:

$$T_1 = F_1 + \frac{K_b}{d}$$

$$T_2 = F_1 + \frac{K_b}{D}$$

$$T_1 = 68,45 \text{ lbf} + \frac{220}{4''}$$

$$T_2 = 68,45 \text{ lbf} + \frac{220}{16''}$$

$$T_1 = 123,45 \text{ lbf}$$

$$T_2 = 82,2 \text{ lbf}$$



### Número de pasadas $N_p$

El número de pasadas de la banda se calcula con la ecuación 6.51. Los valores de los factores  $K$  y  $b$  se obtienen de la tabla 6.24. Por lo que para una banda en  $V$  con tamaño de sección  $A$  se tiene un valor de  $K = 674$ ; y un valor de  $b = 11,089$ . Reemplazando valores se tiene:

$$N_p = \left[ \left( \frac{K}{T_1} \right)^{-b} + \left( \frac{K}{T_2} \right)^{-b} \right]^{-1}$$

$$N_p = \left[ \left( \frac{674}{123,45 \text{ lbf}} \right)^{-11,089} + \left( \frac{674}{82,2 \text{ lbf}} \right)^{-11,089} \right]^{-1}$$

$$N_p = 147,8 \times 10^6$$

### Vida en horas de la banda ( $t$ )

Para calcular el número de horas de vida de la banda se utiliza la ecuación 6.52.

Reemplazando valores se tiene:

$$t = \frac{N_p * L_p}{720 * V}$$

$$t = \frac{147,8 \times 10^6 * 63,3''}{720 * 537,56 \text{ pies/min}}$$

$$t = 24174,48 \text{ horas}$$

### 6.6.10.3 Selección de banda para la transmisión entre polea # 5 y polea # 6 (de acuerdo a figura 6.29)

Al igual que para la transmisión anterior, se opta en primera instancia por una banda en  $V$ . Para la transmisión entre la polea # 5 y la polea # 6 (de acuerdo a figura 6.29) se tienen los siguientes datos de entrada:

La potencia nominal (potencia transmitida por las bandas) presenta una eficiencia que varía entre 70% a 96% para bandas en V (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012).

Por lo tanto para una potencia de entrada en esta pareja de poleas de 0,7 Hp se tiene:

$$H_{nom} = 0,7 * 0,7 = 0,49 \text{ Hp.}$$

Velocidad angular de la polea # 5 que es igual a la de la polea # 4:  $n_3 = 128,34 \text{ rpm.}$

Diámetro de la polea # 5:  $d'_3 = 4''.$

Velocidad angular de la polea # 6:  $n_4 = 32,08 \text{ rpm.}$

Diámetro de la polea # 6:  $d_4 = 16''.$

Relación de transmisión:  $i_2 = 4.$

### **Corrección de la potencia o determinación de la potencia de diseño**

Utilizando la ecuación 6.36, y un valor del factor de servicio ( $K_s = 1$ , en vista de que la potencia se ve reducida) y un factor de diseño ( $n_d = 1$ ; en vista de que la potencia se ve reducida); se tiene:

$$H_d = H_{nom} * K_s * n_d$$

$$H_d = 0,49 \text{ Hp} * 1 * 1$$

$$H_d = 0,49 \text{ Hp}$$

### **Sección de la banda**

Para determinar el tamaño se puede utilizar la figura 6.30. De donde para una potencia de diseño ( $H_d$ ) de 0,49 Hp (se aproxima esta potencia a 1 Hp por ser el mínimo valor existente en la figura 6.30) y una velocidad en la polea más pequeña  $n_2 = 128,34 \text{ rpm}$  se tiene una sección de tamaño B para la banda en V.

### **Velocidad periférica de la banda (V)**

Utilizando la ecuación 6.37 y haciendo referencia a la polea # 5; se tiene:

$$V = \frac{\pi * d'_3 * n_3}{12}$$

$$V = \frac{\pi * 4 * 128,34}{12}$$

$$V = 134,39 \text{ pies/min}$$

### Longitud de paso ( $L_p$ )

La longitud de paso de la banda se determina usando la ecuación 6.38. De acuerdo a las características de la máquina, para la transmisión entre la polea # 5 y # 6 se tiene un valor impuesto de  $C_2 = 15'' = 38,1 \text{ cm}$ . Reemplazando valores se tiene:

$$L_p = 2C + \frac{\pi(D + d)}{2} + \frac{(D - d)^2}{4C}$$

$$L_p = 2 * (15) + \frac{\pi(16 + 4)}{2} + \frac{(16 - 4)^2}{4 * 15}$$

$$L_p = 63,82''$$

Esta longitud de banda determinada es una longitud tentativa por lo que debe ser modificada por un factor  $\Delta L$  que se obtiene de la tabla 6.19; por lo que para una sección de banda B se tiene una  $\Delta L = 1,8''$ .

Al igual que para la transmisión anterior, este valor se lo resta de la longitud de paso calculada, para obtener un valor de longitud de paso de referencia ( $L_{p \text{ referencia}}$ ) del cual solo se tomará la parte entera  $L_{p \text{ entera}}$  (es decir para tener una longitud de paso que se acerque a la estándar), a la cual se vuelve a sumar el valor de  $\Delta L$  para de este modo obtener la longitud de paso corregida ( $L_{p \text{ corr}}$ ), de la siguiente manera:

$$L_{p \text{ referencia}} = L_p - \Delta L = 63,82 - 1,8 = 62,02''$$

$$\Rightarrow L_{p \text{ entera}} = 62''$$

$$\therefore L_{p \text{ corr}} = L_{p \text{ entera}} + \Delta L = 62 + 1,8$$

$$L_{p \text{ corr}} = 63,8''$$

### **Distancia corregida entre los centros de las poleas ( $C_{corr}$ )**

Para determinar la distancia corregida entre los centros de las poleas #5 y #6 se utiliza la ecuación 6.39. Reemplazando valores se tiene:

$$C_{corr} = 0,25 \left\{ \left[ L_{p\ corr} - \frac{\pi}{2}(D + d) \right] + \sqrt{\left[ L_{p\ corr} - \frac{\pi}{2}(D + d) \right]^2 - 2(D - d)^2} \right\}$$

$$C_{corr} = 0,25 \left\{ \left[ 63,8 - \frac{\pi}{2}(16 + 4) \right] + \sqrt{\left[ 63,8 - \frac{\pi}{2}(16 + 4) \right]^2 - 2(16 - 4)^2} \right\}$$

$$C_{corr} = 15''$$

### **Ángulo de contacto en la polea de menor tamaño ( $\theta_d$ )**

El ángulo de contacto de la banda con la polea más pequeña (polea #5) se calcula con la ecuación 6.40.

Reemplazando valores se tiene:

$$\theta_d = \pi - 2 \sin^{-1} \frac{D - d}{2C_{corr}}$$

$$\theta_d [rad] = \pi - 2 \sin^{-1} \frac{16'' - 4''}{2(15'')}$$

$$\theta_d = 2,3 \text{ rad} = 131,89^\circ$$

### **Factor de corrección del ángulo de cobertura ( $K_1$ )**

Al igual que para la transmisión entre la polea #1 y #2 este factor se lo determina de la tabla 6.20.

Para este caso se tiene:

$$\frac{D - d}{C_{corr}} = \frac{16'' - 4''}{15''} = 0,8$$

Por lo que de acuerdo a la tabla 6.20 se obtiene un valor del factor de corrección del ángulo de cobertura  $K_1 = 0,87$ .

### Factor de corrección de longitud de banda ( $K_2$ )

El factor de corrección de la longitud de banda se lo determina de la tabla 6.21. Por lo que para una longitud de paso corregida igual a 63,8” en una banda de tamaño B; se tiene un valor de  $K_2 = 0,95$ .

### Potencia tabulada por banda ( $H_{tab}$ )

Este valor de la potencia tabulada para la correa se la puede determinar con la ayuda de la tabla 6.25.

**Tabla 6.25.** Valores de potencia tabulada en función de la velocidad de giro y el diámetro de la polea de menor tamaño, para correas con sección tipo B.

Sección B		Prestación Base (en HP)																	Prestación adicional por relación de transmisión (en HP)										
Nº R.P.M. De la polea menor	Diámetro primitivo de la polea menor (mm)	117	122	127	132	137	142	147	152	157	162	166	173	178	183	188	193	198	203	1.00	1.02	1.05	1.09	1.13	1.19	1.25	1.35	1.52	2.00
		al	al	al	al	al	al	al	al	al	al	al	al	al	al	al	al	al	al	al	1.01	1.04	1.08	1.12	1.18	1.24	1.34	1.51	1.99
870		1.74	1.93	2.12	2.31	2.49	2.68	2.87	3.05	3.24	3.42	3.60	3.79	3.97	4.15	4.33	4.50	4.68	4.86	0.00	0.04	0.09	0.13	0.17	0.21	0.26	0.30	0.34	0.38
1160		2.12	2.36	2.61	2.85	3.09	3.32	3.56	3.80	4.03	4.26	4.49	4.72	4.94	5.17	5.39	5.61	5.83	6.05	0.00	0.06	0.11	0.17	0.23	0.28	0.34	0.40	0.45	0.51
1750		2.72	3.06	3.39	3.72	4.05	4.37	4.69	5.01	5.32	5.62	5.92	5.92	6.22	6.51	6.80	7.08	7.36	7.90	0.00	0.09	0.17	0.26	0.34	0.43	0.51	0.60	0.69	0.77
200		0.57	0.62	0.67	0.72	0.77	0.82	0.87	0.92	0.97	1.02	1.07	1.12	1.17	1.22	1.27	1.32	1.36	1.41	0.00	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09
400		0.97	1.07	1.16	1.26	1.35	1.45	1.54	1.64	1.73	1.82	1.91	2.01	2.10	2.19	2.28	2.37	2.47	2.56	0.00	0.02	0.04	0.06	0.08	0.10	0.12	0.14	0.16	0.18
600		1.32	1.46	1.60	1.73	1.87	2.01	2.14	2.28	2.41	2.54	2.68	2.81	2.94	3.07	3.20	3.33	3.46	3.59	0.00	0.03	0.06	0.09	0.12	0.15	0.18	0.21	0.24	0.26
800		1.63	1.81	1.99	2.16	2.34	2.51	2.69	2.86	3.03	3.20	3.37	3.54	3.71	3.88	4.05	4.21	4.38	4.54	0.00	0.04	0.08	0.12	0.16	0.20	0.24	0.27	0.31	0.35
1000		1.91	2.13	2.34	2.56	2.77	2.98	3.19	3.40	3.61	3.81	4.02	4.22	4.42	4.62	4.82	5.02	5.22	5.41	0.00	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.29	0.34	0.39	0.44

Fuente: (INGEMECANICA, 2014).

En donde para un diámetro de la polea menor  $d_2=4''= 101,6$  mm; y una velocidad en la polea menor  $n_2 = 128,34$  rpm, se tiene extrapolando una prestación base (potencia base) aproximadamente igual a 0,328 Hp. A este se le suma el valor de prestación adicional por la relación de transmisión. En este caso para una relación de transmisión  $i = 4$ ; extrapolando se tiene una prestación adicional igual 0,06 Hp. Por lo que la potencia tabulada para la banda es  $H_{tab} = 0,39$  Hp.

### **Potencia admisible para la banda ( $H_a$ )**

La potencia admisible o potencia de diseño para la banda se determina con la siguiente ecuación 6.41. Reemplazando valores se tiene:

$$H_a = K_1 * K_2 * H_{tab}$$

$$H_a = 0,87 * 0,95 * 0,39 \text{ Hp}$$

$$H_a = 0,322 \text{ Hp}$$

### **Número de bandas necesarias ( $N_b$ )**

El número de bandas necesarias para la transmisión se determina con la ecuación 6.42. Reemplazando valores se tiene:

$$N_b = \frac{H_d}{H_a}$$

$$N_b = \frac{0,49 \text{ Hp}}{0,322 \text{ Hp}} = 1,52$$

Por lo tanto se toma un valor  $N_b = 2$ .

### **Tensión centrífuga ( $F_c$ )**

Para determinar el valor de la tensión centrífuga en la banda se utiliza la ecuación 6.43. El valor de  $K_c$  se lo obtiene de la tabla 6.23; por lo que para una banda en V con tamaño de sección B se tiene un valor de  $K_c = 0,965$ .

Reemplazando valores se tiene:

$$F_c = K_c \left( \frac{V}{1000} \right)^2$$

$$F_c = 0,965 \left( \frac{134,39}{1000} \right)^2$$

$$F_c = 0,017 \text{ lbf}$$

### **Variación de Tensión en la banda $\Delta F$**

El valor de la variación de tensión en la banda  $\Delta F$  se calcula con la ecuación 6.44.

Reemplazando valores se tiene:

$$\Delta F = \frac{63025 H_d / N_b}{n(d/2)}$$

$$\Delta F = \frac{63025(0,49)/2}{128,34(4/2)}$$

$$\Delta F = 60,157 \text{ lbf}$$

### **Tensión mayor en la banda $F_1$**

El valor de la tensión mayor en la banda se calcula con la ecuación 6.45.

Reemplazando valores se tiene:

$$F_1 = F_c + \frac{\Delta F * \exp(0,5123\theta_d)}{\exp(0,5123\theta_d) - 1}$$

$$F_1 = 0,017 \text{ lbf} + \frac{60,157 \text{ lbf} * \exp[0,5123(2,3)]}{\exp[0,5123(2,3)] - 1}$$

$$F_1 = 86,92 \text{ lbf}$$

### Tensión menor en la banda $F_2$

El valor de la tensión menor en la banda se calcula con la ecuación 6.46.  
Reemplazando valores se tiene:

$$\begin{aligned}F_2 &= F_1 - \Delta F \\F_2 &= 86,92 \text{ lbf} - 60,157 \text{ lbf} \\F_2 &= 26,77 \text{ lbf}\end{aligned}$$

### Tensión inicial en la banda $F_i$

El valor de la tensión inicial en la banda se calcula con la ecuación 6.47.  
Reemplazando valores se tiene:

$$\begin{aligned}F_i &= \frac{F_1 + F_2}{2} - E_c \\F_i &= \frac{86,92 \text{ lbf} + 26,77 \text{ lbf}}{2} - 0,017 \text{ lbf} \\F_i &= 56,86 \text{ lbf}\end{aligned}$$

### Factor de seguridad $n_{fs}$

El valor del factor de seguridad se calcula con la ecuación 6.48.  
Reemplazando valores se tiene:

$$\begin{aligned}n_{fs} &= \frac{H_a N_b}{H_{nom} K_s} \\n_{fs} &= \frac{0,248 \text{ Hp} * 2}{0,49 \text{ Hp} * 1} \\n_{fs} &= 1,01 \rightarrow \text{Sí cumple}\end{aligned}$$



### Sumatoria de tensiones para la polea impulsora $T_1$ y polea impulsada $T_2$

La sumatoria para cada polea se calcula con las ecuaciones 6.49 y 6.50. El valor del factor  $K_b$  se lo obtiene de la tabla 6.23, por lo que para una banda en V con tamaño de sección B se tiene un valor de  $K_b = 576$ . Reemplazando valores se tiene:

$$T_1 = F_1 + \frac{K_b}{d}$$

$$T_2 = F_1 + \frac{K_b}{D}$$

$$T_1 = 86,92 \text{ lbf} + \frac{576}{4''}$$

$$T_2 = 86,92 \text{ lbf} + \frac{576}{16''}$$

$$T_1 = 230,92 \text{ lbf}$$

$$T_2 = 122,92 \text{ lbf}$$

### Número de pasadas $N_p$

El número de pasadas de la banda se calcula con la ecuación 6.51. Los valores de los factores  $K$  y  $b$  se obtienen de la tabla 6.24. Por lo que para una banda en V con tamaño de sección B se tiene un valor de  $K = 1193$ ; y un valor de  $b = 10,926$ . Reemplazando valores se tiene:

$$N_p = \left[ \left( \frac{K}{T_1} \right)^{-b} + \left( \frac{K}{T_2} \right)^{-b} \right]^{-1}$$

$$N_p = \left[ \left( \frac{1193}{230,92 \text{ lbf}} \right)^{-10,926} + \left( \frac{1193}{122,92 \text{ lbf}} \right)^{-10,926} \right]^{-1}$$

$$N_p = 61,8 \times 10^6$$

### Vida en horas de la banda (t)

Para calcular el número de horas de vida de la banda se puede hacer uso de la ecuación 6.52. Reemplazando valores se tiene:

$$t = \frac{N_p * L_p}{720 * V}$$

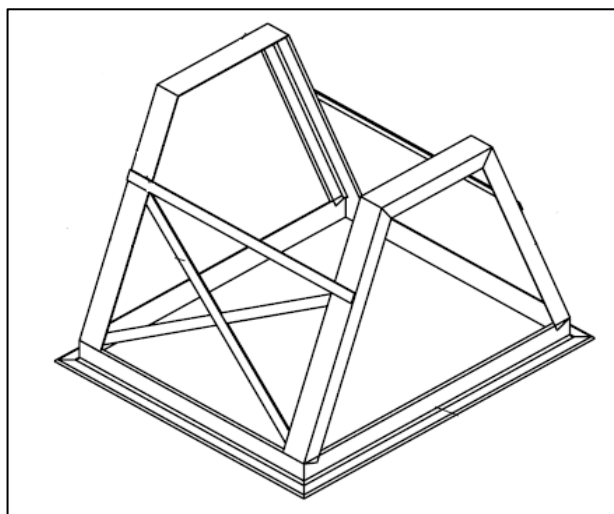
$$t = \frac{61,9 \times 10^6 * 63,8''}{720 * 134,39 \text{ pies/min}}$$

$$t = 40814,26 \text{ horas}$$

Una vez realizados los cálculos se comprueba que no hace falta iterar con otros valores para los diámetros de las poleas y las distancias entre los centros de estas, pues los factores de seguridad para cada banda resultaron satisfactorios.

### 6.6.11 DISEÑO DE LA ESTRUCTURA

Tomando en cuenta el tipo de funcionamiento de la máquina, se opta por el siguiente esquema en cuanto a su estructura.



**Figura 6.31.** Esquema de la estructura para soportar el cilindro.

**Fuente:** Juan J. Intriago P.

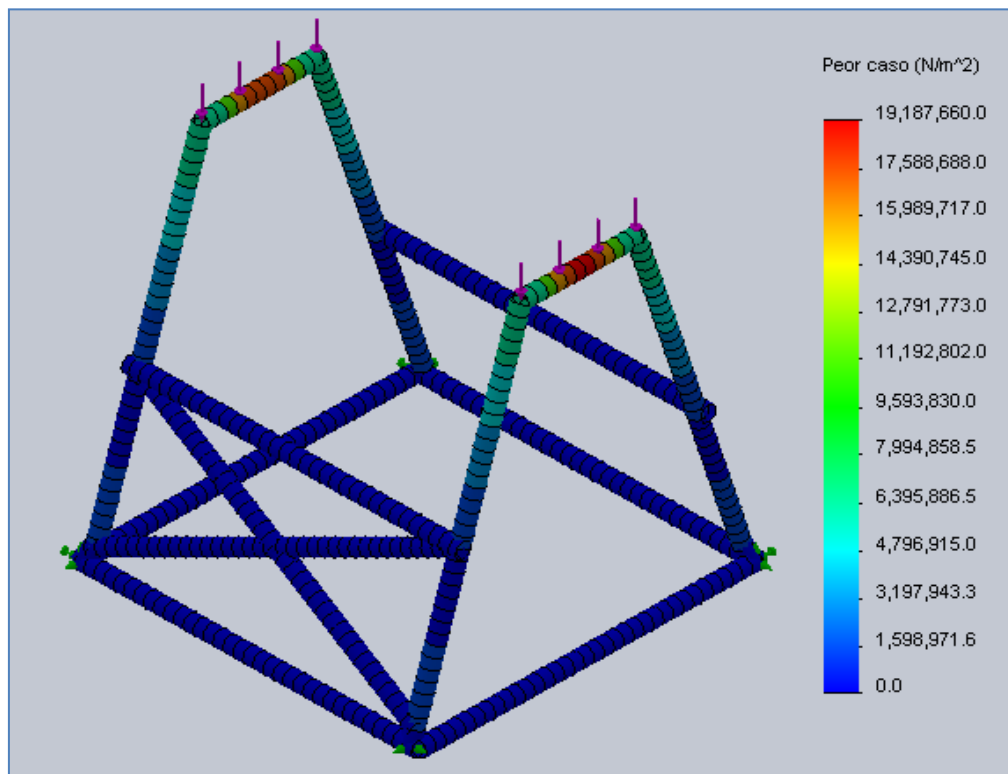
Para la estructura de la bancada se opta por un perfil estructural ASTM A-36 TIPO L 60x6 mm (ANEXO A1), reforzado con platinas de 800 x 30 X 4 mm (ANEXO A2).

Para el análisis de la estructura se utiliza un software de diseño. Se estima que sobre la estructura actúa todo el peso del cilindro e implícitamente la fuerza flexionante de la polea que se transmite por medio del eje de la polea a la estructura.

Es decir se toman en cuenta para el diseño las el valor de las reacciones en los cojinetes (en los puntos A y F, de acuerdo a la figura 6.11).

Los valores de estas reacciones tomando en cuenta los cálculos de la sección 6.6.6 son  $R_A = 1060,24$  y  $R_F = 3192,57$  (representadas en a la figura 6.11)

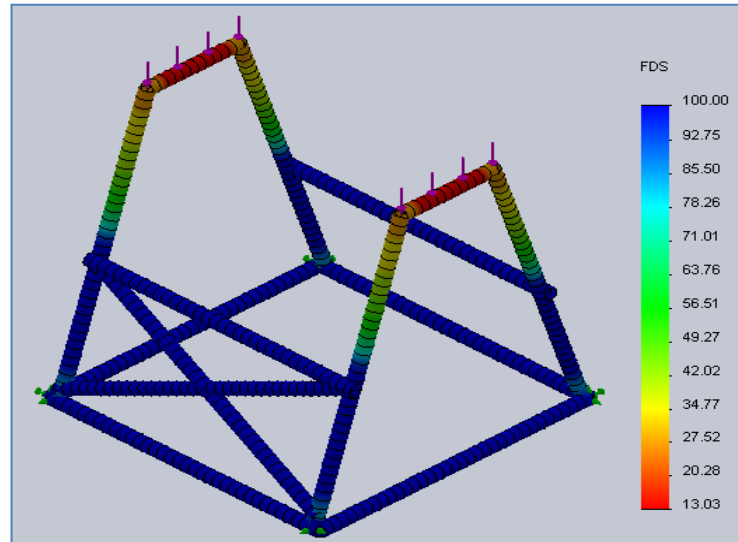
Del software se obtienen los siguientes resultados en cuanto a las tensiones (esfuerzos) actuantes sobre la estructura.



*Figura 6.32. Valores de tensión (esfuerzo) resultantes en la estructura.*

*Fuente: Juan J. Intriago P.*

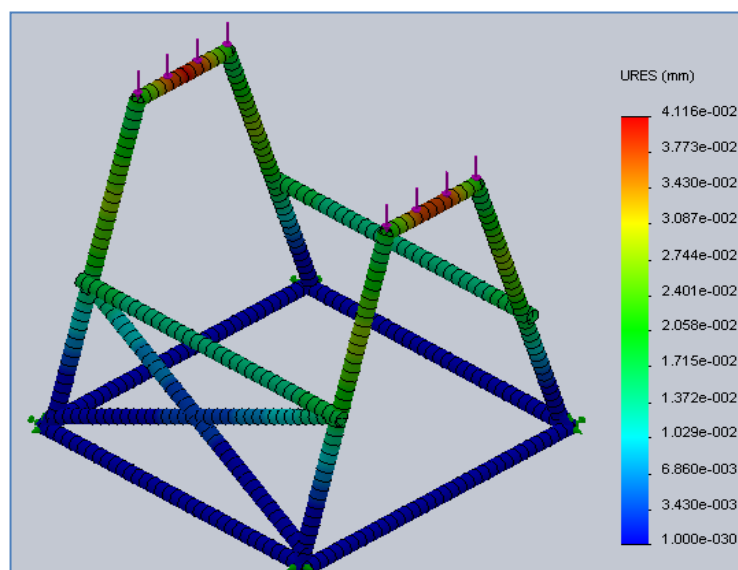
De acuerdo a la figura 6.32 el esfuerzo máximo presente en la estructura es igual a  $19187660 \text{ N/m}^2$ ; a continuación se muestra la figura del análisis del factor de seguridad para la estructura.



**Figura 6.33.** Valores del factor de seguridad para la estructura.

*Fuente:* Juan J. Intriago P.

El factor de seguridad mínimo es igual a 13 por lo que la disposición de la estructura elegida es aceptable. El análisis de las deformaciones resultantes producidas en la estructura se muestra en la figura 6.34.



**Figura 6.34.** Valores de desplazamientos generados para la estructura.

*Fuente:* Juan J. Intriago P.

De la figura 6.34 se nota que la deformación resultante máxima en la estructura es igual a 0,04116 mm; por lo que tanto el material como el tipo de perfil de acero elegido para la estructura son aceptables.

## 6.7 METODOLOGÍA

En el caso de que se opte por la fabricación de la máquina se debe seguir el siguiente procedimiento:

### 6.7.1 Elaboración del cilindro

Para el cilindro se utiliza una plancha de acero Hadfield, esta plancha tiene un espesor de  $\frac{1}{2}$ " y dimensiones aproximadas de 548 mm (ancho) por 2313,5 mm. Para transformar esta plancha en un cilindro hueco se utiliza una baroladora del tamaño suficiente para introducir la plancha. Este es un proceso complejo puesto que las dimensiones de la plancha hacen que tenga un peso considerable y sea difícil de manipular, por lo que solo una persona con la suficiente experiencia y el equipo adecuado está en la posibilidad esta tarea.



*Figura 6.35. Máquina Rolador.*

*Fuente: (Direct Industry, 2014).*

Después se unen los extremos del cilindro a través de un proceso de soldadura a lo largo del cilindro hueco.



**Figura 6.36.** Obrero soldando Tanque.

**Fuente:** (Full Equipos y Calderas, 2014).

Una vez hecho esto se procede a unir la placa, que de acuerdo a la norma INEN 8060 se la llama plataforma. La cual se muestra en la figura 6.37.



**Figura 6.37.** Plataforma interna del cilindro.

**Fuente:** Juan J. Intriago P.

Esta plataforma debe ser desmontable puesto que debe ser susceptible de reemplazo; para esto se utilizan 3 pernos M10 de acero SAE 1, los cuales deben ser colocados de manera equidistante a lo largo del cilindro en línea vertical e introducidos desde afuera del cilindro hacia adentro para evitar alterar la superficie interna del cilindro.



*Figura 6.38. Disposición de perno para el acople de la plataforma con el cilindro.*

*Fuente: Juan J. Intriago P.*

Después se procede a soldar las tapas del cilindro, esto se lo hace antes de realizar la abertura en el cilindro para evitar deformaciones en el mismo a causa del calor generado por el plasma para cortar el acero.



*Figura 6.39. Obrero uniendo tapas de tanque.*

*Fuente: (Full Equipos y Calderas, 2014).*

La abertura debe ser a lo largo del cilindro, y se utiliza una máquina cortadora de plasma. No se realiza el corte cuando la plancha está sin valorar debido a que al barolarla puede deformarse o romperse por la concentración de esfuerzos en la abertura.



*Figura 6.40. Corte mediante plasma.*

*Fuente: (Su casa de soldadura, 2014).*

Una vez hecho lo anterior se procede a unir el eje en cada una de las tapas del cilindro. Para esto se utiliza una placa circular de acero A36 de 26 cm de diámetro y con un espesor de  $\frac{1}{2}$ ”; la cual mediante 6 pernos (M10-acero SAE 1) servirá como acople entre la tapa del cilindro y el eje, como se muestra en la siguiente figura.



*Figura 6.41. Placa circular para el acople del eje con el cilindro.*

*Fuente: Juan J. Intriago P.*



Cabe recalcar que los pernos deben sobresalir lo menos posible en el interior del cilindro, para que no se altere la superficie interna del cilindro (como lo exige la norma).



*Figura 6.42. Parte interna del cilindro de la máquina.*

*Fuente: Juan J. Intriago P.*

En la abertura se colocan 4 pernos M10 de acero SAE 1, para poder acoplar la tapa.

