

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE TRES MÁQUINAS PARA EL LAVADO
MECÁNICO DEL CAFÉ CON FERMENTACIÓN NATURAL UTILIZANDO LA
TECNOLOGÍA DESLIM EN EL CENTRO NACIONAL DE INVESTIGACIONES
DE CAFÉ CENICAFÉ

STIVEN TORRES OCAMPO

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
ÁREA DE DISEÑO DE MÁQUINAS
PEREIRA 2013

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE TRES MÁQUINAS PARA EL LAVADO
MECÁNICO DEL CAFÉ CON FERMENTACIÓN NATURAL UTILIZANDO LA
TECNOLOGÍA DESLIM EN EL CENTRO NACIONAL DE INVESTIGACIONES
DE CAFÉ CENICAFÉ

STIVEN TORRES OCAMPO

Trabajo de grado presentado para optar al título de
Ingeniero Mecánico

Director proyecto:

CARLOS E. OLIVEROS TASCÓN
Ingeniero Agrícola, Ph.D.

Director trabajo de grado:

LIBARDO V. VANEGAS USECHE,
Ingeniero Mecánico, Ph.D.

Asesor:

JUAN R. SANZ URIBE
Ingeniero Mecánico, Ph.D.

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
ÁREA DE DISEÑO DE MÁQUINAS
PEREIRA 2013

Aprobado por el comité de trabajo de grado en cumplimiento de los requisitos exigidos por la Universidad Tecnológica de Pereira para optar al título de ingeniero mecánico.

Director del trabajo de grado

Jurado

Jurado

Pereira, Junio de 2013.

A mi abuela, María, por su esfuerzo inquebrantable, tenacidad y valentía para afrontar la vida y superar aquellos momentos difíciles.

A mi madre, Adela, por darme la vida, su amor infinito, su apoyo y sabiduría en la búsqueda de respuestas a este camino. A Augusto, por quererme como se quiere a un hijo y sentirse orgulloso de mí.

A mis hermanos Leonardo Fabio y Yulith Andrea, por su apoyo incondicional en este logro tan importante para mi vida.

A Luisa Fernanda, por llenar de alegría mi vida, por compartir sus sueños y brindarme su amor.

AGRADECIMIENTOS

El autor expresa sus más sinceros agradecimientos a:

La Universidad Tecnológica de Pereira, por formar profesionalmente el futuro de jóvenes que liderarán las sendas de nuestra región, y al grupo de profesores que conforman la base de la institución.

El Centro Nacional de Investigaciones de Café “Pedro Uribe Mejía”, CENICAFÉ. Por darme la posibilidad de aportar desde mi formación profesional al desarrollo de tecnologías en pro de una caficultura más competitiva.

Carlos E. Oliveros T., Ph.D., Líder de la Disciplina de Ingeniería Agrícola de CENICAFÉ y Director del proyecto, por su valioso apoyo en la ejecución de este trabajo.

Juan R. Sanz U., Ph.D., Investigador científico de la Disciplina de Ingeniería Agrícola de CENICAFÉ, por sus importantes aportes, confianza y sabios consejos.

Libardo V. Vanegas U., Ph.D., Profesor titular de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Universidad Tecnología de Pereira y Director del trabajo de grado, por su colaboración en la finalización de esta etapa de mi formación profesional.

Eduardo Roncancio H., M.Sc., Decano de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Universidad Tecnológica de Pereira y a los profesores de la Facultad.

Compañeros de la Disciplina de Ingeniería Agrícola, especialmente: Ing. Jenny P. Pabón, Ing. Carlos A. Tibaduiza, M.Sc. Cesar A. Ramírez, M.Sc. Aída E. Peñuela, M.Sc. Paula J. Ramos por su colaboración en el desarrollo del proyecto.

Personal del taller y beneficio experimental de CENICAFÉ, señores: Mario Espinosa, Ricardo Grisales, Javier Arias, Javier Velázquez, Farid López, José Pajoy y a la señora Trinada por las experiencias compartidas.

TABLA DE CONTENIDO

RESUMEN.....	27
INTRODUCCIÓN.....	29
DEFINICIÓN DEL PROBLEMA.....	30
JUSTIFICACIÓN	32
OBJETIVOS	33
ALCANCES Y LIMITACIONES	34
SIGNIFICADO DEL ESTUDIO Y LA APLICACIÓN.....	34
METODOLOGÍA EMPLEADA	34
1. MARCO TEÓRICO	36
1.1 ASPECTOS GENERALES DEL LAVADO DEL CAFÉ	36
1.2 EQUIPOS EN EL PROCESO DE LAVADO DEL CAFÉ.....	37
1.2.1 Tanques de fermentación.....	37
1.2.2 Canales de correteo y semisumergidos	38
1.2.3 Bomba sumergible	39
1.2.4 Lavado y clasificación del café en el hidrociclón	39
1.2.5 El módulo BECOLSUB.....	41
1.3 TECNOLOGÍA DESLIM.....	42
1.4 ASPECTOS GENERALES SOBRE SIMULACIÓN UTILIZANDO SOFTWARE DE INGENIERÍA	46
1.4.1 Análisis en ingeniería	47
1.5 CRITERIOS PARA EL DISEÑO DE TANQUES CILÍNDRICOS PARA EL ALMACENAMIENTO DE MATERIALES GRANULARES	48
1.5.1 Esfuerzo en recipientes de pared delgada bajo presión.....	50
1.6 TECNOLOGÍA ECOLÓGICA PARA EL LAVADO DEL CAFÉ CON FERMENTACIÓN NATURAL ECOMILL®.....	52
2. DISEÑO DE LA TECNOLOGÍA ECOMILL®	54

2.1 LOCALIZACIÓN	54
2.2 DISEÑO DEL MÓDULO ECOLÓGICO DE LAVADO DE CAFÉ CON FERMENTACIÓN NATURAL (ECOMILL®)	54
2.2.1 Sistemas adicionales del módulo ecológico para el lavado del café con fermentación natural ECOMILL® y su funcionamiento.....	57
2.2.2 Diseño del tanque de almacenamiento de café con mucílago fermentado de los módulos ECOMILL®.....	59
2.2.2.1 Diseño de las paredes del tanque cilíndrico bajo presión uniforme del módulo ECOMILL®	62
2.2.2.2 Diseño de las paredes de la tolva del tanque cilíndrico bajo presión uniforme del módulo ECOMILL®.....	74
2.2.3. Diseño de las columnas que soportan los módulos ecológicos de lavado del café con fermentación natural ECOMILL®.....	83
2.2.3.1 Diseño de columnas sometidas a compresión axial	87
2.2.3.2 Diseño de estructuras metálicas con coeficientes de carga y resistencia.	92
2.2.4 Capacidad de transporte y potencia requerida del alimentador de café con mucílago degradado para el Deslim modificados de los módulos ecológicos del lavado del café con fermentación natural ECOMILL®.	98
2.2.4.1 Frecuencia de giro del eje motriz del transportador de tornillo sin fin	103
2.2.4.2 Potencia requerida en el eje motriz del alimentador de tornillo sin fin	104
2.2.5 Diseño de las transmisiones mecánicas del módulo ecológico para el lavado del café con fermentación natural ECOMILL®.....	108
2.2.5.1 Elección del motor eléctrico trifásico de inducción con rotor de jaula de ardilla asíncrono y cálculo cinemático del accionamiento	111
2.2.5.2 Selección del reductor de velocidad	122

2.2.5.3 Cálculo de los pares de torsión y diámetros previos de los árboles de transmisión	129
2.2.5.4 Cálculo de la transmisión mecánica por correa trapezoidal	133
2.2.5.5 Cálculos de la transmisión por cadena.....	146
2.2.5.6 Método de fijación de las poleas y estrellas en el árbol del rotor de la tecnología ECOMILL®	161
2.2.6 Diseño de árboles de transmisión de la tecnología ECOMILL®.....	169
2.2.6.1 Selección del material	170
2.2.6.2 Diseño constructivo (configuración geométrica).....	170
2.2.6.3 Verificación de la resistencia del eje de transmisión de potencia de la tecnología ECOMILL®	172
2.2.6.4 Verificaciones de la rigidez del eje de transmisión	220
2.2.6.5 Análisis modal (verificación de las frecuencias naturales del eje de transmisión).....	228
2.2.6.6. Selección del anillo de retención para eje externo	234
2.2.6.7 Acople rígido para empalmar el árbol del rotor del DESLIM modificado con el árbol de entrada de la caja reductora de velocidad de la tecnología ECOMILL®.....	243
2.2.7 Diseño del DESLIM modificado de la tecnología ECOMILL®	247
2.2.8 Selección del método de unión de la tecnología ECOMILL®.....	268
2.2.9 Selección de las unidades de rodamiento de la tecnología ECOMILL®	278
3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN	291
3.1 Diseño de la tecnología ECOMILL®.....	291
3.2 Módulo ecológico para el lavado del café con fermentación natural ECOMILL® 500.....	291
3.3 Módulo ecológico para el lavado del café con fermentación natural ECOMILL® 1500.....	295

3.4 Módulo ecológico para el lavado del café con fermentación natural ECOMILL® 3000.....	297
4. CONCLUSIONES.....	300
5. RECOMENDACIONES.....	302
6. BIBLIOGRAFÍA.....	303
7. ANEXOS.....	308

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Concepto general de la nueva tecnología ecológica del lavado del café con fermentación natural.....	35
Figura 2. Lavado del café en el Tanque tina.	38
Figura 3. Motobomba sumergible utilizada para el lavado y transporte de café.	40
Figura 4. Vista general de un Hidrociclón.	40
Figura 5. Vista en perspectiva del módulo BECOLSUB para la transformación de café cereza a café lavado.	41
Figura 6. Velocidad tangencial máxima en un álabe del agitador del DESLIM.	43
Figura 7. Velocidad de avance lineal del material a lo largo de la hélice.	44
Figura 8. Esquema general, principales componentes y elementos de los equipos Deslim para desmucilaginar café.	46
Figura 9. Mallado de un modelo CAD en 3D, el método de elemento finito utiliza elementos con formas diferentes.....	48
Figura 10. Corriente de flujo en un tanque de almacenamiento con una tolva de 60° de pendiente con descarga central.....	50
Figura 11. Esfuerzos longitudinal y tangencial en un recipiente de pared delgada bajo presión uniforme.....	51
Figura 12. Potencia consumida por el rotor del equipo ECOMILL® 1500 contra flujo de agua.	55
Figura 13. Potencia consumida por el rotor del equipo ECOMILL® 3500 contra consumo específico de agua.	55
Figura 14. Módulo ecológico para el lavado del café con fermentación natural ECOMILL® 500 (vista lateral izquierda y frontal).....	58
Figura 15. Tanque de almacenamiento para la tecnología ECOMILL®, diseñado para flujo másico.	59
Figura 16. Esquema para determinar las dimensiones del tanque del módulo ECOMILL® 500 con base en la capacidad de almacenamiento.....	60
Figura 17. Parámetros para determinar la presión lateral a una profundidad Z desde el borde superior.	66

Figura 18. Vista superior del tanque cilíndrico.	70
Figura 19. Curva de presiones laterales de diseño durante el vaciado para los depósitos de almacenamiento de café con mucílago fermentado de los módulos ECOMILL® 1500 y ECOMILL® 3500.	71
Figura 20. Presiones generadas por el material almacenado sobre las paredes de la tolva.	75
Figura 21. a. Resultantes de las fuerzas del material almacenado por encima de la tolva. b. Peso del material almacenado en la tolva y peso de los elementos de sujeción.	76
Figura 22. Tanque de almacenamiento de módulo ecológico con fermentación natural ECOMILL® 1500, presentando corrosión intergranular.	81
Figura 23. Restricciones y cargas aplicadas a la unidad de apoyo de las columnas del módulo ECOMILL® 1500 y distribución del esfuerzo equivalente de Von Mises-Hencky (valor máximo 202,9 MPa).	86
Figura 24. Distribución del factor de seguridad (valor mínimo $N=1,7$) y desplazamiento resultante (valor máximo 0,1374 mm).	86
Figura 25. Columna que soporta el tanque de almacenamiento de café del ECOMILL® 3500 bajo análisis de pandeo ($BLF = 1,8$).	91
Figura 26. Alimentador de tornillo sin fin para el módulo ecológico de café con fermentación natural ECOMILL® (vista frontal).	99
Figura 27. Diseño del alojamiento tipo vástago, con deformación radial. El acabado superficial del alojamiento debe tener una rugosidad media de 400 μm para una operación dinámica del sello O' Ring.	100
Figura 28. Montaje del transductor óptico E200-ORT-12 de torque en el alimentador de tornillo sin fin del módulo ECOMILL® 1500.	105
Figura 29. Unidad de visualización del transductor óptico E200-ORT-12.	106
Figura 30. Esquema cinemático del accionamiento mecánico del módulo ECOMILL® 500.	109
Figura 31. Esquema cinemático del accionamiento mecánico de los módulos ECOMILL® 1500 y ECOMILL® 3500.	110
Figura 32. Intervalo de velocidad de rotación para el módulo ECOMILL® 1500, para la selección del motor eléctrico.	115

Figura 33. Instalación de los motores eléctricos con rotor de jaula de ardilla según la forma constructiva.	117
Figura 34. Diferentes posiciones de montaje de las cajas reductoras de velocidad BROWN EUROPE.	126
Figura 35. Diagrama potencia de diseño (kW) contra frecuencia de giro de la polea menor (r/min).	135
Figura 36. Dimensiones de la correa trapezoidal tipo A (mm).	135
Figura 37. Esquema de posición de la transmisión mecánica oblicua por cadena de rodillos, para la tecnología ECOMILL®.	155
Figura 38.a. Asiento cónico, b. Fuerzas en el asiento cónico.	162
Figura 39. a. Excentricidad, b. Desalineación.	166
Figura 40. Resonancia en la correa de una transmisión mecánica por correa.	167
Figura 41. Configuración geométrica del árbol de transmisión del rotor del DESLIM modificado de la tecnología ECOMILL®.	171
Figura 42. Rotor de los módulos ECOMILL® 500, ECOMILL® 1500 y ECOMILL® 3500 (plano 7).	177
Figura 43. Diagrama de cuerpo libre del árbol del rotor del módulo ECOMILL® 500.	178
Figura 44. Diagrama de cuerpo libre del árbol del rotor de los módulos ECOMILL® 1500 y ECOMILL® 3500.	179
Figura 45. Diagrama de cuerpo libre del par de torsión pico del árbol.	180
Figura 46. Diagrama de fuerza cortante, momento flector y carga axial para las cargas dinámicas del árbol del rotor del DESLIM modificado del módulo ECOMILL® 500.	185
Figura 47. Diagrama de fuerza cortante, momento flector y carga axial para las cargas dinámicas del árbol del rotor del DESLIM modificado del módulo ECOMILL® 1500.	186
Figura 48. Distribución de esfuerzos en la sección A producida por las cargas. a. Esfuerzo cortante producido por T y V_z más el esfuerzo axial de compresión producido por F . b. Esfuerzo cortante producido por T más el esfuerzo normal por M_{yz} y el esfuerzo axial de compresión producido por F	188

Figura 49 a. Asiento cónico para la fijación de la polea, sometido a un esfuerzo cortante producido por la suma de la fuerza cortante $V_z = 244$ N y el par de torsión $T = 21$ N.m	
b. Acople rígido para la transmisión de potencia sometido a un esfuerzo cortante producido por el par torsional $T = 3,7$ N.m y a un esfuerzo normal de compresión generado por la fuerza $F = 2,8$ kN.....	191
Figura 50. Restricciones y cargas aplicadas al árbol de transmisión del rotor del DESLIM modificado de la tecnología ECOMILL®.....	194
Figura 51. Distribución del esfuerzo equivalente de Von Mises-Hencky (valor máximo 23,5 MPa)- ECOMILL® 1500.	194
Figura 52. Distribución del factor de seguridad (valor mínimo $N = 8,72$) y desplazamiento resultante (valor máximo 0,0136 mm)-ECOMILL® 1500	195
Figura 53. Árbol de transmisión del rotor del DESLIM modificado sometido a pandeo.....	196
Figura 54. Diagrama de cuerpo libre del par de torsión nominal del árbol de transmisión del rotor del DESLIM modificado del módulo ECOMILL® 500. ...	199
Figura 55. Diagrama de fuerza cortante, momento flector y carga axial nominales del árbol de transmisión del rotor del DESLIM modificado del módulo ECOMILL® 500.....	201
Figura 56. Cargas en la sección de análisis y distribución de esfuerzos.	202
Figura 57. Coeficiente teórico de concentración de esfuerzos, K_t , para un eje de sección circular con cambio de sección sometido a carga axial.	211
Figura 58. Coeficiente teórico de concentrador de esfuerzos, K_t , para un eje de sección circular con cambio de sección sometido a torsión.....	211
Figura 59. Coeficiente teórico de concentrador de esfuerzos, K_t , para un eje de sección circular con cambio de sección sometido a flexión.	212
Figura 60. Coeficiente teórico de concentrador de esfuerzos, K_t , para un eje de sección circular con ranura anular sometido a carga axial.	216
Figura 61. Coeficiente teórico de concentrador de esfuerzos, K_t , para un eje de sección circular con ranura anular sometido a torsión.	217
Figura 62. Coeficiente teórico de concentrador de esfuerzos, K_t , para un eje de sección circular con ranura anular sometido a flexión.	217

Figura 63. Reducción de la concentración de esfuerzos en el árbol del rotor del DESLIM modificado de la tecnología ECOMILL®.....	220
Figura 64. Curva de la elástica del árbol de transmisión del rotor de la tecnología ECOMILL®.....	223
Figura 65. Origen del desbalanceo del rotor de la tecnología ECOMILL®.....	232
Figura 66. Frecuencias fundamentales para las restricciones y cargas aplicadas al árbol de transmisión del DESLIM modificado del módulo ECOMILL® 1500 (con las reacciones de los peso sobre el árbol).....	233
Figura 67. Coeficiente q	235
Figura 68. Factor de compensación p	236
Figura 69. Configuración de la instalación del anillo.....	237
Figura 70. Ranura superior para la posición del anillo de retención.....	239
Figura 71. Ranura inferior para la posición del anillo de retención.....	241
Figura 72. Conexión entre el árbol del rotor y la caja reductora de velocidad para el módulo ECOMILL® 500 (plano 8).....	244
Figura 73. DESLIM modificado de la tecnología ECOMILL® - plano 6 (vista en planta y vista frontal).....	249
Figura 74. Diagrama de cuerpo libre del DESLIM modificado de la tecnología ECOMILL®.....	¡Error! Marcador no definido.
Figura 75. Diagrama de cuerpo libre de la tapa superior del DESLIM modificado (plano 12).....	254
Figura 76. Diagrama de fuerza cortante, momento flector y carga axial para las cargas dinámicas.....	258
Figura 77. Distribución de esfuerzos en la sección B_2 producida por las cargas: esfuerzo cortante producido por V_z más el esfuerzo axial de compresión producido por F y el esfuerzo normal por M_{yz}	259
Figura 78. Restricciones y cargas aplicadas a la tapa superior del DESLIM modificado de la tecnología ECOMILL® - plano 12.....	260
Figura 79. Distribución del esfuerzo equivalente de von Mises-Hencky (valor máximo 5 MPa) – módulo ECOMILL® 500.....	261
Figura 80. Distribución del factor de seguridad (valor mínimo $N=9,9$)- módulo ECOMILL® 3500.....	261

Figura 81. Desplazamiento resultante (valor máximo 0,02635 mm) – módulo ECOMILL® 3500.....	262
Figura 82. Frecuencias fundamentales para las restricciones y cargas aplicadas a la tapa superior DESLIM modificado de la tecnología ECOMILL®.	262
Figura 83. Restricciones y cargas aplicadas en la Bandeja del DESLIM modificado del módulo ECOMILL® 500- plano 10.....	263
Figura 84. Distribución del esfuerzo equivalente de von Mises-Hencky (valor máximo 304.4 MPa).....	263
Figura 85. Distribución del factor de seguridad (valor mínimo $N=1,13$) y desplazamiento resultante (valor máximo 1,256 mm).....	264
Figura 86. Frecuencias fundamentales para las restricciones y cargas aplicadas a la tapa inferior (Bandeja) DESLIM modificado de la tecnología ECOMILL®.	264
Figura 87. Restricciones y cargas aplicadas en el alojamiento del sello mecánico monoresorte del DESLIM modificado del módulo ECOMILL® 500- plano 13.	265
Figura 88. Distribución del esfuerzo equivalente de von Mises-Hencky (valor máximo 2,8 MPa).....	265
Figura 89. Distribución del factor de seguridad (valor mínimo $N= 53,54$) y desplazamiento resultante (valor máximo 0,0002201 mm).....	265
Figura 90. Método de unión por medio de tornillos para los componentes de la tecnología ECOMILL®.....	268
Figura 91. Factor de duración y por velocidad de rotación, para rodamientos de bolas y rodillos	281
Figura 92. Módulo para el lavado del café con mucílago fermentado ECOMILL® 500.....	293
Figura 93. a. Módulo ECOMILL® 500 con el tanque de almacenamiento y algunos componentes del DESLIM modificado fabricados en plástico. b. Unión de las partes que conforman el tanque de almacenamiento de café con mucílago degradado por medio de remaches POP®	294

Figura 94. a. Módulo para el lavado del café con mucílago fermentado ECOMILL® 1500. b. Instalación para la validación en campo de la tecnología ECOMILL®.	296
Figura 95. Piñones diseñados para la transmisión de potencia hacia el alimentador de tornillo sin fin para la tecnología ECOMILL®.....	297
Figura 96. DESLIM modificado del módulo ecológico para el lavado con fermentación natural ECOMILL® 3000- ECOMILL® 3500.....	298
Figura 97. Módulo ECOMILL® 3500 con dos tanques de almacenamiento con una capacidad total de 3000 kg de café despulpado.....	299

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Características principales de los modelos DESLIM para desmucilaginar mecánicamente el café.	45
Tabla 2. Capacidad de lavado (eficiencia) y almacenamiento para los módulos ecológicos del lavado del café con fermentación natural ECOMILL®.	56
Tabla 3. Capacidad de almacenamiento de los recipientes de los módulos ecológicos del lavado del café con fermentación natural ECOMILL®.	62
Tabla 4. Valores de presión lateral y presión sobre el fondo para los depósitos de almacenamiento de la tecnología ECOMILL®.	68
Tabla 5. Coeficiente dinámico K_d	69
Tabla 6. Coeficiente de corrección $K_{a,1}$	70
Tabla 7. Presiones de diseño para un tanque cilíndrico con una relación $\frac{H}{1,12D} = 1,14$ (Depósito ECOMILL® 1500).	71
Tabla 8. Propiedades mecánicas del acero inoxidable ferrítico AISI-SAE 430.	72
Tabla 9. Valores de presión lateral de diseño y espesores en cada módulo ecológico del café con fermentación natural.	78
Tabla 10. Propiedades mecánicas del metal depositado.	81
Tabla 11. Voltaje y corriente recomendados de acuerdo al diámetro de tungsteno utilizado.	82
Tabla 12. Carga total sobre las columnas que soportan el tanque de almacenamiento de la tecnología ECOMILL®.	85
Tabla 13. Valores de K para obtener longitud efectiva, $L_e = K \cdot L$, para distintas conexiones en los extremos.	88
Tabla 14. Valores de carga permisible y carga soportada por las columnas que sostienen los depósitos de almacenamiento de café con mucílago fermentado de la tecnología ECOMILL®.	98
Tabla 15. Eficiencia exigida, diámetro de la hélice y frecuencia de giro del alimentador de tornillo sin fin para cada módulo de la tecnología ECOMILL®.	102
Tabla 16. Torque máximo en el eje motriz del alimentador de tornillo sin fin del módulo ECOMILL® 1500 a diferentes frecuencias de giro.	107

Tabla 17. Potencia consumida en el eje motriz del alimentador de tornillo sin fin para la tecnología ECOMILL®.	108
Tabla 18. Potencia neta requerida, frecuencia de giro y flujo de agua para el diseño de la tecnología ECOMILL®. Fuente: Oliveros 2009, Oliveros et al. 2011 y Oliveros 2012.	111
Tabla 19. Valores medios del rendimiento de diferentes transmisiones con un grado de exactitud de fabricación de 8, sin tener en cuenta las pérdidas en los apoyos.	112
Tabla 20. Valores recomendados de la relación de transmisión.	114
Tabla 21. Factor de corrección por temperatura del medio refrigerante.	118
Tabla 22. Factor de corrección por la altura sobre el nivel del mar de la instalación del motor eléctrico.	118
Tabla 23. Valores de potencias y velocidades de rotación nominal, para los motores eléctricos seleccionados para mover el accionamiento de la tecnología ECOMILL®.	119
Tabla 24. Distribución de velocidad de rotación del accionamiento de la tecnología ECOMILL®.	121
Tabla 25. Factor de arrancadas F_A	123
Tabla 26. Factor de operación de la caja reductora de velocidad F_B	124
Tabla 27. Especificaciones técnicas de las cajas reductoras de velocidad seleccionadas para la tecnología ECOMILL®.	126
Tabla 28. Pares de torsión del accionamiento de la tecnología ECOMILL®.	130
Tabla 29. Diámetros mínimos para los ejes de transmisión del accionamiento de la tecnología ECOMILL®.	133
Tabla 30. Distancia entre centros recomendada según la relación de transmisión.	138
Tabla 31. Coeficientes a , b , y c	140
Tabla 32. Coeficiente de corrección del diámetro de la polea menor.	140
Tabla 33. Factor de corrección para el ángulo de contacto de la polea menor, K_θ	141
Tabla 34. Factor de corrección para la longitud de la correa, K_L	142
Tabla 35. Relación entre las fuerzas en el lado tenso y en el lado flojo F_1/F_2	144

Tabla 36. Parámetros de diseño para la transmisión por correa trapezoidal para cada módulo de la tecnología ECOMILL®.....	146
Tabla 37. Coeficiente h	149
Tabla 38. Valores de la presión específica permisible $[\bar{p}]$ en (kg/mm ²) para cadena de rodillos. ($15 < Z_1 < 30$).....	151
Tabla 39. Coeficiente de seguridad permisible [N] para cadenas de rodillos.	153
Tabla 40. Número de golpes permisible por segundo [U] en Hz.	154
Tabla 41. Parámetros de diseño para la transmisión por cadena de rodillos para cada módulo de la tecnología ECOMILL®.....	160
Tabla 42. Conicidades usuales.....	163
Tabla 43. Fuerza axial requerida y dimensiones del asiento cónico para la fijación de las poleas y estrellas en los árboles de transmisión de la tecnología ECOMILL®.	165
Tabla 44. Frecuencia de la correa y frecuencia de paso de cadena para las transmisiones mecánicas de la tecnología ECOMILL®.	168
Tabla 45. Propiedades mecánicas del acero AISI-SAE 1020.....	170
Tabla 46. Coeficientes para el cálculo de esfuerzos y del ángulo de torsión en un elemento de sección rectangular sometido a torsión.	173
Tabla 47. Fuerzas y momentos que intervienen en el árbol del rotor del DESLIM modificado de la tecnología ECOMILL® para las cargas pico.....	187
Tabla 48. Factores de seguridad de las secciones más críticas del árbol de transmisión del rotor del DESLIM modificado de la tecnología ECOMILL.	192
Tabla 49. Factor de seguridad para el árbol de transmisión del rotor del DESLIM modificado de la tecnología ECOMILL bajo análisis para las cargas pico, utilizando un software de simulación (SolidWorks® Simulation).	193
Tabla 50. Factor de carga de pandeo (BLF) para el árbol de transmisión del rotor del DESLIM modificado de la tecnología ECOMILL para las cargas pico, utilizando un software de simulación (SolidWorks® Simulation).....	196
Tabla 51. Fuerzas y momentos que intervienen en el árbol del rotor del DESLIM modificado de la tecnología ECOMILL® para las cargas nominales.	201
Tabla 52. Parámetros para el cálculo del factor de superficie, K_a	204

Tabla 53. Factor de confiabilidad K_c	206
Tabla 54. Constante de Neuber para aceros.....	209
Tabla 55. Factores de seguridad para el primer concentrador (cambio de sección) de esfuerzos del árbol de transmisión del rotor del Deslim modificado de la tecnología ECOMILL.....	213
Tabla 56. Factores de seguridad para el segundo concentrador (ranura anular) de esfuerzos del árbol de transmisión del rotor del DESLIM modificado de la tecnología ECOMILL®.....	219
Tabla 57. Deformaciones permisibles de árboles.....	224
Tabla 58. Valores de deflexión y deflexión angular para el árbol de transmisión del rotor del DESLIM modificado de la tecnología ECOMILL.	226
Tabla 59. Frecuencias fundamentales para el árbol de transmisión del rotor del Deslim modificado de la tecnología ECOMILL® para las cargas nominales, utilizando un software de simulación (SolidWorks® Simulation).....	234
Tabla 60. Anillo de retención para eje externo A-25 (DIN 471).	238
Tabla 61. Factores para la selección del anillo de retención para eje externo de la tecnología ECOMILL.....	243
Tabla 62. Factores de seguridad para la chaveta y el chavetero sometidos a esfuerzos de aplastamiento y cortante.	247
Tabla 63. Fuerzas y momentos externos que intervienen en el DESLIM modificado de la tecnología ECOMILL® para las cargas pico.	257
Tabla 64. Esfuerzo equivalente de von Mises-Hencky, factor de seguridad mínimo y desplazamiento resultante máximo para cada uno de los elementos del DESLIM modificado que soportan las cargas que se generan en el sistema.	266
Tabla 65. Frecuencias fundamentales para los elementos que constituyen el DESLIM modificado de la tecnología ECOMILL® para las cargas nominales, utilizando un software de simulación (SolidWorks® Simulation).	267
Tabla 66. Parámetros para el cálculo de la constante elástica k_m de las partes a unir.....	271
Tabla 67. Factores de concentración de esfuerzos a la fatiga para tornillos. .	274

Tabla 68. Factores de carga radial y axial, para rodamientos de una hilera y ranura profunda (el factor radial $X= 0,56$, para todos los valores de Y).....	283
Tabla 69. Factor que tiene en cuenta la tensión inicial.....	284
Tabla 70. Vida de duración de las unidades de rodamientos seleccionados para la tecnología ECOMILL®.	287
Tabla 71. Parámetros para la selección de los rodamientos de la tecnología ECOMILL®.	288
Tabla 72. Resultados obtenidos en la evaluación del módulo ECOMILL® 500.	292
Tabla 73. Resultados obtenidos en la evaluación del módulo ECOMILL® 1500.	295
Tabla 74. Resultados obtenidos en la evaluación del módulo ECOMILL® 3000.	298

LISTA DE ANEXOS

Anexo 1. Valores medios del coeficiente de fricción para granos de café en diferente estado y con distintos materiales de construcción. [38].....	308
Anexo 2. Valores de ángulo de reposo medio (β) para granos de café en diferente estado. [38]	309
Anexo 3. Características mecánicas, químicas y físicas del acero inoxidable ferrítico AISI-SAE 430.....	310
Anexo 4. Características geométricas y propiedades mecánicas de perfiles estructurales circulares PTS.....	311
Anexo 5. Interpretación del factor de carga crítica de pandeo BLF [11].....	312
Anexo 6. Parámetros de diseño para el alojamiento del sello O' Ring y características geométricas de diferentes espesores de sello.....	313
Anexo 7. Catálogo de motores trifásicos de inducción de la marca SIEMENS®, para una velocidad de rotación nominal de 1800 r/min (4 polos).....	314
Anexo 8. Conexión de servicio para los motores trifasicos de la marca SIEMENS® referencia 1LA... YA60 seleccionados.....	316
Anexo 9. Diagrama trifilar y diagrama de control para arrancadores directos (potencias inferiores a 5 kW).[39]	317
Anexo 10. Ficha técnica y dimensiones de cajas reductoras de velocidad de la marca BROWN EUROPE.....	318
Anexo 11. Características mecánicas, químicas y físicas del acero bajo en carbono AISI-SAE 1020.....	321
Anexo 12. Coeficiente de servicio K_s para correas de la marca REXON.....	322
Anexo 13. Catálogo de correas industriales (clásicas) marca REXON.....	323
Anexo 14. Catálogo de cadenas de rodillos ANSI estándar sencillas de la marca RENOLD®.....	324
Anexo 15. Catálogo de estrellas de la marca INTERMEC®, paso 15.875 mm (5/8") para cadena ANSI 50-1 tipo B sencillas, dobles y triples.....	325
Anexo 16. Coeficientes de fricción aproximados. [40].....	326
Anexo 17. Anillos de retención para eje externo de la marca SEEGER®.....	327
Anexo 18. Catálogo sellos mecánicos Tipo 21de la marca SEALCO®.....	329

Anexo 19. Designación de rosca, área de esfuerzo y resistencia de los tornillos.	330
Anexo 20. Duración de diseño recomendada para rodamientos. [41].....	339
Anexo 21. Catálogo rodamientos KOYO.....	340
Anexo 22. Lista de planos para la construcción de los módulos ecológicos para el lavado de café con fermentación natural del mucilago de café ECOMILL. .	341

RESUMEN

El lavado del café es de vital importancia en el proceso del beneficio por vía húmeda que se realiza en Colombia para procesarlo. Cuando en esta etapa no se desarrolla un procedimiento adecuado o la fermentación natural del mucílago del café no se realiza apropiadamente, se presentan problemas en la calidad final del café, generando pérdidas económicas a los productores del grano. Por lo tanto, el Centro Nacional de Investigaciones de Café (CENICAFÉ), como la institución encargada de las actividades de investigación de la Federación Nacional de Cafeteros, ha desarrollado tecnologías con el objetivo de brindar herramientas a los caficultores para obtener un café de alta calidad y aumentar sus ingresos económicos. Por este motivo, en este trabajo se presenta el diseño de una nueva tecnología para el lavado del café. Esta tecnología une dos técnicas que se desarrollaron entorno al lavado del café, la fermentación natural del mucílago del café y el desmucilaginado mecánico. Con esta tecnología se brinda una alternativa a los pequeños, medianos y grandes caficultores que utilizan la fermentación natural para lavar el café (más del 60% de los productores). Además, con un manejo integral de la pulpa y mieles del lavado se puede lograr un control del 100% de la contaminación. Proporcionando una solución definitiva a una legislación ambiental nacional rigurosa frente a los vertimientos puntuales generados en procesos como el beneficio del café (Decreto 3930 de 2010).

El objetivo de esta investigación fue diseñar los elementos que componen la tecnología desarrollada en Cenicafé para lavar café con bajo impacto ambiental, en proceso con fermentación natural y aplicando enzimas pectinolíticas, denominada ECOMILL®¹, con capacidades de 500, 1500 y 3500 kg café lavado/h. El proyecto se desarrolla aplicando las teorías clásicas de diseño de máquinas para verificar la resistencia estática y dinámica de los componentes más cargados de los dispositivos y verificando los resultados por medio de la utilización de un software de diseño asistido por computador

¹ Marca registrada por la Federación Nacional de Cafeteros de Colombia

(CAD/CAE). También se seleccionaron y dimensionaron los elementos comerciales que hacen parte de las máquinas para su operación y se entregaron los planos de construcción de cada uno de los módulos.

En su configuración, la tecnología ECOMILL® consta de un tanque de almacenamiento cilíndrico con capacidades de 300, 1000 y 1500 kg de café despulpado para cada módulo respectivamente; una alimentador de tornillo sin fin con paso igual al diámetro y un lavador vertical de flujo ascendente (DESLIM modificado). La evaluación de los equipos mostró una disminución del 50% del consumo específico de agua por cada kilogramo de café pergamino seco y alrededor del 70% en la reducción de la potencia específica consumida en el lavado respecto a la tecnología BECOLSUB.

INTRODUCCIÓN

El proceso de lavado del café consiste en retirar el mucílago que cubre el pergamino del grano, para impedir la aparición de olores y características físicas indeseables en la etapa de secado, que son la causa de defectos como fermento y vinagre en la bebida, disminuyendo la calidad del café y los ingresos del caficultor. En Colombia existen varias alternativas para lavar el café con altos consumos específicos de agua por kilogramo de café pergamino seco, lo cual crea una problemática ambiental en las zonas cafeteras por la carga contaminante que se genera en el proceso y se vierte a las fuentes hídricas generalmente sin ningún tratamiento.

En investigaciones realizadas en el Centro Nacional de Investigaciones de Café CENICAFÉ, se han desarrollado tecnologías que han contribuido a la disminución del consumo específico de agua y al control de la contaminación en un 86% y 90% con tecnologías como el Tanque Tina y BECOLSUB respectivamente. En Cenicafé (Oliveros 2009, 2010, 2011, 2012; Oliveros et al., 2011) se evaluaron equipos para lavar café en proceso con fermentación natural y con aplicación de enzimas pectinolíticas, con capacidades de 500, 1500 y 3000 kg de café lavado/h, con consumo específico promedio de 0,3 a 0,5 L/kg de cps, con menor consumo específico de energía que la tecnología diseñada en Cenicafé para desmucilaginar café (Roa *et al.*, 1999). Con los nuevos equipos, las aguas residuales de lavado, que presentan alta carga orgánica (> 150.000 ppm de DQO²), se pueden deshidratar utilizando secadores solares de bajo costo, o mezclar con la pulpa, permitiendo controlar hasta el 100% de la contaminación generada en el proceso, obteniendo un producto que se puede utilizar como fertilizante orgánico.

En la primera parte del proyecto se describen los diferentes sistemas de lavado y las investigaciones desarrolladas por CENICAFÉ en esta etapa del beneficio por

² DQO = Demanda Química de Oxígeno (mg/L).

vía húmeda. En la segunda parte se presenta el diseño de la tecnología ECOMILL®, exponiendo los siguientes aspectos: configuración de los módulos, descripción de los componentes más importantes de los equipos, técnicas de diseño de algunos elementos y las metodología para la selección de los componentes de máquinas que hacen parte de cada módulo para su funcionamiento (motor de inducción con rotor de jaula de ardilla, transmisión mecánica por correa trapezoidal, transmisión mecánica por cadena, etc.). Por último se presentan los resultados, conclusiones y recomendaciones que se obtuvieron en la investigación.

DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

El agua es un recurso “renovable” que día a día se agota por los fenómenos que experimenta el planeta, debido al cambio climático y al uso desmesurado del mismo por los hombres. Este bien tiene una importancia en la vida del ser humano como en los procesos que desarrolla; por tal motivo, es trascendental proteger este recurso y generar nuevas alternativas para un uso más eficiente del mismo.

El lavado del café hace parte fundamental del proceso del beneficio por vía húmeda que se realiza en Colombia. El lavado se realiza después de la etapa de fermentación natural para remover el mucílago degradado, aplicando enzimas pectinolíticas o por medio del desmucilaginado mecánico para limpiar finalmente el café. Cuando se utiliza la fermentación natural, el lavado se puede realizar en los mismos tanques de fermentación, en canales de correteo, en canales semisumergidos, empleando bombas sumergibles, etc. Con estas tecnologías se tiene un alto consumo específico de agua por cada kilogramo de café pergamino seco (cps), que oscilan entre 4,17 y 20 L/kg cps. Además, los residuos generados en esta etapa tienen una carga contaminante muy alta, alrededor de 5.867 ppm DQO y 25.946 ppm DQO [1], para consumos específicos de agua entre 4,17 L/kg cps y 20 L/kg cps respectivamente, que en la mayoría de los casos se vierte a las

cuencas hídricas de las zonas cafeteras sin ningún tratamiento. Este hecho genera un impacto desfavorable para el medio ambiente.

En investigaciones realizadas en el Centro Nacional de Investigaciones de Café CENICAFÉ por la Disciplina de Ingeniería Agrícola se desarrolló la tecnología DESLIM, disminuyendo el consumo específico de agua de 20 L/kg cps utilizados en el canal de correteo sin recirculación a menos de 1 L/kg cps.

Con esta tecnología se dio origen al Beneficiadero Ecológico con Manejo de Subproductos BECOLSUB que incorpora la tecnología DESLIM como un mando principal del proceso. Con ésta se logró disminuir el consumo específico de agua y reducir la contaminación en más del 90%, con el manejo ecológico de los subproductos mucílago y pulpa del café [2].

En investigaciones realizadas [1], se determinó que utilizando café despulpado con mucílago fermentado y la tecnología DESLIM, con modificaciones en el rotor para disminuir el daño mecánico, se puede retirar más del 95% del mucílago fermentado (degradado y adherido) presente en el café, con un daño mecánico inferior al 0,4%, y con un consumo específico de agua por cada kilogramo de café pergamino seco inferior a 0,4 L/kg cps, menor que el alcanzado con la tecnología BECOLSUB.

El mucílago fresco del café representa 55.500 t por cada millón de sacos de 60 kg de café que Colombia exporta, los cuales si no reciben un tratamiento adecuado, producirían una contaminación equivalente a la generada en un año, en excretas y orinas, por una población de 310.000 habitantes.

Sin embargo, los subproductos del café representan una fuente inagotable de energía disponible para su aprovechamiento directamente como biocombustible o mediante procesos de transformación en biogás (combustible gaseoso) o bioetanol (combustible líquido), con rendimientos de 2 MJ/kg de mucílago fresco y 1,23 MJ/kg de mucílago fresco respectivamente. [3]

Adicionalmente, las mieles (mucílago degradado más agua) generadas en el proceso de lavado con la tecnología DESLIM y fermentación natural se pueden deshidratar y utilizar como fertilizante orgánico disminuyendo el 100% de la contaminación en las aguas del lavado del café. [4]

Por esta razón, este proyecto busca determinar las especificaciones de diseño de la nueva tecnología para el lavado del café, y de esta forma establecer un diseño mecánico competitivo que brinde una alternativa sostenible y amable con el medio ambiente a los caficultores colombianos para lavar el café con mucílago fermentado.

JUSTIFICACIÓN

En el beneficio del café por vía húmeda, una etapa fundamental es el lavado, que consiste en retirar el mucílago que cubre al pergamino. Este mucílago representa el 22 % en peso del café despulpado [2]. Para retirar el mucílago se utilizan principalmente dos métodos, la fermentación natural y el desmucilaginado mecánico.

Cuando no se aplican buenas prácticas de lavado o en la fermentación natural del mucílago del café, se presentan problemas en la calidad final de éste, representados por defectos como fermento y vinagre en la bebida, generando pérdidas económicas para el caficultor por el rechazo en el momento de comercialización [2].

El desmucilaginado mecánico consiste en retirar el mucílago adherido al pergamino del café por medios mecánicos. Con esta técnica no se ve afectada la calidad física ni organoléptica del café. [5]

Con este proyecto se busca aplicar los fundamentos teóricos del diseño y construcción de máquinas para construir módulos para el lavado de café con fermentación natural y con aplicación de enzimas pectinolíticas, partiendo de los

desarrollos logrados en CENICAFE (Oliveros *et al.*.....), con capacidades de lavado de 500 kg/h, 1500 kg/h y 3500 kg/h, disminuyendo el consumo específico del agua por cada kilogramo de café pergamino seco y brindando una solución ambiental y económicamente viable a los pequeños, medianos y grandes productores de café que lo lavan utilizando la fermentación natural.

Además, las nuevas tecnologías brindan una solución definitiva a los caficultores que emplean la fermentación natural para lavar el café frente a una legislación ambiental nacional que establece una directriz rigurosa contra los vertimientos puntuales generados en procesos industriales (Decreto 3930 de 2010).

OBJETIVOS

Objetivo general

Diseñar y construir los elementos que componen la tecnología ECOMILL® desarrollada en CENICAFÉ.

Objetivos específicos

- Establecer las especificaciones técnicas para el diseño y construcción de los equipo.
- Calcular los componentes físicos de los equipo, utilizando teorías clásicas de diseño de máquinas.
- Diseñar y verificar el modelo mediante la implementación del diseño asistido por computador (CAD/CAE).

ALCANCES Y LIMITACIONES

El objetivo de este proyecto es diseñar los elementos que componen la tecnología ECOMILL®, para el lavado ecológico del café con fermentación natural, con capacidades de lavado de 500 kg/h, 1500 kg/h y 3500 kg/h. Para satisfacer las necesidades de los pequeños, medianos y grandes productores de café en Colombia, que utilizan la fermentación natural del mucílago del café en el proceso de lavado. Para validar el diseño mecánico se utilizaron las teorías clásicas de diseño y se compararon los resultados aplicando un método de elemento finito (FEM).

SIGNIFICADO DEL ESTUDIO Y LA APLICACIÓN

En este proyecto se realizó el diseño mecánico de la nueva tecnología para el lavado ecológico del café, con un consumo específico de agua entre 0,35 a 0,53 L/kg de café pergamino seco, contribuyendo a la disminución de la contaminación de las fuentes hídricas de las zonas cafeteras³. Además con un manejo integral de las mieles de lavado con la nueva tecnología es posible controlar el 100% de la contaminación generada en el proceso.

METODOLOGÍA EMPLEADA

En este proyecto se parte del concepto general de la nueva tecnología a partir de la cual se establece la funcionalidad de cada uno de los subsistemas que conforman el equipo. En la Figura 1, se observan los cuatro procesos principales

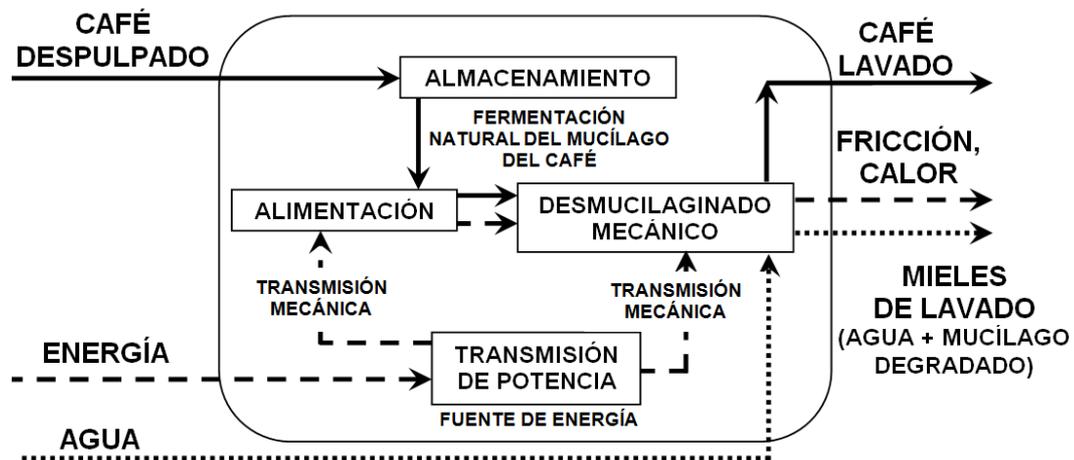
³ El paisaje cultural cafetero (PCC) de Colombia fue declarado en el año 2011 como Patrimonio mundial de la UNESCO (Organización de las Naciones Unidas para la Educación, la Ciencia y la Tecnología).

del sistema: almacenamiento, alimentación, transmisión de potencia y desmucilaginado mecánico (AAPD).

Para diseñar la tecnología se identificaron los siguientes aspectos: propiedades físicas del material almacenado, configuración del depósito de almacenamiento, capacidad de almacenamiento (kg, café despulpado), rendimiento de la máquina (flujo másico de café lavado, kg/h), potencia requerida por el accionamiento (potencia consumida en el desmucilaginado mecánico y en el transportador), frecuencia de giro de operación de la máquina.

Con las especificaciones de diseño de la nueva tecnología identificadas se presenta una metodología de diseño para cada uno de los componentes que conforman la máquina: tanque de almacenamiento, alimentador de tornillo sin fin, transmisión de potencia y desmucilaginado mecánico (DESLIM).

Figura 1. Concepto general de la nueva tecnología ecológica del lavado del café con fermentación natural.



1. MARCO TEÓRICO

1.1 ASPECTOS GENERALES DEL LAVADO DEL CAFÉ

El lavado del café es una etapa del beneficio por vía húmeda que se desarrolla en Colombia. El beneficio es el proceso por el cual se obtiene café pergamino seco a partir de café cereza. El beneficio por vía húmeda permite obtener el café de mejor calidad, denominado café suave.

Este procedimiento consiste en retirar el mucílago que cubre el pergamino del café, para impedir la aparición de olores y sabores indeseables en el secado del grano. Este proceso se puede realizar principalmente por medio de la fermentación natural del mucílago del café y, en los últimos años en Colombia, por medios mecánicos.

La fermentación natural del mucílago del café consiste en un proceso donde las enzimas naturales desintegran la estructura del mucílago que queda adherido al pergamino después del despulpado (el proceso de desintegración tarda de 14 a 18 horas); después de la fermentación el mucílago que se encuentra degradado puede ser retirado del grano por medio del lavado, aplicando abundante agua sobre la masa de café [6]. Una tecnología para el lavado y clasificación del café con mucílago fermentado, desarrollada en CENICAFÉ, es el Tanque Tina que consiste en un tanque con esquinas redondeadas en el cual se procede a retirar el mucílago por medio de cuatro enjuagues. Con esta metodología se obtiene un consumo específico de agua de 4,17 L/kg cps inferior al obtenido en el proceso de lavado en el canal de correteo [7].

Otra alternativa en el proceso de remoción del mucílago del café es aplicar enzimas pectinolíticas obtenidas industrialmente para acelerar el efecto de desintegración del mucílago. Las siguientes son sus ventajas sobre el proceso:

- Disminución del tiempo de fermentación.
- Mayor control sobre el proceso.
- Reducción de los riesgos de deterioro de la calidad debido a fermentaciones incompletas o prolongadas, que generan sobrefermentación.

En estudios realizados en el Centro Nacional de Investigaciones de Café [8] se determinó que la aplicación de enzimas (Rohapect TPL, Zynmucil) disminuye el tiempo (máximo tres horas) de fermentación entre 85% y 90% comparado con el obtenido con fermentación natural, para remociones de mucílago superiores al 98%, además se determinó que no existen efectos sobre la calidad física y organoléptica del café [9].

Por otro lado, el lavado por medios mecánicos consiste en someter a la suspensión mucílago-café a agitación produciendo colisiones entre los granos, mientras se le aplica agua en contracorriente (disminuyendo la viscosidad de la suspensión) logrando desprender un porcentaje del mucílago que se encuentra adherido al pergamino del café.

La tasa de remoción del mucílago está relacionada directamente con la frecuencia de giro del rotor (agitación de la masa), ya que, al aumentar la velocidad de rotación de la masa de café despulpado, aumentan las colisiones entre los granos y sobre las superficies del rotor, desprendiendo una mayor cantidad de mucílago. [2]

1.2 EQUIPOS EN EL PROCESO DE LAVADO DEL CAFÉ

1.2.1 Tanques de fermentación

Este método presenta la posibilidad de lavar y clasificar el café en los mismos tanques de fermentación, los cuales tienen las esquinas redondeadas, por lo que se conocen como tanques tina, (bordes redondeados-Tanque tina, Figura 2). El

nivel del agua debe cubrir completamente la masa y se procede a agitar vigorosamente. Este procedimiento se ejecuta cuatro veces más para remover completamente el mucílago fermentado; esta operación tiene un consumo específico de agua de 4,17 L/kg cps. La clasificación del café se presenta cuando los flotes y granos de mala calidad se depositan en la parte superior del tanque que luego son retirados manualmente. Con este método y aplicando un manejo integral de los subproductos, se puede controlar la contaminación potencial de la operación de lavado del café en 86%. [7]

Figura 2. Lavado del café en el Tanque tina.



Zambrano. 1993.

1.2.2 Canales de correteo y semisumergidos

En los canales de correteo, se deposita el café con mucílago fermentado en canales de 0,3 m a 0,4 m de ancho, con trayectorias que varían entre 10 m y 40 m. El café es transportado por medio del agua que fluye y la remoción del mucílago se realiza mediante la agitación de la masa manualmente en el recorrido del canal. En puntos estratégicos se ubican compuertas para hacer una clasificación del café en diferentes calidades. El consumo específico de agua está alrededor de 20L/kg cps.

El lavado del café con mucílago degradado en canales semisumergidos se realiza simultáneamente con la clasificación; el café es depositado en canales de 0,2 m de ancho de sección rectangular, con longitudes que van desde 2 m a 3 m. En el fondo del canal se presentan unas perforaciones separadas entre sí aproximadamente 0,5 m por donde es evacuado el café de buena calidad mientras los flotes continúan el recorrido. El consumo específico de agua, cuando no se hace recirculación, es de 6,4 L/ kg cps. [2]

1.2.3 Bomba sumergible

Otra alternativa para lavar el café con mucílago degradado es la bomba sumergible, Figura 3, que suministra energía centrífuga a la suspensión (agua más café con mucílago degradado) para vencer la resistencia del sistema y lograr la elevación de la suspensión; además, mientras la suspensión avanza se generan colisiones de los granos de café con las tuberías del sistema y entre ellos mismos, desprendiendo el mucílago adherido al pergamino del café.

El consumo específico de agua por cada kilogramo de café pergamino seco es alto, ya que el agua no se puede recircular debido al mucílago degradado acumulado y otras partículas y, por lo tanto, no es posible lavar adecuadamente el café. [2]

1.2.4 Lavado y clasificación del café en el hidrociclón

El hidrociclón es un dispositivo que permite lavar y retirar las impurezas del café. Este mecanismo se alimenta con café con mucílago degradado bajo presión utilizando una bomba sumergible. La suspensión agua más café con mucílago fermentado rota alrededor del eje longitudinal del hidrociclón formando un remolino exterior descendente que arrastra los granos más densos (café de buena calidad) hacia las paredes, hasta evacuarlos por la parte inferior. Las partículas de menor

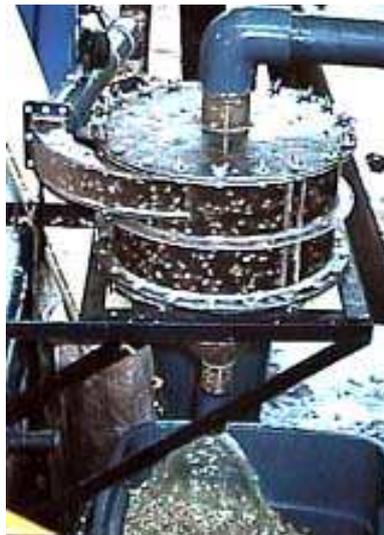
densidad (granos verdes, brocados, etc.) y de forma aplanada (restos de pulpa) son arrastradas hacia un remolino interior ascendente, el cual los descarga en la parte superior. El consumo específico de agua (con recirculación) promedio de este equipo es de 3.8 L/kg cps (Figura 4). [10]

Figura 3. Motobomba sumergible utilizada para el lavado y transporte de café.



Roa *et al.* 1999.

Figura 4. Vista general de un Hidrociclón.



Aristizábal *et al.* 1997.

1.2.5 El módulo BECOLSUB

El módulo BECOLSUB (BENeficiadero ECOLógico y manejo de SUBproductos) es una tecnología para el beneficio ecológico del café que permite disminuir considerablemente el consumo de agua comparado con el beneficio tradicional del café (con un consumo específico de agua inferior a 1,0 L/ kg cps). En la Figura 5 se observa la tecnología BECOLSUB, que además de las ventajas anteriormente descritas, es una máquina compacta que realiza una parte fundamental en el proceso de beneficio.

La tecnología BECOLSUB está integrada por una despulpadora convencional para el despulpado de café sin agua, el módulo DESLIM que retira el mucílago, lava y limpia el café, y un transportador de tornillo sin fin inclinado, para la mezcla y transporte de los subproductos pulpa, mucílago fresco y materiales extraños al café hacia un lugar de depósito. [2]

Figura 5. Vista en perspectiva del módulo BECOLSUB para la transformación de café cereza a café lavado.



1.3 TECNOLOGÍA DESLIM

Un equipo empleado para desmucilaginar y lavar café, o solamente para lavar, utiliza un agitador mecánico ubicado generalmente concéntricamente en una canasta o carcasa, como se observa en la Figura 8 . El equipo genera esfuerzos, principalmente cortantes o de cizallamiento, en la superficie de los granos de café, los cuales ocasionan el desprendimiento del mucílago gradualmente. Bajo el campo de flujo generado, en las direcciones radial, tangencial y axial, los granos también colisionan entre sí y contra partes de la máquina (rotor y carcasa) intercambiando cantidad de movimiento, generando también esfuerzos cortantes y de compresión en el mesocarpio que contribuyen a su desprendimiento.

En un equipo DESLIM o similar, la velocidad en la dirección tangencial es superior a la axial y radial. Para un grano de café en la vecindad del extremo del álabe del rotor, la velocidad máxima es:

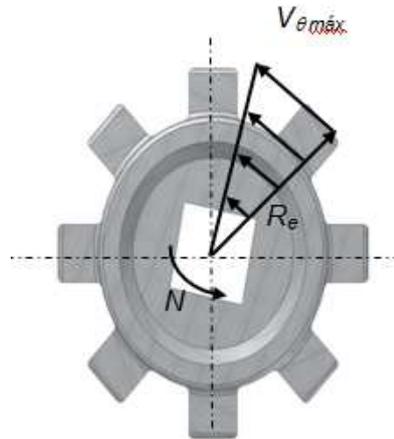
$$V_{\theta_{max}} = 2\pi \cdot n \cdot R_e \quad (1.1)$$

Donde:

V_{θ} : velocidad tangencial (m/s)
 R_e : radio externo del álabe (m)
 n : frecuencia de giro (1/s)

A medida que los granos se alejan del extremo de los álabes y se aproximan a la superficie interior de la canasta, la velocidad tangencial disminuye, alcanzado para la suspensión en contacto con la superficie de la canasta, valores de velocidad cercanos a 0, de acuerdo a la teoría de la capa límite, Figura 6. Los granos, sin embargo, cerca a la superficie de la canasta giran a velocidades tangenciales, relativamente altas.

Figura 6. Velocidad tangencial máxima en un álabe del agitador del DESLIM.



La velocidad axial para el caso del equipo DESLIM es generada por una sección de hélice de tornillo sin fin colocada en la parte inferior del rotor que permite el ascenso del café, Figura 7. La velocidad axial está dada por:

$$V_i = p \cdot n \quad (1.2)$$

Donde:

V_i : velocidad de avance lineal (m/s)

p : paso del tornillo sinfín (m)

n : frecuencia de giro (1/s)

La velocidad de giro del rotor del DESLIM tiene gran efecto en la tasa de desmucilaginado, por los mayores valores de esfuerzos cortantes actuando sobre la superficie de los granos y las colisiones entre éstos. Sin embargo, al aumentar la velocidad también aumenta la potencia para operar el equipo como se indica en la ecuación (1.3). Adicionalmente, al aumentar la velocidad de giro del rotor, los granos tienden a alinearse con la dirección tangencial, disminuyendo la tasa de remoción de mucílago.

$$P = T \cdot \omega \quad (1.3)$$

Donde:

P : potencia (W)

T : par de torsión (N.m)

ω : velocidad angular (rad/s)

La potencia para accionar el rotor de un equipo tipo DESLIM se puede estimar considerando la potencia para girar los agitadores (P_a) y la potencia para impulsar los granos de café a través del espacio libre entre los álabes y la superficie interior de la canasta (P_i), como se indica en la ecuación (1.4).

$$P_D = P_a + P_i \quad (1.4)$$

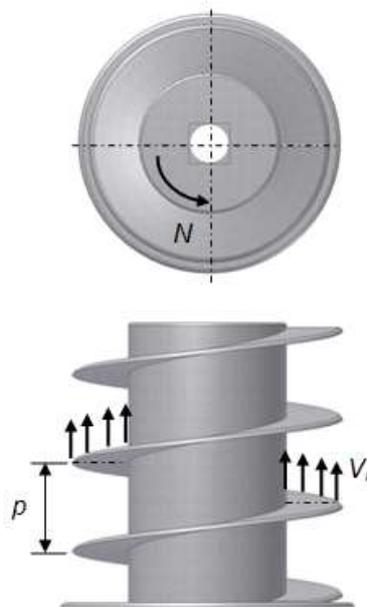
Donde:

P_D : potencia para accionar el rotor del DESLIM (W)

P_a : potencia para girar los agitadores (W)

P_i : potencia para impulsar el café a través de espacio libre entre los álabes del rotor y la superficie interna de la canasta (W)

Figura 7. Velocidad de avance lineal del material a lo largo de la hélice.



La potencia para girar los álabes, P_a , depende principalmente de la geometría y dimensiones de los álabes, su coeficiente de arrastre hidrodinámico (C_D), el número de álabes, el número de agitadores, los esfuerzos cortantes que actúan en

la superficie de los álabes, la viscosidad aparente de la suspensión a la tasa de cortante correspondiente a la velocidad de giro del rotor.

La potencia requerida para impulsar la masa de café despulpado a través del espacio definido entre el extremo de los álabes y la superficie interna de la canasta, P_i , depende principalmente del flujo másico generado por el tramo de hélice colocado en la base del rotor, el área a través de la cual fluye el café, que depende del diámetro de los álabes y del diámetro de la canasta, la altura de la canasta y la fricción del material con las paredes internas del desmucilagador (rotor y canasta). También depende del agua utilizada para el lavado por su efecto sobre la viscosidad aparente de la suspensión. [1]

En la Tabla 1, están las dimensiones y capacidades de los equipos DESLIM utilizados para el lavado del café, en la Figura 8, se observa el ensamble del DESLIM con sus componentes más importantes.

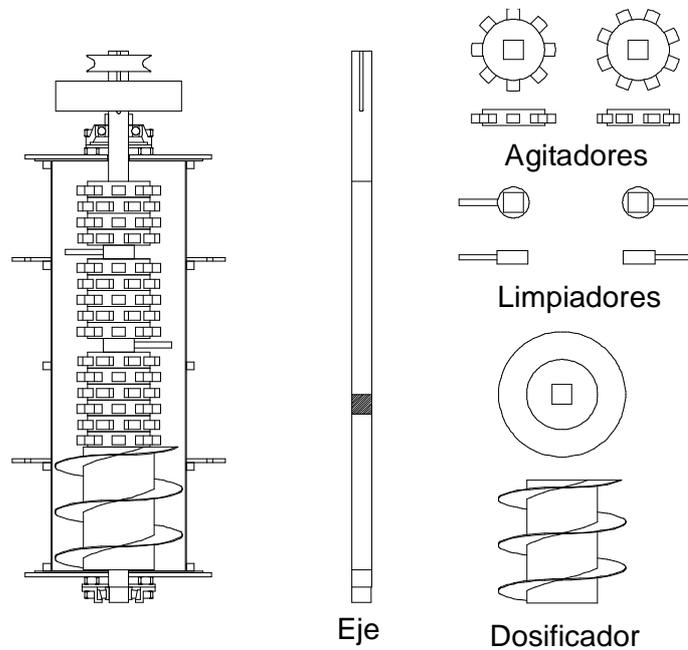
Tabla 1. Características principales de los modelos DESLIM para desmucilagar mecánicamente el café.

Características	Capacidad. kg C.C ⁴ /h				
	100	300	600	1000	3000
Longitud del Rotor, m	0,4	0,50	0,3	0,70	1,00
Potencia, kW	0,37 (0,5 hp)	0,59 (0,80 hp)	0,89 (1,2 hp)	1,34 (1,8 hp)	4,92 (6,6 hp)
Agua de desmucilagado, L/min	-	-	1,0	1,75	3,75
Agua Lavado, L/min	0,4	0,8	1,0	1,75	3,75

Roa *et al.* 1999.

⁴ C.C = Café Cereza

Figura 8. Esquema general, principales componentes y elementos de los equipos Deslim para desmucilaginar café.



Roa *et al.* 1999.

1.4 ASPECTOS GENERALES SOBRE SIMULACIÓN UTILIZANDO SOFTWARE DE INGENIERÍA

La simulación en ingeniería de modelos mecánicos en 3D permite, a través de un análisis, estudiar los efectos estáticos y dinámicos que experimenta un modelo virtual al alterar su configuración o las cargas que el sistema ejerce sobre sus partes, con el propósito de entender el comportamiento o evaluar el modelo para optimizar el sistema real.

El software de simulación se utiliza en la etapa de diseño mecánico como una herramienta para alcanzar un diseño competitivo o mejorar un sistema ya existente explorando modificaciones en su configuración.

1.4.1 Análisis en ingeniería

En la década de los 90s, el proceso de desarrollo de productos empezó a evolucionar de un método de prototipo-prueba a un nuevo concepto basado en el diseño asistido por computador (CAD/CAE)⁵. En lugar de incurrir en costos y retrasos relacionados con la construcción y realización de pruebas de prototipos, los ingenieros empezaron a analizar modelos informativos del diseño mediante el método de elemento finito (FEM).

El método de elemento finito (FEM) es una técnica numérica para analizar diseños en ingeniería, dividiendo el modelo en numerosas piezas pequeñas de formas simples llamadas “elementos”, que reemplazan eficazmente un problema complejo por muchos problemas simples que deben ser resueltos de manera simultánea. Los elementos comparten puntos comunes denominados nodos, el proceso de división del modelo en pequeñas piezas se denomina mallado, como se observa en la Figura 9.

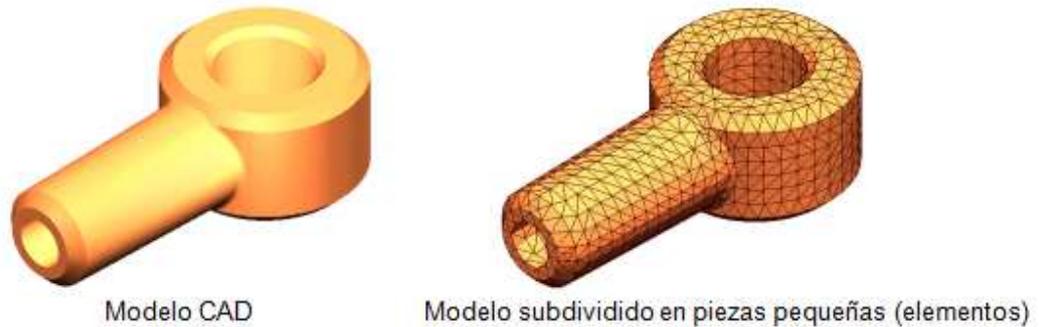
La respuesta en un elemento, en cualquier momento, se interpola desde la respuesta en los nodos del elemento. Cada nodo está descrito en detalle por un cierto número de parámetros, según el tipo de análisis o del elemento utilizado. El análisis que utiliza FEM se denomina análisis de elementos finitos (FEA).

El análisis de elementos finitos (FEA) es una tecnología de software que simula el comportamiento físico de un diseño mecánico bajo unas condiciones de operación específicas, mejorando el rendimiento de diseño y minimizando la necesidad de prototipos físicos.

⁵ CAD = Computer aided design

CAE = Computer aided engineering

Figura 9. Mallado de un modelo CAD en 3D, el método de elemento finito utiliza elementos con formas diferentes.



Solidworks Simulation 2010.

El software formula las ecuaciones que rigen el comportamiento de cada elemento teniendo en cuenta su conectividad con los demás elementos, resolviendo las ecuaciones diferenciales que gobiernan el modelo. [11]

1.5 CRITERIOS PARA EL DISEÑO DE TANQUES CILÍNDRICOS PARA EL ALMACENAMIENTO DE MATERIALES GRANULARES

Para el diseño de sistemas de transporte o almacenamiento de materiales a granel es necesario determinar las propiedades físicas del material, entre las cuales se encuentran: los coeficientes de fricción entre los granos y los depósitos de almacenamiento, la densidad aparente y el ángulo natural de reposo.

Los tanques de almacenamiento de materiales granulares hacen parte fundamental en la industria alimenticia, ya que permiten contener un material en su interior para luego ser procesado. El material almacenado genera una presión interna sobre las paredes del tanque provocando esfuerzos de tracción que podrían debilitar sus paredes hasta llevarlo a la falla por deformación plástica o aun más grave por rotura.

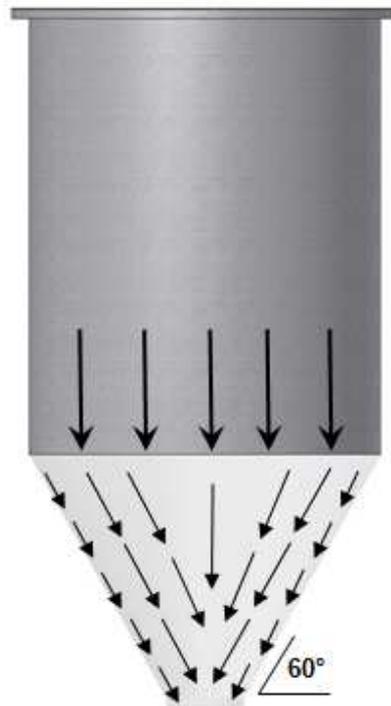
Para diseñar un tanque de almacenamiento óptimo es necesario considerar dos aspectos fundamentales: el diseño funcional y el diseño estructural; es decir, se debe tener en cuenta el flujo de vaciado (fluidez de los granos) en el depósito y las presiones generadas por el material almacenado sobre las paredes del depósito que se transmiten hacia la cimentación.

Los granos de café con mucílago degradado se comportan como una suspensión que se adhiere a las paredes del depósito de almacenamiento (material cohesivo) impidiendo el flujo continuo del material. En el flujo de vaciado de un material cohesivo se distinguen dos factores importantes, la iniciación del flujo y el mantenimiento del flujo constante. Cuando se almacena un material cohesivo, las presiones internas dentro de la masa almacenada, producen incrementos de compactación y como consecuencia la formación de bóvedas sobre la boca de descarga, que inducen a que el flujo de vaciado quede interrumpido. [12-13]

Para obtener un flujo de vaciado continuo (flujo másico) se requiere una pendiente pronunciada entre la pared de la tolva de descarga y la horizontal, además de una superficie que permita que el material se deslice fácilmente.

Según Ravenet [12], en una tolva de 60° de pendiente, todo el material almacenado está en movimiento; la velocidad de las partículas en la corriente se puede observar en la Figura 10. Las velocidades más altas se presentan en el centro de la corriente disminuyendo hacia las paredes de la tolva y la corriente de flujo converge en la boca de salida produciendo un flujo másico mayor y más uniforme.

Figura 10. Corriente de flujo en un tanque de almacenamiento con una tolva de 60° de pendiente con descarga central.



Ravenet. 1997.

1.5.1 Esfuerzo en recipientes de pared delgada bajo presión

Para el diseño de las paredes del tanque que soportan la presión interna generada por el material almacenado, se modela el tanque como un recipiente de pared delgada. Según Beer y Johnston [14], como sus paredes oponen poca resistencia a la flexión, se puede suponer que las fuerzas internas ejercidas sobre una parte de la pared son tangentes a la superficie del tanque (las paredes del recipiente cilindro está sometidos únicamente a esfuerzos de tracción).

En un elemento cilíndrico de pared delgada actúan dos esfuerzos, el primero S_1 se conoce como esfuerzo tangencial o de costilla, y el segundo S_2 es el esfuerzo longitudinal como se observa en la Figura 11, donde:

$$S_1 = \frac{PR}{t} \quad (1.5)$$

$$S_2 = \frac{PR}{2t} \quad (1.6)$$

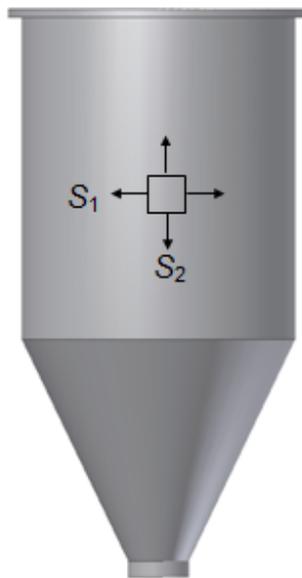
Donde:

P : presión uniforme en el interior del recipiente (kPa)

R : radio interior del cilindro (m)

t : espesor de la pared del recipiente (m)

Figura 11. Esfuerzos longitudinal y tangencial en un recipiente de pared delgada bajo presión uniforme.



Beer y Johnston. 2004.

El esfuerzo cortante máximo en la pared del recipiente es igual a:

$$\tau_{max} = S_2 = \frac{P \cdot R}{2t} \quad (1.7)$$

Para satisfacer que el tanque bajo presión uniforme no falle, se debe partir de un criterio de diseño con base en su resistencia que evite que los esfuerzos máximos iguallen o excedan los valores de esfuerzo que producen la falla.

Entonces, el esfuerzo máximo en el tanque debe ser menor a la resistencia de fluencia (para prevenir la falla por deformación plástica) y a la resistencia a la rotura (para prevenir la falla por fractura total). Además, para evitar la falla se introduce un factor de seguridad (N) que se define como la carga que produce la falla dividida la carga máxima aplicada. Con base en lo anterior se concluye que [15]:

$$S < S_d = \frac{\text{Resistencia}}{N} \quad (1.8)$$

Donde:

S : Esfuerzo máximo (MPa)

S_d : Esfuerzo de diseño (MPa)

N : Factor de seguridad, adimensional

Resistencia (S_y - S_u): Esfuerzo de fluencia para prevenir la falla por deformación o Esfuerzo ultimo para prevenir la falla por rotura.

1.6 TECNOLOGÍA ECOLÓGICA PARA EL LAVADO DEL CAFÉ CON FERMENTACIÓN NATURAL ECOMILL®

Los módulos ecológicos para el lavado del café con fermentación natural ECOMILL®, están constituidos por un depósito de almacenamiento de sección circular fabricado en acero inoxidable. En este ocurre la fermentación natural del mucílago del café después de un periodo de tiempo (14 h a 18 h). Al final del tanque de almacenamiento existe una compuerta construida en lámina de acero inoxidable con perforaciones de 5 mm de diámetro, que retiene el café despulpado

mientras ocurre la fermentación natural del mucílago y se evacuan los lixiviados producidos durante la fermentación. El tanque de almacenamiento está soportado por columnas en un perfil tubular circular estructural con diámetro nominal de 5 cm (2 in) y un espesor de 2 mm.

El café con mucílago fermentado es transportado por medio de un alimentador de tornillo sin fin que está conformado por una hélice, con paso igual al diámetro, y soportado por dos unidades de rodamientos (chumaceras). Para evitar una restricción en el interior del alimentador de tornillo sin fin, que ocasionaría un incremento en la potencia del accionamiento del eje motriz y daño mecánico en el café (trilla), este transportador presenta una válvula de alivio que garantiza la evacuación del café con mucílago degradado, cuando la restricción a la entrada del desmucilagador se incrementa debido a la frecuencia de giro del rotor, la acumulación de café en la entrada del desmucilagador o las características del café procesado.

Al final de la carrera del transportador de tornillo sin fin se encuentra el DESLIM modificado, que recibe el café con mucílago degradado por medio de un tramo de hélice de tornillo sin fin que permite el ascenso del café hacia los agitadores retirando el mucílago fermentado, al mismo tiempo un flujo de agua en contracorriente disminuye la viscosidad de la suspensión permitiendo una mayor remoción del mucílago y evacuando el mucílago fermentado por las perforaciones oblongas presentes en la carcasa del desmucilagador. Por último, el café es dirigido hacia la salida donde el 95 % del mucílago ha sido retirado.

2. DISEÑO DE LA TECNOLOGÍA ECOMILL®

2.1 LOCALIZACIÓN

El diseño mecánico y la construcción de los equipos de lavado de café con mucílago fermentado aplicando la tecnología DESLIM se realizaron en la disciplina de ingeniería agrícola del Centro Nacional de Investigaciones de Café - CENICAFÉ- La Granja, ubicado en el municipio de Chinchiná (Caldas).

La Granja está localizada a 1.310 m sobre el nivel del mar, latitud 5° N, longitud 75° 36' W, con una humedad relativa media del 79,3 %, con una temperatura media de 21,6 °C y una temperatura máxima de 32.7 ° C y una precipitación anual media de 2474,5 mm. [16]

2.2 DISEÑO DEL MÓDULO ECOLÓGICO DE LAVADO DE CAFÉ CON FERMENTACIÓN NATURAL (ECOMILL®)

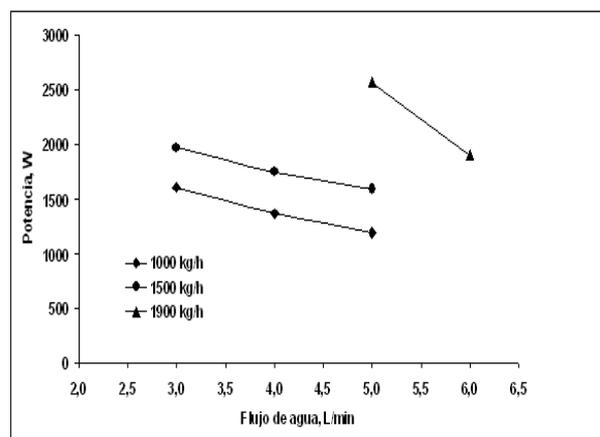
La nueva tecnología para el lavado del café con fermentación natural (ECOMILL®) está constituida por un depósito de almacenamiento de café con mucílago degradado, un transportador de tornillo sin fin (alimentador) y el mando central que consiste en la implementación de la tecnología DESLIM con modificaciones en el rotor para procesar café con mucílago fermentado.

En esta investigación se presenta el diseño de tres dispositivos para el lavado del café con capacidades de 500 kg/h, 1500 kg/h y 3500 kg/h. Su propósito es satisfacer las necesidades de lavado de los diferentes productores de café que utilizan la fermentación natural del mucílago de café como una alternativa para su lavado.

Con los resultados de potencia requerida por los mandos principales (DESLIM modificado) para las capacidades de 1500 kg/h y 3500 kg/h obtenidos por Oliveros

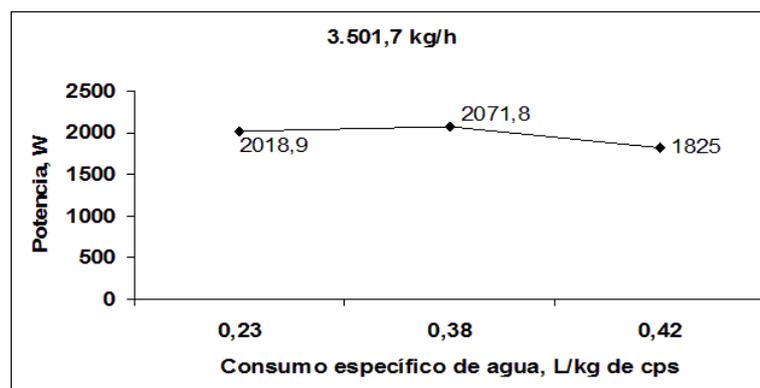
[1], como se observa en las Figura 12 y Figura 13, para un consumo específico de agua entre 0,35 a 0,53 L/kg de café pergamino seco, se determinó la potencia neta necesaria para accionar el eje motriz del DESLIM modificado y se diseñaron las correspondientes transmisiones mecánicas de la tecnología.

Figura 12. Potencia consumida por el rotor del equipo ECOMILL® 1500 contra flujo de agua.



OLIVEROS .et al. 2009

Figura 13. Potencia consumida por el rotor del equipo ECOMILL® 3500 contra consumo específico de agua.



OLIVEROS et al. 2009

Por experiencias obtenidas con el módulo BECOLSUB 300, se consideró que la potencia requerida por el rotor del ECOMILL® 500 sería 895 W (1,2 hp), debido a que el rotor del DESLIM 300 era el mismo.

Para el módulo ECOMILL® 500, la capacidad de almacenamiento del depósito es aproximadamente de 300 kg de café despulpado (9 @⁶ cps), y el tiempo de duración del proceso es de aproximadamente 26 minutos. El equipo está diseñado para trabajar tres turnos diarios que representa 900 kg de café despulpado (27@ cps), que garantizan la producción de un pequeño caficultor que utiliza la fermentación natural.

La altura del módulo ECOMILL® 500 está definida por la configuración del depósito de almacenamiento que tiene una altura de 0,9 m (plano 14); por lo tanto, la altura total del módulo es de 1,37 m. El diámetro nominal del transportador de tornillo sin fin es de 10 cm (4 in), con una longitud de 65 cm (plano 20), estos parámetros se definieron teniendo en cuenta la capacidad de lavado del DESLIM modificado (500 kg/h de café lavado).

Tabla 2. Capacidad de lavado (eficiencia) y almacenamiento para los módulos ecológicos del lavado del café con fermentación natural ECOMILL®.

PARÁMETRO	ECOMILL® 500	ECOMILL® 1500	ECOMILL® 3500
Capacidad de lavado (kg /h)	500	1500	3500
Capacidad de almacenamiento del depósito café despulpado (kg)	300 (9@ cps)	1000 (30@ cps)	1500 (44@ cps)
Tiempo de duración del proceso (min)	26	29	19
Capacidad de almacenamiento jornada- tres turnos diarios (kg)	900 (27@ cps)	3000 (90@ cps)	4500 (133@ cps)

⁶ 1 @ = 12,5 kg

En la Tabla 2, se observan las capacidades de lavado y almacenamiento para cada módulo, además los tiempos de duración del proceso de lavado para cada dispositivo.

2.2.1 Sistemas adicionales del módulo ecológico para el lavado del café con fermentación natural ECOMILL® y su funcionamiento

Los módulos ECOMILL®, como se observa en la Figura 14 tienen los siguientes sistemas adicionales:

Arrancador directo (para potencias inferiores a 5 kW): dispositivo de maniobra y protección contra sobrecargas y cortocircuito. Permite el arranque, parada y protección del motor eléctrico de los módulos ECOMILL®.

Motor eléctrico: es un dispositivo puente para la conversión de la energía eléctrica en mecánica. El motor utilizado en los módulos ECOMILL® es un motor trifásico de inducción con rotor jaula de ardilla, el cual es el encargado de generar la potencia necesaria que consume el sistema.

Transmisión por correa: este tipo de transmisión mecánica es la encargada de transmitir la potencia del motor eléctrico hacia el árbol motriz del desmucilagador.

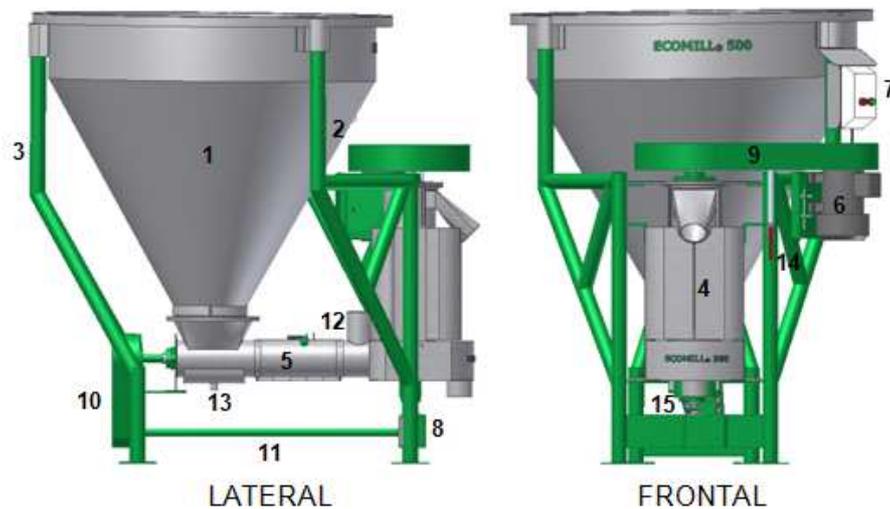
Sello mecánico monoresorte: es un elemento que por medio de la unión de dos caras planas paralelas evita la fuga de un fluido (agua, gas, fluidos pastosos, etc.). Este sello mecánico está ubicado en la parte inferior del DESLIM modificado y evita que las mieles del lavado entren en contacto con otros elementos del módulo, ya que estas son muy corrosivas.

Caja reductora de velocidad: este elemento mecánico permite la reducción de la velocidad y el cambio de dirección del movimiento, este dispositivo garantiza la transmisión de potencia hacia el alimentador de tornillo sin fin.

Árbol de transmisión de potencia (contraeje): este eje de transmisión de potencia transmite la potencia desde la caja reductora de velocidad hasta la transmisión por cadena.

Transmisión por cadena: este tipo de transmisión mecánica es la encargada de transmitir la potencia del reductor de velocidad hacia el árbol motriz del alimentador de tornillo sin fin.

Figura 14. Módulo ecológico para el lavado del café con fermentación natural ECOMILL® 500 (vista lateral izquierda y frontal).

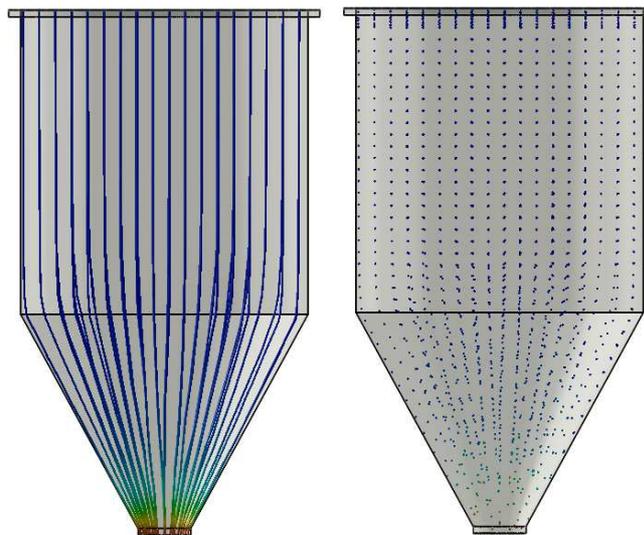


- | | |
|------------------------------------|--|
| 1. Tanque de almacenamiento | 9. Transmisión por correa trapezoidal |
| 2. Bastidor principal | 10. Transmisión por cadena de rodillos |
| 3. Bastidor secundario | 11. Árbol de transmisión (contraeje) |
| 4. DESLIM modificado | 12. Válvula de alivio |
| 5. Alimentador de tornillo sin fin | 13. Salida lixiviados |
| 6. Motor eléctrico | 14. Válvula de bola (suministro de agua) |
| 7. Arrancador directo | 15. Sello mecánico monoresorte |
| 8. Caja reductora de velocidad | |

2.2.2 Diseño del tanque de almacenamiento de café con mucílago fermentado de los módulos ECOMILL®

El depósito de almacenamiento de café con mucílago degradado consta de dos partes, un cilindro y un cono truncado (tolva). El tipo de suspensión que presenta el café en este estado es cohesivo, debido a que se adhiere a las paredes; por lo tanto, es necesario seleccionar un ángulo de inclinación de la pared del cono que permita mantener un flujo de café continuo. Hacia la tolva de recibo del alimentador de tornillo sin fin, según recomendaciones [1,12] se seleccionó una inclinación de 60° , como se observa en la Figura 15.

Figura 15. Tanque de almacenamiento para la tecnología ECOMILL®, diseñado para flujo másico.



De acuerdo a Oliveros [1], se seleccionó un diámetro de 1 m para la configuración del cilindro y 22 cm de diámetro en la boca de salida de la tolva cónica, para evitar sobrepresiones en la descarga y la aparición de bóvedas en la boca de salida, generando la interrupción del flujo de vaciado del material.

Con las dimensiones del diámetro mayor ($D = 1$ m), el diámetro menor ($d = 0,22$ m), la inclinación de la pared del cono con la horizontal de 60° y la capacidad de almacenamiento de café despulpado 300 kg, se determinan las dimensiones del tanque de almacenamiento para el módulo ECOMILL® 500, como se observa en la Figura 16.

Con los datos anteriores se determinó el volumen del tanque de almacenamiento; el volumen está dado por la siguiente expresión:

$$V = \frac{m}{\rho} \quad (2.1)$$

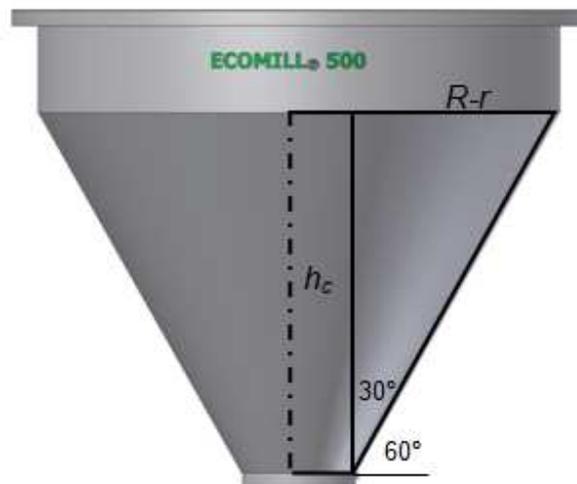
Donde:

V : volumen (m^3)

m : masa (kg)

ρ : densidad (kg/m^3)

Figura 16. Esquema para determinar las dimensiones del tanque del módulo ECOMILL® 500 con base en la capacidad de almacenamiento.



Para determinar el volumen del recipiente que almacena café despulpado, se tienen los siguientes parámetros:

Densidad aparente (ρ): 803,4 kg/m³ café despulpado. [17]

Masa (m) = 300 kg de café despulpado.

Volumen del tanque de almacenamiento (V) = 0,373 m³

Volumen total: es la suma del volumen del cono truncado y el volumen del cilindro.

$$\text{Volumen cono truncad } V = \frac{\pi}{3} h_c \cdot (R^2 + r^2 + R \cdot r) \quad (2.2)$$

Donde:

$$h_c: \text{ altura del cono, } h_c = \frac{R - r}{\tan(30^\circ)} \approx 0,7 \text{ m}$$

R : radio mayor (0,5 m)

r : radio menor (0,11 m)

$$V = 0,232 \text{ m}^3$$

Área superficial de un cono Truncado:

$$A_t = \pi [g \cdot (R + r) + R^2 + r^2] \quad (2.3)$$

Donde:

g : generatriz

$$g = \sqrt{h_c^2 + (R - r)^2} = 0,8 \text{ m}$$

$$A_t = 2,36 \text{ m}^2$$

$$\text{Volumen Cilindro: } V = \frac{\pi}{4} D^2 \cdot H = 0,143 \text{ m}^3 \quad (2.4)$$

Donde:

H : altura del cilindro (m)

D : diámetro del cilindro (1 m)

Despejando de la ecuación (2.4), se obtiene:

$$H = \frac{V}{\frac{\pi}{4} D^2} \approx 0,2 \text{ m}$$

La capacidad de almacenamiento del tanque es de 0,39 m³ equivalente a una masa de 300 kg de café despulpado.

En la Tabla 3, está consignada la capacidad de almacenamiento de cada recipiente de la tecnología, con los cuales se determinan las dimensiones de los tanques de cada módulo.

Tabla 3. Capacidad de almacenamiento de los recipientes de los módulos ecológicos del lavado del café con fermentación natural ECOMILL®.

VOLUMEN DEL TANQUE	ECOMILL® 500	ECOMILL® 1500	ECOMILL® 3500
Volumen tolva cónica (m ³)	0,232	0,232	0,39
Volumen cilindro (m ³)	0,157	1,00	1,45
Volumen total (m ³)	0,39	1,232	1,84

2.2.2.1 Diseño de las paredes del tanque cilíndrico bajo presión uniforme del módulo ECOMILL®

Para el diseño de las paredes del tanque de almacenamiento de café con mucílago degradado, se modela el depósito como un recipiente de pared delgada (se considera que un recipiente es de pared delgada cuando el espesor de la pared es pequeño comparado con el diámetro del recipiente). Las cargas consideradas en el diseño del recipiente son las producidas por el peso del tanque y los elementos de fijación (carga muerta) y la carga producida por el peso del material almacenado (carga viva).

Para determinar el espesor de la pared del tanque se debe determinar la presión uniformemente distribuida en el interior del tanque (presión lateral), también para el diseño de las columnas que soportan el recipiente y la tolva de descarga se debe determinar la presión sobre el fondo que genera el material almacenado.

Presiones laterales sobre las paredes y sobre el fondo del tanque de almacenamiento de café con mucílago degradado

Para determinar las presiones laterales y sobre el fondo del tanque de almacenamiento cilíndrico, se consideran dos métodos de cálculo: el método de M. Reimbert y A. Reimbert y el método de Janssen y Koenen. Estos métodos no tienen en cuenta las sobrepresiones debido al flujo de vaciado (carga dinámica) y debido al almacenamiento de materiales cohesivos.

Método de M. Reimbert y A. Reimbert: este método plantea que la relación entre las presiones laterales y las presiones sobre el fondo del depósito de almacenamiento no es constante, sino que varía con la altura del material almacenado y con la geometría del tanque. [13]

La presión lateral sobre la pared del tanque cilíndrico a una altura Z del borde superior del tanque, está dada por la siguiente expresión:

$$P_z = P_{max} \left[1 - \left(\frac{Z}{A} + 1 \right)^{-2} \right] \quad (2.5)$$

Donde:

P_z : presión lateral a la profundidad Z (Pa)

P_{max} : presión lateral máxima (Pa)

$$P_{max} = \frac{\gamma \cdot D}{4 \tan(\phi')} = \frac{\gamma \cdot Rh}{\tan(\phi')} \quad (2.6)$$

Esta es la presión máxima que se puede generar en el tanque de almacenamiento a una altura desde el borde superior hasta una profundidad infinita, con las características del material almacenado.

Siendo:

γ : densidad aparente del material (kg/m^3)

D : diámetro interno de la sección del tanque cilíndrico (m)

ϕ' : ángulo de fricción del material con la pared del tanque ($^\circ$)

Rh : radio hidráulico medio, que es la relación entre el área S y el perímetro del tanque L (m). $Rh = \frac{S}{L} = \frac{D}{4}$, para un tanque cilíndrico.

Z : altura total desde el borde superior del tanque (m)

A : abscisa característica para un tanque cilíndrico (m)

$$A = \frac{Rh}{\tan(\varphi') \cdot \tan^2\left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi_0}{2}\right)} - \frac{h}{3} \quad (2.7)$$

Siendo:

h : altura del cono del material almacenado (m), $h = \frac{D}{2} \tan(\varphi_0)$

φ_0 : ángulo mínimo de fricción interna del material (ángulo natural de reposo) (°)

La ecuación (2.5) determina la presión lateral que el material almacenado en reposo (carga estática) ejerce sobre la pared del tanque a una altura Z desde el borde superior del tanque.

La presión vertical sobre el fondo del tanque cilíndrico, a una altura Z desde el borde superior, está dada por la siguiente expresión:

$$q_z = \gamma \left[Z \left(\frac{Z}{A} + 1 \right)^{-1} + \frac{h}{3} \right] \quad (2.8)$$

Siendo:

q_z : presión vertical sobre el fondo a la altura Z (kg/m²)

Para determinar la presión lateral del tanque de almacenamiento, se debe hallar la presión máxima:

El radio hidráulico medio del tanque del módulo ECOMILL® 500 es:

$D = 1$ m

$$Rh = \frac{1 \text{ m}}{4} = 0,25 \text{ m}$$

$\tan(\varphi') = 0,3$ (Coeficiente de fricción para el café despulpado en contacto con una superficie metálica, Anexo 1), $\tan(\varphi') = n \cdot \tan(\varphi_0)$, $n = 0,55$. [12]

$$\gamma = 803,4 \text{ kg/m}^3 \text{ café despulpado}$$

Reemplazando en la ecuación (2.6), se obtiene:

$$P_{\text{máx}} = \frac{803,4 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 0,2 \text{ m}}{0,3}$$

La abscisa característica de un tanque cilíndrico está dada por la ecuación (2.7):

$\beta = 33^\circ$ (ángulo natural de reposo medio para café despulpado, Anexo 2).

$$\tan^2\left(45^\circ - \frac{\beta}{2}\right) = \tan^2\left(45^\circ - \frac{33^\circ}{2}\right) = 0,295$$

La altura del cono del material almacenado por encima del borde superior del tanque, como se observa en la Figura 17, está dada por:

$$h = \frac{D}{2} \tan(\beta) = \frac{1 \text{ m}}{2} \tan(33^\circ) = 0,325 \text{ m}$$

Entonces, reemplazando en la ecuación (2.7), se obtiene la abscisa característica:

$$A = \frac{0,25 \text{ m}}{0,3 \text{ m} \times 0,295} - \frac{0,325 \text{ m}}{3} = 2,72 \text{ m}$$

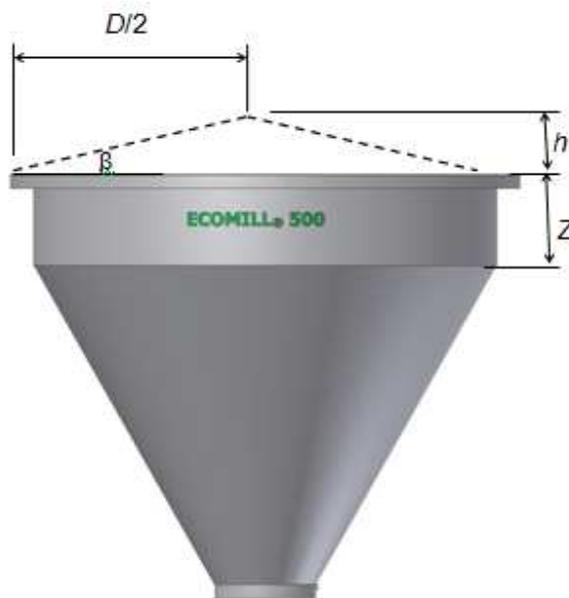
Con la presión máxima $P_{\text{máx}} = 670 \text{ kg/m}^2$ y la abscisa característica $A = 2,72 \text{ m}$, se determina la presión lateral con la ecuación (2.5):

$$P_z = 670 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2} \left[1 - \left(\frac{z}{2,72 \text{ m}} + 1 \right)^{-2} \right]$$

Con un valor de $Z = 0,2$ m para el tanque de almacenamiento del módulo ECOMILL® 500, Figura 17, se obtiene la presión lateral:

$$P_z = 89 \text{ kg/m}^2 = 873 \text{ Pa}$$

Figura 17. Parámetros para determinar la presión lateral a una profundidad Z desde el borde superior.



La presión sobre el fondo está dada por la ecuación (2.8):

$$q_z = 803,4 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \left[Z \left(\frac{Z}{2,72 \text{ m}} + 1 \right)^{-1} + \frac{0,325 \text{ m}}{3} \right]$$

Para $Z = 0,2$ m, la presión sobre el fondo es igual a: $q_z = 234 \text{ kg/m}^2 = 2,3 \text{ kPa}$

Método de Janssen y Koenen: Esta teoría considera que la relación entre las presiones laterales y las presiones verticales es constante. [12-13]

La presión lateral sobre la pared del tanque cilíndrico a una altura Z del borde está dada por la siguiente ecuación:

$$P_z = P_{max} \left[1 - e^{-\frac{z}{h_0}} \right] \quad (2.9)$$

Donde:

P_z : presión lateral a la profundidad Z (kg/m^2)

$P_{m\acute{a}x}$: presión lateral máxima (kg/m^2)

$$P_{m\acute{a}x} = \frac{\gamma \cdot Rh}{\tan(\varphi')} \quad (2.10)$$

Z : altura desde el borde superior del tanque (m)

h_0 : abscisa característica para un tanque cilíndrico (m)

$$h_0 = \frac{Rh}{\tan(\varphi') \cdot \tan^2\left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi_0}{2}\right)} \quad (2.11)$$

La presión vertical sobre el fondo del tanque cilíndrico está dada por la ecuación (2.12):

$$q_z = \gamma \cdot h_0 \left[1 - e^{-\frac{z}{h_0}} \right] \quad (2.12)$$

Para calcular la presión lateral según el método de Janssen y Koenen, se debe calcular h_0 , reemplazando los valores conocidos:

$$h_0 = \frac{0,25m}{0,3 \times 0,295} = 2,82 \text{ m}$$

Reemplazando la presión máxima $P_{max} = 670 \text{ kg/m}^2$ y la abscisa característica $h_0 = 2,82 \text{ m}$, en la ecuación (2.9) se determina la presión lateral:

$$P_z = 670 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2} \left[1 - e^{-\frac{z}{2,82m}} \right]$$

Con un valor de $Z = 0,2$ m para el tanque de almacenamiento del módulo ECOMILL® 500, se obtiene la presión lateral:

$$P_z = 46 \text{ kg/m}^2 = 451 \text{ Pa}$$

La presión sobre el fondo está dada por la ecuación (2.12):

$$q_z = 803,4 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 2,82 \text{ m} \left[1 - e^{-\frac{z}{2,82 \text{ m}}} \right]$$

Para $Z = 0,2$ m, la presión sobre el fondo es igual a:

$$q_z = 155 \text{ kg/m}^2 = 1,52 \text{ kPa}$$

En la Tabla 4, se consignan los valores de la presión lateral y la presión sobre el fondo de los tanques de almacenamiento. El método de M. Reimbert y A. Reimbert es más conservador que el método de Janssen y Koenen, por lo tanto, se trabajó con las presiones determinadas por el método de M. Reimbert y A. Reimbert.

Tabla 4. Valores de presión lateral y presión sobre el fondo para los depósitos de almacenamiento de la tecnología ECOMILL®.

MÓDULO	Z (m)	M. REIMBERT y A. REIMBERT		JANSSEN y KOENEN	
		P_z (kPa)	q_z (kPa)	P_z (kPa)	q_z (kPa)
ECOMILL® 500	0,2	0,873	2,3	0,451	1,52
ECOMILL® 1500	1,28	3,5	7,71	2,4	8,1
ECOMILL® 3500	1,28	3,8	8,27	2,48	8,4

Sobrepresiones producidas durante el vaciado y presión lateral de diseño del tanque de almacenamiento con descarga central

Las presiones laterales sobre las paredes de los tanques cilíndricos aumentan durante el vaciado, por tal motivo, para obtener la presión lateral de diseño, se introduce un factor que tiene en cuenta el efecto dinámico del vaciado del depósito. Este efecto se atribuye a que al abrir la boca de descarga del tanque

toda la masa se pone en movimiento provocando un incremento en la presión lateral.

Para hallar la presión lateral de diseño se debe multiplicar el coeficiente dinámico (K_d) por un factor de corrección que tiene en cuenta el tipo de material almacenado, ya que los valores de la

Tabla 5 únicamente son para arena, por lo tanto se define un coeficiente de corrección $K_{a.1}$ para maíz, un material granular con características similares al café despulpado, consignados en la Tabla 6. [13]

$$P_d = P_z \cdot K_d \cdot K_{a.1} \quad (2.13)$$

Donde:

P_d : presión lateral de diseño (kPa)

P_z : presión lateral (kPa)

K_d : coeficiente dinámico

$K_{a.1}$: coeficiente de corrección

Tabla 5. Coeficiente dinámico K_d .

$\frac{H}{1,12D}$	1	2	3	4	5
ALTURA					
0,8 H	1,2	1,33	1,43	1,51	1,59
0,6 H	1,44	1,58	1,7	1,79	1,86
0,4 H	1,49	1,72	1,91	2,06	2,21
0,2 H	1,3	1,42	1,51	1,57	1,63
0,1 H	1,07	1,13	1,17	1,2	1,22

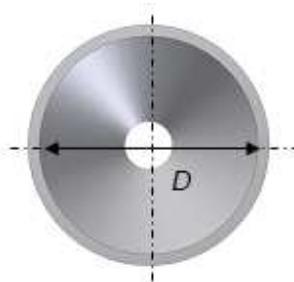
Reimbert. 1987.

Tabla 6. Coeficiente de corrección $K_{a.1}$.

ALTURA	$K_{a.1}$
0,8 H	1,05
0,6 H	1,15
0,4 H	1,3
0,2 H	1,27
0,1 H	1,24

Reimbert. 1987.

Figura 18. Vista superior del tanque cilíndrico.



Reimbert. 1987.

Para determinar la presión de diseño de los tanques de almacenamiento de la tecnología ECOMILL® se debe multiplicar la presión lateral de cada altura por el coeficiente dinámico (K_d) y por el coeficiente de corrección ($K_{a.1}$), para una relación

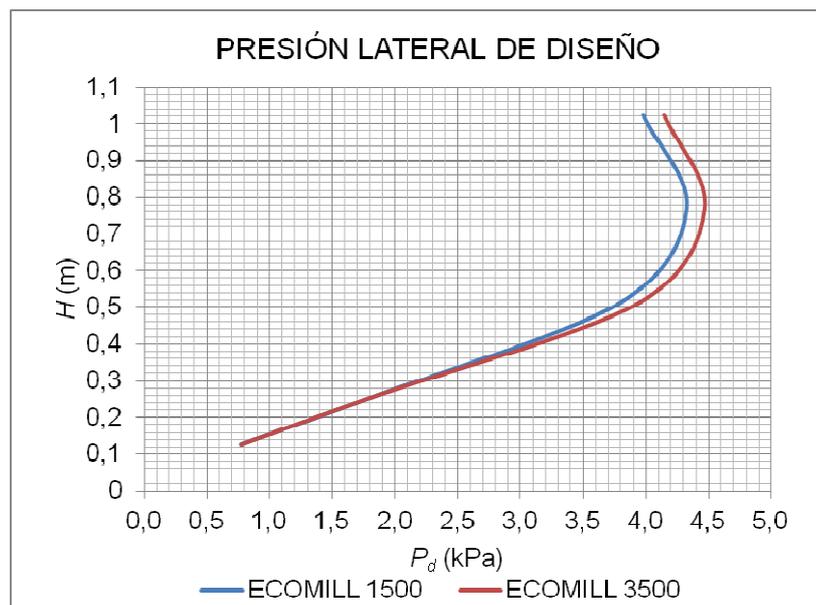
$\frac{H}{1,12D}$ para cada uno de los depósitos.

Con los datos que proporciona la Tabla 7, se puede hallar la presión de diseño máxima en el tanque cilíndrico de almacenamiento de café con mucílago degradado del módulo ECOMILL® 1500 ($P_d = 4,32$ kPa). La presión de diseño máxima ocurre a una altura de 0,6 H por encima de la tolva, como se observa en la Figura 19.

Tabla 7. Presiones de diseño para un tanque cilíndrico con una relación $\frac{H}{1,12D} = 1,14$ (Depósito ECOMILL® 1500).

Altura Z (m)		$\frac{Z}{A}$	$\left[1 - \left(\frac{Z}{A} + 1\right)^{-2}\right]$	P_z (kPa)	P_d (kPa)
0,8 H	1,024	0,376	0,472	3,104	3,98
0,6 H	0,768	0,282	0,391	2,576	4,32
0,4 H	0,512	0,188	0,291	1,917	3,79
0,2 H	0,256	0,094	0,164	1,082	1,81
0,1 H	0,128	0,047	0,087	0,578	0,77

Figura 19. Curva de presiones laterales de diseño durante el vaciado para los depósitos de almacenamiento de café con mucílago fermentado de los módulos ECOMILL® 1500 y ECOMILL® 3500.



Determinación del espesor del tanque cilíndrico de almacenamiento de café con mucílago degradado

Para diseñar las paredes del tanque de almacenamiento, éste se modeló como un recipiente de pared delgada bajo presión uniforme. El cálculo del espesor de las

paredes del tanque de almacenamiento se realizó conociendo el valor del diámetro del cilindro, las propiedades mecánicas del material de construcción del tanque y la presión lateral de diseño ejercida sobre las mismas. El espesor del tanque está dado por la siguiente ecuación:

$$t = \frac{P \cdot D}{2S_d} \quad (2.14)$$

Donde:

P: presión uniforme en el interior del tanque (Pa)

D: diámetro del tanque (m)

t: espesor de la pared del tanque (m)

S_d: esfuerzo de diseño (Pa)

El material que se utilizó en la construcción del tanque de almacenamiento de café con mucílago degradado fue acero inoxidable ferrítico. Este tipo de acero inoxidable está constituido por ferrita (α), con un contenido de cromo entre 14,5 % y 27%, tiene buena resistencia a la corrosión. [17]

Los aceros inoxidables ferríticos tienen un costo relativamente bajo puesto que no contienen níquel, se utilizan principalmente en construcción donde sea necesario una alta resistencia a la corrosión y al calor.

En la Tabla 8, se hallan las propiedades mecánicas más importantes del material utilizado en la construcción de los tanques de almacenamiento de café con mucílago degradado.

Tabla 8. Propiedades mecánicas del acero inoxidable ferrítico AISI-SAE 430.

Tipo	Resistencia a la tracción [ksi-MPa]	Límite elástico [ksi-MPa]	Elongación en 2 in. (%)
AISI 430	75-517	50-345	25

Tomado del Anexo 3.

S_y : esfuerzo de fluencia del material (345 MPa)

S_u : esfuerzo último del material (517 MPa)

Conociendo las propiedades mecánicas del material de construcción del tanque, la presión lateral máxima sobre las paredes del tanque ($P_d = 4,32$ kPa, para el ECOMILL® 1500) y un factor de seguridad ($N = 10$, basado en la resistencia de fluencia y en la incertidumbre de la presión real que la masa de café ejerce sobre la pared del tanque), se pudo determinar el espesor mínimo que debe tener la pared del tanque para resistir la presión generada por el café con mucílago fermentado.

$$t = \frac{N \cdot P_d \cdot D}{2S_y} = \frac{10 \times 4.32 \frac{kN}{m^2} \times 1000mm}{2 \times 345 \frac{MN}{m^2}} = 0,063mm \quad (2.15)$$

Sin embargo, debido al método de unión de las partes que componen el depósito de almacenamiento, se introduce un factor que tiene en cuenta la debilidad de la unión en comparación con el resto de la pared del tanque. Este factor está definido como el coeficiente de eficacia de junta η , dado por:

$$\eta = \frac{\text{Mínima resistencia de la junta}}{\text{Resistencia de la chapa enteriza}} \quad (2.16)$$

Introduciendo η (para soldadura a tope $\eta = 0,9$), se halla el espesor necesario de la pared del tanque [18], por la siguiente ecuación (2.17):

$$t = \frac{N \cdot P_d \cdot D}{2S_y \cdot \eta} = 0,07 \text{ mm} \quad (2.17)$$

Aplicando el mismo procedimiento anterior, se calculan los espesores correspondientes para las paredes de los tres módulos, tal como se indica en la Tabla 9.

2.2.2.2 Diseño de las paredes de la tolva del tanque cilíndrico bajo presión uniforme del módulo ECOMILL®

Los tanques de almacenamiento de material a granel en su parte inferior terminan en una tolva con forma de cono truncado. La tolva debe soportar varias cargas, que son la presión vertical por el peso almacenado, el peso del material almacenado en su interior, el peso del tanque y el peso de los elementos de fijación.

Para determinar la presión lateral y vertical que el material almacenado ejerce sobre las paredes de la tolva, se define una altura efectiva (Z_t) aplicada en el centroide del triángulo que forma la vertical con la cara de la pared de la tolva, como se observa en la Figura 20.

$$Z_t = Z + \frac{h_c}{3} \quad (2.18)$$

Donde:

Z_t : altura efectiva (m)

Z : altura del material almacenado por encima de la tolva (m)

h_c : altura del cono truncado que forma la tolva (m)

La presión debido al material almacenado sobre una sección de tolva unitaria se divide en dos componentes.

La presión lateral sobre la pared de la tolva es igual a (kPa):

$$Pz_t = Pz_G \operatorname{sen}(\lambda) \quad (2.19)$$

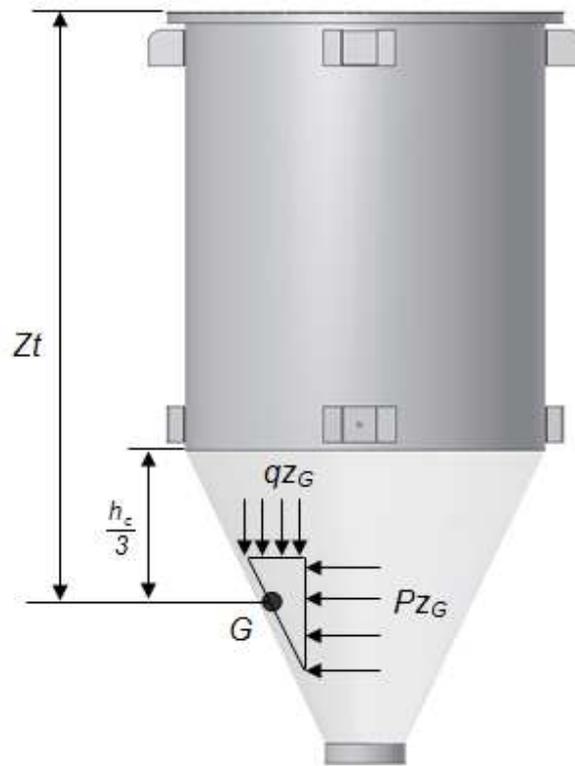
La presión vertical sobre una sección de la pared de la tolva vale (kPa):

$$qz_t = qz_G \cos(\lambda) \quad (2.20)$$

Donde:

λ : ángulo que forma la horizontal con la pared de la tolva (°)

Figura 20. Presiones generadas por el material almacenado sobre las paredes de la tolva.



Reimbert. 1987.

Reemplazando los valores de $Pz_G = 3,85$ kPa, $qz_G = 8,5$ kPa, para una altura efectiva de $Z_t = 1,51$ m y un ángulo de inclinación de la pared de la tolva con la horizontal $\lambda = 60^\circ$, para el tanque de almacenamiento del módulo ECOMILL® 1500, se obtiene:

$$Pz_t = 3,33 \text{ kPa}$$

$$qz_t = 4,25 \text{ kPa}$$

La resultante de ambas fuerza es:

$$R = \sqrt{pz_t^2 + qz_t^2} = 5,4 \text{ kPa} \quad (2.21)$$

y el ángulo que la resultante forma con la tolva es igual a ($^{\circ}$):

$$\theta = 90^{\circ} - \lambda + \alpha = 90^{\circ} - 60^{\circ} + 38^{\circ} = 68^{\circ} \quad (2.22)$$

Siendo:

$$\alpha = \arctan g \left(\frac{pz_t}{qz_t} \right) = 38^{\circ}$$

La resultante de la presión lateral y vertical sobre la tolva se descompone en dos esfuerzos, como se puede observar en la Figura 21 a.

$$R_N = R \cdot \cos(\varepsilon) = 5 \text{ kPa} \quad (2.23), \quad R_T = R \cdot \sin(\varepsilon) = 2 \text{ kPa} \quad (2.24)$$

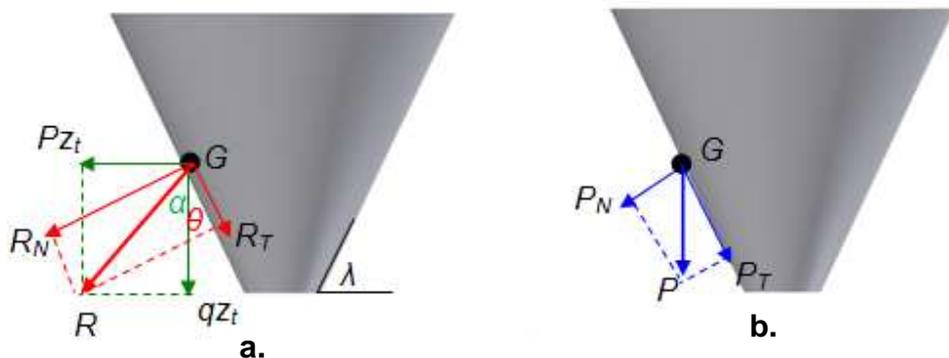
Donde:

$$\varepsilon = \lambda - \alpha = 60^{\circ} - 38^{\circ} = 22^{\circ}$$

R_N : esfuerzo perpendicular a la tolva que produce esfuerzos de tracción en ésta (kPa)

R_T : esfuerzo tangente a la pared de la tolva que produce esfuerzos de compresión en ésta (kPa)

Figura 21. a. Resultantes de las fuerzas del material almacenado por encima de la tolva. **b.** Peso del material almacenado en la tolva y peso de los elementos de sujeción.



El peso del material almacenado en la tolva, el peso del tanque y de los elementos de sujeción se agrupan en dos componentes:

P_j : Peso del material almacenado en la tolva.

P_2 : Peso del tanque y los elementos de sujeción.

Reemplazando los valores de $P_1 = 186 \text{ kg}$ (1,825 kN), $P_2 = 50 \text{ kg}$ (491 N) y $A_t = 2,36 \text{ m}^2$.

La presión vertical generada por estos pesos es igual a:

$$P = \frac{(P_1 + P_2)}{A_t} = 981 \text{ Pa} \quad (2.25)$$

Donde:

A_t : área superficial de la tolva (m^2).

Esta presión vertical se descompone en una componente perpendicular y una tangencial a la pared de la tolva como se observa en la Figura 21 b, con los siguientes valores:

$$P_N = P \cdot \cos(\lambda) = 491 \text{ Pa} \quad (2.26), P_T = P \cdot \sin(\lambda) = 850 \text{ Pa} \quad (2.27)$$

Donde:

P_N : esfuerzo perpendicular a la tolva (Pa)

P_T : esfuerzo tangencial a la tolva (Pa)

Determinación del espesor de la tolva del tanque cilíndrico de almacenamiento de café con mucílago degradado. Determinando los esfuerzos perpendiculares que actúan sobre la pared de la tolva que generan esfuerzos de tracción se halla el espesor de la pared de la tolva con la siguiente ecuación:

$$t_t = \frac{N \cdot Pd_t \cdot D}{2S_y \cdot \cos(\lambda) \cdot \eta} = 0,32 \text{ mm} \quad (2.28)$$

Donde:

t : espesor de la tolva (mm)

Pd_t : presión de diseño para la tolva.

$$Pd_t = (P_N + R_N) \cdot K_d \cdot K_{a,1} = 10,64 \text{ kPa} \quad (2.29)$$

P_N : esfuerzo perpendicular producido por el peso almacenado en la tolva, el peso del tanque y el peso de los elementos de sujeción (kPa).

R_N : esfuerzo perpendicular producido por la presión generada por el material almacenado en el tanque (kPa).

$K_d = 1,49$ coeficiente dinámico, tomado de la Tabla 5.

$K_a = 1,3$ coeficiente de corrección, tomado de la Tabla 6.

D : diámetro interior del tanque (m).

$S_y = 345$ MPa, esfuerzo de fluencia del material de la tolva, tomado de la Tabla 8.

λ : ángulo que forma la pared de la tolva con la horizontal ($^\circ$).

$\eta = 0,9$, coeficiente de eficacia de junta, para soldadura a tope.

Tabla 9. Valores de presión lateral de diseño y espesores en cada módulo ecológico del café con fermentación natural.

MÓDULO	Z (m)	Z _t (m)	P _d (kPa)	t (mm)	Pd _t (kPa)	t _t (mm)
ECOMILL® 500	0,2	0,43	0,91	0,015	5,17	0,17
ECOMILL® 1500	1,28	1,51	4,32	0,07	10,64	0,34
ECOMILL® 3500	1,28	1,56	4,47	0,072	11,71	0,38

En la Tabla 9, se observa el espesor mínimo que debe tener el recipiente de almacenamiento y la tolva de cada módulo para soportar la presión uniforme generada por el café con mucílago degradado en el interior del tanque.

Junta de soldadura a tope. Las uniones soldadas a tope efectuadas sobre acero dulce con varilla de metal de aporte con las mismas propiedades mecánicas que las chapas soldadas tienen casi la misma resistencia estática que estas, pero para mayor seguridad conviene asignar una resistencia relativa o rendimiento de $\eta = 90\%$ o menos; hay que tener en cuenta la concentración de esfuerzos debido a la discontinuidad del cordón.

Para soldaduras a tope en tensión, la resistencia de la junta es igual a:

$$P = \frac{S_y \cdot \eta}{N} \quad (2.30)$$

Donde:

F : fuerza que produce el esfuerzo de tensión. ($F = P \cdot L \cdot t$)

Siendo:

$P = P_d$, presión de diseño lateral.

S_y : esfuerzo mínimo de fluencia del material del cordón de soldadura.

t : espesor de la chapa.

L : longitud de la soldadura.

N : factor de seguridad para carga estática de tensión en el plano perpendicular de las placas a soldar.

η : eficiencia de junta

En la unión soldada hay ciertos defectos, sobre todo debido al calor intenso de la soldadura. Estos problemas incluyen esfuerzos residuales, distorsión de las partes y agrietamiento. Un tiempo después de trabajada, en la pieza soldada surgirán esfuerzos por corrosión y esfuerzos límite de fatiga bajos. Otras imperfecciones que acompañan la soldadura son porosidad, huecos, grietas, escoria, etc.

Para cargas fluctuantes, las soldaduras a tope hecha con material de aporte que tenga propiedades similares a las del material base tendrán una resistencia por fatiga de aproximadamente 15% menor a la resistencia del metal base [19].

El mayor espesor es 0,38 mm y corresponde al módulo ecológico del café con fermentación natural ECOMILL® 3500; sin embargo, para el proceso de fijación de los componentes que conforman el tanque de almacenamiento se seleccionó el proceso de soldadura TIG (Tungsten Inert Gas). En este proceso de soldadura, el arco de soldadura salta desde un electrodo de tungsteno que no se consume durante la operación de soldadura. Un flujo de gas inerte, suministrado a través de una boquilla que rodea el electrodo, expulsa el aire de las inmediaciones a la zona de soldadura, evitando la oxidación del electrodo y del baño de fusión.

El gas inerte utilizado en la soldadura TIG de los tanques de almacenamiento de café con mucílago degradado fue argón (Ar); este es un gas de protección universal para el proceso de soldadura TIG, ya que presenta un bajo potencial de ionización que permite un buen encendido y estabilidad de arco.

Se seleccionó una lámina de acero inoxidable AISI-SAE 430 Brillante calibre 18 (1,24 mm), ya que el proceso de soldadura utilizado genera un calor intenso que funde láminas de menor calibre. Para el proceso de soldadura TIG se seleccionó inicialmente un electrodo de tungsteno no consumible de 2,4 mm (3/32") y una varilla de aporte AWS ER 308L de 2,4 mm (3/32") y un largo de 91 cm (36"); las propiedades mecánicas están consignadas en la Tabla 10.

Los valores recomendados de corriente y voltaje para el electrodo de tungsteno utilizado se hallan en la Tabla 11. El gas protector fue 100 % Argón y se utilizó un flujo de gas en el rango de 8 L/min a 14 L/min.

Sin embargo, alrededor del cordón de soldadura de unión de las partes del tanque de almacenamiento se presentó corrosión intergranular, como se observa en la Figura 22. Este fenómeno se debe a que el acero inoxidable ferrítico AISI-SAE 430, el más utilizado de esta familia de aceros, con un contenido de 16% a 18% de cromo y un máximo de 0,12 % de carbono, presenta graves problemas con relación a la pérdida de ductilidad en las regiones soldadas, que normalmente son frágiles y de menor resistencia a la corrosión. Además el elevado crecimiento del tamaño de grano debido a las altas temperaturas (temperaturas entre 426 °C y 871 °C) inducidas en la soldadura, la formación parcial de martensita y la precipitación de carburos de cromo, son las principales causas generadoras de este tipo de corrosión.

Tabla 10. Propiedades mecánicas del metal depositado.

Tipo	Resistencia a la tracción [ksi-MPa]	Límite elástico [ksi-MPa]	Elongación en 2 in. (%)
AWS ER 308L ⁷	90-620	65-420	38

www.indura.com

Para minimizar este efecto sobre la zona de soldadura se tomaron medidas correctivas como la disminución del electrodo de tungsteno y el electro del material depositado a 1,6 mm (1/16"). Se tomaron medidas preventivas en la aplicación y preparación de la soldadura, en la aplicación del gas de protección, en el almacenamiento del material depositado, los electrodos de tungsteno y la chapa de acero inoxidable, en el afilado del electrodo de tungsteno y en el corte y preparación de las juntas.

Figura 22. Tanque de almacenamiento de módulo ecológico con fermentación natural ECOMILL® 1500, presentando corrosión intergranular.



⁷ La "L" o grado bajo en carbono (un grado estabilizado) se usa siempre para construcción soldada. El porcentaje bajo de carbono, a fin de inhibir la precipitación de carburos de cromo.

Tabla 11. Voltaje y corriente recomendados⁸ de acuerdo al diámetro de tungsteno utilizado.

Diámetro	Corriente (A)	Voltaje (V)
1,6 mm (1/16")	100-110	10-12
2,4 mm (3/32")	90-125	10-12

Para determinar el factor de seguridad para carga estática en la unión a tope de los elementos que conforman el tanque de almacenamiento del módulo ECOMILL® 3500, se tiene los siguientes valores:

$Pd_t = 11,71$ kPa, valor máximo que debe soportar la tolva del depósito, tomado de la Tabla 9.

$S_y = 420$ MPa, esfuerzo de fluencia de metal depositado en el proceso de soldadura TIG, tomado de la Tabla 10.

$\eta = 0,9$, eficiencia de junta a tope.

Aplicando la ecuación (2.30), se tiene:

$$N = \frac{S_y \eta}{P} = \frac{420 \times 10^3 \text{ kPa} \times 0,9}{11,71 \text{ kPa}} = 32\ 280$$

De acuerdo a este valor (32 280), la soldadura del tanque del módulo ECOMILL® 3500 no fallaría por la junta a tope, sin embargo esto ocurriría bajo el supuesto que en la zona de soldadura no se presentaron cambios significativos de las propiedades mecánicas del metal base (disminución de la resistencia a la corrosión, la plasticidad y la tenacidad).

⁸ ZAPATA MENESES ALBERTO. Manual técnico de soldadura.

Con los cambios efectuados en el proceso de soldadura se atenuaron los efectos producidos por la intensidad de calor liberada en la soldadura TIG, ya que con un diámetro de electro de tungsteno y un diámetro de varilla del metal depositado menor (1,6 mm) se logró disminuir la transferencia de calor hacia el metal base y eliminar casi por completo la corrosión intergranular en la junta de unión de los elementos de los depósitos. Por lo tanto se puede utilizar un calibre de lámina de acero inoxidable ferrítico AISI-SAE 430 (por ejemplo, calibre 20 (0,9 mm)) más delgado. Además, este tipo de acero se puede endurecer por medio del laminado en frío en procesos de fabricación como el utilizado (rolado) en la construcción de los tanques para la tecnología ECOMILL®, con lo que se puede realizar un diseño más económico y disminuir el peso de la estructura.

2.2.3. Diseño de las columnas que soportan los módulos ecológicos de lavado del café con fermentación natural ECOMILL®

Los tanques de almacenamiento de café con mucílago degradado están soportados por perfiles estructurales circulares, los módulos ECOMILL® 1500 y ECOMILL® 3500 se apoyan en cuatro columnas y el módulo ECOMILL® 500 en tres columnas.

Sobre las columnas actúan dos tipos de cargas: cargas muertas y cargas vivas. Las cargas muertas son el peso de depósito y los elementos de sujeción (elementos estructurales), representados por P_2 , y las cargas vivas son el peso almacenado en el tanque.

El peso total que ejercen las cargas vivas sobre las columnas de los módulos es la suma del peso generado por la presión vertical debido al material almacenado y el peso del material depositado en la tolva de descarga P_1 .

El peso generado por la presión vertical que ejerce el material almacenado está dado por la siguiente expresión:

$$Q_z = \gamma \cdot A_c \left[Z + \frac{h}{3} - \frac{Z^2}{(Z + A)} \right] \quad (2.31)$$

Donde:

A_c : área transversal del tanque (m^2), para un tanque cilíndrico está área es igual a:

$$A_c = \frac{\pi D^2}{4}$$

Siendo:

D : diámetro del cilindro (m)

Para el módulo ECOMILL® 1500, se tiene los siguientes valores:

$\gamma = 803,4 \text{ kg/m}^3$ café despulpado

$D = 1,2 \text{ m}$

$A_c = 1,13 \text{ m}^2$

$Z = 1,28 \text{ m}$

$h = 0,389 \text{ m}$

$A = 3,26 \text{ m}$

Reemplazando los valores en la ecuación (2.31), se tiene:

$$Q_z = \gamma \cdot A_c \left[Z + \frac{h}{3} - \frac{Z^2}{(Z + A)} \right]$$

$$= 803,4 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 1,13 \text{ m}^2 \left[1,28 \text{ m} + \frac{0,389 \text{ m}}{3} - \frac{(1,28 \text{ m})^2}{(1,28 \text{ m} + 3,26 \text{ m})} \right]$$

$$Q_z = 952 \text{ kg} \text{ (9,34 kN)}$$

Este valor representa la carga que soporta el tanque en su interior, ya que la fricción entre el grano y las paredes del depósito disminuyen la carga que debe soportar el fondo del tanque y un porcentaje del peso se transmite hacia las paredes del mismo. Sin embargo el peso que deben soportar la base del módulo ECOMILL® es el peso almacenado; para el ECOMILL® 3500 es 1 500 kg (14,7 kN).

La carga total del sistema sobre las columnas del módulo ECOMILL 3500 es la suma de la carga muerta y la carga viva.

$$Q_T = P_2 + P_1 + Q_z = 100 \text{ kg} + 313 \text{ kg} + 1187 \text{ kg} = 1600 \text{ kg} (15,7 \text{ kN})$$

El tanque de almacenamiento del módulo ECOMILL® 3500 está soportado por cuatro columnas, por lo tanto la carga sobre cada perfil será:

$$Q_C = \frac{Q_T}{4} = \frac{15,7 \text{ kN}}{4} = 3,93 \text{ kN} \quad (2.32)$$

En la Tabla 12, están los valores del peso total del sistema y el peso que debe soportar cada columna para los módulos ecológicos del lavado del café con fermentación natural.

Tabla 12. Carga total sobre las columnas que soportan el tanque de almacenamiento de la tecnología ECOMILL®.

MÓDULO	Q_T (kN)	Q_c (kN)
ECOMILL® 500	3,4	1,14
ECOMILL® 1500	10,5	2,63
ECOMILL® 3500	15,7	3,93

La columna está apoyada sobre una unidad que se encuentra fija al tanque de almacenamiento; este elemento soporta la misma carga que la columna, por lo tanto, se debe determinar el factor de seguridad mínimo empleando la herramienta de simulación que se basa en la teoría del esfuerzo cortante octaédrico que es equivalente a la teoría de energía de distorsión (Von Mises-Hencky) para materiales dúctiles, como se observa en la Figura 23 y Figura 24.

Figura 23. Restricciones y cargas aplicadas a la unidad de apoyo de las columnas del módulo ECOMILL® 1500 y distribución del esfuerzo equivalente de Von Mises-Hencky (valor máximo 202,9 MPa).

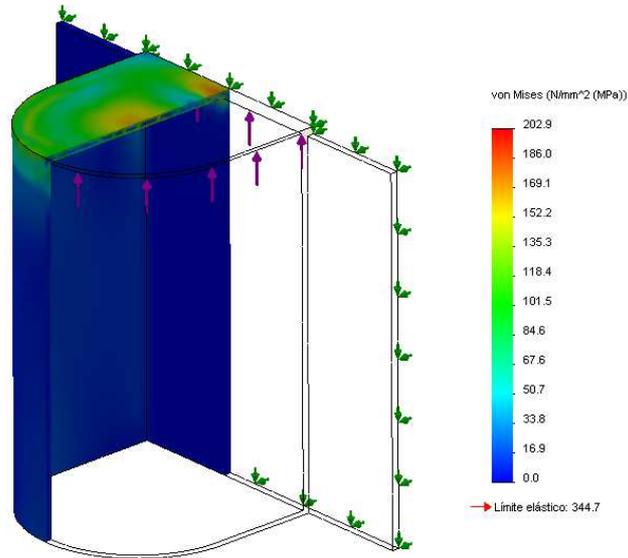
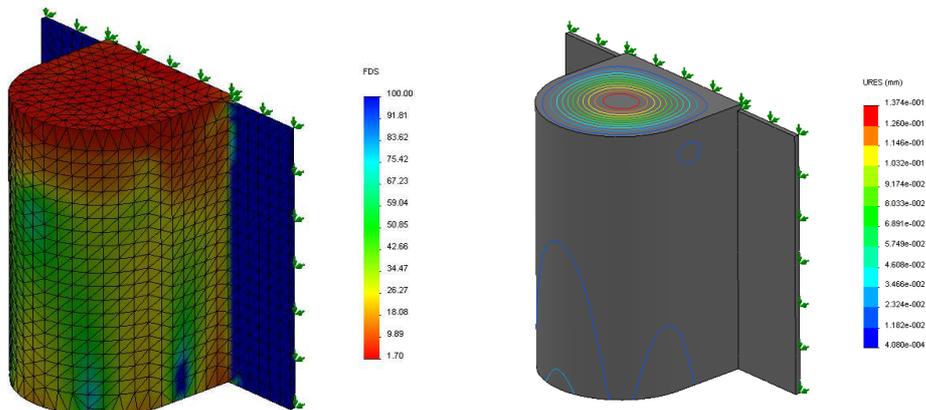


Figura 24. Distribución del factor de seguridad (valor mínimo $N=1,7$) y desplazamiento resultante (valor máximo 0,1374 mm).



Para el diseño de las columnas que soportan el tanque de almacenamiento de la tecnología ECOMILL® se consideraron dos métodos de cálculo: el primer método considera la columna como un miembro sometido a compresión axial,

efectuándose un análisis de pandeo y en el segundo método la columna se considera como un miembro en compresión cargado concéntricamente (miembro estructural de acero formado en frío) aplicando un análisis basado en factores de carga y resistencia.

2.2.3.1 Diseño de columnas sometidas a compresión axial

La falla de una columna bajo una carga axial de compresión se produce principalmente por inestabilidad elástica o pandeo, más que por aplastamiento del material.

La tendencia de una columna a pandearse depende de la forma y las dimensiones de su sección transversal, su longitud y la forma de fijarla a miembros o apoyos adyacentes.

Según Mott [20], la relación de esbeltez es el cociente de la longitud efectiva de la columna entre su radio de giro mínimo. Se calcula mediante la siguiente relación:

$$\text{Relación de esbeltez} = \frac{L_e}{r} = \frac{K \cdot L}{r} \quad (2.33)$$

Donde:

L_e : Longitud efectiva de columna.

K : constante que depende del grado de restricción en los extremos de la columna. Se consideran tres tipos de restricción de extremos que son: la articulación, la empotrada y la libre. En la Tabla 13, se recomiendan valores de K para distintas conexiones en los extremos.

Tabla 13. Valores de K para obtener longitud efectiva, $L_e = K \cdot L$, para distintas conexiones en los extremos.

Tipo de restricción En los extremos	Articulada- articulada	Empotrada- empotrada	Empotrada- libre	empotrada- articulada
Valor teórico	$K = 1$	$K = 0,5$	$K = 2$	$K = 0,7$
Valor práctico	$K = 1$	$K = 0,65$	$K = 2,1$	$K = 0,8$

MOTT. 2006.

L : Longitud real de la columna entre soportes.

r : radio de giro mínimo, se calcula con la siguiente ecuación:

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad (2.34)$$

Una columna tiende a pandearse respecto al eje para el cual el radio de giro y el momento de inercia son mínimos.

Para determinar el método de análisis de la columna recta bajo carga central, se debe comparar la relación de esbeltez real con la relación de esbeltez de transición. El valor de la constante de columna o relación de esbeltez de transición, depende de las propiedades del módulo de elasticidad y resistencia de fluencia. La constante de columna C_c , está dada por:

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_y}} \quad (2.35)$$

Donde:

E : módulo de elasticidad del material de la columna.

S_y : resistencia de fluencia del material.

Para el módulo ECOMILL® 3500, se tiene los siguientes valores:

$K=0,65$, para rotación y desplazamiento impedidos (empotrada-empotrada), tomado de la Tabla 13.

$L = 2,7 \text{ m}$, ver plano 2.

$r_x = r_y = 1,73 \text{ cm}$, para el perfil tubular estructural circular PTS 51mm x 2mm, Anexo 4.

Aplicando la ecuación (2.33), se obtiene la siguiente relación de esbeltez:

$$\frac{K \cdot L}{r_{\min}} = \frac{0,65 \times 2,7 \text{ m}}{0,0173 \text{ m}} = 101,5$$

El valor de relación de esbeltez real (101,5) se debe comparar con la constante de columna, para la relación de esbeltez de transición se tiene los siguientes datos:

$E = 200 \text{ GPa}$, para el acero estructural.

$S_y = 345 \text{ MPa}$, tomado del Anexo 4.

Reemplazando en la ecuación (2.34), se tiene la siguiente constante de columna:

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_y}} = 107$$

Se compara C_c con $\frac{K \cdot L}{r_{\min}}$, lo que indica la clase de análisis que se debe efectuar.

Como la relación de esbeltez real es menor que la constante de columna ($101,5 < 107$), la columna es corta y se emplea la ecuación de J.B Johnson para calcular la carga crítica.

La ecuación de J.B Johnson, está dada por:

$$P_{cr} = A_g \cdot S_y \left[1 - S_y \left(\frac{\left(\frac{K \cdot L}{r_{\min}} \right)^2}{4\pi^2 E} \right) \right] \quad (2.36)$$

Donde:

P_{cr} : carga crítica de pandeo

A_g : área efectiva de la sección transversal de la columna

Para las columnas que soporta el tanque de almacenamiento del ECOMILL® 3500, se tienen los siguientes valores:

$A_g = 3,07 \text{ cm}^2$, para el perfil tubular estructural circular PTS 51mm x 2mm, Anexo 4.

$$\frac{K \cdot L}{r_{min}} = 101,5$$

Entonces, aplicando la ecuación (2.36), se obtiene la carga crítica de pandeo para columnas cortas:

$$P_{cr} = 58,24 \text{ kN}$$

La carga admisible sobre la sección transversal del perfil tubular estructural circular, utilizando un factor de seguridad $N = 3$ es:

$$P_{adm} = \frac{P_{cr}}{N} = \frac{58,4 \text{ kN}}{3} = 19,41 \text{ kN} \quad (2.37)$$

Comparando los valores de la carga admisible ($P_{adm} = 19,41 \text{ kN}$) y la carga que actúa sobre la columna ($Q_c = 3,93 \text{ kN}$), se concluye que la carga que puede soportar la columna es mayor que la carga del sistema ($19,41 \text{ kN} > 3,93 \text{ kN}$). Por lo tanto, el perfil seleccionado (PTS 51mm x 2mm) es adecuado, ya que resiste la carga de compresión axial del sistema.

Para las columnas que soportan el tanque del módulo ECOMILL® 1500, la carga permisible es igual a la carga permisible del módulo ECOMILL® 3500, sin embargo la carga que actúa sobre la columna es menor ($2,63 \text{ kN}$). Como en el caso anterior la carga que puede soportar el perfil seleccionado (PTS 51mm x 2mm) es mayor que la del sistema ($19,41 \text{ kN} > 2,63 \text{ kN}$).

El valor de la carga admisible para las columnas que soportan el depósito de almacenamiento del módulo ECOMILL® 500 es $P_{adm} = 31,21 \text{ kN}$, mayor que la carga soportada por la columna ($31,21 \text{ kN} > 1,14 \text{ kN}$).

Para analizar el efecto que tiene la carga axial de compresión sobre la columna se realizó un análisis de pandeo linealizado para calcular los factores de pandeo crítico y las formas modales de pandeo asociadas.

El factor de carga crítica de pandeo (BLF, por sus siglas en ingles) es el factor de seguridad contra el pandeo o la relación de las cargas de pandeo con respecto a las cargas aplicadas. En el Anexo 5, se encuentra la interpretación de los BLF posibles.

Para las columnas que soportan el tanque de almacenamiento del módulo ECOMILL® 3500, se le aplica a cada columna una carga de 3,93 kN, tomada de la Tabla 12.

Con la ayuda de un software de simulación (solidWorks®) se realizó un análisis de pandeo que proporcionó, Figura 25, un factor de carga de pandeo (factor de seguridad) de 1,8, por lo tanto:

$$\text{Carga de pandeo} = \text{carga aplicada} \times \text{el factor de carga de pandeo} \quad (2.38)$$

El pandeo se produce cuando la columna experimenta una carga de pandeo aplicada igual a: $3,93 \text{ kN} \times 1,8 = 7 \text{ kN}$.

Figura 25. Columna que soporta el tanque de almacenamiento de café del ECOMILL® 3500 bajo análisis de pandeo (BLF = 1,8).



2.2.3.2 Diseño de estructuras metálicas con coeficientes de carga y resistencia.

Combinaciones de acciones para diseño de estructuras de acero con coeficientes de carga y resistencia

Las estructuras de acero, sus componentes y su cimentación deben diseñarse de tal manera que sus resistencias de diseño excedan los efectos de las cargas mayoradas especificadas en la norma NSR-10, de acuerdo con las siguientes combinaciones:

1. $1,4 (D+F)$
2. $1,2 (D+F+T) + 1,6 (L+H) + 0,5(Lr \text{ ó } G \text{ ó } Le)$
3. $1,2D + 1,6 (Lr \text{ ó } G \text{ ó } Le) + (L \text{ ó } 0,8W)$
4. $1,2D + 1,6W + L + 0,5 (Lr \text{ ó } G \text{ ó } Le)$
5. $1,2D + E + L$
6. $0,9D + 1,6 W + 1,6H$
7. $0,9D + E + 1,6H$

En las combinaciones anteriores se utilizan los siguientes símbolos:

D: Carga muerta, por peso propio del elemento.

L: Carga viva debido al uso, debido a objetos móviles etc.

Le: Carga de empozamiento de agua.

Lr: Carga viva sobre cubierta

F: Carga debido al peso y presión de fluidos con densidades bien definidas y alturas máximas controlables.

G: Carga de granizo sin tener en cuenta el empozamiento.

H: Cargas debido al empuje lateral del suelo, agua freática o de materiales almacenados con restricción horizontal.

T: Fuerzas y efectos causados por efectos acumulados de variación de temperatura, restricciones de fraguado, flujo plástico, cambios de humedad asentamiento diferencial o combinación de estos.

W: carga de viento.

E: Fuerza sísmica reducida de diseño ($E = \frac{F_s}{R}$) que se emplea para diseñar los miembros estructurales (*R*: factor de disipación de energía, es igual a uno para estructuras metálicas; ($F_s = 0,625D$)). [21]-[22]

Para el diseño de las columnas del tanque de almacenamiento del módulo ECOMILL® 3500, con los extremos con rotación y desplazamiento impedidos ($K=0,65$), con un perfil tubular estructural circular laminado en frío que tiene una longitud de 2,7 m; se diseño para soportar las siguientes cargas:

$$\text{Carga muerta (D)} = 100 \text{ kg} + 2,41 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \times 2,7 \text{ m} = 107 \text{ kg (1,05 kN)}$$

$$\text{Carga viva (L)} = 1500 \text{ kg (15,7 kN)}$$

$$\text{Carga de sismo (E)} = 67 \text{ kg (657 N)}$$

Se adoptó la siguiente combinación de carga para el diseño de las columnas del depósito de almacenamiento del módulo ECOMILL® 3500:

1. $1,4D = 150 \text{ kg (1,47 kN)}$
2. $1,2 D + 1,6L = 2528 \text{ kg (24,8 kN)}$
3. $1,2D + E + L = 1695 \text{ kg (16,63 kN)}$

Miembros en compresión cargados concéntricamente (miembros estructurales de acero formados en frío)

Se aplican a miembros conformados en frío en los cuales la resultante de todas las cargas y momentos mayorados que actúan sobre el miembro es equivalente a una fuerza sencilla en dirección del eje del miembro que pasa a través del centroide de la sección efectiva calculada para el esfuerzo, F_n , definido en el Reglamento Colombiano de construcción sismo resistente NRS 10 [21].

La resistencia nominal bajo carga axial P_n , está dada por la siguiente relación:

$$P_n = A_e \cdot F_n \quad (2.38)$$

$$\Phi_c = 0,85$$

Donde:

Φ_c = coeficiente de resistencia a compresión.

A_e = área efectiva.

F_n es determinado de la siguiente manera:

$$\text{Para } \lambda_c \leq 1,5 \quad F_n = (0,658 \lambda_c^2) F_y \quad (2.39)$$

$$\text{Para } \lambda_c > 1,5 \quad F_n = \left(\frac{0,877}{\lambda_c^2} \right) F_y \quad (2.40)$$

Donde:

$$\lambda_c = \sqrt{\frac{F_y}{F_e}} \quad (2.41)$$

F_e : es el valor mínimo del esfuerzo de pandeo flector elástico, de pandeo torsional y de pandeo flexo-torsional.

F_y : resistencia de fluencia del material del miembro sometido a compresión.

Para miembros tubulares cilíndricos cerrados que tiene una relación diámetro externo a espesor de pared $\frac{D}{t}$, no mayor a $\frac{0,441E}{F_y}$. El esfuerzo de pandeo flector, F_e , se determina con la siguiente ecuación:

$$F_e = \frac{\pi^2 E}{\left(\frac{K \cdot L}{r_{min}} \right)^2} \quad (2.42)$$

Donde:

E : módulo de elasticidad.

K : coeficiente de longitud efectiva.

L : longitud del miembro.

r : radio de giro de la sección transversal completa no reducida alrededor del eje de pandeo.

El área efectiva, A_e , se calcula con la siguiente expresión:

$$A_e = A_0 + R(A - A_0) \quad (2.43)$$

Donde:

$$A_0 = \left[\frac{0,037}{\frac{D \cdot F_y}{t \cdot E}} + 0,667 \right] A \leq A, \text{ para } \frac{D}{t} \leq 0,441 \frac{E}{F_y}$$

Siendo:

D : diámetro externo del tubo cilíndrico

F_y : esfuerzo de fluencia

t : espesor

E : módulo de elasticidad del acero.

A : área de la sección transversal completa no reducida.

$$R = \frac{F_y}{2F_e} \leq 1.0$$

Para las columnas del ECOMILL® 3500 y la combinación de carga más crítica (1,2

$$D + 1,6L) P_u = \frac{24,7kN}{4} = 6,2 \text{ kN, se tiene los siguientes valores:}$$

$$D = 51 \text{ mm}$$

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

$$A_g = 3,07 \text{ cm}^2$$

$$r_x = r_y = 1,73 \text{ cm}$$

Los valores anteriores fueron tomados para el perfil tubular estructural circular PTS 51mm x 2mm del Anexo 4.

$$\frac{K \cdot L}{r_{min}} = 101,5$$

$$E = 200 \text{ GPa}$$

$$F_y = 345 \text{ MPa, tomado del Anexo 4.}$$

Para determinar el esfuerzo de pandeo flector y el área efectiva, se debe cumplir la siguiente relación:

$$\frac{D}{t} \leq \frac{0,441E}{F_y} = 26 \leq 256$$

El esfuerzo de pandeo flector se calcula con la ecuación (2.42):

$$F_e = \frac{\pi^2 E}{\left(\frac{K \cdot L}{r_{min}} \right)^2} = 191,6 \text{ MPa}$$

El área efectiva, A_e , está dada por:

$$A_e = A_0 + R(A - A_0) = A_g = 3,07 \text{ cm}^2$$

Donde:

$$A_0 = A_g$$

$$R = \frac{F_y}{2F_e} = 0,0008625 \leq 1,0$$

El factor de esbeltez es dado por la ecuación (2.41):

$$\lambda_c = \sqrt{\frac{345 \text{ Mpa}}{191,6 \text{ Mpa}}} = 1,34$$

Para $\lambda_c \leq 1,5$ $F_n = (0,658^{\lambda_c^2}) F_y = 162 \text{ MPa}$

La resistencia nominal sobre la sección transversal del perfil tubular estructural circular PTS 51mm x 2mm es:

$$\phi_c \cdot P_n = \phi_c \cdot A_e \cdot F_n = 0,85 \times 0,000307 \text{ m}^2 \times 162 \text{ MPa} = 42 \text{ kN}$$

Comparando los valores de la resistencia nominal de la columna (carga máxima) y la carga que debe soportar (carga de diseño).

$$\phi_c \cdot P_n \geq P_u \tag{2.44}$$

$$42 \text{ kN} \geq 6,6 \text{ kN}$$

Por lo tanto el perfil escogido (PTS 51mm x 2mm) es adecuado, porque resiste una carga máxima de compresión axial de 42 kN y sólo está sometida a una carga de 6,6 kN para la combinación más desfavorable.

El perfil estructural circular analizado se estima por encima del valor de la carga generada en el sistema, sin embargo se seleccionó este tipo PTS 51mm x 2mm, por factores como la rigidez de la estructura y la morfología de los módulos ecológicos para el lavado del café con fermentación natural.

Tabla 14. Valores de carga permisible y carga soportada por las columnas que sostienen los depósitos de almacenamiento de café con mucílago fermentado de la tecnología ECOMILL®.

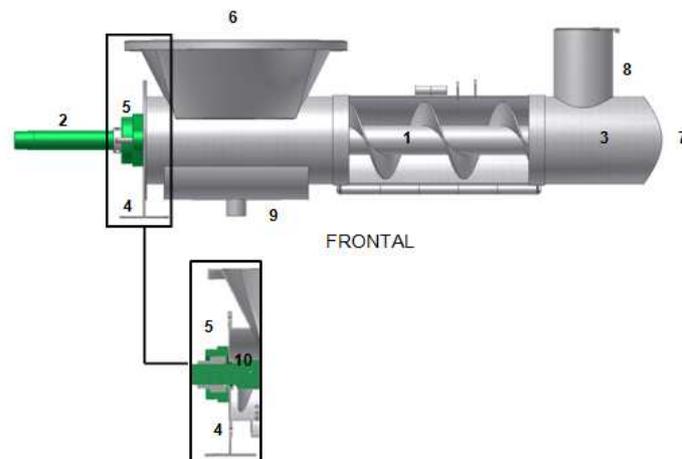
MÓDULO	DISEÑO CON LA FÓRMULA DE J.B JOHNSON		DISEÑO CON COEFICIENTES DE CARGA Y RESISTENCIA	
	P_{adm} (kN)	Q_c (kN)	$\Phi_c P_n$ (kN)	P_u (kN)
ECOMILL® 500	31,21	1,14	74	1,8
ECOMILL® 1500	19,41	2,63	42	4,2
ECOMILL® 3500	19,41	3,93	42	6,2

En la Tabla 14, se encuentran los valores de carga permisible y carga soportada obtenidos para la columna seleccionada (PTS 51 mm x 2 mm), hallados por dos métodos de cálculo. Con los dos métodos de cálculo se demostró que las columnas que soportan los tanques de almacenamiento pueden resistir mucho más que las cargas estimadas (cargas muertas y vivas) sin riesgo a la fallar por pandeo.

2.2.4 Capacidad de transporte y potencia requerida del alimentador de café con mucílago degradado para el Deslim modificados de los módulos ecológicos del lavado del café con fermentación natural ECOMILL®.

En la tecnología ECOMILL® desarrollada se debe transportar y alimentar el café con mucílago fermentado desde el depósito de almacenamiento (tanque para fermentación del mucílago) hasta el rotor del DESLIM modificado. Para realizar esta operación se diseñó un alimentador de tornillo sin fin horizontal corto, el cual consta de una tolva, una hélice y es accionado por la fuente de potencia del módulo, como se observa en la Figura 26.

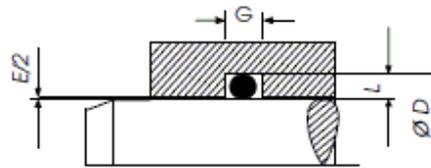
Figura 26. Alimentador de tornillo sin fin para el módulo ecológico de café con fermentación natural ECOMILL® (vista frontal).



- | | |
|--------------------------------|---------------------------------|
| 1. Hélice del tornillo sin fin | 6. Boca de alimentación (tolva) |
| 2. Eje motriz | 7. Boca de descarga |
| 3. Carcasa cilíndrica | 8. Válvula de alivio |
| 4. Tapa bridada | 9. Salida lixiviados |
| 5. Apoyo extremo (chumaceras) | 10. Alojamiento sello o' ring |

Aparte de los elementos que constituyen el mecanismo, también se cuenta con un sello O' Ring que impide las fugas del mucílago degradado (en la operación del dispositivo) hacia los apoyos de la hélice de tornillo sin fin, evitando el contacto con los elementos rodantes de la chumacera que generaría un desgaste prematuro de los mismos (o mal funcionamiento) y el derrame del subproducto del proceso en las inmediaciones del equipo. El diseño del alojamiento se realizó como se muestra en la Figura 27 y las características geométricas del alojamiento se determinaron a partir de la tabla de diseño del Anexo6, con respecto al acabado superficial del alojamiento, éste se obtiene fácilmente con una operación de torneado a alta velocidad para una acero AISI-SAE 1020. El sello en estos mecanismos es dinámico rotativo con una deformación del O' Ring que se estima entre 8% a 20% para un buen funcionamiento.

Figura 27. Diseño del alojamiento tipo vástago, con deformación radial. El acabado superficial del alojamiento debe tener una rugosidad media de $400 \mu\text{m}$ para una operación dinámica del sello O' Ring.



Tomado del Anexo6

Para los alimentadores de tornillo sin fin de la tecnología ECOMILL® se seleccionó un sello O' Ring fabricado de un elastómero sintético denominado Nitrilo (Buna N- color negro) que puede trabajar en un rango de temperatura de $-34 \text{ }^{\circ}\text{C}$ a $121 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Con la capacidad de sellar fluidos como aceites minerales (derivados del petróleo), agua, aire, freón 12 en operación estática y dinámica.

Para el módulo ECOMILL® 500 se seleccionó un anillo 121 y para los módulos ECOMILL® 1500 y ECOMILL® 3500 un anillo 124 con un espesor (w) de 2,63 mm, tomado del Anexo6.

Para la instalación del O' Ring en el respectivo alojamiento (plano 24) de cada módulo se debe asegurar la limpieza en el interior de la ranura, además se debe aplicar abundante grasa (o vaselina) al sello para facilitar su montaje garantizando una buena operación, por último se debe evitar el retorcimiento del O' Ring, ya que disminuye el efecto de sellado.

Otro elemento es la válvula de alivio ubicada en la entrada del DESLIM modificado, que permite igualar la resistencia que opone la masa de café al entrar al rotor con una columna de material que se eleva verticalmente por medio de un tubo cilíndrico. Evitando el atascamiento e interrupción del flujo de café en el interior del alimentador de tornillo sin fin, que generaría efectos desfavorables en

el funcionamiento del módulo y en la calidad del producto procesado como la trilla del grano (daño mecánico).

Por último se tiene un compartimiento acoplado a la carcasa tubular circular del alimentador de tornillo sin fin por medio de soldadura, que está comunicada por medio de una lámina con perforaciones de 5 mm de diámetro (área libre mínima de 46 %) con el interior de la carcasa. Para llevar los lixiviados drenados durante el proceso de fermentación y lavado del equipo hacia un punto central donde se conecta una manguera de 25,4 mm (1 in) de diámetro nominal para llevar la materia orgánica a un punto de acopio (plano 22).

El café con mucílago fermentado es un material granular en trozos regulares, cohesivo con una densidad aparente⁹ aproximada de 803,4 kg/m³, la capacidad del alimentador de tornillo sin fin está dada por la siguiente relación:

$$\dot{m}_T = 1,22 \dot{m}_{Lavado} \quad (2.45)$$

Donde:

\dot{m}_T = flujo de café con mucílago fermentado transportador (kg/h)

\dot{m}_{Lavado} = flujo de café lavado (kg/h)

En la Tabla 15, se consignan los valores de capacidad requerida por el transportador de tornillo sin fin y su respectivo diámetro de hélice para cada módulo de la tecnología ECOMILL®.

⁹ Se asume igual a la del café despulpado para propósito del diseño, ya que no se encuentra registrada en la literatura.

Tabla 15. Eficiencia exigida, diámetro de la hélice y frecuencia de giro del alimentador de tornillo sin fin para cada módulo de la tecnología ECOMILL.

MÓDULO	Flujo de café lavado (kg/h)	Flujo de café transportado (kg/h)	Diámetro (cm)	Frecuencia de giro (r/min)
ECOMILL® 500	500	610	10	22
ECOMILL® 1500	1500	1830	15	18
ECOMILL® 3500	3500	4270	15	42

El tipo de hélice que se utilizó en el diseño del alimentador de tornillo sin fin fue continua en forma de espiral enrollada al eje motriz (plano 21). Construida en lámina de acero inoxidable AISI-SAE 430 Brillante calibre 14 (2 mm). Sin embargo se recomienda utilizar un acero inoxidable de la familia AISI-SAE 300 (por ejemplo AISI-SAE 308, conservando el calibre de lámina), porque las propiedades de soldabilidad son mejores. Debido a la configuración del tornillo sin fin se presentan problemas en los puntos de unión con el eje motriz, ya que se construyó en tramos independientes que luego se unieron con soldadura. Los problemas se presentan específicamente en la soldadura donde se pierde ductilidad del material y por lo tanto, fractura en el punto de fijación.

La hélice se encuentra dentro de una sección cilíndrica fabricada en lámina de acero inoxidable AISI-SAE 430 calibre 14 (2 mm), sometida a un proceso de formado en frío (rolado) y unida mediante el proceso de soldadura TIG aplicando un cordón del soldadura en la costura longitudinal del tubo circular. El diámetro interior de la carcasa tubular circular es más grande que el diámetro del tornillo sin fin para efectuar un ensamble más fácil entre la hélice y la carcasa, también para evitar que aumente el consumo de potencia en el eje motriz del alimentador, debido al rozamiento entre el borde de la hélice y la carcasa por granos de café

incrustadas entre ambas superficies. Este espesor debe estar en el rango de 3 mm a 9 mm (plano 22).

2.2.4.1 Frecuencia de giro del eje motriz del transportador de tornillo sin fin

La frecuencia de giro de la hélice del tornillo sin fin depende de la capacidad requerida, el diámetro del tornillo sin fin y las características físicas del material a transportar [23-24]. La velocidad de rotación del tornillo sin fin horizontal, está dada por la siguiente ecuación:

$$n = \frac{\dot{m}}{15\pi \cdot (D^2 - d^2) \cdot p \cdot \phi \cdot \gamma} \quad (2.46)$$

Donde:

n = frecuencia de giro del eje motriz del tornillo sin fin (r/min)

\dot{m} : Flujo de material a transportar (kg/h)

D : diámetro del tornillo sin fin (m)

d : diámetro interior, eje del tornillo (m)

p : paso del tornillo (m)

El paso del tornillo sin fin es igual a: $P = C_1 \cdot D$

Siendo:

$0,5 < C_1 < 1$, para el diseño propuesto $C_1 = 1$.

Φ : coeficiente de llenado, el porcentaje de carga para café con mucílago degradado se asume de 85%.

γ : densidad aparente del material a transportar (kg/m^3)

Para el alimentador del tornillo sin fin del módulo ECOMILL 1500, se tienen los siguientes datos:

$\dot{m} = 1830 \text{ kg/h}$, tomado de la Tabla 15.