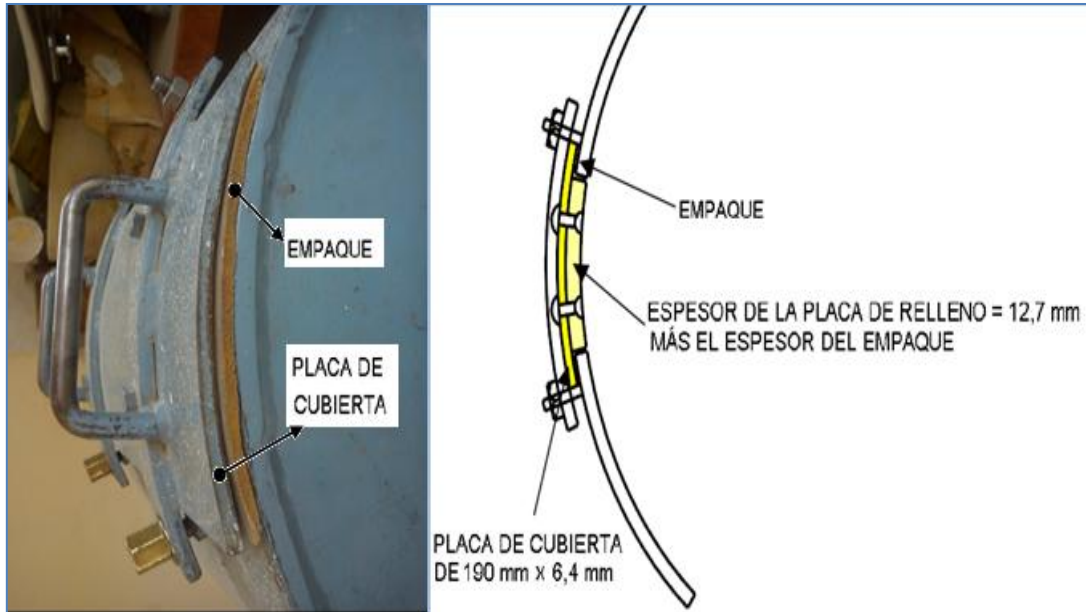


*Figura 6.43. Pernos colocados cerca de los 4 extremos de la abertura para sujetar la tapa del cilindro.*

*Fuente: Juan J. Intriago P.*

## 6.7.2 Fabricación de la tapa del cilindro

Para el diseño se puede recurrir a la norma INEN 0860 que sugiere el siguiente esquema:



*Figura 6.44. Esquema de las partes constitutivas de la tapa (vista de lado) del cilindro.*

*Fuente: Juan J. Intriago P.*

Tomando en cuenta lo anterior se sabe que se necesita una placa de relleno constituida por el mismo acero del cilindro y con dimensiones de tal modo que encaje en la abertura que tiene el cilindro; por lo que esta placa debe tener la misma curvatura que el cilindro de tal modo que al ser acoplada, este mantenga su superficie interna curvada, como se muestra en la figura anterior.

A esta placa de relleno se le debe adherir un empaque, encima la placa de cubierta (el empaque y la placa deben tener la mismas medidas, solo diferenciándose en el espesor) y también se acoplan a todo el conjunto dos platinas rectangulares con orificios (para los 4 pernos colocados anteriormente en la abertura) mediante tornillos.

Estos tornillos no deben sobresalir por la placa de relleno para mantener el contorno cilíndrico de la superficie interior.

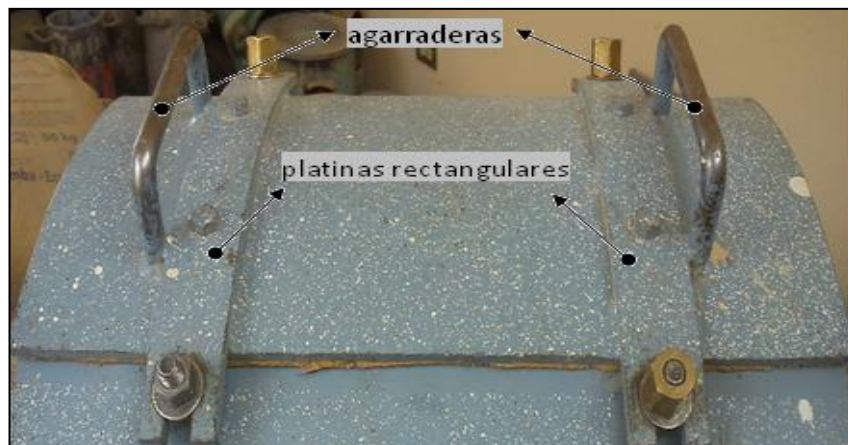
Como se muestra en la figura 6.45.



*Figura 6.45. Esquema de las partes constitutivas de la tapa (vista de frentes desde el interior) del cilindro.*

*Fuente: Juan J. Intriago P.*

Finalmente se colocan agarraderas para poder manipular la tapa a la hora de realizar el ensayo. A continuación se muestran estas.



*Figura 6.46. Esquema de las partes constitutivas de la tapa (vista de frente desde el exterior) del cilindro.*

*Fuente: Juan J. Intriago P.*

### **6.7.3 Elaboración de la estructura**

La estructura puede tener una base de forma cuadrada para darle estabilidad; con forma lateral trapezoidal a cada lado.

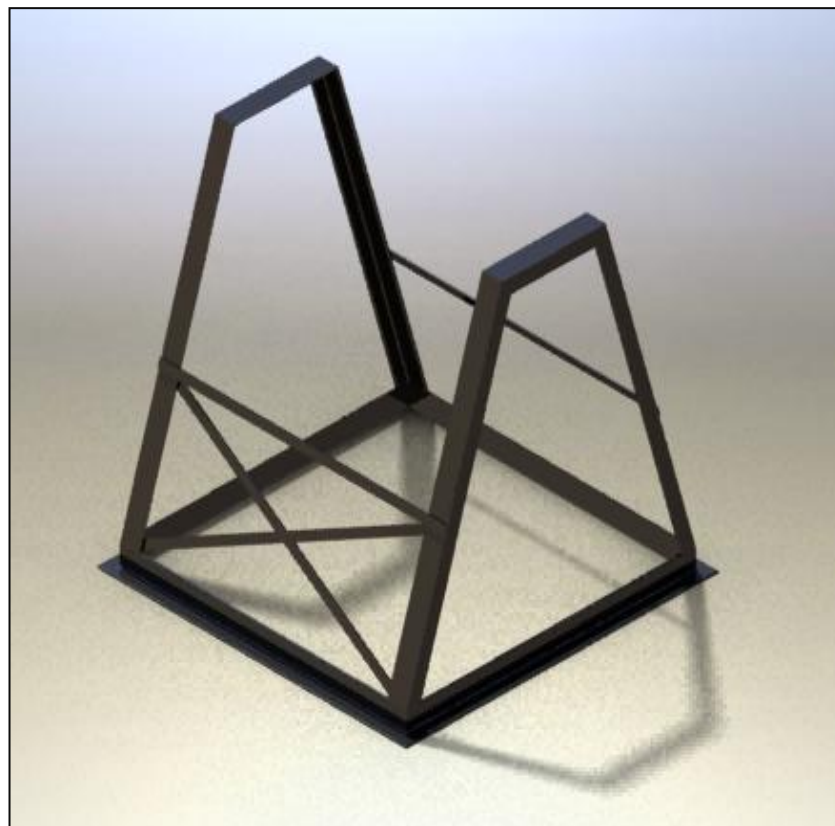
Además se pueden utilizar tensores para asegurar que la estructura no tienda a separarse hacia los lados.

El perfil que se puede utilizar es uno tipo “L” (ASTM A-36) de dimensiones 60x60x6 mm, para la estructura principal (ANEXO A1)

Para el soporte de la bandeja receptora de los áridos (terminado el ensayo), y para un soporte para el motor se puede utilizar el mismo perfil tipo “L” (ASTM A-36) de dimensiones 60x60x6 mm.

Para los tensores se puede utilizar una platina (ASTM A -36) de dimensiones 30x4 mm (ANEXO A2).

A continuación se muestra el esquema de la estructura principal.



**Figura 6.47.** Esquema de la estructura principal que servirá para soportar el peso de todo el conjunto.

**Fuente:** Juan J. Intriago P.

## 6.8 ADMINISTRACIÓN

### 6.8.1 Análisis de costos

#### Costos Directos

Los costos de los materiales y dispositivo necesarios para la fabricación de la máquina de los ángles se detallan a continuación:

*Tabla 6.26. Costos directos para la estimación del Subtotal 1.*

CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	DIMENSIONES	COSTO UNITARIO (USD)	TOTAL (USD)
1	Motor trifásico (230 V; 1 HP; 4,6 A; 1760 rpm)	182 T (Normativa NEMA)	90	90
2	Perfil estructural "Tipo L" - ASTM A36	(60 x 60 x 6) mm, 6m de longitud.	50,40	100,8
2	Plancha de acero ASTM A 36	2,44 m x 1,22 m x 1/2 "	282	564
1	Eje de transmisión Acero AISI 1045	1,5"(Ø) x 250 mm	15	15
2	Chumacera de Piso (FAG T3CD045)	40 mm (Ø <sub>int</sub> )	27	54
2	Chumacera de pared	40 mm (Ø <sub>int</sub> )	6	12
30	Perno con tuerca, de acero SAE 1	M10 x 38 mm	0,97	29,1
12	Perno con tuerca, de acero SAE 1	M10 x 38 mm	0,7	8,4
1	Contador de Revoluciones (módulo lógico)	SIEMENS (110-220V) LOGO 230 RC	162	162
1	Sensor Inductivo Eléctrico	Q & W (90-250 V)	18,68	18,68
1	Botón de "Paro de Emergencia"	CAMSCO	2,58	2,58

*Fuente: Juan J. Intriago P.*

**Tabla 6.26. Continuación.**

1	Polea en V (sección A) de 1 ranura	3,75"(Ø)	5,60	5,60
1	Polea en V (sección A) de 1 ranura	12"(Ø)	19,00	19,00
1	Polea en V (sección A) de 1 ranura	4"(Ø)	7,00	7,00
1	Polea en V (sección A) de 1 ranura	16"(Ø)	22,00	22,00
1	Polea en V (sección B) de 2 ranura	4"(Ø)	9,00	9,00
1	Polea en V (sección B) de 2 ranura	16"(Ø)	24,00	24,00
1	Bandas en V (sección A)	65,25"(longitud)	7	14
1	Bandas en V (sección A)	62"(longitud)	5	5
2	Bandas en V (sección B)	62"(longitud)	6	6
1	Platina ASTM A 36 (para los tensores)	(30x4) mm x 6m (longitud)	30	30
1	Platina ASTM A 36 (para la plataforma de acero)	(89 x 508 x 25,4) mm	65	65
1	Plancha galvanizada	(1220 x 1220 x 3) mm	60	60
12	Esfera de acero	47 mm (Ø)	15	180
1	Empaque de caucho	(250 x 508 x 13) mm	19	15
<b>SUBTOTAL 1</b>				1518,16

*Fuente: Juan J. Intriago P.*

**Tabla 6.27. Costos directos para la estimación del Subtotal 2.**

CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	COSTO UNITARIO (USD)	TOTAL (USD)
2 kg	Electrodo 6011	6	12
2 kg	Electrodo 7018	7	14
0,5 kg	Masilla	3	1,5
1 lt	Pintura	6	6
<b>SUBTOTAL 2</b>			33,5

*Fuente: Juan J. Intriago P.*

## Costos Indirectos

Los costos relacionados con la mano de obra y transporte de materiales se detallan a continuación.

*Tabla 6.28. Costos indirectos para la estimación del Subtotal 3.*

CARGO	COSTO (USD)
Mano de Obra	450
Transporte de materiales	15
Transporte de la máquina	15
<b>Subtotal 3</b>	<b>480</b>

*Fuente: Juan J. Intriago P.*

## Costo Total de la Inversión:

A más de los costos tomados en cuenta anteriormente se suma un 10 % de la suma de los subtotales por razón de imprevistos.

*Tabla 6.29. Costos Total de la Inversión.*

Subtotal 1 +Subtotal 2 + Subtotal 3	\$ 2031,66
10% (Imprevistos)	\$ 203,17
<b>TOTAL</b>	<b>\$ 2234,83</b>

*Fuente: Juan J. Intriago P.*

### 6.8.2 Comparación de Costos entre la máquina diseñada y la adquirida.

El costo de la máquina diseñada en el presente estudio comparada con la máquina adquirida por la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato (Factura de adquisición de la máquina de los ángeles en el anexo D), se muestra en la tabla 6.30:

*Tabla 6.30. Costos Total de la Inversión.*

<b>Clase de Máquina</b>	<b>Características</b>	<b>Normativa de referencia</b>	<b>Costo (\$)</b>
Máquina Diseñada en el presente estudio	-Dimensiones: 1,2x1,2x1,40 mm. -Peso Aproximado: 400 kg. Alimentación: 750 W; 220 V, 60 Hz, trifásica. -Sistema de reducción de velocidad por poleas. -Módulo Lógico para contar el número de revoluciones.	NTE-INEN 860 y ASTM C131	2234,83
Máquina Adquirida por la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato	-Dimensiones: 975x785x937 mm. -Peso Aproximado: 350 kg. Alimentación: 750 W; 220 V, 60 Hz, monofásica. -Reductor de velocidad de 31-33 rpm. -Contador automático de revoluciones. - Incluye armario reductor de ruido.	UNE-EN 1097-2 y ASTM C131	10640,00

*Fuente: Juan J. Intriago P.*



De la tabla 6.30 se puede notar que existe una diferencia significativa entre los precios igual a \$ 8405,17.

En parte eso se debe a que la máquina diseñada en el presente estudio no contempla el armario reductor de ruido; puesto que la norma INEN 860, ni la norma INEN 860 contemplan dicho armario. Además, tampoco contempla los precios de transporte, costos arancelarios, etc.

## **6.9 PREVISIÓN DE LA EVALUACIÓN**

A continuación se dan instrucciones en cuanto a seguridad, operación y mantenimiento de la máquina, basadas en la Normativa INEN 0860 y en consideraciones generales.

### **6.9.1 Instrucciones de seguridad**

Tanto el propietario de la máquina como el operador son responsables de la operación y el mantenimiento (preventivo) de la misma. Por lo que deben revisar y entender completamente las instrucciones de funcionamiento y seguridad del equipo antes de utilizarlo.

A continuación se enlistan algunos aspectos en cuanto al uso de la máquina, quien la manipule es responsable de la seguridad en el manejo de la máquina a través del cumplimiento de estas instrucciones y el uso del sentido común.

- Es la responsabilidad de quien posea la máquina asegurarse de que quienes la operen hayan sido debidamente instruidos acerca de cuestiones de seguridad y riesgo potenciales relacionados con la misma.
- Esta máquina funciona con corriente eléctrica. El uso incorrecto podría provocar una descarga eléctrica, electrocución, o una explosión.
- Utilice el botón rojo de parada de emergencia sólo en caso de ser necesario.

- Mantenga las manos, la ropa y otros objetos alejados de las piezas móviles cuando la máquina esté en funcionamiento.
- Asegúrese de que el cable de alimentación se encuentra donde nadie pueda tropezar o enredarse en él.
- Siempre utilizar gafas de seguridad, protección para los oídos, y otros equipos de protección personal cuando se opere y se de mantenimiento o reparación a la máquina.
- Seleccione un lugar de instalación que permite la conexión eléctrica, conexión a tierra adecuada, el acceso para la apertura, la carga, y descarga; y que permita el acceso para realizar el mantenimiento necesario.
- Operar la máquina sólo en un área bien ventilada.
- Nunca usar esta máquina para un propósito diferente al que se indica en el presente contenido.
- Nunca trate de hacer girar el tambor con sus propias manos.
- El equipo debe ser conectado a un adecuado sistema de alimentación eléctrica.
- Sólo personal autorizado puede manipular el cableado y tener acceso a componentes sometidos a voltaje.
- Este equipo debe ser instalado sobre una superficie sólida horizontal dejando suficiente espacio para su manipulación (bandeja de recogida de material) y mantenimiento.
- Todos los dispositivos de seguridad deben funcionar correctamente todo el tiempo; en el caso de no hacerlo deben ser reemplazados inmediatamente por personal técnico autorizado.

- A pesar de que el motor se detiene automáticamente al terminar el número de revoluciones predispuesto; es necesario esperar que el cilindro complete el ciclo (debido a su inercia) y se detenga por completo antes de abrir la tapa y continuar con el ensayo.
- En caso de que el ruido llegue a ser bastante molesto se deben utilizar dispositivos para la protección de los oídos (tapones para oídos u orejeras).
- El traslado y movimiento del equipo debe ser ejecutado por una persona debidamente capacitada y equipada con dispositivos adecuados de protección (guantes, casco, etc.).
- La toma de muestras de áridos debe estar de acuerdo a las normas vigentes (relacionadas con la máquina). Una incorrecta calidad en las muestras de áridos podría provocar un mal funcionamiento de los componentes de la máquina.
- Siempre desconecte y bloquee la alimentación eléctrica antes de realizar el mantenimiento y las reparaciones.
- El uso de herramientas y llaves es de uso exclusivo para el mantenimiento de la máquina. Nunca se debe dejar herramientas o llaves cerca del área de funcionamiento de la máquina esto podría poner en peligro la seguridad del operador.
- El área alrededor de la máquina debe mantenerse libre de obstáculos y de substancias que pueden causar que el personal tropiece y/o resbale.
- Asegurarse de que las 4 tuercas de la tapa están debidamente colocadas y aseguradas, antes de que empiece a girar el cilindro.
- Es responsabilidad del propietario proveer un lugar para la instalación de la máquina con adecuada iluminación.

- Durante el uso normal si el operador detecta irregularidades o daños, debe informar inmediatamente al personal técnico autorizado.
- Es responsabilidad del propietario de la máquina asegurar que el lugar de instalación este equipado con extinguidores de fuego adecuados o sistemas contra incendios; y que los operarios estén debidamente capacitados acerca de su uso.
- Cuando cargue o descargue la muestra con la carga abrasiva, tenga en cuenta que está manejando pesos sustanciales. Tenga cuidado de levantar y tirar de la bandeja de una manera segura y ergonómica para evitar lesiones. Este consiente del peso de la muestra y la carga abrasiva antes de la prueba.

### **Requerimientos eléctricos**

Voltaje trifásico: 220 V.

Frecuencia: 60 Hz.

Potencia del motor: 1 Hp.

Velocidad de salida del motor: 865 rpm.

### **6.9.2 Instrucciones de Operación**

1. Antes de poner en funcionamiento el equipo, revisar que todas las conexiones de cables estén correctas.
2. Verificar que el sentido de giro del cilindro sea el correcto (indicado según la normativa INEN 0860).
3. Asegúrese de que el cilindro esté completamente limpio por dentro y que no existan restos de áridos o polvo de ensayos anteriores.

4. Remueva la tapa desajustando las tuercas por medio de una llave adecuada. Coloque la tapa y la llave en un lugar seguro donde no interfiera con la realización del ensayo.
5. Introduzca la muestra y la carga abrasiva apropiada en el tambor. Si está trabajando con una muestra grande y pesada; divídala e introdúzcala por partes. Coloque la puerta y ajuste las tuercas con la llave apropiada. Coloque la llave en un lugar seguro para no interferir con el movimiento del cilindro y ponga en riesgo la seguridad del operario. Cerciorarse que la bandeja de recogida de material está en su sitio correcto bajo (bajo el tambor).
6. Fije el número de vueltas en el contador de revoluciones, según la granulometría como indica la normativa INEN 0860.
7. Colóquese los dispositivos necesarios para la protección de oídos (tapones para oídos u orejeras).
8. Presione el botón “START” para hacer girar el cilindro. Mientras el cilindro esté en movimiento no acercarse a la máquina. Si surgen problemas durante el ensayo, utilice el botón de “Paro de Emergencia” para apagar la máquina. Aunque el motor se detiene automáticamente al terminar el número de revoluciones predispuesto; es necesario esperar que el cilindro complete el ciclo (debido a su inercia) y se detenga por completo, para continuar con el ensayo.
9. Una vez que la máquina se ha detenido quite la tapa para descargar la muestra y la carga abrasiva sobre la bandeja. Tenga cuidado de levantar y tirar de la bandeja de una manera segura y ergonómica para evitar lesiones, en vista de que se están manipulando pesos considerable. Augúrese de que el cilindro quedo completamente limpio en su interior, para la realización de ensayo posterior.
10. Coloque nuevamente la tapa en su lugar y asegúrela con las tuercas por medio de una llave adecuada. Coloque la llave en un lugar seguro, apague el contador de revoluciones y desconecte la máquina de toda fuente de energía.

### 6.9.3 Mantenimiento

Como todo equipo eléctrico, esta máquina debe ser usada correctamente; además la inspección y el mantenimiento deben ser realizados con regularidad. Estas precauciones garantizarán la seguridad y el funcionamiento de la máquina.

A continuación se enlistan algunas disposiciones que deben ser tomadas en cuenta a la hora de realizar el mantenimiento de la máquina.

- Cuando se realice un mantenimiento se debe asegurar de que el equipo esté desconectado de toda fuente de alimentación eléctrica.
- Mantenga el equipo y el lugar de trabajo lo más limpio posible.
- Lubricar las piezas necesarias con regularidad (chumaceras de pared y de piso).
- El mantenimiento solo puede ser ejecutado por personal técnico autorizado que ha sido debidamente capacitado acerca de los riesgos potenciales de la máquina.
- Un mantenimiento periódico consistirá de inspecciones hechas directamente por el operador y/o el personal técnico autorizado. El exigir que se realice este mantenimiento es responsabilidad del propietario de la máquina.
- Adicionalmente a las acciones de mantenimiento realizadas por el operador, el funcionamiento del equipo debe ser inspeccionado y de ser necesario corregido durante las actividades de mantenimiento, solo por personal técnico autorizado.
- Se debe inspeccionar periódicamente la plataforma para determinar que no esté doblada, tanto longitudinalmente como en su posición radial original con respecto al cilindro. Si se encuentra cualquiera de estas condiciones, la plataforma debe ser reparada o reemplazada antes de realizar más ensayos.

- Después de realizar el mantenimiento y/o reparación del equipo, asegurarse de que todos los elementos y dispositivos están debidamente ensamblados y colocados.
- Comprobar el tensado y el estado de la correa de transmisión.
- Revisar el estado de las esferas de acero.
- Revisar el estado de las tomas de energía del lugar de instalación

A continuación se muestra una posible guía en cuanto a la realización del mantenimiento.

### **Acciones ejecutadas por el operador de la máquina**

*Tabla 6.31. Acciones de prevención realizadas por el operador.*

Acción	Frecuencia
Asegurarse de que no existe daño externo del equipo, lo cual podría poner en peligro su uso.	Antes de cada ensayo.
Inspección general	Semanalmente
Revisar el estado de los dispositivos eléctricos externos (contador de revoluciones, tabla de control, etc.)	Semanalmente
Revisar el estado de la plataforma interna del cilindro.	Mensualmente
Revisar el estado de las esferas de acero	Antes de cada ensayo

*Fuente: Juan J. Intriago P.*

## Acciones ejecutadas por el Personal Técnico autorizado

**Tabla 6.32.** Acciones de prevención realizadas por el personal técnico autorizado.

Acción	Frecuencia
Comprobar el tensado y el estado de la correa de transmisión.	Semestralmente.
Revisar el estado de desgaste de cables internos y externos, si existe desgarré o están sueltos de la sujeción.	Anualmente
Revisar el estado de las tomas de energía del lugar de instalación.	Anualmente
Lubricar las chumaceras de pared y de piso.	Semestralmente

*Fuente: Juan J. Intriago P.*

## Partes de repuesto

A continuación se da un listado de las partes susceptibles de cambio

**Tabla 6.33.** Listado de partes susceptibles de cambio.

Re f.	Parte/artículo	Descripción
1	Polea en V (sección A) de 1 ranura	3,75"(Ø)
2	Polea en V (sección A) de 1 ranura	12"(Ø)
3	Polea en V (sección A) de 1 ranura	4"(Ø)
4	Polea en V (sección A) de 1 ranura	16"(Ø)
5	Polea en V (sección B) de 2 ranura	4"(Ø)
6	Polea en V (sección B) de 2 ranura	16"(Ø)
7	Estructura	Perfil estructural "Tipo L" –ASTM A36 de (30x30x3)mm y 6m de longitud
8	Plataforma interna del cilindro	Platina ASTM A36 de (89x508x25,4)mm
9	Chumacera de piso	25 mm (Øint)
10	Chumacera de pared	25 mm (Øint)
11	Esferas de acero	47 mm (Øint)

*Fuente: Juan J. Intriago P.*



**Tabla 6.33. Continuación**

12	Bandeja para recogida de material	Plancha acero galvanizado (1220x1220x3) mm
13	Motor Eléctrico	Trifásico (230 V – 1HP – 60 Hz)
14	Contador de revoluciones	SIEMENS (110-220V) LOGO 230 RC
15	Sensor Inductivo Eléctrico	Q&W (90-250V)
16	Botón de “Paro de Emergencia”	Camsco
17	Empaque de caucho	(250x508x13) mm

*Fuente: Juan J. Intriago P*

#### **6.9.4 Conclusiones**

A pesar de que el diseño de la máquina está basado en la norma INEN 0860, su dimensionamiento no difiere en gran medida a lo impuesto por otras normativas como la UNE-EN 1097-2 y la IS: 2386-IV y además coincide con normativas tales como ASTM C131.

La máquina está diseñada de tal modo que la mayor parte de sus componentes son desmontables y reemplazables en el caso de que se necesiten realizar mantenimiento o reparaciones.

Se optó por una reducción de velocidad para el cilindro giratorio mediante un sistema de poleas, en vista de que este medio resulta más económico que utilizar un motorreductor cuyo precio está alrededor de \$600,00 (sin incluir el motor) lo cual encarece el costo de la máquina.

Del análisis en los cálculos se advierte que se necesitan poleas con diámetros grandes para lograr realizar la reducción de velocidad requerida, puesto que la velocidad del motor es muy alta (8658 rpm). Sin embargo en el ámbito de motores eléctricos dicha velocidad es considerada baja.

Si bien utilizar un variador de frecuencia para controlar la velocidad del motor eléctrico (y por ende la del cilindro), resulta preciso y eficaz, ya que puede controlar rampas de aceleración, desaceleración, torque, etc.). Este método presenta desventajas significativas tales como el elevado costo de un variador de frecuencia (alrededor de \$ 700, 00) y el hecho de que el motor tendería a sobrecalentarse al girar a revoluciones muy bajas (30-33 rpm) puesto que no se podría autoventilar lo suficiente a esa velocidad de funcionamiento.

Tampoco se optó por un sistema de reducción de velocidad mediante engranajes debido a las desventajas que presenta como su alto coste (mayor al de una polea), no pueden transmitir potencia entre distancias grandes entre centros (para estos casos se utiliza poleas) y la mantenibilidad resulta más dificultosa es decir se tiene que dar una lubricación constante, la reparación resulta más laboriosa y el reemplazo es más costoso.

A pesar de que para registrar el número de revoluciones del cilindro, un sensor mecánico resulta más económico en comparación con un sensor inductivo eléctrico; el sensor mecánico tiene la desventaja de que se desgasta rápido; mientras el sensor inductivo registra el número de vueltas sin la necesidad del contacto físico, por lo que su desgaste es nulo; lo cual a la larga ahorra gastos.

Para controlar el número de revoluciones que debe dar el cilindro se optó por utilizar un módulo lógico no muy complejo (un controlador programable que permite que máquinas realicen procesos sin la necesidad de intervención humana) puesto que solo se necesita controlar el número de revoluciones que del cilindro y además tiene un precio económico en comparación con PLC's más avanzados.

### **6.9.5 Recomendaciones**

Se aconseja construir una barandilla de cubierta protectora alrededor de la unidad o de una cubierta sobre la máquina para evitar el uso no autorizado.

La máquina puede producir mucho ruido, por lo que se puede aislarla acústicamente mediante una cabina con material insonorizante.

Para registrar las revoluciones que el cilindro de, es recomendable utilizar un sensor inductivo eléctrico en lugar de uno mecánico; en vista de que el sensor mecánico tiende a desgastarse más rápido.

Se puede instalar una alarma (que funcione según la programación del módulo lógico) la cual informe al operario cuando el cilindro haya terminado de girar, eso ayudará al operario a aprovechar el tiempo durante el cual el cilindro está girando para seguir preparando los siguientes pasos del ensayo, o realizar otras actividades no muy complejas.

El reemplazo de las esferas de acero se lo puede realizar mediante pedido a una de las empresas que fabrica la máquina de los ángeles, o en su defecto se las puede conseguir en el mercado nacional; puesto que la normativa da una amplia tolerancia en cuanto a su dimensionamiento y peso.

Es recomendable también (de ser posible) utilizar un motor trifásico por las ventajas que ofrece frente a un monofásico en cuanto a eficiencia, mantenimiento y tamaño. Además que este no tenga una potencia menor a 1 HP, de conformidad con la norma INEN 0860.