$D = 0,15 \text{ m}$

$d = 0,0381 \text{ m}$, tubería en acero inoxidable AISI-SAE 308 calibre 18 (1.24 mm).

$p = D = 0,15 \text{ m}$

$\Phi = 0,85$

$$\gamma = 803,4 \text{ kg/m}^3$$

Entonces, aplicando la ecuación (2.46), se tiene la frecuencia de giro del tornillo sin fin:

$$n = \frac{1830 \frac{\text{kg}}{\text{h}}}{15\pi \left((0,15\text{m})^2 - (0,0381\text{m})^2 \right) \times 0,15\text{m} \times 0,85 \times 803,4 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 18 \text{ r/min}$$

Los valores de frecuencia de giro del eje motriz del tornillo sin fin para los módulos ECOMILL® 500 y ECOMILL® 3500, están consignados en la Tabla 15.

2.2.4.2 Potencia requerida en el eje motriz del alimentador de tornillo sin fin

La potencia en el transportador de tornillo sin fin horizontal utilizado es absorbida básicamente en el desplazamiento del material a lo largo de la trayectoria que debe recorrer la carga. Además la potencia consumida en el eje motriz del tornillo sin fin para café con mucílago degradado es generada por la suma de los siguientes efectos:

- Rozamiento del material contra las superficies de la hélice del alimentador y la carcasa tubular circular en la trayectoria horizontal recorrida.
- Rozamiento del material contra los soportes intermedios.
- Fricción en los rodamientos intermedios y extremos.
- Rozamiento entre el borde de la hélice y la carcasa por granos de café incrustados entre los dos elementos.

Para disminuir la potencia absorbida debido a los granos de café introducidos en los soportes intermedios que además producían deterioro en el café transportador (trilla, daño mecánico), no se presentan soportes intermedios en el diseño propuesto, ya que debido a la longitud corta del alimentador se instalaron dos

apoyos (chumaceras) en voladizo que soportan las fuerzas que intervienen en el alimentador evitando el efecto anteriormente descrito.

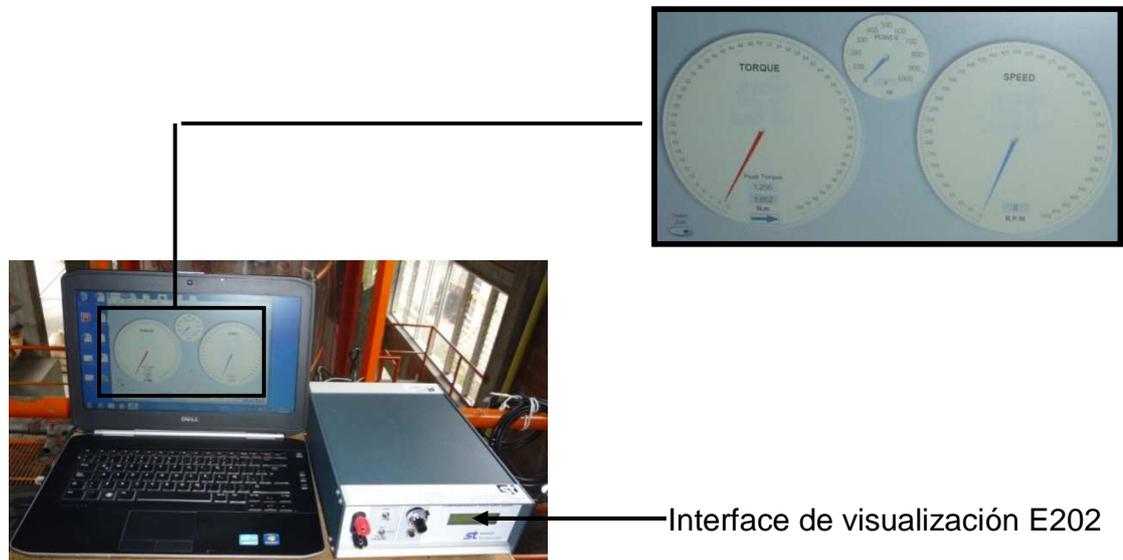
Los transportadores de tornillo sin fin de la tecnología ECOMILL® presentan un ligero aumento en la potencia consumida, ya que deben vencer la resistencia que opone la masa de café con mucílago fermentado en el momento de entrar al rotor del DESLIM modificado, por lo tanto se debe incrementar la fuerza de empuje axial de la hélice del tornillo sin fin para lograr introducir la masa de café en el interior de la carcasa del órgano central de la tecnología. Por este motivo no se puede determinar la potencia requerida del transportador con las ecuaciones básicas de diseño para esta máquina de acción continua.

Entonces, para determinar la potencia requerida en el eje motriz del tornillo sin fin, se determinó el torque máximo que consume el alimentador del módulo ECOMILL® 1500, instalando un transductor óptico para torque E200-ORT-12, Figura 28, en el eje motriz con un rango de 100 N.m. Por medio de la unidad de visualización y almacenamiento de datos del medidor, se tomaron los valores de torque máximo (N.m), frecuencia de giro (r/min) y potencia consumida por la carga (W), como se muestra en la Figura 2.

Figura 28. Montaje del transductor óptico E200-ORT-12 de torque en el alimentador de tornillo sin fin del módulo ECOMILL® 1500.



Figura 29. Unidad de visualización del transductor óptico E200-ORT-12.



En la Tabla 16, están consignados los valores de torque máximo para diferentes flujos de café lavado del módulo ECOMILL® 1500, sin embargo el torque máximo de trabajo del alimentador de tornillo sin fin varia en un rango amplio para la misma frecuencia de giro. Este hecho depende principalmente de la calidad de la masa procesada (grado de maduración, época de recolección, clima, variedad del café etc.) que afectan el torque absorbido por el transportador, sin embargo se considera que el torque de diseño para el alimentador de tornillo sin fin del módulo ECOMILL® 1500 es el máximo registrado en la Tabla 16. Debido a que se asume que el carácter de variación de las carga de trabajo es aproximadamente constante, ya que el alimentador de tornillo sin fin durante un ciclo de trabajo realiza las mismas operaciones sometido a los mismos esfuerzos; considerando que las características físicas del café con mucílago degradado no cambian.

Tabla 16. Torque máximo en el eje motriz del alimentador de tornillo sin fin del módulo ECOMILL® 1500 a diferentes frecuencias de giro.

Torque pico (N.m)	Frecuencia de giro (r/min)	Potencia (W)	Flujo de café lavado promedio (kg/h)
50	18	94	1543
34,56	15	54	1234
38,74	18	73	1550
35,94	18	68	1567
43,6	18	82	1550
47,92	18	90	1582
49	18	92	1542
38,8	23	93	2023
44,4	23	107	2056
40,88	23	98	2049

Para el alimentador de tornillo sin fin de los módulos ECOMILL® 500 y ECOMILL® 3500, la potencia requerida es determinada por medio del análisis dimensional empleando un número adimensional simplificado. La potencia consumida está dada por la siguiente expresión:

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{D_2 \phi_2}{D_1 \phi_1} \right)^3 \left(\frac{\rho_2}{\rho_1} \right) \left(\frac{L_2}{L_1} \right) \left(\frac{n_2}{n_1} \right) \quad (2.47)$$

P = potencia consumida por el eje motriz (W).

D = diámetro del tornillo sin fin (m).

Φ = coeficiente de llenado, adimensional.

ρ = densidad aparente del material a transportar (kg/m^3).

L = longitud horizontal del transportador de tornillo sin fin (m)

n = frecuencia de giro del eje motriz del alimentador (r/min)

Para el ECOMILL® 3500, aplicando similitud se tiene los siguientes valores:

$P_1 = 94$ W, tomado de la Tabla 16.

$D_2 = D_1 = 0,15$ m

$\Phi_1 = \Phi_2 = 0,85$, asumido.

$\rho_1 = \rho_2 = 803,4$ kg/m^3

$L_1 = 0,8$ m, $L_2 = 0,95$, ver plano 22.

$n_2 = 42$ r/min, $n_1 = 18$ r/min, tomadas de la Tabla 15.

Reemplazando en la ecuación (2.47), se obtiene la potencia neta requerida por el alimentador del tornillo sin fin del ECOMILL® 3500:

$$P_2 = P_1 \cdot \left(\frac{L_2}{L_1}\right) \cdot \left(\frac{n_2}{n_1}\right) = 94 \text{ W} \cdot \left(\frac{0,95}{0,8}\right) \cdot \left(\frac{42}{18}\right) = 260 \text{ W}$$

Para el ECOMILL® 500, se obtiene:

$$P_2 = P_1 \cdot \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3 \cdot \left(\frac{L_2}{L_1}\right) \cdot \left(\frac{n_2}{n_1}\right) = 94 \text{ W} \cdot \left(\frac{0,1}{0,15}\right)^3 \cdot \left(\frac{0,65}{0,8}\right) \cdot \left(\frac{22}{18}\right) = 28 \text{ W}$$

En la Tabla 17, se encuentran los valores de potencia neta consumida (potencia de diseño) en el eje motriz del alimentador de tornillo sin fin para la tecnología ECOMILL®.

Tabla 17. Potencia consumida en el eje motriz del alimentador de tornillo sin fin para la tecnología ECOMILL®.

MÓDULO	Frecuencia de giro (r/min)	Potencia neta requerida (W)	Par torsional requerido (N.m)
ECOMILL® 500	22	28	12,2
ECOMILL® 1500	18	94	50
ECOMILL® 3500	42	260	60

2.2.5 Diseño de las transmisiones mecánicas del módulo ecológico para el lavado del café con fermentación natural ECOMILL®.

Para la tecnología ECOMILL® se requiere diseñar el accionamiento que debe mover y transmitir potencia al órgano central (DESLIM modificado) y al alimentador de tornillo sin fin. Todo el equipo debe ser movido por una sola fuente de potencia. La máquina se diseñó para trabajar tres turnos diarios de dos horas (6 horas al día), 6 días a la semana y 9 meses al año, con una carga relativamente

constante. El esquema cinemático del accionamiento de los módulos se muestra en las Figura 30 y Figura 31.

La fuente de potencia para los módulos es un motor trifásico de inducción con rotor de jaula de ardilla asíncrono conectado a una red con voltaje 220 V y 60 Hz los cuales son relativamente constantes.

Las potencias y velocidades de rotación de los módulos ecológicos del lavado del café con fermentación natural están consignados en la Tabla 18. La potencia neta que consume el rotor del DESLIM modificado se determinó a partir de las figuras de potencia neta, para un consumo específico de agua entre 0,35 L/ kg cps a 0,53 L/ kg cps.

Figura 30. Esquema cinemático del accionamiento mecánico del módulo ECOMILL® 500.

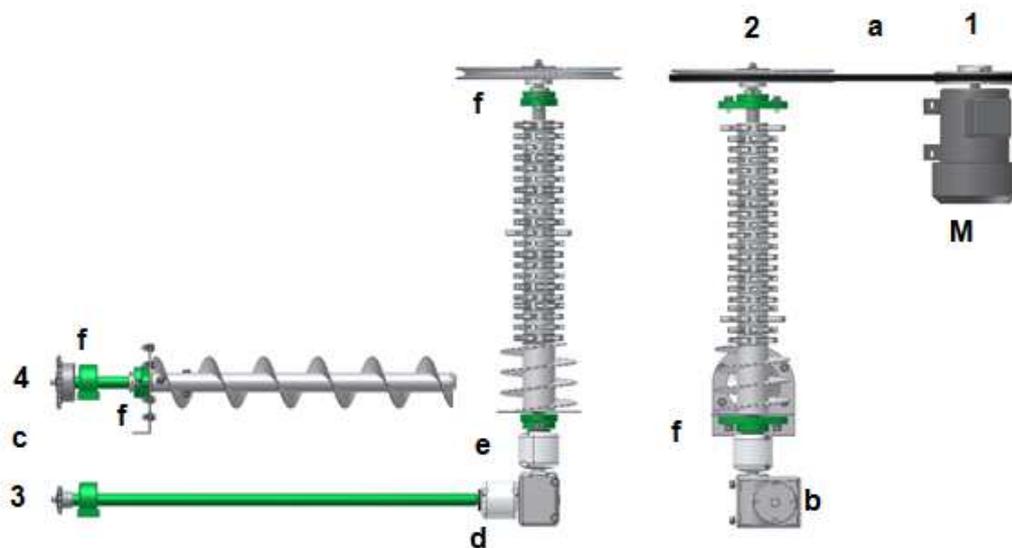
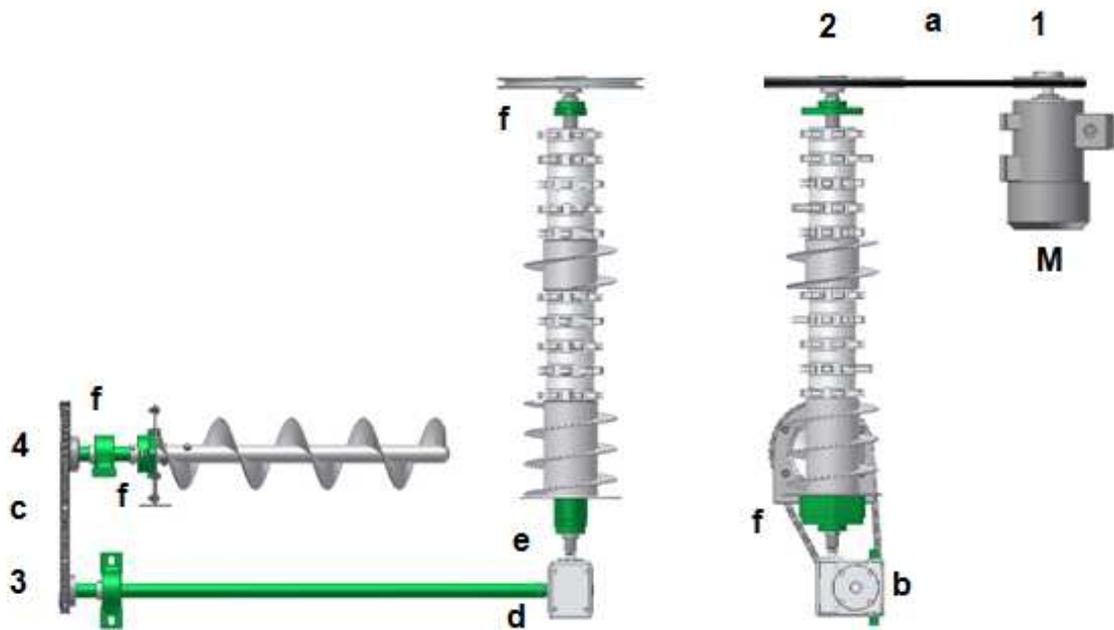


Figura 31. Esquema cinemático del accionamiento mecánico de los módulos ECOMILL® 1500 y ECOMILL® 3500.



Donde:

- a. Transmisión mecánica por correa en V.
- b. Reductor de velocidad (tornillo sin fin y rueda dentada).
- c. Transmisión mecánica por cadena.
- d. y e. Acoples.
- f. Rodamientos rígidos de bolas (chumaceras).
- M. Motor eléctrico.
- 1, 2, 3 y 4. Árboles de transmisión.

Tabla 18. Potencia neta requerida, frecuencia de giro y flujo de agua para el diseño de la tecnología ECOMILL®. Fuente: Oliveros 2009, Oliveros et al. 2011 y Oliveros 2012.

MÓDULO	P_{Deslim} (W)	n_{Deslim} (r/min)	$P_{Alimentador}$ (W)	$n_{Alimentador}$ (r/min)	Flujo de agua (L/min)
ECOMILL® 500	895	870-880	28	22	1,5-2,2
ECOMILL® 1500	1862	870-880	94	18	4,4-6,6
ECOMILL® 3500	2089	870-880	260	42	10,5-16

2.2.5.1 Elección del motor eléctrico trifásico de inducción con rotor de jaula de ardilla asíncrono y cálculo cinemático del accionamiento

Cálculo de la potencia del motor

Para determinar la potencia nominal requerida por el motor eléctrico, P_M , de un accionamiento, se debe dividir la potencia neta consumida por la máquina, P , por la eficiencia general de la transmisión, η_{gral} :

$$P_M = \frac{P}{\eta_{gral}} \quad (2.48)$$

Según Vanegas [25], utilizando esta ecuación para cada máquina movida de la tecnología, y con el principio de superposición, se obtiene:

$$P_M = \frac{P_{Deslim}}{\eta_{gralDeslim}} + \frac{P_{Alimentador}}{\eta_{gralAlimentador}} \quad (2.49)$$

La eficiencia general de la transmisión para el DESLIM modificado es el producto de la eficiencia de los diferentes pares cinemáticos (escalones) y de los pares de rodamientos:

$$\eta_{gralDeslim} = \eta_a \cdot \eta_r^k \quad (2.50)$$

Donde:

η_r : Eficiencia de cada par de rodamientos, las pérdidas por fricción en un par de rodamiento rígidos de bolas está en el rango de $0,99 \leq \eta_r < 0,995$. [26]

k : número de pares de rodamientos.

Para la eficiencia de las transmisiones, se tomaron los valores mínimos de los rangos dados de la Tabla 19.

Tabla 19. Valores medios del rendimiento de diferentes transmisiones con un grado de exactitud de fabricación de 8, sin tener en cuenta las pérdidas en los apoyos.

Tipo de transmisión	En baño de aceite	Abierta
Dentada con ruedas cilíndricas	0,95 – 0,98	0,92 – 0,94
Dentadas con ruedas cónicas	0,94 – 0,97	0,91 – 0,93
Por cadena	0,95 – 0,97	0,9 – 0,93
Por correa		0,95 – 0,96
Por fricción	0,9 – 0,96	0,75 – 0,88

Ocampo. 1993.

$\eta_a = 0,95$ (Transmisión por correas).

$\eta_b = 0,86$ (Reductor de velocidad, transmisión de tornillo sinfín y rueda dentada).

$\eta_c = 0,9$ (Transmisión por cadena, abierta).

$\eta_r = 0,99$ ($k = 1$).

La eficiencia general de la transmisión para el DESLIM modificado, $\eta_{\text{gralDes lim}} = 0,94$.

La eficiencia general de la transmisión para el alimentador de tornillo sin fin, con $k = 3$.

$$\eta_{\text{gralAlimentador}} = \eta_a \cdot \eta_b \cdot \eta_c \cdot \eta_r^k \quad (2.51)$$

$$\eta_{\text{gral Alimentador}} = 0,72$$

La potencia requerida por el motor eléctrico del módulo ECOMILL® 1500 es:

$$P_{\text{Deslim}} = 1862 \text{ W (2,5 hp)} \text{ y } P_{\text{Alimentador}} = 94 \text{ W (0,113 hp)}, \text{ tomadas de la Tabla 18.}$$

Reemplazando en la ecuación (2.49), se obtiene la potencia nominal requerida por el motor eléctrico:

$$P_M = \frac{1862 \text{ W}}{0,94} + \frac{94 \text{ W}}{0,72} = 2112 \text{ W (2,83 hp)}$$

Cálculo de la frecuencia de giro del motor eléctrico y distribución de la relación de transmisión

La velocidad de rotación del motor eléctrico, n_M , es igual a la frecuencia de giro del eje motriz de trabajo de la máquina movida, n , por la relación de transmisión óptima del accionamiento, i_{gral} :

$$n_M = n \cdot i_{\text{gral}} \quad (2.52)$$

Aplicando esto para el accionamiento de la tecnología ECOMILL®, se obtiene:

$$n_M = n_{\text{Deslim}} \cdot i_{\text{gralDeslim}} \text{ y } n_M = n_{\text{Alimentador}} \cdot i_{\text{gralAlimentador}}$$

Donde:

$n_{\text{Deslim}} = 870 \text{ r/min-880 r/min}$, para el árbol de transmisión del rotor del DESLIM modificado del módulo ECOMILL® 1500, tomado de la Tabla 18.

$n_{\text{Alimentador}} = 18 \text{ r/min}$, para el eje motriz del alimentador de tornillo sin fin del módulo ECOMILL® 1500, tomado de la Tabla 18.

La relación de transmisión general para cada máquina es el producto de las relaciones de los pares cinemáticos (escalones) que conforman el accionamiento, encargados de transmitir la potencia al respectivo dispositivo:

$$i_{\text{gralDes lim}} = i_a \quad \text{e} \quad i_{\text{gralAlimentador}} = i_a \cdot i_b \cdot i_c \quad (2.53)$$

Por lo tanto, para el órgano central de la tecnología y el alimentador de tornillo sin fin, se obtiene:

$$n_M = n_{\text{Des lim}} \cdot i_a \quad \text{y} \quad n_M = n_{\text{Alimentador}} \cdot i_a \cdot i_b \cdot i_c \quad (2.54)$$

De la Tabla 20, se tomaron los valores medios de las relaciones de transmisión.

$i_a = 2 - 4$ (Transmisión por correa trapezoidal, correa en V).

Tabla 20. Valores recomendados de la relación de transmisión.

Tipo de transmisión	Valor medio	Valor máximo
Dentada cerrada con:		
Rueda cilíndrica-dientes rectos	3 - 4	hasta 10
Rueda cilíndrica-dientes helicoidales	3 - 5	hasta 10
Rueda cilíndrica-dientes bihelicoidales	4 - 6	hasta 10
Dentada abierta con ruedas cilíndricas	4 - 6	hasta 20
Dentada cerrada con ruedas cónicas-dientes rectos	2 - 3	hasta 6
Transmisión por cadena	2 - 4	hasta 7
Transmisión por correa plana abierta	2 - 4	hasta 6
Transmisión por correa plana con rodillo tensor	3 - 5	hasta 8
Transmisión por correa trapezoidal	2 - 4	hasta 7

Ocampo. 1993.

$i_b = 10 - 70$ (Reductor de velocidad, transmisión de tornillo sin fin y rueda dentada).

En los reductores de velocidad de tornillo sin fin el rendimiento es bajo y se emplean principalmente para transmitir bajas potencias. La relación de transmisión oscila entre 10 a 70.

$i_c = 2 - 4$ (Transmisión por cadena)

Con la relación de transmisión recomendada para una transmisión mecánica por correa en V, se determinó el rango de velocidad de rotación para el motor eléctrico que debe mover el rotor del DESLIM modificado, así:

$$n_{Deslim} \cdot (2) \leq n_M \leq n_{Deslim} \cdot (4)$$

$$(870 \text{ r/min}-880 \text{ r/min}) \times 2 \leq n_M \leq (870 \text{ r/min}-880 \text{ r/min}) \times 4$$

$$1\ 740 \text{ r/min}-1\ 760 \text{ r/min} \leq n_M \leq 3\ 480 \text{ r/min}-3\ 520 \text{ r/min}$$

Para determinar la frecuencia de giro para el motor eléctrico que debe mover el eje motriz del alimentador de tornillo sin fin, se fijó la relación de transmisión de la caja reductora de velocidad $i_b = 20$, por lo tanto se tiene:

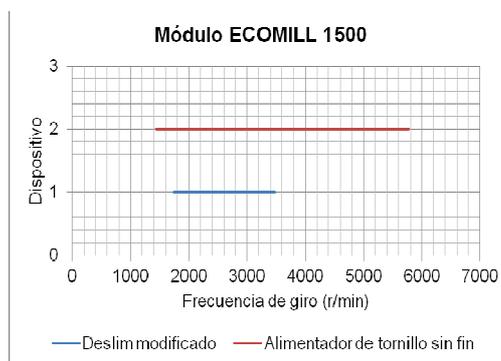
$$n_{Alimentador} \cdot i_a \cdot (20) \cdot i_c \leq n_M \leq n_{Alimentador} \cdot i_a \cdot (20) \cdot i_c$$

$$18 \text{ r/min} \times 2 \times 20 \times 2 \leq n_M \leq 18 \text{ r/min} \times 4 \times 20 \times 4$$

$$1\ 440 \text{ r/min} \leq n_M \leq 5\ 760 \text{ r/min}$$

Se seleccionó un motor eléctrico asíncrono de 4 polos, cuya velocidad de rotación nominal es 1800 r/min, que se encuentra dentro del rango obtenido para mover las dos máquinas del módulo ECOMILL® 1500, para el rotor del DESLIM modificado [1 740 r/min – 3 480 r/min] y para el alimentador de tornillo sin fin [1 440 r/min – 5 760 r/min], como se observa en la Figura 32.

Figura 32. Intervalo de velocidad de rotación para el módulo ECOMILL® 1500, para la selección del motor eléctrico.



Para la tecnología ECOMILL® se fijó una relación de transmisión $i_a = i_c = 2$ para la transmisión mecánica por correas trapezoidales y para la transmisión mecánica por cadena. Garantizando unos diámetros de poleas y estrellas pequeñas comparados con una relación de transmisión mayor, que ocuparían más espacio y elevarían el costo de los módulos.

Motor eléctrico

Para suministrar la potencia requerida para el módulo ECOMILL® 1500 se seleccionó en un catálogo de la marca SIEMENS®, el motor eléctrico 1LA7 096-4YA60, con una potencia nominal de 3,0 hp (2,238 kW) y una velocidad de rotación nominal de 1 708 r/min.

A continuación se muestran las características más importantes del motor trifásico de inducción con rotor de jaula de ardilla marca SIEMENS® de ejecución básica seleccionado, tomadas del Anexo 7:

Designación: 1LA7 096-4YA60 (código 01119)
Potencia nominal: $P_M = 3,0 \text{ hp} = 2,238 \text{ kW}$
Frecuencia de giro a potencia nominal: $n_M = 1708 \text{ r/min}$
Eficiencia = 79 %
Factor de servicio (F_s) = 1,15
Tamaño constructivo = 90,0
Forma constructiva = B3
Voltaje: 220 V
Corriente nominal = 9,6 A
Torque nominal = 12,5 N·m
Torque de arranque = 22,52 N·m

Grado de protección designado IP 55 (International Protection)

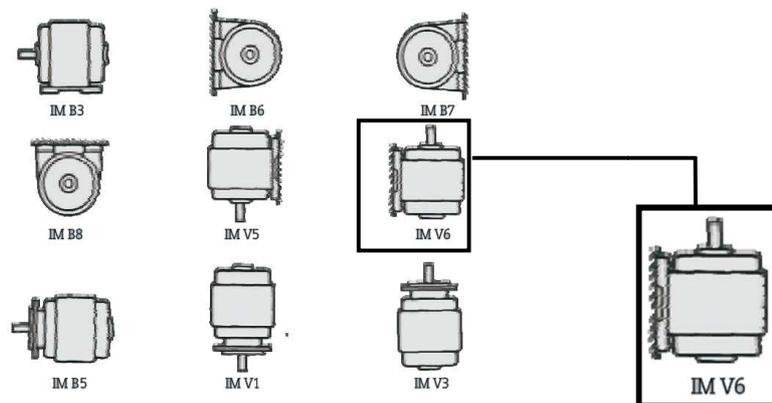
Primera cifra 5: Máquina protegida contra la penetración de polvo. La penetración de polvo no está completamente impedida, pero no debe comprometer el buen funcionamiento del motor.

Segunda cifra 5: Los chorros de agua provenientes de cualquier dirección no deben provocar efectos perjudiciales sobre el motor.

Las dimensiones de las siguientes formas constructivas son iguales entre sí:

B3, B6, B7, B8, V5 y V6. Los motores eléctricos se pueden instalar en cualquiera de las formas indicadas en la Figura 33. Para la tecnología ECOMILL® la instalación de los motores en el bastidor de la máquina se realizó de la forma IM V6.

Figura 33. Instalación de los motores eléctricos con rotor de jaula de ardilla según la forma constructiva.



Tomada del Anexo 7.

La potencia nominal del motor eléctrico es establecida para las siguientes condiciones: temperatura del medio refrigerante hasta 40 °C; altitud de emplazamiento hasta 1 000 msnm.

Como el motor se instaló en un entorno diferente a las condiciones dadas se debe corregir la potencia nominal que entrega el dispositivo.

Tabla 21. Factor de corrección por temperatura del medio refrigerante.

Temperatura del medio refrigerante °C	Potencia admisible en % de la potencia nominal
30	107
35	104
40	100
45	96
50	92
55	87
60	82

Tomada del Anexo 7.

El catálogo suministra dos factores para encontrar la potencia real que puede entregar el motor eléctrico, bajo las condiciones de altitud y temperatura del lugar de trabajo del equipo.

Tabla 22. Factor de corrección por la altura sobre el nivel del mar de la instalación del motor eléctrico.

Altura de la instalación sobre el nivel del mar (m)	Potencia admisible en % de la potencia nominal
1000	100
2000	94
3000	86
4000	77

Tomada del Anexo 7.

Al multiplicar la potencia nominal del motor 3,0 hp (2,238 kW) por el factor de corrección por altura (1 310 msnm, 1,055, tomado de la Tabla 22 interpolando) y por el factor de corrección por temperatura del medio refrigerante (aire a 32,7 °C, 0,981, tomado de la Tabla 21, interpolando).

$$P_{Mc} = P_{Mn} \times 1,055 \times 0,981 = 2,238 \text{ kW} \times 1,055 \times 0,981 = 2,32 \text{ kW} (3,11 \text{ hp}) \quad (2.55)$$

Los motores trifásicos con rotor de jaula de ardilla tienen un factor de servicio que permite que el motor pueda trabajar a una potencia máxima; la potencia de trabajo máxima está dada por la siguiente ecuación:

$$P_{Mmax} = P_{Mc} \times F_s = 2,32 \text{ kW} \times 1,15 = 2,67 \text{ kW} (3,58 \text{ hp}) \quad (2.56)$$

En la Tabla 23, están los valores de potencias y velocidades de rotación nominales para la fuente de poder de la tecnología ECOMILL®. Los datos de los motores seleccionados fueron tomados del Anexo 7.

En el Anexo 8 se muestra el diagrama de conexión de los motores eléctricos trifásicos seleccionados a una red con voltaje 220 V.

Tabla 23. Valores de potencias y velocidades de rotación nominal, para los motores eléctricos seleccionados para mover el accionamiento de la tecnología ECOMILL®.

MÓDULO	Potencia requerida P_M (W)	Potencia nominal P_{Mn} (W)	Potencia corregida P_{Mc} (W)	Potencia máxima P_{Mmax} (W)	n_M (r/min)
ECOMILL® 500 1LA7 083-4YA60 (código 01115)	992 (1,33 hp)	1120 (1,5 hp)	1160 (1,55 hp)	1333 (1,79 hp)	1650
ECOMILL® 1500 1LA7 096-4YA60 (código 01119)	2112 (2,83 hp)	2238 (3,0 hp)	2320 (3,11 hp)	2670 (3,58 hp)	1708
ECOMILL® 3500 1LA7 111-4YA60 (código 01120)	2569 (3,44 hp)	2984 (4,0 hp)	3088 (4,15)	3552 (4,76)	1750

Protección del motor eléctrico

Los motores eléctricos se pueden proteger de las siguientes formas:

Con un guardamotor cuya función es proteger el motor contra sobrecargas y cortocircuitos por medio de disipadores de sobreintensidad regulables que se deben *graduar exactamente a la intensidad nominal del motor eléctrico* y disipadores de sobreintensidad electromagnéticas sin retador, que actúan al originarse un cortocircuito.

Mediante fusibles, contactor y relé bimetálico; de esta forma se obtiene tanto la protección de corto circuito y sobrecarga como la de marcha en dos fases. Permite además, mando a distancia.

Los arrancadores (arrancador directo para potencias inferiores a 5 kW) son dispositivos eléctricos de maniobra y protección capaces de establecer, conducir e interrumpir corrientes de motores en condiciones normales, ver Anexo 9.

Para la protección de los motores eléctricos de los módulos ECOMILL® 1500 y ECOMILL® 3500 se seleccionó un guardamotor Telemecanique GV2ME16 de rango (9-14) A marca SCHNEIDER® Electric, y para el motor del módulo ECOMILL® 500 se seleccionó un arrancador directo de rango (4-6) A marca SCHNEIDER® Electric (TeSys D), (TeSys LE1D arrancador no reversible DOL con seccionador). Este tipo de arrancador seleccionado cuenta con protecciones de sobrecarga y corto circuito en las tres fases, también con un botón de arranque (color verde) y un botón de parada (color rojo).

Se seleccionó para la conexión de los motores eléctricos de la tecnología ECOMILL® a la red eléctrica cable calibre 12, con una corriente máxima permisible de 35 A a una temperatura de funcionamiento de 75 °C (o cable encauchetado 3 x 12), teniendo en cuenta que la potencia nominal del motor eléctrico del módulo ECOMILL® 3500 es $I_m = 13$ A, tomado del Anexo 7. El cable deberá ir por un tubo conduit de 19,05 mm (3/4 in) de diámetro nominal.

Cálculo de las velocidades de rotación de los árboles

Partiendo de la frecuencia de giro del motor eléctrico, se calcula la velocidad de rotación de cada árbol del accionamiento dividiendo la velocidad de rotación del árbol anterior entre la relación de transmisión correspondiente. Para los ejes de transmisión del accionamiento del módulo ECOMILL® 1500, se tiene:

$$n_M = n_1 = 1708 \text{ r/min} \quad (\text{Eje del motor})$$

$$n_2 = \frac{n_1}{i_a(2)} = 854 \text{ r/min} \quad (\text{Eje polea conducida, Deslim modificado})$$

$$n_3 = \frac{n_2}{i_b(20)} = 43 \text{ r/min} \quad (\text{Eje salida del reductor})$$

$$n_4 = \frac{n_3}{i_c(2.4)} = 18 \text{ r/min} \quad (\text{Eje estrella conducida, alimentador de tornillo sin fin})$$

Tabla 24. Distribución de velocidad de rotación del accionamiento de la tecnología ECOMILL®.

MÓDULO	$n_M = n_1$ (r/min)	n_2 (r/min)	n_3 (r/min)	n_4 (r/min)
ECOMILL® 500	1650	825	41	21
ECOMILL® 1500	1708	854	43	18
ECOMILL® 3500	1750	875	87	44

En la Tabla 24, se encuentra la distribución cinemática del accionamiento de la tecnología ECOMILL®. Para el módulo ECOMILL® 3500 se utilizó una caja reductora de velocidad con una relación de transmisión 10:1.

2.2.5.2 Selección del reductor de velocidad

Algunas consideraciones para seleccionar un reductor de velocidad para una aplicación en particular.

Par torsional de diseño

El par torsional requerido es igual a la potencia del mecanismo dividida por la velocidad angular que se requiere a la salida de la transmisión. *No se debe confundir con la potencia del motor*, Se calcula con la siguiente ecuación:

$$T = \frac{P}{2\pi n} \quad (2.57)$$

Donde:

T : Par de fuerza (N.m)

n : frecuencia de giro a la salida del reductor de velocidad (r/min)

P : potencia requerida (W)

La eficiencia de la transmisión básicamente indica la pérdida de energía que provoca el funcionamiento del reductor, la relación de transmisión influye en la eficiencia de la caja reductora, *a relaciones de velocidad de rotación bajas mayor es la eficiencia.*

Introduciendo la eficiencia del mecanismo en la ecuación (2.57), se obtiene:

$$T = \frac{\eta \cdot P}{2\pi n} \quad (2.58)$$

Para el módulo ecológico del lavado del café con fermentación natural ECOMILL® 1500, se tiene los siguientes valores:

$\eta = 0,86$, eficiencia de la transmisión de tornillo sin fin y rueda dentada de la caja reductora de velocidad.

$P = 336 \text{ W}$ (0,45 hp), es la diferencia entre la potencia consumida por el rotor del DESLIM modificado del módulo ECOMILL® 1500 y la potencia corregida del motor eléctrico, los valores se tomaron de la Tabla 18 y Tabla 23. Teniendo en cuenta las eficiencias de la transmisión por correa trapezoidal y la eficiencia de los apoyos (chumaceras).

n_3 : 43 r/min, frecuencia de giro del árbol de transmisión (contraeje), tomada de la Tabla 24.

Reemplazando en la ecuación (2.58), se tiene el par torsional requerido:

$$T = \frac{\eta \cdot P}{2\pi n} = \frac{0,86 \times 336 \text{ W}}{2\pi \frac{43 \text{ r}}{60 \text{ s/min}}} = 64 \text{ N.m}$$

Tipo de trabajo

El tipo de trabajo que va a realizar la caja reductora está directamente vinculada al concepto de factor de servicio, ya que existen irregularidades que no se tienen en cuenta a la hora de proyectar el mecanismo, por lo tanto se introduce el factor de servicio que está dado por:

$$F_s = F_A \cdot F_B \quad (2.59)$$

Donde:

F_A : factor de arrancadas.

F_B : factor de operación.

Tabla 25. Factor de arrancadas F_A .

Arrancadas por hora	4	10	25	40	60	250
F_A	1.0	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5

www.browngroupltd.com

Para seleccionar el reductor de velocidad se debe multiplicar el par torsional requerido por el factor de servicio, para determinar el par torsional de diseño de la caja reductora:

$$T_d = T \cdot F_s \quad (2.60)$$

Tabla 26. Factor de operación de la caja reductora de velocidad F_B .

Naturaleza del tipo de trabajo	Número de horas que trabaja al día		
	< 2	2 - 8	8 - 24
Funcionamiento uniforme casi sin impulsos y con elemento conducido de baja inercia	0,8	1,0	1,25
Funcionamiento irregular, cargas impulsivas medianas y con elemento conducido de mediana o alta inercia	1,0	1,25	1,5
Funcionamiento irregular, cargas altamente impulsivas y con elemento conducido de alta inercia	1,5	1,75	2,0

www.browngroupltd.com

Se asume que el accionamiento del módulo ECOMILL® 1500 trabajará irregularmente con paradas y arrancadas moderas (< 4 arrancadas por hora, $F_A = 1,0$, tomada de la Tabla 25), en el rango de (2-8) horas de trabajo diarias, para unas cargas de trabajo medias ($F_B = 1,25$, tomado de la Tabla 26), por lo tanto el factor de servicio es $F_s = 1,25$.

Reemplazando en la ecuación (2.60), se tiene el par torsional de diseño del mecanismo:

$$T_d = T \cdot F_s = 64\text{N}\cdot\text{m} \times 1,25 = 80 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Dimensiones del reductor de velocidad

El criterio fundamental es el espacio de trabajo, para lo que se debe tener en cuenta:

El diámetro del árbol de transmisión de potencia de salida.

El tipo de sujeción al bastidor de la máquina.

La posición de montaje, para que el reductor internamente tenga una correcta lubricación.

Caja reductora de velocidad

Para disminuir la velocidad de rotación que se transmite desde el motor eléctrico hacia el alimentador de tornillo sin fin del módulo ECOMILL® 1500 se seleccionó en un catálogo de la marca BROWN EUROPE, el reductor de velocidad BWQ 50, con un par torsional nominal de 98 N.m, una capacidad máxima de 0,8 kW (1,07 hp) y una relación de transmisión 20:1.

A continuación se muestran las características más importantes de la caja reductora de velocidad marca BROWN EUROPE seleccionada:

Designación: BW 50 Q

Par de fuerza nominal: $T = 98 \text{ N.m}$

Par de fuerza máximo: $T_{m\acute{a}x} = 240 \text{ N.m}$

Relación de transmisión: 20:1

Eficiencia: $\eta = 86 \%$

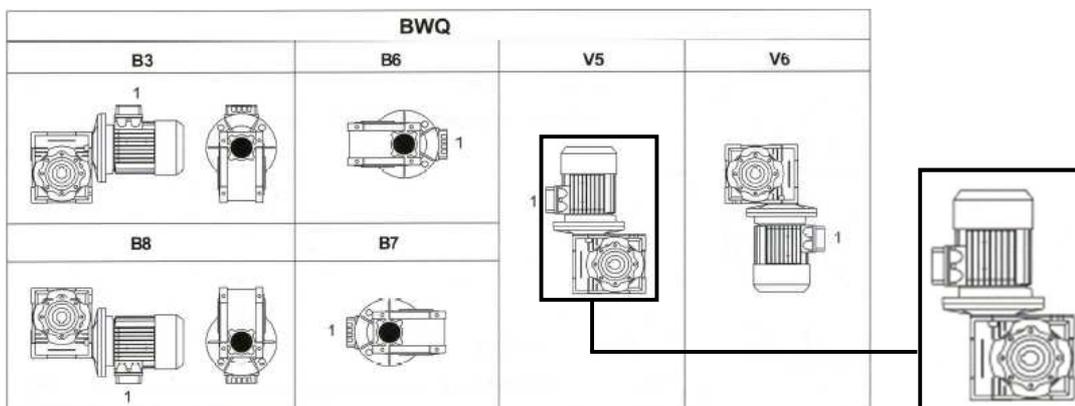
Capacidad máxima = 0.8 kW

Para instalar la caja reductora de velocidad se debe considerar la posición de montaje, ya que es indispensable que el lubricante este en contacto con la transmisión mecánica de tornillo sin fin y rueda dentada, como se observa en la Figura 34.

Para la tecnología ECOMILL la instalación del reductor de velocidad en el bastidor de la máquina se realizó de la forma V5.

El reductor de velocidad de la marca BROWN EUROPE está lubricado con aceite sintético para una vida infinita de funcionamiento en condiciones estándar. De tal forma que no requiere ningún tipo de mantenimiento.

Figura 34. Diferentes posiciones de montaje de las cajas reductoras de velocidad BROWN EUROPE.



www.browngroupltd.com

Tabla 27. Especificaciones técnicas de las cajas reductoras de velocidad seleccionadas para la tecnología ECOMILL®.

MÓDULO	Par torsional de diseño T_d (N.m)	Par torsional nominal T_n (N.m)	Par torsional máximo T_{max} (N.m)	Relación de transmisión	Eficiencia (%)
ECOMILL® 500 BW 40 Q	50	59	143	20:1	84
ECOMILL® 1500 BW 50 Q	80	98	240	20:1	86
ECOMILL® 3500 BW 50 Q	46	80	196	10:1	90

En la Tabla 27, están las especificaciones técnicas más relevantes para los reductores de velocidad implementados en la tecnología ECOMILL. Los datos de las cajas reductoras seleccionadas fueron tomados del Anexo 10.

La distribución cinemática del accionamiento del ECOMILL® 1500, se podría realizar con un reductor de velocidad BWQ 50 con una relación de transmisión de 25:1, que tiene un par torsional nominal de 105 N.m, una eficiencia de 79% y un par torsional máximo de 258 N.m, tomado del Anexo 10. Con un rango mayor del par torsional de diseño del accionamiento, que garantizaría una frecuencia de giro del árbol de trabajo del alimentador de tornillo sin fin de 17 r/min, para una relación de transmisión $i_c = 2$, en la transmisión mecánica por cadena del accionamiento. Sin embargo se seleccionó la caja reductora de velocidad que se indica en la Tabla 27 para el módulo ECOMILL® 1500, porque se cuenta con un coeficiente de servicio que sobredimensionó (incertidumbre de diseño) el carácter de funcionamiento del dispositivo y además se ahorra el costo de operación utilizando una caja reductora con mayor eficiencia (86%).

A continuación se determina la cantidad de energía y coste ahorrados utilizando un reductor de velocidad con mayor eficiencia.

Se asume para el análisis que el factor de carga del motor eléctrico del módulo ECOMILL 1500 permanece constante en 1 (100% a plena carga) y la eficiencia general del accionamiento sólo será la del reductor de velocidad.

La potencia eléctrica que consume el motor, está dada por la siguiente relación:

$$P_E = \frac{P_{Mn} \cdot (\text{factor de carga})}{\eta_{motor}} \quad (2.61)$$

Para el motor eléctrico del ECOMILL 1500, se tiene los siguientes valores:

Potencia nominal del motor = 3,0 hp (2,238 kW), tomado del Anexo 7.

Factor de carga = 1

$\eta_{motor} = 0,79$, tomado del Anexo 7.

Reemplazando en la ecuación anterior, se obtiene:

Potencia eléctrica consumida: 2,833 kW

El ahorro de energía es igual a la diferencia entre la potencia eléctrica absorbida por la caja reductora de velocidad de menor eficiencia y la de mayor eficiencia, multiplicada por las horas de operación del equipo al año, expresado por la siguiente ecuación:

$$\text{Ahorros de energía} = P_E \cdot (\text{horas de operación}) \cdot \left(\frac{1}{\eta_{\min}} - \frac{1}{\eta_{\max}} \right) \quad (2.62)$$

Las horas de operación para los módulos ecológicos del lavado del café con fermentación natural ECOMILL, se estimaron en 1296 horas al año. Por lo tanto el ahorro de energía es:

$$\text{Energía ahorrada} = 2,833 \text{ kW} \times 1296 \text{ horas/año} \left(\frac{1}{0,79} - \frac{1}{0,86} \right) = 378 \text{ kWh/año}$$

Con un costo unitario de energía eléctrica de \$ 353/kW.h, para un servicio residencial en una fecha de facturación de 2011, se puede determinar el costo ahorrado de funcionamiento del equipo:

$$\text{Costo ahorrado} = (\text{ahorros de energía}) \times (\text{Costo unitario de energía}) \quad (2.63)$$

Por lo tanto, para el módulo ECOMILL® 1500 se tiene un costo ahorrado utilizando el reductor de velocidad con mayor eficiencia igual a \$ 133 434 pesos al año.

Este es el criterio principal por el cual se seleccionó la caja reductora para el módulo ECOMILL® 1500 con mayor eficiencia.

2.2.5.3 Cálculo de los pares de torsión y diámetros previos de los árboles de transmisión

Cálculo de los pares de torsión de los árboles

La potencia en cada eje de transmisión es igual al producto entre el par de torsión que soporta y su velocidad angular:

$$P = T \cdot \omega = T \cdot (2\pi \cdot n), \text{ despejando el par de torsión, se tiene: } T = \frac{P}{2\pi \cdot n}$$

Donde:

T : Par de torsión (N.m)

P : Potencia (W)

n : frecuencia de giro (r/min)

Para los árboles de transmisión del módulo ECOMILL® 1500, se tienen los siguientes pares de torsión:

$$T_1 = \frac{P}{2\pi n_1} = \frac{2320W}{2\pi \frac{1708r}{60s/min}} = 12,97 \text{ N.m (Eje del motor)}$$

$$T_2 = \frac{P}{2\pi n_2} \cdot \eta_a = \frac{2320W}{2\pi \cdot \frac{854rev}{60s/min}} \times 0,95 = 25 \text{ N. (Eje Polea conducida, DESLIM}$$

modificado)

El rotor del DESLIM modificado consume gran parte de la potencia que le llega del motor eléctrico, por lo tanto la potencia que se transmite al alimentador de tornillo sin fin es menor que la potencia proveniente del motor (0,455 hp = 340 W), teniendo en cuenta las pérdidas por fricción en los rodamientos y las pérdidas por las eficiencias de la transmisiones (por correa en V, reductor de velocidad y por cadena de rodillos).

$$T_3 = \frac{P}{2\pi n_3} \eta_b \quad \eta_r^k = \frac{340W}{43r} \times 0,86 \times 0,99^1 = 58 \text{ N.m (Eje salida del reductor de$$

velocidad)

$$T_4 = \frac{P}{2\pi n_4} \eta_c \quad \eta_r^k = \frac{289W}{18} \times 0,9 \times 0,99^2 = 136 \text{ N.m (Eje estrella conducida,$$

alimentador de tornillo sin fin)

Por lo tanto, se garantiza el torque que consume el eje motriz del alimentador de tornillo sin fin a partir del torque generado por el motor eléctrico ($T_4 = 136 \text{ N.m} > 50 \text{ N.m}$).

En la Tabla 28, se encuentran los pares de torsión para los árboles de transmisión de la tecnología ECOMILL®.

Tabla 28. Pares de torsión del accionamiento de la tecnología ECOMILL.

MÓDULO	$T_M = T_1$ (N.m)	T_2 (N.m)	T_3 (N.m)	T_4 (N.m)
ECOMILL® 500	6,7	11,83	36,7	65
ECOMILL® 1500	12,97	25	58	136
ECOMILL® 3500	16,9	32	36,7	67,3

Cálculo de los diámetros previos de los árboles

Para calcular los diámetros previos de los árboles de transmisión de potencia de la tecnología ECOMILL®, se tiene en cuenta sólo el par de torsión, ya que no se conocen las fuerzas y momentos flectores que actúan sobre los ejes de transmisión. Se usó un esfuerzo admisible suficientemente pequeño, ya que no se incluyeron los pares flectores, el carácter variable (fatiga) y dinámico (en el arranque del equipo) de las cargas. [25]

El esfuerzo cortante máximo en un árbol de sección circular macizo sometido a torsión está dado por:

$$S_s = \frac{16T}{\pi d^3} \leq \tau_{adm} = \frac{S_{ys}}{N} \quad (2.64)$$

Donde:

T : par de torsión (N.m)

τ_{adm} : esfuerzo admisible al cortante (MPa)

d : diámetro del eje de transmisión (m)

Despejando de la ecuación (2.64), se obtiene el diámetro mínimo del eje de transmisión de potencia:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi \tau_{adm}}} \quad 25 \text{ MPa} \leq \tau_{adm} \leq 70 \text{ MPa} \quad (2.65)$$

Para la construcción de los árboles de la tecnología ECOMILL® se seleccionó un acero bajo en carbono AISI-SAE 1020 con un esfuerzo de fluencia $S_y = 205$ MPa, tomado del Anexo 11, y aplicando la teoría del esfuerzo cortante octaédrico (teoría de la energía de distorsión Von Mises-Hecky) para materiales dúctiles uniformes, para un estado de esfuerzo uniaxial, asumiendo un factor de seguridad $N = 3$, se obtiene:

$$\tau_{adm} = \frac{S_{ys}}{N} = \frac{S_y}{\sqrt{3} \cdot N} = 40 \text{ MPa} \quad (2.66)$$

Donde:

S_{ys} = esfuerzo a la cizalladura del material (MPa)

S_y = esfuerzo de fluencia del material (MPa)

N = factor de seguridad

Se elige el esfuerzo admisible a la cizalladura $\tau_{adm} = 40$ MPa, que se encuentra dentro de un rango más estrecho recomendado¹⁰, $25 \text{ MPa} \leq \tau_{adm} = 40 \text{ MPa} \leq 55$ MPa.

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{16T_1}{\pi\tau_{adm}}} = 0,01182 \text{ m} \quad (\text{Eje motor})$$

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{16T_2}{\pi\tau_{adm}}} = 0,0147 \text{ m} \quad (\text{Eje polea conducida, Deslim modificado})$$

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{16T_3}{\pi\tau_{adm}}} = 0,0195 \text{ m} \quad (\text{Eje salida reductor})$$

$$d_4 = \sqrt[3]{\frac{16T_4}{\pi\tau_{adm}}} = 0,0259 \text{ mm} \quad (\text{Eje estrella conducida, alimentador})$$

Cuando se asigna el valor del diámetro mínimo encontrado a un extremo del árbol, se incrementan 5 mm (ó de 2 a 10 mm, dependiendo del diámetro del árbol) al diámetro donde van montados los rodamientos y otros 5 mm (ó de 2 a 10 mm) al diámetro donde van instalados los engranajes, poleas, estrellas, etc. [26.] Sin embargo, para la tecnología ECOMILL®, se buscó el diámetro nominal comercial (eje redondo de acero AISI-SAE 1020) más cercano al diámetro mínimo hallado con la ecuación (2.65), para disminuir el costo de los módulos debido al proceso de mecanizado de árboles de mayor diámetro (aplicando los incrementos de diámetro respectivos dependiendo el caso como se enunció anteriormente).

En la Tabla 29, se encuentran los valores de los diámetros mínimos que deben tener los árboles de transmisión de la tecnología ECOMILL®, para resistir los pares torsores generado en el sistema.

¹⁰ Según Romero et al. (1998), citado por Vanegas.

Tabla 29. Diámetros mínimos para los ejes de transmisión del accionamiento de la tecnología ECOMILL®.

MÓDULO	$d_M = d_1$ (mm)	d_2 (mm)	d_3 (mm)	d_4 (mm)
ECOMILL® 500	9,48	11,46	16,72	20,23
ECOMILL® 1500	11,82	14,7	19,5	25,9
ECOMILL® 3500	12,9	15,97	16,72	20,46

2.2.5.4 Cálculo de la transmisión mecánica por correa trapezoidal

La transmisión mecánica por correa en V corresponde a la transmisión (a) del accionamiento de la tecnología ECOMILL®; la polea conductora está acoplada directamente al eje del motor eléctrico (árbol de transmisión 1). Los datos iniciales para el cálculo de la transmisión mecánica por correa en V para el módulo ECOMILL® 1500 son los siguientes:

Transmisión horizontal con una relación de transmisión de $i_a = 2$

Motor eléctrico de inducción con rotor de jaula de ardilla; $P_{Mc} = 2,320$ kW (3,11 hp), $n_M = n_1 = 1708$ r/min.

El árbol de transmisión accionado es el eje de mando del rotor del DESLIM modificado.

El servicio de trabajo se estimó en 6 horas al día.

Cálculo de la potencia de diseño

La potencia de diseño, P_d , es igual al producto de la potencia del motor eléctrico corregida, P_{Mc} , y el coeficiente de servicio, K_s :

$$P_d = P_{Mc} \cdot K_s \quad (2.67)$$

Según Vanegas [25] y Ocampo [26] el coeficiente de servicio es un factor que corrige la potencia a transmitir debido a las variaciones en la carga (impactos, sobrecargas, arranques, etc.), depende del tipo de motor eléctrico y del tipo de máquina accionada.

Se seleccionó el valor de K_s , conociendo:

Motor de corriente alterna con par de arranque normal (hasta 2 veces el par normal).

Clase de trabajo (ligero): la máquina accionada es un agitador (rotor del DESLIM modificado).

El servicio de trabajo es de 6 horas diarias.

En el Anexo 12 se especifica el coeficiente de servicio para distintas condiciones de operación de las carreas en V de la marca REXON. Para el módulo ECOMILL® 1500 se seleccionó un coeficiente de servicio de $K_s = 1,0$ y se sumó 0,2 por atmósfera húmeda, por lo tanto la potencia de diseño se determina por la ecuación (2.67):

$$P_d = 2,32 \text{ kW} \times 1,2 = 2,784 \text{ kW (3,7 hp)}$$

Selección del tipo sección de correa clásica (correa en V)

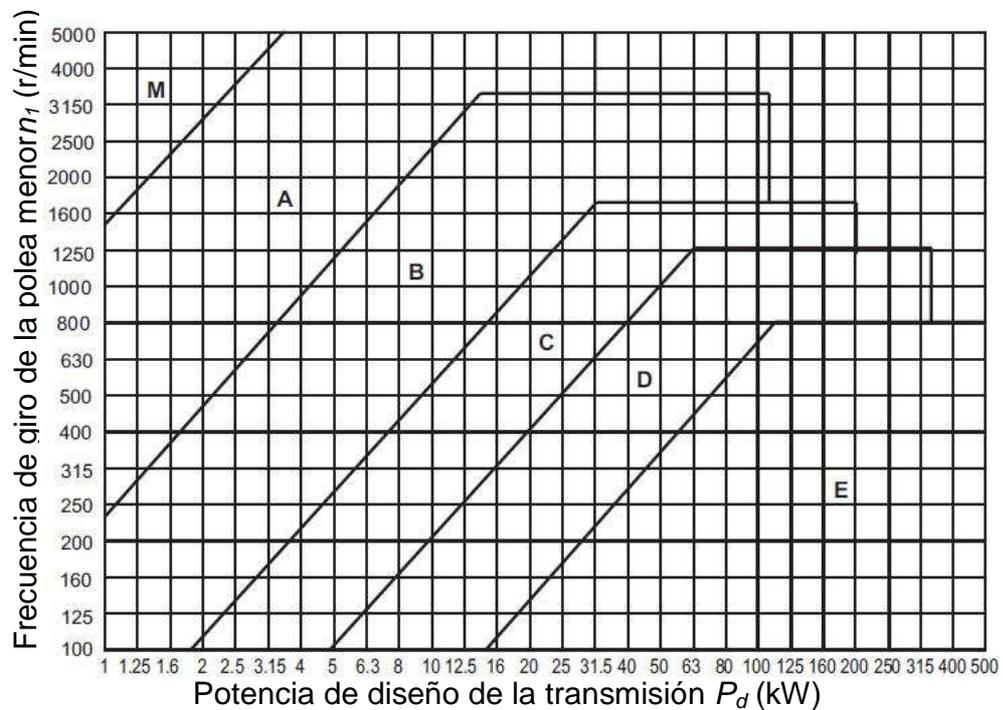
Usando una correa convencional (clásica), el tamaño se seleccionó conociendo la potencia de diseño, P_d y la frecuencia de giro de la polea menor, n_1 , que es igual a la frecuencia de giro del motor eléctrico, $n_M = 1708$ r/min. Con el punto de intersección entre la potencia de diseño (eje X) y la frecuencia de giro de la polea menor (eje Y) en la Figura 35, se seleccionó el tamaño de la correa en V utilizada.

El tamaño de la correa convencional para la transmisión (a) del accionamiento del módulo ECOMILL® 1500 es tipo A.

Diámetros primitivos de las poleas

Los tamaños de las poleas afectan el desempeño de la transmisión. Los esfuerzos en las poleas pequeñas como en las correas tienden a ser relativamente grandes, mientras que en poleas muy grandes el costo, el peso y el espacio ocupado por la transmisión tienden a ser elevados.[25]

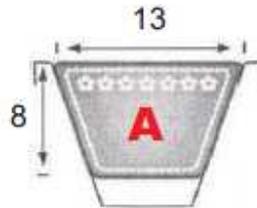
Figura 35. Diagrama potencia de diseño (kW) contra frecuencia de giro de la polea menor (n_1 (r/min)).



Tomada del Anexo 13.

Las dimensiones de la correa trapezoidal (en V) se muestran en la Figura 36.

Figura 36. Dimensiones de la correa trapezoidal tipo A (mm).



Tomada del Anexo 13.

Para una potencia del motor eléctrico de 2,320 kW (3,11 hp) y una frecuencia de giro de 1708 r/min, el diámetro mínimo recomendado de la polea menor es de 6,35 cm (2 ½ in)¹¹. Sin embargo, el diámetro de la polea afecta la velocidad periférica a la cual debe funcionar la transmisión por correa trapezoidal para una operación satisfactoria del accionamiento. Por lo tanto, se seleccionó un diámetro normalizado de la polea menor $D_1 = 6$ in (15 cm) para la tecnología ECOMILL®.

El diámetro de la polea mayor, D_2 , se calcula con la relación de transmisión, i_a y el coeficiente de deslizamiento (deslizamiento elástico) de la correa, k , que oscila entre 0,01 y 0,02, y aumenta al aumentar la carga.

$$i_a = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1(1-k)} \quad D_2 = i_a \cdot D_1(1-k) \quad (2.68)$$

Para el coeficiente de deslizamiento se tomó el valor medio $k = 0,015$.

$$D_2 = i_a \cdot D_1(1-k) = 11,82 \text{ in, se debe normalizar el valor.}$$

$$D_2 = 12 \text{ in (30 cm)}$$

¹¹ Diámetro mínimo de la polea menor ubicada en el eje de salida del motor eléctrico recomendado por la NEMA.

La nueva relación de transmisión $i_a = \frac{D_2}{D_1(1-k)} = 2,03$

Para la transmisión por correa trapezoidal del módulo ECOMILL® 1500 se seleccionaron dos poleas con una ranura para correas tipo A y diámetros primitivos $D_1 = 6$ in, $D_2 = 12$ in. Polea 12A-1 y 6A-1.

Velocidad periférica de la correa

La velocidad periférica de la correa es igual a la de la polea conductora:

$$V = \omega_1 \left(\frac{D_1}{2} \right) = \pi D_1 \cdot n_1 \quad (2.69)$$

$$V = \pi D_1 \cdot n_M = 13,6 \text{ m/s (2683 ft/min)}$$

La velocidad periférica está en el rango recomendado por [25] para transmisiones por correas trapezoidal ($2500 \text{ ft/min} \leq V \leq 7000 \text{ ft/min}$).

Cálculo aproximado de la distancia entre centros

La distancia entre centros mínima recomendada, se calcula de la siguiente manera:

$$A = \text{máx} \left[\frac{D_1 + D_2}{2} + D_1; D_2 \right] \quad (2.70)$$

Se elige el mayor valor.

$$A = \text{máx}[15;12] = 15 \text{ in (38 cm)}$$

Por otro lado, en la Tabla 30, se encuentran los valores recomendados con base en la relación entre la distancia entre centros y el diámetro primitivo de la polea mayor. El valor obtenido por medio de la Tabla 30 está cerca del valor obtenido por la ecuación (2.70).

Tabla 30. Distancia entre centros recomendada según la relación de transmisión

<i>i</i>	1	2	3	4	5	≥6
<i>A/D₂</i>	1,5	1,2	1	0,95	0,9	0,85

Romero y Calle. 2005.

Distancia mínima y máxima entre centros:

La distancia mínima y máxima está dada por las siguientes fórmulas:

$$A_{min} = 0,7(D_1 + D_2) \quad (2.71)$$

$$A_{min} = 0,7(6 + 12) = 12,6 \text{ in (32 cm)}$$

Si la distancia entre centros es menor a la mínima, se presentan problemas de deslizamiento en las correas disminuyendo consecuentemente la potencia transmitida, la vida útil de las poleas y la vida útil de las correas.

$$A_{max} = 2(D_1 + D_2) \quad (2.72)$$

$$A_{max} = 2(6 + 12) = 36 \text{ in (91 cm)}^{12}$$

Si la distancia entre centros es mayor a la máxima, a pesar de existir un mejor agarre de la correa en la polea, las vibraciones de la correa aumentan demasiado quedando por encima de lo recomendado haciendo que la correa sea sometida a un exceso de flexiones que agotarían la correa prematuramente.

Longitud de la correa

La siguiente ecuación da un valor suficientemente exacto de la longitud de la correa para una configuración abierta:

¹²Entre mayor sea la distancia entre centros (sin exceder de la distancia máxima), más optima es la transmisión, dado que el contacto de las correas con las poleas es mayor.

$$L = 2A + \pi \left(\frac{D_1 + D_2}{2} \right) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A} \quad (2.73)$$

$$L = 2 \times 15 + \pi \left(\frac{6 + 12}{2} \right) + \frac{(12 - 6)^2}{4 \times 15} = 59 \text{ in (150 cm)}$$

Ésta es la longitud primitiva de la correa, pero se debe buscar una correa comercial (normalizada) que tenga una longitud similar. Las correas convencionales se especifican con un número que representa la longitud interior; en una correa tipo A, la longitud primitiva es igual a la longitud interior más la constante 1,3 in.

Longitud interior: $59 - 1,3 = 57,7$ in; En el Anexo 13 se seleccionó la correa A58, que tiene una longitud interior de 58 in (147 cm).

La longitud primitiva de está correa, $L = 58 + 1,3 = 59,3$ in (151 cm).

En la construcción de la tecnología ECOMILL®, se modificó la distancia entre centros, A , para facilitar la ubicación del motor eléctrico en el bastidor de la máquina, por lo tanto para los módulos ECOMILL® 1500 y ECOMILL® 3500 se utilizó una correa trapezoidal tipo A64 y para el módulo ECOMILL® 500 una correa trapezoidal tipo A60.

Cálculo de la distancia entre centros

La distancia entre centros, A , se recalcula para la longitud de la correa seleccionada, despejando A de la ecuación (2.73):

$$A = \frac{4L - 2\pi(D_1 + D_2) + \sqrt{[4L - 2\pi(D_1 + D_2)]^2 - 32(D_2 - D_1)^2}}{16} \quad (2.74)$$

$$A = 18,27 \text{ in (46 cm)}$$

Potencia nominal por correa

La potencia nominal por correa está dada por:

$$P_{NC} = \left[a \left(\frac{10^3}{V} \right)^{0,09} - \frac{b}{K_d \cdot D_1} - c \left(\frac{V}{10^3} \right)^2 \right] \left(\frac{V}{10^3} \right) \quad (2.75)$$

Los coeficientes a , b y c se tomaron de la Tabla 31, de acuerdo con el tipo de correa, para la correa tipo A: $a = 7,988$, $b = 44,898$, $c = 0,4857$. La Potencia nominal P_{NC} (cv^{13}), la velocidad periférica V (m/min) y el diámetro de la polea menor D_1 (cm).

Tabla 31. Coeficientes a , b , y c .

Tipo de correa	a	b	c
A	7,998	44,898	0,4857
B	14,116	117,699	0,8358
C	26,2	327,244	1,4859
D	55,988	1160,81	3,029

Ocampo. 1993.

Tabla 32. Coeficiente de corrección del diámetro de la polea menor.

D_2/D_1	K_d	D_2/D_1	K_d
1,000 – 1,019	1	1,233-1,274	1,08
1,020-1,032	1,01	1,275-1,34	1,09
1,033-1,055	1,02	1,341-1,429	1,1
1,056-1,081	1,03	1,430-1,562	1,11
1,082-1,109	1,04	1,563-1,814	1,12
1,11-1,142	1,05	1,815-2,948	1,13
1,143-1,178	1,06	2,949-en adelante	1,14
1,179-1,222	1,07		

Ocampo. 1993.

¹³cv = caballos de vapor, cv = 736 W

EL coeficiente de corrección del diámetro de la polea menor, K_d , se tomó de la Tabla 32, con $D_2/D_1 = 2$, $K_d = 1,13$.

$$P_{NC} = \left[a \left(\frac{10^3}{V} \right)^{0,09} - \frac{b}{K_d \cdot D_1} - c \left(\frac{V}{10^3} \right)^2 \right] \left(\frac{V}{10^3} \right) = 4,25 \text{ cv (3,17 kW)}$$

Potencia nominal corregida por correa

La potencia por correa dada por la ecuación (2.75) es adecuada para un ángulo de contacto de la polea menor de 180° ; para ángulos menores se debe multiplicar la potencia nominal por correa por un factor de corrección del ángulo, K_θ (para tener una mayor duración de la correa). Como la longitud de la correa afecta su vida útil, también debe aplicarse un factor de corrección por la longitud de la correa, K_L :

$$P_{NCC} = P_{NC} \cdot K_L \cdot K_\theta \quad (2.76)$$

Donde:

K_θ = coeficiente de corrección del ángulo de contacto.

K_L = coeficiente de corrección de la longitud de la correa.

Tabla 33. Factor de corrección para el ángulo de contacto de la polea menor, K_θ .

$(D_2-D_1)/A$	K_θ para poleas		$(D_2-D_1)/A$	K_θ para poleas	
	V-V	V-Plana		V-V	V-Plana
0	1	0,75	0,8	0,87	0,85
0,1	0,99	0,76	0,9	0,85	0,85
0,2	0,97	0,78	1	0,82	0,82
0,3	0,96	0,79	1,1	0,8	0,8
0,4	0,94	0,8	1,2	0,77	0,77
0,5	0,93	0,81	1,3	0,73	0,73
0,6	0,91	0,83	1,4	0,7	0,7
0,7	0,89	0,84	1,5	0,65	0,65

Ocampo. 1993.

Para la transmisión de correa trapezoidal (V-V) y una relación $(D_2-D_1)/A = 0,33$, tomado de la Tabla 33, el factor de corrección para el ángulo de contacto, $K_\theta = 0,95$ (interpolando).

La longitud interior de la correa tipo A es igual a 64 in, de la Tabla 34, se obtiene el factor de corrección para la longitud de la correa, $K_L = 0,99$ (interpolando).

La potencia corregida por correa es igual a:

$$P_{NCC} = P_{NC} \cdot K_L \cdot K_\theta = 4,25 \text{ cv} \times 0,95 \times 0,99 = 4 \text{ cv} \text{ (2,94 kW)}$$

Número de correas

El número de correas requerido es igual a la relación entre la potencia de diseño y la potencia que cada correa puede transmitir para una duración satisfactoria:

$$\text{Número de correas} \geq \frac{P_d}{P_{NCC}} = 0,95 \text{ correas (1 correa)} \quad (2.77)$$

Entonces, el número de correas para la transmisión es una.

Tabla 34. Factor de corrección para la longitud de la correa, K_L .

Longitud nominal	Clase de correa			Longitud nominal	Clase de correa		
	A	B	C		A	B	C
26	0,81			75	1,02	0,97	0,87
31	0,84			80	1,04		
35	0,87	0,81		81		0,98	0,89
38	0,88	0,83		85	1,05	0,99	0,9
42	0,9	0,85		90	1,06	1	0,91
46	0,92	0,87		96	1,08		0,92
51	0,94	0,89	0,8	105	1,1	1,04	0,94
55	0,96	0,9		112	1,11	1,05	0,95
60	0,98	0,92	0,82	120	1,13	1,07	0,97
68	1	0,95	0,85	128	1,14	1,08	0,98

Ocampo. 1993.

Ángulo de contacto de las poleas

El ángulo de contacto de la polea menor está dado aproximadamente por:

$$\theta_1 = 2 \cos^{-1} \left(\frac{D_2 - D_1}{2A} \right) \quad (2.78)$$

$$\theta_1 = 2 \cos^{-1} \left(\frac{D_2 - D_1}{2A} \right) = 161^\circ = 2,8 \text{ rad}$$

El ángulo de contacto de la polea mayor es igual a:

$$\theta_2 = 360^\circ - \theta_1 \quad (2.79)$$

$$\theta_2 = 360^\circ - \theta_1 = 199^\circ$$

Cálculo de la fuerza en el lado flojo, tirante y fuerza sobre el eje

La fórmula de Euler: $\frac{F_1}{F_2} = e^{f\theta}$ (2.80)

Esta ecuación da aproximadamente la máxima relación entre las fuerzas en el lado tenso, F_1 , y en el lado flojo, F_2 , para evitar resbalamiento entre la correa y las poleas. Para asegurar una adecuada transmisión de potencia, esta relación debe ser menor que la dada por dicha ecuación (lo que implica mayor tensión inicial). [25-26]

Se asumió que la superficie de la correa es de caucho y materia textil, la polea de aluminio fundido, por lo tanto el coeficiente de fricción se tomó, f , es igual a 0,35. Para correas en V debe calcularse un coeficiente de fricción reducido:

$$f' = \frac{f}{\text{sen} \left(\frac{\alpha}{2} \right)} = 3f \quad (2.81)$$

$$f' = 1,05$$

Donde α es el ángulo de la ranura de la polea (34° a 38° , dependiendo del tamaño de la polea). Reemplazando el coeficiente de fricción f' en la ecuación (2.80), para la polea pequeña (que es la más crítica en cuanto al riesgo de deslizamiento) se obtiene:

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f\theta} = e^{3f\theta} = 18,92$$

Tabla 35. Relación entre las fuerzas en el lado tenso y en el lado flojo F_1/F_2

Ángulo de contacto ($^\circ$)	F_1/F_2	Ángulo de contacto ($^\circ$)	F_1/F_2	Ángulo de contacto ($^\circ$)	F_1/F_2
180	5	150	3,82	120	2,92
175	4,78	145	3,66	115	2,8
170	4,57	140	3,5	110	2,67
165	4,37	135	3,34	105	2,56
160	4,18	130	3,2	100	2,44
155	4	125	3,06	90	2,24

Ocampo. 1993.

Esta relación debe ser menor que el valor obtenido con la ecuación de Euler, por lo tanto se tomó de la Tabla 35 un valor recomienda para $\theta_1 = 161^\circ$, $F_1/F_2 = 4,22$.

El par de torsión en una transmisión por correas es producido por la diferencia entre las fuerzas en el lado tenso y en el lado flojo, multiplicado por el diámetro primitivo de la correa, entonces:

$$T_1 = (F_1 - F_2) \left(\frac{D_1}{2} \right) \quad (2.82)$$

Solucionando el sistema de dos ecuaciones con dos incógnitas, se obtiene:

$$F_1 = 224 \text{ N} \quad F_2 = 53 \text{ N}$$

Las fuerzas sobre los ejes de transmisión que soportan las poleas están dadas por la suma vectorial de las fuerzas F_1 y F_2 . Para la transmisión horizontal del accionamiento, el peso de la polea ejerce un esfuerzo en dirección axial a lo largo del árbol [27]. Las fuerzas sobre los árboles están dadas aproximadamente por:

$$F_{E1} = \sqrt{((F_1 - F_2) \cdot \sin(\alpha))^2 + ((F_1 + F_2) \cdot \cos(\alpha))^2} = 275 \text{ N} \angle 5,9^\circ \quad (2.83)$$

Donde:

$$\alpha = \frac{180^\circ - \theta_1}{2} = 9,5^\circ$$

$$F_{E2} = w = 25 \text{ N} \quad (\text{sobre el árbol del rotor del Deslim modificado})$$

En la Tabla 36, se encuentran los valores para la transmisión horizontal(a) del accionamiento de la tecnología ECOMILL®.

Mantenimiento de la transmisión mecánica por correa trapezoidal

El mantenimiento de este tipo de transmisión mecánica consiste en la inspección periódica para determinar la desalineación y el desgaste de las ranuras de las poleas y correas, y suciedad en la correa trapezoidal. [26]

Mantenimiento de la transmisión mecánica por correa trapezoidal

El mantenimiento de este tipo de transmisión mecánica consiste en la inspección periódica para determinar la desalineación y el desgaste de las ranuras de las poleas y correas, y suciedad en la correa trapezoidal. [26]

Tabla 36. Parámetros de diseño para la transmisión por correa trapezoidal para cada módulo de la tecnología ECOMILL®.

PARÁMETRO	ECOMILL® 500	ECOMILL® 1500	ECOMILL® 3500
Potencia de diseño P_d	1,388 kW	2,784 kW	3,715 kW
Tipo de correa	A	A	A
Diámetros primitivos de las poleas	$D_1= 6$ in (15 cm) $D_2 = 11$ in (28 cm)	$D_1= 6$ in (15 cm) $D_2 = 12$ in (30 cm)	$D_1= 6$ in (15 cm) $D_2 = 12$ in (30 cm)
Relación de transmisión i_a	1,86	2,03	2,03
Velocidad periférica V	13,2 m/s (2592ft/min)	13,6 m/s (2683ft/min)	13,9 m/s (2749ft/min)
Distancia entre centros A	17,12 in (43,5 cm)	18,27 in (46 cm)	18,27 in (46 cm)
Longitud interior L_{int}	60 in (150 cm)	64 in (163 cm)	64 in (163 cm)
Longitud primitiva L	61,3 in (156 cm)	65,3 in (166 cm)	65,3 in (166 cm)
Potencia nominal por correa P_{NC}	3,06 kW	3,17 kW	3,19 kW
Potencia nominal corregida por correa P_{NCC}	2,88 kW	2,94 kW	3,0 kW
Número de correas	1	1	2
Ángulos de contacto de poleas	$\theta_1= 163^\circ$ $\theta_2= 197^\circ$	$\theta_1= 161^\circ$ $\theta_2= 199^\circ$	$\theta_1= 161^\circ$ $\theta_2= 199^\circ$
Fuerza en la correa	$F_1 = 116$ N $F_2 = 27$ N	$F_1 = 224$ N $F_2 = 53$ N	$F_1/\text{correa} = 146$ N $F_2/\text{correa} = 35$ N
Fuerza periférica $F = F_1 - F_2$	89	171 N	222 N
Fuerza sobre los árboles F_{E1}	141	273 N	355 N
Fuerza sobre los árboles F_{E2}	15 N	25 N	50 N
Referencia de la correa	A60	A64	A64
Referencia de las poleas	6A-1 y 11A-1	6A-1 y 12A-1	6A-1 y 12A-1

2.2.5.5 Cálculos de la transmisión por cadena

La transmisión por cadena es la encargada de transmitir la potencia hacia el alimentador de tornillo sin fin. Los datos iniciales para la transmisión por cadena para el módulo ECOMILL® 1500 son:

Transmisión oblicua con una relación de transmisión de $i_c = 2,4$.

$P = 0,45 \text{ hp} \times 0,86 = 289 \text{ W}$, potencia a transmitir afectada por las eficiencias de la transmisión por correa trapezoidal, la caja reductora de velocidad y los rodamientos (chumaceras).

$n_3 = 43 \text{ r/min}$, velocidad de rotación del árbol conductor.

La máquina accionada es un alimentador de tornillo sin fin (se asumen que los elementos soportan carga uniforme).

El trabajo de la transmisión es de 6 horas al día.

Por las características del ambiente de trabajo en el beneficio de café (ambiente húmedo), se asume una condición crítica respecto a la lubricación (periódica)¹⁴.

Números de dientes de las estrellas

El número de dientes de la estrella menor desempeña una papel importante en la eficiencia de la transmisión por cadena, por lo tanto, se seleccionó un número de dientes mínimo para la estrella pequeña de $Z_1 = 17$, para una velocidad media de la transmisión (para cadena de rodillos).

Para el módulo ECOMILL® 500, se seleccionó un número de dientes mínimo para la estrella pequeña de $Z_1 = 12$, para una velocidad baja de la transmisión, además la frecuencia de giro de la estrella conductora se afectó por la nueva relación de transmisión del accionamiento (a) $i_a = 1,86$, por lo tanto la nueva frecuencia de giro del árbol 3 es $n_3 = 44 \text{ r/min}$.

El número máximo de dientes de la estrella mayor Z_2 , también se limita con el fin de conseguir que, por la elongación propia de la cadena, ésta descanse

¹⁴ En caso de que en la instalación se proteja la transmisión por cadena y se verifique el estado del lubricante continuamente, se esperará una mayor duración de la cadena.

apropiadamente en la respectiva circunferencia de la rueda dentada, para cadena de rodillos $Z_{2m\acute{a}x} = 120$ dientes. [26]

La relación de transmisión está dada por la siguiente ecuación:

$$i_c = \frac{n_3}{n_4} = \frac{Z_2}{Z_1} \qquad Z_2 = i_c \cdot Z_1 \qquad (2.84)$$

Donde:

n_3 : frecuencia de giro de la estrella conductora.

n_4 : frecuencia de giro de la estrella conducida.

Z_1 : número de dientes de la estrella conductora.

Z_2 : número de dientes de la estrella conducida.

Reemplazando, se obtiene:

$$Z_2 = 2,4 \times 17 = 41 \text{ dientes}^{15}$$

La nueva relación de transmisión es igual a: $i_c = \frac{Z_2}{Z_1} = 2,41$

Velocidad, fuerza periférica y fuerza equivalente por hilera en función del paso de la cadena.

La velocidad media de la cadena está dada por:

$$V = Z_1 \cdot n_1 \cdot p \qquad (2.85)$$

$$V = Z_1 \cdot n_1 \cdot p = 12,2 \text{ (s}^{-1}\text{)} \cdot p$$

La fuerza periférica se obtiene con la potencia y la velocidad de la cadena:

¹⁵Según Vanegas [25] para distribuir mejor el desgaste de la cadena y de las estrellas, se recomienda que los números de dientes de la cadena sean impares cuando la cadena tenga un número par de eslabones o lo contrario, (esto último es conveniente para evitar el uso de eslabones especiales).

$$F = \frac{P}{V} \quad (2.86)$$

$$F = \frac{P}{V} = \frac{23689}{p} \text{ N}\cdot\text{mm}$$

Esta es la fuerza periférica total que soporta la cadena; sin embargo, si la cadena es de más de una hilera de rodillos, la fuerza se distribuye en el número de hileras correspondiente. Teniendo en cuenta que la potencia que puede transmitir una cadena de varias hileras no es directamente proporcional al número de éstas, sino que es igual a una fracción, se calcula la fuerza equivalente por hilera dividiendo la fuerza periférica entre el coeficiente h :

La fuerza equivalente por hilera, F_{eh} , está dada por:

$$F_{eh} = \frac{F}{h} \quad (2.87)$$

Para una cadena de una hilera, h tomado de la Tabla 37, se obtiene:

$$F_{eh} = \frac{F}{1} = \frac{23689}{p} \text{ N}\cdot\text{mm}$$

Tabla 37. Coeficiente h .