En cuanto a la máquina de los Ángeles, se debe inspeccionar periódicamente la plataforma para determinar que no se ha doblado longitudinalmente, ni tampoco se ha modificado su posición normal radial con respecto al cilindro. Si se encuentra cualquiera de estas condiciones, se debe reparar o reemplazar la plataforma antes de que se lleven a cabo más ensayos.

## MATERIALES DE REFERENCIA

### 1. BIBLIOGRAFÍA

#### Libros Impresos

1. Budynas, R. y Nisbett, K. (2012). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. (9na ed.). México, D. F.: McGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A. DE C.V.
2. Escario, J., Escario, V. y Balaguer, E. (1973). *Caminos: Firms, servicios auxiliares del camino. Explotación*. (5ta ed., Vol. 2). Madrid: Alameda.
3. Kraemer, C., Pardillo, M., Rocci, S., Romana, M., Sánchez V. y Del Val, M. (2004). *Ingeniería de carreteras*. (Vol. 2). Madrid: McGraw-Hill.
4. Mamlouk, M. y Zaniewski, J. (2009). *Materiales para ingeniería civil*. (Trad.Vuelapluma). Madrid: Pearson Education.
5. Mott, K. (2006). *Diseño de elementos de máquinas*. (4ta ed.). México: Pearson Educación de México, S.A. de C.V.

#### Libros Electrónicos

1. Bañón, L. (s.f.). *Propiedades y caracterización de los áridos*. Extraído el 13 de Julio de 2013 desde [http://sirio.ua.es/proyectos/manual\\_%20carreteras/02020202.pdf](http://sirio.ua.es/proyectos/manual_%20carreteras/02020202.pdf)
2. Enríquez, G. (2004). *EL LIBRO PRÁCTICO DE LOS GENERADORES, TRANSFORMADORES Y MOTORES ELÉCTRICOS*. Extraído el 6 de Mayo de 2014 desde <http://books.google.com.ec/books?id=P62ebMavSIIC&printsec=frontcover&hl=es#v=snippet&q=tiempo%20de%20arranque%20permisible&f=false>

3. Riba, C. (2002). Diseño Concurrente. *El Enmarque del Diseño* (pp. 59). Extraído el 13 de Diciembre de 2013 desde [http://books.google.com.ec/books?id=IeaPng4UWdgC&pg=PA59&lp=PA59&dq=METODO+ORDINAL+DE+CRITERIOS+PONDERADOS&source=bl&ots=OPnFgj\\_9j8&sig=30GNBagXU3L6EzgiVVpI--htliw&hl=es&sa=X&ei=e87qUoyGKs6NkAedmoGYCw&ved=0CCYQ6AEwAA#v=onepage&q=METODO%20ORDINAL%20DE%20CRITERIOS%20PONDERADOS&f=false](http://books.google.com.ec/books?id=IeaPng4UWdgC&pg=PA59&lp=PA59&dq=METODO+ORDINAL+DE+CRITERIOS+PONDERADOS&source=bl&ots=OPnFgj_9j8&sig=30GNBagXU3L6EzgiVVpI--htliw&hl=es&sa=X&ei=e87qUoyGKs6NkAedmoGYCw&ved=0CCYQ6AEwAA#v=onepage&q=METODO%20ORDINAL%20DE%20CRITERIOS%20PONDERADOS&f=false)
  
4. Sanz, J. (1975). *Mecánica de suelos. Reunión de ingenieros*. Extraído el 5 de Septiembre de 2013 desde [http://books.google.com.ec/books?id=oQFZRKlix\\_EC&printsec=frontcover&dq=Sanz,+J.+%281975%29.+Mec%C3%A1nica+de+suelos.+Reun%C3%B3n+de+ingenieros&hl=es&sa=X&ei=4Nh\\_U87IH0mxsQSkS4HwAw&ved=0CDgQ6AEwAA#v=onepage&q=Coficiente%20de%20Mannheim&f=false](http://books.google.com.ec/books?id=oQFZRKlix_EC&printsec=frontcover&dq=Sanz,+J.+%281975%29.+Mec%C3%A1nica+de+suelos.+Reun%C3%B3n+de+ingenieros&hl=es&sa=X&ei=4Nh_U87IH0mxsQSkS4HwAw&ved=0CDgQ6AEwAA#v=onepage&q=Coficiente%20de%20Mannheim&f=false)

## **Normas**

1. ASTM International. (2003a). *ASTM C131. Standard Test Method for Resistance to Degradation of Small-Size Coarse Aggregate by Abrasion and Impact in the Los Angeles Machine*. West Conshohocken: ASTM.
  
2. ASTM International. (2003b). *ASTM C535. Standard Test Method for Resistance to Degradation of Large-Size Coarse Aggregate by Abrasion and Impact in the Los Angeles Machine*. West Conshohocken: ASTM.
  
3. ASTM International. (2003c). *ASTM D6928. Standard Test Method for Resistance of Coarse Aggregate to Degradation by Abrasion in the Micro-Deval Apparatus*. West Conshohocken: ASTM.

4. British Standard Institution. (1990a). *BS 812: Part 110. Testing aggregates. Part 110. Methods for determination of aggregate crushing value (ACV)*. Londres: BSI.
5. British Standard Institution. (1990b). *BS 812: Part 112. Testing aggregates. Part 112. Methods for determination of aggregate impact value (AIV)*. Londres: BSI.
6. Centro de Estudios y Experimentación de Obras Públicas. (1974). *NLT-351. Coeficiente de Friabilidad*. Madrid: CEDEX.
7. Comité Europeo de Normalización. (1996). *BS-EN 1097-1. Tests for mechanical and physical properties of aggregates. Part 1: Determination of the resistance to wear (micro-Deval)*. Londres: BSI.
8. Comité Europeo de Normalización. (1999). *UNE-EN 1097-2. Ensayos para determinar las propiedades mecánicas y físicas de los áridos*. Madrid: AENOR.
9. Indian Standard. (1963). *IS 2386-4. Methods of test for aggregates for concrete, Part 4: Mechanical properties*. Khurja, India: New India Printing Press.
10. Instituto Ecuatoriano de Normalización. (2011a). *NTE INEN 0860. Áridos. Determinación del valor de la degradación del árido grueso de partículas menores a 37,5 mm mediante el uso de la máquina de los Ángeles*. Quito: INEN.
11. Instituto Ecuatoriano de Normalización. (2011b). *NTE INEN 0861. Áridos. Determinación del valor de la degradación del árido grueso de partículas mayores a 19mm mediante el uso de la máquina de los Ángeles*. Quito: INEN.
12. Instituto Nacional de Vías. República de Colombia. (2007). *I.N.V. E – 238 – 07. Determinación de la resistencia del agregado grueso al desgaste por abrasión utilizando el aparato Micro-deval*. Bogotá: INVIAS.

13. Organización Nacional Francesa para la Estandarización. (1974). *NF P 18-577. Agregado-ensayo Deval*. Francia: Asociación Francesa de Normalización.
14. Organización Nacional Francesa para la Estandarización. (1978). *NF P 18-572. Agregados - ensayo de desgaste Micro-Deval*. Francia: Asociación Francesa de Normalización.
15. Organización Nacional Francesa para la Estandarización. (1990). *NF P 18-574. Agregados-prueba de fragmentación dinámica*. Francia: Asociación Francesa de Normalización.
16. Secretaría de Comunicaciones y Transportes. (2002). *M-MMP-4-04-006.Desgaste Mediante la Prueba de Los Ángeles de Materiales Pétreos para Mezclas*. México, D. F.: SCT.

### **Catálogos**

1. CONTROLS. (s.f.). *Áridos*. Extraído el 20 de Agosto de 2013 desde [http://www.google.com.ec/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=2&ved=0CDIQFjAB&url=http%3A%2F%2Fwww.controls-group.com%2FDownloadFileUrl.php%2Furl%3Dbackend%40%40download%40%40file\\_upload%40%40file%40%40120503194590\\_47\\_48\\_es.pdf%2Fnomefile%3D47\\_48\\_es.pdf&ei=UrZEUpStKY3y8ASo5ICAAg&usq=AFQjCNGLWkiWT-nL0279V1O\\_uRLIuBVh\\_g&bvm=bv.53217764,d.eWU&cad=rja](http://www.google.com.ec/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=2&ved=0CDIQFjAB&url=http%3A%2F%2Fwww.controls-group.com%2FDownloadFileUrl.php%2Furl%3Dbackend%40%40download%40%40file_upload%40%40file%40%40120503194590_47_48_es.pdf%2Fnomefile%3D47_48_es.pdf&ei=UrZEUpStKY3y8ASo5ICAAg&usq=AFQjCNGLWkiWT-nL0279V1O_uRLIuBVh_g&bvm=bv.53217764,d.eWU&cad=rja)
2. FAG Sales Europe GmbH. (2000). *Rodamientos FAG. Catálogo WL 41 520/3 SB*. Barcelona: TECFOTO, S.I.
3. WEG. (2013). *W22 MOTOR TRIFÁSICO*. Extraído el 6 de Mayo de 2014 desde <http://www.potenciaelectromecanica.com/wp-content/uploads/2013/04/6-WEG-MOTORES-W22-TRIFASICOS-CARACTERISTICAS-Y-DIMENSIONES.pdf>

## Documentos en Línea

1. Cuelho, E., Mokwa, R., Obert, K. & Miller, A. (2008). *Comparative Analysis of Micro-Deval, L.A. Abrasion and Sulfate Soundness Tests*. Extraído el 18 de noviembre de 2013 desde <http://docs.trb.org/prp/08-2729.pdf>
2. Direct Industry. (2014). *Máquina Roladora Hidráulica con 3 rodillos*. Extraído el 26 de Mayo de 2014 desde <http://www.directindustry.es/prod/roundo/maquinas-roladoras-hidraulicas-3-rodillos-116065-1181727.html>
3. Explora Geología. (2010). *Estudio sobre áridos: geología, legislación, medio ambiente, normativa, explotación y tratamiento*. Extraído el 5 de Septiembre de 2013 desde <http://www.explorageologia.com/documentos/ESTUDIO%20SOBRE%20RIDOS%20geolog%EDa%20legislaci%F3n%20medio%20ambiente%20normativa%20explotaci%F3n%20tratamiento.pdf>
4. Full Equipos y Calderas. (2014). *Soldaduras Especiales*. Extraído el 26 de Mayo de 2014 desde <http://fullequiposycalderas.com/soldaduras-especiales/>
5. IMAE. (2012). *Ensayos y equipamiento particulares. Agregado*. Extraído el 11 de Agosto de 2013 desde <http://www.fceia.unr.edu.ar/laboratoriovial/Ensayos/agregado.php>
6. INGEMECANICA. (2014). *TUTORIALES – Correas de Transmisión. Cálculo y Diseño*. Extraído el 20 de Mayo de 2014 desde <http://www.ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn121.html>
7. Martínez-Llop, R. (2008). *Investigación sobre el comportamiento de los distintos tipos de balasto ante la aplicación de los criterios de las diferentes normativas*. Extraído el 18 de noviembre de 2013 desde [http://oa.upm.es/1135/1/RAMIRO\\_MARTINEZ\\_LLOP\\_GUTIERREZ.pdf](http://oa.upm.es/1135/1/RAMIRO_MARTINEZ_LLOP_GUTIERREZ.pdf)



8. SKF. (2014). *Condiciones de lubricación – la relación de viscosidad  $\kappa$* . Extraído el 20 de Mayo de 2014 desde <http://www.skf.com/cl/products/bearings-units-housings/roller-bearings/principles/selection-of-bearing-size/selecting-bearing-size-using-the-life-equations/lubrication-conditions-the-viscosity-ratio-k/index.html>
9. Su casa de soldadura. (2014). *Soldadura de corte plasma*. Extraído el 26 de Mayo de 2014 desde <http://www.solysol.com.es/productos-y-servicios/antes-de-soldar/plasma-y-oxifuel-corte-y-soldadura/#>
10. Transporte. (2014). *Proceso de reparación en tanques de aluminio*. Extraído el 26 de Mayo de 2014 desde <http://transporteinformativo.com/informacion-tecnica/proceso-de-reparacion-en-tanques-de-aluminio-de-vehiculos-industriales>

# **ANEXOS**

ANEXO A  
PERFILES ESTRUCTURALES  
EMPRESA DIPAC

## ANEXO A1

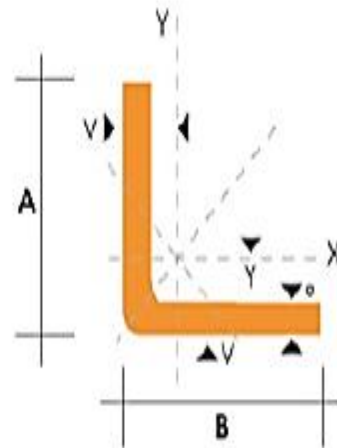


### PERFILES ESTRUCTURALES

## ANGULOS "L" DOBLADO

### Especificaciones Generales

Norma	INEN 1 623:2000
Otras calidades	Previa consulta
Largo normal	6,0m
Otros largos	Previa consulta
Espesores	Desde 1,5mm hasta 12,0mm
Acabado	Natural
Otro acabado	Previa consulta



DIMENSIONES			PESOS		SECCION	EJE X-X = EJE Y-Y				EJE U-U	EJE V-V
A	B	e	6 metros	1 metro		I	W	i	X=Y	i	i
mm	mm	mm	Kg	Kg		cm <sup>2</sup>	cm <sup>4</sup>	cm <sup>3</sup>	cm	cm	cm
25	25	2	4.38	0.73	0.93	0.57	0.32	0.78	0.72	0.99	0.47
25	25	3	6.36	1.06	1.35	0.79	0.44	0.76	0.77	0.98	0.44
30	30	2	5.34	0.89	1.13	1.00	0.46	0.94	0.84	1.20	0.58
30	30	3	7.80	1.30	1.65	1.41	0.67	0.92	0.89	1.18	0.55
30	30	4	10.00	1.66	2.14	1.80	0.80	0.92	0.94	1.17	0.52
40	40	2	7.20	1.20	1.53	2.44	0.84	1.20	1.09	1.01	0.70
40	40	3	10.02	1.77	2.25	3.50	1.22	1.25	1.14	1.59	0.70
40	40	4	13.86	2.31	2.94	4.46	1.58	1.23	1.10	1.58	0.78
40	40	5	19.62	2.82	3.59	5.31	1.91	1.22	1.23	0.73	0.73
50	50	2	9.12	1.52	1.93	4.86	1.33	1.58	1.34	2.01	0.88
50	50	3	13.44	2.24	2.85	7.03	1.95	1.57	1.39	2.00	0.96
50	50	4	17.64	2.94	3.74	9.04	2.53	1.56	1.43	1.98	0.94
50	50	5	21.80	3.60	4.59	10.88	3.09	1.54	1.48	1.97	0.93
50	50	6	25.92	4.32	5.40	12.57	3.62	1.53	1.53	1.96	0.90
60	60	3	16.26	2.71	3.45	12.37	2.84	1.89	1.64	2.41	1.16
60	60	4	21.36	3.56	4.54	16.00	3.71	1.88	1.68	2.39	1.15
60	60	5	26.34	4.39	5.59	19.40	4.54	1.80	1.73	2.38	1.13
60	60	6	31.00	5.20	6.60	22.56	5.35	1.85	1.76	2.37	1.11
60	60	8	41.04	6.84	8.55	28.21	6.65	1.82	1.80	2.34	1.05

## ANEXO A2



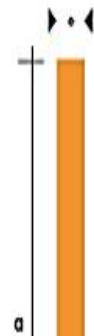
### PERFILES LAMINADOS PLATINAS

#### Especificaciones Generales

<b>Calidad</b>	ASTMA36 SAE 1008
<b>Otras calidades</b>	Previa Consulta
<b>Largo normal</b>	6.00m
<b>Otros largos</b>	Previa Consulta
<b>Acabado</b>	Natural
<b>Otro acabado</b>	Previa Consulta



DENOMINACION	DIMENSIONES		PESO		AREA
	mm		kg/m	kg/6m	cm2
	a	e			
PLT 12X3	12	3	0.28	1.70	0.36
PLT 12X4	12	4	0.38	2.45	0.48
PLT 12X6	12	6	0.57	3.40	0.72
PLT 19X3	19	3	0.45	2.68	0.57
PLT 19X4	19	4	0.60	3.58	0.76
PLT 19X6	19	6	0.89	5.37	1.15
PLT 25X3	25	3	0.59	3.53	0.75
PLT 25X4	25	4	0.79	4.71	1.00
PLT 25X6	25	6	1.18	7.07	1.50
PLT 25X12	30	3	0.71	4.24	0.90
PLT 30X4	30	4	0.94	5.65	1.20
PLT 30X6	30	6	1.41	8.47	1.80
PLT 30X9	30	9	2.12	12.71	2.70
PLT 30X12	30	12	2.83	16.95	3.60
PLT 38X3	38	3	0.89	5.37	1.15

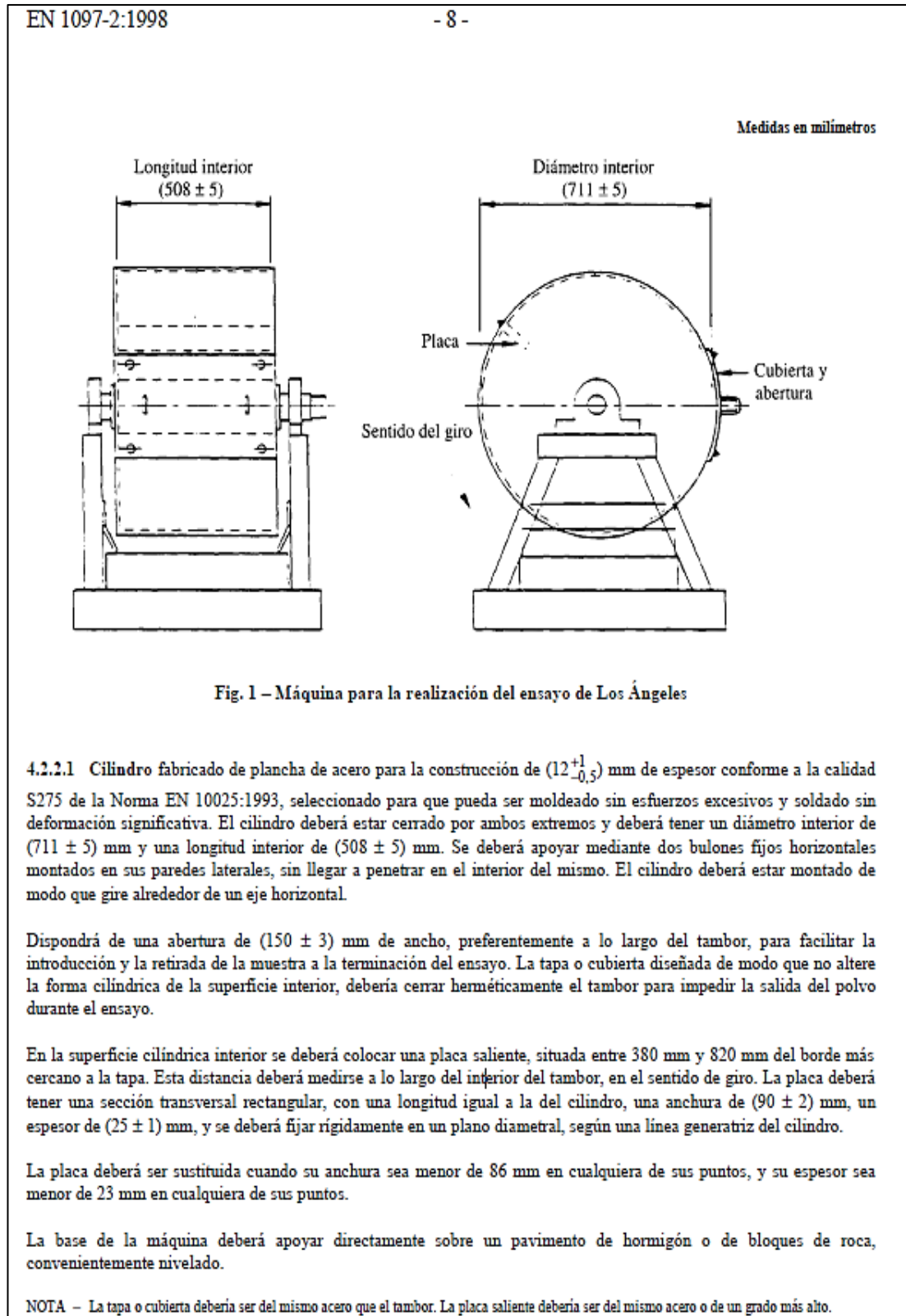


## ANEXO B

# ESPECIFICACIONES DE LA MÁQUINA DE LOS ÁNGELES DE ACUERDO A LAS RESPECTIVAS NORMATIVAS

## ANEXO B1

### Según norma UNE-EN 1097-2



## ANEXO B2

### Según norma INEN 0860

#### 5.2 Equipos

**5.2.1 Máquina de Los Ángeles.** Se debe utilizar una máquina de Los Ángeles que cumpla con todas las características esenciales del diseño mostrado en la figura 1. La máquina debe estar compuesta por un cilindro de acero hueco, con espesor de pared no menor que 12,4 mm (ver nota 3), cerrado en ambos extremos, que cumpla con las dimensiones que se muestran en la figura 1, que tenga diámetro interno de  $711 \text{ mm} \pm 5 \text{ mm}$  y longitud interna de  $508 \text{ mm} \pm 5 \text{ mm}$ . La superficie interior del cilindro debe estar libre de protuberancias que interrumpan la trayectoria de la muestra y de las esferas de acero, a excepción de la plataforma que se describe más adelante. El cilindro debe ser montado sobre puntas de ejes acoplados a los extremos del cilindro, pero no deben entrar en él y debe estar colocado de tal manera que gire con el eje en posición horizontal con una tolerancia en la pendiente de 1%. Se debe proveer una abertura en el cilindro para la introducción de la muestra y las esferas. Para cubrir la abertura, debe estar provisto de una tapa apropiada que no deje escapar el polvo, con dispositivos para atornillar la tapa en su lugar. La tapa debe estar diseñada para mantener el contorno cilíndrico de la superficie interior, a menos que la plataforma esté localizada de modo que la carga no caiga sobre la tapa o entre en contacto con ésta durante el ensayo. En el interior de la superficie cilíndrica se debe acoplar una plataforma de acero, extendida toda la longitud del cilindro y proyectada hacia el interior en  $89 \text{ mm} \pm 2 \text{ mm}$ , de tal manera que un plano centrado entre las caras grandes coincida con un plano axial. La plataforma debe ser montada por medio de tornillos u otros medios adecuados y tener un espesor que le permita estar firme y rígida. La posición de la plataforma debe ser tal que la muestra y las esferas de acero no golpeen en o cerca de la abertura y su tapa. La distancia desde la plataforma a la abertura, medida a lo largo de la circunferencia exterior del cilindro en el sentido del giro, no debe ser menor a 1 270 mm (ver nota 4). Inspeccionar periódicamente la plataforma para determinar que no se ha doblado longitudinalmente, ni tampoco se ha modificado su posición radial con respecto al cilindro. Si se encuentra cualquiera de estas condiciones, se debe reparar o reemplazar la plataforma antes de que se lleven a cabo más ensayos.



DISEÑO ALTERNATIVO DE PLATAFORMA ELABORADA CON ÁNGULO



DISEÑO DE PLATAFORMA DE PLACA DE CUBIERTA

NOTA 3. Esta es la mínima tolerancia permitida en una plancha de acero laminado de 12,7 mm, como se describe en la norma ASTM A 6.

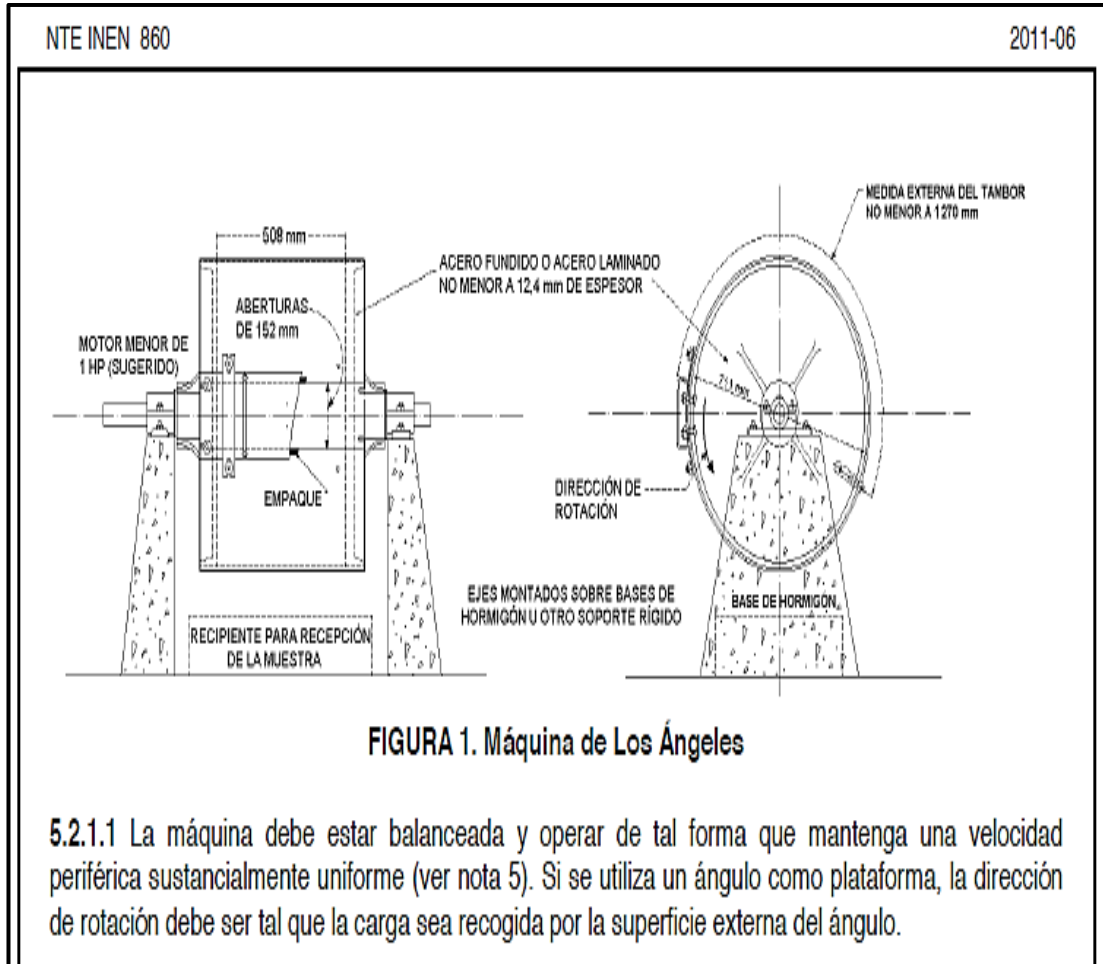
NOTA 4. Es preferible el uso de una plataforma de acero resistente al desgaste, de sección transversal rectangular y montada independientemente de la tapa. Se puede utilizar una plataforma de cubierta, siempre que el sentido de giro sea tal que la carga sea recogida por la cara externa del ángulo.