Número de hileras	h
1	1
2	1,7
3	2,5
4	3,3

Ocampo. 1993.

Selección del paso de la cadena

La siguiente ecuación es recomendada para hallar un paso preliminar de la cadena de rodillos:

$$p(mm) = 280 \sqrt[3]{\frac{P \cdot K}{Z_1 \cdot n_3 \cdot [\bar{p}] \cdot h}} \quad (2.88)$$

Donde:

P : potencia (kW)

Z_1 : número de dientes de la estrella pequeña

n_1 : frecuencia de giro de la estrella pequeña [r/min].

$[\bar{p}]$: presión específica permisible, para cadenas de elevada exactitud y gran resistencia $[\bar{p}]$ se puede elegir entre 30% a 40% más alto (kg/mm²).

K : coeficiente de cálculo de carga, igual a:

$$K = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3$$

K_1 : coeficiente que tiene en cuenta el carácter de la carga:

Carga sin choque ($K_1=1$), carga con choques, ($1,2 < K_1 < 1,4$).

K_2 : coeficiente que considera la influencia del método de lubricación:

Continua ($K_2=1$), por goteo ($K_2=1,3$), Periódica ($K_2=1,5$).

K_3 : coeficiente que tiene en cuenta la duración del trabajo:

Una jornada ($K_3=1$), dos jornadas ($K_3=1,25$), tres jornadas ($K_3=1,45$).

Para la transmisión mecánica por cadena (c) del accionamiento del módulo ECOMILL® 1500 se tienen los siguientes valores:

$P = 0,289$ kW

$Z_1 = 17$

$n_3 = 43$ r/min

De la Tabla 38, se selecciona una presión específica permisible $[\bar{p}] = 4,99$ kg/mm², aumentada en 40%.

$K = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 = 1 \times 1,5 \times 1,45 = 2,175$

$K_1 = 1$ Carga sin choques.

$K_2 = 1,5$ Lubricación periódica (con grasa).

$K_3 = 1,45$ tres jornadas de trabajo.

$h = 1$, para una cadena de una hilera de rodillos.

Tabla 38. Valores de la presión específica permisible $[\bar{p}]$ en (kg/mm²) para cadena de rodillos. (15 Z_1 30).

n_1 (r/min)	Paso de la cadena p en (mm)			
	12-15,87	19,05-25,4	31,75-38,1	40-50,8
50	3,5	3,5	3,5	3,5
200	3,15	3	2,87	2,62
400	2,87	2,62	2,42	2,1
600	2,62	2,34	2,1	1,75
800	2,42	2,1	1,85	1,5
1000	2,24	1,9	1,66	
1200	2,1	1,75	1,5	
1600	1,85	1,5		
2000	1,66			
2400	1,5			
2800	1,37			

Ocampo. 1993.

Reemplazando en la ecuación (2.88), se obtiene el paso de la cadena de rodillos:

$$p(mm) = 280 \sqrt[3]{\frac{P \cdot K}{Z_1 \cdot n_1 \cdot [\bar{p}] \cdot h}} = 15,58 \text{ mm}$$

Se analizará una cadena de rodillos ANSI 50-1, paso = 15,875 mm (5/8 in), el paso de la cadena se ajustó a un paso pequeño de cadenas normalizadas, ya que con un paso menor se garantiza un trabajo más silencioso, menos cargas dinámicas y se evitan golpes fuertes cuando la cadena entre en contacto con los dientes de la rueda.

Para la verificación de la cadena seleccionada, se tomaron los datos necesarios para la cadena de rodillos ANSI sencilla 50-1 de la marca RENOLD® del Anexo 14:

Área nominal de trabajo:

$$A_r = 70 \text{ mm}^2$$

Fuerza equivalente por hilera:

$$F_{eh} = \frac{F}{K_4} = 1492 \text{ N (152 kg)}$$

Presión específica \bar{p}^{16} :

$$\bar{p} = \frac{K \cdot F_{eh}}{A_r} = \frac{2,175 \times 152 \text{ kg}}{70 \text{ mm}^2} = 4,72 \text{ kgf/mm}^2 \quad (2.89)$$

Donde:

F_{eh} : fuerza equivalente por hilera.

K : Coeficiente de cálculo de carga.

A_r : Proyección de la superficie de apoyo de la articulación (área nominal de trabajo).

Presión específica permisible $[\bar{p}]$, aumentada en 40%:

De la Tabla 38, se obtiene el valor de la presión específica permisible $[\bar{p}] = 4,99 \text{ kgf/mm}^2$

Fuerza de rotura de la cadena Q :

La fuerza de tensión de la cadena se obtiene del catálogo de la marca RENOLD[®], Anexo 14.

$$Q = 21800 \text{ N}$$

Coeficiente de seguridad N :

El coeficiente de seguridad es la relación entre la fuerza de tensión de la cadena Q , dada por el Anexo 14, y la fuerza periférica F multiplicada por el coeficiente que tiene en cuenta el tipo de carga K_1 , dado por la siguiente ecuación:

¹⁶Lo que determina la eficiencia y duración de una transmisión por cadena de rodillos es la resistencia al desgaste de sus articulaciones; por esta razón el criterio básico de su selección es el control de la presión específica en las articulaciones.[26]

$$N = \frac{Q}{K_1 \cdot F_{eh}} = \frac{21800N}{1 \times 1492N} = 15 \quad (2.90)$$

Tabla 39. Coeficiente de seguridad permisible [N] para cadenas de rodillos.

Paso p (mm)	Frecuencia de giro de la rueda dentada pequeña(r/min)									
	hasta 50	200	400	600	800	1000	1200	1600	2000	2400
Para cadenas de rodillos ($15 < Z_1 < 30$)										
12,7-15,88	7	7,8	8,5	9,3	10,2	11	11,7	13,2	14,8	16,3
19,05-25,4	7	8,2	9,3	10,3	11,7	12,9	14	16,3		
31,75-38,1	7	8,5	10,2	13,2	14,8	16,3	19,5			
44,45-50,8	7	9,3	11,7	14	16,3					

Ocampo. 1993.

Coeficiente de seguridad permisible [N]:

De la Tabla 39, se obtiene el valor de seguridad permisible [N] = 7

Distancia entre centros teórica, A:

$$A = 30p = 476 \text{ mm} \quad (2.91)$$

Lo óptimo podría ser $A = 40p$, pero se tomó el valor menor del rango recomendado ($30p < A < 50p$), ya que la distancia disponible es pequeña.

Número de eslabones, L_p :

$$L_p = 2 \left(\frac{A}{p} \right) + \frac{(Z_1 + Z_2)}{2} + \frac{(Z_2 - Z_1)^2}{4\pi^2 \left(\frac{A}{p} \right)} = 90 \quad (2.92)$$

Se debe seleccionar par, ya que los números de dientes de las estrellas son impares; esto puede contribuir a un desgaste más uniforme.

Número de golpes por segundo U :

En una transmisión por cadena ocurren impactos en el momento que la cadena comienza a acomodarse en la rueda dentada. Este número de golpes depende del tipo de cadena y del paso básicamente. Está dada por la siguiente ecuación:

$$U = \frac{n_1(r / \text{min}) \cdot Z_1}{15L_p} = 0,54 \text{ Hz} \quad (2.93)$$

Número de golpes permisible $[U]$:

De la Tabla 40, se obtiene el número de golpes permisible $[U]= 50 \text{ Hz}$

Tabla 40. Número de golpes permisible por segundo $[U]$ en Hz.

Tipo de cadena	Paso de la cadena p en (mm)							
	12,7	15,88	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50
Rodillos	60	50	35	30	25	20	15	15

Ocampo. 1993.

El paso de cadena es aceptado si cumple con los siguientes requisitos:

$$\bar{p} \leq [\bar{p}] \quad 4,72 < 4,99$$

$$U \leq [U] \quad 0,54 < 50$$

$$N \geq [N] \quad 15 > 7$$

Como el paso cumple las condiciones, se elige una cadena ANSI 50-1. Para unir o cerrar la cadena ANSI 50-1 se seleccionó una unión simple de *clip* de ajuste deslizante.

Distancia entre centros

La distancia entre centros corregida expresada en función del número de pasos, está dada por:

$$A_p = \frac{Lp - \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \sqrt{\left(\frac{Z_1 + Z_2}{2} - Lp\right)^2 - \frac{2}{\pi^2}(Z_2 - Z_1)^2}}{4} = 30,25 \quad (2.94)$$

La distancia entre centros es igual a:

$$A = A_p \cdot p = 30,25 \times 15,875 \text{ mm} = 480 \text{ mm} \quad (2.95)$$

Para calcular la distancia entre centros real, debe tenerse en cuenta el pandeo de la cadena en el lado flojo. La deflexión de la cadena y la distancia entre centros corregida puede tomarse:

$$0,01A < y < 0,015A \text{ para } \alpha > 45^\circ, \text{ y } A_c = A - 0,5y \quad (2.96)$$

Donde:

α : ángulo entre la línea que une los ejes y la horizontal, $\alpha > 45^\circ$.

Se tomó el valor medio para la siguiente constante, $y = 0,0125 \times 480 \text{ mm} = 6 \text{ mm}$, por lo tanto $A_c = 480 \text{ mm} - 0,5 \times 6 \text{ mm} = 477 \text{ mm}$

En la Figura 37, se observa la posición de la transmisión por cadena de rodillos que se instaló sobre los módulos ecológicos del lavado del café con fermentación natural ECOMILL®, donde se observa que la estrella conductora está ubicada en la parte inferior.

Selección de las estrellas

Comúnmente todo piñón de cadena lleva estampado el número de la cadena con la que debe engranar, luego el tipo de manzana con la que está construido y por último su número dientes.

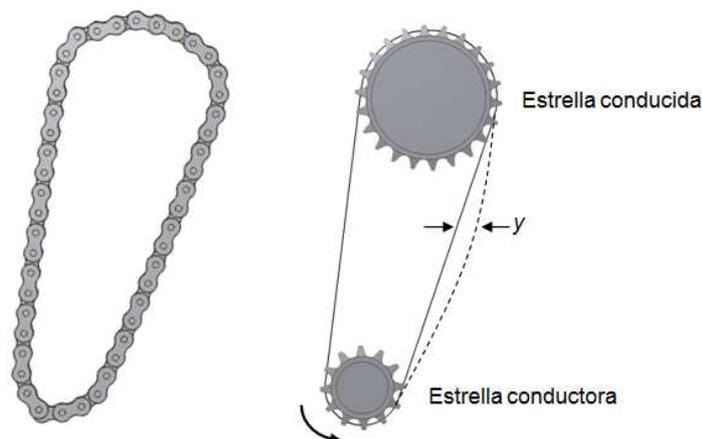
En el catálogo de la marca INTERMEC® se seleccionaron las estrellas para cadena ANSI 50-1 para el módulo ECOMILL® 1500, Anexo 15.

50B17: cadena No.50, el tipo de la manzana B y el número de dientes 17. Con un diámetro de agujero máximo admisible de 48 mm.

50B41: cadena No.50, el tipo de la manzana B y el número de dientes 41. Con un diámetro de agujero máximo admisible de 58 mm.

El piñón tipo B es un simple disco dentado, con manzana y fabricado con un agujero central pequeño. Es mecanizable y apto para soldarle cualquier otra pieza de acero con soldadura eléctrica.

Figura 37. Esquema de posición de la transmisión mecánica oblicua¹⁷ por cadena de rodillos, para la tecnología ECOMILL®.



Diámetros primitivos de las estrellas

Los diámetros primitivos de las estrellas están dados por:

$$D_0 = \frac{p}{\operatorname{sen}\left(\frac{180^\circ}{Z}\right)} \quad (2.97)$$

¹⁷ Para este tipo de posición se recomienda que el tramo tenso de la cadena quede por encima y el tramo flojo por debajo, además se debe evitar la posición vertical.

$$D_{01} = \frac{15,875\text{mm}}{\text{sen}\left(\frac{180^\circ}{17}\right)} = 86,4 \text{ mm, diámetro primitivo de la estrella menor.}$$

$$D_{02} = \frac{15,875\text{mm}}{\text{sen}\left(\frac{180^\circ}{41}\right)} = 207,4 \text{ mm, diámetro primitivo de la estrella mayor.}$$

La distancia mínima entre centros de los ejes de las estrellas, se elige en consonancia con la relación de transmisión i de modo que, el arco de contacto¹⁸ de la cadena en la estrella menor no sea inferior a 120° . Dada por la siguiente ecuación:

$$A_{\text{mín}} = B_1(D_{e1} + D_{e2}) + B_2 \quad (2.98)$$

Donde:

$B_1 = 0,5$ para $i < 4$

$B_1 = 0,6$ para $i \geq 4$

$D_{e1} = 93,5$ mm, diámetro exterior de la estrella menor, tomado del Anexo 15.

$D_{e2} = 215,4$, diámetro exterior de la estrella mayor, tomado del Anexo 15.

$B_2 =$ Factor que varía entre 30 a 50 mm, se sumió el valor medio de 40 mm.

$$A_{\text{mín}} = B_1(D_{e1} + D_{e2}) + B_2 = 19,5 \text{ cm}$$

La distancia máxima entre centros:

$$A_{\text{máx}} = 80p \quad (2.99)$$

$$A_{\text{máx}} = 80p = 127 \text{ cm}$$

Fuerza en el lado tenso, en el lado flojo y sobre el árbol

¹⁸ No menos de siete dientes deben estar en contacto con la cadena.

Las fuerzas en el lado tenso, F_1 , en el lado flojo, F_2 y sobre el árbol, F_E , están dadas por:

$$\text{Fuerza en el lado tenso } F_1 = F + F_p \quad (2.100)$$

$$\text{Fuerza en el lado flojo: } F_2 = F_p + F_c \quad (2.101)$$

La fuerza sobre el árbol está dada por la ecuación (2.102), considerando que las fuerzas F_1 y F_2 se aplican completamente en el plano vertical.

$$F_E = F_1 + F_2 + W \quad (2.102)$$

Donde:

F : fuerza periférica.

F_c : fuerza centrífuga, la cual está dada por:

$$F_c = \frac{q \cdot h \cdot V^2}{g} \quad (2.103)$$

Siendo:

$q = 1$ kg/m, peso lineal de la cadena de rodillos, tomado del Anexo 14.

$h = 1$, número de hileras de la cadena.

$V = 0,19$ m/s, velocidad periférica de la cadena.

$g = 9,81$ m/s², aceleración de la gravedad.

F_p : fuerza de pandeo, la cual está dada por:

$$F_p = \frac{q \cdot h \cdot A^2}{8y} \quad (2.104)$$

Siendo:

$A = 48$ cm, distancia entre centros.

$y = 6$ mm, deflexión en la cadena.

Reemplazando los valores se obtiene:

$$F_1 = F + F_p = 1492 \text{ N} + 47 \text{ N} = 1539 \text{ N}$$

$$F_2 = F_p + F_c = 47 \text{ N} + 0,04 \text{ N} = 47,04 \text{ N}$$

$$F_E = F_1 + F_2 + W = 1586 \text{ N}$$

En la Tabla 41, se hallan los valores para la transmisión por cadenas de rodillos para la tecnología ECOMILL®. Se seleccionó el mismo paso (15,875 mm) para la cadena de rodillos para todos los módulos, ya que permite un mayor intercambio entre los componentes de la tecnología.

Mantenimiento de la transmisión mecánica por cadena de rodillos

Para el mantenimiento de la transmisión por cadena de la tecnología ECOMILL se deben seguir 4 puntos importantes: alineación, tensión adecuada, lubricación y limpieza.

Lubricación de la transmisión mecánica por cadena de rodillos

La lubricación en la transmisión mecánica por cadena es vital para la duración de ésta, ya que disminuye el desgaste y las pérdidas por rozamiento. En la transmisión por cadena de rodillos según Ocampo [26], la lubricación se debe aplicar principalmente entre las superficies del pasador, bujes, rodillos, eslabones de la cadena y los dientes de las estrellas.

Para la tecnología ECOMILL® la lubricación de la transmisión mecánica por cadena se realiza manualmente, aplicando aceite¹⁹ entre las placas interiores y exteriores de la cadena a ambos lados. La lubricación se debe realizar periódicamente verificado el estado de las características del aceite y el desgaste de los eslabones y dientes de las estrellas.

¹⁹El tipo de aceite utilizado debe tener una buena capacidad de carga y resistencia al desgaste, con aditivos metálicos y aceites grasos, animales o vegetales; no debe producir corrosión en la cadena y estrellas.

Según Ocampo [26], no se recomienda lubricar cadenas de rodillos con aceites pesados o grasas.

Tabla 41. Parámetros de diseño para la transmisión por cadena de rodillos para cada módulo de la tecnología ECOMILL®.

PARÁMETRO	ECOMILL® 500	ECOMILL® 1500	ECOMILL® 3500
Potencia a transmitir P	169 W	289 W	334 W
Velocidad de rotación n_3	44 r/min	43 r/min	87 r/min
Número de dientes	$Z_1 = 12$ $Z_2 = 24$	$Z_1 = 17$ $Z_2 = 41$	$Z_1 = 17$ $Z_2 = 35$
Relación de transmisión i_c	2	2,41	2,06
Paso de la cadena p	5/8 in (15,875 mm)	5/8 in (15,875 mm)	5/8 in (15,875 mm)
Tipo de cadena	50	50	50
Número de hileras	1	1	1
Velocidad periférica V	0,14 m/s	0,194 m/s	0,39 m/s
Fuerza periférica F	1210 N	1492 N	854 N
Área nominal de trabajo A_r	70 mm ²	70 mm ²	70 mm ²
Fuerza equivalente por hilera F_{eh}	1210 N	1492 N	854 N
Presión específica \bar{p}	3,83 kg/mm ²	4,72 kg/mm ²	2,7 kg/mm ²
Presión específica permisible $[\bar{p}]$, aumentada en un 40%	4,99 kg/mm ²	4,99 kg/mm ²	4,76 kg/mm ²
Fuerza de tensión Q	21800 N	21800 N	21800 N
Coeficiente de seguridad N	18	15	25
Coeficiente de seguridad permisible $[N]$	7	7	7.2
Distancia entre centros A	48,3 cm	48 cm	47,4 cm
Número de eslabones L_p	79	90	86
Número de golpes por segundo U	0,445 Hz	0,54 Hz	1,15 Hz
Número de golpes permisible por segundo $[U]$	50 Hz	50 Hz	50 Hz
Diámetros primitivos de las estrellas	$D_{01} = 61,3$ mm $D_{02} = 121,6$ mm	$D_{01} = 86,4$ mm $D_{02} = 207,4$ mm	$D_{01} = 86,4$ mm $D_{02} = 177,1$ mm
Distancia entre centros corregida A_c	48 cm	47,7 cm	47,1 cm
Fuerza en la cadena	$F_1 = 1257$ N $F_2 = 47$ N	$F_1 = 1539$ N $F_2 = 47$ N	$F_1 = 900$ N $F_2 = 46$ N
Fuerza sobre los árboles F_E	1305 N	1586 N	947 N
Referencia de la cadena	ANSI 50-1	ANSI 50-1	ANSI 50-1
Referencia de las estrellas	50B12R ²⁰ 50B24	50B17 50B41	50B17 50B35

²⁰ R = ranurada

Un factor importante en la selección de los componentes de las transmisiones diseñadas para la tecnología ECOMILL® es el intercambio de los componentes con la finalidad de facilitar el ensamble, disponibilidad comercial e instalación de la tecnología, garantizando la flexibilidad del diseño.

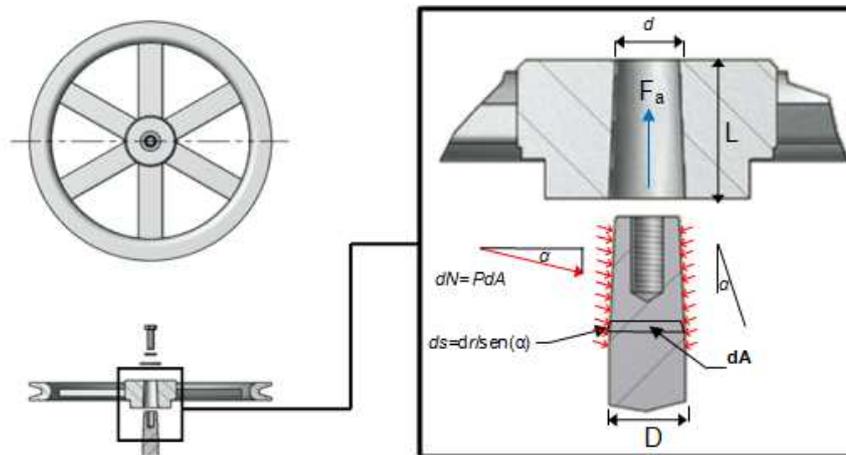
2.2.5.6 Método de fijación de las poleas y estrellas en el árbol del rotor de la tecnología ECOMILL®

Para la fijación de la polea al eje del rotor se emplea un asiento cónico que produce una capacidad moderada de transmisión de par, con una buena concentricidad disminuyendo las altas vibraciones producidas por una polea excéntrica y los esfuerzos por fatiga en el sistema, además, el cono permite un fácil retiro del árbol y la fuerza de sujeción es regulable y dosificable.

Los parámetros de diseño para un asiento cónico son el ángulo del cono α , el diámetro mayor D y el ancho de la cara L ; además, para determinar el par de torsión que puede transmitir el asiento cónico, se parte de la hipótesis que el cono y el receptor experimentan en la superficie de contacto una presión uniforme.[28]

Partiendo de la relación que la presión ejercida sobre la cara del cono es la presión máxima ($P = P_{max}$) en todo el ancho de la misma; en la Figura 38 b. se considera un elemento diferencial encerrado por un círculo de radio r y $(r + dr)$. El área del elemento diferencial es $dA = 2\pi r \left(\frac{dr}{\text{sen}(\alpha)} \right)$. [29]

Figura 38.a. Asiento cónico, **b.** Fuerzas en el asiento cónico.



Aplicando condiciones de equilibrio para el sistema, se observa que la fuerza necesaria para mantener unidos los elementos (fuerza de trabajo) será la integral de la componente axial de la fuerza normal elemental $dN = PdA$:

$$\uparrow \sum F = 0;$$

$$F_a = \int_{d/2}^{D/2} PdA \cdot \text{sen}(\alpha) = \int_{d/2}^{D/2} P \left(\frac{2\pi r}{\text{sen}(\alpha)} dr \right) \cdot \text{sen}(\alpha) = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \cdot P \quad (2.105)$$

La integral del momento diferencial es igual al producto de la fuerza elemental de fricción (μPdA) por el radio:

$$T = \int_{d/2}^{D/2} \mu \cdot PdA \cdot r = \int_{d/2}^{D/2} \mu \cdot P \left(\frac{2\pi r}{\text{sen}(\alpha)} dr \right) r = \frac{\pi}{12 \text{sen}(\alpha)} (D^3 - d^3) \mu \cdot P \quad (2.106)$$

Reemplazando y despejando la fuerza axial, se obtiene:

$$F_a = \frac{3 \text{sen}(\alpha) \cdot (D^2 - d^2) T}{\mu (D^3 - d^3)} \quad (2.107)$$

Para lograr esta fuerza de adhesión se utiliza un tornillo y una arandela que permiten la unión del receptor y el cono. En la Tabla 42, se consignan algunos valores de conicidades que se emplean comúnmente.

Para relacionar las dimensiones del cono se emplea la siguiente ecuación:

$$D = d + 2L \cdot \tan(\alpha) \quad (2.108)$$

El asiento cónico para la polea conducida del rotor del ECOMILL® 500 soporta un par de torsión nominal $T_n = 11,8$ N.m con una frecuencia de giro de 887 r/min, el diámetro del eje donde se va a posicionar la polea es $D = 20$ mm, el material de la polea es aluminio y el material del árbol es acero suave, estos dos materiales tienen un coeficiente de fricción estático $\mu_s = 0,61$ y un coeficiente de fricción cinético $\mu_k = 0,47$, tomado del Anexo 16.

Tabla 42. Conicidades usuales.

Conicidad $\frac{D-d}{L}$	Inclinación $\tan g(\alpha)$	α	Aplicación
1:5	1:10	5° 42' 38"	Cubos fácilmente separables del árbol.
1:10	1:20	2° 51' 45"	Cubos fácilmente separables del árbol y casquillos de cojinetes reajustables.
1:12	1:24	2° 23' 10"	Casquillos cónicos para rodamiento.
1:15	1:30	1° 54' 30"	Hélices de buque, vástagos de émbolos.
1:20	1:40	1° 25' 56"	Conos métricos para herramientas.

Niemann. 1973.

De la Tabla 42, se selecciona un ángulo $\alpha = 3^\circ$ que se aproxima a una conicidad 1:10, para una fácil separación de la polea del árbol del rotor y su posterior mantenimiento.

El diámetro menor está dado por la ecuación (2.108):

$$d = D - 2L \cdot \tan(\alpha) = 20\text{mm} - 2 \times 30\text{mm} \times \tan(3^\circ) = 16\text{ mm}$$

y la fuerza axial requerida para transmitir el torque se determina con la ecuación (2.107):

$$F_a = \frac{3\text{sen}(3^\circ) \times [(0,02\text{m})^2 - (0,016)^2] \times 11,8\text{Nm}}{0,61 \times [(0,02\text{m})^3 - (0,016\text{m})^3]} = 112\text{ N (11,4 kg)}$$

El asiento cónico para la estrella conductora del contraeje del ECOMILL® 500, soporta un par de torsión nominal $T_n = 36,7\text{ N.m}$ con una frecuencia de giro de 44 r/min, el diámetro del eje donde se va a posicionar la estrella es $D = 25\text{ mm}$, el material de la estrella es acero y el material del árbol es acero bajo en carbono AISI-SAE 1020, estos dos materiales tienen un coeficiente de fricción estático $\mu_s = 0,74$ y un coeficiente de fricción cinético $\mu_k = 0,57$, tomado del Anexo 16.

El diámetro menor de la conicidad es igual a:

$$d = D - 2L \cdot \tan(\alpha) = 25\text{mm} - 2 \times 20\text{mm} \times \tan(3^\circ) = 23\text{ mm}$$

y la fuerza axial requerida para transmitir el torque:

$$F_a = \frac{3\text{sen}(3^\circ) \times [(0,025\text{ m})^2 - (0,023)^2] \times 36,7\text{Nm}}{0,74 \times [(0,025\text{ m})^3 - (0,023\text{ m})^3]} = 216\text{ N (22 kg)}$$

En la Tabla 43, están los valores de la fuerza axial necesaria para transmitir el par de torque y las características del asiento cónico para la instalación de las poleas y estrellas en los árboles de transmisión de la tecnología ECOMILL®. La fuerza de unión debe ser mayor, ya que no se tiene en cuenta algunos efectos sobre el acabado de la superficie, las propiedades del material y las fuerzas externas que puedan afectar el desempeño de la unión (par de torsión pico en la arrancada de la máquina).

Tabla 43. Fuerza axial requerida y dimensiones del asiento cónico para la fijación de las poleas y estrellas en los árboles de transmisión de la tecnología ECOMILL®.

PARÁMETRO	ECOMILL® 500	ECOMILL® 1500	ECOMILL® 3500
Par de torsión nominal T_n Nm	11,8 N.m	25 N.m	32 N.m
Polea conducida	$D = 20$ mm $d = 16$ mm $L = 30$ mm	$D = 25$ mm $d = 22$ mm $L = 30$ mm	$D = 25$ mm $d = 21$ mm $L = 45$ mm
Fuerzas axial requerida nominal N	112 (11,4 kg)	182 (18,6 kg)	238 (24 kg)
Par de torsión nominal T_n Nm	36,7	58	36,7
Estrella conductora	$D = 25$ mm $d = 23$ mm $L = 20$ mm	$D = 32$ mm $d = 29$ mm $L = 20$ mm	$D = 32$ mm $d = 29$ mm $L = 20$ mm
Fuerzas axial requerida nominal N	216 (22 kg)	269 (27,4 kg)	170 (17 kg)
Par de torsión nominal T_n Nm	65	136	67,3
Estrella conducida	$D = 25$ mm $d = 23$ mm $L = 20$ mm	$D = 32$ mm $d = 29$ mm $L = 20$ mm	$D = 32$ mm $d = 29$ mm $L = 20$ mm
Fuerzas axial requerida nominal N	383 (39 kg)	630 (64 kg)	312 (31,8 kg)

Cuando se realiza una mala instalación (problemas de ajuste) entre el árbol de transmisión y la polea en la unión por chaveta se puede presentar el problema de excentricidad, causando alta vibración a la frecuencia de $1x n$ (r/min). Otro tipo de vibración que se puede presentar es la desalineación de la polea con la correa, Figura 39.

El método de fijación por asiento cónico evita la aparición de vibraciones en la transmisión, ya que por las características del rotor de la tecnología ECOMILL y por experiencias en la operación del rotor se considera que la unión por chaveta es inadecuada para el buen funcionamiento del equipo.

La frecuencia de trabajo de la correa está por debajo de la frecuencia de giro del motor o de la máquina conducida. Cuando las correas están desgastadas, flojas o desalineadas, normalmente causan la presencia de vibraciones al tercer o cuarto armónico de la frecuencia de la correa.

La frecuencia de la correa está dada por la siguiente ecuación:

$$n_c = \frac{\pi \cdot n_p \cdot D_o}{L} \quad (2.109)$$

Donde:

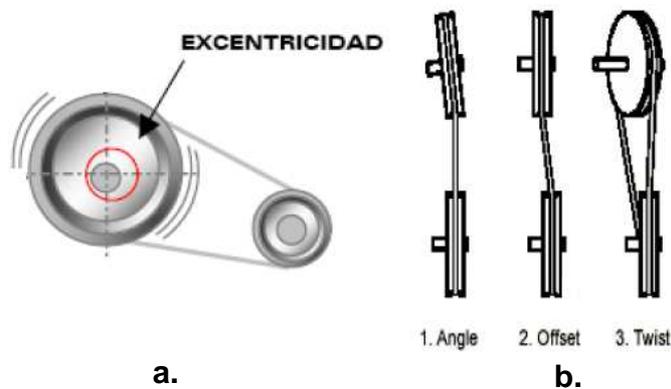
n_c = frecuencia de la correa (r/min)

n_p = frecuencia de giro de la polea (r/min)

D_o = diámetro primitivo de la polea (m)

L = longitud de la correa (m)

Figura 39. a. Excentricidad, **b.** Desalineación.



ESPECTRUM LTDA. 2007.

Para la transmisión mecánica por cadena se determina la frecuencia de paso de cadena, que está dada por:

$$n_{paso} = Z \cdot n \quad (2.110)$$

Donde:

n_{paso} = frecuencia de paso de la cadena (r/min)

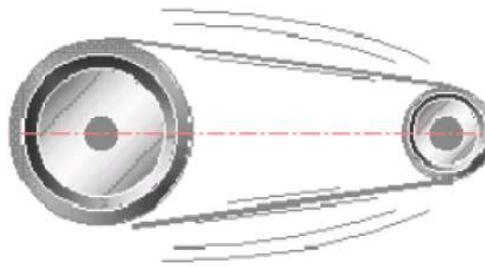
Z = número de dientes de la estrella

n = frecuencia de giro de la estrella (r/min)

Cuando la frecuencia natural de la correa o frecuencia de paso de cadena se aproxima o coincide con la frecuencia de giro del motor eléctrico o de la máquina accionada, se presenta resonancia que puede ocasionar amplitudes altas en el mecanismo, como se observa en la Figura 40.

La frecuencia natural de la correa se puede modificar cambiando la tensión, longitud o sección transversal de la correa (paso de la cadena), además cuando la transmisión entra en operación, la frecuencia natural de la correa será mayor en el lado tenso que en el lado flojo.[30]

Figura 40. Resonancia en la correa de una transmisión mecánica por correa.



ESPECTRUM LTDA. 2007.

Para las transmisiones mecánicas por correa trapezoidal y por cadena de rodillos del módulo ECOMILL® 500, se tienen los siguientes valores:

$n_p = 887$ r/min, tomada de la Tabla 36.

$D_o = 12$ in (30 cm), tomado de la Tabla 36.

Correa trapezoidal A-60

$L = 60$ in +1,3 in = 61,3 in (156 cm)

Reemplazando en la ecuación (2.109), se obtiene la frecuencia de la correa:

$$n_c = \frac{\pi \times 887 \text{ r/min} \times 12 \text{ in}}{61,3 \text{ in}} = 546 \text{ r/min}$$

Para la transmisión por cadena de rodillos, se tiene los siguientes valores:

$Z_1 = 12$ dientes, tomado de la Tabla 41.

$n_1 = 44$ r/min, tomada de la Tabla 41.

Reemplazando en la ecuación (2.110) se obtiene la frecuencia de paso:

$$n_{\text{paso}} = 12 \times 44 \text{ r/min} = 528 \text{ r/min}$$

Comparando la frecuencia de la correa y la frecuencia de paso de cadena la frecuencia forzada.

$$\frac{n_c}{n_f} = \frac{546 \text{ r/min}}{1650 \text{ r/min}} = 0,33 \quad \text{y} \quad \frac{n_{\text{paso}}}{n_f} = \frac{528 \text{ r/min}}{1650 \text{ r/min}} = 0,32 \quad (2.111)$$

En la Tabla 44, están los valores de frecuencia de la correa y frecuencias de paso de cadena para la transmisión por correa trapezoidal y la transmisión por cadena de rodillos de la tecnología ECOMILL®. Los valores son aceptables, ya que la frecuencia de excitación está por encima de la frecuencia de la correa y la frecuencia de paso de cadena. Sin embargo cuando las transmisiones mecánicas trabajan en la zona poscrítica $n > n_c$ o n_{paso} , el dispositivo debe arrancar rápidamente para superar la zona de resonancia evitando amplitudes peligrosas

Tabla 44. Frecuencia de la correa y frecuencia de paso de cadena para las transmisiones mecánicas de la tecnología ECOMILL®.

PARÁMETRO	ECOMILL® 500	ECOMILL® 1500	ECOMILL® 3500
Frecuencia de la correa n_c r/min	546	486	498
Frecuencia de paso de la cadena n_{paso}	528	731	1479
$\frac{n_c}{n_f}$	0,33	0,28	0,28
$\frac{n_{\text{paso}}}{n_f}$	0,32	0,43	0,85

2.2.6 Diseño de árboles de transmisión de la tecnología ECOMILL®

Los ejes de transmisión son elementos de máquinas para sostener piezas que giran solidariamente o entorno a ellos y soportan pares de torsión transmitiendo potencia.

En el diseño de los ejes de transmisión de potencia para la tecnología ECOMILL (módulo ecológico del lavado del café con fermentación natural del mucílago) se plantea la siguiente metodología recomendada por [15]:

Metodología para el diseño de ejes de transmisión de potencia

El diseño de ejes de transmisión comprende básicamente:

Selección del material.

Diseño constructivo (configuración geométrica).

Verificación de la resistencia.

Resistencia estática.

Resistencia a la fatiga.

Resistencia a las carga dinámicas (cargas de arrancadas).

Verificación de la rigidez del eje de transmisión:

Deflexión por flexión y pendiente de la elástica.

Deformación por torsión.

Análisis modal (Verificación de las frecuencias naturales del eje de transmisión).

2.2.6.1 Selección del material

El material de construcción de los ejes de transmisión de potencia para el módulo ecológico del lavado del café con fermentación natural ECOMILL es acero AISI-SAE1020 laminado en caliente, un acero de bajo porcentaje de carbono con excelentes características mecánicas para ejes de transmisión de potencia y bajo costo, con un módulo de elasticidad de 205 GPa y una maquinabilidad 72% (SAE 1212 = 100 %) con una densidad 7,87 g/cm³(0.284 lb/in³), otras propiedades mecánicas están consignadas en la Tabla 45.

Tabla 45.Propiedades mecánicas del acero AISI-SAE 1020.

Tipo	Resistencia máxima a la tracción [ksi-MPa]	Resistencia a la fluencia [ksi-MPa]	Elongación sobre 2 in (%)
SAE 1020	29,7-205	55,1-380	25

Tomado del Anexo 11.

2.2.6.2 Diseño constructivo (configuración geométrica).

En la Figura 41, se observa la configuración geométrica del eje del rotor del Deslim modificado de la tecnología ECOMILL® que define las longitudes, diámetros y disposición para el montaje de los elementos de fijación de las transmisiones mecánicas.

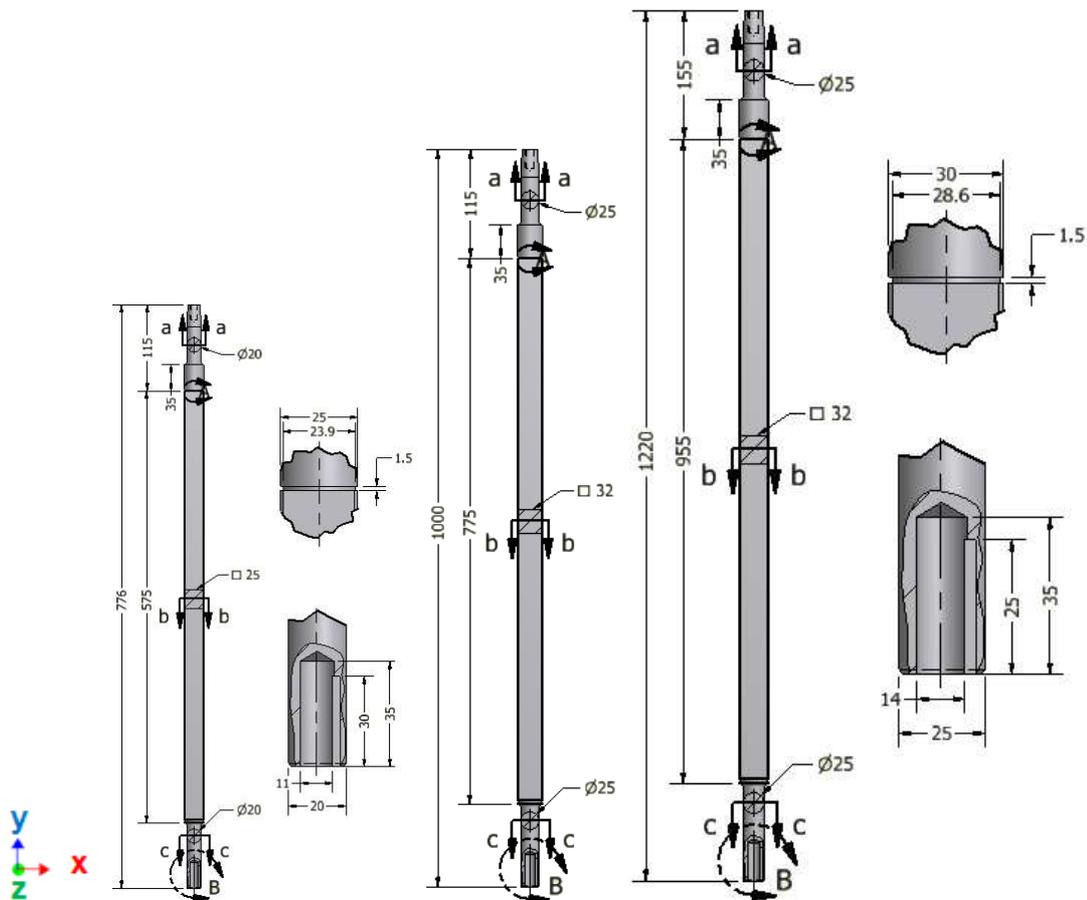
Para facilitar el montaje y desmontaje de la transmisión mecánica, se utiliza un asiento cónico en el árbol del rotor de los módulos ECOMILL® que transmite la potencia mediante el efecto cuña de un cono, la fuerza axial que une los dos elementos (receptor y cono) se consigue por medio de un tornillo y una arandela.

Para evitar el desplazamiento axial de los accesorios montados sobre el árbol (agitadores, espaciadores y alimentador) se realizan unas ranuras en el eje, para

instalar un anillo de retención para eje externo. Este tipo de elemento de sujeción permite simplificar el diseño y disminuir los costos de instalación.

Para transmitir la potencia desde el árbol del DESLIM modificado hacia el árbol de la caja reductora que posteriormente transfiere la potencia hacia el alimentador de tornillo sin fin, se empalman rígidamente los dos ejes por medio de un acople maquinado en el árbol del rotor, este tipo de unión no sólo transmite los pares de torsión, sino también los momentos flectores y esfuerzos axiales que surgen en el sistema. Para disminuir estos efectos el acople se sitúa cerca a la chumacera (unidad de rodamiento) inferior del DESLIM modificado.

Figura 41. Configuración geométrica del árbol de transmisión del rotor del DESLIM modificado de la tecnología ECOMILL®.



2.2.6.3 Verificación de la resistencia del eje de transmisión de potencia de la tecnología ECOMILL®

Análisis estático de árboles dúctiles

El rotor de la tecnología ECOMILL® debe soportar las cargas normales de trabajo que son principalmente fuerzas tangenciales producidas por la oposición de la masa de café con mucilago degradado en el interior de la camisa a la penetración de los agitadores, y la fuerza de fricción generada por el rozamiento de la masa de café con la superficie de la camisa y las partes internas (agitadores, hélice, etc.)

Sin embargo existe una fuerza axial en el interior del rotor que permite el ascenso del café por el interior del dispositivo, produciendo esfuerzo de compresión y de tracción en el eje del rotor. Además, el peso de algunos elementos como los agitadores se oponen a este movimiento vertical; estos tipos de cargas en el eje de transmisión producen los siguientes esfuerzos:

Esfuerzos cortantes producidos por el par de torsión. Los puntos de mayor esfuerzo cortante son más alejados del eje neutro, este esfuerzo para una sección circular sólida está dado por:

$$S_s = \frac{Tc}{J} = \frac{16T}{\pi d^3} \quad (2.112)$$

Donde:

T : par de torsión (N.m)

c : distancia del eje neutro hasta los puntos de mayor esfuerzo (m)

J : momento polar de inercia (m⁴)

d : diámetro de la sección transversal (m)

Al someter a torsión un elemento de sección circular se presenta una deformación, una cara gira respecto a la otra un ángulo θ que se denomina ángulo de torsión, el cual está dado en radianes por:

$$\theta = \frac{TL}{JG} \quad (2.113)$$

Donde:

L : distancia entre secciones (m)

G : módulo de rigidez del material (GPa)

El esfuerzo cortante máximo para una sección rectangular sólida, está dado por:

$$S_{smax} = \frac{T}{\alpha ab^2} \quad (2.114)$$

Donde:

T : par de torsión (N.m)

a : longitud del lado mayor de la sección transversal (rectangular) (m)

b : longitud del lado menor de la sección transversal (rectangular) (m)

α : coeficiente que depende de la relación a/b , consignados en la Tabla 46.

Para el esfuerzo cortante en la línea central de la cara angosta, el esfuerzo está dado por la siguiente ecuación:

$$S_{smax}' = \gamma \cdot S_{smax} \quad (2.115)$$

γ : coeficiente que depende de la relación a/b consignados en la Tabla 46.

Tabla 46. Coeficientes para el cálculo de esfuerzos y del ángulo de torsión en un elemento de sección rectangular sometido a torsión.

a/b	1	1,5	2	3	4	6	8	10	∞
α	0,208	0,231	0,246	0,267	0,282	0,299	0,307	0,313	0,333
β	0,141	0,196	0,229	0,263	0,281	0,299	0,307	0,313	0,333
γ	1	0,858	0,796	0,753	0,745	0,743	0,743	0,743	0,746

Vanegas. 2011.

Para una sección rectangular, el ángulo de torsión en radianes, está dado por:

$$\theta = \frac{TL}{G\beta ab^3} \quad (2.116)$$

β : coeficiente que depende de la relación a/b , consignados en la Tabla 46.

Esfuerzo normal por carga axial. El esfuerzo normal es constante en toda la sección, y está dado por:

$$S_F = \pm \frac{F}{A} \quad (2.117)$$

Donde:

F : fuerza axial (N)

A : área de la sección transversal (m^2)

Al someter un elemento homogéneo de sección uniforme a una carga axial centrada, y aplicando la ley de Hooke, se obtiene la deformación axial, dada por:

$$\delta = \pm \frac{FL}{AE} \quad (2.118)$$

Siendo:

F : fuerza axial centrada (N)

L : longitud de la sección sometida a la carga axial (m)

A : área de la sección transversal (m^2)

E : módulo de elasticidad (GPa)

Cuando la carga es de compresión y si el eje es esbelto puede tratar de flexionarlo (pandearlo), produciendo esfuerzos por carga axial y flexión combinados, por lo tanto se debe calcular un esfuerzo equivalente para el caso de columnas:

$$S_{eF} = -\alpha_p \frac{F}{A} \quad (2.119)$$

Donde:

α_p : coeficiente que tiene en cuenta el efecto de pandeo, que está dado por:

$$\alpha_p = \frac{1}{1 - \frac{S_y \left(\frac{Le}{r} \right)^2}{4\pi^2 E}} \quad \text{Para columnas cortas (ecuación de J.B JOHNSON)} \quad (2.120)$$

$$\alpha_p = \frac{S_y \left(\frac{L_e}{r} \right)^2}{\pi^2 E} \text{ Para columnas largas (ecuación de EULER)} \quad (2.121)$$

Donde:

S_y : esfuerzo de fluencia

E : módulo de elasticidad

r : radio de giro de la sección transversal

L_e : longitud efectiva

$L_e = L \cdot K$

Siendo:

L : longitud real de la columna entre los soportes

K : coeficiente que depende del tipo de extremo.

Para determinar el método de análisis de la columna (larga o corta) se debe compara la relación de esbeltez real de la columna con la relación de esbeltez de transición o constante de columna, que está dada por la ecuación (2.35):

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_y}}$$

- Si $\frac{K \cdot L}{r_{min}}$ es mayor que C_c , la columna es larga y se emplea la ecuación de EULER para calcular el coeficiente (α_p) que tiene en cuenta el efecto de pandeo.
- Si $\frac{K \cdot L}{r_{min}}$ es menor que C_c , la columna es corta y se emplea la ecuación de J.B JOHNSON para calcular el coeficiente (α_p) que tiene en cuenta el efecto de pandeo.

Esfuerzo normal producido por el momento flector. El esfuerzo normal es máximo en las fibras más alejadas del eje neutro, que está dado por:

$$S_M = \pm \frac{Mc}{I} \quad (2.122)$$

Donde:

M : momento flector (N.m)

c : distancia desde el eje neutro hasta las fibras más alejadas.(m).
Existen dos valores para c , uno para los puntos de tracción y otro para los puntos a compresión

I : momento rectangular de inercia de la sección transversal (m^4)

Esfuerzo cortantes. Estos esfuerzos son menores que los esfuerzos producidos por el par torsional, para una sección circular el esfuerzo cortante máximo en la sección, está dado aproximadamente por:

$$S_s = \frac{4V}{3A} \quad (2.123)$$

Donde:

V : fuerza cortante (N)

A : área de la sección transversal (m^2)

La sección transversal del eje del rotor del DESLIM modificado de la tecnología ECOMILL está bajo una combinación de esfuerzo biaxial; los esfuerzos para el punto más crítico están dados por:

$$S = -\alpha_p \frac{F}{A} \pm \frac{Mc}{I} \quad (2.124), \quad S_s = \frac{Tc}{J} + \frac{4V}{3A} \quad (2.125)$$

Para el diseño del eje de transmisión de potencia del rotor del DESLIM modificado construido con un material dúctil uniforme (acero AISI-SAE 1020) se aplica la teoría de Von Mises-Hencky (teoría de la energía de distorsión) que es equivalente a la teoría del esfuerzo cortante octaédrico (TECO). Las ecuaciones de diseño para el estado de esfuerzo del punto crítico, están dadas por:

$$\left(\frac{1}{N}\right)^2 = \left(\frac{S}{S_y}\right)^2 + \left(\frac{\sqrt{3}xS_s}{S_y}\right)^2 \quad \text{o} \quad \left(\frac{S_y}{N}\right)^2 = S^2 + (\sqrt{3}xS_s)^2 \quad (2.126)$$

En la Figura 42 se observa el eje del rotor del módulo ECOMILL® 500 que transmite una potencia de 1,16 kW (1,55 hp) a 887 r/min, está apoyado en dos

rodamientos rígidos de bolas (chumaceras de pared ovalas) A y B. La potencia es suministrada por una polea en C (transmisión por correa trapezoidal), el diámetro primitivo de la polea $D_c = 280$ mm (11 in) y la fuerza en el lado tenso de la correa $F_1 = 4,3x F_2$ la fuerza en el lado flojo.

Se procede a verificar la resistencia a las cargas dinámicas del eje de transmisión del módulo ECOMILL® 500, ya que las cargas dinámicas son mayores que las nominales, además, las cargas dinámicas se presentan en la arrancada del motor eléctrico del mecanismo que son 1,8 veces las cargas nominales.

Figura 42. Rotor de los módulos ECOMILL® 500, ECOMILL® 1500 y ECOMILL® 3500 (plano 7).

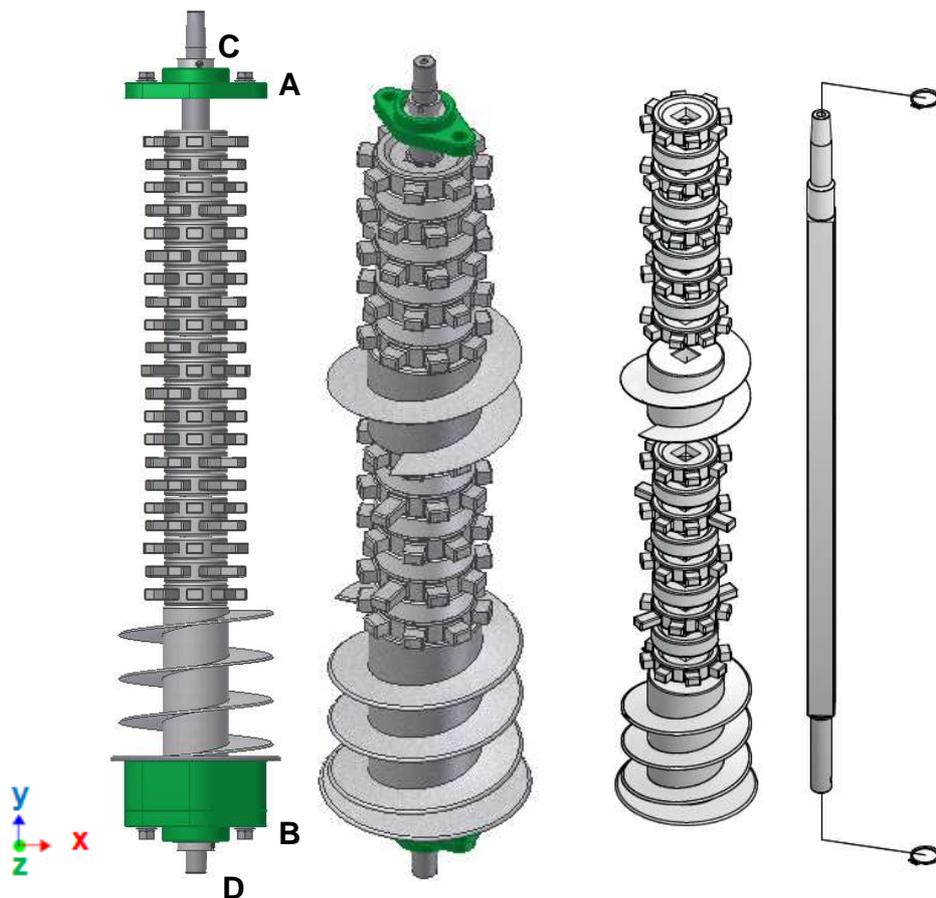


Diagrama de cuerpo libre:

Para determinar la sección que está sometida a las mayores cargas, se construyeron los diagramas de par de torsión, momento flector y fuerza axial; pero antes se calcularon todas las fuerzas externas que actúan sobre el sistema y las reacciones en los apoyos (chumaceras).

El apoyo A soporta la carga radial generada por la transmisión mecánica por correas trapezoidales y un porcentaje de la carga axial de empuje generada por la sección del tramo de hélice que permite el ascenso del café con mucílago degradado, por otro lado, el apoyo B soporta una carga radial menor, y un porcentaje mayor de la carga axial, pero el apoyo B estará bajo una carga de tracción, como se observa en la Figura 43.

Figura 43. Diagrama de cuerpo libre del árbol del rotor del módulo ECOMILL® 500.

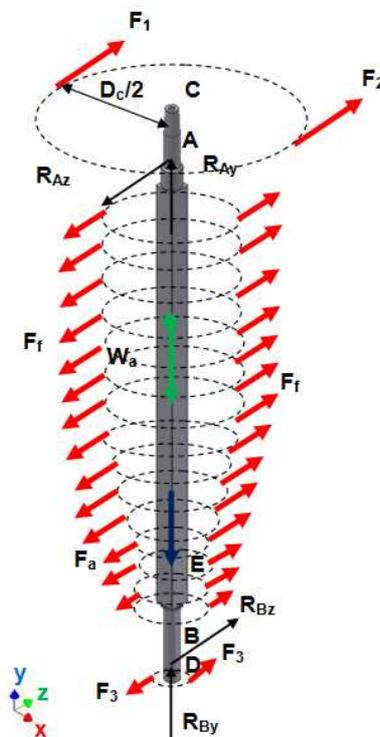
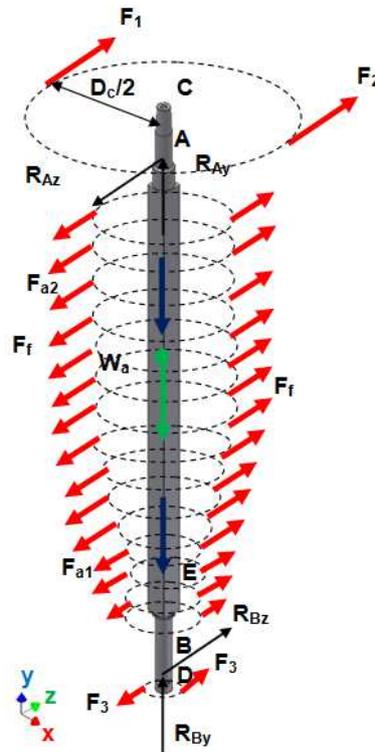


Figura 44. Diagrama de cuerpo libre del árbol del rotor de los módulos ECOMILL® 1500 y ECOMILL® 3500.



Cálculo del par torsional y diagrama de par de torsión:

Como el rotor consume gran parte de la potencia del motor, se debe calcular un sólo par torsional nominal (para simplificar el análisis) generado por la fuente de potencia (motor eléctrico), de acuerdo con la siguiente ecuación (2.127):

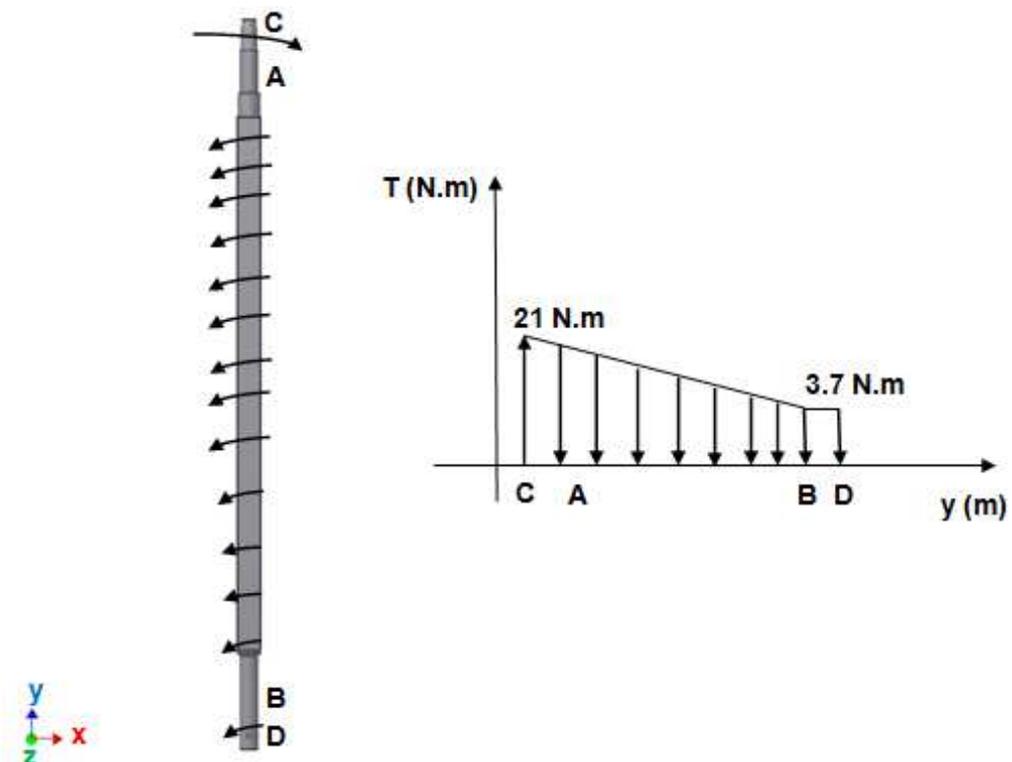
$$T_n = \frac{P_{Mc}}{2\pi n_2} \eta_a \cdot \eta_r^k = \frac{1,16kW}{2\pi \frac{887 \frac{rev}{min}}{60 \frac{s}{min}}} \times 0,95 \times 0,99^1 = 11,8N.m \quad (2.127)$$

El par de torsión pico $T_p = 1,8 \cdot T_n = 21 N.m$ (2.128)

El par torsional entra por la polea en C al rotor que es producido por las fuerzas F_1 y F_2 transmitidas por la correa trapezoidal desde el motor. El par torsional en el tramo AB tiene sentido contrario al par torsional generado en C, ya que la masa de café con mucilago degradado se opone al movimiento rotacional producido por el motor, además, se debe sumar la fuerza de fricción que genera la superficie de la camisa del dispositivo contra la masa de café.

Los rodamientos en A y B no tienen reacciones, ya que ellos permiten la rotación libre del rotor. En la Figura 45, el tramo AC es el más cargado a torsión, con un par constante de 21 N.m, sin embargo este par torsional disminuye a lo largo del árbol, ya que gran parte de la potencia es consumida en la agitación de la masa con mucílago degradado. Una cantidad menor del par torsional producido por el motor eléctrico sale por el empalme rígido en D hacia el reductor de velocidad.

Figura 45. Diagrama de cuerpo libre del par de torsión pico del árbol.



Cálculo de las fuerzas externas:

En la polea ambas fuerzas, F_1 y F_2 , producen pares de torsión. Estos pares de torsión tienen sentidos contrarios, por lo tanto, se deben restar. El par torsional resultante, producido por las fuerzas en la polea, está dado por la ecuación (2.82):

$$T_p = (F_1 - F_2) \frac{D_c}{2}; \text{ Como } F_1 = 4,3 \times F_2$$

Entonces, $F_2 = 46 \text{ N}$ y $F_1 = 198 \text{ N}$

Estas dos fuerzas tangenciales generan la suficiente tensión inicial para crear una tensión de trabajo constante.

En el tramo AB del rotor, una porción la ocupa un helicoides (tornillo sin fin) que permite la elevación de la masa de café con mucílago fermentado hacia los agitadores, como se observa en la Figura 42, este elemento produce una fuerza axial de empuje que está dada por la siguiente expresión:

$$F_n = \frac{P_{Mc}}{p \cdot n} \eta_a \cdot \eta_r^k = \frac{1,16 \text{ kW}}{0,04 \text{ m} \times \frac{887 \frac{\text{rev}}{\text{min}}}{60 \frac{\text{s}}{\text{min}}}} \times 0,95 \times 0,99^1 = 1,85 \text{ kN} \quad (2.129)$$

La fuerza axial de empuje pico $F_p = 1,8 \cdot F_n = 3,33 \text{ kN}$ (2.130)

Donde:

F_n : fuerza axial de empuje (kN)

P_{Mc} : potencia corregida (kW)

p : paso del tornillo sin fin (m)

n : frecuencia de giro (r/min)

Cálculo de las reacciones:

Aplicando condiciones de equilibrio para el sistema, es decir, sumatoria de fuerzas en x, yz, y la sumatoria de momentos en el planos yz, se tiene:

$$\downarrow \sum F_z = 0; R_{Az} - R_{Bz} = F_1 + F_2 \quad (2.131)$$

$$\curvearrowright \sum MA_{yz} = 0; R_{Bz} \times 0,67 \text{ m} = (F_1 + F_2) \times 0,047 \text{ m} \quad (2.132)$$

Despejando se obtiene:

$$R_{Az} = 262 \text{ N} \quad R_{Bz} = 18 \text{ N}$$

Para determinar las reacciones en los apoyos del rotor debido a la fuerza axial de empuje generada por un tramo de hélice, se relacionan las ecuaciones de equilibrio con las deformaciones obtenidas considerando la geometría del rotor.

Como el peso de los elementos instalados sobre el árbol (agitadores, espaciadores y hélice) y el peso mismo del eje son pequeños comparado con la fuerza axial que genera el tramo de hélice este peso total se desprecia ($W_a \approx 0$).

Aplicando las condiciones de equilibrio, sumatorio de fuerzas en y,

$$\uparrow \sum F_y = 0; R_{Ay} + R_{By} = F_a \quad (2.133)$$

Esta ecuación no es suficiente para determinar las dos reacciones desconocidas R_{Ay} y R_{By} , por lo tanto, este problema es estáticamente indeterminado.

Para hallar los valores de las dos reacciones en el eje del rotor del módulo ECOMILL 500 se asume que la deformación axial entre los dos apoyos A y B es igual a cero, por lo tanto, el alargamiento de los tramos AE y EB está dado por la ecuación (2.132):

$$\delta_{total} = \delta_{AE} + \delta_{EB} = 0 \quad (2.134)$$

Expresando las deformaciones axiales en términos de las fuerzas internas, Figura 46, se obtiene:

$$-\frac{R_{Ay} \cdot L_1}{(AE)_1} + \frac{R_{By} \cdot L_2}{(AE)_2} = 0 \quad (2.135)$$

Resolviendo las dos ecuaciones simultáneamente, se obtiene:

$$R_{Ay} = \frac{F_a \cdot \left(\frac{L}{A}\right)_2}{\left(\frac{L}{A}\right)_1 + \left(\frac{L}{A}\right)_2} \quad (2.136), \quad R_{By} = \frac{F_a \cdot \left(\frac{L}{A}\right)_1}{\left(\frac{L}{A}\right)_1 + \left(\frac{L}{A}\right)_2} \quad (2.137)$$

Donde:

$$\left(\frac{L}{A}\right)_1 = \frac{18mm}{\frac{\pi}{4}(20mm)^2} + \frac{35mm}{\frac{\pi}{4}(25mm)^2} + \frac{440mm}{25mm \times 25mm} = 0,83 \text{ mm}^{-1}$$

$$\left(\frac{L}{A}\right)_2 = \frac{18mm}{\frac{\pi}{4}(20mm)^2} + \frac{134mm}{25mm \times 25mm} = 0,27 \text{ mm}^{-1}$$

Sustituyendo los valores se obtiene en la ecuación (2.136) y (2.137):

$$R_{Ay} = 0,8 \text{ kN} \quad \text{y} \quad R_{By} = 2,5 \text{ kN}$$

Para determinar las reacciones en A y en B para el eje del rotor del DESLIM modificado de los módulos ECOMILL® 1500 y ECOMILL® 3500, se considera la reacción en B como sobrante y se elimina del sistema. Ahora la reacción R_{By} se considera como una carga desconocida y se determina a partir de la condición que la deformación δ del eje debe ser igual acero. [14]

Expresando las deformaciones axiales en términos de las fuerzas internas, Figura 47, se obtiene:

$$\frac{F_{a1}}{2} \cdot \left(\frac{L}{AE}\right)_2 + F_{a1} \cdot \left(\frac{L}{AE}\right)_1 = R_{By} \left(\frac{L}{AE}\right)_4 \quad (2.138)$$

Resolviendo la ecuación (2.136), se obtiene:

$$R_{By} = \frac{F_{a1} \left[\frac{1}{2} \left(\frac{L}{A}\right)_2 + \left(\frac{L}{A}\right)_1 \right]}{\left(\frac{L}{A}\right)_4} \quad (2.139)$$

Reemplazando para el módulo ECOMILL® 1500, se obtiene:

Siendo:

$$\left(\frac{L}{A}\right)_1 = \frac{18mm}{\frac{\pi}{4}(25mm)^2} + \frac{35mm}{\frac{\pi}{4}(30mm)^2} + \frac{234mm}{32mm \times 32mm} = 0,31 \text{ mm}^{-1}$$

$$\left(\frac{L}{A}\right)_2 = \frac{334mm}{32mm \times 32mm} = 0,32 \text{ mm}^{-1}$$

$$\left(\frac{L}{A}\right)_4 = \frac{(36+40)}{\frac{\pi}{4}(25mm)^2} + \frac{35mm}{\frac{\pi}{4}(30mm)^2} + \frac{755mm}{32mm \times 32mm} = 0,94 \text{ mm}^{-1}$$

Sustituyendo los valores en la ecuación (2.139), se obtiene:

$$R_{By} = 2,15 \text{ KN}$$

Aplicando las condiciones de equilibrio, sumatorio de fuerzas en y,

$$\uparrow \sum F_y = 0; R_{Ay} + R_{By} = F_{a1} \quad (2.140)$$

$$R_{Ay} = 2,15 \text{ KN}$$

Diagramas de fuerza cortante, momento flector y carga axial:

Se construyen los diagramas de fuerza cortante, momento flector y carga axial. Cuando las fuerzas cortantes son grandes se deben analizar el efecto que tiene sobre el árbol, además son el punto de partida para construir el diagrama de momento flector.

En el diagrama de momento resultante, Figura 46, el momento flector máximo es pequeño, ya que el apoyo está muy cerca de la transmisión por carrea trapezoidal disminuyendo este efecto sobre el árbol del rotor del ECOMILL® 500.

Figura 46. Diagrama de fuerza cortante, momento flector y carga axial para las cargas dinámicas del árbol del rotor del DESLIM modificado del módulo ECOMILL® 500.

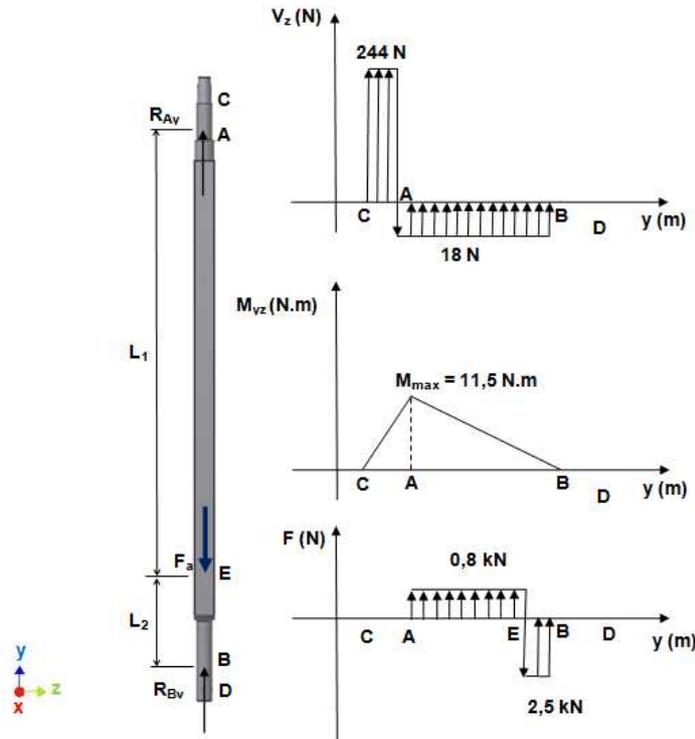
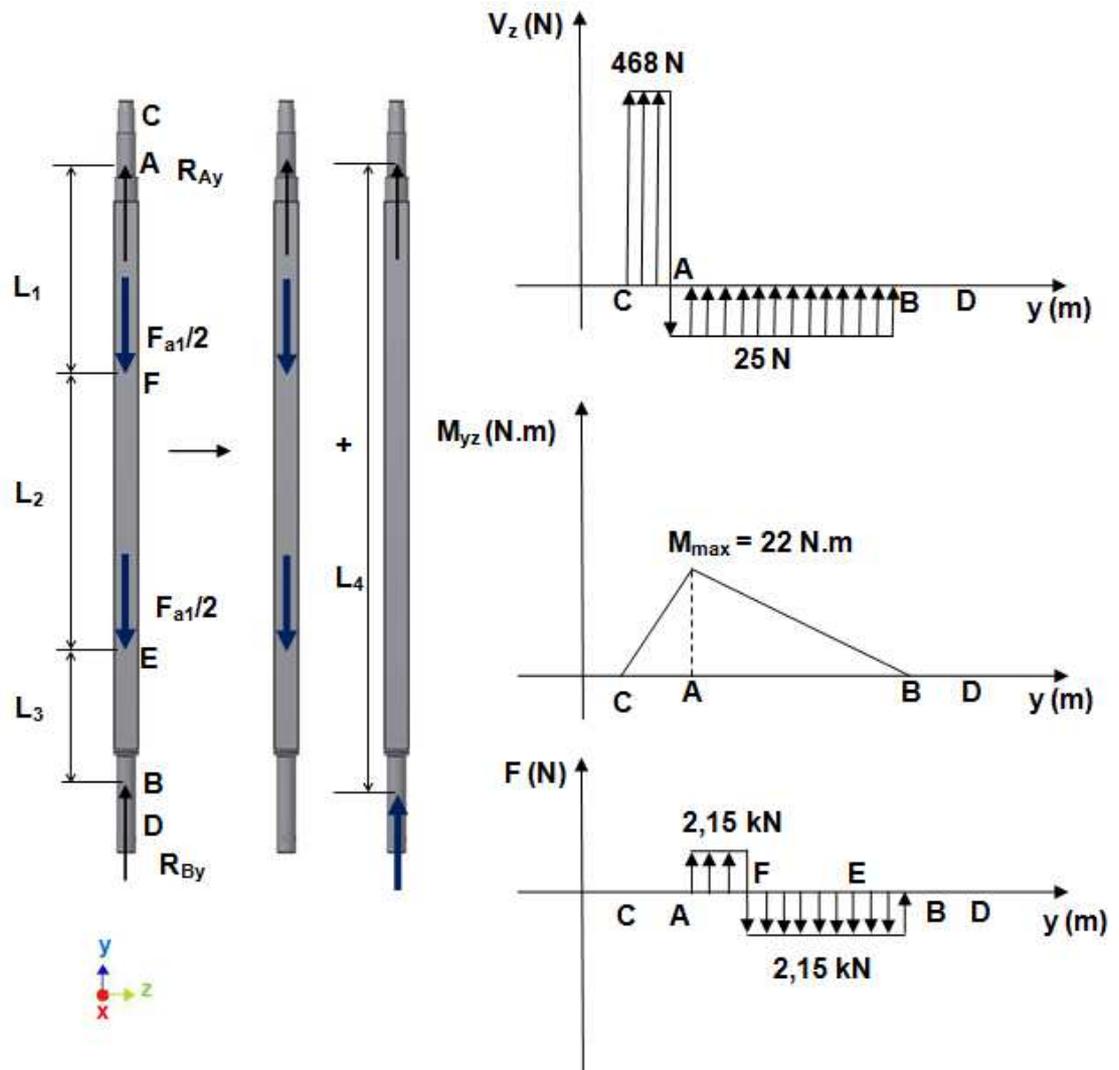


Figura 47. Diagrama de fuerza cortante, momento flector y carga axial para las cargas dinámicas del árbol del rotor del DESLIM modificado del módulo ECOMILL® 1500.



En la Tabla 47, se encuentran los valores de las fuerzas y momentos que se producen en el árbol del rotor del DESLIM modificado, estos valores son los puntos de partida para determinar los esfuerzos que experimentan los puntos críticos de las secciones más cargadas del árbol.

Tabla 47. Fuerzas y momentos que intervienen en el árbol del rotor del DESLIM modificado de la tecnología ECOMILL® para las cargas pico.

PARÁMETRO	ECOMILL®	ECOMILL®	ECOMILL®
	500	1500	3500
Par de torsión nominal T_n	11,8 N.m	25 N.m	32 N.m
Par de torsión pico T_p	21 N.m	44 N.m	70 N.m
Fuerzas externas	$F_1= 198$ N $F_2= 46$ N	$F_1= 378$ N $F_2= 90$ N	$F_1= 602$ N $F_2= 142$ N
Fuerza de empuje nominal F_n	1,85 kN	2,4 kN	3,12 kN
Fuerza de empuje pico F_p	3,33 kN	4,3 kN	6,9 kN
Reacciones en el árbol del rotor del DESLIM	$R_{Az}=262$ N $R_{Bz}= 18$ N $R_{Ay}=0,8$ kN $R_{By}= 2,5$ kN	$R_{Az}= 493$ N $R_{Bz}= 25$ N $R_{Ay}= 2,15$ kN $R_{By}= 2,15$ kN	$R_{Az}= 785$ N $R_{Bz}= 41$ N $R_{Ay}= 3,1$ kN $R_{By}= 3,8$ kN
Fuerza cortante máxima V_z	262 N	493 N	785 N
Momento flector máximo M_{yz}	11,5 N.m	22 N.m	44,6 N.m

Secciones más cargadas:

De la Figura 46, se concluye que la sección más cargada es la A, ya que, en esta sección todas las cargas son máximas, además, este punto presenta el menor diámetro del árbol. La sección A está sometida a un momento flector máximo $M_{max} = 11,7$ N.m, un par de torsión $T = 21$ N.m, una fuerza cortante $V = 262$ N y una fuerza axial de tensión $F = 0,8$ kN.

En esta sección existen dos puntos críticos, el primero está sometido a un esfuerzo cortante producido por la superposición de la fuerza cortante y el par de torsión, y un esfuerzo normal de compresión producido por la fuerza axial de compresión; el segundo punto soporta un esfuerzo cortante por el par torsional y

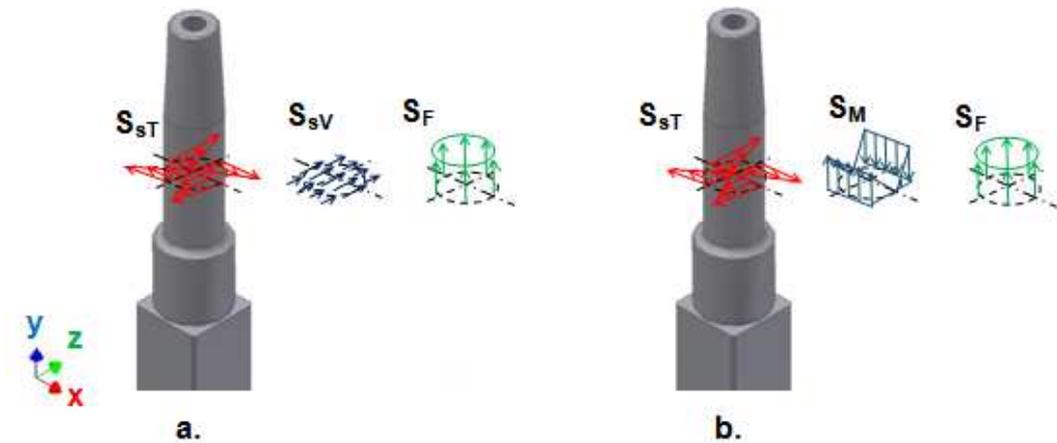
un esfuerzo normal por la suma de las tensiones producidas por el momento flector máximo y la fuerza axial de compresión, como se observa en la Figura 48.

Se procede a determinar el factor de seguridad del punto más crítico en la sección A con base a la teoría de Von Mises-Hencky (teoría de la energía de distorsión) que es equivalente a la teoría del esfuerzo cortante octaédrico (TECO).

Despejando el factor de cálculo de la ecuación (2.126), se obtiene:

$$N = \frac{S_y}{\sqrt{S^2 + (\sqrt{3}xS_s)^2}} \quad (2.141)$$

Figura 48. Distribución de esfuerzos en la sección A producida por las cargas. **a.** Esfuerzo cortante producido por T y V_z más el esfuerzo axial de compresión producido por F . **b.** Esfuerzo cortante producido por T más el esfuerzo normal por M_{yz} y el esfuerzo axial de compresión producido por F .



Para el primer punto:

El esfuerzo normal de tensión dado por la ecuación (2.117) es igual a:

$$S = S_F = \frac{F}{A} = \frac{0,8kN}{\frac{\pi}{4}(0,02m)^2} = 2,55 \text{ MPa}$$

El esfuerzo cortante para el punto crítico dado por las ecuaciones (2.112) y (2.123) es igual a:

$$S_{sT} = \frac{16T}{\pi d^3} = \frac{16 \times 21 \text{ N.m}}{\pi (0,02 \text{ m})^3} = 13,37 \text{ MPa} \quad \text{y} \quad S_{sv} = \frac{4V}{3A} = \frac{4 \times 262 \text{ N}}{\frac{3\pi}{4} (0,02 \text{ m})^2} = 1,11 \text{ MPa}$$

$$S_s = 13,37 \text{ MPa} + 1,11 \text{ MPa} = 14,5 \text{ MPa}$$

$S_y = 205 \text{ MPa}$, tomado de la Tabla 45.

Reemplazando estos datos en la ecuación (2.141):

$$N_{A1} = \frac{S_y}{\sqrt{S^2 + (\sqrt{3} \times S_s)^2}} = \frac{205 \text{ MPa}}{\sqrt{(2,55 \text{ MPa})^2 + (\sqrt{3} \times 14,5 \text{ MPa})^2}} = 8,1$$

Para el segundo punto,

El esfuerzo normal producido por el momento flector en el punto crítico está dado por la ecuación (2.122), que es igual a:

$$S_M = \frac{32M}{\pi d^3} = \frac{32 \times 11,5 \text{ N.m}}{\pi (0,02 \text{ m})^3} = 14,6 \text{ MPa}$$

$$S = 17,5 \text{ MPa}$$

$$S_s = 13,37 \text{ MPa}$$

$S_y = 205 \text{ MPa}$, tomado de la Tabla 45.

Reemplazando estos valores en la ecuación (2.141):

$$N_{A2} = \frac{S_y}{\sqrt{S^2 + (\sqrt{3} \times S_s)^2}} = \frac{205 \text{ MPa}}{\sqrt{(17,5 \text{ MPa})^2 + (\sqrt{3} \times 13,37 \text{ MPa})^2}} = 7,1$$

Sin embargo, la sección C y D tienen una sección transversal reducida, por lo tanto se debe realizar el análisis estático para las cargas pico.