(Continua)



## ANEXO B2 (continuación)

Según norma INEN 0860



# ANEXO B3

## Según norma ASTM C131

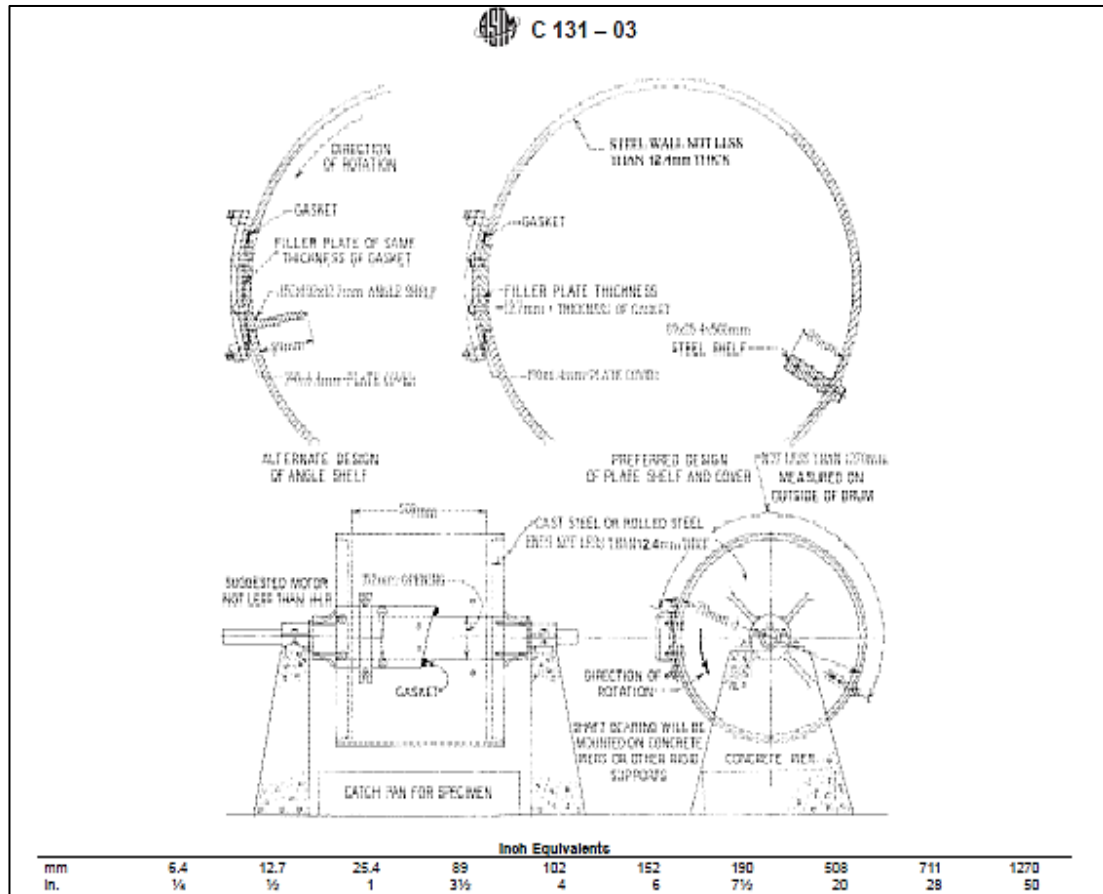


FIG. 1 Los Angeles Testing Machine

(Note 2) closed at both ends, conforming to the dimensions shown in Fig. 1, having an inside diameter of  $711 \pm 5$  mm ( $28 \pm 0.2$  in.), and an inside length of  $508 \pm 5$  mm ( $20 \pm 0.2$  in.). The cylinder shall be mounted on stub shafts attached to the ends of the cylinder but not entering it, and shall be mounted in such a manner that it rotates with the axis in a horizontal position within a tolerance in slope of 1 in 100. An opening in the cylinder shall be provided for the introduction of the test sample. A suitable, dust-tight cover shall be provided for the opening with means for bolting the cover in place. The cover shall be so designed as to maintain the cylindrical contour of the interior surface unless the shelf is so located that the charge will not fall on the cover, or come in contact with it during the test. A removable steel shelf extending the full length of the cylinder and projecting inward  $89 \pm 2$  mm ( $3.5 \pm 0.1$  in.) shall be mounted on the interior cylindrical surface of the cylinder, in such a way that a plane centered between the large faces coincides with an axial plane. The shelf shall be of such thickness and so mounted, by bolts or other suitable means, as to be firm and rigid. The position of the shelf (Note 3) shall be such that the sample and the steel spheres shall not impact on or near the opening and its cover, and that the distance from the

shelf to the opening, measured along the outside circumference of the cylinder in the direction of rotation, shall be not less than 1270 mm (50 in.). Inspect the shelf periodically to determine that it is not bent either lengthwise or from its normal radial position with respect to the cylinder. If either condition is found, repair or replace the shelf before further tests are conducted.

NOTE 2—This is the minimum tolerance permitted on 12.7 mm (½ in.) rolled steel plate as described in Specification A 6/A 6M.

NOTE 3—The use of a shelf of wear-resistant steel, rectangular in cross section and mounted independently of the cover, is preferred. However, a shelf consisting of a section of rolled angle, properly mounted on the inside of the cover plate, may be used provided the direction of rotation is such that the charge will be caught on the outside face of the angle.

6.1.1 The machine shall be so driven and so counterbalanced as to maintain a substantially uniform peripheral speed (Note 4). If an angle is used as the shelf, the direction of rotation shall be such that the charge is caught on the outside surface of the angle.

NOTE 4—Back-lash or slip in the driving mechanism is very likely to furnish test results which are not duplicated by other Los Angeles machines producing constant peripheral speed.

## ANEXO B4

Según norma IS: 2386-IV

### **5.3 Test for Abrasion of Coarse Aggregates by the Use of Los Angeles Machine**

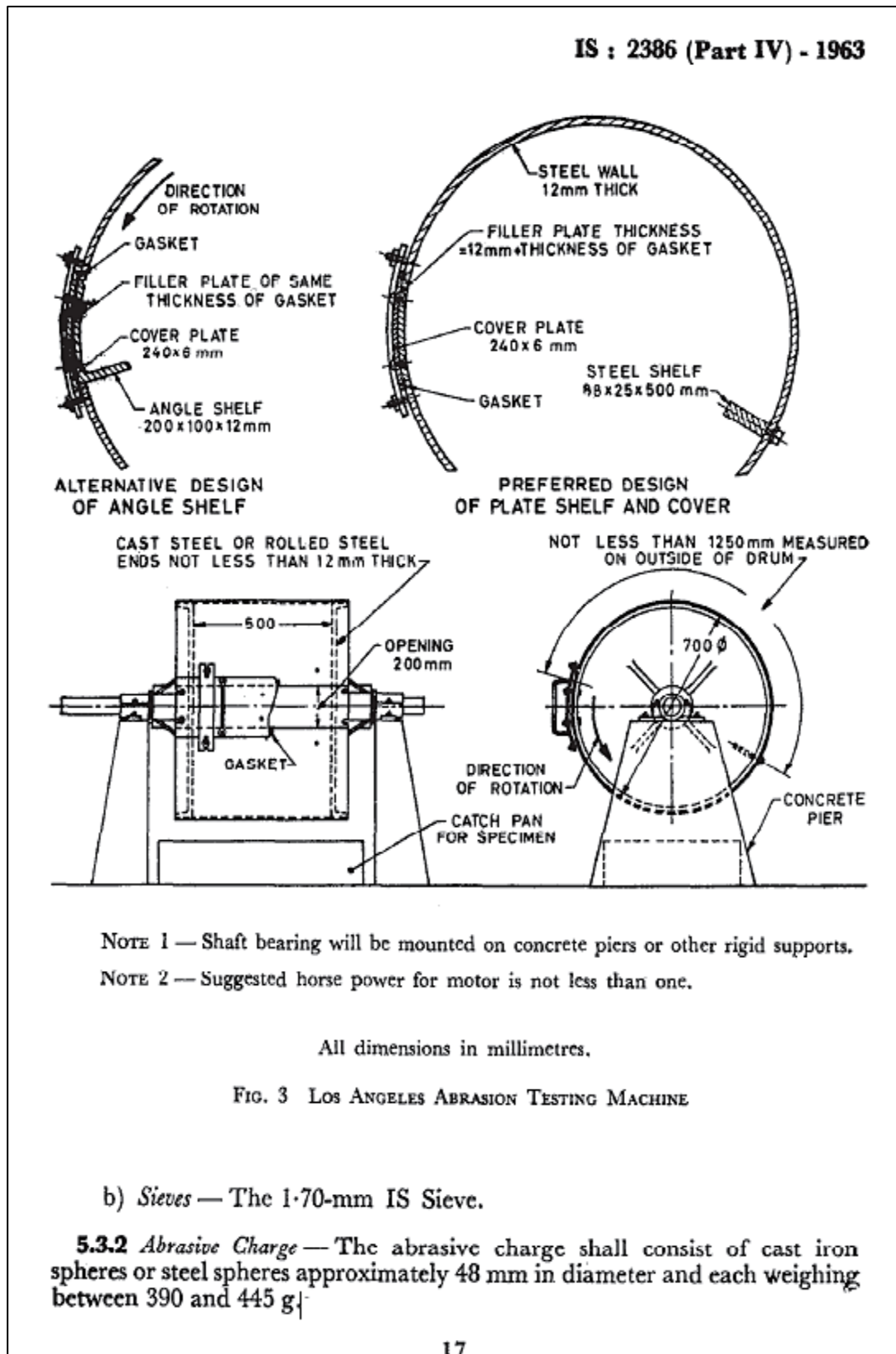
**5.3.1 Apparatus** — The apparatus shall consist of the following:

- a) *Los Angeles machine* — The Los Angeles abrasion testing machine, conforming in all its essential characteristics to the design shown in Fig. 3, shall be used. The machine shall consist of a hollow steel cylinder, closed at both ends, having an inside diameter of 700 mm and an inside length of 500 mm. The cylinder shall be mounted on stub shafts attached to the ends of the cylinders but not entering it, and shall be mounted in such a manner that it may be rotated about its axis in a horizontal position. An opening in the cylinder shall be provided for the introduction of the test sample. The opening shall be closed dust-tight with a removable cover bolted in place. The cover shall be so designed as to maintain the cylindrical contour of the interior surface unless the shelf is so located that the charge will not fall on the cover, or come in contact with it during the test. A removable steel shelf, projecting radially 88 mm into the cylinder and extending its full length, shall be mounted along one element of the interior surface of the cylinder. The shelf shall be of such thickness and so mounted, by bolts or other approved means, as to be firm and rigid. The position of the shelf shall be such that the distance from the shelf to the opening, measured along the circumference of the cylinder in the direction of rotation, shall be not less than 1 250 mm.

NOTE — The use of the shelf of wear-resistant steel, rectangular in cross-section and mounted independently of the cover, is preferred. However, a shelf consisting of a section of rolled angle, properly mounted on the inside of the cover plate, may be used, provided the direction of rotation is such that the charge will be caught on the outside face of the angle.

ANEXO B4 (continuación)

Según norma IS: 2386-IV



## ANEXO C

# DESCRIPCIÓN DE LA MÁQUINA DE LOS ÁNGELES SEGÚN CATÁLOGOS

## ANEXO C1

### Según Empresa TECNOTEST

TECNOTEST

GEOMETRIC PROPERTIES 2.3.1

#### LOS ANGELES ABRASION MACHINE

D 504

ASTM C 131 CNR 34 EN 1097-2

Used to measure the resistance of aggregates to abrasion. The test sample and abrasive charges are placed into the drum which is then rotated for 500 or 1000 revolutions (depending on sample size).

The difference between initial weight of sample and final weight of material not passing a 1.68 mm sieve (expressed as % of initial weight) is the % of weight loss or abrasion. The machine has a steel frame that supports the drum. A speed reducer turn the drum at 30-33 rpm.

**Abrasive charges (standard size and weight according to the Standards) must be ordered apart.**

Galvanised steel tray for the collection of material.

The electronic control panel consists of a pilot light and mains switch, start/stop button and programmable 5 digit revolution counter (with automatic stop at end of cycle).

The drum is fitted with self-aligning ball bearings.

POWER: 220 V, 50 Hz, single phase, 750 W.

DIMENSIONS: 1100 x 1000 x 1140 (h) mm.

WEIGHT: 320 kg.



D 504  
D 504/PP

## ANEXO C2

Según Empresa CONTROLS

### ► DETERMINACIÓN DE LA RESISTENCIA A LA FRAGMENTACIÓN (LOS ÁNGELES)

📄 NORMAS

#### EN 1097-2

También cumple las normas NF P18-573,  
UNE 83 114, UNI 8520-19, CNR No. 34,  
ASTM C131

#### ■ 48-D0500/D

**Máquina de abrasión Los Ángeles.**  
230 V, 50 Hz, monofásico..

#### ■ 48-D0500/DZ

Igual que el anterior, pero a 110 V, 60  
Hz, monofásico

#### ■ 48-D0500/DY

Igual que el anterior, pero a 220 V, 60  
Hz, monofásico

#### Descripción general y especificaciones

La máquina está compuesta por un tambor de acero laminado con un diámetro interior de 711 mm y una longitud interna de 508 mm. El tambor gira por medio de un reductor de velocidad accionado por un motor eléctrico a velocidades comprendidas entre 31 y 33 rpm. La máquina está equipada con un contador automático que puede programarse con el número de revoluciones del tambor deseado. La unidad se suministra sin la carga abrasiva, que deberá solicitarse por separado en función de la norma aplicada.



48-D0500/D con 48-D0505

#### Opción de mejora

– Armario de seguridad con aislamiento acústico

## ANEXO C3

### Según Empresa MATEST

#### ÁRIDOS - ROCAS

**A075**

#### **Máquina de desgaste Los Ángeles**

NORMAS: EN1097-2 / ASTM C131 / UNI 8520-19 / EN 12697-17 / EN 12697-43 / NF P18-573

UNE 83116 / AASHTO T96 / CNR N° 34 / NLT 325

Se utiliza para determinar la resistencia de los áridos a la abrasión. Comprende un pesado cilindro de acero de 711 mm de diámetro y 508 mm de longitud interior, montado sobre un robusto bastidor. El cilindro gira a 31±33 r.p.m.

La máquina está conectada a un contador digital automático mediante el cual se puede fijar el número de revoluciones del tambor. Se suministra **sin** las esferas abrasivas, que deben pedirse por separado según las Normas que deba cumplir la máquina. No se pueden vender en los mercados de la CE sin protección (ver accesorios).

Alimentación: 230V 50 Hz monofásica 750 W

Dimensiones: 1000x800x1000 mm

Peso: 370 kg

ACCESORIOS NECESARIOS:

**A076-01** Juego de 12 ESFERAS ABRASIVAS conforme a las Normas ASTM / AASHTO / CNR / UNI / UNE / NLT

**A076-02** Juego de 12 ESFERAS ABRASIVAS conforme a las Normas EN / NF



sección A



45



## ANEXO C4

### Según Empresa PROETI

## Ensayo de abrasión

Normas EN 1097-2; NLT 325; ASTM C131, C535; AASHTO T 96; NF18-573

### A0625 Máquina de los Ángeles

Para determinar la resistencia a la abrasión de los áridos. Está formada por un cilindro de acero con un espesor de  $12 \pm 0.5$  mm y un  $\varnothing$  int. de  $711 \times 508 \pm 1$  mm de longitud interior, con un eje de giro horizontal. El cilindro gira a 30-33 vueltas/min. El motor y el cilindro están montados sobre una rígida base de acero. El panel de control lo forman los interruptores de puesta en marcha y parada, y el contador automático con indicación digital del número de vueltas. Se suministra completa con juego de 12 bolas abrasivas y bandeja para recogida de muestras.

**Potencia:** 1 hp

**Alimentación:** 220/380 V. 50 Hz

**Dimensiones:** 1120 x 860 x 820 mm.

**Peso:** 350 kg.

#### Accesorios

**A0625/1** Juego de 12 bolas abrasivas, según EN 1097-2 NF P 18-573.

**A0625/2** Juego de 12 bolas abrasivas, según UNE 83116; ASTM C131; ASSHTO T96; NLT 325; CNR N°34.

**A0625/4** Cabina de insonorización.

Según directiva 89/392 CEE.



## ANEXO D

FACTURA DE ADQUISICIÓN DE MÁQUINA  
DE LOS ÁNGELES POR LA F.I.C.M. DE LA  
U.T.A.

ANEXO D1


Factura con precio sin I.V.A.

**IMPOREQUIP**  
**ROJAS CHANGO MEDARDO VLADIMIR**  
 OBLIGADO A LLEVAR CONTABILIDAD  
 Dirección: Madroños N47-306 y Lizarzaburu  
 Tels.: 09 8715 4550 / 003 5400 / 255 1485  
 E-mail: ventas@imporequip.com  
 Quito - Ecuador

R.U.C. 1714489810001  
**FACTURA** S 002-001-00  
**0000364** ✓  
 Aut. S.R.I. 1113254003  
 Fecha de Aut.: 30/JULIO/2013

CLIENTE: Universidad Técnica de Ambato ✓  
 DIRECCIÓN: Av. Colombia S/N y Chile ✓  
 TELÉFONO: 03 2521081 RUC/CI: 1860001450001 ✓  
 FORMA DE PAGO: Al contado FECHA: 03 de Junio del 2014 ✓

CÓDIGO	DESCRIPCIÓN	CANT.	P. / UNIT.	VALOR TOTAL
1	Sistema de compresión para cálculo de módulo de elasticidad, coef. de poisson en bar. equipo de marca automática, capacidad 5000 kg con ciclos de carga y descarga durante el ensayo. Especificaciones técnicas: Equipo de Compresión total, motor automático, velocidad regulada por software. Cálculo automático del módulo de elasticidad y del coef. de poisson. No se requiere teleoperador del usuario en ningún momento. Marca controlada.	1	\$ 60200,00	\$ 60200,00
2	De los Angeles para ensayo de abrasión, incluye cámara reductor de ruido con certificación de seguridad CE, incluye cargas abrasivas, balero de 1000 g de empuje. MARCA CONTROLADA	1	\$ 9500,00	\$ 9500,00
3	Prueba Multirreserva para CBR y Marshall de velocidad digital. Características técnicas: Testeó digital con geolocalización de la zona ensaya. Resolución 0,002 a 10,000 de Marshall y CBR según normas ASTM y AASHTO 110 y 60 Hz. MARCA CONTROLADA.	1	\$ 15056,20	\$ 15056,20

  
 FIRMA AUTORIZADA  
 RECIBI CONFORME / CLIENTE

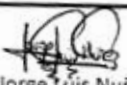
SUBTOTAL	\$ 84756,20
I.V.A. 0%	-
I.V.A. 12%	\$ 10170,74
<b>TOTAL \$</b>	<b>\$ 94926,94</b>

LICA GEOVANA MANZANO CIAZ TEL.: 2524071 R.U.C. 1716396171001 Aut. 7972 del 0251 al 0450 VÁLIDO SU EMISIÓN HASTA: 30/JULIO/2014

ORIGINAL-ADQUIRENTE / 1ra. COPIA-EMISOR

ANEXO D2

Factura con precio incluido I.V.A.

<b>UNIVERSIDAD TECNICA DE AMBATO</b> <b>FACULTAD DE INGENIERIA CIVIL Y MECANICA</b> <b>ADMINISTRACION DE BIENES</b> <b>NOTA DE EGRESO</b> <b>BIENES DE LARGA DURACION - ACTIVOS FIJOS</b>			
NOMBRE DE CUENTA: 840104 MAQUINARIA Y EQUIPOS (BIENES DE LARGA DURACION)		N° 177-2014 RUC# 1714489810001  TELF.# 022551485 Ing. Medardo Rojas Chango  FECHA: 03-jun-14	
UNIDAD: LABORATORIOS FICM SECCION: LABORATORIOS DE ENSAYO DE MATERIALES Y DE SUELOS			
CANTIDAD	DETALLE	VALOR	
		UNITARIO	TOTAL
02 840104 MAQUINARIA Y EQUIPOS (BIENES DE LARGA DURACION)			
	Incluye set de Strain gauges para medición de las deformaciones automáticamente en cilindros de hormigón de 150 mm. X 300 mm.  Software para cálculo automático del módulo de elasticidad y coeficiente de poisson en español  Accesorio para ensayos de tracción indirecta en cilindros de hormigón de 150x300 mm.  Marco adicional para medición de la deflexión de vigas de: 100x100x400/500 ó 150x150x500/600 Calibración especial clase 1 desde 1% de la escala con certificado de calibración. Accesorios y strain gauges para medición de las deformaciones durante los ensayos en las vigas de flexión. MARCA CONTROLS ITALIA 2 años de garantía.		
RECIBE:	f)  Sr. Jorge Luis Nuñez PASANTE DE LAB. ENSAYO MATERIALES- HORMIGON FICM		
1	De los ángeles para ensayos de abrasión incluye armario reductor de ruido con certificación de seguridad CE, incluye cargas abrasivas, botón de stop de emergencia. SERIE#13008270 MARCA CONTROLS ITALIA 2 años de garantía.	10.640,00	10.640,00

## ANEXO E

# SIMULACIÓN DEL ELEMENTO MÁS CRÍTICO MEDIANTE UN SOFTWARE DE DISEÑO

El elemento que se considera más crítico es el eje principal de la máquina, es decir el eje en el que va soportado el cilindro. Ahora bien, la resistencia a la fluencia calculada en el capítulo 6 en la sección 6.6.7, fue hecha para una verificación muy conservadora y rápida; sin embargo para efectos de comparación de los resultados mediante el análisis con el software de diseño, se debe utilizar una ecuación menos conservadora.

Según Budynas, R. y Nisbett, K siempre es necesario considerar la posibilidad de falla estática en el primer ciclo de falla. Se sabe que el criterio de Goodman no protege contra la fluencia, por lo que se requiere una verificación adicional de este aspecto. Para tal propósito, calcula el esfuerzo máximo de Von Mises del siguiente modo:

$$\sigma'_{m\acute{a}x} = \left[ \left( \frac{32K_f(M_m+M_a)}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left( \frac{16K_{fs}(T_m+T_a)}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2} \quad Ec. (E.1)$$

Dónde:

$\sigma'_{m\acute{a}x}$  [Pa]: Esfuerzo de Von Mises Equivalente

$d$  [m]: Diámetro del eje en el punto de análisis.

$K_f$ : Factor de concentración de esfuerzo por fatiga para flexión.

$K_{fs}$ : Factor de concentración de esfuerzo por fatiga para torsión.

$M_a$  [N. m]: Momento flexionante alternante.

$M_m$  [N. m]: Momento flexionante medio.

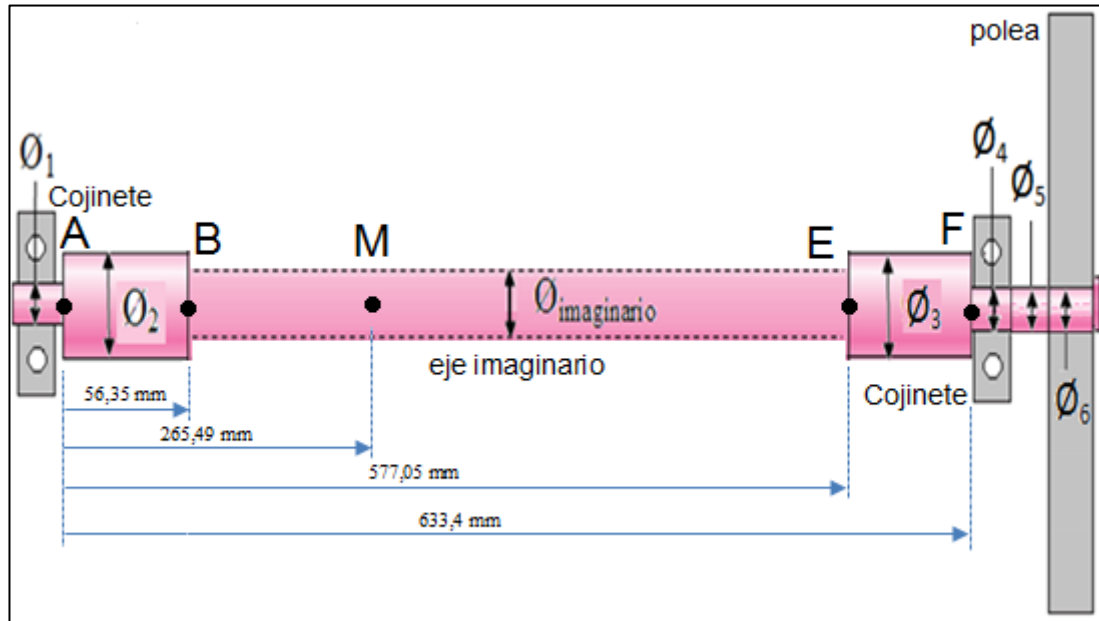
$T_a$  [N. m]: Par de torsión alternante.

$T_m$  [N. m]: Par de torsión medio.

Para verificar la fluencia ( $n_y$ ), este esfuerzo máximo de Von Mises se compara como siempre con la resistencia a la fluencia ( $S_y$ ).

$$n_y = \frac{S_y}{\sigma'_{m\acute{a}x}} \quad Ec. (E.2)$$

Para la simulación del elemento más crítico (el eje principal) se recurre a las figuras 6.11 y 6.17, obteniéndose el siguiente esquema del eje.



**Figura E.1.** Elemento Crítico (eje principal).

*Fuente:* Juan J. Intriago P.

Como ya se mencionó en la sección 6.6.7 el material del eje es Acero AISI 1030, es decir que para todos los puntos del eje el  $S_y = 317$  MPa. Además se tiene que  $M_m$  y  $T_a$  son iguales a cero, asimismo para todos los puntos del eje.

Para el punto F se tienen los datos de  $M_F = -92,074$  N.m ( $M_a$ ),  $T_m = 237,36$  N.m,  $K_f = 1,504$ ,  $K_{fs} = 1,3071$  y  $d = 38,1$  mm; por lo que el factor de seguridad con respecto a la fluencia es igual a:

$$n_y = \frac{S_y}{\sigma'_{m\acute{a}x}}$$

$$n_y = \frac{317 \times 10^6}{\left[ \left( \frac{32 \cdot 1,504 \cdot (92,074)}{\pi (0,0381)^3} \right)^2 + 3 \left( \frac{16 \cdot 1,3071 (237,36)}{\pi (0,0381)^3} \right)^2 \right]^{1/2}}$$

$$n_y = 5,69$$

Para el punto E se tienen los datos de  $M_E = -41,68 \text{ N.m}$  ( $M_a$ ),  $T_m = 237,36 \text{ N.m}$ ,  $K_f = 2,088$ ,  $K_{fs} = 1,792$  y  $d = 42,33 \text{ mm}$ ; por lo que el factor de seguridad con respecto a la fluencia es igual a:

$$n_y = \frac{S_y}{\sigma'_{m\acute{a}x}}$$

$$n_y = \frac{317 \times 10^6}{\left[ \left( \frac{32 \times 2,088 \times (41,68)}{\pi(0,04233)^3} \right)^2 + 3 \left( \frac{16 \times 1,792 \times (237,36)}{\pi(0,04233)^3} \right)^2 \right]^{1/2}}$$

$$n_y = 6,24$$

Para el punto B se tienen los datos de  $M_E = 53,012 \text{ N.m}$  ( $M_a$ ),  $T_m = 237,36 \text{ N.m}$ ,  $K_f = 2,088$ ,  $K_{fs} = 1,792$  y  $d = 42,33 \text{ mm}$ ; por lo que el factor de seguridad con respecto a la fluencia es igual a:

$$n_y = \frac{S_y}{\sigma'_{m\acute{a}x}}$$

$$n_y = \frac{317 \times 10^6}{\left[ \left( \frac{32 \times 2,088 \times (53,012)}{\pi(0,04233)^3} \right)^2 + 3 \left( \frac{16 \times 1,792 \times (237,36)}{\pi(0,04233)^3} \right)^2 \right]^{1/2}}$$

$$n_y = 6,14$$

Para el punto M (momento flector máximo) se tienen los datos de  $M_{m\acute{a}x} = 121,82 \text{ N.m}$  ( $M_a$ ),  $T_m = 237,36 \text{ N.m}$ ,  $K_f = 1$ ,  $K_{fs} = 1$  y  $d = 42,33 \text{ mm}$ ; por lo que el factor de seguridad con respecto a la fluencia es igual a:

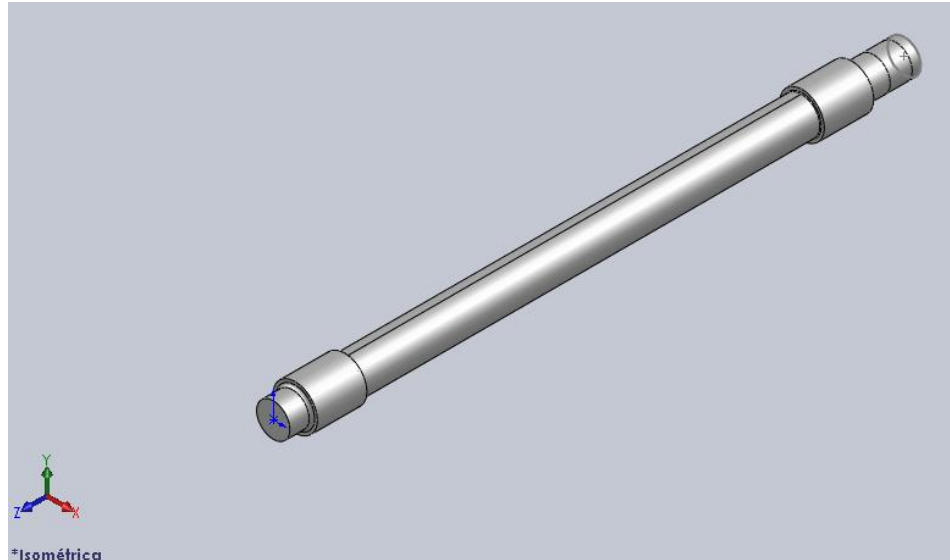
$$n_y = \frac{S_y}{\sigma'_{m\acute{a}x}}$$

$$n_y = \frac{317 \times 10^6}{\left[ \left( \frac{32 \times 1 \times (121,82)}{\pi(0,04233)^3} \right)^2 + 3 \left( \frac{16 \times 1 \times (237,36)}{\pi(0,04233)^3} \right)^2 \right]^{1/2}}$$

$$n_y = 9,88$$



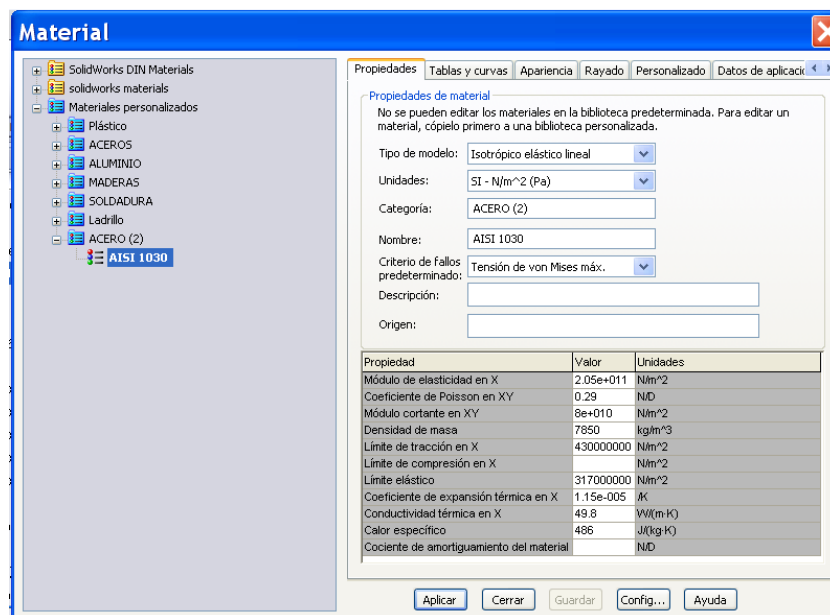
Para la simulación en el software de diseño primero se modela el eje con sus medidas respectivas.