En la Figura 49 a., se observan las características de las secciones, el factor de seguridad **para la sección C** está dado por la siguiente ecuación:

$$N_C = \frac{S_y}{\sqrt{3}S_s} \quad (2.142)$$

Donde:

N : factor de seguridad

S_y : esfuerzo de fluencia del material (MPa)

S_s : esfuerzo cortante (MPa)

El esfuerzo cortante en el punto crítico para el asiento cónico es igual a:

$$S_{sv} = \frac{4V}{3A} = 1,6 \text{ MPa} \text{ y } S_{sT} = \frac{16T}{\pi(d_m^3 - d_T^3)} = 20 \text{ MPa}$$

Donde:

d_m : diámetro medio de la sección $((D + d)/2)$

d_T : diámetro del tornillo para sujetar la polea

Reemplazando en la ecuación (2.142):

$$N_C = \frac{S_y}{\sqrt{3}S_s} = \frac{205 \text{ MPa}}{\sqrt{3} \times 21,6 \text{ MPa}} = 5,5$$

Para la sección D, se tiene:

En la arrancada de la máquina el par de torsión que actúa sobre el empalme rígido es el par torsional pico transmitido por el motor eléctrico hacia el árbol de rotor del DESLIM modificado.

El esfuerzo cortante para el punto crítico es igual a:

$$S_{sT} = \frac{16T}{\pi(D^3 - d^3)} = \frac{16 \times 21 \text{ N.m}}{\pi((0,02)^3 - (0,011)^3)} = 16 \text{ MPa}$$

El esfuerzo normal de compresión está dado por la ecuación (2.119), que es igual a:

$$S_{eF} = -\alpha_p \frac{F}{A} = -1,025 \times \frac{2,5kN}{\frac{\pi}{4} [(0,2mm)^2 - (0,011mm)^2]} = -11,7 \text{ MPa}$$

Para una sección circular hueca el radio de giro mínimo, está dado por:

$$r = \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{4} = \frac{\sqrt{(20mm)^2 + (11mm)^2}}{4} = 5,7 \text{ mm}$$

Para $\frac{K \cdot L}{r_{min}} = \frac{1 \times 177 \text{ mm}}{5,7 \text{ mm}} = 31$ es menor que $C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_y}} = 140$, la columna es

corta y se emplea la ecuación de J.B JOHNSON para calcular el coeficiente (α_p) que tiene en cuenta el efecto de pandeo, dado por la ecuación (2.120), que es igual a:

$$\alpha_p = \frac{1}{\frac{S_y \left(\frac{Le}{r}\right)^2}{1 - \frac{4\pi^2 E}{4\pi^2 E}}} = 1,025$$

Por lo tanto, se obtiene:

$$S_s = 16 \text{ MPa}$$

$$S = S_{eF} = 11,7 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad para la sección D, está dado por la ecuación (2.141):

$$N_D = \frac{S_y}{\sqrt{S^2 + (\sqrt{3} \times S_s)^2}} = \frac{205 \text{ MPa}}{\sqrt{(11,7 \text{ MPa})^2 + (\sqrt{3} \times 16 \text{ MPa})^2}} = 6,8$$

Figura 49 a. Asiento cónico para la fijación de la polea, sometido a un esfuerzo cortante producido por la suma de la fuerza cortante $V_z = 244$ N y el par de torsión $T = 21$ N.m **b.** Acople rígido para la transmisión de potencia sometido a un esfuerzo cortante producido por el par torsional $T = 3,7$ N.m y a un esfuerzo normal de compresión generado por la fuerza $F = 2,8$ kN.

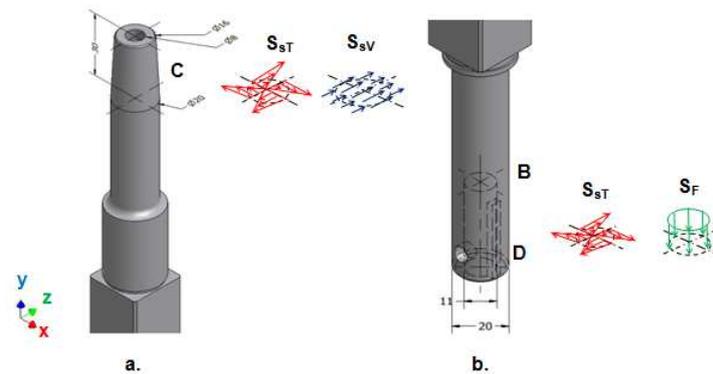


Tabla 48. Factores de seguridad de las secciones más críticas del árbol de transmisión del rotor del DESLIM modificado de la tecnología ECOMILL.

FACTOR DE SEGURIDAD	ECOMILL® 500	ECOMILL® 1500	ECOMILL® 3500
Esfuerzo normal de tensión MPa	2,55	4,38	6,32
Esfuerzo cortante MPa	14,5	15,7	25
N_{A1}	8,1	7,4	4,7
Esfuerzo normal de tensión MPa	17,1	18,72	36,7
Esfuerzo cortante MPa	13,37	14,34	22,82
N_{A2}	7,1	6,6	3,8
Esfuerzo cortante MPa	21,6	19,43	33,3
N_C	5,5	6,1	3,55
Esfuerzo normal de compresión MPa	11,7	6,6	11,7
Esfuerzo cortante MPa	16	17,4	27,7
N_D	6,8	6,6	4,2

Tabla 49. Factor de seguridad para el árbol de transmisión del rotor del DESLIM modificado de la tecnología ECOMILL bajo análisis para las cargas pico, utilizando un software de simulación (SolidWorks® Simulation).

PARÁMETROS	ECOMILL® 500	ECOMILL® 1500	ECOMILL® 3500
Esfuerzo equivalente de Von Mises-Hencky máximo (MPa)	52,3	23,5	39,4
Factor de seguridad mínimo <i>N</i>	3,92	8,72	5,2
Desplazamiento resultante máximo (mm)	0,01131	0,0136	0,0247

Por medio de un software de simulación (SolidWorks®) se verifica el factor mínimo de cálculo de los árboles de transmisión de los rotores de la tecnología ECOMILL, con base al esfuerzo equivalente de Von Mises-Hencky, Este estudio se efectuó para las cargas dinámicas (arrancada del equipo) generadas y restricciones en el sistema, como se observa en la Figura 50 a 51.

En Tabla 48 y Tabla 49, se hallan los factores de seguridad de los puntos críticos de las secciones más cargadas de los árboles y los esfuerzos correspondientes en el punto. El factor de seguridad mínimo para el árbol del rotor del DESLIM modificado de la tecnología ECOMILL® es igual a *N*: 3,6, que corresponde a la sección C del árbol del módulo ECOMILL® 3500; este valor está por encima del factor de seguridad recomendado²¹ (1,5-2) para aceros dúctiles basado en la resistencia de fluencia y bajo análisis de fatiga.

²¹ FAIRES, V. M. Diseño de elementos de máquina.p-24.

Figura 50. Restricciones y cargas aplicadas al árbol de transmisión del rotor del DESLIM modificado de la tecnología ECOMILL®.

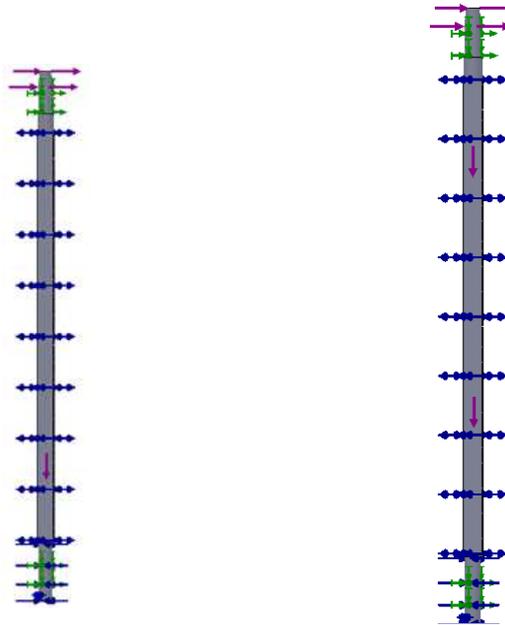


Figura 51. Distribución del esfuerzo equivalente de Von Mises-Hencky (valor máximo 23,5 MPa)- ECOMILL® 1500.

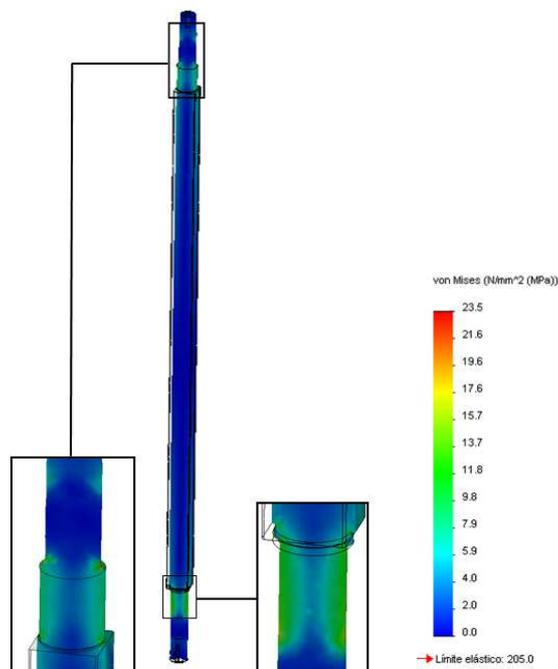
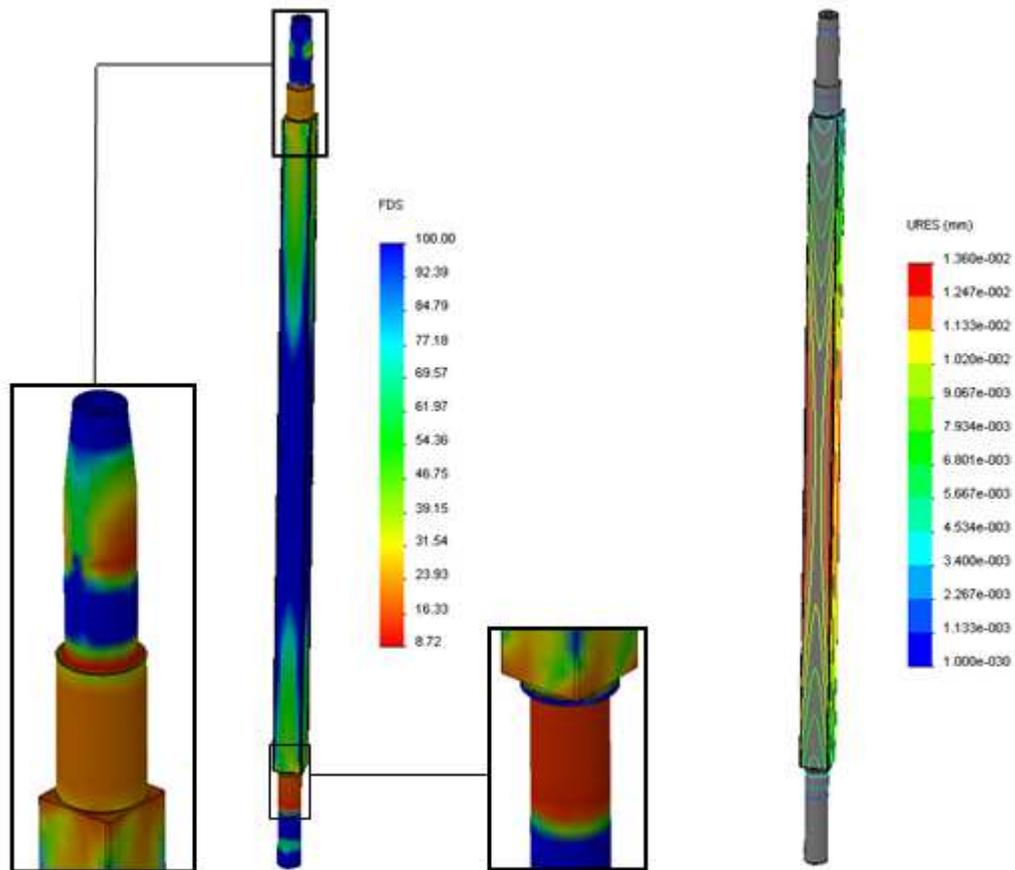


Figura 52. Distribución del factor de seguridad (valor mínimo $N= 8,72$) y desplazamiento resultante (valor máximo 0,0136 mm)-ECOMILL® 1500



Los árboles de transmisión del rotor del DESLIM modificado de la tecnología ECOMILL®, además de los esfuerzos generados por las cargas, presentan pandeo, ya que la fuerza axial que genera la hélice del tornillo sin fin somete a un tramo del árbol a una carga axial de compresión.

Con la herramienta de simulación se realizó un análisis para determinar los factores de carga crítica de pandeo (BLF) para los árboles de la tecnología ECOMILL®, como se observa en la Figura 53. Este análisis se efectuó para las cargas pico generadas en el sistema, en la Tabla 50 están consignados los datos del respectivo análisis. Como se observa en la Tabla 50 el valor de BLF es alto,

por lo tanto los árboles de los rotores de la tecnología ECOMILL® no fallarán por pandeo.

Figura 53. Árbol de transmisión del rotor del DESLIM modificado sometido a pandeo.

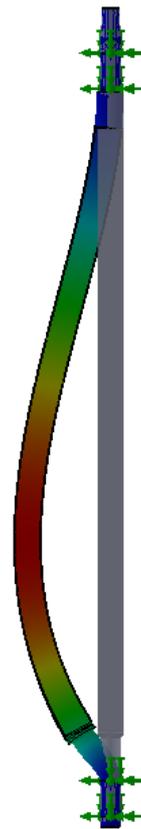


Tabla 50. Factor de carga de pandeo (BLF) para el árbol de transmisión del rotor del DESLIM modificado de la tecnología ECOMILL® para las cargas pico, utilizando un software de simulación (SolidWorks® Simulation)..

PARÁMETROS	ECOMILL® 500	ECOMILL® 1500	ECOMILL® 3500
Factor crítico de pandeo (BLF)	1698,4	2439,1	1367,1

Análisis por fatiga de árboles dúctiles

El árbol de transmisión del rotor de la tecnología ECOMILL® soporta unas cargas constantes T , V , M y F , produciendo esfuerzos normales variables. El árbol del rotor está sometido a cargas transversales que generan flexión; estas cargas son producidas por la transferencia de potencia desde el motor eléctrico hasta el DESLIM modificado, por medio de correas trapezoidales; debido al giro del árbol cualquier punto de la periferia estará sometido a un esfuerzo de tracción máximo, esfuerzo cero y esfuerzo máximo de compresión hasta regresar a su posición inicial completando un ciclo de esfuerzo. En la vida útil del eje este fenómeno se repetirá por muchas ocasiones pudiéndose producir la falla por fatiga (fractura frágil). Para que esto no ocurra, se debe realizar un análisis por fatiga del elemento que conduzca a una operación satisfactoria de éste.

A continuación se presenta el método utilizado para el análisis por fatiga de árboles con un estado de esfuerzo plano [15]:

Método VON MISES

En este método, se determina el esfuerzo equivalente de von Mises-Hencky con los diferentes esfuerzos medios y alternativos en el punto de análisis:

Para materiales dúctiles, usando Goodman modificada:

$$\frac{1}{N} = \frac{\sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2}}{S_u} + \frac{\sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2}}{S_n} \quad (2.143)$$

Donde los esfuerzos τ y σ se calculan así:

$$\tau_m = K_{fm(T)} \cdot S_{ms(T)} + K_{fm(V)} \cdot S_{ms(V)} \quad (2.144)$$

$$\tau_a = K_{ff(T)} \cdot S_{as(T)} + K_{ff(V)} \cdot S_{as(V)} \quad (2.145)$$

$$\sigma_m = K_{fm(F)} \cdot S_{m(F)} + K_{fm(M)} \cdot S_{m(M)} \quad (2.146)$$

$$\sigma_a = K_{ff(F)} \cdot S_{a(F)} + K_{ff(M)} \cdot S_{a(M)} \quad (2.147)$$

Los subíndices (T), (V), (F) y (M) para los factores K_{fm} y K_{ff} indican que estos corresponden a torsión, cortante, carga axial y flexión. Los esfuerzos $S_{m(F)}$ y $S_{a(F)}$ son las componentes media y alternativa producidas por la fuerza axial, y los esfuerzos $S_{m(M)}$ y $S_{a(M)}$ son las componentes media y alternativa producidas por flexión.

Para el análisis por fatiga del árbol de transmisión de potencia se utilizan los resultados del procedimiento de análisis estático para las cargas pico, teniendo en cuenta que las cargas nominales son 1,8 las cargas pico para los módulos ECOMILL® 500 y ECOMILL® 1500, y 2,2 para el módulo ECOMILL® 3500.

Cálculo del par torsional y diagrama de par de torsión:

El par de torsión nominal está dado por la siguiente ecuación (2.127):

$$T_n = \frac{P_{Mc}}{2\pi n_2} \eta_a \cdot \eta_r^k = \frac{1,16kW}{2\pi \frac{887 \frac{rev}{min}}{60 \frac{s}{min}}} \times 0,95 \times 0,99^1 = 11,8N.m$$

El diagrama de cuerpo libre de pares de torsión y el diagrama de par de torsión son iguales, excepto que se toman los pares nominales, como se observa en la Figura 54.

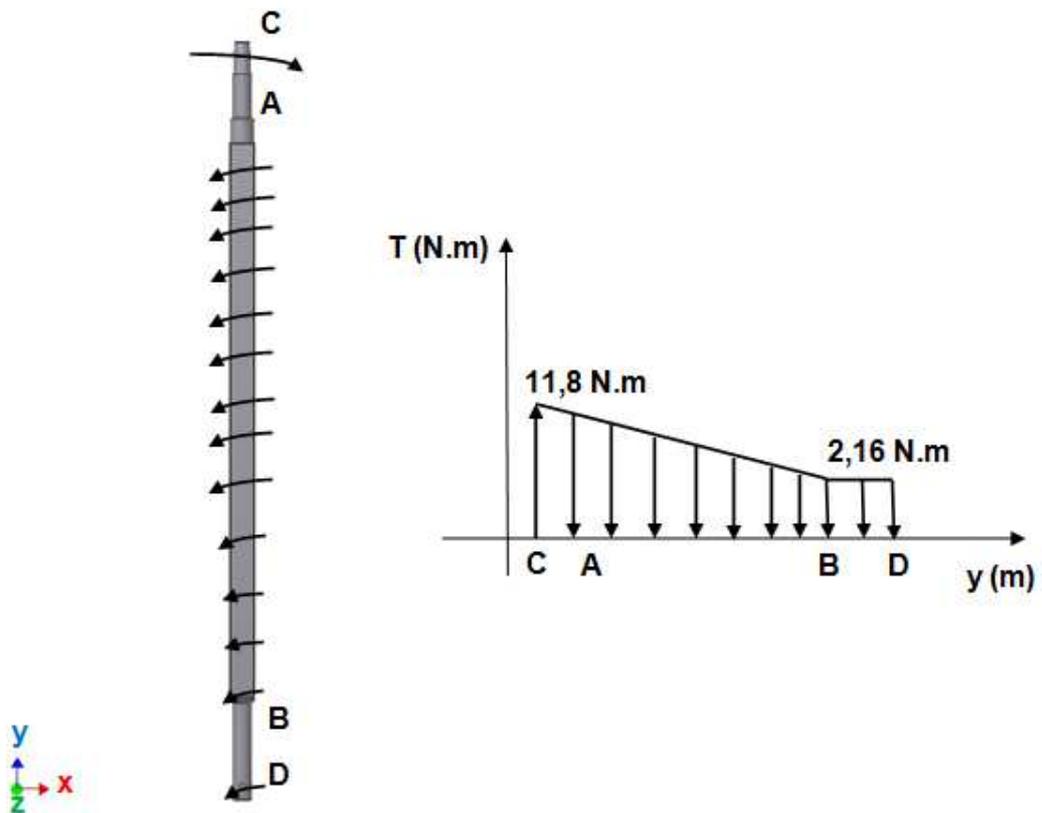
Cálculo de las fuerzas externas y reacciones en los apoyos:

Las fuerzas nominales (fuerzas externas y reacciones) son 1,8 veces las cargas pico para los módulos ECOMILL® 500 y ECOMILL® 1500, y 2,2 para el módulo ECOMILL® 3500. Las fuerzas externas son iguales a:

$$T = (F_1 - F_2) \frac{D_c}{2}; \text{ Como } F_1 = 4.3 \times F_2$$

Entonces, $F_2 = 26 \text{ N}$ y $F_1 = 110 \text{ N}$

Figura 54. Diagrama de cuerpo libre del par de torsión nominal del árbol de transmisión del rotor del DESLIM modificado del módulo ECOMILL® 500.



Fuerza axial de empuje que está dada por la siguiente expresión:

$$F_n = \frac{P_{Mc}}{p \cdot n} \eta_a \cdot \eta_r^k = \frac{1.16 \text{ kW}}{0.04 \text{ m} \times \frac{887 \frac{\text{rev}}{\text{min}}}{60 \frac{\text{s}}{\text{min}}}} \times 0.95 \times 0.99^1 = 1.85 \text{ kN}$$

Donde:

F_n : fuerza nominal de empuje axial (kN)

P : potencia (kW)

p : paso del tornillo sin fin (m)

n : frecuencia de giro (r/min)

Las reacciones en los apoyos son: $R_{Az} = 146$ y $R_{Bz} = 10$ N; $R_{Ay} = 450$ N y

$R_{By} = 1400$ N

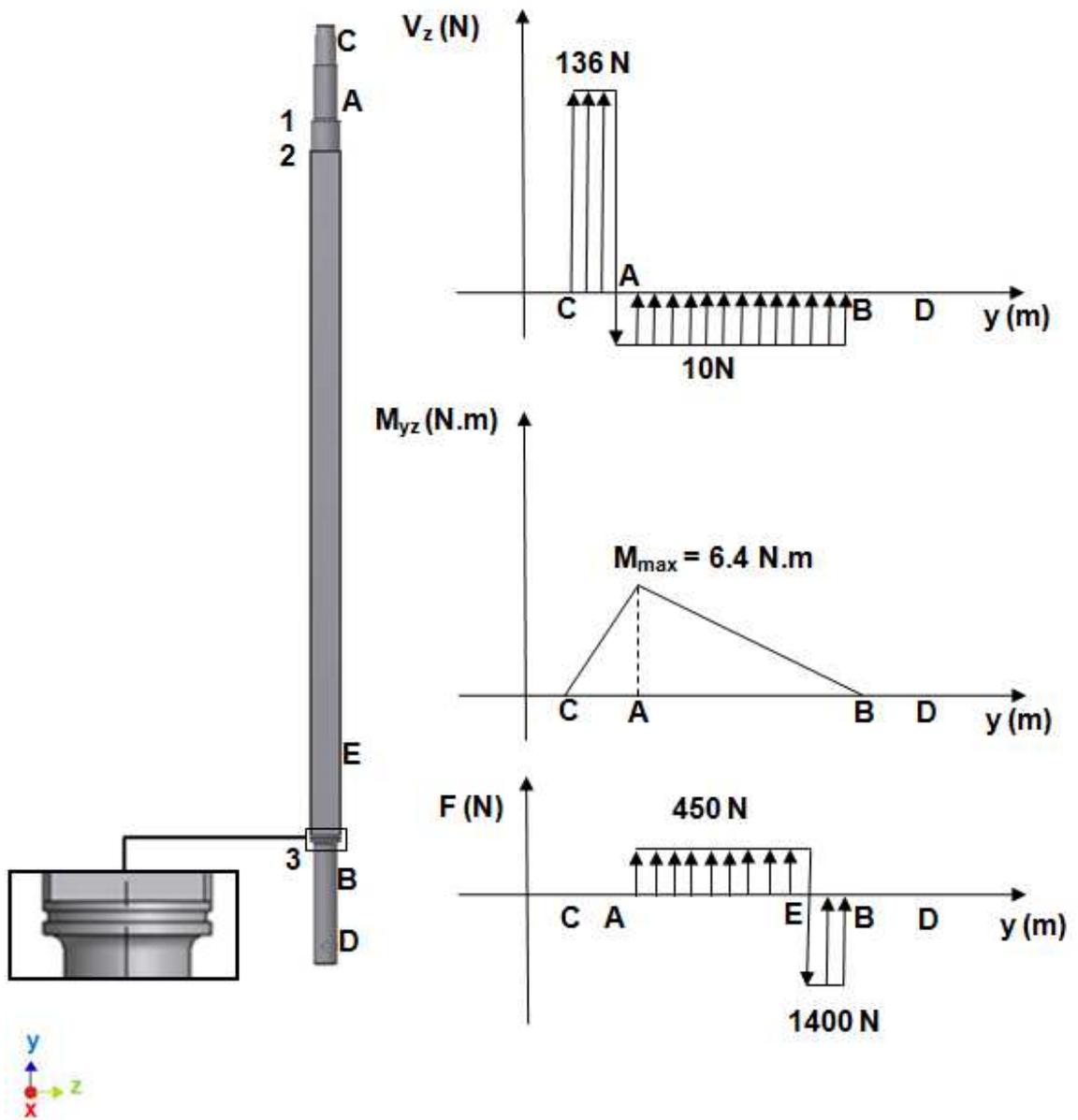
Diagramas de fuerza cortante, momento flector y carga axial:

En la Figura 55 se observan los diagramas de fuerza cortante, momento flector y carga axial para las cargas nominales, que son iguales a los diagramas de las cargas pico, excepto que todos los valores se dividen por 1,8.

Tabla 51. Fuerzas y momentos que intervienen en el árbol del rotor del DESLIM modificado de la tecnología ECOMILL® para las cargas nominales.

PARÁMETRO	ECOMILL® 500	ECOMILL® 1500	ECOMILL® 3500
Par de torsión nominal T_n	11,8 N.m	25 N.m	32 N.m
Fuerzas externas	$F_1 = 110$ N $F_2 = 26$ N	$F_1 = 210$ N $F_2 = 50$ N	$F_1 = 274$ N $F_2 = 65$ N
Fuerza de empuje nominal F_n	1,85 kN	2,4 kN	3.12 kN
Reacciones en el árbol del rotor del Deslim	$R_{Az} = 146$ N $R_{Bz} = 10$ N $R_{Ay} = 0,45$ kN $R_{By} = 1,4$ kN	$R_{Az} = 274$ N $R_{Bz} = 14$ N $R_{Ay} = 1,2$ kN $R_{By} = 1,2$ kN	$R_{Az} = 357$ N $R_{Bz} = 19$ N $R_{Ay} = 1,4$ kN $R_{By} = 1,72$ kN
Fuerza cortante máxima V_z	146 N	274 N	357 N
Momento flector máximo M_{yz}	6,4 N.m	12,2 N.m	20,3 N.m

Figura 55. Diagrama de fuerza cortante, momento flector y carga axial nominales del árbol de transmisión del rotor del DESLIM modificado del módulo ECOMILL® 500.



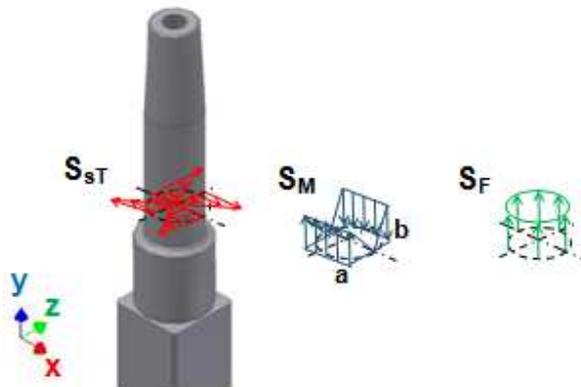
Esfuerzos nominales en las secciones de análisis:

Existen cuatro secciones que se deben analizar por fatiga, cada sección presenta un concentrador de esfuerzos.

El primer concentrador (1): que se analizó es el cambio de sección que está sometido a las siguientes cargas: un momento flector $M= 6,2 \text{ N}\cdot\text{m}$, un par de torsión $T = 11,6 \text{ N}\cdot\text{m}$, una fuerza cortante $V= 10\text{N}$ y una fuerza axial de tensión $F= 450 \text{ N}$, tomados de Tabla 51.

La Figura 56 muestra la distribución de los esfuerzos producidos por las tres cargas constantes. La fuerza axial F produce un esfuerzo uniforme de tensión, el momento flector M produce una distribución lineal de esfuerzos, con los esfuerzos máximos en los puntos a y b, y el par de torsión T produciendo esfuerzos cortantes, los cuales son máximos en la periferia.

Figura 56. Cargas en la sección de análisis y distribución de esfuerzos.



El único esfuerzo variable es el producido por flexión, ya que cualquier punto de la sección pasa por el punto a (tracción), por el punto b (compresión), por el eje neutro, etc., debido a la rotación del árbol.

La componente media y la componente alternativa del esfuerzo producido por el par de torsión están dados por la ecuación (2.112):

$$S_{ms(T)} = \frac{16T_m}{\pi d^3} = 7,4\text{MPa} \quad \text{y} \quad S_{as(T)} = \frac{16T_a}{\pi d^3} = 0$$

Para determinar los esfuerzos normales, se debe calcular la componente media y la componen alternativa del esfuerzo producido por la fuerza axial, y la componente media y la alternativa del esfuerzo a flexión, dados por las ecuaciones (2.117) y (2.122):

$$S_{m(F)} = \frac{F_m}{A} = \frac{4F_m}{\pi d^2} = 1.43\text{MPa} \quad \text{y} \quad S_{a(F)} = \frac{F_a}{A} = 0$$

$$S_{m(M)} = \frac{M_m c}{I} = 0 \quad \text{y} \quad S_{a(M)} = \frac{M_a c}{I} = \frac{32M_a}{\pi d^3} = 7.9\text{MPa}$$

Aplicando el método von Mises y usando Goodman modificada, se reemplazan los esfuerzos medios y alternativos en la ecuación (2.143):

$$\frac{1}{N} = \frac{\sqrt{[K_{fm(F)} S_{m(F)}]^2 + 3[K_{fm(T)} S_{ms(T)}]^2}}{S_u} + \frac{K_{ff(M)} S_{a(M)}}{S_n} \quad (2.148)$$

Las propiedades mecánicas del material de construcción del árbol de transmisión del rotor, se toman de la Tabla 45, donde:

$$S_y = 205\text{MPa} \quad S_u = 380\text{MPa} \quad S_{ys} = \frac{S_y}{\sqrt{3}} = 118\text{MPa}$$

El límite de resistencia a la fatiga para aceros de bajo contenido de carbono se puede calcular a partir del esfuerzo último para una vida infinita sin falla, con la siguiente expresión:

$$S_e' \approx 0,5S_u = 190\text{MPa} \quad \text{Para } S_{ut} < 1380\text{ MPa} (200\text{ Ksi}) \quad (2.149)$$

Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga:

Cuando se determina el límite de resistencia a la fatiga, esto se realiza bajo condiciones controladas; sin embargo, se deben tener en cuenta diferentes

factores que reducen la resistencia como el tipo de material, la forma de construcción de la pieza, condiciones ambientales y diseño, por lo tanto, se definen los siguientes factores:

Factor de superficie (K_a)

El estado superficial tiene efecto sobre la resistencia a la fatiga de los elementos; a mayor rugosidad de la superficie, menor será la resistencia, ya que, las irregularidades de la superficie actúan como pequeñísimos concentradores de esfuerzos que pueden iniciar una grieta de manera más temprana.

El factor de superficie, K_a , es el coeficiente que tiene en cuenta el efecto del acabado superficial sobre la resistencia del material a las cargas variables y está en el intervalo (0,1), [31]. El factor de superficie K_a está dado por:

$$K_a = a \cdot S_{ut}^b \quad (2.150)$$

La Tabla 52 proporciona los parámetros a y b que dependen de la calidad del acabado superficial y del esfuerzo último en tracción.

$K_a = a \cdot S_{ut}^b = 4,51 \times (380 \text{ MPa})^{-0,265} = 0,93$, el factor de superficie para un acero con un esfuerzo último a tracción $S_{ut} = 380 \text{ MPa}$ (55,1 Ksi), Tabla 45, y los parámetros a y b para una superficie mecanizada, tomados de la Tabla 52.

Tabla 52. Parámetros para el cálculo del factor de superficie, K_a .

ACABADO SUPERFICIAL	a		b
	S_{ut} (ksi)	S_{ut} (MPa)	
Rectificado fino o pulido comercial	1,34	1,58	-0,085
Mecanizado o estirado en frío	2,7	4,51	-0,265
Laminado en caliente	14,4	57,7	-0,718
Forjado	39,9	272	-0,995

Shigley y Mitchell. 2007.

Factor de tamaño (K_b)

El tamaño de la pieza en las secciones críticas también tiene efecto sobre su resistencia. En general, a mayor tamaño de la pieza menor es su resistencia, aunque para carga axial ($K_b = 1$) no exista este efecto.

Para determinar el efecto de tamaño de piezas de acero sometidas a flexión y torsión, se utiliza la siguiente ecuación,[31]:

$$\begin{aligned}
 K_b &= \left(\frac{d_e}{0,3} \right)^{-0,107} = 0,879 d_e^{-0,107} && \text{Para } 0,11in \leq d_e \leq 2in \\
 K_b &= 0,91 d_e^{-0,157} && \text{Para } 2in \leq d_e \leq 10in \\
 K_b &= \left(\frac{d_e}{7,62} \right)^{-0,107} = 1,24 d_e^{-0,107} && \text{Para } 2,79mm \leq d_e \leq 51mm \\
 K_b &= 1,51 d_e^{-0,157} && \text{Para } 51mm \leq d_e \leq 254mm
 \end{aligned} \tag{2.151}$$

Donde d_e es el diámetro equivalente de la sección, para secciones circulares de diámetro d , se puede calcular un diámetro equivalente:

$$\begin{aligned}
 \text{Flexión giratoria:} & \quad d_e = d \\
 \text{Flexión no giratoria:} & \quad d_e = 0,37d \\
 \text{Torsión:} & \quad d_e = d
 \end{aligned}$$

$K_b = 0,9$ para flexión giratoria, con un diámetro equivalente $d_e = d = 20$ mm.

Factor de confiabilidad (K_c)

El factor de confiabilidad, K_c , corrige la resistencia a la fatiga de tal manera que se tenga una mayor probabilidad (y confiabilidad) de que la resistencia real de una pieza sea mayor o igual que el valor corregido. Para la determinación de este factor se supone que la desviación estándar de la resistencia a la fatiga es de 8%. Utilizando ecuaciones de estadística correspondientes a la campana de Gauss (distribución normal) se obtiene la Tabla 53:

Tabla 53. Factor de confiabilidad K_c

Confiabilidad (%)	50	90	99	99,9	99,99	99,999
K_c	1	0,897	0,814	0,753	0,702	0,659

Vanegas. 2011.

$K_c = 0,753$ para una confiabilidad de 99.9 %

Factor de temperatura (K_d)

Las propiedades de un material dependen de su temperatura, T_{emp} . Para tener en cuenta el efecto de reducción de resistencia a la fatiga, se utiliza el factor de temperatura, K_d , que varía entre 0 y 1.

El factor de temperatura de un acero, está dado por:

$$K_d = 1 \text{ Para } T_{emp} \leq 450^\circ C$$

$K_d = 1$, la temperatura de operación del rotor del Deslim modificado es inferior a 450 °C.

Factor de efectos varios (K_e)

Existen otros factores que modifican la resistencia a la fatiga de los materiales; todos los efectos no considerados por los otros factores son cuantificados por el factor K_e . En general, $0 < K_e < 1$. Algunos de los fenómenos a tener en cuenta en un diseño por fatiga incluyendo: corrosión, proceso de manufactura, esfuerzos residuales y recubrimientos.

Un efecto importante es la corrosión por apriete (fretage). Este fenómeno es el resultado de movimientos microscópicos en la superficie de piezas mecanizadas o estructuras estrechamente ajustadas. Este efecto se observa en uniones atornilladas, rodamientos, ejes de ruedas y en todos los conjuntos de piezas montados con apriete, el factor de corrosión por apriete $K_{fretage}$ depende del material de las piezas que está en contacto y varía de 0,24 a 0,9. [32]

$K_e = 0,9$, para un entorno húmedo en presencia de corrosión y uniones con apriete.

Factor de carga (K_{car})

El comportamiento a la fatiga de un elemento depende también del tipo de carga a la cual se somete. La relación entre la resistencia a la fatiga para cada tipo de carga y el límite de fatiga se denomina factor de carga, K_{car} . Para cada tipo de carga se define un factor:

$K_{car} = 1$ para flexión

$K_{car} = 0,85$ para carga axial

$K_{car} = 0,59$ para torsión (y cortante), para torsión pura $K_{car} = \frac{1}{\sqrt{3}}$

$K_{car} = 1$ para torsión (y cortante), calculando los esfuerzos equivalentes de von Mises

Los efectos que modifican la resistencia a la fatiga se cuantifican mediante los factores K_a , K_b , K_c , K_d , K_e y K_{car} , cuyo producto se designa con el término K :

$$K = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_{car}$$

$$K = 0,93 \times 0,9 \times 0,753 \times 1 \times 0,9 \times 1 = 0,57$$

Se define la resistencia a la fatiga corregida, S_n , como aquella que tiene en cuenta el efecto del estado superficial, del tamaño, de la confiabilidad, de la temperatura, del tipo de carga y de los efectos varios (pero no de los concentradores de esfuerzo).

Para los aceros, S_n , dada por la ecuación (2.152):

$$S_n = K \cdot S_e, \text{ para vida infinita} \quad (2.152)$$

La resistencia a la fatiga corregida: $S_n = 0,57 \times 190 \text{ MPa} = 108 \text{ MPa}$

Factor de concentración de fatiga al esfuerzo medio K_{fm}

El factor de concentración de fatiga al esfuerzo medio es un valor que multiplica al esfuerzo nominal, con el fin de obtener un valor corregido de esfuerzo. Este factor compara el esfuerzo medio local en la concentración de esfuerzo con el límite elástico del material.

$$\text{Si } K_f |S_{max}| < S_y \text{ entonces: } K_{fm} = K_f \quad (2.153)$$

$$\text{Si } K_f |S_{max}| > S_y \text{ entonces: } K_{fm} = \frac{S_y - K_f S_a}{|S_m|}$$

$$\text{Si } K_f |S_{max} - S_{min}| < 2S_y \text{ entonces: } K_{fm} = 0$$

El factor de concentrador de esfuerzos por fatiga, K_f , es un valor que multiplica al esfuerzo nominal, que tiene en cuenta el efecto de la discontinuidad, está definido por:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (2.154)$$

Donde:

K_t : coeficiente teórico de concentrador de esfuerzos.

q : índice de sensibilidad a la entalla.

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \quad (2.155)$$

Siendo:

r : radio de la discontinuidad.

\sqrt{a} : constante de Neuber (depende del material).

Para la sección de análisis, se debe determinar el factor de concentración de fatiga al esfuerzo medio.

$K_f = 1,55$, para carga axial de la Figura 57, con una relación $r/d = 3\text{mm}/20\text{mm} = 0,15$ y $D/d = 25\text{ mm}/20\text{mm} = 1,25$.

$\sqrt{a}_{(F)} = \sqrt{a}_{(M)} = 0,59\text{ mm}^{0.5}$, para carga axial y flexión se determina la constante de Neuber para aceros de la Tabla 54, con un esfuerzo ultimo $S_u = 380\text{ MPa}$.

Reemplazando los valores anteriores en la ecuación (2.155), se obtiene el índice de sensibilidad a la entalla para carga axial y flexión:

$$q_{(F)} = q_{(M)} = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} = \frac{1}{1 + \frac{0,59\text{mm}^{0.5}}{\sqrt{3\text{mm}}}} = 0,746$$

El factor de concentración de fatiga al esfuerzo medio para carga axial, está dado por la ecuación (2.154):

$$K_{fm(F)} = 1 + 0,746 \times (1,55 - 1) = 1,41$$

$K_f = 1,25$, para torsión de la Figura 58, con una relación $r/d = 3\text{mm}/20\text{mm} = 0,15$ y $D/d = 25\text{ mm}/20\text{mm} = 1,25$.

Tabla 54. Constante de Neuber para aceros.

S_u		\sqrt{a}			
		Carga axial y flexión		Torsión	
Ksi	MPa	in ^{0.5}	mm ^{0.5}	in ^{0.5}	mm ^{0.5}
50	345	0,13	0,66	0,093	0,47
55	380	0,118	0,59	0,087	0,44
60	415	0,108	0,54	0,08	0,4
70	485	0,093	0,47	0,07	0,35
80	550	0,08	0,4	0,062	0,31
90	620	0,07	0,35	0,055	0,28
100	690	0,062	0,31	0,049	0,25
110	760	0,055	0,28	0,044	0,22
120	825	0,049	0,25	0,039	0,2
130	895	0,044	0,22	0,035	0,18
140	965	0,039	0,2	0,031	0,16
160	1100	0,031	0,16	0,024	0,12
180	1240	0,024	0,12	0,018	0,09
200	1380	0,018	0,09	0,013	0,07
220	1515	0,013	0,07	0,009	0,05
240	1655	0,009	0,05		

Vanegas. 2011.

$\sqrt{a}_{(T)} = 0,44 \text{ mm}^{0.5}$, para torsión se determina la constante de Neuber para aceros de la Tabla 54, con un esfuerzo ultimo $S_u = 380 \text{ MPa}$.

Reemplazando los valores anteriores en la ecuación (2.155), se obtiene el índice de sensibilidad a la entalla para torsión:

$$q_{(T)} = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} = \frac{1}{1 + \frac{0,44 \text{ mm}^{0.5}}{\sqrt{3 \text{ mm}}}} = 0,8$$

El factor de concentración de fatiga al esfuerzo medio para torsión está dado por la ecuación (2.154):

$$K_{fm(T)} = 1 + 0,8 \times (1,25 - 1) = 1,2$$

Factor de concentración de esfuerzos por fatiga para vida finita, K_{ff}

El efecto del concentrador de esfuerzos sobre la resistencia a la fatiga varía con el número de ciclos. Para aceros y materiales dúctiles de baja resistencia, el factor de concentración de esfuerzo por fatiga K_{ff} para vida infinita, está dado por:

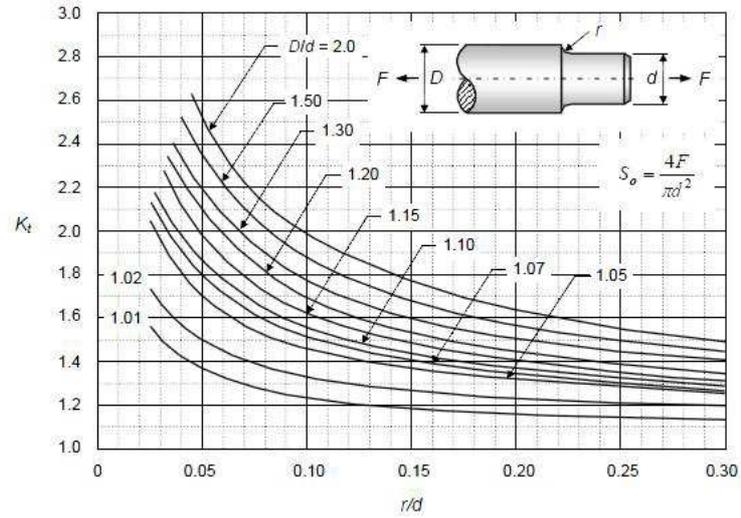
$$K_{ff} = K_f \tag{2.156}$$

$K_f = 1,5$, para Flexión de la Figura 59, con una relación $r/d = 3 \text{ mm}/20 \text{ mm} = 0,15$ y $D/d = 25 \text{ mm}/20 \text{ mm} = 1,25$.

El factor de concentración por fatiga para flexión:

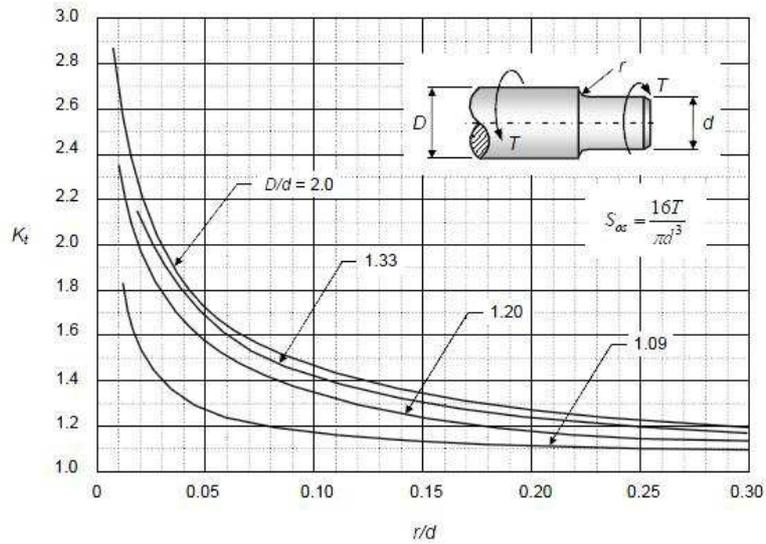
$$K_{ff(M)} = 1 + 0,746 \times (1,5 - 1) = 1,37$$

Figura 57. Coeficiente teórico de concentración de esfuerzos, K_t , para un eje de sección circular con cambio de sección sometido a carga axial.



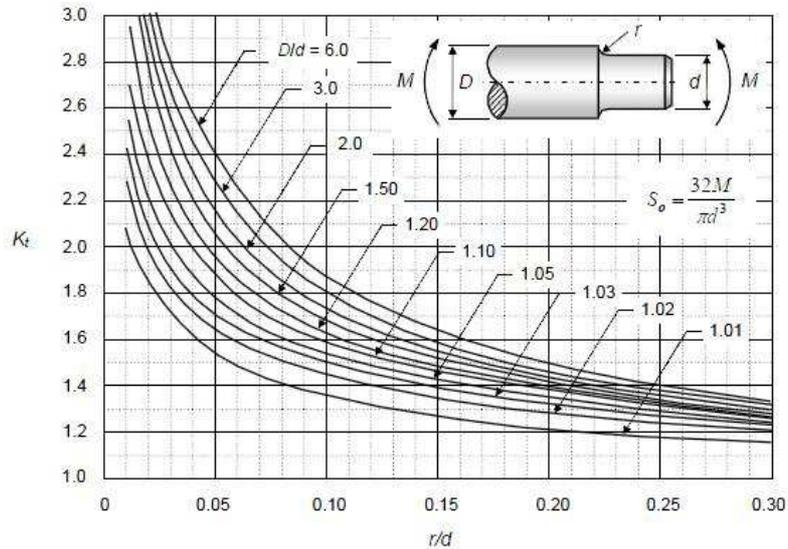
Vanegas. 2011.

Figura 58. Coeficiente teórico de concentrador de esfuerzos, K_t , para un eje de sección circular con cambio de sección sometido a torsión.



Vanegas. 2011.

Figura 59. Coeficiente teórico de concentrador de esfuerzos, K_t , para un eje de sección circular con cambio de sección sometido a flexión.



Vanegas. 2011.

Cálculo del factor de seguridad por el método von Mises:

Despejando de la ecuación (2.148), el factor de seguridad, se obtiene:

$$N = \frac{1}{\frac{\sqrt{[K_{fm(F)} S_{m(F)}]^2 + 3[K_{fm(T)} S_{ms(T)}]^2}}{S_u} + \frac{K_{ff(M)} S_{a(M)}}{S_n}} \quad (2.157)$$

Reemplazando en la ecuación (2.157) los valores hallados anteriormente, se obtiene el factor de seguridad para el cambio de sección del árbol del rotor del DESLIM modificado de la tecnología ECOMILL®:

$$N_1 = \frac{1}{\frac{\sqrt{[1,41 \times 1,42 \text{ MPa}]^2 + 3[1,2 \times 7,4 \text{ MPa}]^2}}{308 \text{ MPa}} + \frac{1,37 \times 7,9 \text{ MPa}}{108 \text{ MPa}}}$$

Reemplazando los valores: $N_1 = 7,1$

El segundo concentrador (2): que se analizó fue la ranura anular para la ubicación de un anillo de retención para eje externo (Circlip), que está sometida a las siguientes cargas: un momento flector $M = 6 \text{ N}\cdot\text{m}$, un par de torsión $T = 11,6 \text{ N}\cdot\text{m}$, una fuerza cortante $V = 10 \text{ N}$ y una fuerza axial de tensión $F = 450 \text{ N}$, como se observa en la Figura 55.

La distribución de esfuerzos para esta sección es igual que la mostrada en la Figura 56 para las tres cargas, con excepción que el punto de análisis tiene un diámetro mayor y el tipo de concentrador de esfuerzos es diferente.

Tabla 55. Factores de seguridad para el primer concentrador (cambio de sección) de esfuerzos del árbol de transmisión del rotor del DESLIM modificado de la tecnología ECOMILL®.

FACTOR DE SEGURIDAD	ECOMILL® 500	ECOMILL® 1500	ECOMILL® 3500
Componen media del esfuerzo producido por la fuerza axial $S_{m(F)}$, MPa	1,42	2,44	2,85
Factor de concentración de fatiga al esfuerzo medio para carga axial $K_{fm(F)}$	1,41	1,51	1,51
Componen media del esfuerzo producido por el par de torsión $S_{ms(T)}$, MPa	7,4	8,1	10,4
Factor de concentración de fatiga al esfuerzo medio para torsión $K_{fm(T)}$	1,2	1,27	1,27
Componen alternativa del esfuerzo producido por flexión $S_{a(M)}$, MPa	7,9	7,8	13,1
Factor de concentración por fatiga para flexión $K_{ff(M)}$	1,37	1,45	1,45
Resistencia a la fatiga corregida S_n , MPa	108	105	105
N_1	7,1	6,4	4,1

La componente media y la componente alternativa del esfuerzo producido por el par de torsión, están dados por la ecuación (2.112)

$$S_{ms(T)} = \frac{16T_m}{\pi d^3} = 3,78\text{MPa} \text{ y } S_{as(T)} = \frac{16T_a}{\pi d^3} = 0$$

Para determinar los esfuerzos normales, se debe calcular la componente media y la componente alternativa del esfuerzo producido por la fuerza axial, y la componente media y la alternativa del esfuerzo de flexión, dados por las ecuaciones (2.117) y (2.122):

$$S_{m(F)} = \frac{F_m}{A} = \frac{4F_m}{\pi d^2} = 0,92\text{MPa} \text{ y } S_{a(F)} = \frac{F_a}{A} = 0$$

$$S_{m(M)} = \frac{M_m c}{I} = 0 \text{ y } S_{a(M)} = \frac{M_a c}{I} = \frac{32M_a}{\pi d^3} = 3,9\text{MPa}$$

La resistencia a la fatiga corregida está dada por la ecuación (2.152):

$$S_n = 0,55 \times 190 \text{ MPa} = 105 \text{ MPa}$$

$K_f = 2,8$, para carga axial de la Figura 60, con una relación $r/d = 0,5\text{mm}/23,9\text{mm} = 0,02$ y $D/d = 25\text{mm}/23,9\text{mm} = 1,05$.

Reemplazando los valores anteriores en la ecuación (2.155), se obtiene el índice de sensibilidad a la entalla para carga axial y flexión:

$$q_{(F)} = q_{(M)} = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} = \frac{1}{1 + \frac{0,59\text{mm}^{0.5}}{\sqrt{0,5\text{mm}}}} = 0,55$$

$K_f = 3,3$, para carga axial de la Figura 60, con una relación $r/D = 0,5\text{mm}/30\text{mm} = 0,0167$ y $d/D = 28,6\text{mm}/30\text{mm} = 0,953$, para el árbol del rotor del DESLIM modificado de los módulos ECOMILL® 1500 y ECOMILL® 3500.

El factor de concentración de fatiga al esfuerzo medio para carga axial:

$$K_{fm(F)} = 1 + 0,55 \times (2,8 - 1) = 2$$

$K_t = 1,85$, para torsión de la Figura 61, con una relación $r/d = 0,5\text{mm}/23,9\text{mm} = 0,02$ y $D/d = 25\text{mm}/23,9\text{mm} = 1,05$.

Reemplazando los valores anteriores en la ecuación (2.155), se obtiene el índice de sensibilidad a la entalla para torsión:

$$q_{(T)} = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} = \frac{1}{1 + \frac{0,44\text{mm}^{0,5}}{\sqrt{0,5\text{mm}}}} = 0,62$$

El factor de concentración de fatiga al esfuerzo medio para torsión:

$$K_{m(T)} = 1 + 0,62 \times (1,85 - 1) = 1,53$$

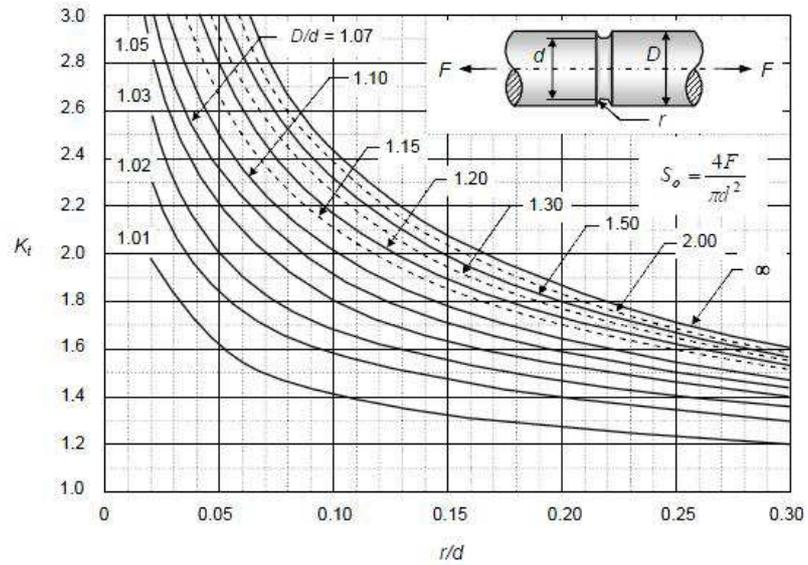
$K_f = 2,65$, para flexión de la Figura 62, con una relación $r/d = 0,5\text{mm}/23,9\text{mm} = 0,02$ y $D/d = 25\text{mm}/23,9 = 1,05$.

$K_f = 2,8$, para flexión de la Figura 62, con una relación $r/D = 0,5\text{mm}/30\text{mm} = 0,0167$ y $d/D = 28,6\text{mm}/30\text{mm} = 0,953$, para el árbol del rotor del DESLIM modificado de los módulos ECOMILL® 1500 y ECOMILL® 3500.

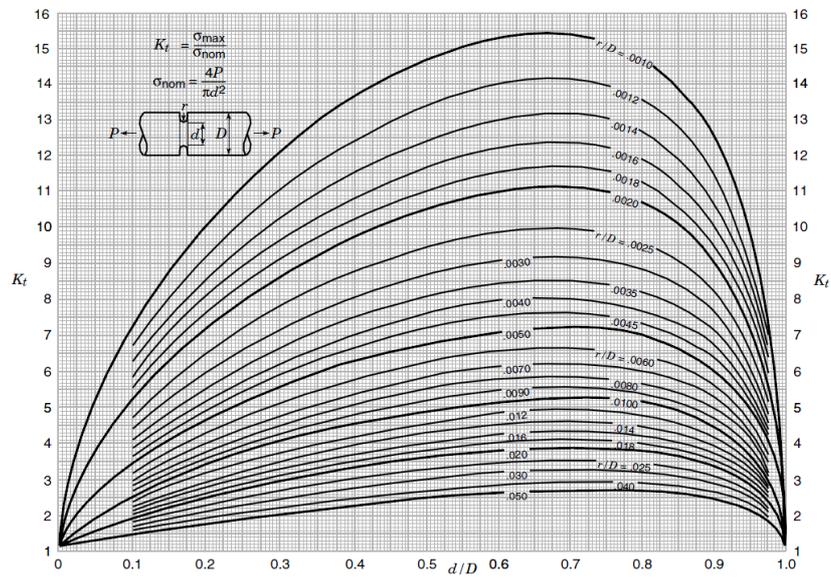
El factor de concentración por fatiga para flexión:

$$K_{ff(M)} = 1 + 0,55 \times (2,65 - 1) = 1,91$$

Figura 60. Coeficiente teórico de concentrador de esfuerzos, K_t , para un eje de sección circular con ranura anular sometido a carga axial.

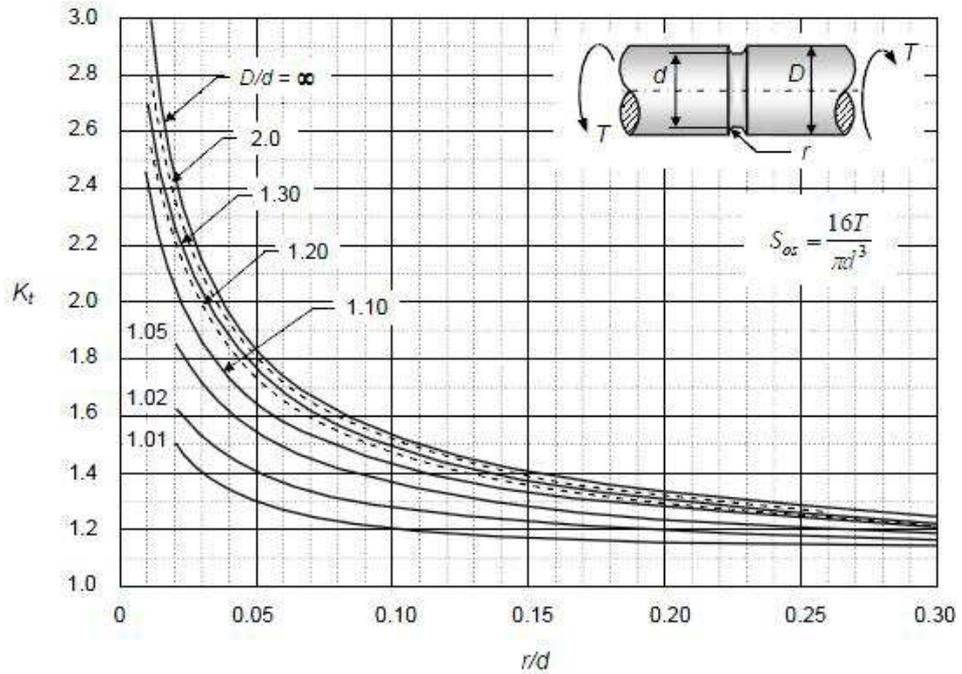


Vanegas. 2011.



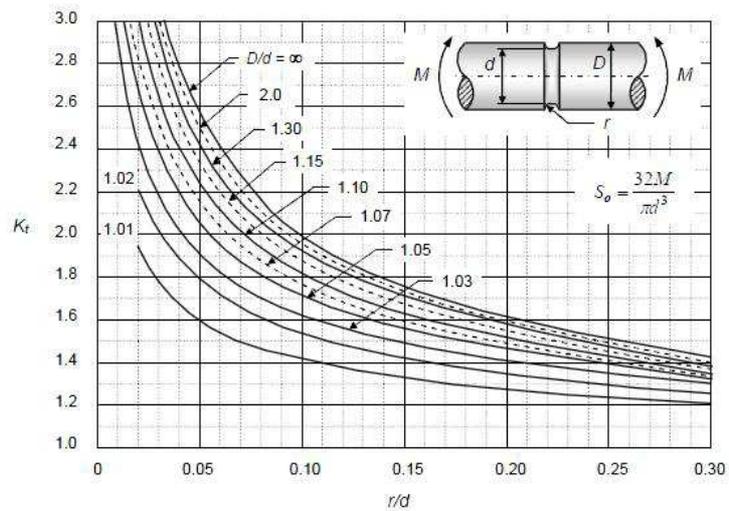
Pilkey. 2008.

Figura 61. Coeficiente teórico de concentrador de esfuerzos, K_t , para un eje de sección circular con ranura anular sometido a torsión.

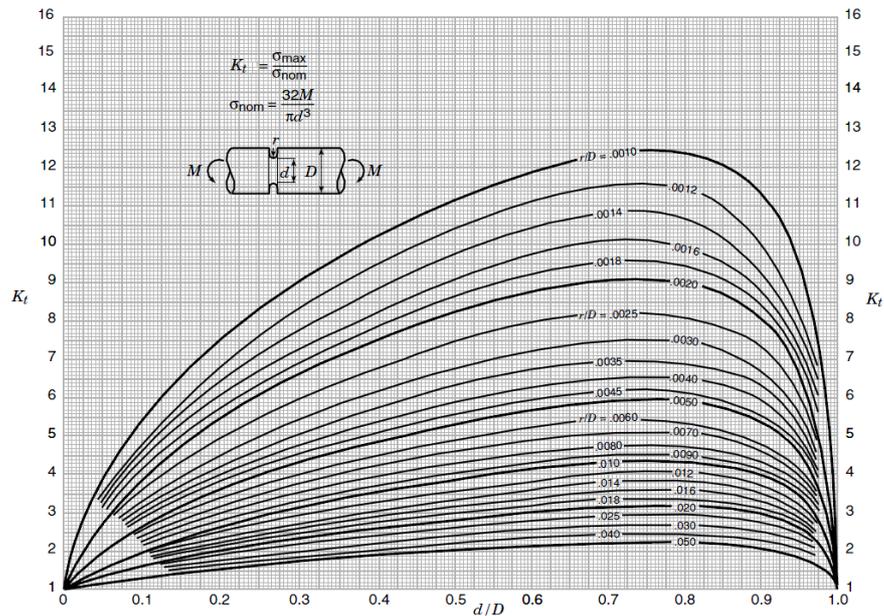


Vanegas. 2011.

Figura 62. Coeficiente teórico de concentrador de esfuerzos, K_t , para un eje de sección circular con ranura anular sometido a flexión.



Vanegas. 2011.



Pilkey. 2008.

Cálculo del factor de seguridad por el método von Mises:

Reemplazando en la ecuación (2.157) los valores hallados anteriormente, se obtiene el factor de seguridad para la ranura anular del árbol del rotor del DESLIM modificado de la tecnología ECOMILL®:

$$N_2 = \frac{1}{\frac{\sqrt{[2 \times 0,92 \text{MPa}]^2 + 3[1,53 \times 3,78 \text{MPa}]^2}}{380 \text{MPa}} + \frac{1,91 \times 3,9 \text{MPa}}{105 \text{MPa}}}$$

Reemplazando los valores: $N_2 = 10,23$

En la Tabla 55 y Tabla 56, se consignan los valores del factor de cálculo producidos por los esfuerzos medios y alternantes, además los factores de concentración a la fatiga para las respectivas discontinuidades del árbol de transmisión del rotor del DESLIM modificado de la tecnología ECOMILL®. El factor de seguridad $N = 4,1$, que corresponde al cambio de sección para el eje del rotor del módulo ECOMILL® 3500, está por encima del valor recomendado (1,5-2) para un elemento mecánico bajo análisis por fatiga.

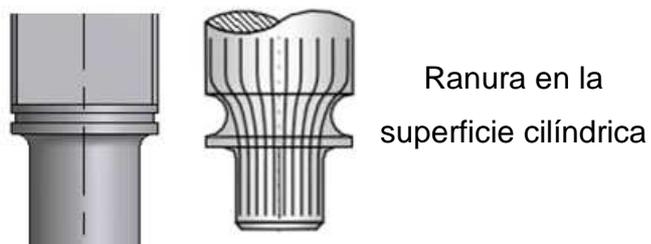
El tercer concentrador (3): que se analizó es el cambio de sección ubicado en la parte inferior del árbol del rotor. Para el diseño del árbol se consideró que el método de fijación de los elementos que van montados sobre el eje (agitador, espaciador y tramo de hélice de tornillo sin fin) fueran de bajo costo, por ese motivo se seleccionaron anillos de retención para eje externo. Sin embargo, las ranuras maquinadas en el árbol para la instalación de los anillos generan un concentrador de esfuerzos significativo.

Tabla 56. Factores de seguridad para el segundo concentrador (ranura anular) de esfuerzos del árbol de transmisión del rotor del DESLIM modificado de la tecnología ECOMILL®.

FACTOR DE SEGURIDAD	ECOMILL® 500	ECOMILL® 1500	ECOMILL® 3500
Componen media del esfuerzo producido por la fuerza axial $S_{m(F)}$, MPa	0,92	1,7	2
Factor de concentración de fatiga al esfuerzo medio para carga axial $K_{fm(F)}$	2	2,27	2,27
Componen media del esfuerzo producido por el par de torsión $S_{ms(T)}$, MPa	3,78	4,7	6
Factor de concentración de fatiga al esfuerzo medio para torsión $K_{fm(T)}$	1,53	1,78	1,78
Componen alternativa del esfuerzo producido por flexión $S_{a(M)}$, MPa	3,9	4,5	7,5
Factor de concentración por fatiga para flexión $K_{ff(M)}$	1,91	2	2
Resistencia a la fatiga corregida S_n , MPa	105	103	103
N_2	10,23	7,9	5,1

Teniendo en cuenta la analogía del flujo de fuerzas, se logró disminuir el efecto sobre la sección del árbol, ya que la ranura anular inferior se ubicó antes del cambio de sección para suavizar las líneas de fuerza y reducir el esfuerzo en la discontinuidad, como se observa en la Figura 63, ya que según Vanegas [15] al agregar una discontinuidad adicional, el efecto que tienen las dos entallas es más favorable que el efecto del cambio de sección únicamente.

Figura 63. Reducción de la concentración de esfuerzos en el árbol del rotor del DESLIM modificado de la tecnología ECOMILL®.



Vanegas. 2011.

Las cargas que actúan sobre el concentrador son las siguientes: un par detorsión $T = 2,16 \text{ N.m}$, una fuerza cortante $V = 10 \text{ N}$ y una fuerza axial de compresión $F = 1400 \text{ N}$, sin embargo no se analizó la sección, ya que el momento flector $M \approx 0$, que es el que produce esfuerzo variables por cargas cíclicas, además la fuerza de compresión no tiene efectos importantes sobre el concentrador de esfuerzos.

2.2.6.4 Verificaciones de la rigidez del eje de transmisión

Las cargas aplicadas a los ejes de transmisión de potencia producen deformaciones, cuyas magnitudes deben estar en el rango admisible. Las deflexiones en los árboles influyen negativamente en el funcionamiento de los elementos que se instalan sobre él: rodamientos, ruedas dentadas, poleas,

piñones, etc., ya que, una deformación excesiva puede producir golpeteos, vibraciones, desgastes inadmisibles en los elementos acoplados, etc.

La rigidez de los árboles depende de la flexión generada por los momentos flectores que crean dos tipos de deflexiones, la primera (deflexiones, y) consisten en el desplazamiento de los puntos de la elástica y la segunda (deflexiones angulares, ϕ) que consisten en el cambio de la pendiente de la elástica. [34-35]

Para determinar las deflexiones en el árbol del rotor de la tecnología ECOMILL®, se emplean las funciones de singularidad. Aplicando las condiciones de equilibrio se determinan las reacciones en los apoyos, Figura 64.

Las reacciones en los apoyos son: $R_{Az} = F\left(\frac{c}{a}\right)$ $R_{Bz} = F\left(\frac{b}{a}\right)$

Con la determinación de las reacciones se procede a escribir la función de singularidad correspondiente a cada una de las cargas aplicadas al árbol del rotor para obtener la expresión del momento interno.

$$M_{(y)} = R_{Bz}\langle y-0 \rangle^1 - R_{Az}\langle y-a \rangle^1 + F\langle y-c \rangle^1$$

La expresión anterior se reemplaza en la ecuación diferencial de la elástica:

$$EI \frac{d^2z}{dy^2} = M_{(y)} = R_{Bz}\langle y-0 \rangle^1 - R_{Az}\langle y-a \rangle^1 + F\langle y-c \rangle^1$$

Integrando una vez la ecuación diferencial de la elástica, se obtiene la ecuación de la pendiente:

$$EI \frac{dz}{dy} = EI\phi = \frac{R_{Bz}}{2}\langle y-0 \rangle^2 - \frac{R_{Az}}{2}\langle y-a \rangle^2 + \frac{F}{2}\langle y-c \rangle^2 + C_1$$

Con una segunda integración se obtiene la ecuación de la elástica:

$$Elz = \frac{R_{Bz}}{6} \langle y-0 \rangle^3 - \frac{R_{Az}}{6} \langle y-a \rangle^3 + \frac{F}{6} \langle y-c \rangle^3 + C_1 y + C_2$$

Para determinar las constantes de integración, C_1 y C_2 , se consideran las condiciones de frontera: en $y = 0, z = 0$, en $y = a, z = 0$.

En $y = 0, z = 0$

$$Elz = 0 = C_2$$

En $y = a, z = 0$

$$Elz = 0 = \frac{RBz}{6} a^3 + C_1 a$$

$$C_1 = -\frac{Fab}{6}$$

Evaluadas y reemplazadas las constantes de integración, se calcula la pendiente y la deflexión en todo el árbol:

$$El\varphi = \frac{Fb}{2a} y^2 - \frac{Fc}{2a} \langle y-a \rangle^2 + \frac{F}{2} \langle y-c \rangle^2 - \frac{Fab}{6} \quad (2.158)$$

$$Elz = \frac{Fb}{6a} y^3 - \frac{Fc}{6a} \langle y-a \rangle^3 + \frac{F}{6} \langle y-c \rangle^3 - \frac{Fab}{6} y \quad (2.159)$$

En la Figura 64, se observa que la deflexión máxima ocurre en un punto en el tramo AB y en el punto C, para determinar la deflexión y la pendiente en el punto se evalúa la distancia ($y=c$).

Para el árbol del módulo ECOMILL® 500, se tiene los siguientes valores: $a = 670$ mm, $b = 47$ mm y $c = 718$ mm.

Figura 64. Curva de la elástica del árbol de transmisión del rotor de la tecnología ECOMILL®.

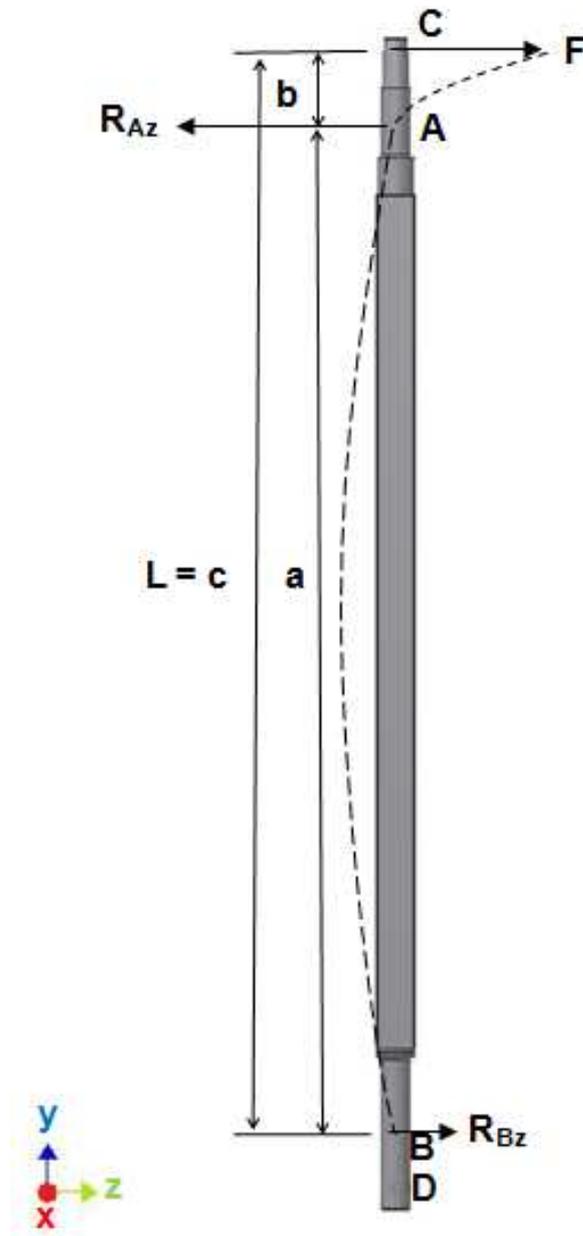


Tabla 57. Deformaciones permisibles de árboles.

DEFORMACIÓN		APLICACIÓN	DEFORMACIÓN PERMISIBLE
Deflexión (debido a flexión)	y	Deflexión máxima en árboles que soportan ruedas dentadas	$y=(0,0002\dots0,0003)L$, donde L es la distancia entre apoyos
		En el asiento de ruedas dentadas cilíndricas	$y = (0,01\dots0,03)m$, donde m es el módulo de la rueda
		En el asiento de la ruedas dentadas cónicas e hipoidales	$y<(0,005\dots0,007)m$, donde m es el módulo de la rueda
		Deflexión máxima en arboles de los motores asíncronos	$y = 0,1h$, donde h es la holgura entre el rotor y el estator
		Deflexión máxima en arboles de ventiladores	$y=(0,0003\dots0,0005)D$, donde D es el diámetro del rotor
Deflexión angular (debida a flexión)	φ	En el sitio de asiento de ruedas dentadas	$\varphi = 0,001$ rad
		En un cojinete	$\varphi = 0,001$ rad
		En el asiento de rodamientos de bolas	$\varphi = 0,001$ rad
		En el asiento de rodamientos de rodillos cilíndricos	$\varphi = 0,0025$ rad
		En el asiento de rodamientos cónicos	$\varphi = 0,0016$ rad
		En el asiento de rodamientos esféricos	$\varphi = 0,05$ rad
Ángulo de torsión (por unidad de longitud)	θ/L	Grúas desplazables y portátiles	$\theta/L = 0,0045\dots0,006$ rad/m
		Husillos de tornos y taladros	$\theta/L = 0,00175$ rad/m
		Arboles medios de designación general	$\theta/L = 0,009$ rad/m
		Arboles de cardanes de vehículos ($d = 30\dots50$ mm)	$\theta/L = 0,005\dots0,007$ rad/m

Vanegas. 2011.

Reemplazando en la ecuación (2.158), se obtiene.

$$E\varphi_c = \frac{Fb}{2a}c^2 - \frac{Fc}{2a}b^2 - \frac{Fab}{6} = 1,58N.m \quad (2.160)$$

Despejando de la ecuación (2.160) la deflexión angular, se obtiene:

$$\varphi_c = \frac{1,58Nm}{205 \times 10^9 \text{ Nx } \frac{\pi}{64} (0,02m)^4} = 0,001 \text{ rad} \quad (2.161)$$

Reemplazando en la ecuación (2.159), se obtiene.

$$Elz_c = \frac{Fb}{6a} c^3 - \frac{Fc}{6a} b^3 - \frac{Fab}{6} c = \frac{Fb^2c}{3} = 0,072 \text{ N.m}^3 \quad (2.162)$$

Despejando de la ecuación (2.162) la deflexión en el punto C, se obtiene:

$$z_c = \frac{0,072 \text{ Nm}^3}{205 \times 10^9 \text{ Nx } \frac{\pi}{64} (0,02 \text{ m})^4}$$

$$z_c = 0,045 \text{ mm}$$

La deflexión máxima en el tramo AB ocurre en un punto donde la pendiente de la curva de la elástica es cero, por lo tanto, si $dy/dz = 0$ en la ecuación de la pendiente de la elástica, se determina la distancia y_m del punto de mayor deflexión.

Para el rango $(0 \leq y \leq a)$, se obtiene:

$$El\phi = 0 = \frac{Fb}{2a} y^2 - \frac{Fab}{6} y_m = \frac{a}{\sqrt{3}}$$

Sustituyendo, se obtiene:

$$Elz = \frac{Fb}{6a} y^3 - \frac{Fab}{6} y = \frac{Fa^2b}{6} \left(\frac{1}{(\sqrt{3})^3} - \frac{1}{\sqrt{3}} \right) = -\frac{\sqrt{3}Fa^2b}{27} \quad (2.163)$$

Evaluando, se obtiene la deflexión máxima en el tramo AB:

$$Elz = -\frac{\sqrt{3}Fa^2b}{27} = -0,185 \text{ N.m}^3$$

$$z_{max} = \frac{-0,185 \text{ Nm}^3}{205 \times 10^9 \text{ N} \times \frac{1}{12} (0,025 \text{ m})^4}$$

$$z_{max} = -0,0277 \text{ mm}$$

En la Tabla 57, se consignan algunos valores permisibles para las deflexiones y las deflexiones angulares en algunos elementos de máquinas, para el árbol del rotor del módulo ECOMILL® 500 es necesario determinar las deflexiones angulares en los puntos donde van ubicados los rodamientos, verificando que estos desplazamientos estén en el rango permisible. Sin embargo, cuando se utilizan unidades de soporte (chumaceras) para rodamientos de bolas de una hilera y ranura profunda el ángulo de alineación permisible es $\varphi = 0,052 \text{ rad}$ (3°) que es mayor al valor recomendado de la Tabla 57.

La pendiente en el punto A y B para el árbol de transmisión son:

$$\varphi_A = \frac{Fab}{3EI} = 0,0089 \text{ rad} \quad (2.164), \quad \varphi_B = -\frac{Fab}{6EI} = -0,00044 \text{ rad} \quad (2.165)$$

Tabla 58. Valores de deflexión y deflexión angular para el árbol de transmisión del rotor del DESLIM modificado de la tecnología ECOMILL®.

PARÁMETRO	ECOMILL® 500	ECOMILL® 1500	ECOMILL® 3500
Deflexión z_C	0,045	0,046	0,183
Deflexión angular φ_C rad	0,001	0,00077	0,002
Deflexión máxima en el tramo AB z_{max}	-0,0277	-0,0344	-0,086
Deflexión angular φ_A rad	0,00089	0,00092	0,00187
Deflexión angular φ_B rad	-0,00044	-0,00046	-0,00093

Estos valores se hallan en el intervalo recomendado para rodamientos de bolas $\varphi=0,001$ rad, Tabla 57, sin embargo, el rodamiento en el asiento A del módulo ECOMILL® 3500 soporta una mayor deflexión angular que podría causar una reducción en la vida útil del rodamiento.

La deflexión máxima del árbol ocurre en el punto C donde está instalada la transmisión por correa, sin embargo, para este tipo de transmisiones mecánicas la rigidez no es un factor crítico que afecte el funcionamiento de la transmisión, pero si la rigidez no es suficiente es posible la aparición de vibraciones excesivas.

La rigidez en torsión también se debe controlar en el árbol de transmisión, ya que causa imprecisión en el movimiento; estas deformación son producidas por el par de torsión que hace girar una cara respecto a la otra provocando una desviación angular denominado ángulo de torsión, el cual está dado en radianes para una sección circular por la ecuación (2.113):

$$\frac{\theta}{L} = \frac{T}{JG}$$

Donde:

T : par torsional

L : distancia entre secciones

J : momento polar de inercia

G : módulo de rigidez del material

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} = 80 \text{ GPa}$$

Siendo:

E : módulo de elasticidad ($E= 205$ GPa para el acero AISI-SAE 1020, tomado del Anexo 11)

ν : relación de Poisson ($\nu= 0,29$ para el acero, tomado del Anexo 11)

Para una sección rectangular, el ángulo de torsión en radianes, está dado por la ecuación (2.116):

$$\frac{\theta}{L} = \frac{T}{G\beta ab^3}$$

Donde:

a : longitud del lado mayor de la sección transversal (rectangular)

b : longitud del lado menor de la sección transversal (rectangular)

β : coeficiente que depende de la relación a/b consignados en la Tabla 46.

Para determinar el ángulo de torsión por unidad de longitud del árbol del rotor se debe calcular el ángulo de torsión para cada uno de los tramos con secciones y momentos torsores diferentes y luego se halla el ángulo de torsión total, sumando cada tramo, este valor debe ser menor o igual al permisible.