*Figura E.2. Eje Principal modelado.*

*Fuente: Juan J. Intriago P.*

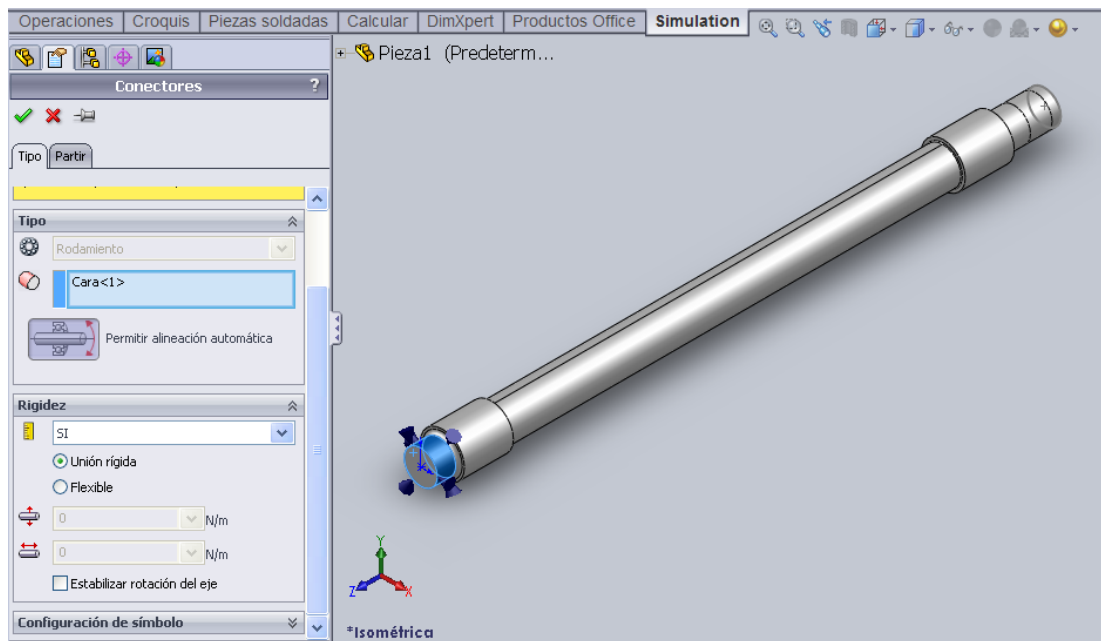
Una vez modelado el eje se define el material del que está constituido, para este caso es el Acero AISI 1030 (recocido a 780 °C), con un  $S_{ut} = 430 \text{ MPa}$  y con un  $S_y = 317 \text{ MPa}$ .



*Figura E.3. Selección del material.*

*Fuente: Juan J. Intriago P.*

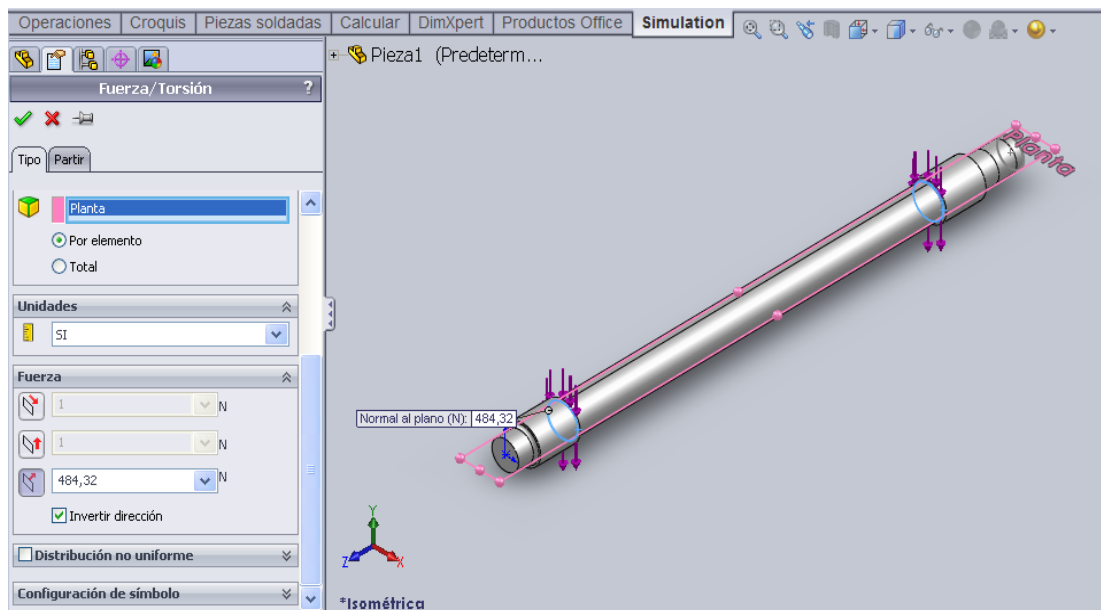
Después se procede a definir los apoyos (en este caso como rodamientos).



**Figura E.4.** Definición de los apoyos en el eje.

*Fuente:* Juan J. Intriago P.

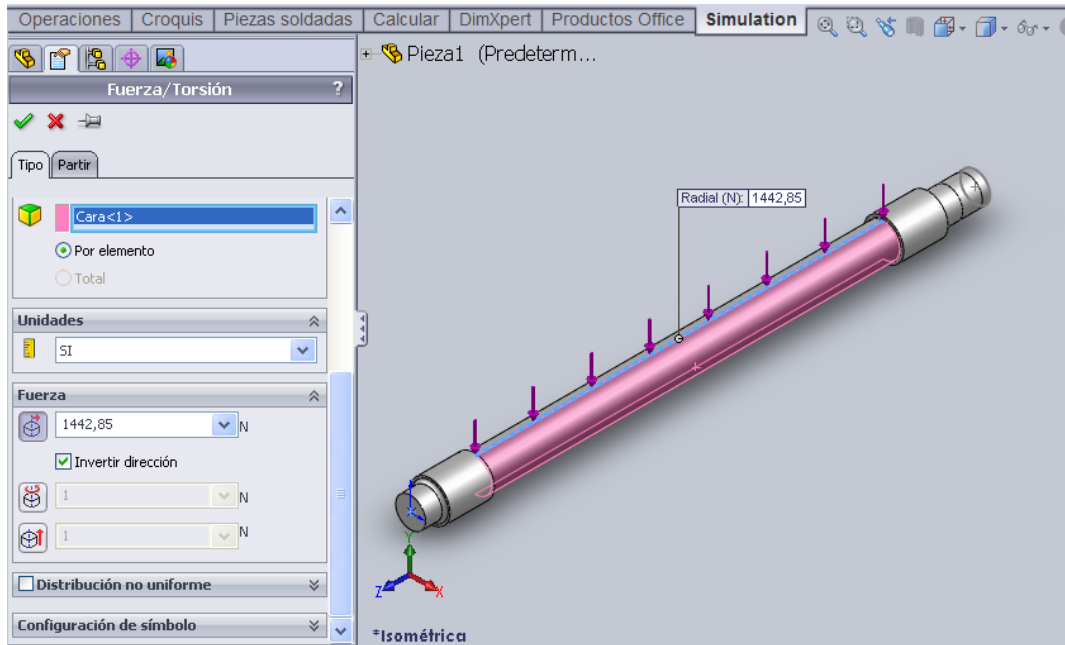
Después se procede a aplicar las cargas que actúan sobre el eje, según la figura 6.11. Primero se aplican la carga  $P_1=484,32$  N y  $P_2=484,32$  N.



**Figura E.5.** Aplicación de las cargas ( $P_1$  y  $P_1$ ) en el eje.

*Fuente:* Juan J. Intriago P.

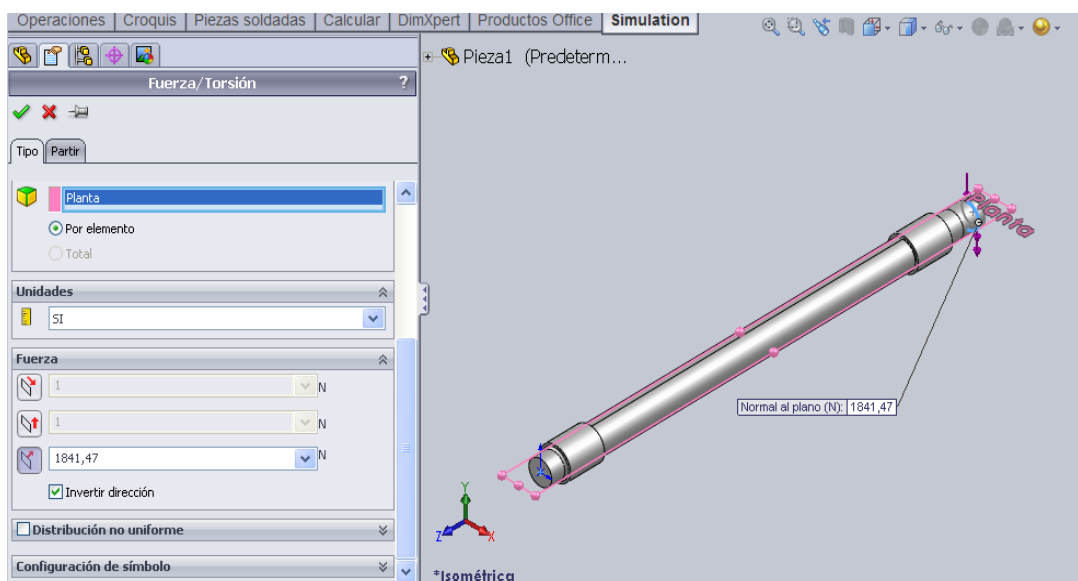
Después se procede a aplicar la carga distribuida ( $q_r = 1442,85 \text{ N}$  ó  $q = 2,84 \text{ N/mm}$ ) actuante sobre el eje, según la figura 6.11.



**Figura E.6.** Aplicación de la carga distribuida sobre el eje.

**Fuente:** Juan J. Intriago P.

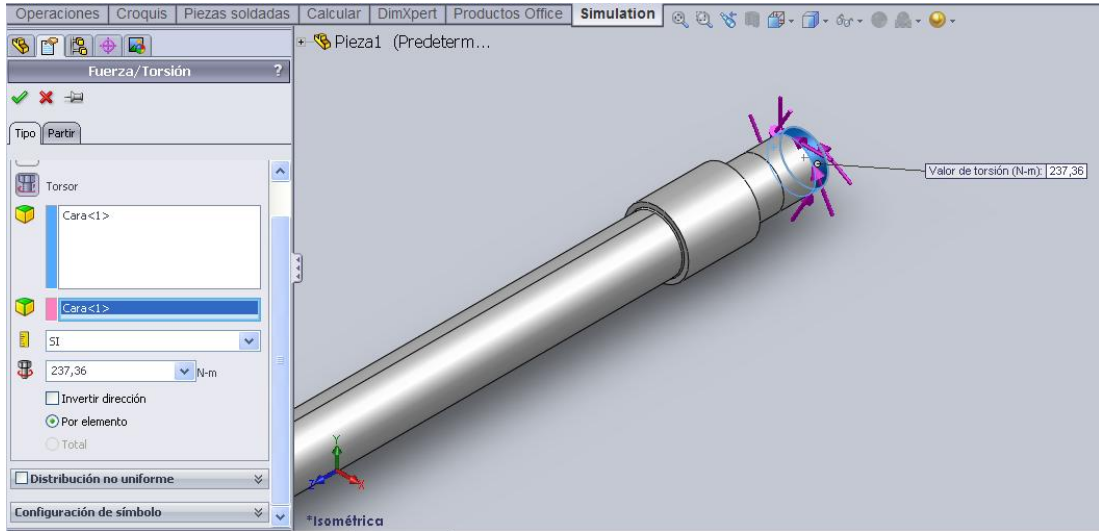
Después se procede a aplicar la fuerza flexionante ( $F = 1841,87 \text{ N}$ ) actuante sobre el eje, según la figura 6.11.



**Figura E.7.** Aplicación de la fuerza flexionante sobre el eje.

**Fuente:** Juan J. Intriago P.

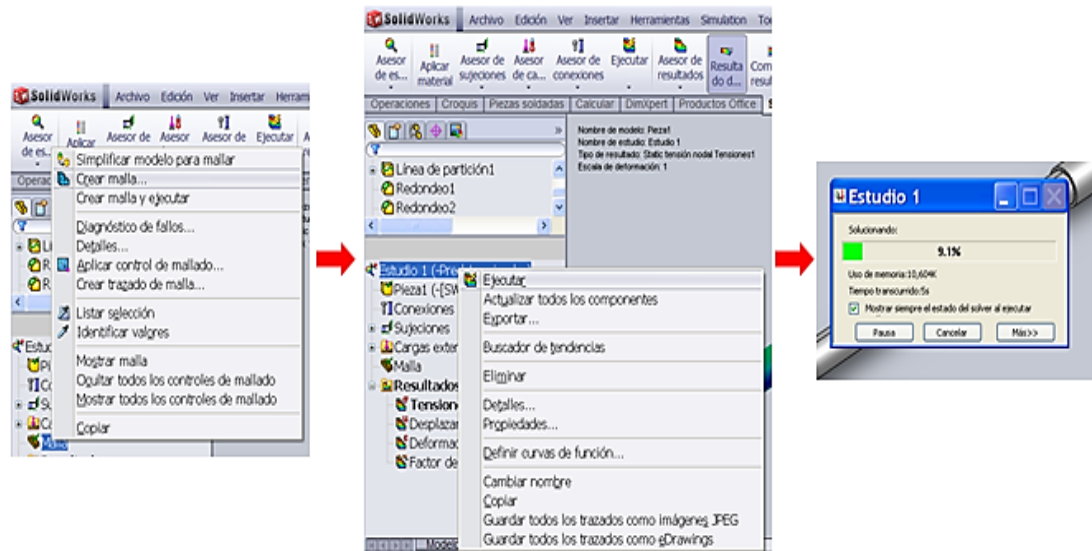
Después se procede a aplicar el par de torsión ( $T_m = 237,36 \text{ N.m}$ ) generado por la polea actuante sobre el eje, según la figura 6.11.



**Figura E.8.** Aplicación del par de torsión sobre el eje.

*Fuente: Juan J. Intriago P.*

Una vez definidas las condiciones de carga y apoyo, se analiza el eje en un estudio estático.



**Figura E.9.** Estudio Estático.

*Fuente: Juan J. Intriago P.*

Con lo que se tienen los siguientes resultados generales:

Resultados del Esfuerzo de Von Mises Equivalente.

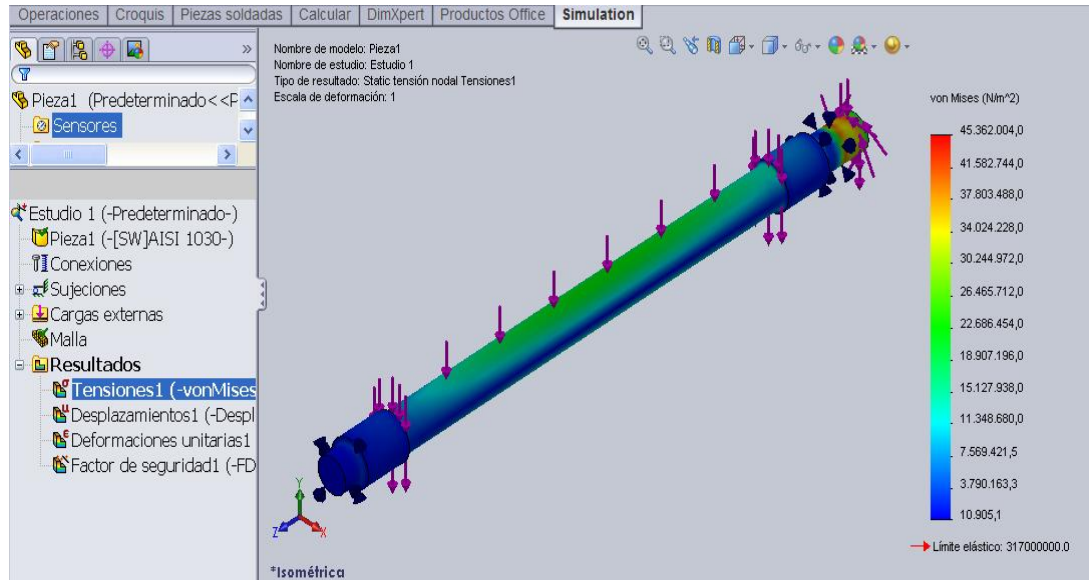


Figura E.10. Resultados del Esfuerzo de Von Mises Equivalente.

Fuente: Juan J. Intriago P.

Resultados del factor de seguridad para la fluencia.

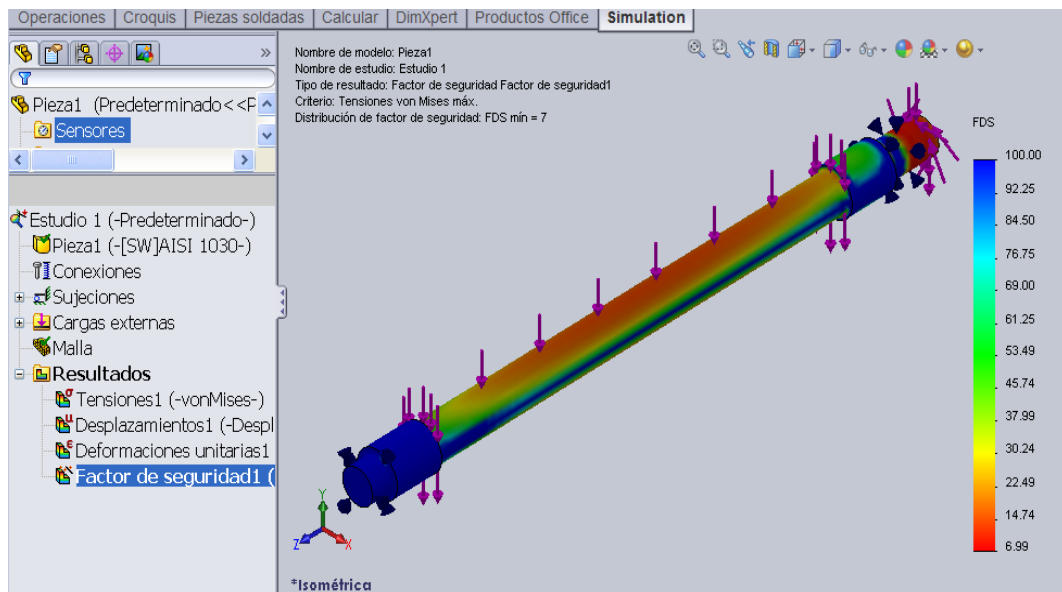
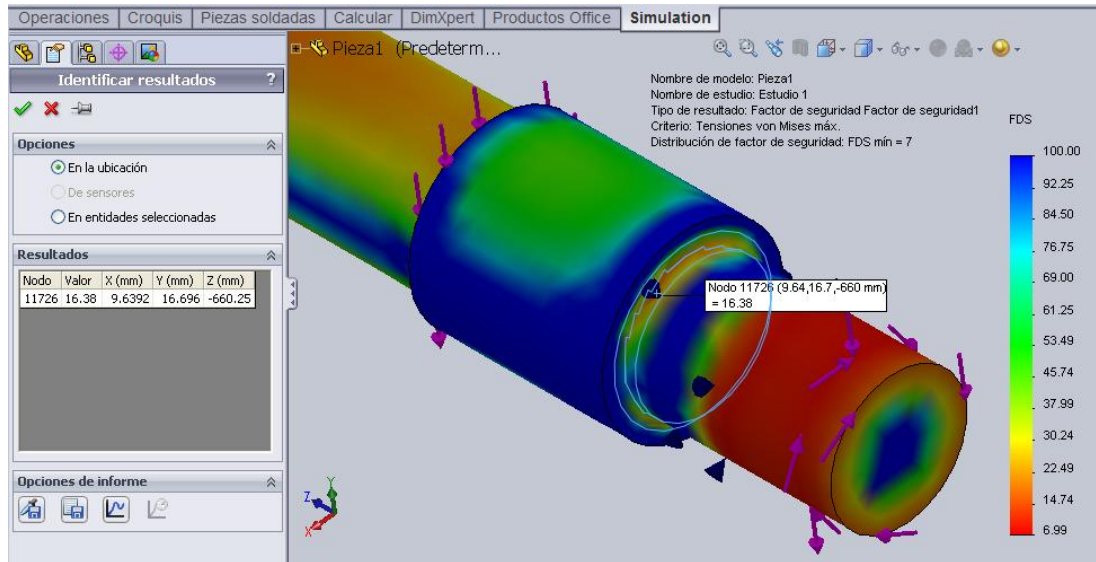


Figura E.11. Resultados del factor de seguridad para la fluencia.

Fuente: Juan J. Intriago P.

Después se identifican los resultados del factor de seguridad en cada punto crítico según la sección 6.6.7 en el capítulo 6.

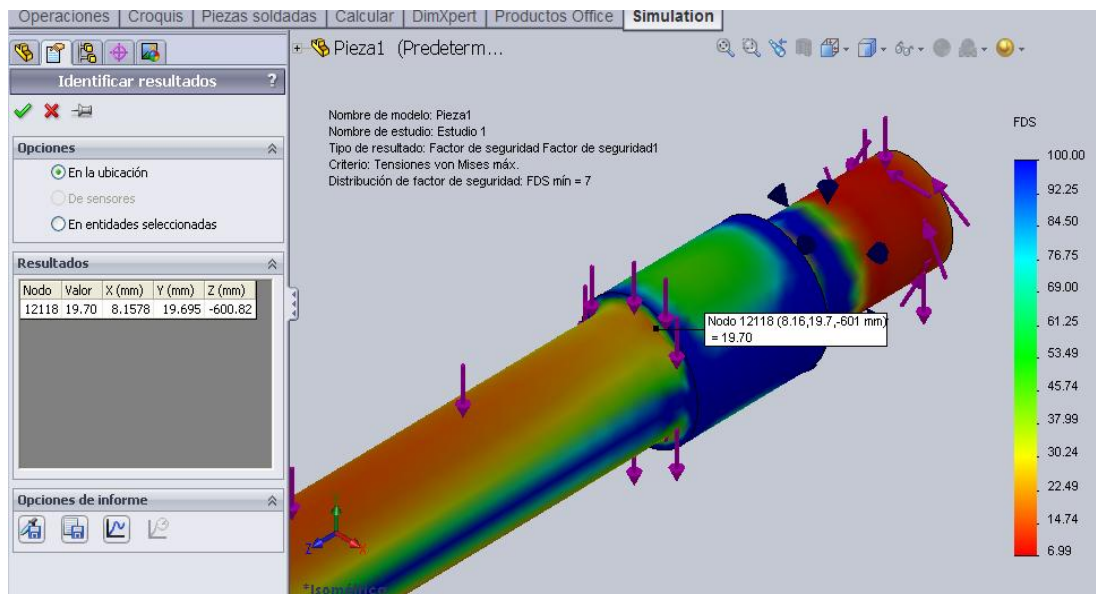
Para el Punto F



*Figura E.12. Factor de seguridad estático en el punto F.*

*Fuente: Juan J. Intriago P.*

Para el Punto E



*Figura E.13. Factor de seguridad estático en el punto E.*

*Fuente: Juan J. Intriago P.*

Para el Punto B

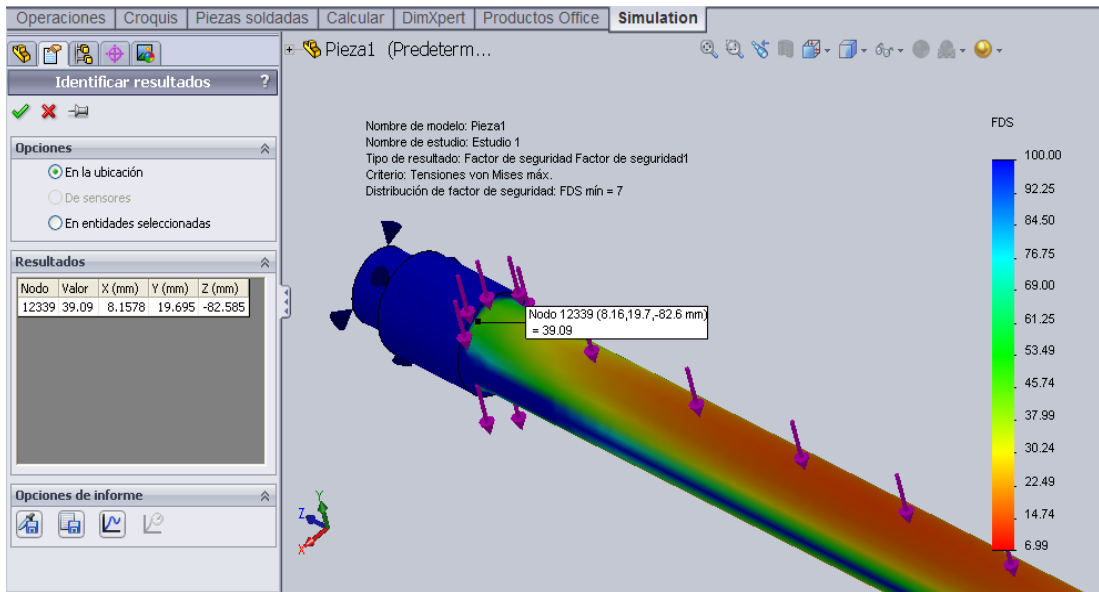


Figura E.14. Factor de seguridad estático en el punto B.

Fuente: Juan J. Intriago P.

Para el Punto M

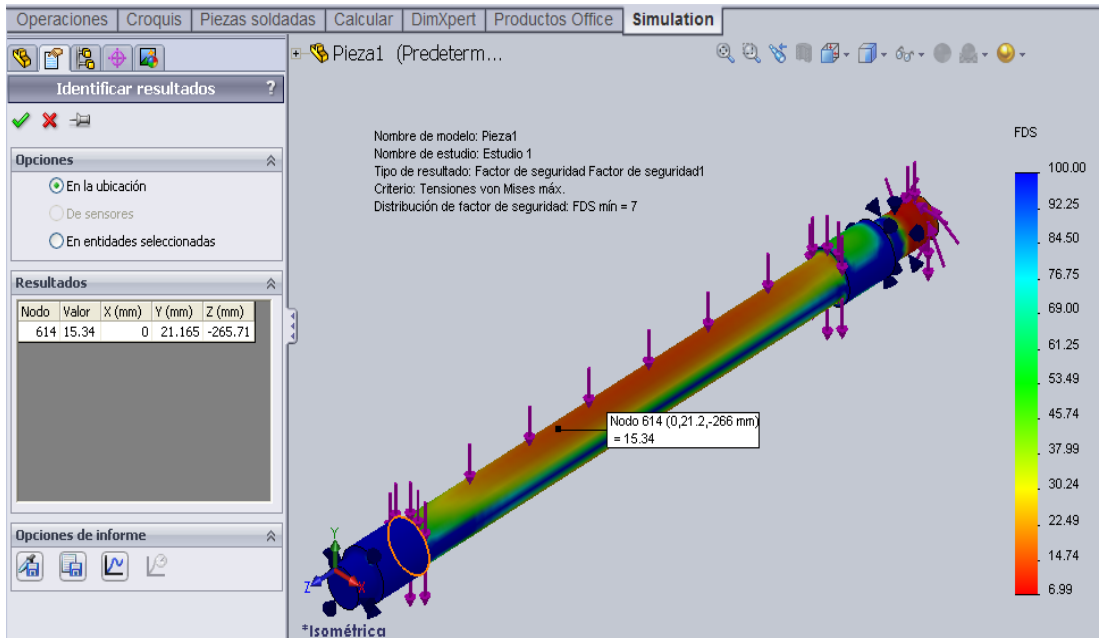
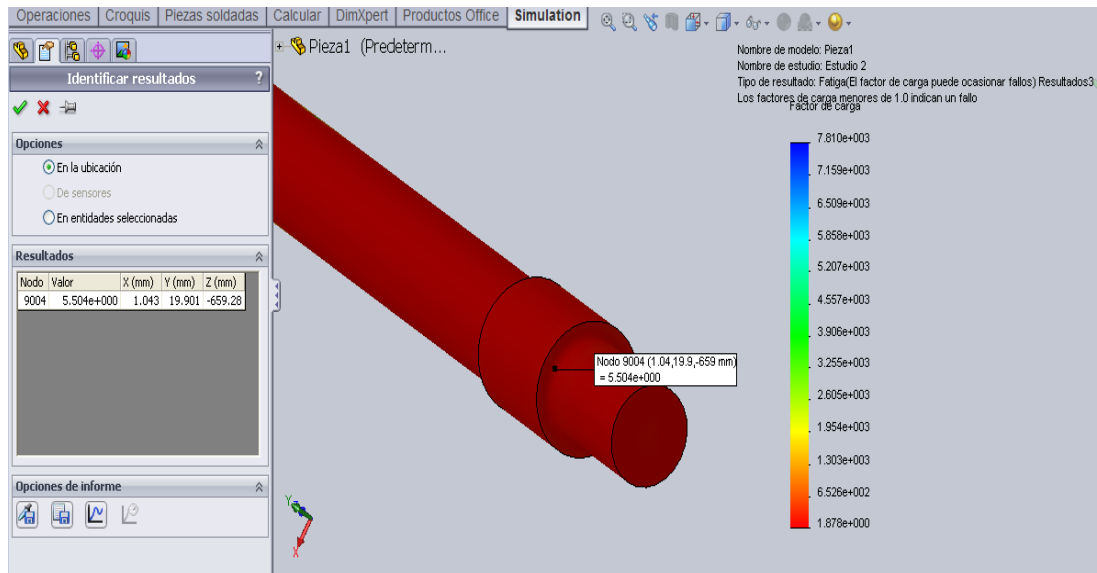


Figura E.15. Factor de seguridad estático en el punto M.

Fuente: Juan J. Intriago P.

Después se analiza el eje mediante un estudio a fatiga. Y se observan los resultados del factor de seguridad en los mismos puntos anteriormente analizados.

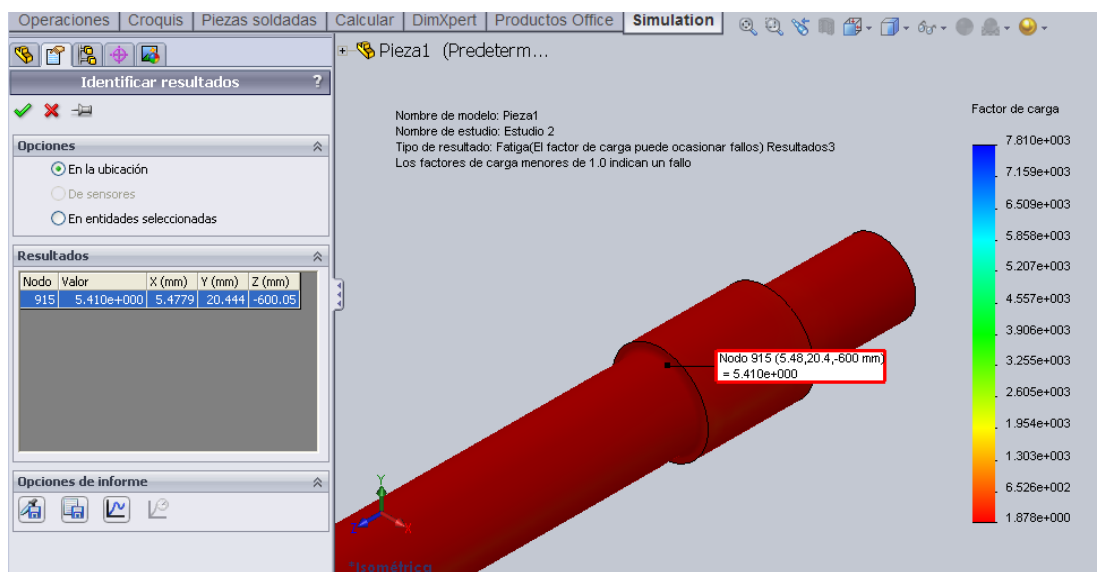
Para el Punto F



**Figura E.16.** Factor de seguridad a fatiga en el punto F.

*Fuente: Juan J. Intriago P.*

Para el Punto E

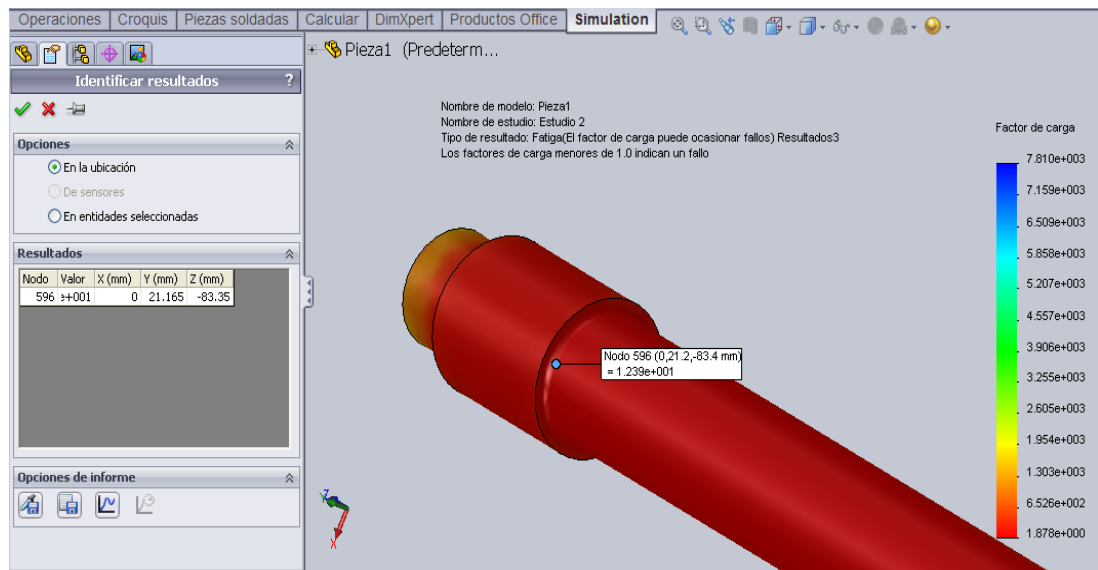


**Figura E.17.** Factor de seguridad a fatiga en el punto E.

*Fuente: Juan J. Intriago P.*



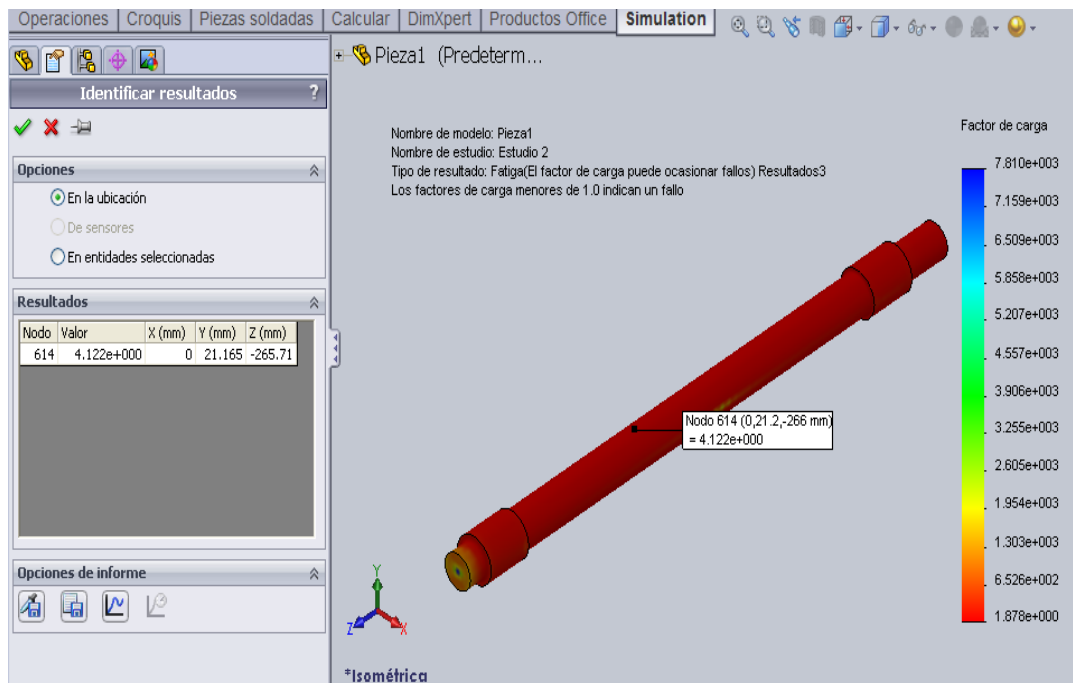
Para el Punto B



*Figura E.18. Factor de seguridad a fatiga en el punto B.*

*Fuente: Juan J. Intriago P.*

Para el Punto M

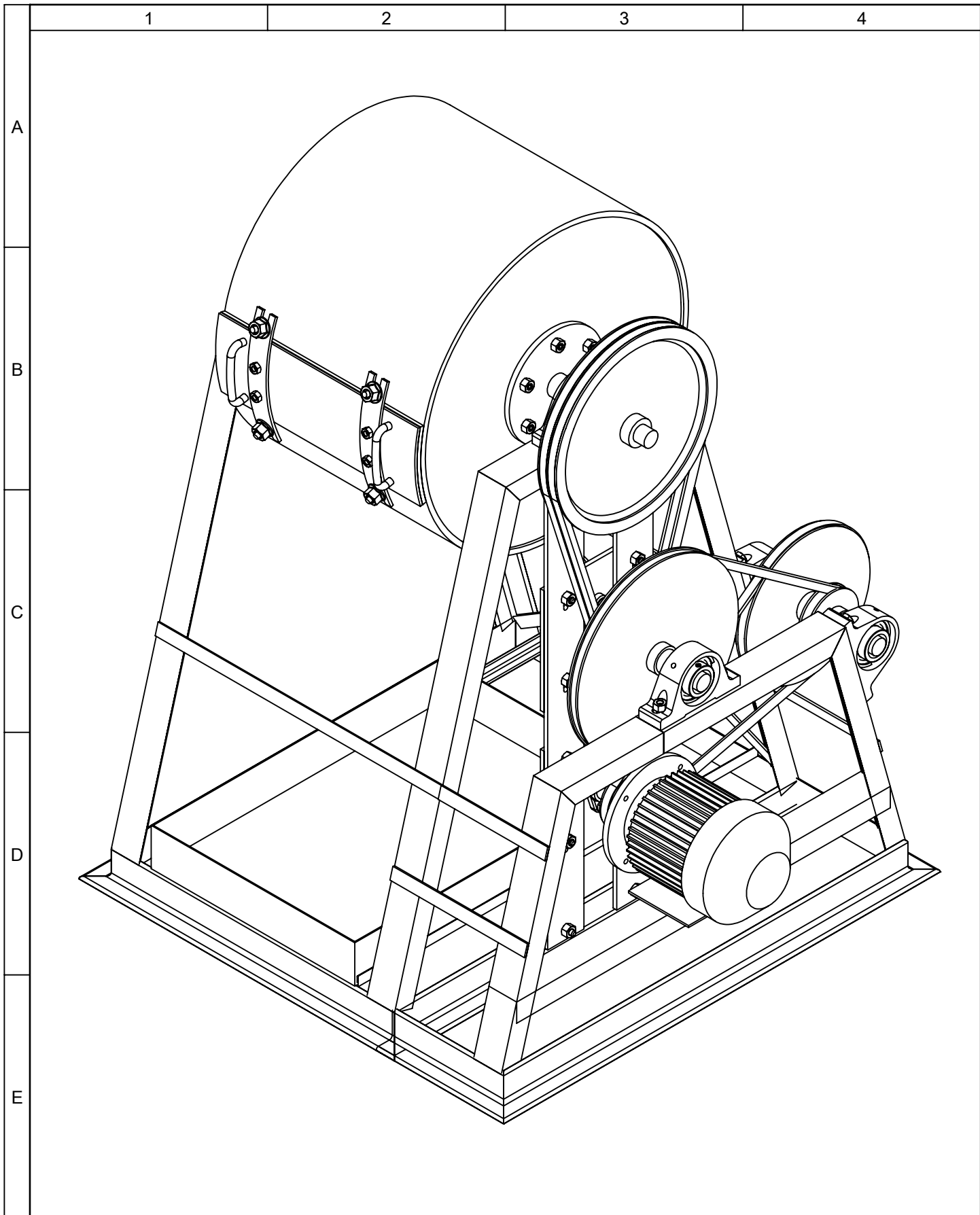


*Figura E.19. Factor de seguridad a fatiga en el punto M.*

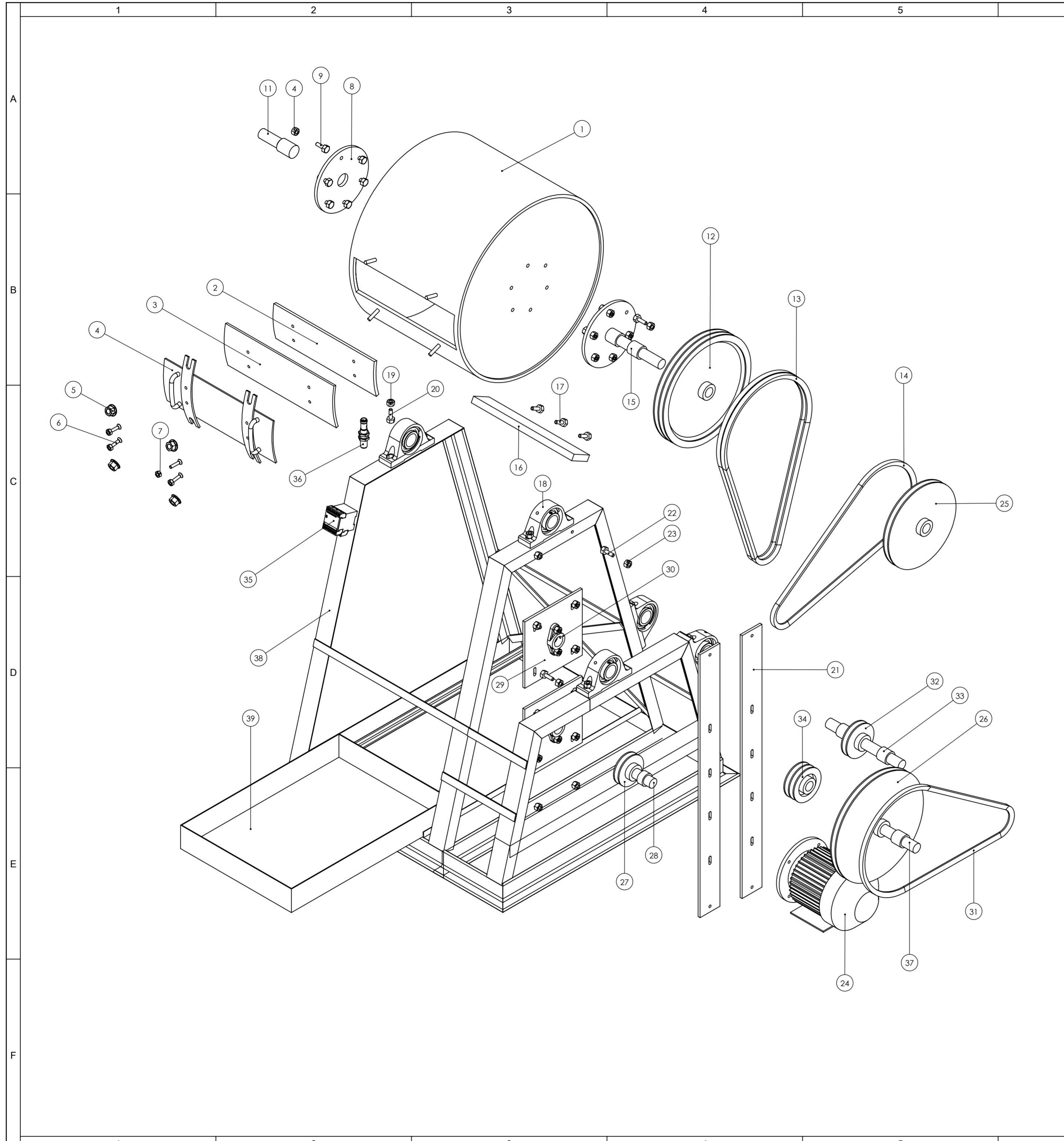
*Fuente: Juan J. Intriago P.*

ANEXO F

PLANOS DE LA MÁQUINA DE LOS  
ÁNGELES

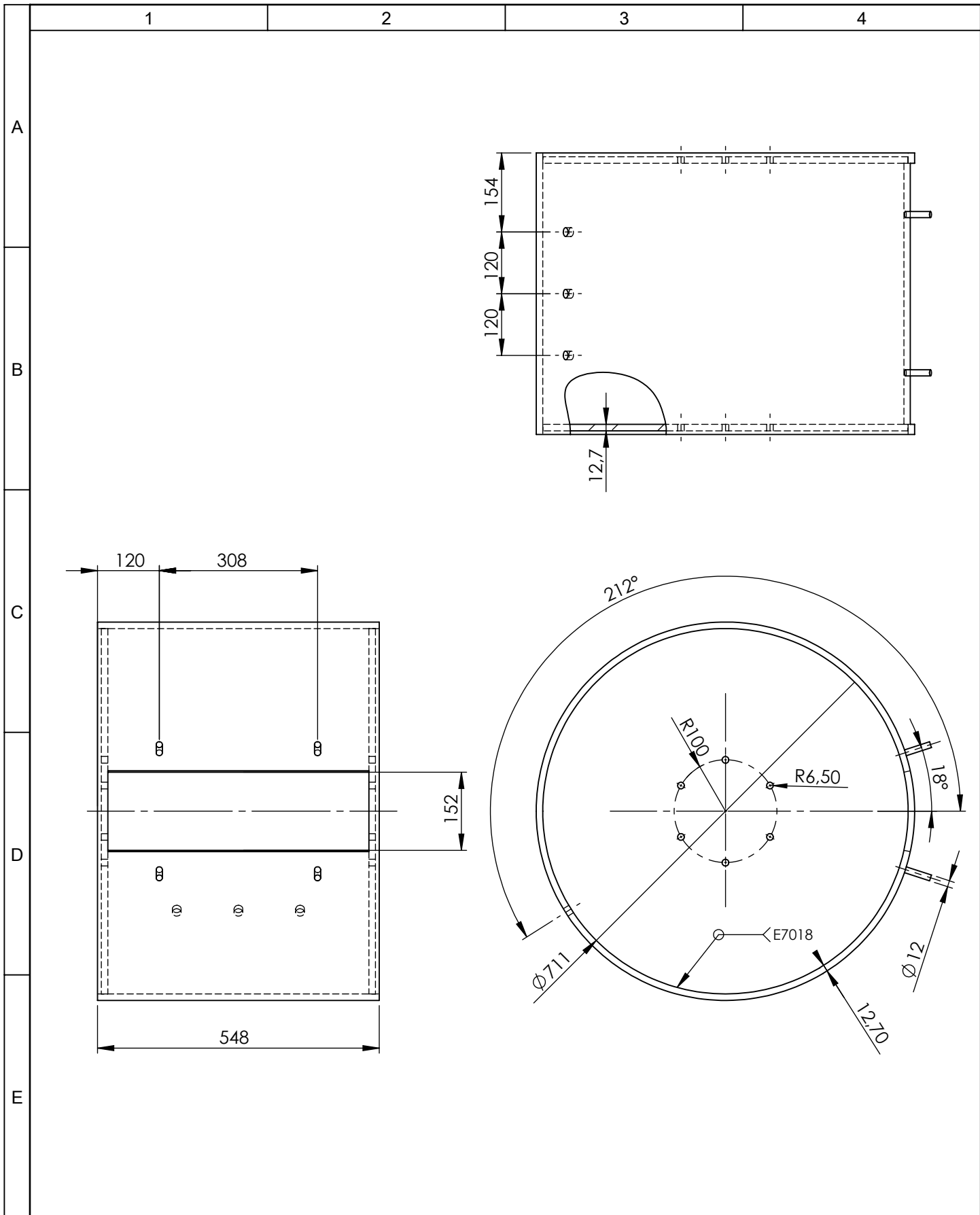


				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±0,1	515,2 Kg		
				Fecha	Nombre	Denominación: <b>MÁQUINA DE LOS ÁNGELES</b>	Escala: 1:10
			Dibujó:	22/01/15	Intriago J.		
			Revisó:	22/01/15	Ing.Mg.López G.		
				Aprobó:	22/01/15	Ing.Mg.López G.	
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 01 de 17	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	

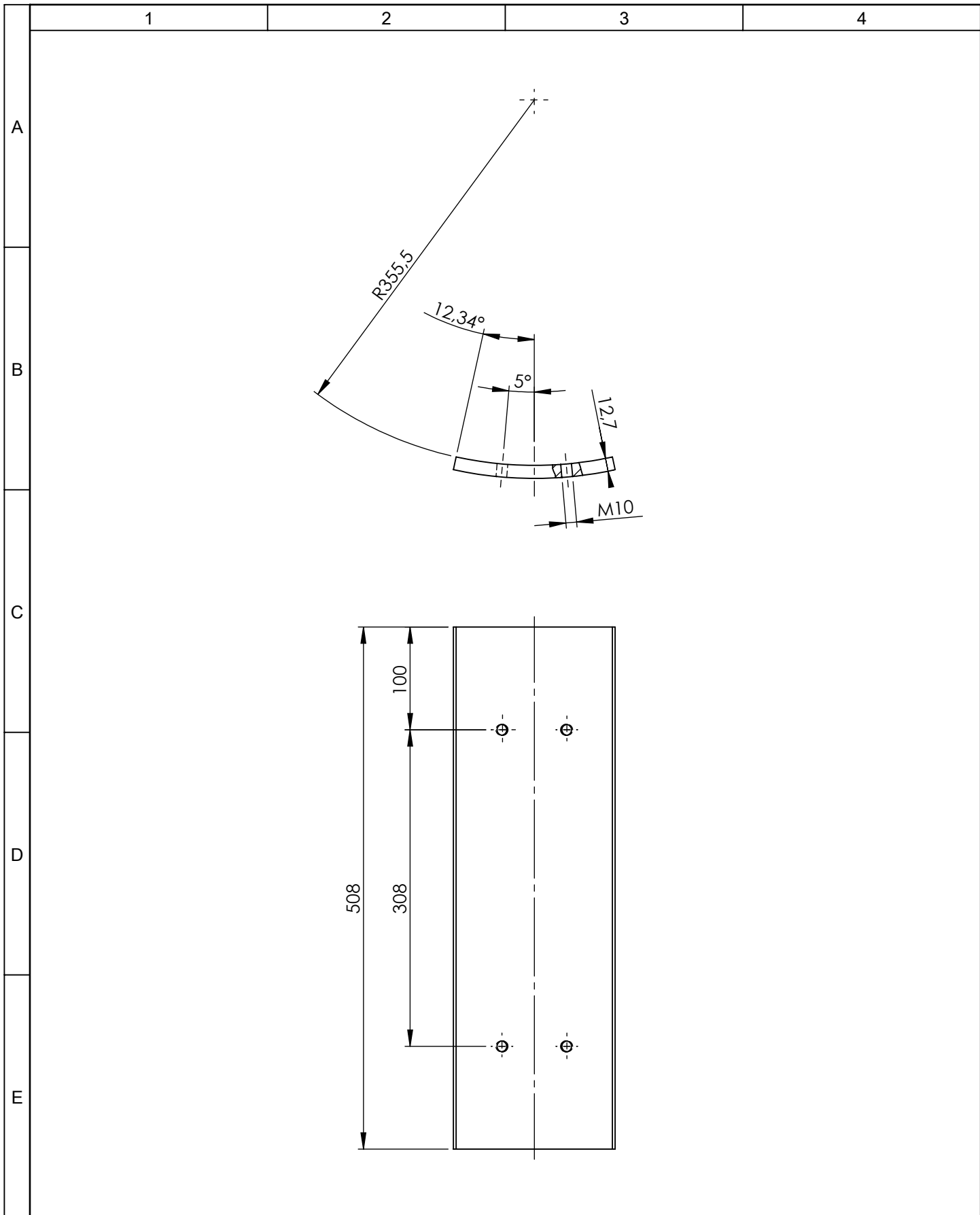


No. de pieza	Denominación	No. de norma/Dibujo	Material	No. de orden	No. del Modelo/semi_producto	Peso kg/pieza	Observaciones
17	BANDEJA DE RECOGIDA DE MATERIAL		ASTM A 36	39		19,1	CONSTRUIDO
16	ESTRUCTURA		ASTM A 36	38		63,6	CONSTRUIDO
15	EJE (ACOPLE POLEA #4 Y #5)		AISI 1030	37		3,3	CONSTRUIDO
	SENSOR INDUCTIVO ELÉCTRICO			36			ADQUIRIDO
	MÓDULO LÓGICO SIEMENS			35			ADQUIRIDO
	POLEA EN V-4"-SECCIÓN B-2 RANURA		ALUMINIO	34		1,33	ADQUIRIDO
14	EJE (ACOPLE POLEA #2 Y #3)		AISI 1030	33		0,4	CONSTRUIDO
	POLEA EN V-4"-SECCIÓN A-1 RANURA		ALUMINIO	32		1,04	ADQUIRIDO
	BANDA (TRAPEZOIDAL A)-65,25"		CAUCHO	31		0,5	ADQUIRIDO
	CHUMACERA DE PARED T3CD040			30		0,4	ADQUIRIDO
13	BASE PARA CHUMACERA DE PARED		ASTM A 36	29		8,2	CONSTRUIDO
12	EJE (ACOPLE MOTOR-POLEA)		AISI 1030	28		0,27	CONSTRUIDO
	POLEA EN V-3,5"-SECCIÓN A-1 RANURA		ALUMINIO	27		0,9	ADQUIRIDO
	POLEA EN V-16"-SECCIÓN A-1 RANURA		ALUMINIO	26		11	ADQUIRIDO
	POLEA EN V-12"-SECCIÓN A-1 RANURA		ALUMINIO	25		6,5	ADQUIRIDO
	MOTOR (1 HP-1760 RPM)			24		9	ADQUIRIDO
	TUERCA M10		SAE 1	23			ADQUIRIDO
	PERNO M10		SAE 1	22			ADQUIRIDO
11	SOPORTE PARA EL MOTOR		ASTM A 36	21		8,89	CONSTRUIDO
	PERNO M10		SAE 1	20			ADQUIRIDO
	TUERCA M10		SAE 1	19			ADQUIRIDO
	CHUMACERA DE PISO T3CD040			18		0,5	ADQUIRIDO
	PERNOS M12		SAE 1	17			ADQUIRIDO
10	PLATAFORMA		ACERO HADFIELD	16		8,8	CONSTRUIDO
09	EJE DERECHO DE CILINDRO		AISI 1030	15		1,228	CONSTRUIDO
	TUERCA M12		SAE 1	14			ADQUIRIDO
	PERNOS M12 (LARGOS)		SAE 1	13			ADQUIRIDO
	POLEA # 6		ALUMINIO	12		28,419	ADQUIRIDO
08	EJE IZQUIERDO DE CILINDRO		AISI 1030	11		1,062	CONSTRUIDO
	TUERCA M12		SAE 1	10			ADQUIRIDO
	PERNOS M10 (PEQUEÑO)		CLASE 4.6	9			ADQUIRIDO
07	SOPORTE DE TAPA LATERAL		ASTM A 36	8		5,100	CONSTRUIDO
	TUERCA PARA PERNOS DE TAPA M10		SAE 1	7			ADQUIRIDO
	PERNO PARA TAPA M10		CLASE 4.6	6			ADQUIRIDO
	TUERCA DE CILINDRO		SAE 1	5			ADQUIRIDO
06	PLACA DE SOPORTE		INEN 860	ASTM A 36	4	7,138	CONSTRUIDO
05	EMPAQUE		CAUCHO	3		0,990	ADQUIRIDO
04	PLACA DE RELLENO		INEN 860	ACERO HADFIELD	2	7,861	CONSTRUIDO
03	CILINDRO		INEN 860	ACERO HADFIELD	1	195,5	CONSTRUIDO