El ángulo de torsión para el árbol del módulo ECOMILL® 500 es igual a: $\frac{\theta}{L} =$

0,023 rad/m mayor que el valor recomendado por la Tabla 57 ($\frac{\theta}{L} = 0,009$ rad/m),

sin embargo, para el trabajo que efectúa el árbol no es crítica este tipo de rigidez.

2.2.6.5 Análisis modal (verificación de las frecuencias naturales del eje de transmisión).

Todos los sistemas tienden a vibrar, ya que, algunos elementos tienen la capacidad de almacenar energía, que se manifiesta a causa de una perturbación generando modos de vibración (frecuencias naturales), cuando la frecuencia de la perturbación coincide con algunas de las frecuencias naturales del elemento la amplitud de la vibración puede alcanzar magnitudes peligrosas. Se dice entonces que elemento está en resonancia. [36]

La expresión para la frecuencia natural fundamental de un sistema está dada por:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \text{ rad/s } f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \text{ Hz} \quad (2.166)$$

Donde:

k : la rigidez equivalente del sistema

m : masa que genera la deflexión

Las frecuencias naturales de un sistema constituyen una propiedad física del conjunto, que sólo se pueden modificar en el momento en que gane o pierda masa o rigidez durante su vida de trabajo.

En el árbol del rotor de la tecnología ECOMILL® se presentan las siguientes vibraciones:

1. Vibración lateral (deflexiones a flexión)
2. Vibración vertical (deformación axial)
3. Vibración torsional (deflexión a torsión)
4. Balanceo del árbol (deflexiones a flexión)

Para determinar las vibraciones lateral del árbol se requiere encontrar la rigidez equivalente del sistema, está se puede determinar de la deflexión elástica del árbol. La deformación en el punto C del eje simplemente apoyado, Figura 64, ante una fuerza concentrada, se determina mediante la ecuación (2.162):

$$\delta = z = \frac{Fb^2c}{3EI}$$

Por lo que se obtiene la expresión para la rigidez equivalente:

$$k_{eq} = \frac{F}{\delta} = \frac{3EI}{b^2c} \quad (2.167)$$

La frecuencia natural fundamental del árbol (o frecuencia crítica), considerando la masa como la carga puntual aplicada generada por la transmisión por correa trapezoidal, se obtiene reemplazando en la ecuación (2.166):

$$\omega_{cr} = \sqrt{\frac{3E \cdot I}{m \cdot b^2 \cdot c}} \text{ rad/s} \quad (2.168)$$

Cuando el árbol está compuesto de varias secciones con diámetros diferentes, se debe hallar un momento rectangular de inercia equivalente I_{eq} , dado por:

$$I_{eq} = \frac{L}{\sum_{i=1}^n \frac{L_i}{I_i}} \quad (2.169)$$

donde L es la longitud total del árbol y l_i y I_i son los momentos rectangulares de inercia y las longitudes de los escalones del árbol de diámetro diferente.

El momento rectangular de inercia para el árbol del rotor del módulo ECOMILL® 500 es igual a: $I_{eq} = 1,88 \times 10^{-8} \text{ m}^4$

La frecuencia natural fundamental equivalente del sistema es igual a: $\omega_{cr} = 721,6 \text{ rad/s}$, por lo tanto, la frecuencia crítica es igual a: $n_{cr} = 6890 \text{ r/min}$.

Comparando la frecuencia fundamental crítica a flexión con la frecuencia forzada.

$$\frac{n_n}{n_f} = \frac{6890 \text{ r/min}}{1650 \text{ r/min}} = 4,18$$

El margen es aceptable, ya que, la frecuencia de excitación se encuentra por debajo de la frecuencia crítica del sistema. Además, para árboles de transmisión que trabajan con una frecuencia de excitación menor que la frecuencia crítica ($n_r < n_n$), la rigidez es un factor importante en la construcción del árbol, cumpliendo la condición $n_f \leq 0,7n_{cr}$. Además para árboles que trabajan entre las dos primeras frecuencias críticas, se debe cumplir, $1,4n_{n1} \leq n_f \leq 0,7n_{n1}$. [37]

Para hallar las vibraciones verticales del árbol del rotor se requiere obtener la rigidez equivalente del eje, para determinar la rigidez equivalente se considera el

árbol como una columna que soporta una carga central generada por el peso de los elementos instalados (agitadores, espaciadores y tramo de hélice) y el peso propio. Esta rigidez se obtiene del modelo de la deformación de una columna ante una fuerza axial centrada, despejando de la ecuación (2.118):

$\delta = y = \frac{FL}{AE}$, entonces la rigidez equivalente se obtiene:

$$k_{eq} = \frac{F}{\delta} = \frac{AE}{L} \quad (2.170)$$

La frecuencia crítica del sistema, considerando que el peso del eje y el peso de los elementos instalados se aplican en un mismo, reemplazando en la ecuación (2.166):

$$\omega_{cr} = \sqrt{\frac{\left(\frac{AE}{L}\right)}{m}} \text{ rad/s} \quad (2.171)$$

La frecuencia fundamental crítica a la deformación axial es igual a: $\omega_{cr} = 14577$ rad/s, por lo tanto, la frecuencia crítica es igual a: $n_{cr} = 139204$ r/min.

Comparando la frecuencia fundamental crítica producidas por el peso del rotor con la frecuencia forzada.

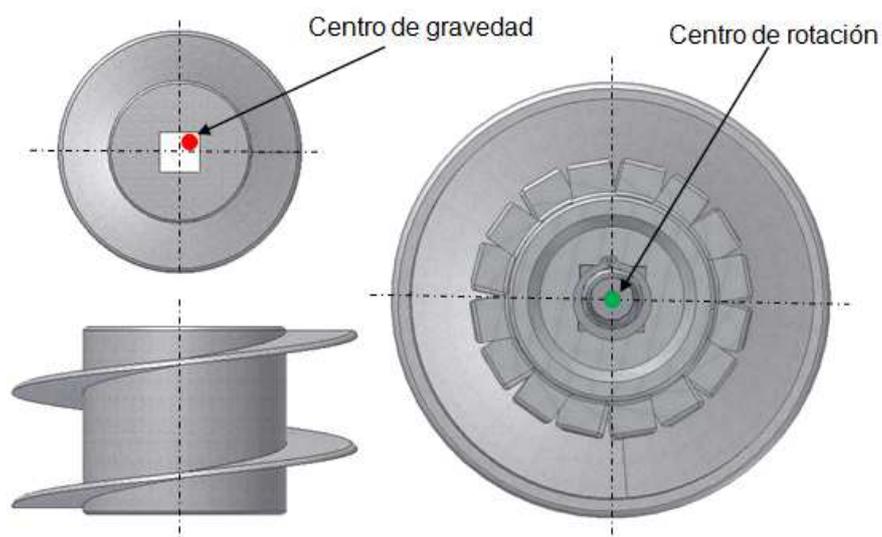
$$\frac{n_n}{n_f} = \frac{139204 \text{ r / min}}{1650 \text{ r / min}} = 84$$

El valor es satisfactorio, ya que, la frecuencia de excitación es muy pequeña comparada con la frecuencia fundamental crítica a la deformación axial, evitando que el rotor entre en resonancia.

Sin embargo, cuando el módulo ECOMILL® entra en operación el rotor se llena de café con mucílago degradado aumentando el momento de inercia de masas del rotor, disminuyendo la frecuencia crítica y a alejándose de la zona de resonancia.

El rotor de la tecnología ECOMILL® presenta desbalanceo, ya que por la forma constructiva de la hélice de tornillo sin fin el eje inercial se encuentra desplazado del eje geométrico de rotación, como se observa en la Figura 65. Por lo tanto se debe realizar un balanceo dinámico para garantizar el buen funcionamiento del equipo.

Figura 65. Origen del desbalanceo del rotor de la tecnología ECOMILL®.



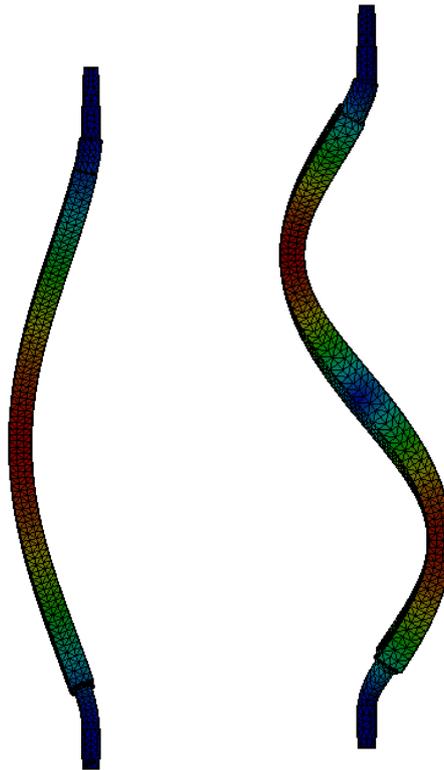
Según [30] para balancear un equipo se requiere que como mínimo el 60% de la amplitud de la vibración con respecto a la magnitud total se genere a la frecuencia de $1 \times n_{máquina}$ (r/min), lo cual significa que el 60% de la vibración es predominantemente por desbalanceo, y el 40% lo pueden generar otros tipos de vibraciones.

Con la ayuda de un software de simulación (SolidWorks®) se obtienen las frecuencias fundamentales del árbol considerando todas las restricciones y cargas sobre el sólido, como se observa en la Figura 66.

Comparando las frecuencias fundamentales obtenidas por medio del análisis de simulación con la frecuencia forzada, como se observa en la Tabla 59.

$$\frac{n_1}{n_f} = \frac{179,18 \times 60 \text{ r / min}}{1708 \text{ r / min}} = 6,3 \quad \text{y} \quad \frac{n_2}{n_f} = \frac{524,96 \times 60 \text{ r / min}}{1708 \text{ r / min}} = 18,4$$

Figura 66. Frecuencias fundamentales para las restricciones y cargas aplicadas al árbol de transmisión del DESLIM modificado del módulo ECOMILL® 1500 (con las reacciones de los peso sobre el árbol).



Primera forma modal= 179,18 Hz

Segunda forma modal= 524,96 Hz

Tabla 59. Frecuencias fundamentales para el árbol de transmisión del rotor del Deslim modificado de la tecnología ECOMILL® para las cargas nominales, utilizando un software de simulación (SolidWorks® Simulation).

PARÁMETROS	ECOMILL® 500	ECOMILL® 1500	ECOMILL® 3500
Primera frecuencia modal Hz	231	179,18	122,11
Segunda frecuencia modal Hz	693,61	524,96	354,59
$\frac{n_{1z}}{n_f}$	8,4	6,3	4,2
$\frac{n_{z2}}{n_f}$	25,2	18,4	12,2

2.2.6.6. Selección del anillo de retención para eje externo

Los anillos de retención se instalaron en las ranuras maquinadas en el árbol del rotor de la tecnología ECOMILL®, para evitar el movimiento axial de los alimentadores, espaciadores y agitadores, como se observa en la Figura 42.

Para seleccionar los anillos de retención se siguió el siguiente procedimiento:

Capacidad de carga de la ranura F_N :

La capacidad de carga de la ranura está dada por la siguiente expresión:

$$F_N = \frac{S_y \cdot A_N}{q \cdot N} \quad (2.172)$$

Donde:

S_y : esfuerzo de fluencia del material de la ranura.

A_N : área de la sección transversal donde va ubicada la ranura.

$$A_N = \frac{\pi(d_1^2 - d_2^2)}{4}$$

q = coeficiente que corrige la relación entre el margen de borde (n) y la profundidad de la ranura (t), consignado en la Figura 67.

N : factor de seguridad.

Los valores de la Figura 67, se aplican a una condición en particular, donde:

$S_y = 200$ MPa (material de la ranura)

$q = 1,2$, con $n/t = 3$

$N = 1$

Para el caso donde el material de la ranura sea diferente, se debe corregir la capacidad de carga de la ranura, F_N , con la siguiente ecuación:

$$F_N' = F_N \frac{S_y'}{S_y} p \quad (2.173)$$

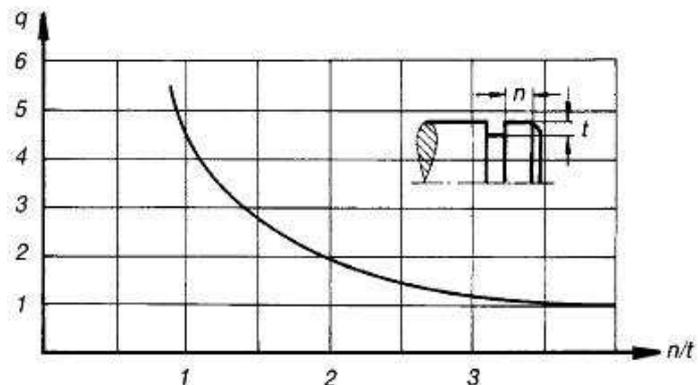
Siendo:

F_N' : capacidad de carga de la ranura corregida (kN)

S_y' : esfuerzo de fluencia del material de la ranura (MPa)

Cuando la relación $n/t \leq 3$, el valor de F_N se debe multiplicar por una factor de compensación (p), dado en la Figura 68.

Figura 67. Coeficiente q .

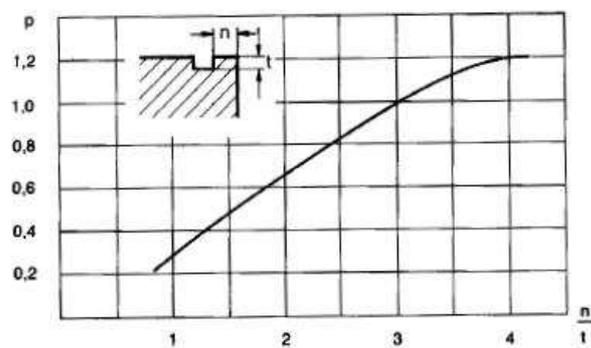


Tomada del Anexo 17.

Si la profundidad de la ranura (t) o el diámetro nominal de la sección transversal (d_1) son modificados se debe corregir la capacidad de carga de la ranura, de la siguiente manera:

$$F_N' = F_N \cdot \frac{t'}{t} \quad (2.174), \quad F_N' = F_N \cdot \frac{A_N'}{A_N} \quad (2.175)$$

Figura 68. Factor de compensación p .



Tomada del Anexo 17.

La forma de la ranura es rectangular, Figura 69, con un radio de redondeo $r = 0,1s$ (10% del espesor del anillo), sin interferir en el ajuste del anillo.

Capacidad de carga del anillo de retención F_R :

La capacidad de carga del anillo de retención depende de la configuración del ensamble, para un sistema donde el anillo se apoya en la cara plana del elemento a fijar axialmente, Figura 69, la carga está dada por:

$$F_R = \frac{\psi \cdot k}{h \cdot N} \quad (2.176)$$

Donde:

$$\psi = \frac{f}{h}$$

Siendo:

f : desplazamiento axial

h : distancia de apoyo, $h = 0,3 + 0,002 d_1$ y $h = 0,6$, si $d_1 \geq 150 \text{ mm}$

$$k = \frac{\pi E \cdot s^3}{6} \ln \left(1 + \frac{2b_m}{y} \right)$$

Siendo:

E : módulo de elasticidad (205 GPa)

s : espesor del anillo

$b_m = b - z$

b : altura del resalto

$z = 0.25b$ excéntrico del eje

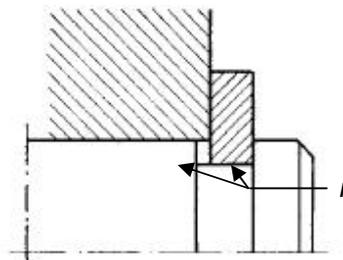
$z = 0.3b$ excéntrico de la ranura

$y = 2d_1$ para el eje

$y = 2 \cdot d_2 \cdot b_m$ para la ranura

N : factor de seguridad

Figura 69. Configuración de la instalación del anillo.



Tomada del Anexo 17.

Frecuencia giro de desprendiendo Na_{bl} :

La frecuencia de giro de desprendimiento es la velocidad a la cual el anillo de retención se abre por efecto de la fuerza centrífuga que actúa sobre él y comienza a separarlo de su ajuste en la ranura. La frecuencia de giro está dada por la siguiente ecuación:

$$Na_{bl} = \frac{37,2 \times 10^6}{(d_2 + b)^2} \sqrt{\frac{d_2 - d_3}{d_3 + b}} \text{ (r/min)} \quad (2.177)$$

Desplazamiento axial f :

Un anillo de retención bajo una carga axial excesiva experimenta un desplazamiento axial provocando una deformación, por lo tanto, esta fuerza no debe deformar el elemento. El desplazamiento axial está dado por la siguiente ecuación:

$$f = \frac{F \cdot h^2}{k} + V \text{ (mm)} \quad (2.178)$$

Donde:

F : fuerza axial

$h = 0,3 + 0,002 d$,

$$k = \frac{\pi E \cdot s^3}{6} \ln \left(1 + \frac{2b_m}{y} \right)$$

V : desplazamiento inicial [0,02-0,05] mm.

Si el desplazamiento que es provocado por una fuerza axial dada es demasiado alto debe cambiarse el anillo o utilizar un anillo reforzado.

Para mantener fijos los elementos en el árbol del ECOMILL® 500 se emplean dos anillos de retención A-25 (DIN 471), Tabla 60, el anillo superior debe soportar una fuerza de empuje pico $R_{Ay} = 0,8$ kN y el anillo inferior debe soportar una fuerza $R_{By} = 2,5$ kN (tomada de la Tabla 47), generada por la sección de hélice en el rotor, del Anexo 17, se obtiene los parámetros para verificar la resistencia de los anillos.

Tabla 60. Anillo de retención para eje externo A-25 (DIN 471).

d_1 (mm)	F_N (kN)	F_R (kN)	A_N (mm ²)	K (KN.mm)	$N_{ablx1000}$ (r/min)
25	7	16,2	42,3	33,4	25

Tomada del Anexo 17.

Análisis para el anillo superior:

En la Figura 70, se observa la disposición de la ranura anular para ubicar el anillo de retención para eje externo, el margen de borde $n= 35$ mm y la profundidad de la ranura $t= 0,55$ mm.

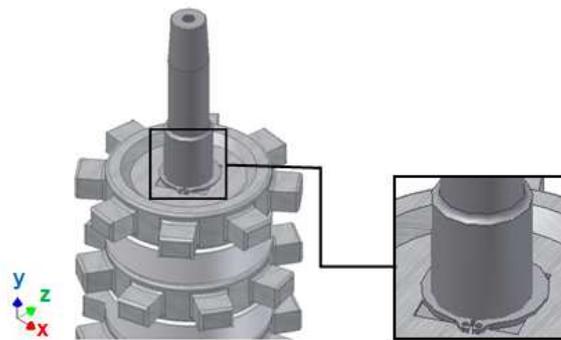
La capacidad de carga de la ranura, F_N' , corregida está dada por la ecuación (2.173), que es igual a:

$$F_N' = F_N \cdot \frac{S_y'}{S_y} = 7 \text{ kN} \times \frac{205 \text{ MPa}}{200 \text{ MPa}} = 7,2 \text{ kN}$$

$S_y' = 205$ MPa (acero AISI- SAE 1020 laminado en caliente, material de la ranura, tomado de la Tabla 45).

$q = 1$, con $n/t = 64$, $n/t > 3$, Figura 67.

Figura 70. Ranura superior para la posición del anillo de retención.



La ranura de árbol de transmisión tiene un factor de seguridad, dado por la ecuación (2.179):

$$N_r = \frac{F_N'}{R_{Ay}} = \frac{7,2 \text{ kN}}{0,8 \text{ kN}} \quad (2.179)$$

El factor de cálculo supera el valor recomendado (3) para un elemento con carga pico, basado en la resistencia por fluencia.

El anillo de retención para el rotor tiene un factor de seguridad, dado por la ecuación (2.180):

$$N_a = \frac{F_R}{R_{Ay}} = \frac{16,2 \text{ kN}}{0,8 \text{ kN}} = 20 \quad (2.180)$$

La frecuencia de separación del anillo es mayor ($25 \times 10^3 \text{ r / min} \gg 887 \text{ r / min}$) a la frecuencia de operación de la máquina, por lo tanto, el ajuste del anillo en la ranura no se ve afectado por la velocidad de marcha del equipo.

El desplazamiento axial producido por la fuerza de empuje, f , está dado por la ecuación (2.178), que es igual a:

$$h = 0,3 + 0,002 d_f = 0,3 + 0,002 \times 25 \text{ mm} = 0,35 \text{ mm}$$

$$f = \frac{F_a \cdot h^2}{k} + V = \frac{0,8 \text{ kN} \times (0,35 \text{ mm})^2}{33,4 \text{ kN} \cdot \text{mm}} + [0,02 - 0,05] \text{ mm} = [0,0229 - 0,0529] \text{ mm}$$

El desplazamiento axial del anillo por efecto de una fuerza axial externa está en el rango [2,29-5,29] centésimas de milímetro, este desplazamiento no afecta ningún componente del sistema.

Análisis para el anillo inferior:

En la Figura 71 se observa la disposición de la ranura anular para ubicar el anillo de retención para eje externo, el margen de borde $n = 2 \text{ mm}$ y la profundidad de la ranura $t = 0,55 \text{ mm}$.

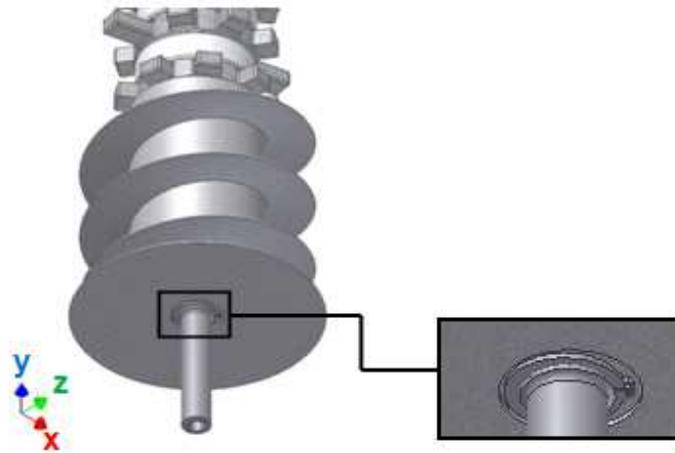
La capacidad de carga de la ranura, F_N' , corregida es igual a:

$$F_N' = F_N \cdot \frac{S_y'}{S_y} \cdot p = 7 \text{ kN} \times \frac{205 \text{ MPa}}{200 \text{ MPa}} \times 1 = 7,2 \text{ kN}$$

$S_y' = 205 \text{ MPa}$ (acero AISI-SAE 1020 laminado en caliente, material de la ranura, tomado de la Tabla 45).

$q = 1$, con $n/t = 3.64$, $n/t > 3$, Figura 67.

Figura 71. Ranura inferior para la posición del anillo de retención.



La ranura de árbol de transmisión tiene un factor de seguridad, dado por la ecuación (2.179):

$$N = \frac{F_N'}{R_{By}} = \frac{7,2 \text{ kN}}{2,5 \text{ kN}} = 2,9$$

El anillo de retención para el rotor tiene un factor de seguridad, dado por la ecuación (2.180):

$$N = \frac{F_R}{R_{By}} = \frac{16,2 \text{ kN}}{2,5 \text{ kN}} = 6,5$$

La frecuencia de separación del anillo es mayor ($25 \times 10^3 \text{ r/min} \gg 887 \text{ r/min}$) a la frecuencia de operación de la máquina, por lo tanto, el ajuste del anillo en la ranura no se ve afectado por la velocidad de marcha del equipo.

El desplazamiento axial producido por la fuerza de empuje, f , está dado por la ecuación (2.178), que es igual a:

$$h = 0,3 + 0,002 d, = 0,3 + 0,002 \times 25 \text{ mm} = 0,35 \text{ mm}$$

$$f = \frac{F_a \cdot h^2}{k} + V = \frac{2,5 \text{ kN} \times (0,35 \text{ mm})^2}{33,4 \text{ kN} \cdot \text{mm}} + [0,02 - 0,05] \text{ mm} = [0,029 - 0,059] \text{ mm}$$

El desplazamiento axial del anillo por efecto de una fuerza axial externa está en el rango [2,9-5,9] centésimas de milímetro, este desplazamiento no afecta ningún componente del sistema.

En la Tabla 61, están consignados los parámetros de los anillos de retención seleccionados que impiden el desplazamiento axial de los elementos montados sobre el rotor del DESLIM modificado de la tecnología ECOMILL®.

Tabla 61. Factores para la selección del anillo de retención para eje externo de la tecnología ECOMILL.

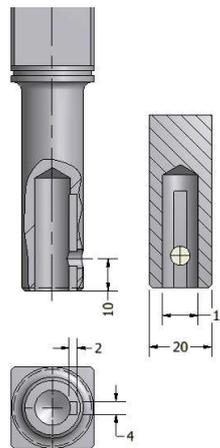
PARÁMETRO	ECOMILL® 500	ECOMILL® 1500	ECOMILL® 3500
ANILLO SUPERIOR			
Capacidad de carga de la ranura F_N' kN	7,2	11	11
Factor de seguridad de la ranura N_r	6	5	3,5
Factor de seguridad del anillo N_a	20	15	10.4
Desplazamiento axial f mm	0,0229-0,0529	0,0243-0,0543	0,0263-0,063
Frecuencia de giro del rotor r/min	887	841	862
Frecuencia de separación del anillo r/min	25×10^3	19×10^3	19×10^3
ANILLO INFERIOR			
Capacidad de carga de la ranura F_N' kN	7,2	10,4	10,4
Factor de seguridad de la ranura N_r	2,9	4,8	2,7
Factor de seguridad del anillo N_a	6,5	15	8,4
Desplazamiento axial f	0,029-0,059	0,0243-0,0543	0,0277-0,0577
Frecuencia de giro del rotor r/min	887	841	862
Frecuencia de separación del anillo r/min	25×10^3	19×10^3	19×10^3

2.2.6.7 Acople rígido para empalmar el árbol del rotor del DESLIM modificado con el árbol de entrada de la caja reductora de velocidad de la tecnología ECOMILL®

Este tipo de unión sirve para unir rígidamente dos árbol colineales con buena alineación, en este tipo de unión se utiliza una cuña cuadrada para mantener el alineamiento entre los dos ejes y permitir la transmisión de potencia.

En la Figura 72 se presenta el acople maquinado en el árbol para conectar el rotor con la caja reductora de velocidad; para restringir el desplazamiento axial del empalme y fijar la cuña, se utiliza un prisionero en el árbol del rotor.

Figura 72. Conexión entre el árbol del rotor y la caja reductora de velocidad para el módulo ECOMILL® 500 (plano 8)



La cuña cuadrada se ajusta de modo que la mitad del espesor (altura, h_c) de la cuña se apoye en el lado del cuñero del eje y la otra mitad haga contacto con el cuñero del cubo. En el diseño de una cuña que transmite par torsional la falla puede ocurrir principalmente por dos causas: el esfuerzo cortante sobre la cara de la cuña actuando en el plano medio en la interface del árbol y cubo, y el esfuerzo de aplastamiento o de compresión en el lado de la cuña, generado por el empuje entre los dos lados de la cuña y el material del árbol o del cubo [18]. El esfuerzo cortante en una cuña cuadrada, está dado por:

$$S_s = \frac{2T}{D \cdot w \cdot L_c} \quad (2.181)$$

Donde:

T : par torsional

D : diámetro del eje

w : espesor de la cuña

L_c : longitud del cuña

Aplicando la teoría de Von mises-Hencky (teoría del esfuerzo cortante octaédrico) y despejando la longitud de la cuña, se obtiene:

$$L_c = \frac{2\sqrt{3T} \cdot N_s}{D \cdot w \cdot S_y} \quad (2.182)$$

Siendo:

S_y : esfuerzo de fluencia del material de la cuña

N_s : factor de seguridad producido por el esfuerzo cortante

En pruebas realizadas en la universidad de Illinois, según Deutschman [19], se determinó que la resistencia torsional de un eje circular sólido se reduce al tener un cuñero de acuerdo con la ecuación empírica de resistencia relativa, dada por:

$$e_c = 1 - 0,2\left(\frac{w}{D}\right) - 1,1\left(\frac{h_c}{2D}\right) \quad (2.183)$$

Donde:

e_c : resistencia relativa

h_c : altura de la cuña

Entonces, el esfuerzo cortante en el árbol debe ser igual a la resistencia de la cuña:

$$S_s = \frac{16T}{\pi e_c \cdot D^3} = \frac{2T}{D \cdot w \cdot L_c} \quad (2.184)$$

Simplificando y despejando la longitud de la cuña, se obtiene:

$$L_c = \frac{\pi e_c \cdot D^2}{8w} \quad (2.185)$$

El otro tipo de falla es por aplastamiento que se relaciona con el esfuerzo de compresión en el lado de la cuña, el lado del cuñero en el árbol, o el lado del cuñero en la manzana.

El esfuerzo de compresión en una cuña está dado por:

$$S_c = \frac{4T}{D \cdot L_c \cdot h_c} \quad (2.186)$$

Aplicando ecuaciones de diseño, se introduce el esfuerzo de diseño por compresión que es: $S_c = \frac{S_{yc}}{N_c}$, donde $S_{yc} = S_y$, para materiales dúctiles.

Despejando la longitud, se obtiene:

$$L_c = \frac{4T \cdot N_c}{D \cdot h_c \cdot S_y} \quad (2.187)$$

Además, como $S_s = \frac{S_y}{\sqrt{3}}$, se obtiene:

$$L_c = \frac{\pi \sqrt{3} e_c \cdot D^2}{4h_c} \quad (2.188)$$

Para transmitir la potencia del rotor a la caja reductora del módulo ecológico para el lavado del café con fermentación natural del mucílago ECOMILL® 500, se emplea una cuña cuadrada de $w = 4$ mm de ancho que se instala en el eje de transmisión de entrada de la caja de velocidad que tiene un diámetro $D = 11$ mm, la longitud de la cuña se calcula con la ecuación (2.188):

$$L_c = \frac{\pi \sqrt{3} e_c \cdot D^2}{4h_c} = \frac{\pi \sqrt{3} \times 0,73 \times (11\text{mm})^2}{4 \times 4\text{mm}} = 30\text{mm}$$

$$\text{Siendo: } e_c = 1 - 0,75 \left(\frac{w}{D} \right) = 1 - 0,75 \left(\frac{4\text{mm}}{11\text{mm}} \right) = 0,73$$

El tipo de falla por aplastamiento es más crítica que la falla por cortante, ya que se requiere una longitud de cuña mayor, para resistir el esfuerzo de compresión en el elemento ($L_c = 30\text{mm} > 8,64\text{ mm}$, para el esfuerzo cortante). El factor de seguridad para las cargas pico ($T_p = 21\text{ N.m}$) con un material de cuña de acero AISI-SAE 1020 laminado en caliente es igual a: $N_c = 3,22$ para el esfuerzo de compresión y $N_s = 3,7$, para el esfuerzo cortante.

En la Tabla 62, están los factores de seguridad para la chaveta y el chavetero (o cubo) que permite el acople y transmisión de potencia desde el rotor del DESLIM modificado hacia la caja reductora de velocidad, el factor de cálculo mínimo se presenta en el acople del módulo ECOMILL® 3500, para las cargas dinámicas que experimenta la máquina en la arrancada. Sin embargo, cuando el dispositivo entra en operación la carga pico transmitida por el acople rígido es menor, ya que gran parte la consume el rotor del DESLIM modificado.

Tabla 62. Factores de seguridad para la chaveta y el chavetero sometidos a esfuerzos de aplastamiento y cortante.

FACTOR DE SEGURIDAD	ECOMILL® 500	ECOMILL® 1500	ECOMILL® 3500
Producido por el esfuerzo cortante N_s	3,7	2,4	1,5
Producido por el esfuerzo de compresión N_c	3,2	2	1,3

2.2.7 Diseño del DESLIM modificado de la tecnología ECOMILL®

El rotor del DESLIM modificado va montado sobre un bastidor que debe resistir las fuerzas que se generan en el sistema. Este bastidor está compuesto por los siguientes elementos: una lámina cilíndrica perforada (carcasa) por donde es evacuado el mucílago degradado y las impurezas de los granos de café, varillas de sección transversal cuadrada que soportan la lámina cilíndrica perforada

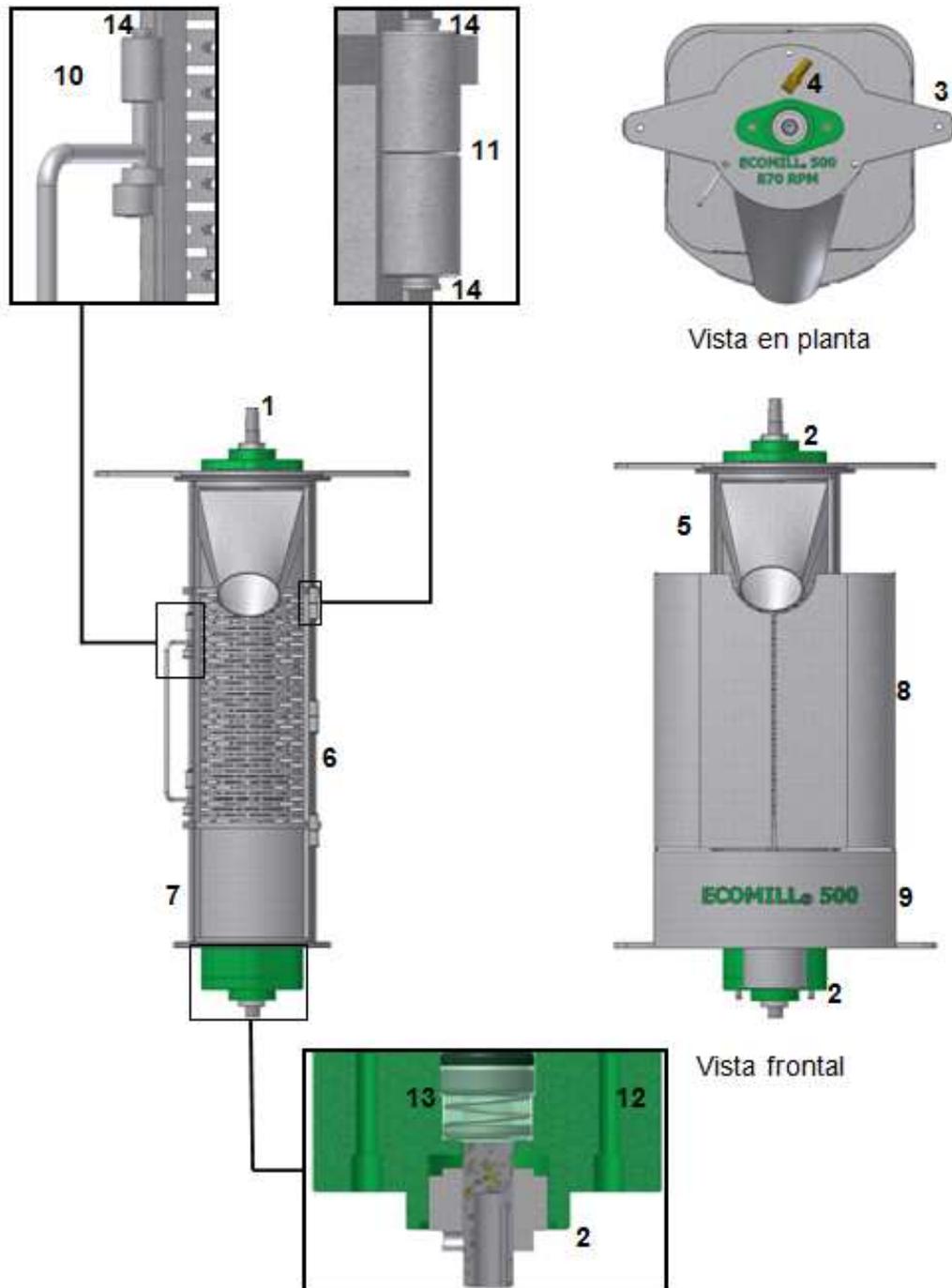
(perforaciones oblongas) y brindan mayor rigidez para resistir los esfuerzos producidos por la agitación de la masa y entradas ubicadas longitudinalmente en la lámina cilíndrica para el suministro de agua para el lavado, como se observa en la Figura 73.

La carcasa del DESLIM modificado tiene una puerta que se abre por completo sobre un tercio de la sección transversal del cilindro, con la finalidad de examinar el rotor y supervisar la limpieza de la carcasa. La puerta está sujeta a la carcasa por medio de bisagras que se unen mediante un eje circular pasante y la ubicación en ambos extremos de un anillo de retención para eje externo que impide el desplazamiento axial del eje. La puerta tiene un cierre con un eje excéntrico que entra en un eje hueco que se encuentra soldado a la carcasa para asegurar un cierre completo de la puerta, evitando su apertura durante la operación del equipo. Además, la puerta cuenta en la parte superior con un adaptador que sirve para unir una sección rectangular con un conductor circular para transportar el café lavado hacia un depósito donde se efectúa el proceso de secado.

En el extremo superior va ubicada una tapa con la misma configuración de la lámina cilíndrica (brida) que sirve como soporte para las chumaceras y unión de la estructura del DESLIM modificado al bastidor de módulo ECOMILL®; este elemento está unido por medio de tornillos al bastidor.

En la parte inferior se encuentra un recipiente para la canalización de las mieles de lavado (bandeja) hacia una ducto circular que se empalma con una tubería PVC comercial para llevar los residuos hasta un punto de acopio; este recipiente se fija al bastidor del módulo por medio de tornillos. También se cuenta con un alojamiento para un sello mecánico monoresorte que evita las fugas de mieles del lavado hacia el exterior del equipo, permitiendo el correcto funcionamiento del módulo y evitando un ambiente corrosivo; el sello se ubica entre la chumacera inferior y la bandeja del DESLIM modificado en el interior de un bloque con la dimensiones del sello

Figura 73. DESLIM modificado de la tecnología ECOMILL® - plano 6 (vista en planta y vista frontal).



- | | |
|---|---|
| 1. Rotor | 8. Tapas protectoras |
| 2. Unidad de rodamiento (chumacera) | 9. Bandeja |
| 3. Tapa superior | 10. Cierre puerta |
| 4. Racor para el suministro de agua | 11. Bisagra |
| 5. Descarga | 12. Alojamiento sello mecánico, sobre el cual se monta una unidad de rodamiento para soportar el rotor. |
| 6. Lámina cilíndrica perforada (carcasa) | 13. Sello mecánico monoresorte |
| 7. Varillas de sección transversal cuadrada | 14. Anillo de retención para eje externo (Circlip A-6) |

El tipo de sello utilizado en el DESLIM modificado es un sello mecánico monoresorte. Esta unidad funciona por medio de la unión de dos caras planas paralelas que evitan las fugas (agua, gas, fluidos pastosos, etc.). Una de las caras está fija al bastidor de la máquina y la otra está fija al árbol de transmisión girando con el rotor, las cuales se mantienen unidas por medio de un resorte, como se observa en la Figura 73.

Para el DESLIM modificado de la tecnología ECOMILL®, se emplea un sello mecánico monoresorte Tipo 21, para sellar fluidos no abrasivos tales como: agua doméstica, de riego, minería y otros similares; en el Anexo 18, se encuentran las dimensiones básicas del sello.

Para determinar el tipo de sello a utilizar se debe considerar el diámetro del eje en el cual va a ser instalado. Para el módulo ECOMIL® 500 se tiene un diámetro de eje $d = 20$ mm (0,75 in) y del Anexo 18 se obtiene las características del sello.

Este tipo de sello está fabricado en acero inoxidable evitando la corrosión de sus partes y la falla prematura por desgaste, además tiene una presión de operación

máxima de 1200 kPa (180 psig), una temperatura de hasta 100 °C y una velocidad de 15 m/s (2950 fpm).

Para el árbol del rotor del módulo ECOMILL® 500 la velocidad de operación está dada por:

$$V = \pi d \cdot n \quad (2.189)$$

Donde:

V: velocidad de operación

d: diámetro del eje

n: frecuencia de giro

Reemplazando los valores en la ecuación (2.189), se obtiene la velocidad de operación del módulo ECOMILL® 500:

$V = \pi \times 0,02 \text{ m} \times 14,8 \text{ r/s} = 0,93 \text{ m/s}$, inferior a la velocidad límite del sello mecánico monoresorte seleccionado.

Para los módulos ECOMIL® 1500 y ECOMIL® 3500, se tiene un diámetro de eje $d = 25 \text{ mm}$ (1 in) y del Anexo 18 se obtiene las características del sello.

Para el árbol del rotor del módulo ECOMILL® 1500, la velocidad de operación se calcula con la ecuación (2.189), que es igual a 1,1 m/s. Para el árbol del rotor del módulo ECOMILL® 3500, la velocidad de operación es igual a 1,3 m/s, inferior a la velocidad límite del sello mecánico monoresorte seleccionado.

Para el diseño de los componentes del DESLIM modificado se parte del diagrama de cuerpo libre del sistema.

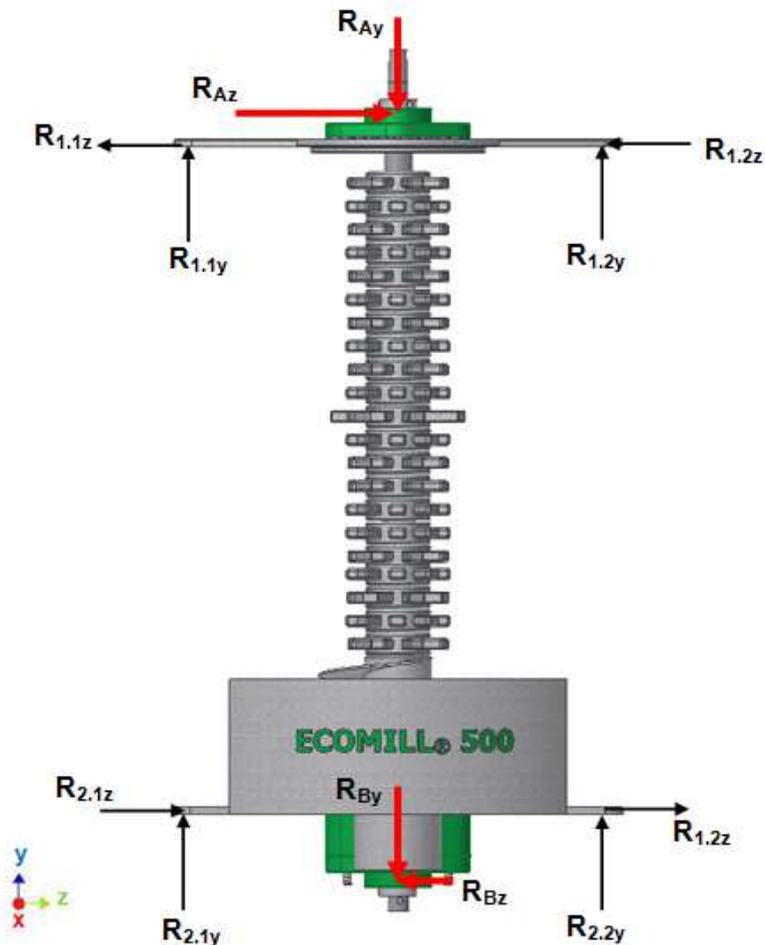
Diagrama de cuerpo libre del DESLIM modificado:

Para determinar la sección que está sometida a las mayores cargas en cada uno de los componentes del DESLIM modificado, se construyeron los diagramas de

fuerza cortante, momento flector y fuerza axial; pero antes se calculan todas las fuerzas externas que actúan sobre el sistema y las reacciones.

Las reacciones en las chumaceras se transmiten hacia las componentes del DESLIM modificado, por lo tanto se debe realizar el diagrama de cuerpo libre de cada componente, Figura 74.

Figura 74. Diagrama de cuerpo libre del DESLIM modificado de la tecnología ECOMILL®.



Cálculo de las fuerzas externas:

Las fuerzas que aparecen en la chumacera son transmitidas por las reacciones en los apoyos A y B, estas dos reacciones son iguales a:

$$R_{A1} = R_{A2} = \frac{R_{Ay}}{2} \quad (2.190), \quad R_{B1} = R_{B2} = \frac{R_{By}}{2} \quad (2.191)$$

Se asume que las cargas se aplican en los puntos B₁ y B₂, y no distribuidas sobre el área que ocupa la chumacera, esto para simplificar el cálculo de las fuerzas internas sobre los elementos del DESLIM modificado, como se observa en la Figura 76.

Para determinar el efecto que tienen la reacciones R_{Az} y R_{Bz} sobre el sistema, se deben descomponer las reacciones en una fuerza y un momento flector, como se observa en la Figura 75.

$$M_{Az} = r_1 \cdot R_{Az} \quad (2.192), \quad M_{Bz} = r_2 \cdot R_{Bz} \quad (2.193)$$

Para el módulo ECOMILL® 500 en el apoyo A aparecen dos fuerzas dinámicas R_{Ay} = 800 N y R_{Az} = 262 N, y en el apoyo B R_{By} = 2500 N y R_{Bz} = 18 N, con r₁ = 24 mm y r₂ = 58 mm

Reemplazando en la ecuaciones (2.190), (2.191), (2.192) y (2.193), se obtiene:

$$R_{A1} = R_{A2} = \frac{800 \text{ N}}{2} = 400 \text{ N} \quad \text{y} \quad M_{Az} = 0,024 \text{ m} \times 262 \text{ N} = 6,3 \text{ N.m}$$
$$R_{B1} = R_{B2} = \frac{2500 \text{ N}}{2} = 1250 \text{ N} \quad \text{y} \quad M_{Bz} = 0,058 \text{ m} \times 18 \text{ N} = 1,04 \text{ N.m}$$

Cálculo de las reacciones:

Aplicando condiciones de equilibrio para la tapa superior, es decir, sumatoria de fuerzas en x, y y z, y la sumatoria de momentos en el planos yz, se tiene:

$$\uparrow \sum F_y = 0; R_{1.1y} + R_{1.2y} = R_{A1} + R_{A2} = R_{Ay} \quad (2.194)$$

$$\leftarrow \sum F_z = 0; R_{1.1z} + R_{1.2z} = R_{Az} \quad (2.195)$$

Se asume para propósitos del diseño de la tapa superior que la fuerza en el apoyo A se aplica en la dirección z, sin embargo esta reacción se descompone a lo largo de dos componentes, por lo tanto la reacción real en la tapa es menor.

$$\curvearrowright \sum MA_{yz} = 0; R_{A1}xc + M_{Az} + R_{A2} \cdot (c + b) = R_{1.2y}xa \quad (2.196)$$

Despejando de la ecuación (2.196), se obtiene:

$$R_{1.2y} = \frac{R_{A1}xc + M_{Az} + R_{A2} \cdot (c + b)}{a} \quad (2.197)$$

Para el módulo ECOMILL® 500, se tienen los siguientes valores:

$$a = 360 \text{ mm}; b = 90 \text{ mm} \text{ y } c = 135 \text{ mm}$$

Reemplazando en la ecuación (2.197), se obtiene la siguiente reacción:

$$R_{1.2y} = \frac{400 \text{ N} \times 0,135 \text{ m} + 6,3 \text{ N} \cdot \text{m} + 400 \text{ N} \times 0,225 \text{ m}}{0,36 \text{ m}} = 418 \text{ N}$$

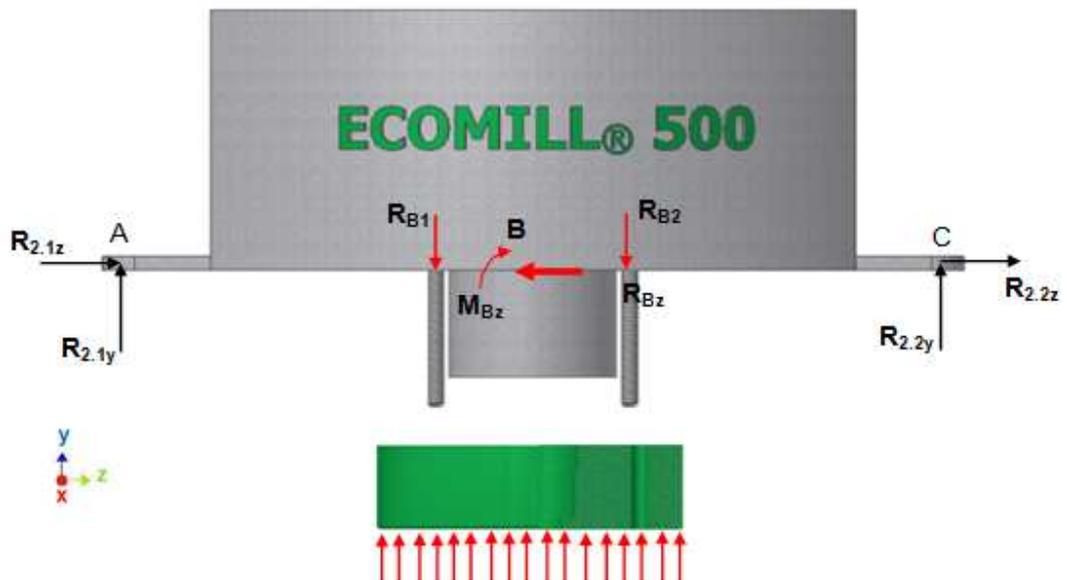
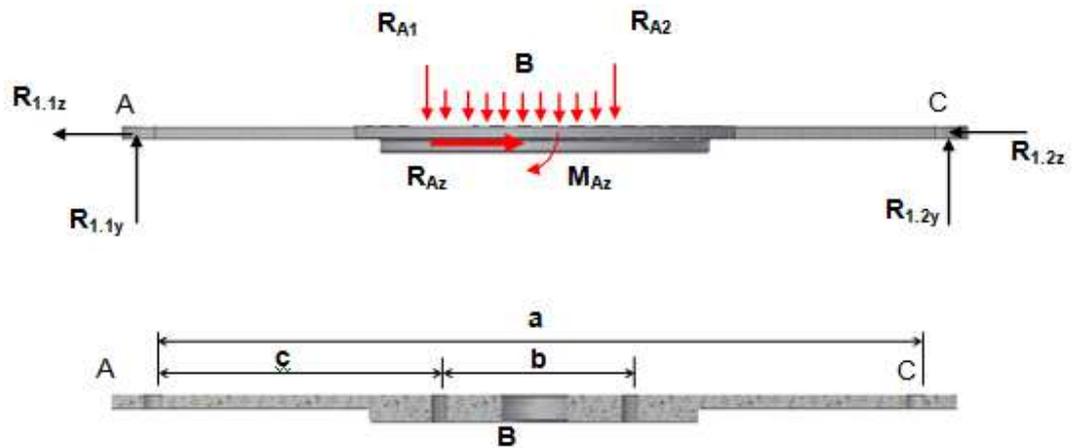
de donde:

$$R_{1.1y} = 382 \text{ N} \quad R_{1.2y} = 418 \text{ N}; \text{ y } R_{1.1z} = R_{1.2z} = \frac{R_{Az}}{2} = 131 \text{ N}$$

Aplicando condiciones de equilibrio para la bandeja, es decir, sumatoria de fuerzas en x, y y z, y la sumatoria de momentos en el planos yz, se tiene:

$$\uparrow \sum F_y = 0; R_{2.1y} + R_{2.2y} = R_{B1} + R_{B2} = R_{By} \quad (2.198)$$

Figura 75. Diagrama de cuerpo libre de la tapa superior del DESLIM modificado (plano 12).



$$\rightarrow \sum F_z = 0; R_{2.1z} + R_{2.2z} = R_{Bz} \quad (2.199)$$

$$\curvearrow \sum M_{Ay} = 0; R_{B1}xc + M_{Bz} + R_{B2} \cdot (c + b) = R_{2.2y}xa \quad (2.200)$$

Despejando de la ecuación (2.200), se obtiene:

$$R_{2.2y} = \frac{R_{B1}xc + M_{Bz} + R_{B2} \cdot (c + b)}{a} \quad (2.201)$$

Para el módulo ECOMILL® 500, se tienen los siguientes valores:

$$a = 360 \text{ mm}; b = 90 \text{ mm y } c = 135 \text{ mm}$$

Reemplazando en la ecuación (2.201), se obtiene la siguiente reacción:

$$R_{2.2y} = \frac{1250 \text{ N} \times 0,135 \text{ m} + 1,04 \text{ N.m} + 1250 \text{ N} \times 0,225 \text{ m}}{0,36 \text{ m}} = 1253 \text{ N}$$

de donde:

$$R_{2.1y} = 1247 \text{ N} \quad R_{2.2y} = 1253 \text{ N} \quad ; \quad R_{2.1z} = R_{2.2z} = \frac{R_{Bz}}{2} = 9 \text{ N}$$

En la Tabla 63, se encuentran los valores de las cargas y momentos externos que se producen en el DESLIM modificado de la tecnología ECOMILL® y las respectivas reacciones que se generan en el bastidor de la máquina. Estos valores son los puntos de partida para determinar los esfuerzos que experimentan los puntos críticos de las secciones más cargadas del DESLIM modificado.

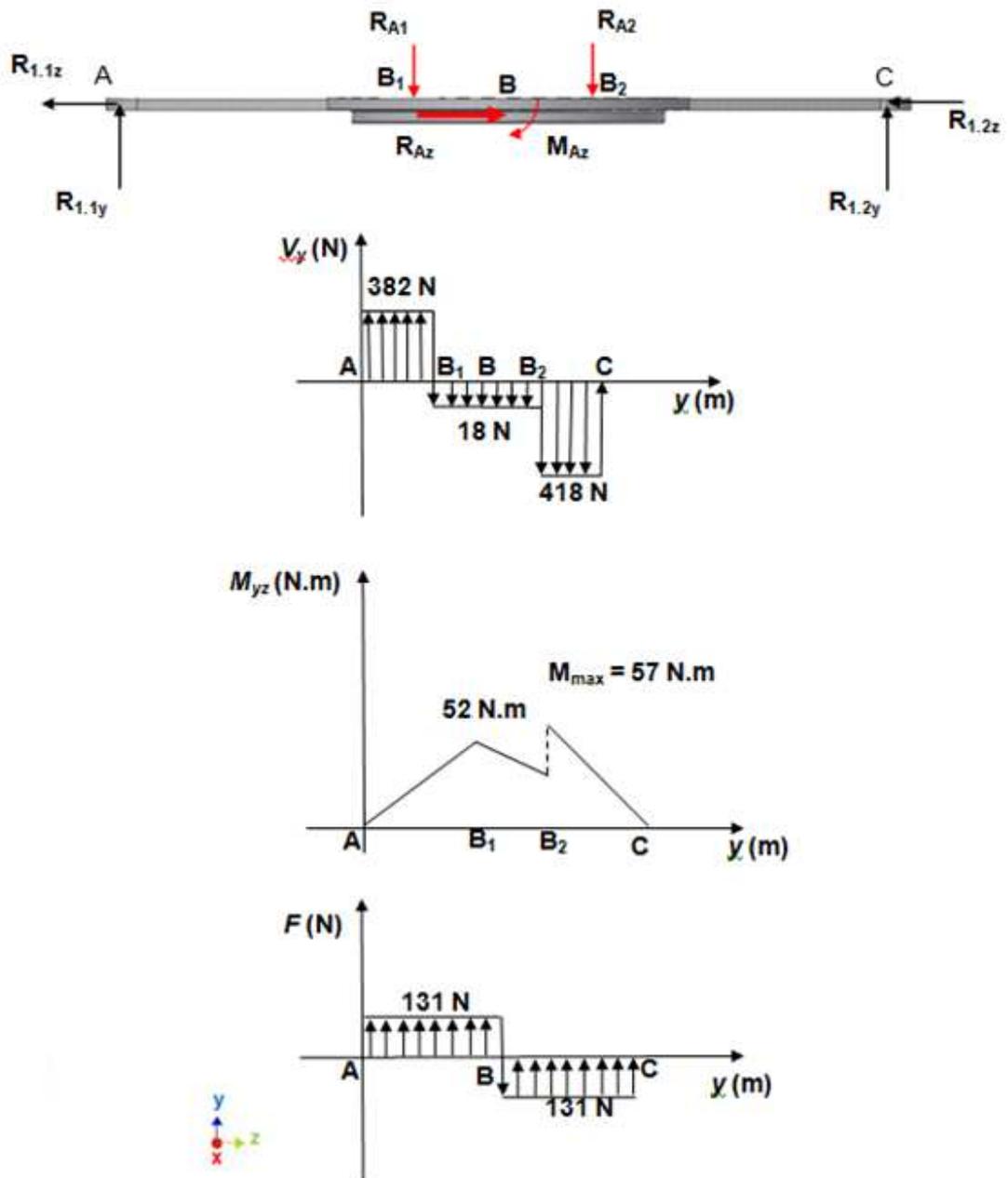
Tabla 63. Fuerzas y momentos externos que intervienen en el DESLIM modificado de la tecnología ECOMILL® para las cargas pico.

PARÁMETRO	ECOMILL® 500	ECOMILL® 1500	ECOMILL® 3500
Fuerzas externas	$R_{Az}=262$ N $R_{Bz}= 18$ N $R_{Ay}=0,8$ kN $R_{By}= 2,5$ kN	$R_{Az}= 493$ N $R_{Bz}= 25$ N $R_{Ay}= 2,15$ kN $R_{By}= 2,15$ kN	$R_{Az}= 785$ N $R_{Bz}= 41$ N $R_{Ay}= 3,1$ kN $R_{By}= 3,8$ kN
Distancia perpendicular donde se aplica la fuerza en el elemento de máquina	$r_1= 24$ mm $r_2= 57$ mm	$r_1= 25$ mm $r_2= 60$ mm	$r_1= 25$ mm $r_2= 60$ mm
Fuerzas trasladadas	$R_{Az}=262$ N $R_{Bz}= 18$ N	$R_{Az}= 493$ N $R_{Bz}= 25$ N	$R_{Az}= 785$ N $R_{Bz}= 41$ N
Momento generado	$M_{Az}= 6,3$ Nm $M_{Bz}= 1,04$ Nm	$M_{Az}= 12,3$ Nm $M_{Bz}= 1,5$ Nm	$M_{Az}= 19,6$ Nm $M_{Bz}= 2,5$ Nm
Fuerzas transmitidas en los apoyos	$R_{A1}= R_{A2}= 400$ N $R_{B1}= R_{B2}=1,25$ kN	$R_{A1}= R_{A2}= 1,075$ kN $R_{B1}= R_{B2}=1,075$ kN	$R_{A1}= R_{A2}= 1,55$ kN $R_{B1}= R_{B2}=1,9$ kN
Reacciones producidas por el apoyo A en el bastidor de módulo	$R_{1.1y}= 382$ N $R_{1.2y}= 418$ N $R_{1.1z}= R_{1.2z}= 131$ N	$R_{1.1y}= 1,046$ kN $R_{1.2y}= 1,104$ kN $R_{1.1z}= R_{1.2z}= 247$ N	$R_{1.1y}= 1,504$ kN $R_{1.2y}= 1,596$ kN $R_{1.1z}= R_{1.2z}= 393$ N
Reacciones producidas por el apoyo B en el bastidor de módulo	$R_{2.1y}= 1247$ N $R_{2.2y}= 1253$ N $R_{2.1z}= R_{2.2z}= 9$ N	$R_{2.1y}= 1072$ N $R_{2.2y}= 1078$ N $R_{2.1z}= R_{2.2z}= 13$ N	$R_{2.1y}= 1894$ N $R_{2.2y}= 1906$ N $R_{2.1z}= R_{2.2z}= 21$ N

Diagramas de fuerza cortante, momento flector y carga axial:

Se construyen los diagramas de fuerza cortante, momento flector y carga axial. Cuando las fuerzas cortantes son grandes se debe analizar el efecto que tiene sobre el elemento de máquina, además son el punto de partida para construir el diagrama de momento flector, como se observa en la Figura 76.

Figura 76. Diagrama de fuerza cortante, momento flector y carga axial para las cargas dinámicas.



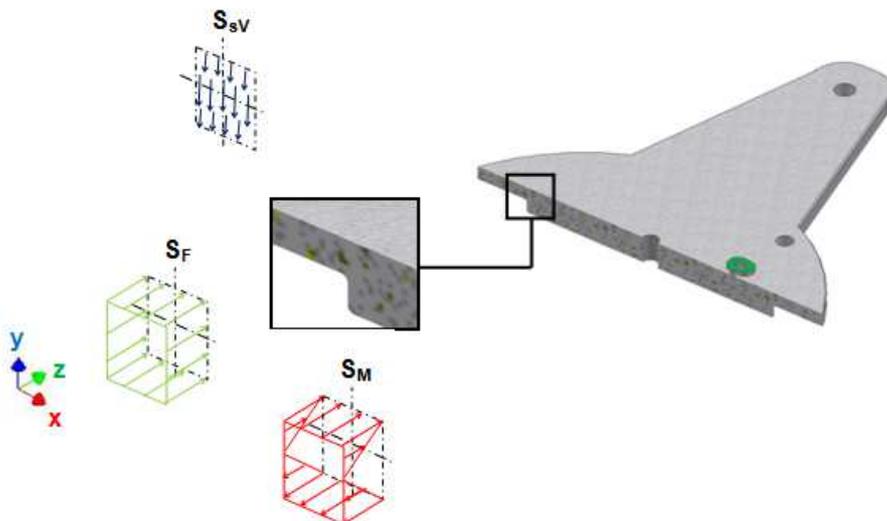
Secciones más cargadas:

De la Figura 76, se concluye que la sección más cargada en la tapa superior es la B_2 , ya que en esta sección todas las cargas son máximas. La sección B_2 está sometida a un momento flector máximo $M_{max} = 57 \text{ N.m}$, una fuerza cortante $V_y = 418 \text{ N}$ y una fuerza axial de compresión $F = 131 \text{ N}$.

La sección más cargada en la tapa inferior (bandeja) es la B_2 , ya que en esta sección todas las cargas son máximas. La sección B_2 está sometida a un momento flector máximo $M_{max} = 170 \text{ N.m}$, una fuerza cortante $V_y = 1253 \text{ N}$ y una fuerza axial de compresión $F = 9 \text{ N}$.

La sección B_2 está sometida a un esfuerzo cortante producido por la fuerza cortante, un esfuerzo normal de compresión producido por la fuerza axial de compresión y un esfuerzo normal producido por el momento flector máximo, como se observa en la Figura 77.

Figura 77. Distribución de esfuerzos en la sección B_2 producida por las cargas: esfuerzo cortante producido por V_z más el esfuerzo axial de compresión producido por F y el esfuerzo normal por M_{yz}



Para los diferentes componentes del DESLIM modificado se debe determinar el esfuerzo equivalente de von Mises-Hencky y el factor de seguridad mínimo del elemento por medio de un software de simulación (SolidWorks®) introduciendo las restricciones que no se tienen en cuenta en el modelo para simplificar el cálculo de las reacciones en el bastidor de la máquina.

Se procede a determinar el factor de seguridad de la sección B₂ con base al esfuerzo equivalente de von Mises-Hencky (teoría de la energía de distorsión) que es equivalente a la teoría del esfuerzo cortante octaédrico (TECO).

$$\sigma_e = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2} = \frac{S_y}{N}$$

(2.202)

S_y= 250 MPa (36 ksi), para acero estructural ASTM A-36

Figura 78. Restricciones y cargas aplicadas a la tapa superior del DESLIM modificado de la tecnología ECOMILL® - plano 12.

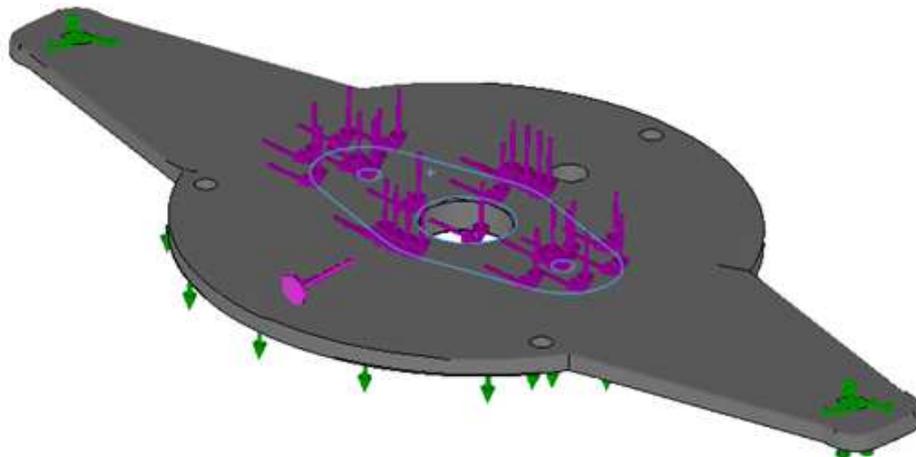


Figura 79. Distribución del esfuerzo equivalente de von Mises-Hencky (valor máximo 5 MPa) – módulo ECOMILL® 500

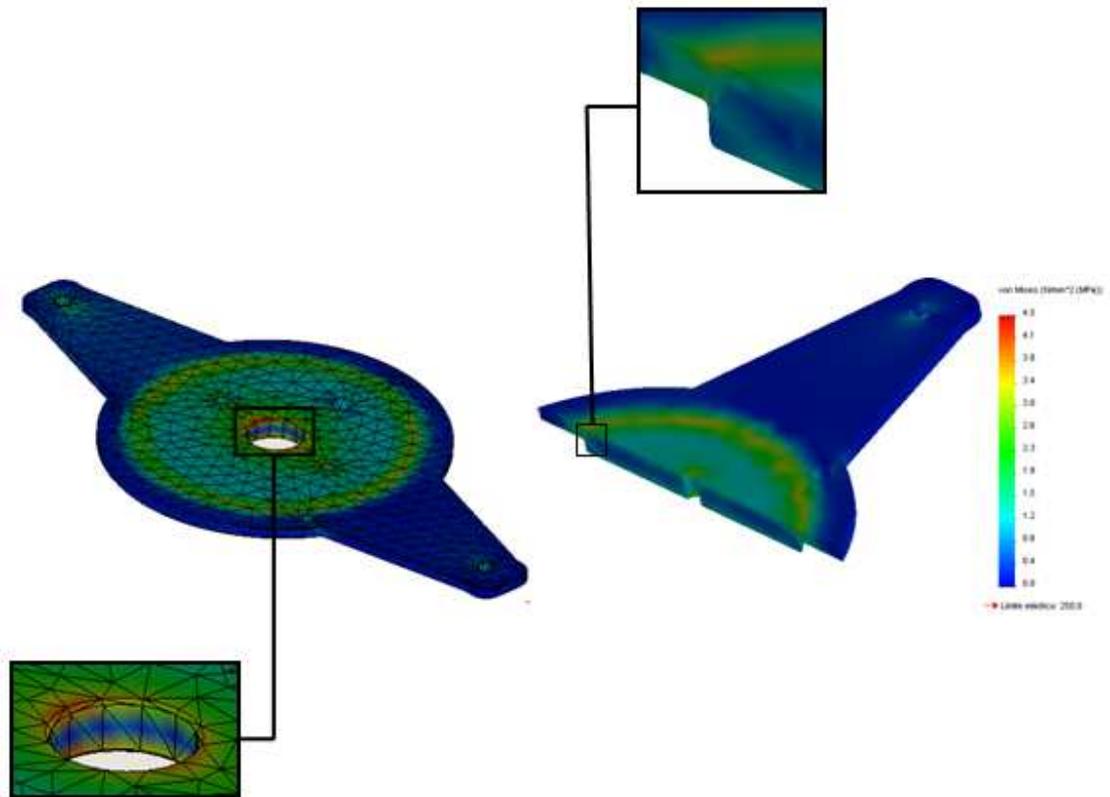


Figura 80. Distribución del factor de seguridad (valor mínimo $N=9,9$)- módulo ECOMILL® 3500.

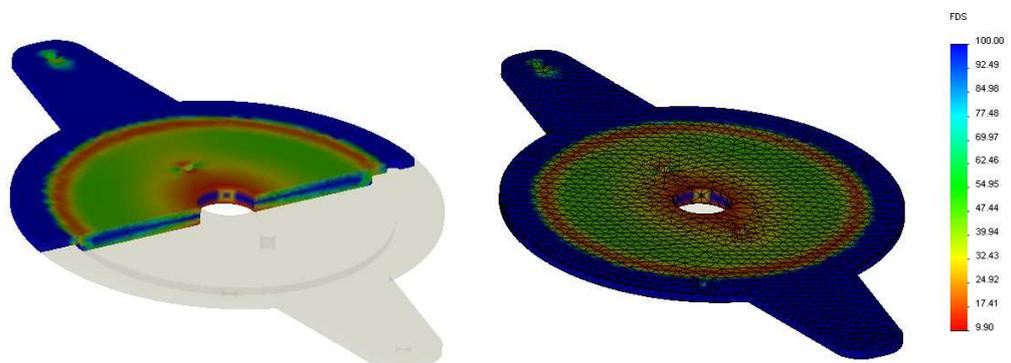


Figura 81. Desplazamiento resultante (valor máximo 0,02635 mm) – módulo ECOMILL® 3500

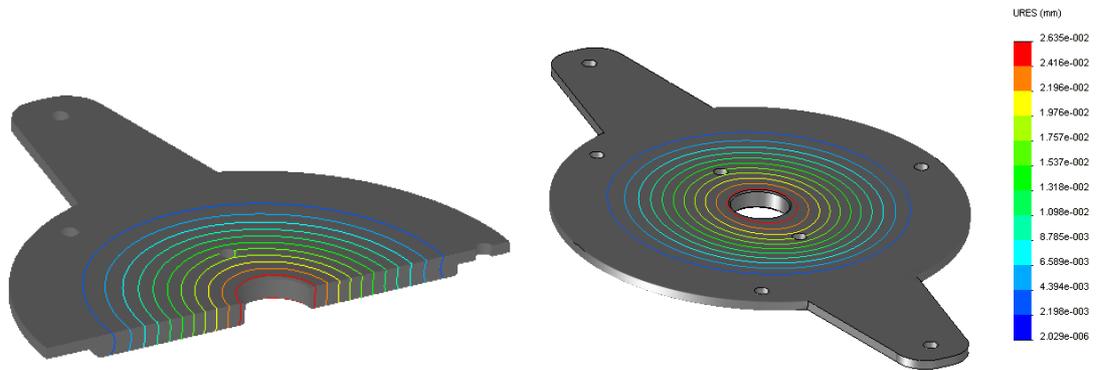


Figura 82. Frecuencias fundamentales para las restricciones y cargas aplicadas a la tapa superior DESLIM modificado de la tecnología ECOMILL®.

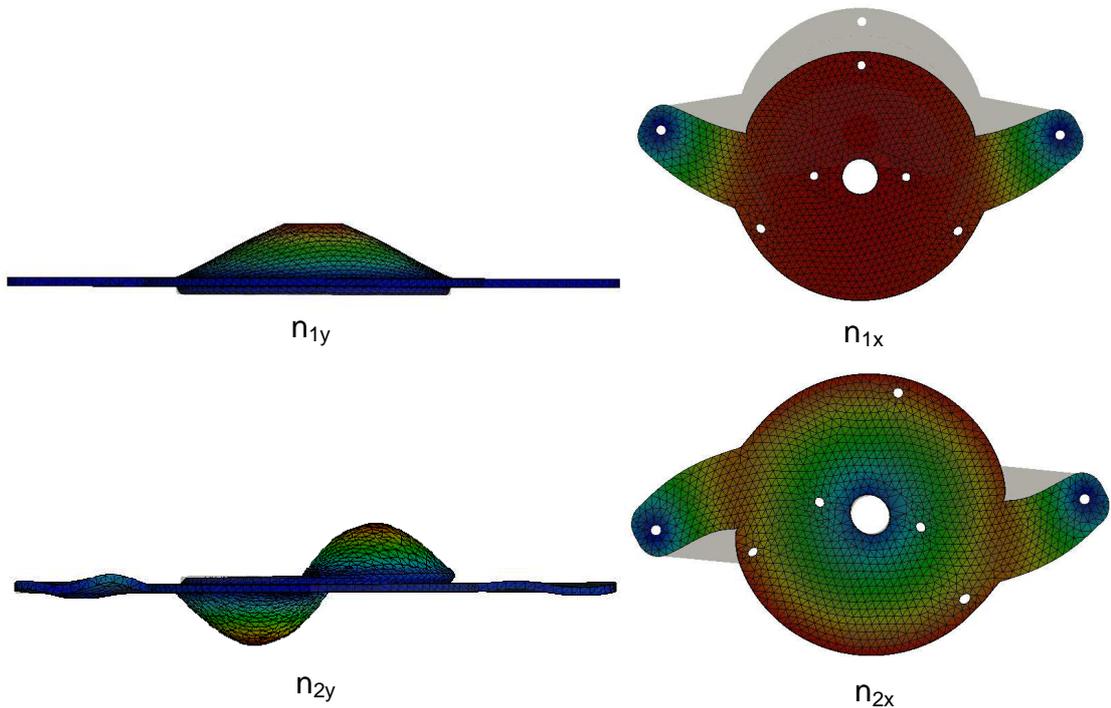


Figura 83. Restricciones y cargas aplicadas en la Bandeja del DESLIM modificado del módulo ECOMILL® 500- plano 10.

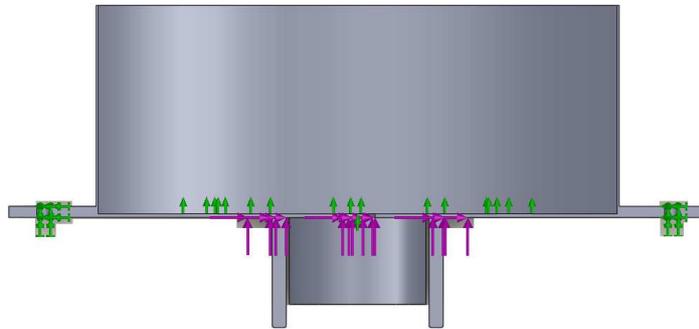


Figura 84. Distribución del esfuerzo equivalente de von Mises-Hencky (valor máximo 304.4 MPa).

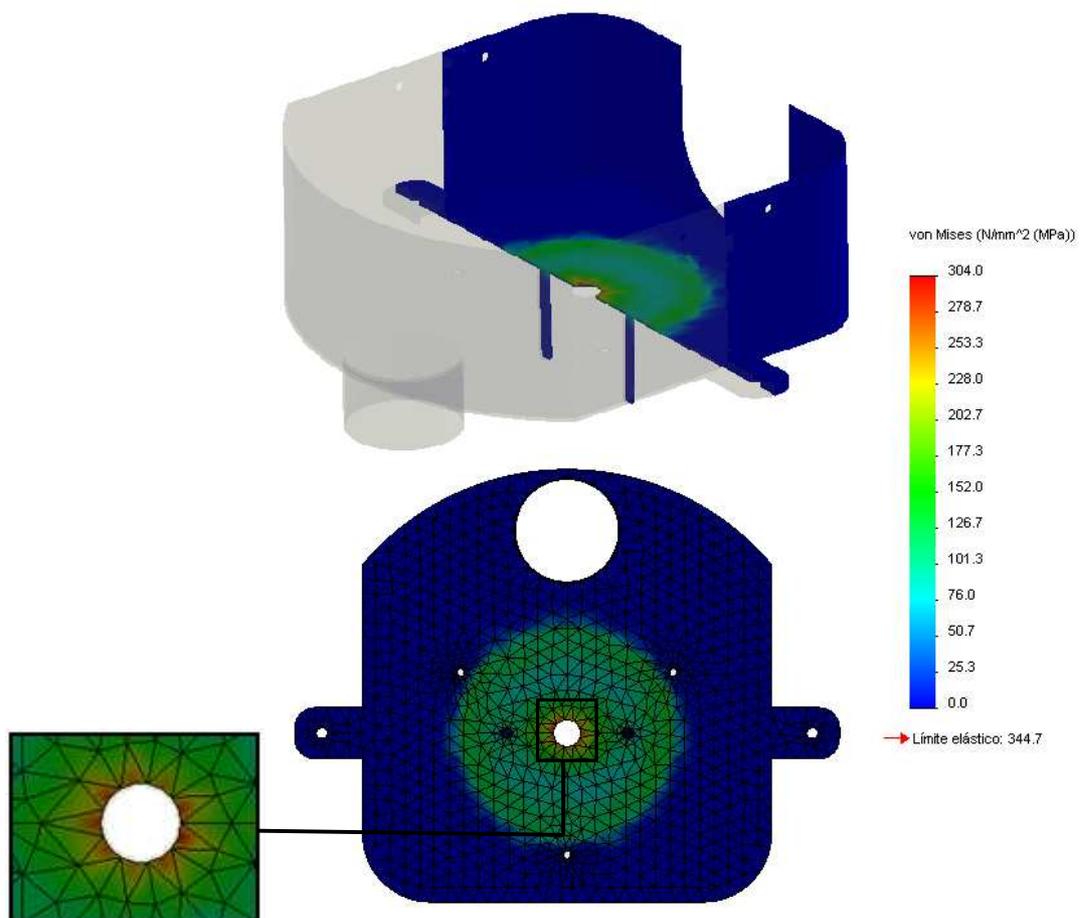


Figura 85. Distribución del factor de seguridad (valor mínimo $N=1,13$) y desplazamiento resultante (valor máximo 1,256 mm).

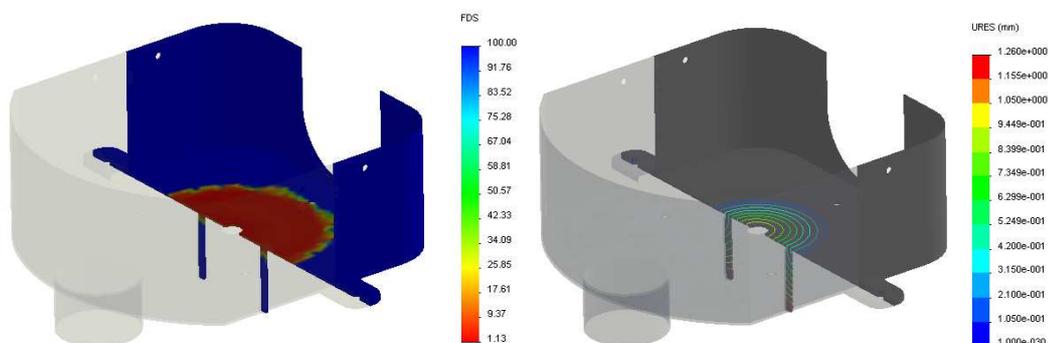


Figura 86. Frecuencias fundamentales para las restricciones y cargas aplicadas a la tapa inferior (Bandeja) DESLIM modificado de la tecnología ECOMILL®.