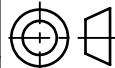
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±0,1	515,2 Kg		
				Fecha	Nombre	Denominación:	
				Dibujó: 22/01/15	Intriago J.	MÁQUINA DE LOS ÁNGELES - VISTA EXPLOSIONADA	
				Revisó: 22/01/15	Ing.Mg.López G.	Escala: 1:10	
				Aprobó: 22/01/15	Ing.Mg.López G.	Número del dibujo: 02 de 17	
				UTA Ing. Mecánica		(Sustitución)	

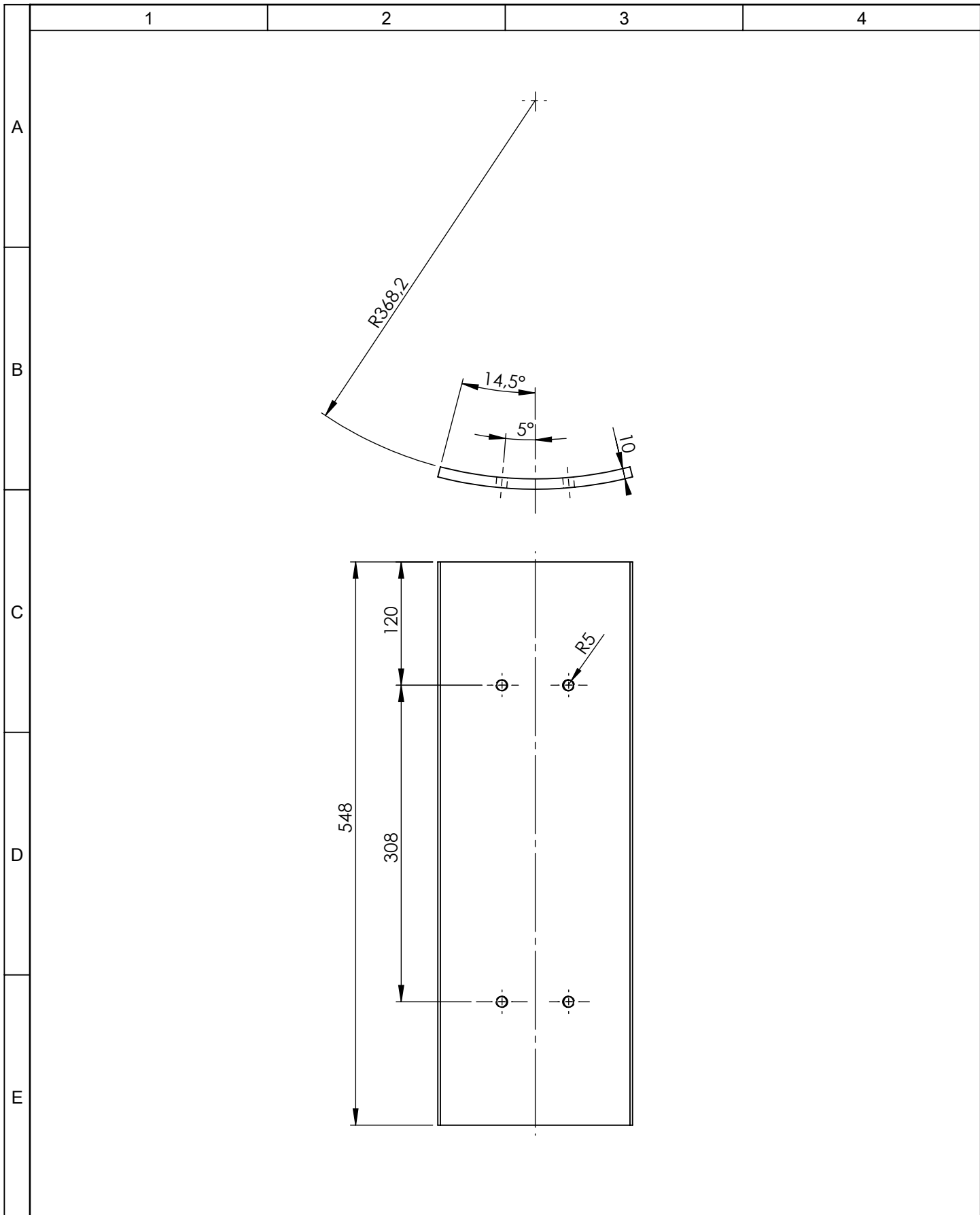


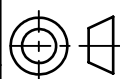
				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±0,1	195,5 Kg	ACERO HADFIELD	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
			Dibujó:	22/01/15	Intriago J.		
			Revisó:	22/01/15	Ing.Mg.López G.		
				Aprobó:	22/01/15	Ing.Mg.López G.	1:10
				UTA		Número del dibujo: 03 de 17	
				Ing. Mecánica			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	

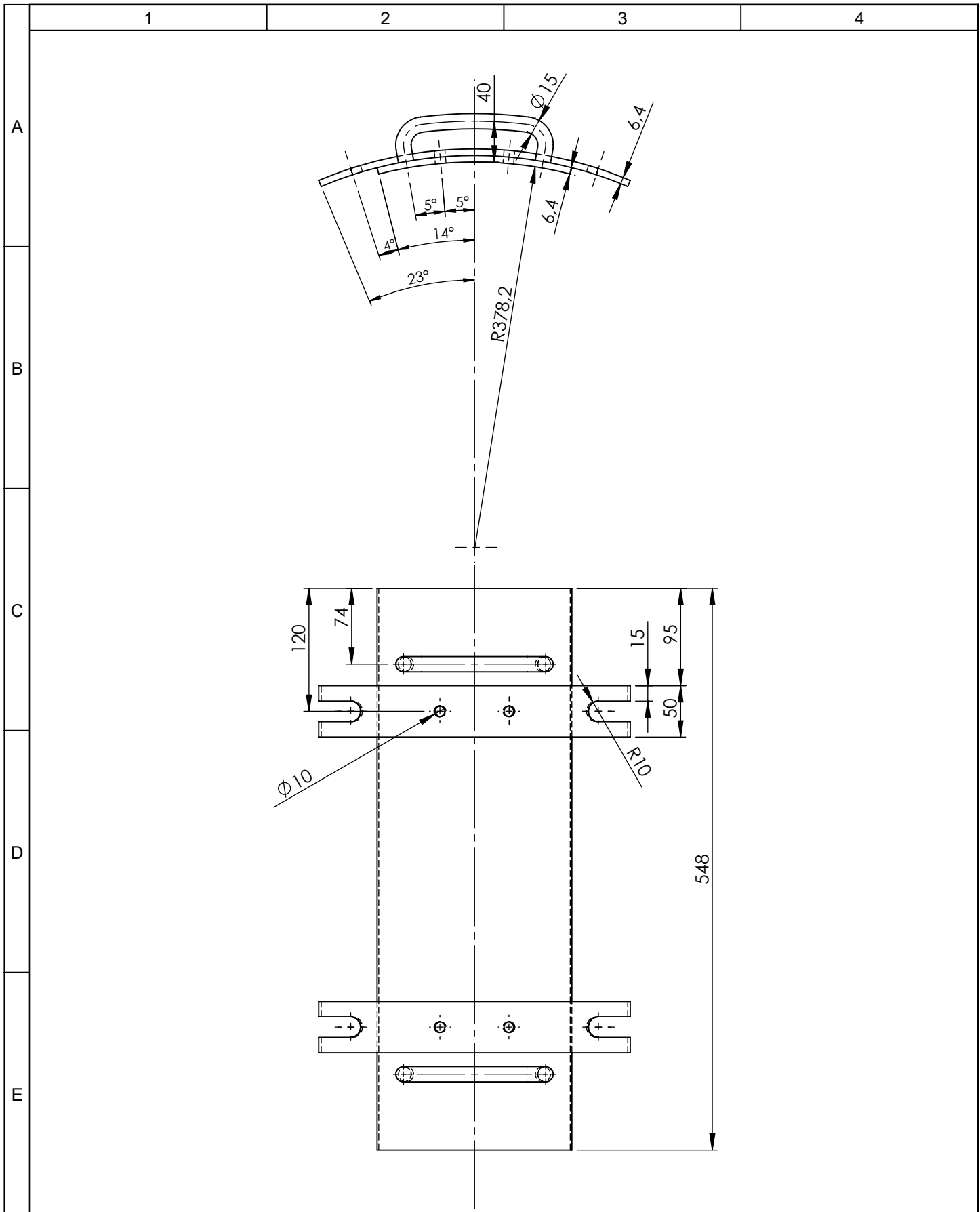


				Tolerancia	(Peso)	Materiales:			
				±0,1	7,8 Kg	ACERO HADFIELD			
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:		
				Dibujó: 22/01/15	Intriago J.			<b>PLACA DE RELLENO</b>	1:5
				Revisó: 22/01/15	Ing.Mg.López G.				
				Aprobó: 22/01/15	Ing.Mg.López G.	Número del dibujo: 04 de 17			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	UTA Ing. Mecánica		(Sustitución)			

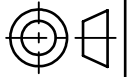




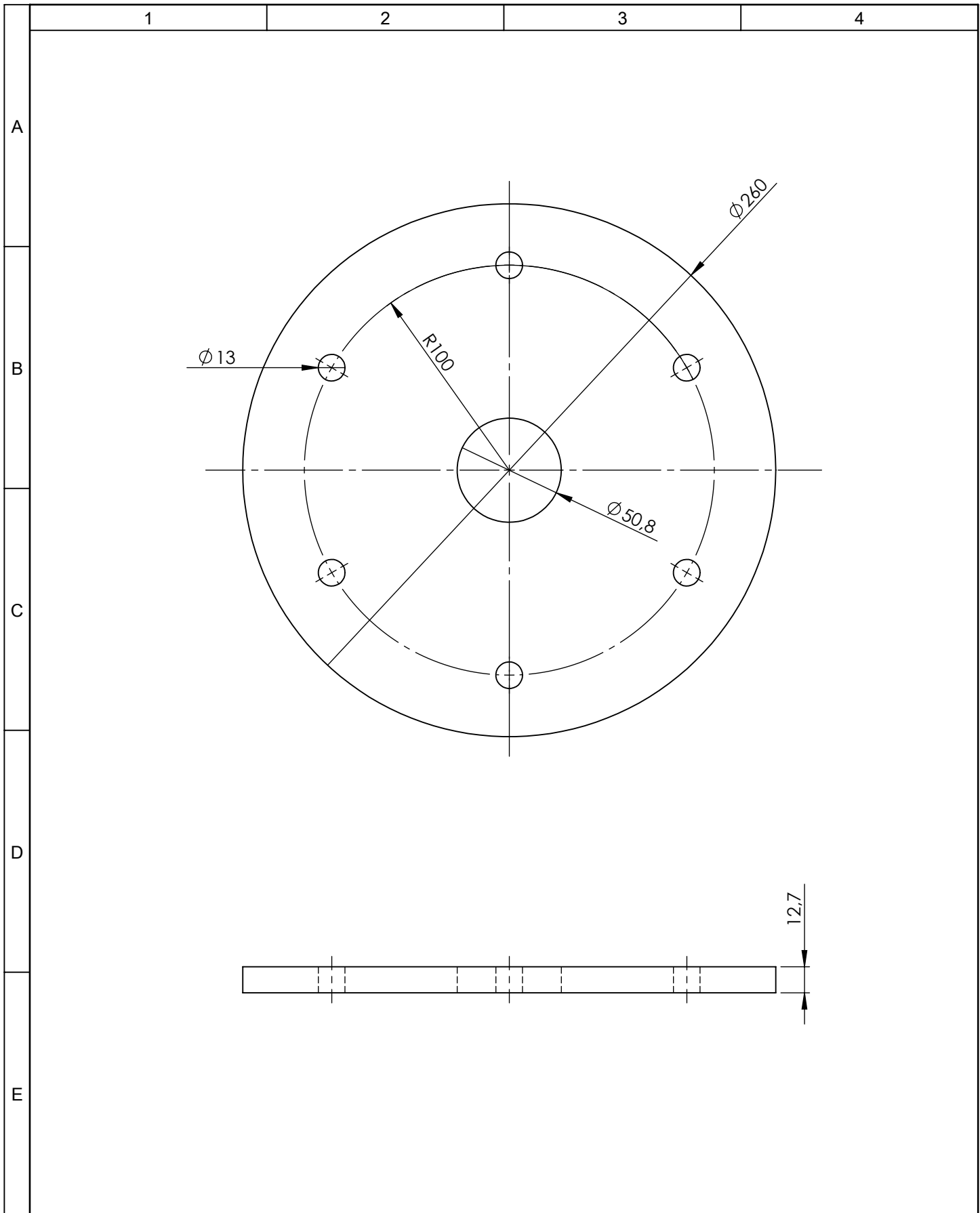
				Tolerancia	(Peso)	Materiales:		
				±0,1	0,99 Kg	CAUCHO		
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:	
			Dibujó:	22/01/15	Intriago J.			
			Revisó:	22/01/15	Ing.Mg.López G.			
				Aprobó:	22/01/15	Ing.Mg.López G.	<p style="text-align: center; font-size: 24px; font-weight: bold;">EMPAQUE</p> <p style="text-align: center;">1:5</p>	
				UTA		Número del dibujo:		05 de 17
				Ing. Mecánica		(Sustitución)		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre					



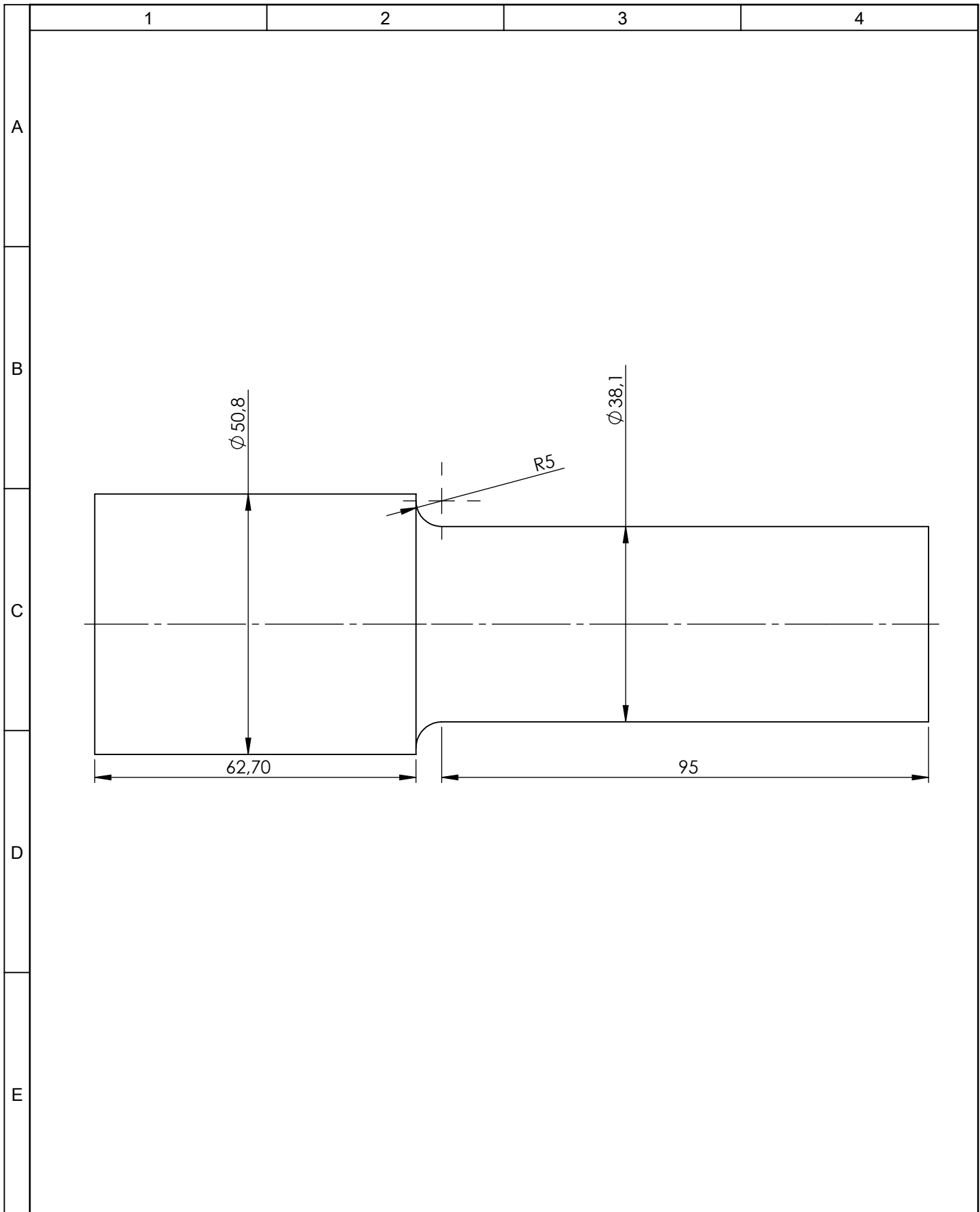
				Tolerancia	(Peso)	Materiales:		
				±0,1	7,13 Kg	Acero ASTM A-36		
				Fecha	Nombre	Denominación:		
				Dibujó: 22/01/15	Intriago J.	<b>PLACA DE SOPORTE</b>		
				Revisó: 22/01/15	Ing.Mg.López G.			Escala: 1:5
				Aprobó: 22/01/15	Ing.Mg.López G.			
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 06 de 17		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)		



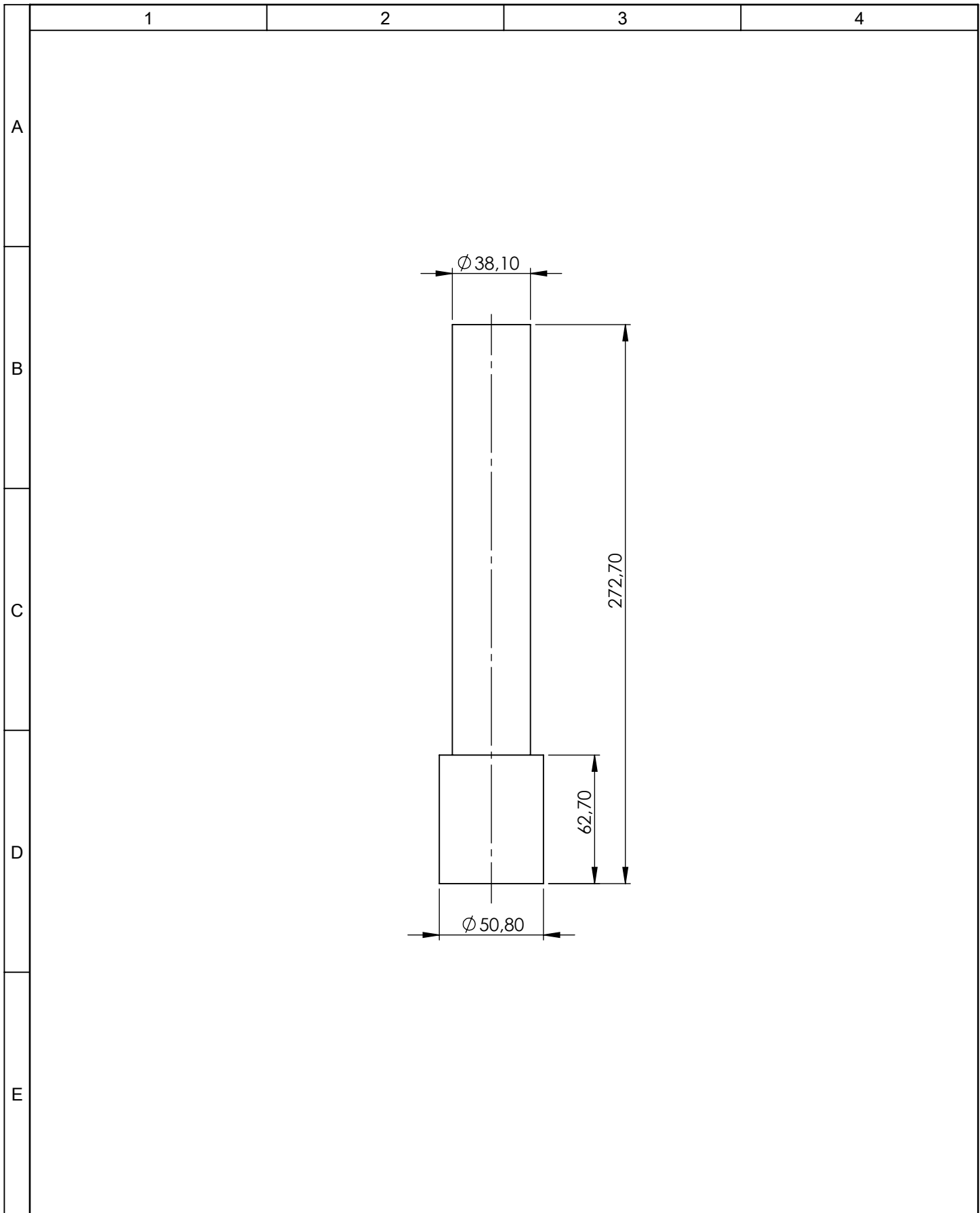




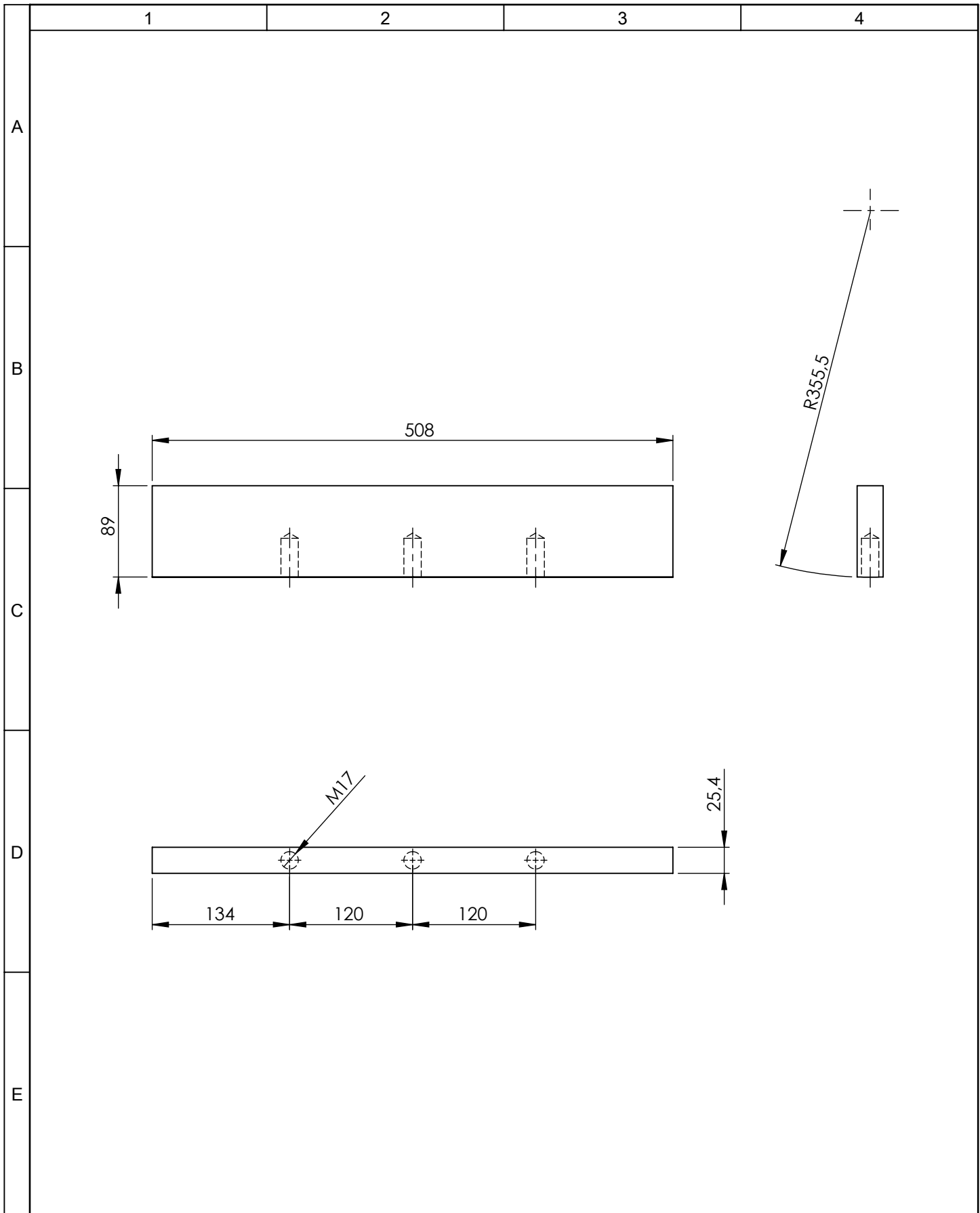
				Tolerancia	(Peso)	Materiales:		
				$\pm 0,1$	5,1 Kg	Acero ASTM A-36		
				Fecha	Nombre	Denominación:		
				Dibujó: 22/01/15	Intriago J.	<b>SOPORTE DE TAPA LATERAL</b>		
				Revisó: 22/01/15	Ing.Mg.López G.			Escala:
				Aprobó: 22/01/15	Ing.Mg.López G.			1:2,5
				UTA		Número del dibujo: 07 de 17		
				Ing. Mecánica		(Sustitución)		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre					



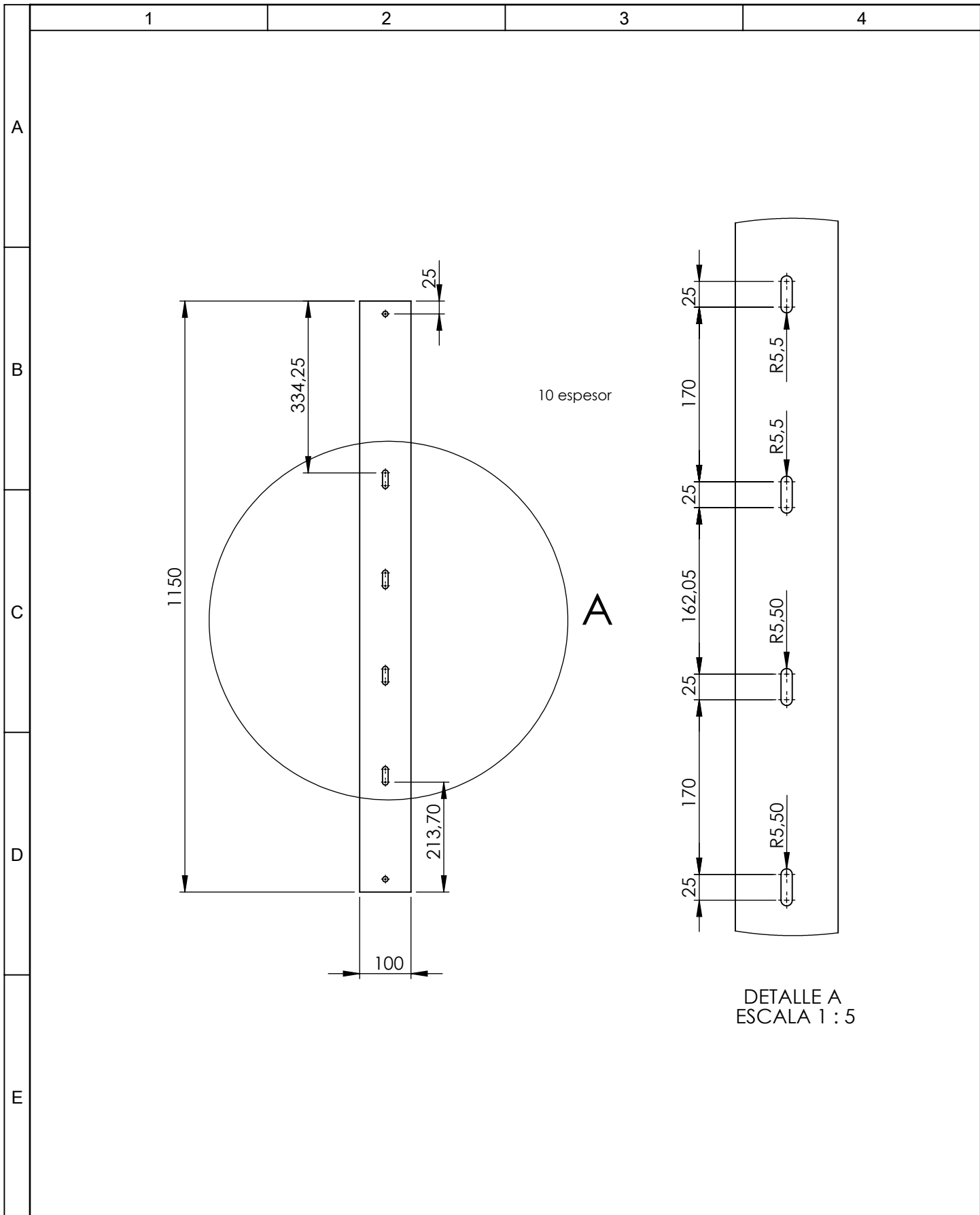
				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				$\pm 0,1$	1,06 Kg	Acero AISI 1030	
					Fecha	Nombre	Denominación: <b>EJE IZQUIERDO DE CILINDRO</b>
				Dibujó:	22/01/15	Intriago J.	
				Revisó:	22/01/15	Ing.Mg.López G.	
				Aprobó:	22/01/15	Ing.Mg.López G.	Escala: 1:1
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 08 de 17	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	



				Tolerancia	(Peso)	Materiales:			
				±0,1	1,2 Kg	Acero aisi 1030			
					Fecha	Nombre	Denominación: <b>EJE DERECHO DE CILINDRO</b>		Escala: 1:2.5
				Dibujó:	22/01/15	Intriago J.			
				Revisó:	22/01/15	Ing.Mg.López G.			
				Aprobó:	22/01/15	Ing.Mg.López G.	Número del dibujo:    09 de 17		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	UTA Ing. Mecánica					

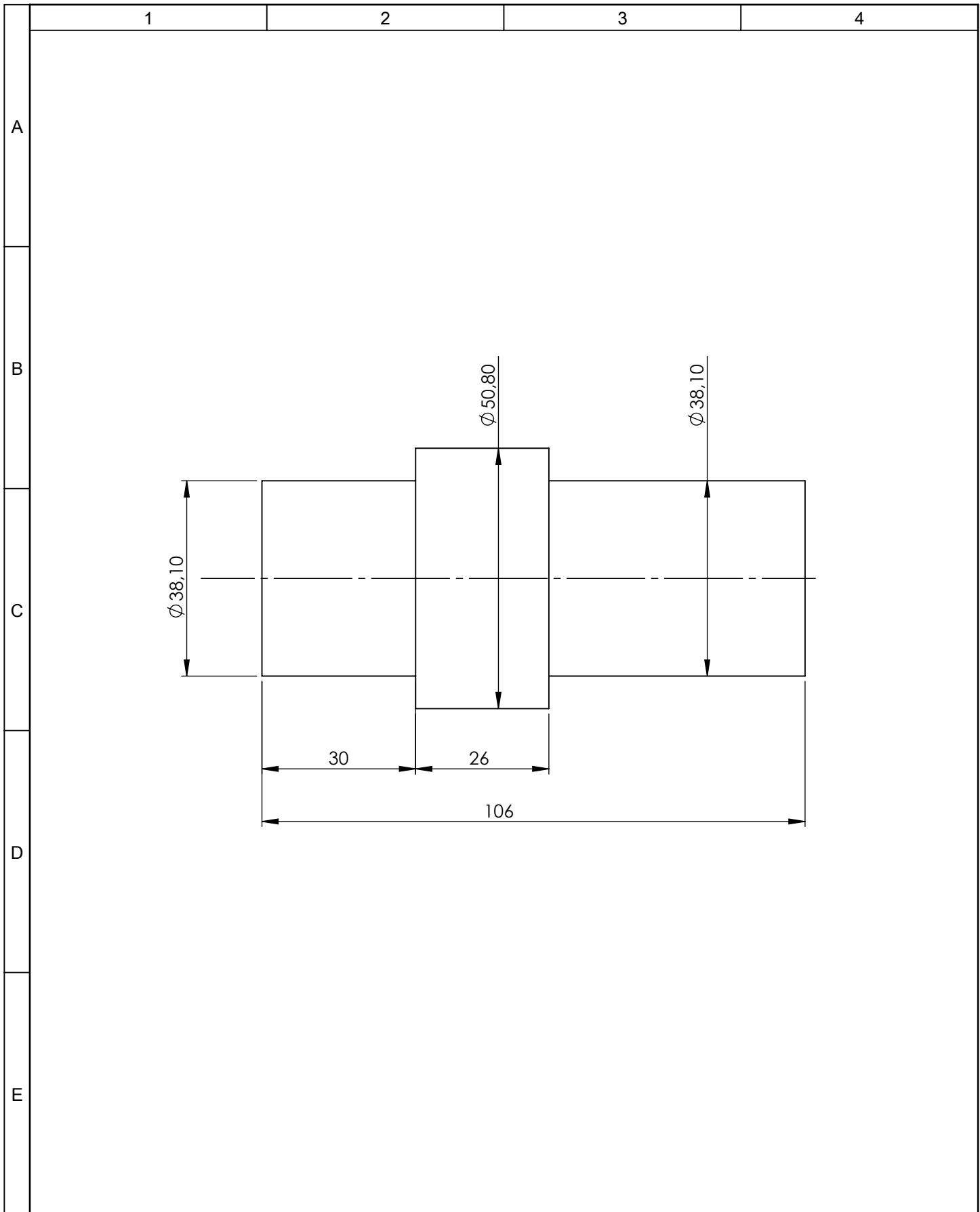


				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±0,1	8,8 Kg	ACERO HADFIELD	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
			Dibujó:	22/01/15	Intriago J.		
			Revisó:	22/01/15	Ing.Mg.López G.		
				Aprobó:	22/01/15	Ing.Mg.López G.	1:5
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 10 de 17	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	

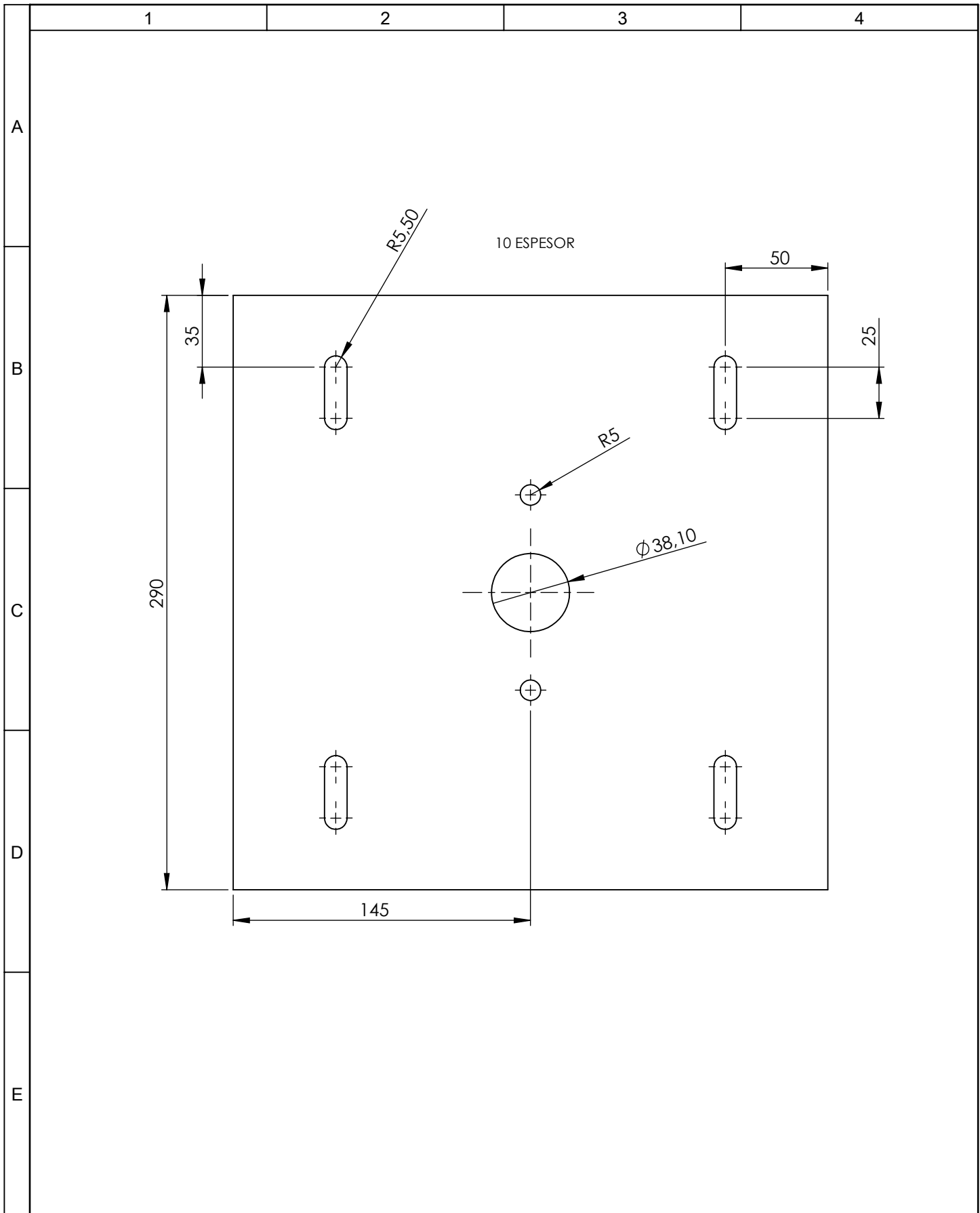


DETALLE A  
ESCALA 1 : 5

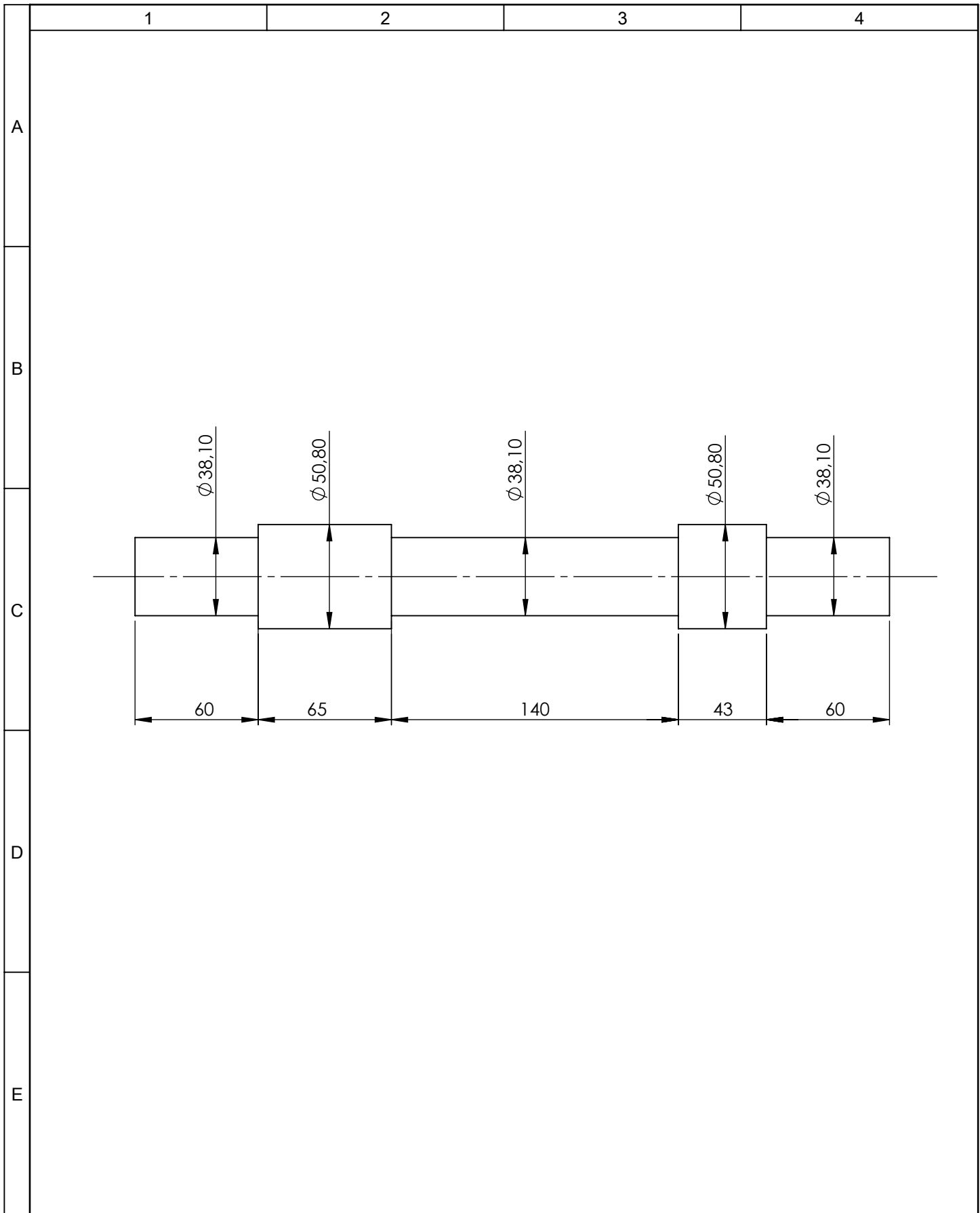
				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±0,1	8,89 Kg	Acero ASTM A-36	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
				Dibujó: 22/01/15	Intriago J.	<b>SOPORTE PARA EL MOTOR</b>	1:10
				Revisó: 22/01/15	Ing.Mg.López G.		
				Aprobó: 22/01/15	Ing.Mg.López G.		
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 11 de 17	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	



				Tolerancia	(Peso)	Materiales:			
				±0,1	0,27 Kg	Acero AISI 1030			
					Fecha	Nombre	<b>EJE (ACOPLE MOTOR-POLEA)</b>		Escala:
				Dibujó:	22/01/15	Intriago J.			1:10
				Revisó:	22/01/15	Ing.Mg.López G.			
				Aprobó:	22/01/15	Ing.Mg.López G.			
				UTA Ing. Mecánica			Número del dibujo: 12 de 17		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				(Sustitución)		

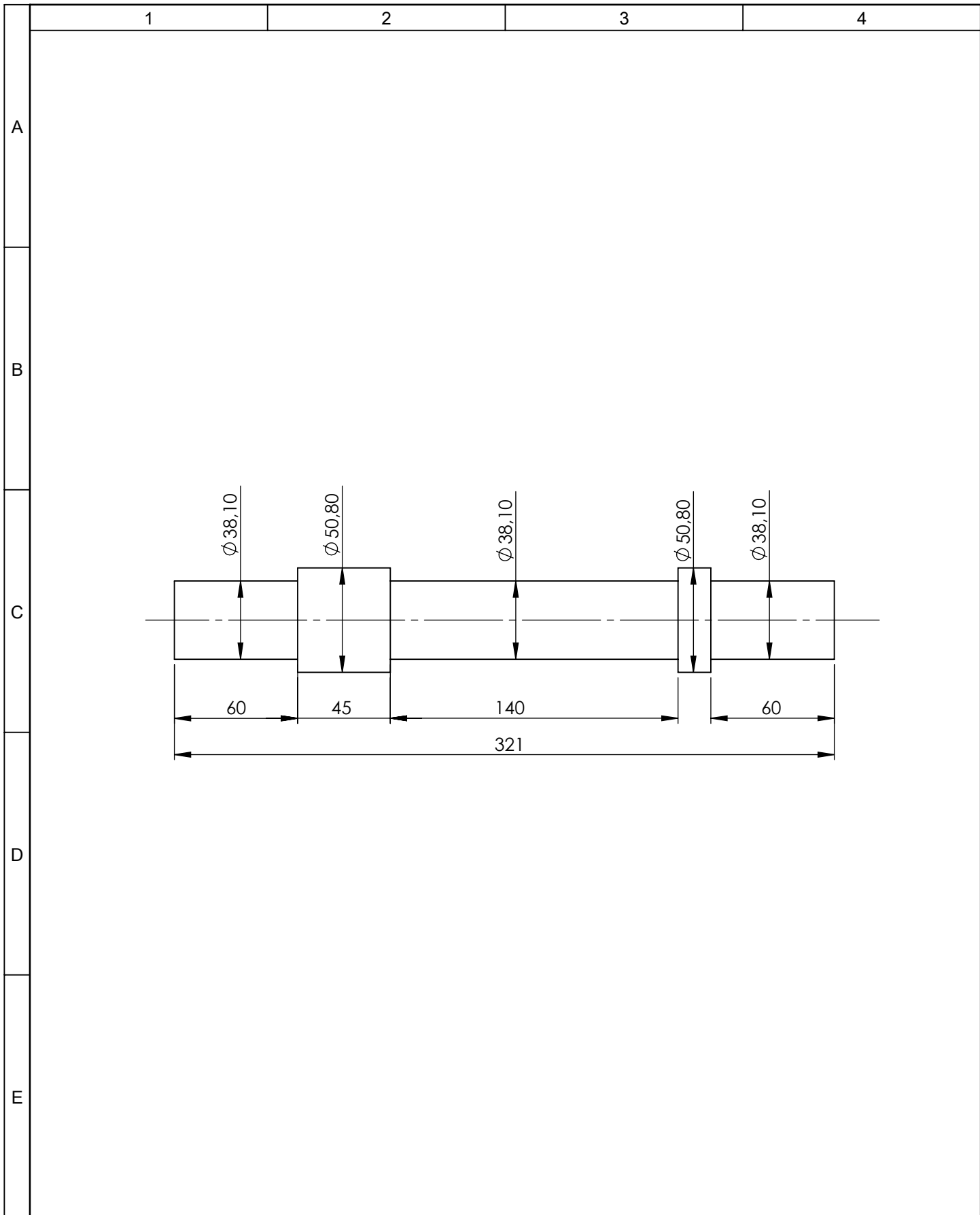


				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±0,1	8,2 Kg	Acero ASTM A-36	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
			Dibujó:	22/01/15	Intriago J.		
			Revisó:	22/01/15	Ing.Mg.López G.		
				Aprobó:	22/01/15	Ing.Mg.López G.	1:2.5
				UTA		Número del dibujo:	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	Ing. Mecánica		13 de 17	
						(Sustitución)	

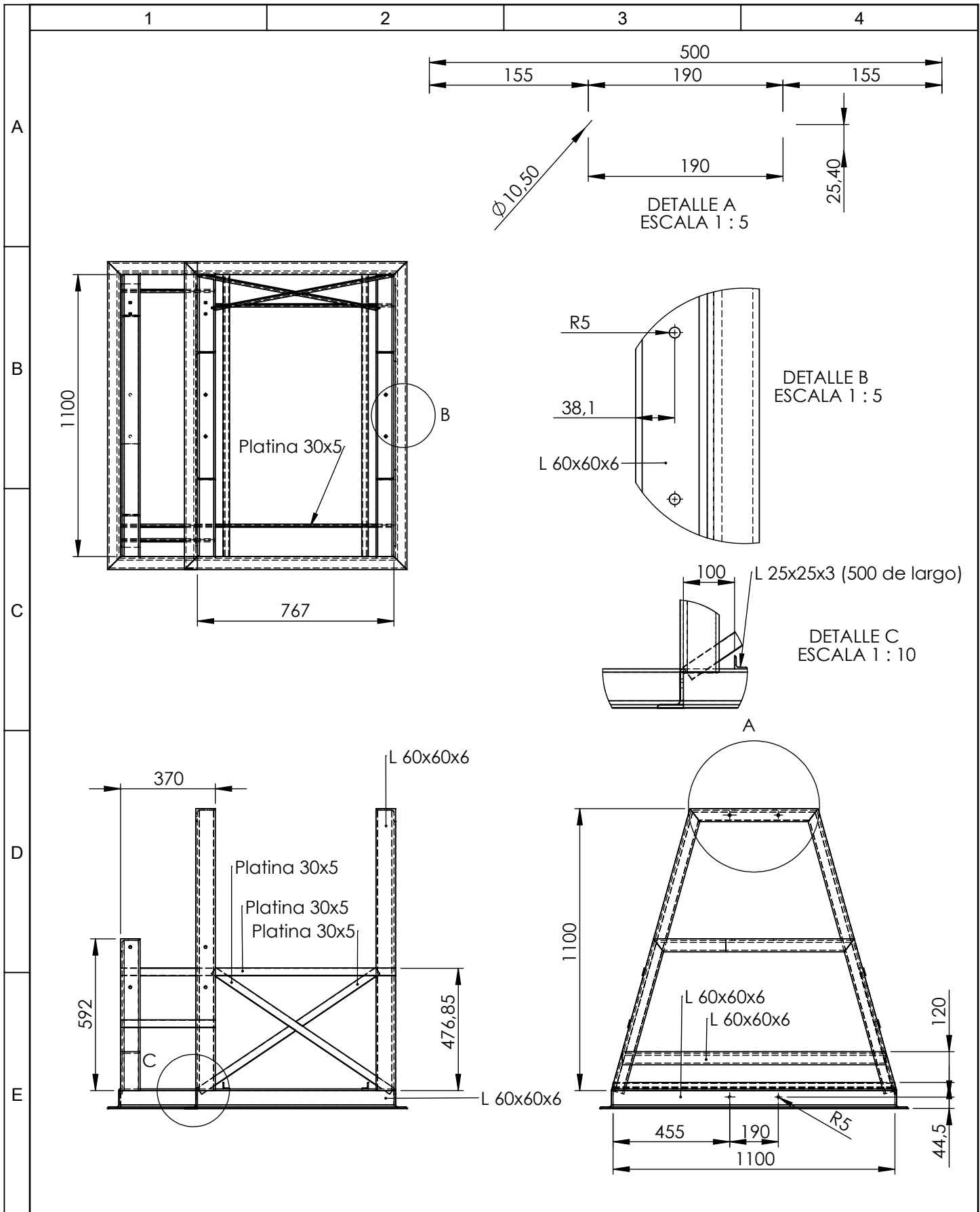


				Tolerancia	(Peso)	Materiales:			
				±0,1	0,4 Kg	Acero AISI 1030			
					Fecha	Nombre	Denominación: <b>EJE (ACOPLE POLEA #2 Y #3)</b>		Escala: 1:2.5
				Dibujó:	22/01/15	Intriago J.			
				Revisó:	22/01/15	Ing.Mg.López G.			
				Aprobó:	22/01/15	Ing.Mg.López G.	Número del dibujo:    14 de 17		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	UTA Ing. Mecánica					

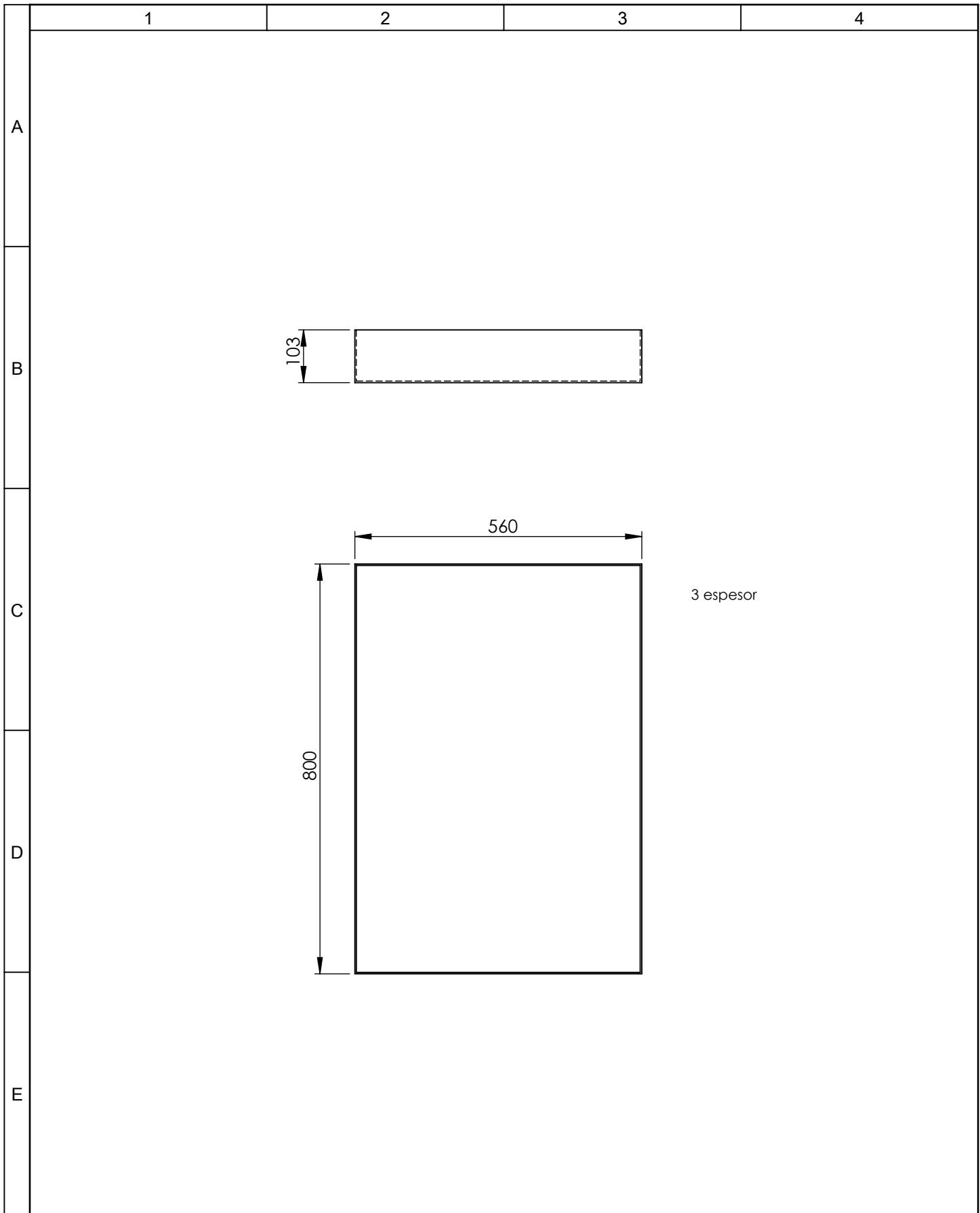


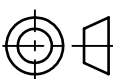


				Tolerancia	(Peso)	Materiales:			
				±0,1	3,3 Kg	Acero AISI 1030			
					Fecha	Nombre	Denominación: <b>EJE (ACOPLE POLEA #4 Y #5)</b>		Escala: 1:2.5
				Dibujó:	22/01/15	Intriago J.			
				Revisó:	22/01/15	Ing.Mg.López G.			
					Aprobó:	22/01/15	Ing.Mg.López G.		
				UTA Ing. Mecánica			Número del dibujo: 15 de 17		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				(Sustitución)		



				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±0,1	63,6 Kg	Acero ASTM A-36	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
				Dibujó: 22/01/15	Intriago J.	<b>ESTRUCTURA</b>	1:20
				Revisó: 22/01/15	Ing.Mg.López G.		
				Aprobó: 22/01/15	Ing.Mg.López G.		
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 16 de 17	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	



				Tolerancia	(Peso)	Materiales:		
				±0,1	19,1 Kg	Acero ASTM A-36 (GALVANIZADO)		
				Fecha	Nombre	Denominación:		Escala:
				Dibujó: 22/01/15	Intriago J.	BANDEJA DE RECOGIDA DE MATERIAL		1:10
				Revisó: 22/01/15	Ing.Mg.López G.			
				Aprobó: 22/01/15	Ing.Mg.López G.			
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 17 de 17		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)		