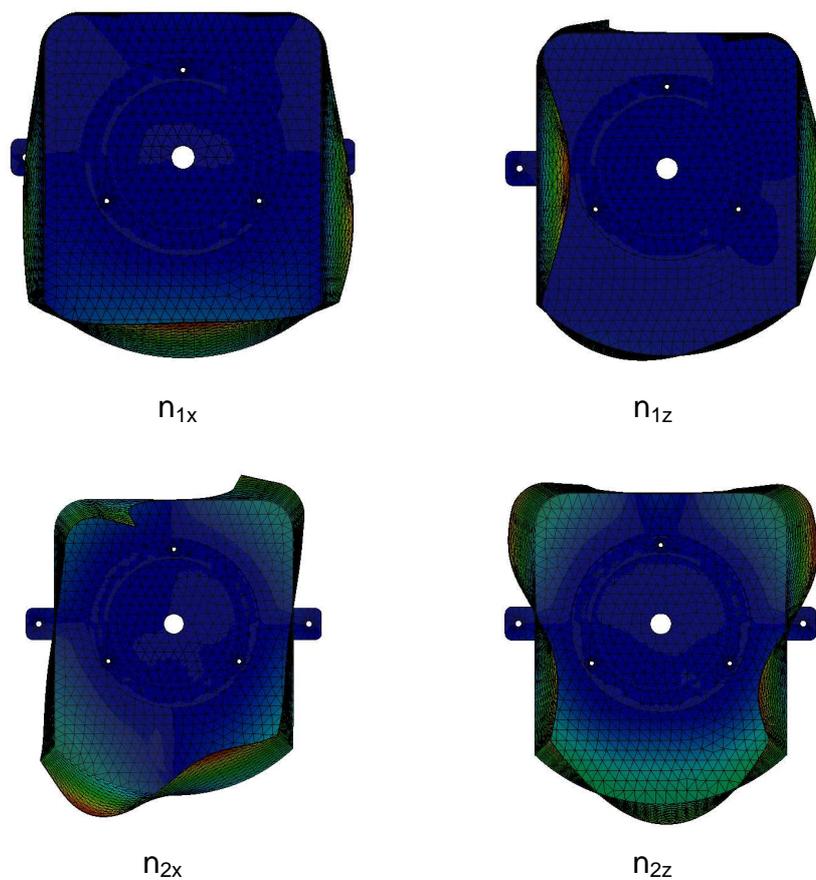


Figura 87. Restricciones y cargas aplicadas en el alojamiento del sello mecánico monoresorte del DESLIM modificado del módulo ECOMILL® 500- plano 13.

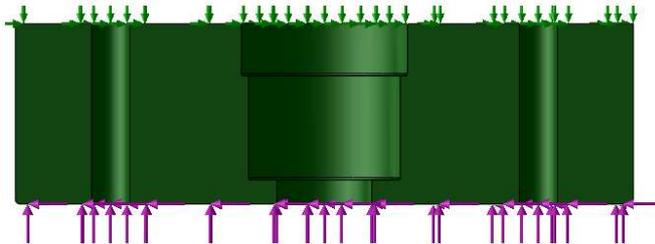


Figura 88. Distribución del esfuerzo equivalente de von Mises-Hencky (valor máximo 2,8 MPa).

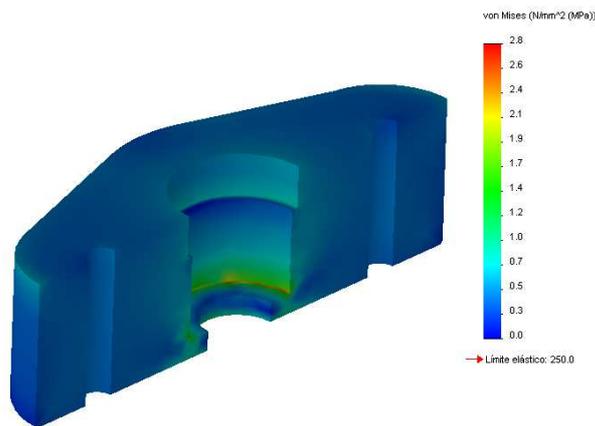
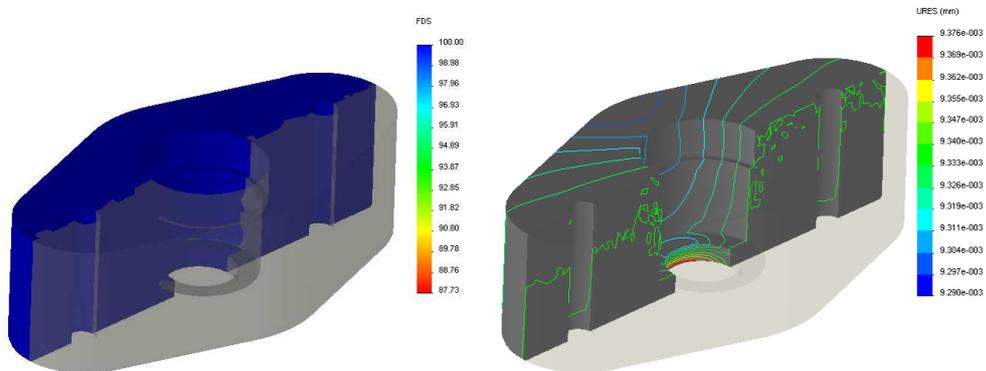


Figura 89. Distribución del factor de seguridad (valor mínimo $N= 53,54$) y desplazamiento resultante (valor máximo 0,0002201 mm).



En la Tabla 64, se hallan los factores de seguridad mínimos de la sección más cargada de la tapa superior, la tapa inferior y el alojamiento del sello mecánico monoresorte y los esfuerzos equivalentes de von Mises-Hencky correspondientes. El coeficiente mínimo de seguridad de la tecnología ECOMILL® es igual a $N=1,1$, que se presenta en la tapa inferior del módulo ECOMILL® 3500. Este elemento de la tecnología está muy cerca a la deformación plástica, sin embargo el análisis de simulación se realizó para las cargas más críticas, que en el modelo real no serían normales.

Tabla 64. Esfuerzo equivalente de von Mises-Hencky, factor de seguridad mínimo y desplazamiento resultante máximo para cada uno de los elementos del DESLIM modificado que soportan las cargas que se generan en el sistema.

ELEMENTO DEL DESLIM MODIFICADO	ECOMILL 500	ECOMILL 1500	ECOMILL 3500
TAPA SUPERIOR			
Esfuerzo equivalente de von Mises-Hencky máximo (MPa)	5	17,3	25,2
Factor de seguridad mínimo N	50	14,4	9,9
Desplazamiento resultante máximo (mm)	0,003513	0,01822	0,02635
BANDEJA			
Esfuerzo equivalente de von Mises-Hencky máximo (MPa)	304,4	201,2	311,8
Factor de seguridad mínimo N	1,13	1,71	1,1
Desplazamiento resultante máximo (mm)	1,256	1,324	2,339
ALOJAMIENTO SELLO MECÁNICO			
Esfuerzo equivalente de von Mises-Hencky máximo (MPa)	4,7	2,7	4,7
Factor de seguridad mínimo N	53,5	94,2	53,3
Desplazamiento resultante máximo (mm)	0,0002201	0,0003416	0,0006034

Comparando las frecuencias fundamentales obtenidas por medio del análisis de simulación con la frecuencia forzada para los elementos que hacen parte del DESLIM modificado de la tecnología ECOMILL®, se observa que ninguna parte entra en resonancia, Tabla 65 .

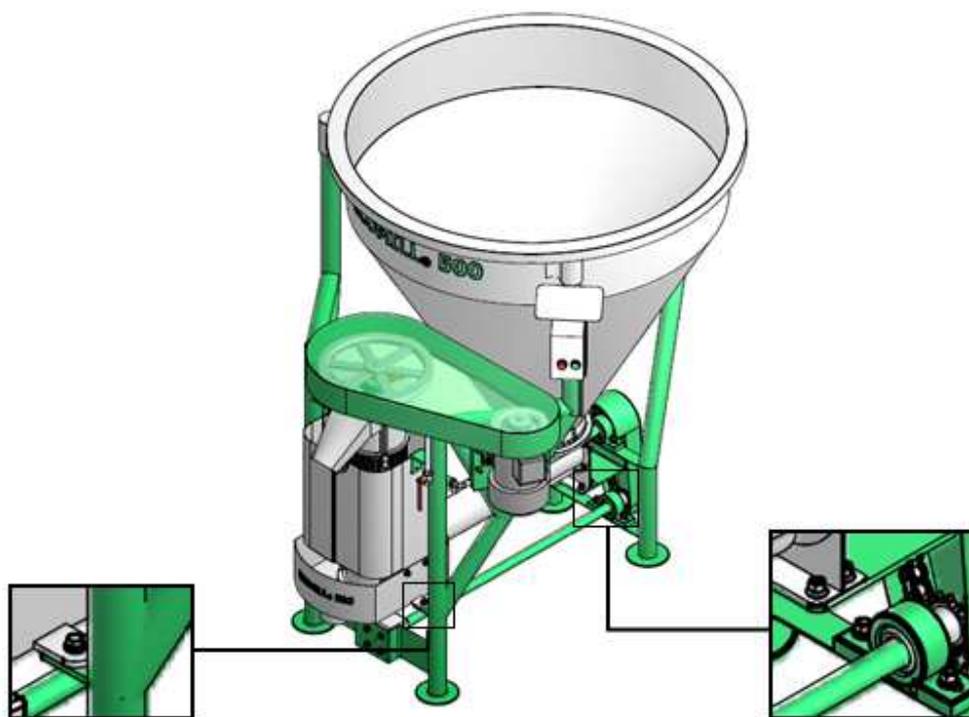
Tabla 65. Frecuencias fundamentales para los elementos que constituyen el DESLIM modificado de la tecnología ECOMILL® para las cargas nominales, utilizando un software de simulación (SolidWorks® Simulation).

ELEMENTO DEL DESLIM MODIFICADO	ECOMILL® 500	ECOMILL® 1500	ECOMILL® 3500
TAPA SUPERIOR			
Primera frecuencia modal n_{1x} Hz	1200,8	900,5	900,5
Primera frecuencia modal n_{1y} Hz	3138,5	1885,1	1885,1
Segunda frecuencia modal n_{1x} Hz	3159,9	2165,5	2165,5
Segunda frecuencia modal n_{2y} Hz	3388,1	2498,5	2498,5
$\frac{n_{1x}}{n_f} \frac{n_{1y}}{n_f} \frac{n_{2x}}{n_f} \frac{n_{2y}}{n_f}$	44-114-115-123	32-66-76-88	31-64,6-74-86
BANDEJA			
Primera frecuencia modal n_{1x} Hz	114,4	63,2	63,2
Primera frecuencia modal n_{1z} Hz	165	83,1	83,1
Segunda frecuencia modal n_{2x} Hz	180,5	91,8	91,8
Segunda frecuencia modal n_{2z} Hz	191,2	117,5	117,5
$\frac{n_{1x}}{n_f} \frac{n_{z1y}}{n_f} \frac{n_{2x}}{n_f} \frac{n_{zy}}{n_f}$	4-6-6,6-7	2,2-2,9-3,2-4,1	2,1-2,8-3,1-4

2.2.8 Selección del método de unión de la tecnología ECOMILL®

Para la tecnología ECOMILL®, el método de unión del conjunto seleccionado son tornillos, como se observa en la Figura 90. Este tipo de fijación no es permanente, facilitando la instalación y desinstalación del módulo ecológico para el lavado del café con fermentación natural ECOMILL®, y además garantizando una mayor flexibilidad en el diseño como el intercambio de piezas y la operación de mantenimiento de la tecnología.

Figura 90. Método de unión por medio de tornillos para los componentes de la tecnología ECOMILL®.



Otra razón importante en la implementación de tornillos de unión en la tecnología ECOMILL® son su bajo costo, diversidad (proporcionando diversas formas y características mecánicas) y comercialización.

Los tornillos de unión son elementos que sirven para unir o asegurar dos o más partes estructurales o de una máquina; En muchos casos los tornillos están sometidos a carga variable combinada, por lo que se debe aplicar una teoría de falla por fatiga, los tornillos de unión pueden fallar en el núcleo o en los filetes.[15]

La función de un tornillo es la de unir dos elementos o piezas de máquina que están sometidas a un tipo de carga externa en la junta, la fuerza externa, está dada por:

$$F_e = \frac{F_{eT}}{n_b} \quad (2.203)$$

Donde:

F_{eT} : fuerza total que trata de separar la junta

n_b : número de tornillos

El esfuerzo en un tornillo (varilla roscada) debido a una carga axial F a tensión pura, está dada por:

$$S = \frac{F}{A_t} \quad (2.204)$$

Cuando la tracción inicial es desconocida, no se puede calcular la fuerza axial total en el tornillo, y por lo tanto, el diseño consistirá en seleccionar empíricamente un diámetro de tornillo adecuado. Además, cuando el tornillo no sólo soporta cargas de tensión sino otros tipos de carga, se debe verificar que el factor de seguridad sea lo suficientemente grande para estas cargas. Para efectuar el cálculo inicial para un tornillo bien apretado se presenta la siguiente ecuación empírica [32]:

Para $d < \frac{3}{4}$ in (19,05 mm)

$$A_t = \sqrt[3]{\left(\frac{6F_e}{k \cdot S_y}\right)^2} \quad (2.205)$$

Para $d \geq \frac{3}{4}$ in (19,05 mm)

$$A_t = \frac{F_e}{0,4S_y} \quad (2.206)$$

Donde:

A_t : área de esfuerzo a tensión

F_e : fuerza externa

S_y : esfuerzo de fluencia del material del tornillo

k : constante de conversión, $k = \frac{1}{25,4} mm^{-1}$ sistema métrico, $k = 1 in^{-1}$ sistema inglés.

Precarga de tornillo: carga estática

La fuerza total sobre el tornillo y la fuerza total sobre el material de sujeción están dados por:

$$F_b = CF_e + F_i \quad (2.207)$$

$$F_m = F_i - (1 - C)F_e \quad (2.208)$$

Donde:

C : constante de rigidez de la unión (o constante de unión)

$$C = \frac{k_b}{k_m + k_b}$$

Siendo:

$$\frac{1}{k_b} = \frac{L_t}{A_t \cdot E_b} + \frac{L_s}{A_b \cdot E_b}, \text{ Constante de rigidez del tornillo}$$

A_b : área transversal total

$L_s = L - L_r$, longitud del vástago sin usar, con la cual se puede determinar la longitud de la rosca L_t que está en la zona de sujeción. $L_t = L - L_s$

E_b : módulo de elasticidad del tornillo

$$\frac{1}{k_m} = \frac{L_1}{A_{m1} \cdot E_1} + \frac{L_2}{A_{m2} \cdot E_2}, \text{ constante de rigidez del material}$$

A_m : áreas efectivas de los materiales sujetos

E_1 y E_2 : módulos de elasticidad de los materiales sujetos

En estudios más complejos se define un parámetro aproximado de rigidez del material k_m como función sólo del diámetro del tornillo d , de la longitud de la unión L y del módulo de elasticidad E del material unido [29]. La ecuación exponencial ajustada es:

$$k_m = d \cdot E \cdot A \cdot e^{b(d/L)} \quad (2.209)$$

La ecuación (2.209) está limitada a uniones fabricadas totalmente con un mismo material. Sin embargo se puede aceptar una unión con dos materiales diferentes, siempre y cuando los dos materiales unidos tengan el mismo espesor. Entonces la rigidez de cada uno de los miembros se puede calcular por separado y combinar como dos resortes en serie para obtener la rigidez de la unión.

El coeficiente A y el exponente b varían según el material de la unión, estos parámetros están consignados en la Tabla 66.

Tabla 66. Parámetros para el cálculo de la constante elástica k_m de las partes a unir.

MATERIAL	E (GPa)	ν	A	b
Acero	207	0,291	0,78715	0,62873
Aluminio	71	0,334	0,7967	0,638 16
Cobre	119	0,326	0,79568	0,63553
Hierro fundido gris	100	0,211	0,77871	0,629 14
Expresión general			0,789 52	0,629 14

Shigley y Mitchell. 2007.

F_e : carga externa total sobre la unión del tornillo

F_b : fuerza en el tornillo

F_m : fuerza en el material de unión

F_i : fuerza en las partes a unir, precarga del tornillo debido al apriete y la cual existe antes que se aplica la carga externa, esta carga debe estar dentro del intervalo $[0,6F_p \leq F_i \leq 0,9F_p]$, siendo:

$F_p = A_t \cdot S_p$, carga de prueba, donde A_t y S_p son: el área de esfuerzo a tracción y la resistencia a la prueba, consignadas en el Anexo 19.

La condición para la separación de la unión en la junta es que:

$$\text{Para el tornillo: } F_b = CF_e + F_i = 0 \quad (2.210)$$

$$\text{Para el material: } F_m = F_i - (1-C) F_e = 0 \quad (2.211)$$

Utilizando un factor de seguridad N contra la separación de la unión a partir de las ecuaciones (2.210) y (2.211):

$$N_b = \frac{S_p \cdot A_t - F_i}{C \cdot F_e} \quad (2.212), \quad N_m = \frac{F_i}{(1-C)F_e} \quad (2.213)$$

Cuando el tornillo soporta una combinación de carga estática de tensión y cortante (producido por cortante directo o torsión), se calcula el factor de seguridad con la ecuación (2.214):

$$N = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{N_b^2} + \frac{1}{N_s^2}}} \quad (2.214)$$

Donde:

N_b : factor de seguridad calculado considerando únicamente el efecto de tensión, ecuación (2.212).

N_s : factor de seguridad considerando sólo el esfuerzo cortante, dado por la ecuación (2.142):

$$N_s = \frac{S_y}{\sqrt{3}S_s}$$

Siendo:

S_s : esfuerzo cortante (producido por torsión, cortante directo o ambas), se puede asumir que el tornillo es un cilindro de diámetro igual al diámetro menor de la rosca, d_r :

$$S_s = \frac{16T}{\pi d_r^3} + \frac{4V}{\pi d_r^2}$$

Donde:

T : par de torsión soportado por el tornillo

V : fuerza cortante producida por el tornillo

Precarga de tornillo: carga de fatiga

En la mayoría de los casos el tipo de carga de fatiga encontrado en el análisis de uniones de tornillos es tal que la fuerza aplicada exteriormente varía entre cero y un valor máximo F_e . En el diseño de tornillos para carga de fatiga se debe determinar el esfuerzo medio y alternativo calculando la fuerza máxima ($F_{max}= F_b$) y la fuerza mínima ($F_{min}= F_i$), por lo tanto, el componente alternativo del esfuerzo en el tornillo es:

$$S_a = \frac{F_b - F_i}{2A_t} = \frac{C \cdot F_e}{2A_t} \quad (2.214)$$

y el esfuerzo medio es igual a la componente alternante más el esfuerzo mínimo, para obtener:

$$S_m = S_a + \frac{F_i}{A_t} = \frac{C \cdot F_e}{2A_t} + \frac{F_i}{A_t} \quad (2.215)$$

Aplicando la línea de falla de Goodman modificada e incluyendo el efecto de los concentradores de esfuerzos para materiales dúctiles, donde k_f es el factor de concentración de esfuerzos a la fatiga para el tornillo, consignado en la Tabla 67, y k_{fm} es el factor de concentración del esfuerzo medio, se obtiene las ecuaciones de diseño para tornillos sometido a cargas por fatiga:

$$\text{Para } S_m \geq 0, \frac{1}{N} = \frac{k_{fm} \cdot S_m}{s_u} + \frac{k_{ff} \cdot S_a}{s_n} \quad (2.216)$$

$$\text{Si } S_m + S_a > \frac{S_y}{N} \text{ usar } \frac{1}{N} = \frac{S_m + S_y}{S_u} \quad (2.217)$$

Tabla 67. Factores de concentración de esfuerzos a la fatiga para tornillos.

Dureza Brinell	Grado SAE (UNS)	Clase SAE (ISO)	Roscas roladas k_f	Roscas cortadas k_f	Filete k_f
< 200 recocido	< 2	≤ 5,8	2,2	2,8	2,1
> 200 endurecimiento	> 4	≥ 6,6	3	3,8	2,3

Shigley y Mitchell. 2007.

Aplicando el criterio de Goodman modificado, se despeja el factor de seguridad a la fatiga para el tornillo de la ecuación (2.216):

$$N = \frac{1}{\frac{k_{fm} \cdot S_m}{s_u} + \frac{k_{ff} \cdot S_a}{s_n}} \quad (2.218)$$

Longitud de la perforación roscada:

La longitud de contacto de la rosca en un agujero roscado debe ser por lo menos igual a $1,5d$ aproximadamente en el caso de hierro fundido, latón o bronce y otros materiales frágiles, y aproximadamente igual o mayor al diámetro nominal d cuando se trata de acero o de hierro dulce. Para un tornillo de acero y un agujero roscado en aluminio, la longitud roscada mínima será de $2d$.

Si un agujero roscado no puede atravesar toda la pieza, el agujero o rosca debe ser taladrado por lo menos hasta una profundidad adicional $d/4$, a fin de que quede el suficiente espacio libre para la herramienta en el fondo.

El tornillo que fija la tapa superior del DESLIM modificado del módulo ECOMILL® 3500 está sometido a una combinación de carga de tracción y cortante directo,

producidos por una fuerza axial externa de $F_e= 725\text{N}$ y una fuerza cortante de $V=178\text{ N}$ generadas en el sistema por las cargas nominal (reacciones en la tapa superior para las cargas dinámicas, $R_{2.2y}=1,6\text{kN}$ y $R_{2.2z}= 393\text{N}$). Como la tracción inicial es desconocida, se debe calcular el área de esfuerzo a tensión, con la ecuación (2.205):

$$A_t = \sqrt[3]{\left(\frac{6 \times 725 \text{ N}}{\frac{1}{25,4} \text{ mm}^{-1} \times 660 \text{ MPa}}\right)^2} = 30,4 \text{ mm}^2$$

$$F_e= 725 \text{ N}$$

$$k = \frac{1}{25,4} \text{ mm}^{-1}$$

$S_y=660\text{MPa}$, para un tornillo de rosca métrica ISO clase 8.8, Anexo 19 (Tabla A19.5)

$$S_u=830\text{MPa}$$

$$S_p=600\text{MPa}$$

Del Anexo 19 (Tabla A19.2) se selecciona un tornillo M8x1,25 mm–2A de clase 8.8, con una área de esfuerzo a tensión $A_t= 36,6 \text{ mm}^2$ y un diámetro menor de raíz $d_r=6,77 \text{ mm}$. La longitud de sujeción es de 13 mm, la precarga se asumió como el 75% de la resistencia de prueba para una conexión no permanente.

$$F_i = 0,75 A_t \cdot S_p = 16,5\text{kN}$$

La longitud roscada de los tornillos métricos está dada por:

$$L_r = 2d + 6 \text{ mm}, \text{ si } L \leq 125 \text{ mm } d \leq 48 \text{ mm}$$

$$L_r = 2 \times 8\text{mm} + 6\text{mm} = 22 \text{ mm}, \text{ la longitud del vástago es igual a: } L_s = L - L_r = 13\text{mm} - 22$$

mm= -9 mm = 0, y la longitud de rosca en la zona de sujeción es: $L_f=13-0= 13$ mm, tornillo totalmente roscado.

La rigidez del tornillo está dada por:

$$\frac{1}{k_b} = \frac{L_t}{A_t \cdot E_b} = \frac{13 \text{ mm}}{36,6 \text{ mm}^2 \times 205 \times 10^3 \text{ MPa}}$$

$$K_b = 577,15 \text{ kN/mm}$$

Con un módulo de elasticidad para el acero de $E_b = 205$ GPa.

La rigidez del material en la zona de sujeción con arandela plana y arandela de presión en el tornillo está dada por la ecuación (2.209):

$$k_m = d \cdot E \cdot A \cdot e^{b(d/L)} = 8 \text{ mm} \times 205 \times 10^3 \text{ MPa} \times 0,78715 \times e^{0,6287 (8 \text{ mm} / 13 \text{ mm})}$$

De la Tabla 66, se obtienen los factores para el acero:

$$\text{Acero: } A = 0,78715 \quad b = 0,6287$$

$$K_m = 1900,75 \text{ kN/m}$$

$$\text{El factor de rigidez de la unión para el diseño: } C = \frac{k_b}{k_m + k_b} = \frac{577,15}{2478}$$

$$C = 0,233$$

La distribución de carga externa aplicada F_e en el tornillo y el material están dados por la ecuación (2.207) y (2.208):

$$F_b = CF_e + F_i = 0,233 \times 725 \text{ N} + 16,5 \times 10^3 \text{ N} = 16,66 \text{ kN}$$

$$F_m = F_i - (1 - C)F_e = 16,5 \times 10^3 \text{ N} - (1 - 0,233) \times 725 \text{ N} = 15,9 \text{ kN}$$

El factor de seguridad a la separación de la unión, están dados por la ecuación (2.212) y (2.213):

$$N_b = \frac{S_p \cdot A_t - F_i}{C \cdot F_e} = 34,5, N_m = \frac{F_i}{(1-C)F_e} = 29$$

El factor de seguridad para el esfuerzo cortante está dado por:

$$N_s = \frac{S_y}{\sqrt{3}S_s} = \frac{660MPa}{\sqrt{3} \times 4,9MPa} = 77,77$$

Siendo:

$$S_s = \frac{4 \times 178N}{\pi(0,00677m)^2} = 4,9MPa$$

Reemplazando los valores anteriores, se calcula el factor de seguridad con la ecuación (2.214):

$$N = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{N_b^2} + \frac{1}{N_s^2}}} = 31,5$$

Sin embargo, el tornillo por unos pocos instantes debe soportar las cargas dinámicas, por lo tanto conservando el mismo diámetro del tornillo se calcula el factor de cálculo para las cargas pico:

$$N_b = \frac{600MPa \times 36,6mm^2 - 16,5kN}{0,233 \times 1,6kN} = 14,6, N_m = \frac{16,5kN}{(1-0,23) \times 1,6kN} = 13,4$$

$$N_s = \frac{S_y}{\sqrt{3}S_s} = \frac{660MPa}{\sqrt{3} \times 11MPa} = 35$$

$$N = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{N_b^2} + \frac{1}{N_s^2}}} = 13,2$$

Los factores de cálculo contra la fluencia estática (y cargas pico) son altos, sin embargo se asume inicialmente una precarga 75% de la resistencia de prueba que podría ser mayor a la que se aplica en realidad, por lo tanto, los factores de seguridad son satisfactorios para el diseño.

2.2.9 Selección de las unidades de rodamiento de la tecnología ECOMILL®

La función de un rodamiento es soportar una carga y al mismo tiempo permitir el movimiento entre dos elementos de una máquina. El tipo más común de rodamiento soporta un eje rotatorio, y resiste cargas puramente radiales, o una combinación de cargas radiales y axiales (de empuje).

Para seleccionar un rodamiento se deben seguir unos pasos que a continuación se describen:

1. Condiciones de operación (funcionamiento, cargas de trabajo etc.) y ambiente de trabajo.
2. El tipo de rodamiento y su configuración (rodamiento de bolas de una hilera y ranura profunda, rodamiento de agujas, rodamiento de rodillos cónicos, etc.).
3. Las características del rodamiento seleccionado (dimensiones, cargas admisibles, velocidad de rotación máxima, desalineamiento, vida de diseño, condición de la carga, etc.)
4. Tolerancias del rodamiento.

Para posicionar el árbol del rotor del módulo ecológico del lavado del café con fermentación natural ECOMILL® se seleccionaron dos rodamientos rígidos de una hilera de bolas y ranura profunda, montados sobre unidades de rodamiento

(chumaceras). Este tipo de soporte es una unidad compuesta de un rodamiento de bolas prelubricado insertado en un alojamiento, sellado para evitar partículas contaminantes por medio de un sello doble.

Una de las características más importantes de estas unidades es la capacidad de autoalinearse eficientemente utilizando una superficie esférica de ajuste entre el rodamiento y el soporte, la cual minimiza las sobrecargas debido a posibles desalineamientos. Para sujetar la unidad de rodamiento en forma directa al bastidor de la máquina, se utilizaron tornillos introducidos en un hueco maquinado en el armazón.

Capacidad de carga y vida:

Todos los rodamientos tienen una duración finita, ya que aunque operen en condiciones normales, las superficies de las pistas y los elementos rodantes están constantemente sometidos a esfuerzos compresivos (esfuerzo de contacto) repetidos que causan pérdida de material (picado) de la superficie. Este efecto es producto de la fatiga del material y causa la falla del rodamiento.

La relación entre la vida nominal básica, la capacidad básica de carga dinámica y la carga aplicada al rodamiento está dada por la siguiente ecuación:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p \quad (2.219)$$

Donde:

L_{10} : vida nominal efectiva ($\times 10^6$ revoluciones)

C : capacidad básica de carga dinámica (N)

P : carga dinámica radial (o axial) equivalente (N)

$p=3$ para rodamientos de bolas

$p= 10/3$ para rodamientos de rodillos

Cuando el rodamiento trabaja a una frecuencia de giro constante, la vida nominal

básica se puede expresar en horas:

$$L_h = \left(\frac{C}{P} \right)^p \frac{16667}{n} \quad (2.220)$$

Siendo:

L_h : duración en horas (h)

n : frecuencia de giro (r/min)

En el Anexo 20, se especifican algunas duraciones de diseño comunes considerando el tipo de aplicación. Se puede utilizar como guía, pudiendo alterarse para adaptarlas a otras condiciones de operación.

Para facilitar los cálculos de la duración de diseño del rodamiento, se utiliza el factor de vida (f_h) y el factor de velocidad (f_N), dados por:

$$L_h = 500 f_h^p \quad (2.221)$$

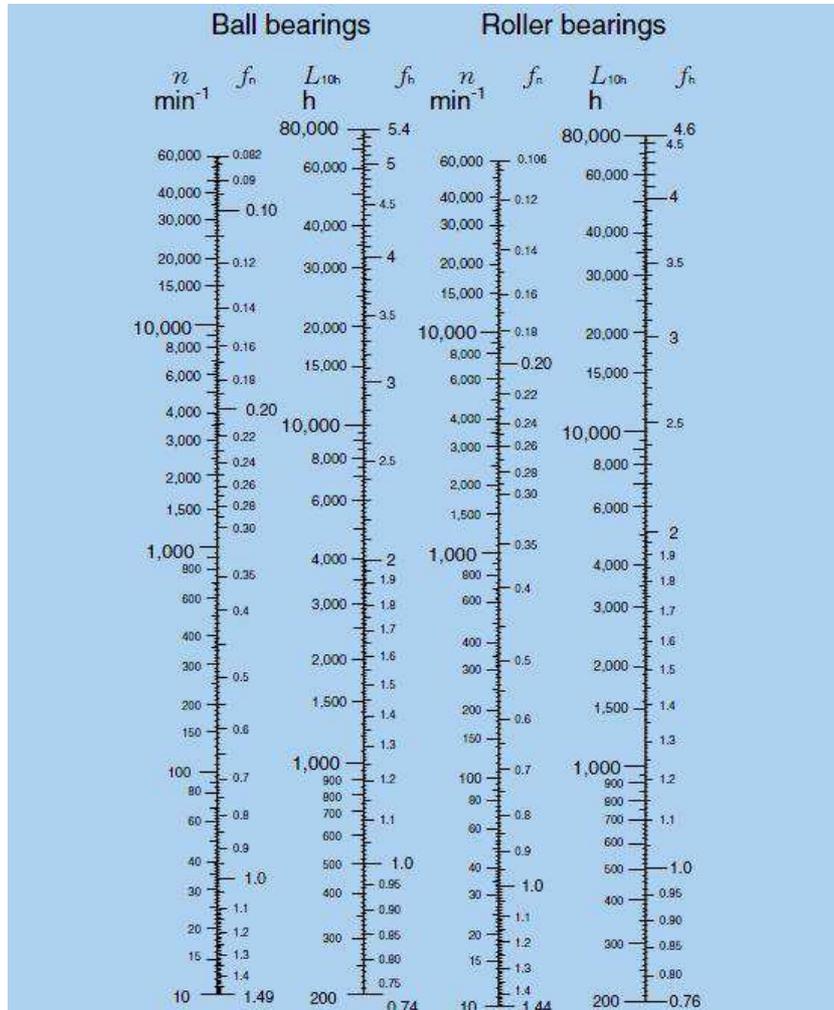
$$f_h = f_N \frac{C}{P} \quad (2.222), f_N = \left(\frac{33,3}{N} \right)^{1/p} \quad (2.223)$$

Para seleccionar un rodamiento que está sometido a una carga equivalente P y gira a una velocidad de rotación N , se debe determinar la capacidad básica C de diseño que satisface la duración de vida, despejando de la ecuación (2.222);

$$C = P \frac{f_h}{f_N} \quad (2.224)$$

Para determinar el factor de velocidad (f_N) y el factor de vida (f_h) para una duración de diseño establecida (L_{10}), se emplea una la Figura 91, proporcionada por el fabricante.

Figura 91. Factor de duración y por velocidad de rotación, para rodamientos de bolas y rodillos



NTN Ball and Roller Bearings.CAT. N0. 2202-IX/E

Cuando varios rodamientos se incorporan en una máquina o equipo como unidad completa, todos los rodamientos en la unidad se consideran como uno solo al momento de calcular la vida de tales rodamientos:

$$L_h = \frac{1}{\left(\frac{1}{L_1^e} + \frac{1}{L_2^e} + \dots + \frac{1}{L_n^e} \right)^{1/e}} \quad (2.225)$$

Donde:

L_h : vida nominal básica para toda la unidad (h)

L_1, L_2, \dots, L_n : vida nominal básica de los rodamientos individuales (h)

e : 10/9, para rodamientos de bolas

e : 9/8, para rodamientos de rodillos

Carga dinámica equivalente:

Los rodamientos comúnmente trabajan sometidos tanto a cargas radiales como a carga axial formando una carga combinada, la carga equivalente es la carga radial (o axial) constante que produciría la misma duración nominal del rodamiento que la carga combinada. El método de cálculo de la carga equivalente, P , se presenta en el catálogo del fabricante y está dada por:

$$P = V \cdot Fr + Y \cdot Fa \quad (2.226)$$

Donde:

P : carga equivalente

V : factor por rotación ($V=1$, si lo que gira es la pista interior del rodamiento, $V= 1,2$, si lo que gira es la pista exterior).

Fr : carga radial aplicada

Fa : carga de empuje aplicada

X : factor radial dinámico

Y : factor axial dinámico

Los valores de X y Y varían con el diseño específico del rodamiento y con la magnitud de la carga axial en relación con la carga radial. Para cargas de empuje pequeñas $X=1$ y $Y=0$, en este caso la carga dinámica equivalente toma la forma para cargas radiales puras.

Para determinar la carga límite de empuje, se define un factor denominado e . Si la relación $Fa/Fr > e$, se debe emplear la ecuación para la carga dinámica equivalente, y si $Fa/Fr < e$, se emplea la ecuación para la carga radial pura, el factor Y como e dependen de la relación Fa/C_0 , donde C_0 es la capacidad estática del rodamiento.

En la Tabla 68 se consignan algunos datos para un rodamiento rígido de bolas de una hilera y ranura profunda [18].

Tabla 68. Factores de carga radial y axial, para rodamientos de una hilera y ranura profunda (el factor radial $X= 0,56$, para todos los valores de Y)

e	Fa/C_0	Y
0,19	0,014	2,3
0,22	0,028	1,99
0,26	0,056	1,71
0,28	0,084	1,55
0,3	0,11	1,45
0,34	0,17	1,31
0,38	0,28	1,15
0,42	0,42	1,04
0,44	0,56	1

MOTT. 2006.

Carga estática equivalente:

Cuando un rodamiento se halla en reposo y está sometido a cargas radiales y axiales combinadas, se debe determinar la carga equivalente, la cual está dada por:

$$P_o = X_o \cdot Fr + Y_o \cdot Fa \tag{2.227}$$

Donde:

P_o : carga estática equivalente

Fr : carga radial aplicada

Fa : carga de empuje aplicada

X_o : factor radial estático

Y_o : factor axial estático

Para rodamientos rígidos de bolas de una hilera con ranura profunda, la carga estática equivalente está dada por:

$$P_o = 0,6Fr + 0,5Fa \tag{2.228}$$

Cuando $P_o < Fr$, $P_o = Fr$

El rotor del DESLIM modificado del módulo ECOMILL® 1500 se apoya sobre dos unidades de rodamientos (chumaceras), ubicadas en la parte superior (A) y en la parte inferior (B), respectivamente, Figura 73 y Figura 74. Se seleccionó un rodamiento de una hilera con ranura profunda para cada unidad. El rodamiento ubicado en la parte superior (A) debe soportar una carga radial $R_{Az} = 274$ N, generada por las fuerzas tangencial (F_1 y F_2) transmitidas por la transmisión mecánica por correas trapezoidales (reacción en el apoyo), y una carga axial $F_a = R_{Ay} = 1,2$ kN que es la fuerza de empuje de la hélice que permite el ascenso del café con mucílago degradado hacia los agitadores. El rotor gira a 841 r/min y se requiere una duración de 4000 h para un equipo agrícola, tomado del Anexo 20. El diámetro del eje es de 25 mm (1 in).

Cuando sobre el árbol se monta una polea (o estrella) de una transmisión por correas (o cadenas), la fuerza periférica se debe multiplicar por un factor que tiene en cuenta la tensión inicial aplicada, los valores de este coeficiente están consignados en la Tabla 69.

Tabla 69. Factor que tiene en cuenta la tensión inicial.

TIPO DE TRANSMISIÓN	f_b
Transmisión cadena (sencilla)	1,2-1,5
Transmisión correa en V	1,5-2
Transmisión correa de tiempo	1,1-1,3
Transmisión correa plana (con polea tensora)	2,5-3
Transmisión correa plana	3-4

NTN Ball and Roller Bearings.CAT. N0. 2202-IX/E

La carga radial efectiva que aplica para la selección del rodamiento está dada por la ecuación (2.229):

$$Fr = R_{Az} \cdot f_b = 274N \times 2 = 548 \text{ N} \quad (2.229)$$

Se determinó la carga dinámica equivalente con la ecuación (2.226), suponiendo un valor de $Y= 1,5$:

$$P = 1 \times 0,56 \times 548N + 1,5 \times 1200N = 2,1kN$$

La capacidad de carga dinámica requerida, C , está dada por:

$$C = 2,1kN \times \frac{2}{0,34} = 12,35kN$$

De la Figura 91, se obtiene el factor por duración $f_H= 2$ y el factor por velocidad $f_N= 0,34$, para rodamientos de bolas.

Del Anexo 21, se seleccionó una unidad de rodamientos de fundición ovalado con prisionero, que tiene una capacidad estática $C_0= 7,85 \text{ kN}$, la relación $Fa/C_0= 0,153$ de la Tabla 68, $e= 0,328$.

Como la relación $Fa/Fr= 2,19 > e= 0,328$, se emplea la ecuación (2.226) para obtener la carga dinámica equivalente corregida:

$$P = 1 \times 0,56 \times 548 \text{ N} + 1,35 \times 1200 \text{ N} = 1,93 \text{ kN} \quad C = 1,93kN \times \frac{2}{0,34} = 11,4kN$$

$Y= 1,35$, de la Tabla 68.

El rodamiento seleccionado satisface la capacidad de carga dinámica para la duración de vida de diseño del sistema ($14 \text{ kN} > C= 11,4kN$).

Para el rodamiento inferior (B) del rotor, la carga radial $R_{Bz}= 14 \text{ N}$ y la carga axial $Fa=R_{By}= 1,2 \text{ kN}$.

La carga radial efectiva aplicada es: $Fr = R_{Bz}f_b = 14N \times 2 = 28 \text{ N}$

Se determinó la carga dinámica equivalente con la ecuación (2.226), suponiendo un valor de $Y= 1,5$:

$$P = 1 \times 0,56 \times 28 \text{ N} + 1,5 \times 1200 \text{ N} = 1,8 \text{ kN}$$

La capacidad de carga dinámica requerida, C , está dada por:

$$C = 1,8 \text{ kN} \times \frac{2}{0,34} = 10,58 \text{ kN}$$

De la Figura 91, se obtiene el factor por duración $f_H= 2$ y el factor por velocidad $f_N= 0,34$, para rodamientos de bolas.

Del Anexo 21, se seleccionó una unidad de rodamientos de fundición ovalado con prisionero, que tiene una capacidad estática $C_0= 7,85 \text{ kN}$, la relación $Fa/C_0= 0,153$ de la Tabla 68, $e= 0,328$.

Como la relación $Fa/F_r= 242,86 > e= 0,328$, se emplea la ecuación (2.226) para obtener la carga dinámica equivalente corregida:

$$P = 1 \times 0,56 \times 24 \text{ N} + 1,35 \times 1200 \text{ N} = 1,63 \text{ kN} \quad C = 1,63 \text{ kN} \times \frac{2}{0,34} = 9,6 \text{ kN}$$

$Y= 1,35$, de la Tabla 68.

El rodamiento seleccionado satisface la capacidad de carga dinámica para la duración de vida de diseño del sistema ($14 \text{ kN} > C= 9,6 \text{ kN}$).

Estáticamente los dos rodamientos satisfacen las condiciones de operación del rotor, ya que la carga básica estática (C_0) de los rodamientos es mayor que la carga estática equivalente (P_0).

La vida nominal básica para cada rodamiento se puede expresar en horas, por la ecuación (2.220):

$$L_{h1} = \left(\frac{14 \text{ kN}}{2,1 \text{ kN}} \right)^3 \frac{16667}{841 \text{ r / min}} = 5\,872 \text{ h} \quad \text{y} \quad L_2 = \left(\frac{14 \text{ kN}}{1,8 \text{ kN}} \right)^3 \frac{16667}{841 \text{ r / min}} = 9\,325 \text{ h}$$

La vida combinada de los rodamientos que están ubicados en el DESLIM modificado, está dada por la ecuación (2.225):

$$L_h = \frac{1}{\left(\frac{1}{(5872 \text{ h})^{\frac{10}{9}}} + \frac{1}{(9325 \text{ h})^{\frac{10}{9}}} \right)^{9/10}} = 3\,851 \text{ h}$$

El rotor del ECOMILL® 1500 trabajará 6 horas al día, 6 días a la semana y 9 meses en el año, por lo tanto, el cambio de rodamientos estará programado aproximadamente a los tres años, como se observa en la Tabla 70. Sin embargo, si el trabajo se desarrolla en un ambiente corrosivo y bajo condiciones extremas de funcionamiento se debe verificar el estado de los rodamientos para evitar un trabajo deficiente del rotor.

Para cambiar los rodamientos de la tecnología ECOMILL® únicamente se cambia el rodamiento dañado conservando la unidad (soporte del rodamiento), ya que estas unidades permiten el cambio de los cojinetes.

Tabla 70. Vida de duración de las unidades de rodamientos seleccionados para la tecnología ECOMILL®.

PARÁMETRO	ECOMILL® 500	ECOMILL® 1500	ECOMILL® 3500
Unidad de rodamiento A			
Vida nominal básica para el rodamiento	53 782 h	5 872 h	4 470 h
Unidad de rodamiento B			
Vida nominal básica para el rodamiento	7 044 h	9 325 h	5 317 h
Vida combinada de los rodamientos	6 441 h	3 851 h	2 602 h
Cambio de rodamientos	Cada 5 años	Cada 3 años	Cada 2 años

Tabla 71. Parámetros para la selección de los rodamientos de la tecnología ECOMILL®.

PARÁMETRO	ECOMILL® 500	ECOMILL® 1500	ECOMILL® 3500
Unidad de rodamiento A	450 N	1200 N	1410 N
Carga axial efectiva F_a			
Carga radial efectiva F_r	292 N	548 N	872 N
Carga dinámica equivalente P	838 N	2,1 kN	2,6 kN
Factor por duración f_h	2	2	2
Factor por velocidad f_N	0,335	0,34	0,34
Capacidad de carga dinámica requerida C	5 kN	12,35 kN	15,3 kN
Capacidad estática del rodamiento C_0	6,65 kN	7,85 kN	7,85 kN
Capacidad dinámica del rodamiento C	12,8 kN	14 kN	14 kN
Relación F_a/C_0	0,068	0,153	0,18
Relación F_a/F_r	1,54	2,19	1,62
e	0,269	0,328	0,344
Y	1,64	1,35	1,29
Capacidad de carga dinámica corregida C	5,38 kN	11,4 kN	13,5 kN
Unidad de rodamiento B	1400 N	1200 N	1720 N
Carga radial efectiva F_r			
Carga axial efectiva F_a	20 N	28 N	37 N
Carga dinámica equivalente P	2,1 kN	1,8 kN	2,6 kN
Factor por duración f_h	2	2	2
Factor por velocidad f_N	0,335	0,34	0,344
Capacidad de carga dinámica requerida C	12,5 kN	10,58 kN	15,3 kN
Capacidad estática del rodamiento C_0	6,65 kN	7,85 kN	7,85 kN
Capacidad dinámica del rodamiento C	12,8 kN	14 kN	14 kN
Relación F_a/C_0	0,21	0,153	0,219
Relación F_a/F_r	70	42,86	46,5
e	0,355	0,328	0,358
Y	1,26	1,35	1,25
Capacidad de carga dinámica corregida C	10,6 kN	9,6 kN	12,8 kN

Lubricación de las unidades de rodamientos

La lubricación en los rodamientos de bolas según Ocampo [26] debe cumplir dos funciones principales: evitar que se produzca el contacto metal-metal entre los elementos rodantes, las pistas de rodadura y los elementos separadores, y proteger el rodamiento contra la corrosión y el desgaste.

Los rodamientos se pueden lubricar con grasa o aceite para condiciones normales de operación, ambos tipos de lubricación garantizan un buen desempeño para amplios rangos de cargas y frecuencia de funcionamiento.

Para la tecnología ECOMILL® el tipo de lubricación más acorde con las condiciones de operación es con grasa, ya que el trabajo de los módulos se realiza bajo frecuencias de giro, temperaturas y condiciones de carga normales. Además por las características de la grasa permite proteger el rodamiento contra la húmeda e impurezas presentes en el proceso de beneficio.

La grasa es la suma de un aceite mineral (o sintético) con un jabón. Para las unidades de rodamientos de la tecnología ECOMILL® se recomienda un jabón a base de litio, sodio o calcio.

Para aplicar la grasa a las unidades de rodamientos se deben llenar parcialmente los espacios que quedan libres en el rodamiento y en el alojamiento. Para las unidades ubicadas en el rotor del DESLIM modificado no se debe exceder con la grasa, ya que se produce un aumento rápido de la temperatura y potencia absorbida en los rodamientos disminuyendo la vida útil del elemento rodante. Para las unidades del alimentador de tornillo sin fin se pueden llenar por completo.

Mantenimiento de las unidades de rodamientos

El mantenimiento de las unidades de rodamiento de la tecnología ECOMILL® consiste básicamente en proteger la unidad de la suciedad, húmeda y vigilar continuamente el estado de la grasa.

A continuación se presentan algunas pautas para verificar el estado de las unidades de rodamiento y garantizar el buen funcionamiento de la tecnología ECOMILL®.

- Durante la operación de los módulos ecológicos del lavado del café con fermentación natural los rodamientos no deben emitir ningún ruido extraño, únicamente un suave zumbido. Cuando se presente un ruido irregular o chocante es señal de que se debe cambiar el rodamiento.
- La temperatura de operación de las unidades de rodamientos no debe ser elevada, por lo tanto cuando la temperatura es alta o varía súbitamente el rodamiento está funcionando bajo condiciones desfavorables. Las causas de esta anomalía pueden ser falta o exceso de grasa²², impurezas, sobrecargas y rodamientos dañados.

²²Según Ocampo [26] la relubricación produce a menudo un aumento en la temperatura que es normal y que puede durar de 1 a 2 días.

3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

3.1 Diseño de la tecnología ECOMILL®

El diseño estructural y funcional del tanque cilíndrico para el almacenamiento de café con mucílago fermentado fue satisfactorio porque las paredes del tanque resistieron la presión lateral ejercida por la masa de café almacenada. Las estructuras de los módulos soportaron las cargas generadas por el peso del tanque cilíndrico, la masa de café almacenada y las cargas y vibraciones generadas por el DESLIM modificado. Con respecto a la funcionalidad del depósito de almacenamiento se presentó flujo continuo (flujo tipo másico) de la masa de café con mucílago degradado hacia la tolva de recibo del alimentador de tornillo sin fin, sin interrupción en el interior del depósito eliminando las sobrepresiones durante el vaciado.

La potencia de los módulos fue proporcionada por una sola fuente de energía que mueve el alimentador de tornillo sin fin y el rotor del DESLIM modificado sin afectar la funcionalidad de la tecnología y disminuyendo los costos de construcción y operación de los módulos ecológicos del lavado del café con fermentación natural ECOMILL®.

A continuación se presentan los resultados y evaluaciones de los módulos ECOMILL® 500, ECOMILL® 1500 y ECOMILL® 3000.

3.2 Módulo ecológico para el lavado del café con fermentación natural ECOMILL® 500

El desempeño general del módulo ECOMILL® 500 (Figura 92) se presenta en la Tabla 72. En esta Tabla se encuentran los valores de la capacidad del flujo de café lavado medido a la salida del DESLIM modificado. La capacidad promedio es

de 465 kg de café lavado/h; comparando este valor con la capacidad de diseño se observa una diferencia del 7 % aproximadamente.

La diferencia en los valores del flujo de café lavado y la capacidad de diseño se debió a dos factores, el primer factor es la frecuencia de giro nominal que proporciona el motor trifásico de inducción con rotor de jaula de ardilla que tiene una caída del 3% al 10% entre vacío y plena carga; por lo tanto, al ser modificada se afecta el flujo de café con mucílago fermentado entregado por el alimentador de tornillo sin fin al DESLIM modificado. En segundo lugar el coeficiente de llenado del tornillo sin fin depende de la calidad de la masa de café procesada, que no siempre tiene las mismas propiedades, ya que esto depende de la variedad de café, estado de madurez y época de recolección, entre otras características.

Tabla 72. Resultados obtenidos en la evaluación del módulo ECOMILL® 500.

Capacidad	Caudal de agua	Consumo de agua	Daño mecánico	Corriente motor	Comentarios
kg café lavado/h	L/min	L/kg cps	%	A	
440,8	1,50	0,39	0,30	5,2	Materia prima con alto % de frutos verdes y secos
481,5	1,40	0,33	0,10	6,7	
464	1,20	0,29	0,13	5,2	
497,6	1,40	0,32	0,10	4,6	
455	1,40	0,35	0,25	4,6	
461,7	1,40	0,35	0,55	4,4	
520,5	1,40	0,31	0,00	4,8	
466,5	1,40	0,34	0,10	4,5	
397,4	1,40	0,40	0,35	4,5	
Promedio	1,39	0,34	0,21	4,9	
Desviación Estándar	0,08	0,03	0,17	0,72	
Li (95%)	1,34	0,32	0,08	4,39	
Ls (95%)	1,46	0,37	0,34	5,50	

Oliveros, (2012)

La corriente del motor trifásico de inducción con rotor de jaula de ardilla que suministra la potencia al módulo presentó un valor promedio de 4,9 A. Este dato es inferior al valor de placa 5,0 A para una conexión a una red eléctrica con voltaje 220 V y 60 HZ. Además el motor trifásico tiene un factor de servicio de 1,15 que permite una corriente máxima de 5,8 A.

El motor trifásico del módulo ECOMILL® 500, como se observa, trabaja a plena carga con eficiencia máxima (72 %) minimizando las pérdidas que se generan cuando se trabaja por debajo de la carga total y ahorrando dinero en la operación del equipo.

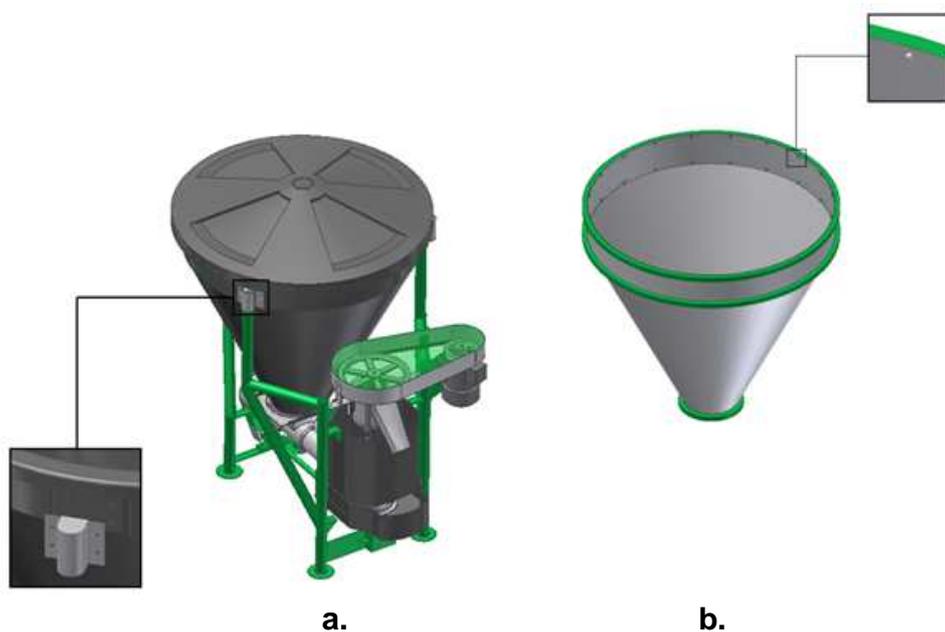
Figura 92. Módulo para el lavado del café con mucílago fermentado ECOMILL® 500.



Para disminuir los costos de fabricación de la tecnología ECOMILL®, se propone inicialmente para el módulo ECOMILL® 500 otra alternativa para el material de construcción del depósito de almacenamiento de café que brinde una ventaja sobre el método actual. Esta opción consiste en la fabricación del tanque de

almacenamiento en plástico obtenido por un proceso de rotomoldeo disminuyendo significativamente el costo del módulo (Figura 93 a.).

Figura 93. a. Módulo ECOMILL® 500 con el tanque de almacenamiento y algunos componentes del DESLIM modificado fabricados en plástico. **b.** Unión de las partes que conforman el tanque de almacenamiento de café con mucílago degradado por medio de remaches POP®



Otra posibilidad para disminuir del costo de fabricación es implementar un sistema de remachado para la fijación de las partes que componen el tanque de almacenamiento de café con mucílago degradado (Figura 93 b.), evitando de esta forma por completo la utilización de procesos de soldadura en la construcción del recipiente. Además, mediante la eliminación de este tipo de proceso se disminuyen los costos en las diferentes actividades que lo rodean como son: la mano de obra calificada, los equipos especializados y el tiempo de construcción, entre otros factores.

3.3 Módulo ecológico para el lavado del café con fermentación natural ECOMILL® 1500

Los resultados obtenidos en la evaluación del módulo ECOMILL® 1500 (Figura 94 a.) se encuentran en la Tabla 73. La capacidad promedio es de 1535,7 kg de café lavado/h; comparado con la capacidad de diseño (1500 kg café lavado/h) se obtiene un valor satisfactorio.

Tabla 73. Resultados obtenidos en la evaluación del módulo ECOMILL® 1500.

Capacidad	Caudal de agua	Consumo específico de agua	Daño Mecánico	Corriente motor	Comentarios
kg de café lavado/h	L/min	L/kg cps	%	A	
1472,6	4,8	0,37	0,20	10,80	Café de buena calidad, se modificó el caudal de agua para lograr buen lavado
1481,6	5,6	0,43	0,00	8,30	Se aumentó la velocidad de giro del alimentador a 18 rpm
1514,0	5,5	0,41	0,20	8,10	Café lavado OK, con materia prima de mala calidad
1566,8	5,6	0,41	0,00	8,30	Café lavado OK, bien lavado; café de buena calidad
1550,0	5,6	0,41	1,10	8,20	Café lavado OK
1543,1	5,6	0,41	0,20	8,20	Café lavado OK, café de buena calidad, daño mec. Trillado sano
1485,5	5,6	0,43	0,50	8,30	Café bien lavado
1550,4	5,6	0,41	0,00	8,30	Café bien lavado, con alto % de verde
1608,9	6,0	0,42	0,40		Café bien lavado
1542,0	6,0	0,44	0,75	8,80	Café bien lavado
1577,6	5,8	0,42	0,20	8,50	Café bien lavado
Promedio	1535,7	0,42	0,32	8,6	
D.E.	43,01	0,32	0,02	0,35	0,80
Li (95%)	1506,8	0,40	0,09	8,00	
Ls(95%)	1564,6	0,43	0,56	9,16	

Oliveros, (2012)

La corriente del motor trifásico de inducción con rotor de jaula de ardilla que suministra la potencia al módulo presentó un valor promedio de 8,6 A. Este dato es inferior al valor de placa, 9,6 A, para una conexión a una red eléctrica con voltaje 220 V y 60 HZ. Además, el motor trifásico tiene un factor de servicio de 1,15 que permite una corriente máxima de 11 A y una potencia corregida máxima 2,7 kW (3,6 hp).

La instalación para la validación en campo de la tecnología ECOMILL® se realizó en el municipio de Pereira (corregimiento de Altagracia), como se observa en la Figura 94 b.

Figura 94. a. Módulo para el lavado del café con mucílago fermentado ECOMILL® 1500. **b.** Instalación para la validación en campo de la tecnología ECOMILL®.



a.

b.

La potencia consumida por el alimentador de tornillo sin fin es baja ($< 100 \text{ W/m}$), por lo tanto, se fabricó una transmisión de ruedas dentadas helicoidales, de dientes rectos y una transmisión de tornillo sin fin y rueda dentada (Figura 95), como una alternativa que puede ser de bajo costo con relación a la tecnología ofrecida comercialmente (caja reductora de velocidad).

Un factor importante en el diseño es el material empleado en la construcción de las transmisiones. Para este propósito se utilizó un nylon (Prolon MS) con disulfuro de molibdeno para mejorar las propiedades mecánicas para la fabricación de piñones.

Figura 95. Piñones diseñados para la transmisión de potencia hacia el alimentador de tornillo sin fin para la tecnología ECOMILL®.



Piñones de dientes helicoidales



Piñones de dientes rectos



Tornillo sin fin y rueda dentada

3.4 Módulo ecológico para el lavado del café con fermentación natural ECOMILL® 3000

El desempeño general del módulo ECOMILL® 3000 se presenta en la Tabla 3. La capacidad promedio es de 2706,7 kg de café lavado/h; comparando este valor con la capacidad de diseño se observa una diferencia del 9,8 % aproximadamente. Sin embargo, el equipo empleado puede entregar un mayor flujo de café (ECOMILL® 3500) sin que se vea afectado el funcionamiento de la máquina, por ese motivo el módulo fue diseñado para la mayor capacidad de operación.

El motor trifásico de inducción con rotor de jaula de ardilla empleado para transmitir la potencia a los componentes del módulo tiene una potencia nominal de 3 kW (4 hp).

Tabla 74. Resultados obtenidos en la evaluación del módulo ECOMILL® 3000.

Capacidad	Caudal de agua	Consumo específico de agua	Daño mecánico	Comentarios
kg de café lavado/h	L/min	L/kg cps	%	
2747,9	12,4	0,51	0,00	Sin clasificación hidráulica en cereza
2734,2	12,4	0,52	1,35	Alto porcentaje de frutos verdes
2812,2	12	0,49	0,10	Alto porcentaje de frutos verdes
2646,8	12,1	0,52	0,35	Sin clasificación hidráulica en cereza, se aplicó enzima al café despulpado
2592,6	12,1	0,53	0,10	Café de buena calidad, con clasificación hidráulica en cereza, se aplicó enzima al café despulpado
Promedio	2.706,7	12,20	0,51	0,38
D.E.	86,9	0,19	0,02	0,56
Li (95%)	2.598,9	11,97	0,49	-
Ls (95%)	2.814,6	12,43	0,53	1,07

Oliveros, (2012)

Figura 96. DESLIM modificado del módulo ecológico para el lavado con fermentación natural ECOMILL® 3000- ECOMILL® 3500.



Para los módulos ECOMILL® 1500 y ECOMILL® 3500 se pueden instalar taques de almacenamiento en serie para procesar una mayor cantidad de café con una ventaja sobre el control de la calidad de la masa de café procesada, como se observa en la Figura 97. Además, el motor eléctrico utilizado en esta operación es el mismo, ya que el consumo de potencia del alimentador de tornillo sin fin es muy baja, por lo tanto, no se tienen efectos significativos sobre el incremento de la potencia requerida de los módulos.

Figura 97. Módulo ECOMILL® 3500 con dos tanques de almacenamiento con una capacidad total de 3000 kg de café despulpado.



4. CONCLUSIONES

Se entregaron los planos de construcción de tres máquinas para el lavado del café con fermentación natural y con aplicación de enzimas pectinolíticas con capacidades de 500, 1500 y 3500 kg de café lavado/h, que cumplen con las especificaciones técnicas necesarias para su fabricación. De esta forma se contribuye al mejoramiento del proceso de beneficio por vía húmeda desarrollado en Colombia, principalmente en la etapa de lavado donde se brinda una tecnología económica y eficiente para los caficultores que lavan el café con mucílago fermentado.

Se analizaron las secciones más críticas de los elementos más importantes de la tecnología verificando la resistencia estática a las cargas dinámicas y la resistencia a la fatiga para las cargas nominales, utilizando las teorías clásicas de diseño de máquinas. Además, se validaron los resultados obtenidos con la utilización de un software de diseño asistido por computador (CAD/CAE), verificando los esfuerzos máximos producidos por las cargas externas en los elementos de la tecnología.

Se desarrollaron los modelos matemáticos de las deflexiones axiales, transversales y angulares para el árbol de transmisión del rotor de la DESLIM modificado de la tecnología ECOMILL®. Se determinaron las deflexiones que soportaban los puntos más críticos del árbol y se verificó el comportamiento de los elementos montados sobre estos puntos.

El diseño de la tecnología ECOMILL® utiliza piezas comerciales similares en su construcción, con una ventaja importante sobre el intercambio de piezas entre módulos, disminuyendo los costos de fabricación y ofreciendo un diseño más flexible. Además, se introducen elementos que simplifican el diseño de la tecnología sin afectar el funcionamiento de los equipos.

Para los alimentadores de tornillo sin de la tecnología se realizó un análisis dimensional que relaciona la frecuencia de giro, la capacidad de flujo de café requerida y la potencia consumida por el eje motriz, con las características geométricas del alimentador de tornillo sin fin. Determinando dos números adimensionales que relacionan y describen las variables del transporte de café con mucílago degradado por medio de una hélice de tornillo sin fin.

La tecnología ECOMILL® presentó ventajas sobre la tecnología BECOLSUB en los siguientes aspectos:

- El consumo específico de agua por cada kilogramo de café pergamino seco obtenido con la tecnología ECOMILL® fue aproximadamente 50% inferior al reportado por la tecnología BECOLSUB.
- La remoción del mucílago con la tecnología ECOMILL® con fermentación natural, según Oliveros [42], está alrededor del 96% a 97% del mucílago comparado con un valor menor reportado para la tecnología BECOLSUB.
- La potencia específica consumida por la tecnología ECOMILL® fue según Oliveros [43] un 70% menor a la reportada para la tecnología BECOLSUB.
- La tecnología ECOMILL® es movida por una sola fuente de potencia, disminuyendo el costo de fabricación y operación comparado con la tecnología BECOLSUB.

5. RECOMENDACIONES

Se deben realizar los manuales de mantenimiento y lubricación de la tecnología ECOMILL® con base en las especificaciones técnicas de los diferentes elementos que intervienen en el diseño.

Los rotores del DESLIM modificado de la tecnología deben ser balanceados para asegurar una operación satisfactoria y prolongar la vida útil de todos los elementos que interactúan con el dispositivo.

Se deben limpiar y lavar los módulos cada vez que se utilicen para evitar la aparición de problemas en la calidad del café procesado. Además, se debe evitar por completo el alojamiento de granos de café sin lavar en el DESLIM modificado y el alimentador de tornillo sin fin.

Diseñar un transportador mecánico para elevar el café despulpado hacia los tanques de fermentación, cuando las máquinas despulpadoras y el módulo ecológico para el lavado del café se encuentren en el mismo nivel; de lo contrario, utilizar la fuerza del peso para transportar el café.

6. BIBLIOGRAFÍA

- [1] OLIVEROS T., C.E.; SANZ U., J.R.; MONTOYA R., E.C.; RAMIREZ G., C.A. Equipo para el lavado ecológico del café con mucílago degradado con fermentación natural. Revista de Ingeniería, Facultad de Ingeniería Universidad de los Andes. Enero – Junio de 2011. Vol. 33, p 61-67.
- [2] ROA M., GONZALO., OLIVEROS T., CARLOS E., ÁLVAREZ G. JOSÉ., RAMÍREZ G. CÉSAR A., SANZ U. JUAN R., DÁVILA A. MARÍA T., ÁLVAREZ H. JAIRO R., ZAMBRANOS F., DIEGO A., PUERTA Q. GLORIA I., RODRIGUEZ V., NELSON. Beneficio ecológico del café. 1Ed. Chinchiná: CENICAFÉ Centro Nacional de Investigaciones de Café “Pedro Uribe Mejía”, Noviembre de 1999.
- [3] RODRIGUEZ V., NELSON, ZAMBRANO F., DIEGO A. Los subproductos del café: fuente de energía renovable. Chinchiná: CENICAFÉ Centro Nacional de Investigaciones de Café “Pedro Uribe Mejía”. Avance técnico 393. Marzo de 2010.
- [4] RAMIREZ G., CESAR A. Alternativas para el manejo de los lixiviados generados con la tecnología BECOLSUB. Chinchiná: CENICAFÉ Centro Nacional de Investigaciones de Café “Pedro Uribe Mejía”. Informe anual de actividades 2011.
- [5] PEÑUELA M. AIDA E., Estudio de la remoción del mucílago de café a través de fermentación natural. Manizales 2010. Universidad de Manizales.
- [6] ZAMBRANO, DIEGO A. Fermente y lave su café en el tanque tina. Chinchiná: CENICAFÉ Centro Nacional de Investigaciones de Café “Pedro Uribe Mejía”. Avance técnico 197. Diciembre de 1993.
- [7] OLIVEROS T., CARLOS E., SANZ U. JUAN R., RAMÍREZ G. CÉSAR A., ALVAREZ H. JAIRO R., ROA M. GONZALO., ALVAREZ G. JOSÉ. Desmucilagadores mecánicos de café. Chinchiná: CENICAFÉ Centro Nacional

de Investigaciones de Café “Pedro Uribe Mejía”. Avance técnico 217. Julio de 1995.

[8] PEÑUELA M. AÍDA E., PABON U. JENNY P., OLIVEROS T. CARLOS E. ENZIMAS: una alternativa para remover rápido y eficazmente el mucílago del café. Chinchiná: CENICAFÉ Centro Nacional de Investigaciones de Café “Pedro Uribe Mejía”. Avance técnico 406. Abril de 2011.

[9] PEÑUELA M. AÍDA E., PABON U. JENNY P. Evaluación de una enzima pectinolítica para el desmucilaginado del café. Chinchiná: CENICAFÉ Centro Nacional de Investigaciones de Café “Pedro Uribe Mejía”. Julio de 2010.

[10] ARISTIZÁBAL T., IVÁN D., OLIVEROS T., CARLOS E. y SALAZAR M., CARLOS A. Lavado y clasificación del café en el Hidrociclón. Chinchiná: CENICAFÉ Centro Nacional de Investigaciones de Café “Pedro Uribe Mejía”. Avance técnico 241. Julio de 1997.

[11] SOLIDWOKS PREMIUM 2010. SolidWorks simulation. Licencia adquirida por la Facultad de Ingeniería Mecánica. Pereira: Universidad tecnológica de Pereira.

[12] RAVENET CATALAN, JUAN. SILOS. Teoría, Investigación, Construcción. Vol. I. Barcelona: editores técnicos asociados, S.A, 1977.

[13] REIMBERT, MARCEL L. REIMBERT, ANDRÉ M. Silos theory and practice.2. Ed. New York: Lavoisier, 1987.

[14] BEER, FERDINAND P. JOHNSTON, E. RUSSELL. Mecánica de materiales. 3. Ed. México: McGraw-Hill, 2004.

[15] VANEGAS USECHE, LIBARDO V. Guías para el curso de Diseño I. Pereira: Universidad Tecnológica de Pereira, 2011.

- [16] BALDIÓN RINCÓN José V. JARAMILLO ROBLEDO Álvaro. GUZMÁN MARTÍNEZ Orlando. Anuario meteorológico cafetero 2009. Cenicafé, Chinchiná (Colombia) 2011; p. 58.
- [17] MONTILLA PÉREZ, Jimena. ARCILA PULGARIN, Jaime. ARISTIZABAL LOAIZA, Manuel y OLIVEROS TASCÓN, Carlos E. Propiedades físicas y factores de conversión del café en el proceso de beneficio. Cenicafé, Chinchiná. Avance técnico, No 370. (2008.); p.5.
- [18] WILLIAM F, Smith. Fundamentos de la ciencia e ingeniería de materiales. 3. Ed. Madrid: McGraw-Hill, 1998.
- [19] DEUTSCHMAN, Aeron D. and MICHELS, Walter j. Diseño de máquinas, teoría y práctica.2.Ed. México: Macmillan, 1987.
- [20] MOTT, Robert L. Diseño de elementos de máquina. 4. Ed. México, 2006.
- [21] REGLAMENTO COLOMBIANO DE CONSTRUCCIÓN SISMO RESISTENTE. Estructuras metálicas. Bogotá D.C, 2010.p.F-301-F-360.
- [22] CAÑAS RAMOS, HERNANDO. Diseño de estructuras metálicas con factores de carga y resistencia. Pereira: Universidad Tecnológica de Pereira, 1998.
- [23] OCAMPO G. LUIS H. Transporte de material: Máquinas de elevación y transporte.1. Ed. Pereira: Universidad Tecnológica de Pereira. 1993.
- [24] TARGHETTA A., LOPEZ R. A. Transporte y almacenamiento de material primas en la industria básica. Tomo II. Madrid: Blume. 1970.
- [25] VANEGAS USECHE, LIBARDO V. Guías para el curso de Diseño II. Pereira: Universidad Tecnológica de Pereira, 2009.
- [26] OCAMPO GIL., LUIS HERNANDO. Diseño de accionamientos y transmisiones de máquinas. Pereira: Universidad Tecnológica de Pereira, 1993.

- [27] FLÓREZ GARCÍA, LUIS C. Apuntes para la clase de Diseño II. Pereira: Universidad Tecnológica de Pereira.
- [28] NIEMANN G. Tratado teórico – práctico de elementos de máquinas. 2 Ed. Barcelona: Ed. Labor, S. A. 1973.
- [29] HALL A. S., HOLOWENCO A. R., LAUGHLIN H. G. serie SCHAUM: Diseño de máquinas. 1. Ed.México: McGraw-Hill.
- [30] ESPECTRUM LTDA. CONSULTORÍA EN MANTENIMIENTO POR ANÁLISIS DE VIBRACIONES. Manual temas varios de análisis de vibraciones. Pereira, 2007.
- [31] SHIGLEY, JOSEPH E., MITCHELL, LARRY D. Diseño en ingeniería mecánica. 7. Ed.México: McGraw-Hill, 2007.
- [32] FAIRES, V. M. Diseño de elementos de máquina. 4. Ed. Barcelona: Montaner y Simón. S.A.1995.
- [33] PILKEY, WALTER D. PILKEY., DEBORAH F. Stress concentration factors. 3. Ed. New Jersey: JOHN WILEY & SON, INC,2008.
- [34] HIBBELER R. C. Mecánica de materiales. 3. Ed. México: Ed. Prentice-Hall (Pearson),1998.
- [35] FLÓREZ, HERNANDO. Apuntes para la clase de Resistencia II. Pereira: Universidad Tecnológica de Pereira.
- [36] NORTON, ROBERTL. Diseño de máquinas. México: Ed. Prentice-Hall (Pearson) ,1999.
- [37] ROMERO PIEDRAHITA., CARLOS A., CALLE TRUJILLO., GABRIEL. Diseño de elementos de máquinas. Pereira: Universidad Tecnológica de Pereira, 2005.

- [38] OLIVEROS TASCÓN, Carlos E. y ROA MEJÍA, Gonzalo. Coeficiente de fricción, ángulo de reposo y densidades aparentes de granos de café coffeaarabica variedad caturra. En: Cenicafé, Centro nacional de investigación de café. Chinchiná. Vol. 36, No 1(ene.-mar.).
- [39] ESCOBAR MEJÍA, ANDRÉS. Notas sobre selección de motores. Pereira: Universidad Tecnológica de Pereira.
- [40] SEARS, FRANCIS W., ZEMANSKY, MARK W., YOUNG HUGH D., freedman, roger a. Física universitaria. 11 Ed. México: Ed. Prentice-Hall, volumen 1.
- [41] AVALLONE. Eugene A y BAUMEISTER. Theodore. Mars Manual del ingeniero mecánico. 9. Ed. México: Mcgraw-Hill, 1995.
- [42] OLIVEROS T., CARLOS E. y COLABORADORES. Determinación del consumo específico del agua para el lavado del café con tecnología Deslim, en proceso con fermentación natural. Chinchiná: CENICAFÉ Centro Nacional de Investigaciones de Café "Pedro Uribe Mejía". Informe anual de actividades 2011.
- [43] OLIVEROS T., CARLOS E. y COLABORADORES. Determinación del consumo específico del agua para el lavado del café con tecnología Deslim, en proceso con fermentación natural. Chinchiná: CENICAFÉ Centro Nacional de Investigaciones de Café "Pedro Uribe Mejía". Informe anual de actividades 2012.

7. ANEXOS

Anexo 1. Valores medios del coeficiente de fricción para granos de café en diferente estado y con distintos materiales de construcción. [38]

TRATAMIENTO	ESTADO DE LOS GRANOS DE CAFÉ				
	En cereza	Despulpado	Lavado	Pergamino seco	Almendra
Metal	0,62	0,3	0,67	0,56	0,47
Concreto	0,55	0,72	1,16	1,55	1
Alfagres	0,76	0,31	0,92	1,02	0,62
Mayólica	0,62	0,36	0,88	0,97	0,57
P.V.C	0,49	0,27	0,6	0,36	0,34
Madera cepillada (fibra perpendicular al flujo de grano)	0,65	0,58	1,21	0,39	0,45
Madera cepillada (fibra paralela al flujo de grano)	0,63	0,67	1,08	0,45	0,5
Madera tosca (fibra perpendicular al flujo de grano)	0,74	0,78	1,25	1,2	0,57
Madera tosca (fibra paralela al flujo de grano)	0,76	0,78	1,2	1,3	0,47

Anexo 2. Valores de ángulo de reposo medio (β) para granos de café en diferente estado. [38]

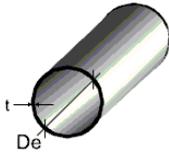
Estado del grano	β (°)
Cereza	40,29
Despulpado	32,91
Lavado	40,67
Café pergamino seco	35,01
Almendra	27,75

Anexo 3. Características mecánicas, químicas y físicas del acero inoxidable ferrítico AISI-SAE 430²³.

TIPO DE ACERO		403	405	409	410	416 *	420	430	430F	431	434	436	440C	442	446
ANÁLISIS % VALOR QUÍMICO MÁXIMO F.X.C.P.T.O CONDE MUESTRA EL MÍNIMO	Cromo	11.5-13.0	11.5-14.5	10.5-11.75	11.5-13.5	12-14	12-14	16-10	16-10	15-17	16-10	16-10	16-10	16-10	23-27
	Níquel	.15	.08	.08	.15	.15	.15	.12	.12	.20	.12	.12	.12	.12	.25
	Carbono	Min	1.0	1.0	1.0	1.25	1.0	1.0	1.25	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.5
	Manganeso	.5	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
	Silicio	.040	.040	.040	.040	.040	.040	.040	.040	.040	.040	.040	.040	.040	.040
	Fósforo	.30	.30	.30	.30	*	0.30	.030	.15	.030	.030	.030	.030	.030	.030
	Azufre														
	Otros		Al .1-3	Ti 0.75 Max		Mo .60 (OPT)			Mo .60 (OPT)		Mo 1.25	Mo .72	Mo .75		
PROPIEDADES MECÁNICAS (LLENPLADO):	Esfuerzo de fluencia psi (0.2% Comensación)	40,000	40,000	35,000	45,000	83,000	50,000	50,000	50,000	45,000	53,000	53,000	55,000	45,000	50,000
	Esfuerzo último psi en 1" (100mm)	75,000	65,000	65,000	70,000	165,000	95,000	75,000	75,000	125,000	77,000	77,000	110,000	80,000	80,000
Dureza: Enl. B. H.	Rockwell B	35	25	25	25	20	25	25	25	20	23	22	14	18	20
	Rockwell C	153	150	150	150	225	192	163	163	262	156	156	223	102	153
Modulo Izod. Ft. - lbs	Charpy	32	75	75	30	97	192	85	85	103	83	83	97	90	82
	Impacto Izod. Ft. - lbs	30	20	20	30	25	35	25	25	40	22	22	5	24	20
Modulo elasticidad en tension psi x 10 ⁶	Creep - 1% flujo en 10,000 hrs	12,000	8,000	10,500	12,000	8,000	11,400	8,500	8,600	12,000	9,000	9,000	9,000	8,500	6,100
	Modulo elasticidad en tension psi x 10 ⁶	29	29	29	29	29	29	29	29	29	29	29	29	29	29
RESISTENCIA ELECTRICAS	Resistividad eléctrica en milíohm a 68 ° F	57	60	59	57	57	55	60	60	72	60	60	60	64	67
	Permeabilidad magnética a 300H														
RESISTENCIA TÉRMICA	Max. temperatura de operac.- servicio intermitente* F	1450	480	1425	1450	480	1400	1650	1650	1600	1650	1650	1600	1900	2050
	servicio continuo* F	1300	400	1400	1300	250	1200	1550	1550	1500	1550	1550	1400	1800	1950
EXPANSION TÉRMICA	(in./m./F x 10 ⁻⁶) 32 - 212 ° F	6.5	6.5	6.5	6.5	5.5	5.7	5.8	5.8	5.6	5.8	5.8	5.6	5.7	5.4
	(in./m./F x 10 ⁻⁶) 32 - 1200 ° F	6.5	7.0	7.2	6.5	6.5	6.8	6.8	6.8	6.5	6.8	6.8	6.6	6.5	6.4
CONDUCTIVIDAD TÉRMICA	(B.T.U./Ft. ² Hr./F ²) y	14.4	14.6	14.4	14.4	14.4	14.4	15.1	15.1	11.7	15.0	15.0	14.0	12.5	12.1
	(W/m. ² K)	16.6	16.4	16.6	16.6	16.6	16.8	15.2	15.2	13.2	15.1	15.1	14.2	14.2	14.1

²³ Proveedor: Brocos y láminas LTDA.- Manizales.

Anexo 4. Características geométricas y propiedades mecánicas de perfiles estructurales circulares PTS²⁴.



**CARACTERISTICAS GEOMETRICAS
PTS TUBULAR CIRCULAR**

REFERENCIA	Peso			Superficie	Dimensiones			Centroide		Módulo de Inercia I _x = I _y (cm ⁴)	Módulo de Sección S _x = S _y (cm ³)	Radio de Giro r _x = r _y (cm)
	w (Kg/m)	Ag (cm ²)	As (m ² /m)		De (in)	De (mm)	t (mm)	X _c = Y _c (cm)				
PTS 25 X 2.0	1.15	1.47	0.080	1"	25.40	2.00	1.27	1.01	0.80	0.83		
PTS 25 X 2.5	1.41	1.80	0.080	1"	25.40	2.50	1.27	1.19	0.94	0.81		
PTS 32 X 2.0	1.47	1.87	0.100	1-1/4"	31.75	2.00	1.59	2.08	1.31	1.05		
PTS 32 X 2.5	1.80	2.30	0.100	1-1/4"	31.75	2.50	1.59	2.47	1.56	1.04		
PTS 38 X 2.0	1.78	2.27	0.120	1-1/2"	38.10	2.00	1.91	3.71	1.95	1.28		
PTS 38 X 2.5	2.19	2.80	0.120	1-1/2"	38.10	2.50	1.91	4.45	2.34	1.26		
PTS 38 X 3.0	2.60	3.31	0.120	1-1/2"	38.10	3.00	1.91	5.13	2.69	1.25		
PTS 38 X 3.5	2.99	3.80	0.120	1-1/2"	38.10	3.50	1.91	5.75	3.02	1.23		
PTS 51 X 2.0	2.41	3.07	0.160	2"	50.80	2.00	2.54	9.14	3.60	1.73		
PTS 51 X 2.5	2.98	3.79	0.160	2"	50.80	2.50	2.54	11.09	4.37	1.71		
PTS 51 X 3.0	3.54	4.51	0.160	2"	50.80	3.00	2.54	12.82	5.09	1.69		
PTS 51 X 3.5	4.08	5.20	0.160	2"	50.80	3.50	2.54	14.62	5.76	1.68		
PTS 63 X 2.0	3.03	3.86	0.199	2-1/2"	63.50	2.00	3.18	18.29	5.76	2.18		
PTS 63 X 2.5	3.76	4.79	0.199	2-1/2"	63.50	2.50	3.18	22.32	7.03	2.16		
PTS 63 X 3.0	4.48	5.70	0.199	2-1/2"	63.50	3.00	3.18	26.15	8.24	2.14		
PTS 63 X 3.5	5.18	6.60	0.199	2-1/2"	63.50	3.50	3.18	29.79	9.38	2.12		
PTS 76 X 2.0	3.66	4.66	0.239	3"	76.20	2.00	3.81	32.11	8.43	2.62		
PTS 76 X 2.5	4.54	5.79	0.239	3"	76.20	2.50	3.81	39.35	10.33	2.61		
PTS 76 X 3.0	5.42	6.90	0.239	3"	76.20	3.00	3.81	46.29	12.15	2.59		
PTS 76 X 3.5	6.28	7.99	0.239	3"	76.20	3.50	3.81	52.93	13.89	2.57		
PTS 89 X 2.0	4.29	5.46	0.279	3-1/2"	88.90	2.00	4.45	51.57	11.60	3.07		
PTS 89 X 2.5	5.33	6.79	0.279	3-1/2"	88.90	2.50	4.45	63.37	14.26	3.06		
PTS 89 X 3.0	6.36	8.10	0.279	3-1/2"	88.90	3.00	4.45	74.76	16.82	3.04		
PTS 89 X 3.5	7.37	9.39	0.279	3-1/2"	88.90	3.50	4.45	85.75	19.29	3.02		
PTS 114 X 2.5	6.89	8.78	0.359	4-1/2"	114.30	2.50	5.72	137.26	24.02	3.95		
PTS 114 X 3.0	8.23	10.49	0.359	4-1/2"	114.30	3.00	5.72	162.55	28.44	3.94		
PTS 114 X 3.5	9.56	12.18	0.359	4-1/2"	114.30	3.50	5.72	187.15	32.75	3.92		

De: Diámetro exterior.

Tipo	Resistencia a la tracción [ksi-MPa]	Límite elástico [ksi-MPa]	Elongación en 2 in. (%)
ASTM A500 GRADO C	62-428	50-345	21

E= 200 GPa, módulo de elasticidad.

G= 77,5 GPa, módulo de corte.

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)}$$

ν= 0,29, coeficiente de Poisson.

²⁴Disponible en Internet: <<http://www.perfilamos.com/manuales2.html>>

Anexo 5. Interpretación del factor de carga crítica de pandeo BLF [11].

VALOR BLF (FACTOR DE SEGURIDAD)	ESTADO DEL PANDEO	NOTA
$1 < BLF$	Pandeo no previsto	Las cargas aplicadas son menos que las cargas críticas calculadas. No se espera el pandeo.
$0 < BLF < 1$	Pandeo previsto	Las cargas aplicadas superan las cargas críticas calculadas. Se espera el pandeo.
$BLF=1$	Pandeo previsto	Las cargas aplicadas son exactamente iguales a las cargas críticas calculadas. Se espera el pandeo.
$BLF= -1$	Pandeo no previsto	El pandeo se produce cuando se deshacen todas las direcciones de las cargas aplicadas. Por ejemplo, si una barra se encuentra bajo el efecto de una carga de tracción, el BFL debe ser negativo. La barra no se pandeará.
$-1 < BLF < 0$	Pandeo no previsto	Se predice el pandeo si se invierten todas las cargas
$BLF < -1$	Pandeo no previsto	No se predice el pandeo aun si se revierten todas las cargas.

Anexo6. Parámetros de diseño para el alojamiento del sello O' Ring y características geométricas de diferentes espesores de sello²⁵.

Secc. "W"	Dimensiones de Alojamiento			
	Profundidad "L"		Ancho "G" ± 0.1	Radio "R"
	Estático	Dinámico		
1.78	1.25 1.35	1.40 1.45	2.5	0.1 0.4
2.62	2.05 2.15	2.25 2.30	3.7	0.1 0.4
3.53	2.80 2.95	3.05 3.10	4.9	0.2 0.6
5.33	4.30 4.50	4.65 4.75	7.3	0.5 1.0
6.99	5.75 5.95	6.00 6.10	9.7	0.5 1.0

Sección "W"	Parker Nº	DI mm	DE mm	Parker Nº	DI mm	DE mm	Parker Nº	DI mm	DE mm	Parker Nº	DI mm	DE mm	Parker Nº	DI mm	DE mm	Parker Nº	DI mm	DE mm	Parker Nº	DI mm	DE mm	Parker Nº	DI mm	DE mm				
																									1.78 ± 0.08			
1.78 ± 0.08	2-001*	0.74	2.78	2-011	7.65	11.21	2-021	23.52	27.08	2-031	44.17	47.73	2-041	75.92	79.48	2-051	104.17	107.73	2-061	133.22	136.78	2-071	162.27	165.83	2-081	191.32	194.88	
	2-002*	1.07	3.61	2-012	9.25	12.81	2-022	25.12	28.68	2-032	47.35	50.91	2-042	82.27	85.83	2-052	111.32	114.88	2-062	140.37	143.93	2-072	169.42	172.98	2-082	198.47	202.03	
	2-003*	1.42	4.46	2-013	10.82	14.38	2-023	26.70	30.26	2-033	50.52	54.08	2-043	88.62	92.18	2-053	117.67	121.23	2-063	146.72	150.28	2-073	175.77	179.33	2-083	204.82	208.38	
	2-004	1.78	5.34	2-014	12.42	15.98	2-024	28.30	31.86	2-034	53.70	57.26	2-044	94.97	98.53	2-054	124.02	127.58	2-064	153.07	156.63	2-074	182.12	185.68	2-084	211.17	214.73	
	2-005	2.57	8.13	2-015	14.00	17.56	2-025	29.87	33.43	2-035	56.67	60.23	2-045	101.32	104.88	2-055	130.37	133.93	2-065	159.42	162.98	2-075	188.47	192.03	2-085	217.52	221.08	
	2-006	2.90	9.46	2-016	15.60	19.16	2-026	31.47	35.03	2-036	60.05	63.61	2-046	107.67	111.23	2-056	136.72	140.28	2-066	165.77	169.33	2-076	194.82	198.38	2-086	223.87	227.43	
	2-007	3.68	12.24	2-017	17.17	20.73	2-027	33.05	36.61	2-037	63.22	66.78	2-047	114.02	117.58	2-057	143.07	146.63	2-067	172.12	175.68	2-077	201.17	204.73	2-087	230.22	233.78	
	2-008	4.47	14.80	2-018	18.77	22.33	2-028	34.65	38.21	2-038	66.40	69.96	2-048	120.37	123.93	2-058	149.42	152.98	2-068	177.47	181.03	2-078	206.52	210.08	2-088	235.57	239.13	
	2-009	5.28	16.84	2-019	20.35	23.91	2-029	37.62	41.18	2-039	69.57	73.13	2-049	126.72	130.28	2-059	155.77	159.33	2-069	183.82	187.38	2-079	212.87	216.43	2-089	241.92	245.48	
	2-010	6.07	19.83	2-020	21.95	25.51	2-030	41.00	44.56	2-040	72.75	76.31	2-050	133.07	136.63	2-060	162.12	165.68	2-070	190.17	193.73	2-080	219.22	222.78				
	2.62 ± 0.08	2-102	1.24	6.48	2-115	17.12	22.36	2-128	37.77	43.01	2-141	58.42	63.66	2-154	84.92	90.16	2-167	111.47	116.71	2-180	137.97	143.21	2-193	164.52	169.76	2-206	191.07	196.31
		2-103	2.06	7.30	2-116	18.72	23.96	2-129	39.34	44.58	2-142	59.99	65.23	2-155	86.49	91.73	2-168	113.04	118.28	2-181	139.54	144.78	2-194	166.09	171.33	2-207	192.64	197.88
2-104		2.84	8.08	2-117	20.30	25.54	2-130	40.94	46.18	2-143	61.60	66.84	2-156	107.62	112.86	2-169	134.17	139.41	2-182	160.67	165.91	2-195	187.22	192.46	2-208	213.77	219.01	
2-105		3.63	8.87	2-118	21.89	27.13	2-131	42.52	47.76	2-144	63.17	68.41	2-157	113.97	119.21	2-170	140.52	145.76	2-183	167.07	172.31	2-196	193.62	198.86	2-209	220.17	225.41	
2-106		4.42	9.66	2-119	23.47	28.71	2-132	44.12	49.36	2-145	64.77	70.01	2-158	120.32	125.56	2-171	146.87	152.11	2-184	173.42	178.66	2-197	200.97	206.21	2-210	227.02	232.26	
2-107		5.23	10.47	2-120	25.07	30.31	2-133	45.69	50.93	2-146	66.34	71.58	2-159	126.67	131.91	2-172	153.22	158.46	2-185	179.77	185.01	2-198	205.32	210.56	2-211	231.37	236.61	
2-108		6.02	11.29	2-121	26.64	31.88	2-134	47.29	52.53	2-147	67.95	73.19	2-160	133.02	138.26	2-173	159.57	164.81	2-186	186.12	191.36	2-199	211.67	216.91	2-212	237.72	242.96	
2-109		7.59	12.83	2-122	28.24	33.48	2-135	48.90	54.14	2-148	69.52	74.76	2-161	139.37	144.61	2-174	165.92	171.16	2-187	192.47	197.71	2-200	218.02	223.26	2-213	244.07	249.31	
2-110		9.19	14.43	2-123	29.82	35.06	2-136	50.47	55.71	2-149	71.12	76.36	2-162	145.72	150.96	2-175	172.27	177.51	2-188	198.82	204.06	2-201	223.87	229.11	2-214	249.92	255.16	
2-111		10.77	16.01	2-124	31.42	36.66	2-137	52.07	57.31	2-150	72.69	77.93	2-163	151.57	156.81	2-176	178.12	183.36	2-189	204.17	209.41	2-202	229.72	234.96	2-215	250.82	256.06	
2-112		12.37	17.61	2-125	32.99	38.23	2-138	53.64	58.88	2-151	75.87	81.11	2-164	158.42	163.66	2-177	184.97	190.21	2-190	210.52	215.76	2-203	235.07	240.31	2-216	256.12	261.36	
2-113		13.94	18.18	2-126	34.59	39.83	2-139	55.25	60.49	2-152	82.22	87.46	2-165	164.77	170.01	2-178	191.32	196.56	2-191	216.87	222.11	2-204	241.92	247.16	2-217	261.22	266.46	
2-114	15.54	20.78	2-127	36.17	41.41	2-140	56.82	62.06	2-153	86.57	91.81	2-166	171.12	176.36	2-179	197.67	202.91	2-192	222.22	227.46	2-205	247.77	253.01	2-218	268.32	273.56		
3.53 ± 0.10	2-201	4.34	11.40	2-215	26.57	33.63	2-229	59.92	66.98	2-243	104.37	111.43	2-257	148.82	155.88	2-271	234.54	241.60	2-285	280.09	287.15	2-299	325.64	332.70	2-313	371.19	378.25	
	2-202	5.94	13.00	2-216	28.17	35.23	2-230	63.09	70.15	2-244	107.54	114.60	2-258	151.99	159.05	2-272	240.89	247.95	2-286	286.44	293.50	2-300	331.99	339.05	2-314	377.54	384.60	
	2-203	7.52	14.58	2-217	29.74	36.80	2-231	66.27	73.33	2-245	110.72	117.78	2-259	155.04	162.10	2-273	249.24	256.30	2-287	294.79	301.85	2-301	340.24	347.30	2-315	385.79	392.85	
	2-204	9.12	16.18	2-218	31.34	38.40	2-232	69.44	76.50	2-246	113.89	120.95	2-260	159.19	166.25	2-274	253.49	260.55	2-288	299.04	306.10	2-302	344.59	351.65	2-316	390.64	397.70	
	2-205	10.69	17.75	2-219	32.92	39.98	2-233	72.62	79.68	2-247	117.07	124.13	2-261	164.69	171.75	2-275	257.69	264.75	2-289	303.24	310.30	2-303	349.74	356.80	2-317	395.29	402.35	
	2-206	12.29	19.35	2-220	34.52	41.58	2-234	75.79	82.85	2-248	120.24	127.30	2-262	171.39	178.45	2-276	261.89	268.95	2-290	307.44	314.50	2-304	352.74	359.80	2-318	400.84	407.90	
	2-207	13.87	20.93	2-221	36.09	43.15	2-235	78.97	86.03	2-249	123.42	130.48	2-263	183.74	190.80	2-277	266.94	274.00	2-291	312.49	319.55	2-305	357.94	365.00	2-319	403.84	410.90	
	2-208	15.47	22.53	2-222	37.69	44.75	2-236	82.14	89.20	2-250	126.59	133.65	2-264	190.09	197.15	2-278	270.59	277.65	2-292	315.14	322.20	2-306	360.94	368.00	2-320	406.84	413.90	
	2-209	17.04	24.10	2-223	40.67	47.93	2-237	85.32	92.58	2-251	129.77	136.63	2-265	196.44	203.30	2-279	274.69	281.55	2-293	319.19	326.05	2-307	363.94	370.80	2-321	409.74	416.60	
	2-210	18.64	25.70	2-224	44.04	51.10	2-238	88.49	95.55	2-252	132.94	140.00	2-266	202.79	209.65	2-280	280.69	287.55	2-294	324.24	331.10	2-308	368.94	375.80	2-322	413.74	420.60	
	2-211	20.22	27.28	2-225	47.22	54.28	2-239	91.67	98.73	2-253	136.12	143.18	2-267	209.14	216.20	2-281	285.79	292.65	2-295	329.24	336.10	2-309	372.94	379.80	2-323	417.74	424.60	
	2-212	21.82	28.88	2-226	50.39	57.45	2-240	94.84	101.90	2-254	139.29	146.35	2-268	215.49	222.55	2-282	291.34	298.20	2-296	334.24	341.10	2-310	376.94	383.80	2-324	421.74	428.60	
2-213	23.39	30.45	2-227	53.57	60.63	2-241	98.02	105.08	2-255	142.47	149.53	2-269	221.64	228.70	2-283	303.44	310.30	2-297	339.24	346.10	2-311	380.94	387.80	2-325	425.74	432.60		
2-214	24.99	32.05	2-228	56.74	63.80	2-242	101.19	108.25																				

Anexo 7. Catálogo de motores trifásicos de inducción de la marca SIEMENS®, para una velocidad de rotación nominal de 1800 r/min (4 polos)²⁶.

Código Actual	Código Antiquo	Tipo	Frame IEC	HP	kW	F.S.	In a 220 V / 440 V Amp.	In a 440 V Amp.	rpm	Eficiencia η %	Torque nominal Ntm	Momento de inercia de Kg m^2	Torque de arranque de T_n	Intensidad de arranque como fac. de ln	Peso aprox. kg
01108	836440	1LA7 070-4YC60	71	0.40	0.29	1.05	1.6	0.80	1640	66.0	1.74	0.0006	1.8	2.8	4.7
01109	836472	1LA7 070-4YA60	71	0.50	0.37	1.15	1.9	0.95	1590	66.0	2.20	0.0006	1.3	2.7	5.5
01110	836460	1LA7 071-4YA60	71	0.60	0.45	1.05	2.2	1.10	1645	69.0	2.60	0.0008	1.8	3.4	6.0
01111	836473	1LA7 073-4YA60	71	0.75	0.56	1.15	2.9	1.45	1650	65.0	3.30	0.0008	1.9	3.7	6.0
01112	836490	1LA7 080-4YC60	80	0.90	0.67	1.05	3.1	1.55	1675	68.0	3.83	0.0015	2.3	4.4	8.1
01113	836474	1LA7 080-4YA60	80	1.00	0.75	1.15	3.5	1.75	1660	69.2	4.29	0.0015	1.9	3.7	8.1
01114	836401	1LA7 081-4YA60	80	1.20	0.90	1.05	4.0	2.00	1675	70.0	5.10	0.0018	2.2	3.7	9.3
01115	836476	1LA7 083-4YA60	80	1.50	1.12	1.15	5.0	2.5	1650	72.0	6.48	0.0018	1.8	3.0	9.3
01116	836402	1LA7 090-4YC60	90	1.80	1.34	1.05	6.4	3.2	1700	77.0	7.54	0.0028	2.4	5.2	11.9
01117	836478	1LA7 090-4YA60	90	2.00	1.50	1.15	7.0	3.5	1700	77.0	8.38	0.0028	2.2	4.4	12.1
01118	836403	1LA7 094-4YA60	90	2.40	1.79	1.05	7.4	3.7	1690	77.0	10.12	0.0035	2.0	4.5	14.9
01119	836479	1LA7 096-4YA60	90	3.00	2.20	1.15	9.6	4.8	1708	79.0	12.51	0.0035	1.8	3.6	14.9
01120	836404	1LA7 111-4YA60	112	4.00	3.00	1.15	13.0	6.5	1750	76.3	16.28	0.0048	2.2	5.6	27.1
01121	836406	1LA7 112-4YA60	112	5.00	3.73	1.15	15.8	7.9	1750	80.5	20.36	0.0058	2.3	6.5	28.7
01122	836407	1LA7 113-4YA60	112	6.60	4.92	1.05	19.6	9.8	1745	78.0	26.95	0.011	2.0	6.0	31.0
01123	836483	1LA7 114-4YA60	112	7.50	5.60	1.15	23.2	11.6	1740	80.0	30.71	0.011	2.2	5.6	32.7
01124	836484	1LA7 131-4YA70	132S/M	10.00	7.50	1.15	28.8	14.4	1750	81.0	41.50	0.018	2.3	6.0	46.5
01125	836412	1LA7 133-4YA70	132S/M	12.00	9.00	1.05	34.0	17.0	1750	81.2	49.50	0.024	2.5	6.6	49.0
01126	836485	1LA7 134-4YA70	132S/M	15.00	11.2	1.15	43.0	21.5	1750	82.5	62.00	0.024	1.8	5.0	62.0
01127	836486	1LA5 164-4YE70	160 ML	20.00	14.9	1.15	53.0	26.5	1760	85.0	80.96	0.040	1.8	6.3	77.5
01128	836487	1LA5 167-4YC70	160 ML	25.00	18.7	1.15	64.0	32.0	1755	89.0	101.5	0.052	1.8	5.4	85.5

²⁶ Disponible en Internet:

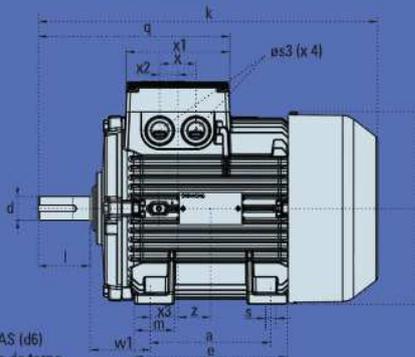
<<http://www.motoresmotoreslc.com/files/Brochure%20Motor%20Trif%C3%A1sico%2015-09-2009.pdf> >

Medidas para montaje.

Motor tamaño	Medidas comunes (IM B3, IM B5)						medidas de la forma constructiva IM B3										Medidas de la forma constructiva IM B5 / IM B35					
	l	d	t	u	g	g ₁	p/p ₂	k	a	b	h	w ₁	s	e	f	a1	b1	c1	e1	f1	s1	k
071	30	14	16.1	5	148	-	178.5	240	90	112	71	45	7	107.5	132	160	110	5.5	130	3.5	10.5	231
080	40	19	21.5	6	163	-	193.5	273.5	100	125	80	50	9.5	119.5	150	200	130	8	165	3.5	13	283
090 S	50	24	26.9	8	181	-	211.5	331	100	140	90	56	10	114.5	165	200	130	7	165	3.5	13	324
090 L	50	24	26.9	8	181	-	211.5	331	125	140	90	56	10	144.5	165	200	130	7	165	3.5	13	324
112 M	60	28	31.0	8	227	-	260	393	140	190	112	70	12	176	226	250	180	11	215	4	14.5	388
132 S	80	38	41.3	10	264.5	-	315	481	140	216	132	89	12	1218	256	300	230	14	265	4	15	481
132 M	80	38	41	10	266	-	299	491	178	216	132	89	12	218	226	300	230	12	265	4	15	491
160 M	110	42	45.0	12	320	-	365.5	629	210	254	160	109	15	300	300	350	250	20	300	5	18	628
160 L	110	42	45.0	12	320	-	365.5	629	254	254	160	109	15	300	300	350	250	20	300	5	18	628
180 M	110	48	51.5	14	357	499	410	653	241	279	180	121	16	301	339	350	250	13	300	5	18	653
180 L	110	48	51.5	14	357	499	410	691	279	279	180	121	16	339	339	350	250	13	300	5	18	691
200 L	110	55	59.0	16	403	534	460	743	305	318	200	133	20	385	398	400	300	15	350	5	18	743
225 S	*140	*60	*64	18	447	-	569	*830	286	356	225	149	19	361	436	450	350	16	400	5	17.5	*830
225 M	*140	*60	*64	18	447	-	569	*830	311	356	225	149	19	361	436	450	350	16	400	5	17.5	*830
250 M	140	*65	*69	18	520	-	680	930	349	406	250	168	24	409	506	550	450	18	500	5	17.5	930
280 S	140	*75	*79.5	*20	575	-	735	1005	368	457	280	190	24	479	557	550	450	18	500	5	17.5	1005
280 M	140	*75	*79.5	*20	575	-	735	1005	419	457	280	190	24	479	557	550	450	18	500	5	17.5	1005
315 S ¹⁾	140	65	69	18	645	-	-	1110	406	508	315	216	28	527	628	660	550	22	600	6	22	1110
315 S ²⁾	170	85	85	22	-	-	-	1140	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1140
315 M ¹⁾	140	65	69	18	645	-	-	1110	406	508	315	216	28	527	628	660	550	22	600	6	22	1110
315 M ²⁾	170	80	85	22	-	-	-	1140	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1140
315 L ¹⁾	140	65	69	18	645	-	-	1250	508	508	315	216	28	578	628	660	550	22	600	6	22	1250
315 L ²⁾	170	80	85	22	-	-	-	1280	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1280

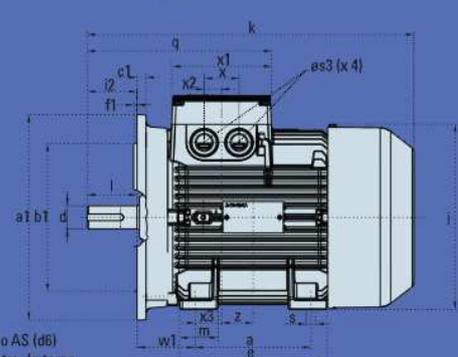
Tamaños 71 a 160

Ejecución IM B3



Lado AS (d6)
Centro de tornó
A4 DIN 332

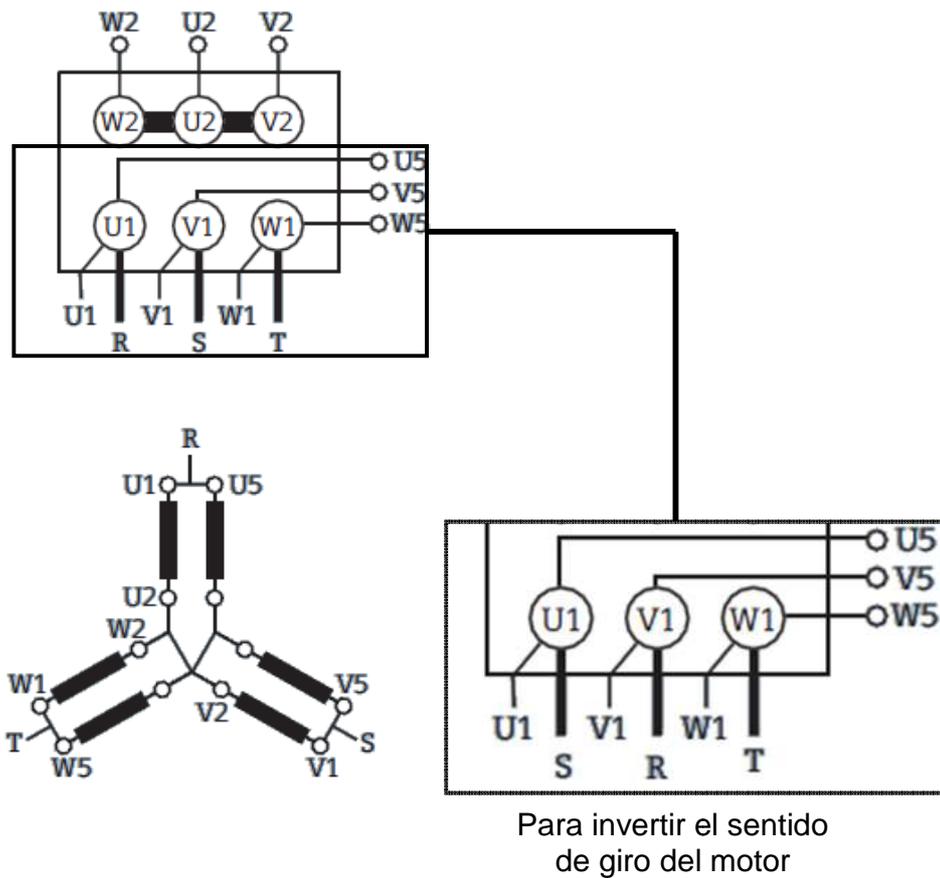
Ejecución IM B35



Lado AS (d6)
Centro de tornó
A4 DIN 332

Anexo 8. Conexión de servicio para los motores trifásicos de la marca SIEMENS® referencia 1LA... YA60 seleccionados.

208 - 220 V - YY



Sentido de giro del motor

Los bornes de los motores trifásicos están marcados de tal manera, que el orden alfabético de la denominación de bornes U, V, W, coincide con el orden cronológico si el motor gira hacia la derecha. Se consigue invertir el sentido de giro, intercambiando la conexión de dos conductores de fase.

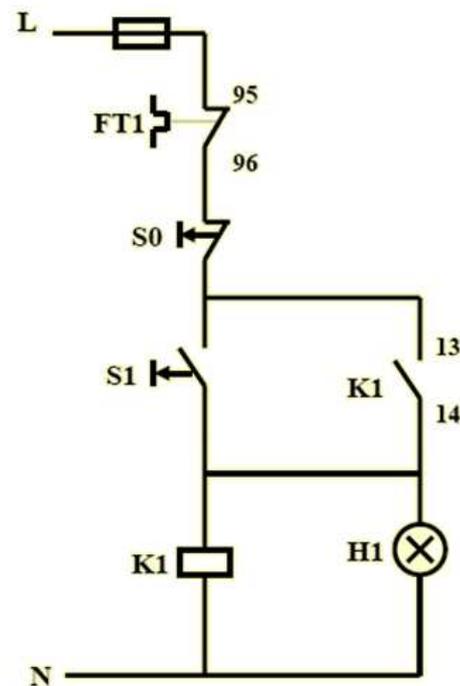
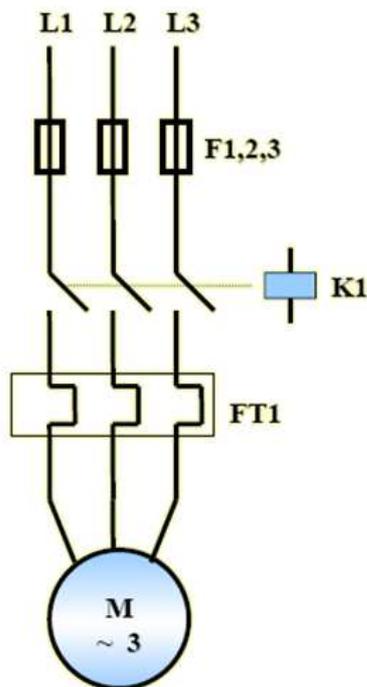
Anexo 9. Diagrama trifilar y diagrama de control para arrancadores directos (potencias inferiores a 5 kW).[39]

Básicamente el circuito de un arrancador directo debe cumplir con las siguientes funciones:

Maniobra: Contactor.

Protección contra sobrecargas: Relé térmico (Relé bimetálico).

Protección contra cortocircuitos: Fusible.

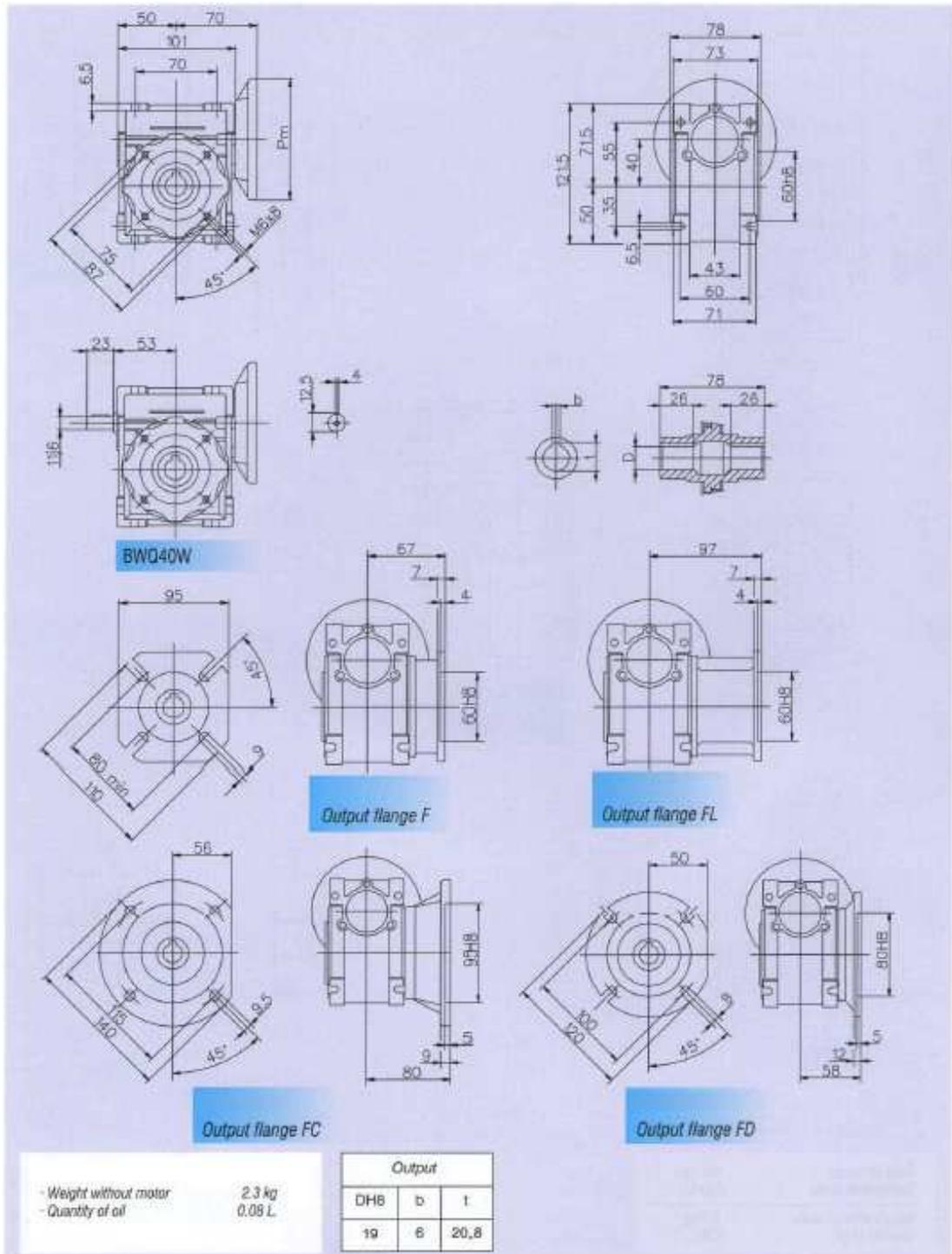


Anexo 10. Ficha técnica y dimensiones de cajas reductoras de velocidad de la marca BROWN EUROPE²⁷.

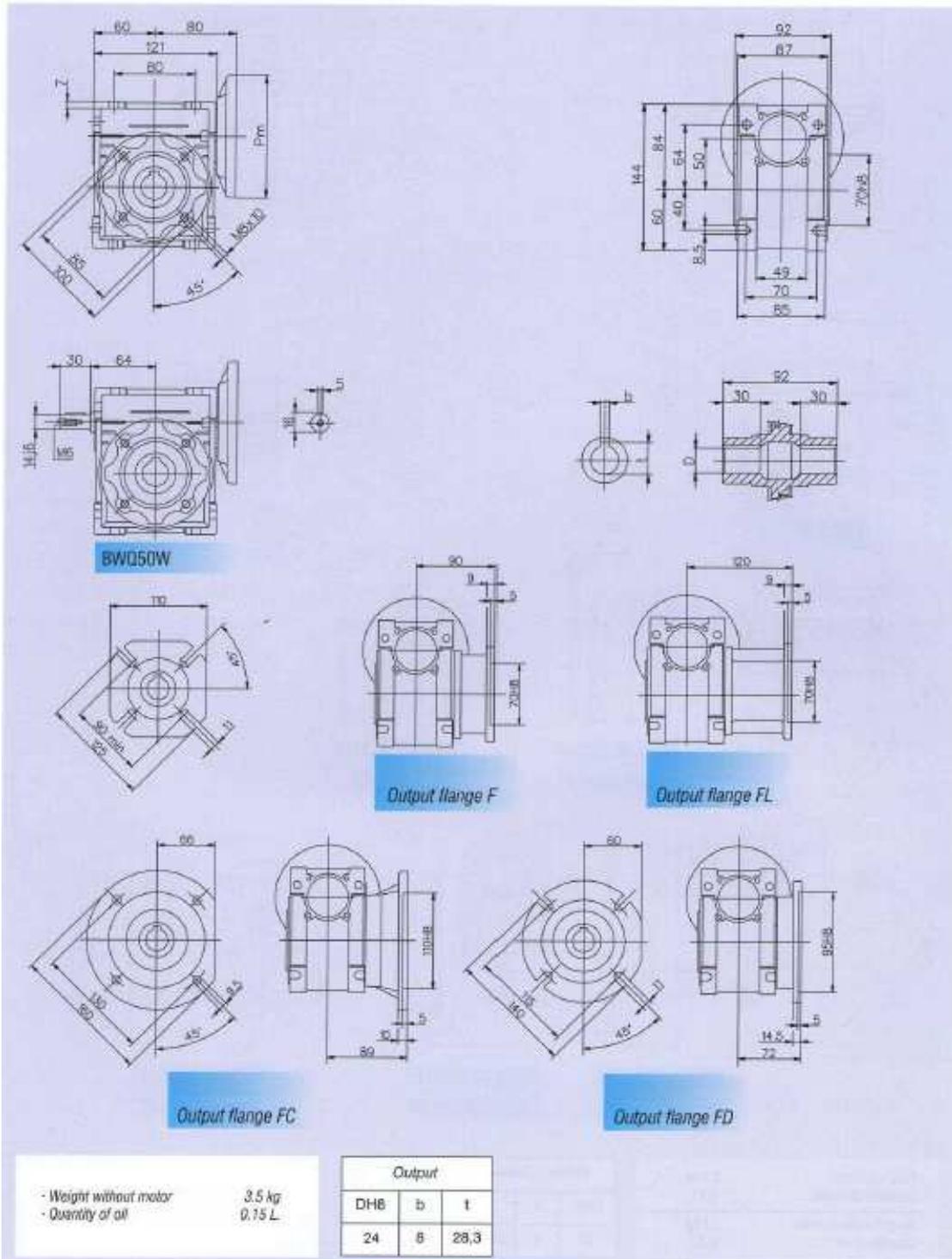
Type	n2	Ratio :1	Max kW	M2 nM	Max M2 nM	Eff %
BW 30 Q	186	7.5:1	0.44	20	42	91
	140	10:1	0.33	20	42	89
	93	15:1	0.24	21	44	86
	70	20:1	0.19	21	44	83
	56	25:1	0.15	21	44	83
	47	30:1	0.11	17	32	76
	35	40:1	0.08	16	30	71
	28	50:1	0.06	14	24	66
	23	60:1	0.06	16	27	62
	20	70:1	N/A			
18	80:1	0.04	13	21	55	
14	100:1	N/A				
BW 40 Q	186	7.5:1	1.20	55	135	92
	140	10:1	0.88	56	136	89
	93	15:1	0.65	59	144	85
	70	20:1	0.49	59	143	84
	56	25:1	0.44	61	149	78
	47	30:1	0.38	61	149	75
	35	40:1	0.26	55	134	74
	28	50:1	0.20	52	127	73
	23	60:1	0.16	45	101	66
	20	70:1	N/A			
18	80:1	0.12	39	88	57	
14	100:1	0.10	38	85	53	
BW 50 Q	186	7.5:1	1.75	80	196	92
	140	10:1	1.25	80	196	90
	93	15:1	0.90	84	207	88
	70	20:1	0.80	98	240	86
	56	25:1	0.75	105	258	79
	47	30:1	0.62	101	246	76
	35	40:1	0.44	94	230	75
	28	50:1	0.35	87	213	70
	23	60:1	0.28	80	180	67
	20	70:1	N/A			
18	80:1	0.19	64	143	59	
14	100:1	0.15	59	132	55	

²⁷Disponible en Internet: <<http://www.browngroupltd.com/catalogues.htm> >

Dimensiones del caja reductora de velocidad **BWQ40**.



Dimensiones del caja reductora de velocidad **BWQ50**.



Anexo 11. Características mecánicas, químicas y físicas del acero bajo en carbono AISI-SAE 1020²⁸.

ACERO ASI-SAE 1020 (UNS G10200)

1. Descripción: acero de mayor fortaleza que el 1018 y menos fácil de conformar. Responde bien al trabajo en frío y al tratamiento térmico de cementación. La soldabilidad es adecuada. Por su alta tenacidad y baja resistencia mecánica es adecuado para elementos de maquinaria.

2. Normas involucradas: ASTM A108

3. Propiedades mecánicas: Dureza 111 HB
Esfuerzo de fluencia 205 MPa (29700 PSI)
Esfuerzo máximo 380 MPa (55100 PSI)
Elongación 25%
Reducción de área 50%
Módulo de elasticidad 205 GPa (29700 KSI)
Maquinabilidad 72% (AISI 1212 = 100%)

4. Propiedades físicas: Densidad 7.87 g/cm³ (0.284 lb/in³)

5. Propiedades químicas: 0.18 – 0.23 % C
0.30 – 0.60 % Mn
0.04 % P máx
0.05 % S máx

6. Usos: se utiliza mucho en la condición de cementado donde la resistencia al desgaste y el tener un núcleo tenaz es importante. Se puede utilizar completamente endurecido mientras se trate de secciones muy delgadas. Se puede utilizar para ejes de secciones grandes y que no estén muy esforzados. Otros usos incluyen engranes ligeramente esforzados con endurecimiento superficial, pines endurecidos superficialmente, piñones, cadenas, tornillos, componentes de maquinaria, prensas y levas.

7. Tratamientos térmicos: se puede cementar para aumentarle la resistencia al desgaste y su dureza mientras que el núcleo se mantiene tenaz. Se puede recocer a 870 °C y su dureza puede alcanzar los 111 HB, mientras que con normalizado alcanza los 131 HB.

NOTA:
Los valores expresados en las propiedades mecánicas y físicas corresponden a los valores promedio que se espera cumple el material. Tales valores son para orientar a aquella persona que debe diseñar o construir algún componente o estructura pero en ningún momento se deben considerar como valores estrictamente exactos para su uso en el diseño.

²⁸Proveedor: Broces y láminas LTDA.- Manizales

Anexo 12. Coeficiente de servicio K_s para correas de la marca REXON²⁹.

CLASE DE TRABAJO	EJEMPLOS DE MÁQUINAS ACCIONADAS	TIPOS DE MÁQUINAS MOTRICES					
		Motores de Corriente Alterna con par de Arranque Normal			Motores de Corriente Alterna con par de Arranque Elevado		
		Horas de Servicio Diarias			Horas de Servicio Diarias		
		Menos de 10	De 10 a 16	Más de 16	Menos de 10	De 10 a 16	Más de 16
Ligero	Agitadores para líquidos. Aspiradores. Bombas y compresores centrífugos. Transportadores de cinta para carga ligera. Ventiladores y bombas hasta 7,5 Kw.	1	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Mediano	Amasadoras. Cizallas y prensas. Cribas rotativas y vibrantes. Generadores y excitatrices. Máquinas herramientas. Maquinaria para artes gráficas. Maquinaria para lavanderías. Transportadores de cinta para carga pesada. Ventiladores y bombas a partir de 7,5 Kw.	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Pesado	Ascensores. Bombas de desplazamiento positivo. Centrifugadores. Compresores de pistón. Maquinaria para labrar madera. Maquinaria para cerámicas. Maquinaria para papeleras. Maquinaria Textil. Molinos de martillos. Sierras alternativas. Elevadores de cangilones. Transportadores de Tornillo.	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Extra Pesado	Grúas Montacargas. Machacadoras y molinos (mandíbulas, conos, bolas, barras, etc). Maquinaria para caucho y plásticos.	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8

Se debe sumar 0,1 al factor de servicio por más de 8 horas diarias, por polea tensionada, 0,2 por atmósfera húmeda, 0,2 por servicio por más de 16 horas diarias.

Se debe restar 0,2 si el servicio es intermitente o en un sólo periodo del año.[26]

²⁹Disponible en Internet:

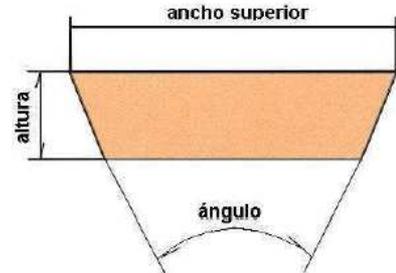
<<http://www.rexon.com.co/Manuales/ManualCalculodeTransmisiones.html>>

Anexo 13. Catálogo de correas industriales (clásicas) marca REXON³⁰.

TOLERANCIA DE LAS LONGITUDES DE LAS CORREAS
 REXON POWERMAKE PARA FORMACIÓN DE JUEGOS

REFERENCIA CORREAS A – B – C – D – E

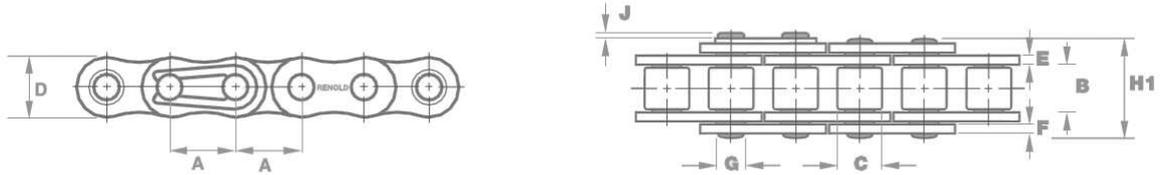
de 15 a 48	± 2 mm
de 49 a 68	± 4 mm
de 69 a 97	± 6 mm
de 98 a 240	± 8 mm
de 241 a 360	± 10 mm
de 361 a 480	± 12 mm
arriba de 480	± 14 mm



PERFIL A			PERFIL B			PERFIL C			PERFIL D			PERFIL E		
ANCHO SUP.: 13 mm ALTIMA: 8 mm ÁNGULO: 40° ± 1°			ANCHO SUP.: 17 mm ALTIMA: 11 mm ÁNGULO: 40° ± 1°			ANCHO SUP.: 22 mm ALTIMA: 14 mm ÁNGULO: 40° ± 1°			ANCHO SUP.: 32 mm ALTIMA: 19 mm ÁNGULO: 40° ± 1°			ANCHO SUP.: 38 mm ALTIMA: 25 mm ÁNGULO: 40° ± 1°		
N.º Serie	Long. Prim.		N.º Serie	Long. Prim.		N.º Serie	Long. Prim.		N.º Serie	Long. Prim.		N.º Serie	Long. Prim.	
REXON	plg.	mm	REXON	plg.	mm	REXON	plg.	mm	REXON	plg.	mm	REXON	plg.	mm
A-15	16,2	411	B-22	23,6	599	C-39	41,3	1.049	D-75	78	1.981	E-144	147,2	3.739
A-16	17,2	437	B-23	24,6	625	C-40	42,3	1.074	D-76	79	2.007	E-180	183,2	4.653
A-17	18,2	462	B-24	25,6	650	C-41	43,3	1.100	D-77	80	2.032	E-195	198,2	5.034
A-18	19,2	488	B-25	26,6	676	C-42	44,3	1.125	D-78	81	2.057	E-202	205,2	5.212
A-19	20,2	513	B-26	27,6	701	C-43	45,3	1.151	D-79	82	2.083	E-210	213,2	5.415
A-20	21,2	538	B-27	28,6	726	C-44	46,3	1.176	D-80	83	2.108	E-225	228,2	5.796
A-21	22,2	564	B-28	29,6	752	C-45	47,3	1.201	D-81	84	2.134	E-240	243,2	6.177
A-22	23,2	589	B-29	30,6	777	C-46	48,3	1.227	D-82	85	2.159	E-270	273,2	6.939
A-23	24,2	615	B-30	31,6	803	C-47	49,3	1.252	D-83	86	2.184	E-300	303,2	7.701
A-24	25,2	640	B-31	32,6	828	C-48	50,3	1.278	D-84	87	2.210	E-325	328,2	8.336
A-25	26,2	665	B-32	33,6	853	C-49	51,3	1.303	D-85	88	2.235	E-330	333,2	8.463
A-26	27,2	691	B-33	34,6	879	C-50	52,3	1.328	D-86	89	2.261	E-360	363,2	9.225
A-27	28,2	716	B-34	35,6	904	C-51	53,3	1.354	D-87	90	2.286	E-390	393,2	9.987
A-28	29,2	742	B-35	36,6	930	C-52	54,3	1.379	D-88	91	2.311	E-420	423,2	10.749
A-29	30,2	767	B-36	37,6	955	C-53	55,3	1.405	D-89	92	2.337	E-480	483,2	12.273
A-30	31,2	792	B-37	38,6	980	C-54	56,3	1.430	D-90	93	2.362	E-540	543,2	13.797
A-31	32,2	818	B-38	39,6	1.006	C-55	57,3	1.455	D-91	94	2.388	E-600	603,2	15.321
A-32	33,2	843	B-39	40,6	1.031	C-56	58,3	1.481	D-92	95	2.413	E-660	663,2	16.845
A-33	34,2	869	B-40	41,6	1.057	C-57	59,3	1.506	D-93	96	2.438			
A-34	35,2	894	B-41	42,6	1.082	C-58	60,3	1.532	D-94	97	2.464			
A-35	36,2	919	B-42	43,6	1.107	C-59	61,3	1.557	D-95	98	2.489			
A-36	37,2	945	B-43	44,6	1.133	C-60	62,3	1.582	D-96	99	2.515			
A-37	38,2	970	B-44	45,6	1.158	C-61	63,3	1.608	D-97	100	2.540			
A-38	39,2	996	B-45	46,6	1.184	C-62	64,3	1.633	D-98	101	2.565			
A-39	40,2	1.021	B-46	47,6	1.209	C-63	65,3	1.659	D-99	102	2.591			
A-40	41,2	1.046	B-47	48,6	1.234	C-64	66,3	1.684	D-100	103	2.616			
A-41	42,2	1.072	B-48	49,6	1.260	C-65	67,3	1.709	D-101	104	2.642			
A-42	43,2	1.097	B-49	50,6	1.285	C-66	68,3	1.735	D-102	105	2.667			
A-43	44,2	1.123	B-50	51,6	1.311	C-67	69,3	1.760	D-103	106	2.692			
A-44	45,2	1.148	B-51	52,6	1.336	C-68	70,3	1.786	D-104	107	2.718			
A-45	46,2	1.173	B-52	53,6	1.361	C-69	71,3	1.811	D-105	108	2.743			
A-46	47,2	1.199	B-53	54,6	1.387	C-70	72,3	1.836	D-112	115	2.921			
A-47	48,2	1.224	B-54	55,6	1.412	C-71	73,3	1.862	D-115	118	2.997			
A-48	49,2	1.250	B-55	56,6	1.438	C-72	74,3	1.887	D-120	123	3.124			
A-49	50,2	1.275	B-56	57,6	1.463	C-73	75,3	1.913	D-124	127	3.226			
A-50	51,2	1.300	B-57	58,6	1.488	C-74	76,3	1.938	D-128	131	3.327			
A-51	52,2	1.326	B-58	59,6	1.514	C-75	77,3	1.963	D-130	133	3.378			
A-52	53,2	1.351	B-59	60,6	1.539	C-76	78,3	1.989	D-132	135	3.429			
A-53	54,2	1.377	B-60	61,6	1.565	C-77	79,3	2.014	D-136	139	3.531			
A-54	55,2	1.402	B-61	62,6	1.590	C-78	80,3	2.040	D-144	147	3.734			
A-55	56,2	1.427	B-62	63,6	1.615	C-79	81,3	2.065	D-152	155	3.937			
A-56	57,2	1.453	B-63	64,6	1.641	C-80	82,3	2.090	D-158	161	4.089			
A-57	58,2	1.478	B-64	65,6	1.666	C-81	83,3	2.116	D-160	163	4.140			
A-58	59,2	1.504	B-65	66,6	1.692	C-82	84,3	2.141	D-162	165	4.191			
A-59	60,2	1.529	B-66	67,6	1.717	C-83	85,3	2.167	D-164	167	4.242			
A-60	61,2	1.554	B-67	68,6	1.742	C-84	86,3	2.192	D-167	170	4.318			
A-61	62,2	1.580	B-68	69,6	1.768	C-85	87,3	2.217	D-170	173	4.394			
A-62	63,2	1.605	B-69	70,6	1.793	C-86	88,3	2.243	D-173	176	4.470			
A-63	64,2	1.631	B-70	71,6	1.819	C-87	89,3	2.268	D-178	181	4.597			
A-64	65,2	1.656	B-71	72,6	1.844	C-88	90,3	2.294	D-180	183	4.648			
A-65	66,2	1.681	B-72	73,6	1.869	C-89	91,3	2.319	D-195	198	5.029			

³⁰Disponible en Internet: <<http://www.rexon.com.co/Manuales/ManualTecnicoRexon.html>>

Anexo 14. Catálogo de cadenas de rodillos ANSI estándar sencillas de la marca RENOLD^{®31}.



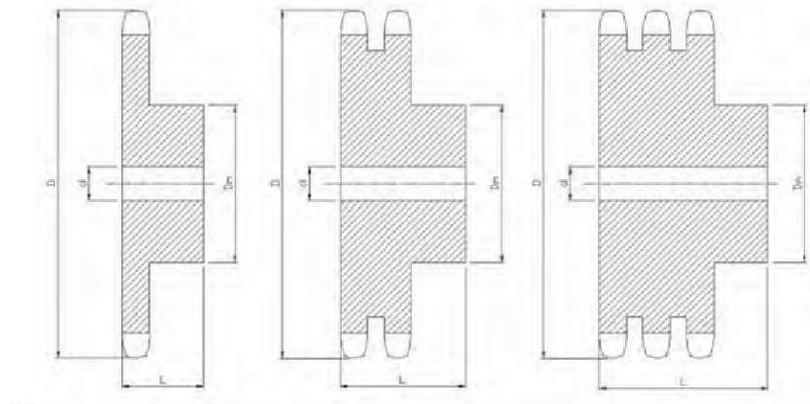
Chain Ref.	Technical Details (mm)										Weight kg/m						
	ISO Ref.	Pitch (inch)	Pitch (mm)	Inside Width	Roller Diam.	Plate Height	Plate Width Inner	Plate Width Outer	Pin Diam.	Pin Length		Conn. Link Extension	Transverse Pitch	Chain Track	Chain Track	Bearing Area	ISO 606 Tensile Strength (Newtons)
25-1 ^o	0.250	6.350	3.10	3.30	5.90	0.76	0.76	0.76	2.30	7.9	1.2	.	5.6	4.7	11	3500	0.11
35-1 ^o	0.375	9.525	4.68	5.08	8.60	1.29	1.29	1.29	3.59	12.0	1.7	.	12.2	8.5	26	7900	0.35
40	0.500	12.700	7.85	7.92	11.20	1.55	1.55	1.55	3.97	16.4	2.1	.	14.1	10.0	44	13900	0.60
50-1	0.625	15.875	9.40	10.16	14.60	2.04	2.04	2.04	5.08	20.4	2.7	.	16.5	12.0	70	21800	1.00
60-1	0.750	19.050	11.57	11.91	17.50	2.45	2.45	2.45	5.94	25.3	2.6	.	19.9	14.8	105	31300	1.47
80-1	1.000	25.400	15.75	15.88	24.13	3.25	3.25	3.25	7.94	32.7	3.0	.	24.4	18.4	177	55600	2.80
100-1	1.250	31.750	18.90	19.05	30.17	4.06	4.06	4.06	9.54	42.2	4.2	.	29.3	22.6	258	87000	4.20
120-1	1.500	38.100	22.23	22.23	36.20	4.80	4.80	4.80	11.11	49.3	5.3	.	35.2	27.9	390	125000	5.70
140-1	1.750	44.450	25.23	25.40	42.23	5.61	5.61	5.61	12.71	52.9	5.2	.	38.3	30.2	468	170000	7.80
160-1	2.000	50.800	31.55	28.58	48.26	6.35	6.35	6.35	14.29	63.1	6.5	.	44.7	36.0	639	223000	10.40
200-1	2.500	63.500	37.85	39.67	60.33	8.13	8.13	8.13	19.85	76.9	9.0	.	55.4	44.2	1077	347000	17.30

ANSI Standard - Simplex

³¹ Disponible en Internet: <<http://www.casasueca.com/cadena-sd.html>>

Anexo 15. Catálogo de estrellas de la marca INTERMEC[®], paso 15.875 mm (5/8") para cadena ANSI 50-1 tipo B sencillos, dobles y triples³².

Dimensiones en Milímetros



REF	D	SENCILLOS			REF	DOBLES			REF	TRIPLS		
		Dm	L	d		Dm	L	d		Dm	L	d
50B9R	52,1	41	26	15,88	50-2B9 R	29-44	41	15,88	50-3B9 R	29-44	64	15,88
50B10R	57,4	40	26	15,88	50-2B10	34	44	15,88	50-3B10 R	34	64	15,88
50B11R	62,5	45	26	15,88	50-2B11	38	45	15,88	50-3B11 R	38	64	15,88
50B12R	67,8	51	26	15,88	50-2B12	43	45	15,88	50-3B12R	43	64	15,88
50B13	72,9	48	26	15,88	50-2B13	48	45	15,88	50-3B13R	48	64	15,88
50B14	78,2	54	26	15,88	50-2B14	52	54	15,88	50-3B14	52	64	15,88
50B15	83,3	60	26	15,88	50-2B15	59	45	19,05	50-3B15	59	64	19,05
50B16	88,4	63	26	15,88	50-2B16	64	44	19,05	50-3B16	64	64	19,05
50B17	93,5	68	25	15,88	50-2B17	68	44	19,05	50-3B17	68	64	19,05
50B18	98,6	68	25	15,88	50-2B18	75	45	19,05	50-3B18	75	64	19,05
50B19	103,6	73	25	15,88	50-2B19	79	45	25,40	50-3B19	79	64	25,40
50B20	108,7	76	25	19,05	50-2B20	82	44	25,40	50-3B20	82	64	25,40
50B21	113,8	76	25	19,05	50-2B21	89	45	25,40	50-3B21	89	67	25,40
50B22	118,9	76	25	19,05	50-2B22	91	48	25,40	50-3B22	91	67	25,40
50B23	124,0	76	25	19,05	50-2B23	92	48	25,40	50-3B23	92	67	25,40
50B24	129,0	76	32	19,05	50-2B24	92	48	25,40	50-3B24	92	67	25,40
50B25	134,1	76	32	19,05	50-2B25	92	47	25,40	50-3B25	92	67	25,40
50B26	139,2	76	32	19,05	50-2B26	95	48	25,40	50-3B26	95	67	25,40
50B27	144,3	76	32	19,05	50-2B27	95	48	25,40	50-3B27	95	67	25,40
50B28	149,4	76	32	19,05	50-2B28	95	48	25,40	50-3B28	95	67	25,40
50B29	154,4	90	25	19,05	50-2B29	95	48	25,40	50-3B29	95	67	25,40
50B30	159,5	82	32	19,05	50-2B30	95	48	25,40	50-3B30	95	67	25,40
50B31	164,6	83	32	19,05	50-2B31	95	48	25,40	50-3B31	95	67	25,40
50B32	169,7	83	32	19,05	50-2B32	95	49	25,40	50-3B32	95	67	25,40
50B33	175,7	83	32	19,05	50-2B33	95	48	25,40	50-3B33	95	67	25,40
50B34	179,8	83	32	19,05	50-2B34	95	48	25,40	50-3B34	95	67	25,40
50B35	184,9	83	32	19,05	50-2B35	95	48	25,40	50-3B35	95	67	25,40
50B36	190,0	83	35	15,88	50-2B36	102	54	30,16	50-3B36	102	67	30,16
50B37	195,0	83	32	19,05	50-2B37	102	54	30,16	50-3B37	102	70	30,16
50B38	200,2	83	32	19,05	50-2B38	102	54	30,16	50-3B38	102	70	30,16
50B39	205,2	83	35	19,05	50-2B39	102	54	30,16	50-3B39	102	70	30,16
50B40	210,3	83	32	19,05	50-2B40	102	54	30,16	50-3B40	102	70	30,16
50B41	215,4	83	32	19,05	50-2B41	102	54	30,16	50-3B41	102	70	30,16
50B42	220,2	83	32	19,05	50-2B42	102	54	30,16	50-3B42	102	70	30,16
50B43	225,3	82	32	19,05	50-2B43	102	54	30,16	50-3B43	102	70	30,16
50B44	230,4	83	32	19,05	50-2B44	102	54	30,16	50-3B44	102	70	30,16
50B45	235,5	95	32	19,05	50-2B45	102	54	30,16	50-3B45	102	70	30,16

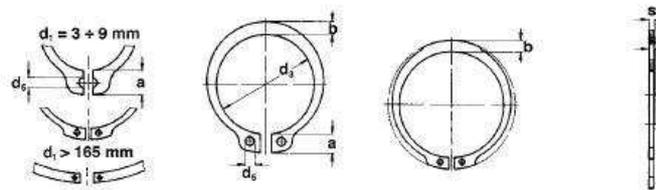
³²Disponible en Internet:
http://www.intermec.co/web_intermec/pdf/tablas_especificaciones_pinones.pdf

Anexo 16. Coeficientes de fricción aproximados. [40]

MATERIALES	COEFICIENTE DE FRICCIÓN ESTÁTICO μ_s	COEFICIENTE DE FRICCIÓN CINÉTICA μ_k
Acero en acero	0,74	0,57
Aluminio en acero	0,61	0,47
Cobre en acero	0,53	0,36
Latón en acero	0,51	0,44
Zinc en hierro colado	0,85	0,21
Cobre en hierro colado	1,05	0,29
Vidrio en vidrio	0,94	0,4
Cobre en vidrio	0,68	0,53
Teflón en teflón	0,04	0,04
Teflón en acero	0,04	0,04
Hule en concreto (seco)	1	0,8
Hule en concreto (húmedo)	0,3	0,25

Anexo 17. Anillos de retención para eje externo de la marca SEEGER³³.

Bezeichnung Designation Désignation	Nennmaß Nominal dimension Dimension nominale d_1	Ring, Ring, Anneau							
		S	Toleranz Tolerance Tolérance	d_3	Toleranz Tolerance Tolérance	a max	b =	d_5 min	Gew. Weight Masse kg/1000
A 3	3	0,40	-0,05	2,7	+0,04 -0,15	1,9	0,8	1,0	0,017
A 4	4	0,40	-0,05	3,7	+0,04 -0,15	2,2	0,9	1,0	0,022
A 5	5	0,60	-0,05	4,7	+0,04 -0,15	2,5	1,1	1,0	0,066
A 6	6	0,70	-0,05	5,6	+0,04 -0,15	2,7	1,3	1,2	0,084
A 7	7	0,80	-0,05	6,5	+0,06 -0,18	3,1	1,4	1,2	0,121
A 8	8	0,80	-0,05	7,4	+0,06 -0,18	3,2	1,5	1,2	0,158
A 9	9	1,00	-0,06	8,4	+0,06 -0,18	3,3	1,7	1,2	0,300
A 10	10	1,00	-0,06	9,3	+0,10 -0,36	3,3	1,8	1,5	0,340
A 11	11	1,00	-0,06	10,2	+0,10 -0,36	3,3	1,8	1,5	0,410
A 12	12	1,00	-0,06	11,0	+0,10 -0,36	3,3	1,8	1,7	0,500
A 13	13	1,00	-0,06	11,9	+0,10 -0,36	3,4	2,0	1,7	0,530
A 14	14	1,00	-0,06	12,9	+0,10 -0,36	3,5	2,1	1,7	0,640
A 15	15	1,00	-0,06	13,8	+0,10 -0,36	3,6	2,2	1,7	0,670
A 16	16	1,00	-0,06	14,7	+0,10 -0,36	3,7	2,2	1,7	0,700
A 17	17	1,00	-0,06	15,7	+0,10 -0,36	3,8	2,3	1,7	0,820
A 18	18	1,20	-0,06	16,5	+0,10 -0,36	3,9	2,4	2,0	1,110
A 19	19	1,20	-0,06	17,5	+0,10 -0,36	3,9	2,5	2,0	1,220
A 20	20	1,20	-0,06	18,5	+0,13 -0,42	4,0	2,6	2,0	1,300
A 21	21	1,20	-0,06	19,5	+0,13 -0,42	4,1	2,7	2,0	1,420
A 22	22	1,20	-0,06	20,5	+0,13 -0,42	4,2	2,8	2,0	1,500
A 23	23	1,20	-0,06	21,5	+0,13 -0,42	4,3	2,9	2,0	1,630
A 24	24	1,20	-0,06	22,2	+0,21 -0,42	4,4	3,0	2,0	1,770
A 25	25	1,20	-0,06	23,2	+0,21 -0,42	4,4	3,0	2,0	1,900
A 26	26	1,20	-0,06	24,2	+0,21 -0,42	4,5	3,1	2,0	1,960
A 27	27	1,20	-0,06	24,9	+0,21 -0,42	4,6	3,1	2,0	2,080
A 28	28	1,50	-0,06	25,9	+0,21 -0,42	4,7	3,2	2,0	2,920
A 29	29	1,50	-0,06	26,9	+0,21 -0,42	4,8	3,4	2,0	3,200
A 30	30	1,50	-0,06	27,9	+0,21 -0,42	5,0	3,5	2,0	3,320
A 31	31	1,50	-0,06	28,6	+0,21 -0,42	5,1	3,5	2,5	3,450
A 32	32	1,50	-0,06	29,6	+0,21 -0,42	5,2	3,6	2,5	3,540

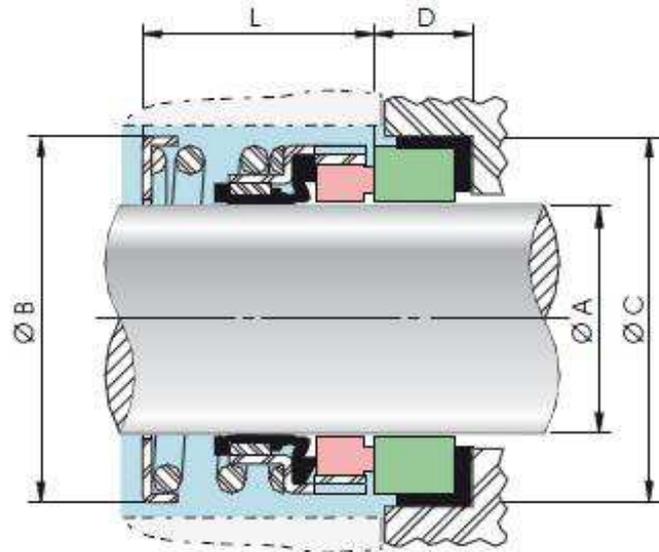


³³Disponible en Internet: <<http://www.isoroulements.com/Catalogues/SEEGER.pdf>>

Nut · Groove · Gorge				Ergänzende Daten · Supplementary data · Données complémentaires								
d_2^*	Toleranz Tolérance	m^* min.	t	n	F_N kN	F_R kN	g	F_{Rg} kN	A_N mm ²	K kN · mm	$n_{abl.}$ x1000 (1/min)	Zange Pliers Pince
2,8	-0,04	0,50	0,10	0,3	0,1	0,47	0,5	0,27	0,9	2,06	360	ZGA-0
3,8	-0,04	0,50	0,10	0,3	0,2	0,50	0,5	0,30	1,2	1,93	211	ZGA-0
4,8	-0,04	0,70	0,10	0,3	0,2	1,00	0,5	0,80	1,5	7,38	154	ZGA-0
5,7	-0,04	0,80	0,15	0,5	0,4	1,45	0,5	0,90	2,8	10,40	114	ZGA-0
6,7	-0,06	0,90	0,15	0,5	0,5	2,60	0,5	1,40	3,2	14,70	121	ZGA-0
7,6	-0,06	0,90	0,20	0,6	0,8	3,00	0,5	2,00	4,9	14,20	96	ZGA-0
8,6	-0,06	1,10	0,20	0,6	0,9	3,50	0,5	2,40	5,5	30,00	85	ZGA-0
9,6	-0,11	1,10	0,20	0,6	1,0	4,00	1,0	2,40	6,2	28,20	84	ZGA-1
10,5	-0,11	1,10	0,25	0,8	1,4	4,50	1,0	2,40	8,4	26,10	70	ZGA-1
11,5	-0,11	1,10	0,25	0,8	1,5	5,00	1,0	2,40	9,2	24,00	75	ZGA-1
12,4	-0,11	1,10	0,30	0,9	2,0	5,80	1,0	2,40	11,9	23,20	66	ZGA-1
13,4	-0,11	1,10	0,30	0,9	2,1	6,40	1,0	2,40	12,9	22,90	58	ZGA-1
14,3	-0,11	1,10	0,35	1,1	2,6	6,90	1,0	2,40	16,1	21,60	50	ZGA-1
15,2	-0,11	1,10	0,40	1,2	3,2	7,40	1,0	2,40	19,6	21,00	45	ZGA-1
16,2	-0,11	1,10	0,40	1,2	3,4	8,00	1,0	2,40	20,8	21,60	41	ZGA-1
17,0	-0,11	1,30	0,50	1,5	4,5	17,00	1,5	3,75	27,5	37,10	39	ZGA-2
18,0	-0,11	1,30	0,50	1,5	4,8	17,00	1,5	3,80	29,1	36,40	35	ZGA-2
19,0	-0,13	1,30	0,50	1,5	5,0	17,10	1,5	3,85	30,6	36,30	32	ZGA-2
20,0	-0,13	1,30	0,50	1,5	5,3	16,80	1,5	3,75	32,2	35,40	29	ZGA-2
21,0	-0,13	1,30	0,50	1,5	5,6	16,90	1,5	3,80	33,8	35,40	27	ZGA-2
22,0	-0,15	1,30	0,50	1,5	5,9	16,60	1,5	3,80	35,4	34,70	25	ZGA-2
22,9	-0,21	1,30	0,55	1,7	6,7	16,10	1,5	3,65	40,5	33,40	27	ZGA-2
23,9	-0,21	1,30	0,55	1,7	7,0	16,20	1,5	3,70	42,3	33,40	25	ZGA-2
24,9	-0,21	1,30	0,55	1,7	7,3	16,10	1,5	3,70	44,0	32,90	24	ZGA-2
25,6	-0,21	1,30	0,70	2,1	9,6	16,40	1,5	3,80	57,8	33,40	22	ZGA-2
26,6	-0,21	1,60	0,70	2,1	10,0	32,10	1,5	7,50	60,0	65,00	21	ZGA-2
27,6	-0,21	1,60	0,70	2,1	10,3	31,80	1,5	7,45	62,0	64,00	20	ZGA-2
28,6	-0,21	1,60	0,70	2,1	10,7	32,10	1,5	7,65	64,0	64,20	19	ZGA-2
29,3	-0,21	1,60	0,85	2,6	13,4	31,50	2,0	5,60	81,0	62,80	18	ZGA-2
30,3	-0,25	1,60	0,85	2,6	13,8	31,20	2,0	5,55	83,0	61,80	17	ZGA-2



Anexo 18. Catálogo sellos mecánicos Tipo 21 de la marca SEALCO^{®34}.



EJE SHAFT Ø A		DIAMETRO EXTERIOR OUTSIDE DIAMETER Ø B		GAJA COUNTERBORE Ø C		ALTURA ASIENTO SEAT HEIGHT D		LONGITUD DE OPERACION OPERATING LENGTH L	
Inch	mm	Inch	mm	Inch	mm	Inch	mm	Inch	mm
3/8"	10	0.807"	20.50	0.875"	22.23	0.284"	7.21	0.812"	20.62
1/2"	12	0.886"	22.50	1.000"	25.40	0.312"	7.93	0.812"	20.62
5/8"	14/16	1.043"	26.50	1.250"	31.75	0.405"	10.28	0.875"	22.22
3/4"	18	1.260"	32.00	1.375"	34.93	0.405"	10.28	0.875"	22.22
7/8"	20/22	1.340"	34.00	1.500"	38.10	0.405"	10.28	0.937"	23.80
1"	24/25	1.575"	40.00	1.625"	41.28	0.437"	11.10	1.000"	25.40
1 1/8"	28	1.654"	42.00	1.750"	44.44	0.437"	11.10	1.062"	26.97
1 3/16"	30	1.850"	47.00	1.875"	47.63	0.437"	11.10	1.062"	26.97
1 1/4"	32	1.850"	47.00	1.875"	47.63	0.437"	11.10	1.062"	26.97
1 3/8"	33/35	2.008"	51.00	2.000"	50.80	0.437"	11.10	1.125"	28.58
1 1/2"	38	2.165"	55.00	2.125"	53.98	0.437"	11.10	1.125"	28.58
1 5/8"	40	2.244"	57.00	2.375"	60.33	0.500"	12.70	1.375"	34.93
1 3/4"	43/44	2.421"	61.50	2.500"	63.50	0.500"	12.70	1.375"	34.93
1 7/8"	45	2.579"	65.50	2.625"	66.68	0.500"	12.70	1.500"	38.10
2"	48/50	2.657"	67.50	2.750"	69.85	0.500"	12.70	1.500"	38.10
2 1/8"	53	2.835"	72.00	3.000"	76.20	0.562"	14.28	1.688"	42.88
2 1/4"	55	3.071"	78.00	3.125"	79.38	0.562"	14.28	1.688"	42.88
2 3/8"	58/60	3.150"	80.00	3.250"	82.55	0.562"	14.28	1.812"	46.02
2 1/2"	63	3.268"	83.00	3.375"	85.73	0.562"	14.28	1.812"	46.02
2 5/8"	65	3.465"	88.00	3.375"	85.73	0.625"	15.90	1.937"	49.20
2 3/4"	68/70	3.622"	92.00	3.500"	88.90	0.625"	15.90	1.937"	49.20
2 7/8"	73	3.740"	95.00	3.750"	95.25	0.625"	15.90	2.062"	52.37
3"	75	3.898"	99.00	3.875"	98.43	0.625"	15.90	2.062"	52.37

³⁴Disponible en Internet: <<http://www.cisealco.com/index.php/productos/sellos-monoresorte/20-sellos-monoresorte/108-sello-monoresorte-tipo-21>>

Anexo 19. Designación de rosca, área de esfuerzo y resistencia de los tornillos.

Las roscas de los tornillos son hélices que permiten el desplazamiento longitudinal de un tornillo; las roscas pueden ser externas, como en el caso de un tornillo, o internas como en las tuercas y piezas con agujeros roscados. Existen dos tipos de roscas normalizadas para tornillos de unión: la serie de roscas unificadas (Unified National Standard, UNS) y la serie de rosca métrica, la cual ha sido definida por la ISO. [15]

En el estándar americano UNS se definen tres tipos de series de rosca:

La serie de rosca basta (**UNC**) es recomendable para uso general; cuando las vibraciones no son un factor importante, donde es frecuente el desmontaje de las piezas.

La serie de roscas finas (**UNF**) se utiliza frecuentemente en la industria de automóvil y de aviación; especialmente cuando existen vibraciones (que tiende a aflojar la tuerca), evitar la rosca UNF en materiales frágiles.

La serie de roscas extrafinas (**UNEF**) es particularmente útil en equipos aeronáuticos, para roscar materiales de pared delgada, para ajustes finos y cuando las vibraciones son excesivas.

Para la rosca métrica ISO se definen dos tipos de series de rosca: **rosca fina** y **rosca basta**, con las aplicaciones similares al estándar UNS.

En el ajuste de las rosca las tolerancias definidas se designan 1A, 2A, 3A para roscas externas y 1B, 2B, 3B para rosca internas.

Las clases **1A** y **1B** tienen las tolerancias mayores y se utilizan cuando sea necesario un montaje rápido y fácil.

Las clases **2A** y **2B**, con tolerancias adecuadas para las prácticas de producción normal, son las que más se utilizan.

Las clases **3A** y **3B** tienen el ajuste más fino, se emplean únicamente para cumplir requisitos de exactitud.

Se pueden obtener otros ajustes utilizando roscas internas y externas de diferentes clases.

Las roscas se designan mediante códigos, para el estándar UNS se define el tamaño básico (diámetro nominal) seguido del número de hilos por pulgada, la designación de la serie de rosca y el ajuste; además, se especifica únicamente la inclinación de la rosca cuando es izquierda (L.H).

En la rosca métrica ISO se indica la letra M (métrica), seguida por el diámetro mayor básico (o nominal) y luego el paso en milímetros. El tamaño del paso define la serie de rosca basta o fina.

El área de esfuerzo a tracción representa el área de un círculo cuyo diámetro es el promedio entre el diámetro del paso y el diámetro menor. La ecuación para el área de esfuerzo a tracción en las roscas es:

$$A_t = \frac{\pi}{4} \left(\frac{d_p + d_r}{2} \right)^2$$

d_p : diámetro de paso

$$d_p = \frac{d + d_r}{2}$$

d : diámetro mayor (nominal)

d_r : diámetro menor o de raíz

Para rosca unificada (UNS):

$$d_p = d - \frac{0,649519}{N_h}$$

$$d_r = d - \frac{1,299038}{N_h}$$

Para rosca métrica ISO:

$$d_r = d - 1,226869p$$

$$d_p = d - 0,649519 p$$

Siendo:

p : paso (mm)

N_h : número de hilos por pulgada $p = \frac{25,4}{N_h}$

En Tabla A19.1 y Tabla A19.2 se presenta las áreas de esfuerzo a tensión para diferentes tamaños de roscas para los estándares de rosca UNS y rosca métrica ISO respectivamente, además, se especifica para los tipos de serie de rosca basta y fina.

Tabla A19. 1 Dimensiones de roscas unificadas (UNS), serie de roscas bastas (UNC) y finas (UNF)

Tamaño	Diámetro mayor (nominal) d (in)	ROSCA BASTA (UNC)			ROSCA FINA (UNC)		
		Número de hilos por pulgada	Diámetro menor d_r (in)	Área de esfuerzo a tracción A_t (in ²)	Número de hilos por pulgada	Diámetro menor d_r (in)	Área de esfuerzo a tracción A_t (in ²)
0	0,06				80	0,0447	0,0018
1	0,073	64	0,0538	0,00263	72	0,056	0,00278
2	0,086	56	0,0641	0,0037	64	0,668	0,00394
3	0,099	48	0,0734	0,00487	56	0,0771	0,00523
4	0,112	40	0,0813	0,00604	48	0,0864	0,00661
5	0,125	40	0,0943	0,00796	44	0,0971	0,0083
6	0,138	32	0,0997	0,00909	40	0,1073	0,01015
8	0,164	32	0,1257	0,014	36	0,1299	0,01474
10	0,19	24	0,1389	0,0175	32	0,1517	0,02
12	0,21	24	0,1649	0,0242	28	0,1722	0,0258
1/4	0,25	20	0,1887	0,0318	28	0,2062	0,0364
5/16	0,3125	18	0,2443	0,0524	24	0,2614	0,058
3/8	0,375	16	0,2983	0,0775	24	0,3239	0,0878
7/16	0,4375	14	0,3499	0,1063	20	0,3762	0,1187
1/2	0,5	13	0,4056	0,1419	20	0,4387	0,1599
9/16	0,5625	12	0,4603	0,182	18	0,4943	0,203
5/8	0,625	11	0,5135	0,226	18	0,5568	0,256
3/4	0,75	10	0,6273	0,334	16	0,6733	0,373
7/8	0,875	9	0,7387	0,462	14	0,7874	0,509
1	1	8	0,8466	0,606	12	0,8978	0,663
1 1/8	1,125	7	0,9497	0,763	12	1,0228	0,856
1 1/4	1,25	7	1,0747	0,969	12	1,1478	1,073
1 3/8	1,375	6	1,1705	1,155	12	1,2728	1,315
1 1/2	1,5	6	1,2955	1,405	12	1,3978	1,581
1 3/4	1,75	5	1,5046	1,9			
2	2	4 1/2	1,7274	2,5			
2 1/4	2,25	4 1/2	1,9774	3,25			
2 1/2	2,5	4	2,1933	4			
2 3/4	2,75	4	2,4433	4,93			
3	3	4	2,6933	5,97			
3 1/4	3,25	4	2,9433	7,1			
3 1/2	3,5	4	3,1933	8,33			
3 3/4	3,75	4	3,4433	9,66			
4	4	4	3,6933	11,08			

La longitud roscada de los tornillos UNS está dada por:

$$L_r = 2d + 0,25 \text{ in, si } L \leq 6 \text{ in}$$

$$L_r = 2d + 0,5 \text{ in, si } L > 6 \text{ in}$$

Tabla A19. 2 Dimensiones de roscas métricas ISO, series de pasos bastos y finos

Diámetro mayor (nominal) d (mm)	ROSCA BASTA			ROSCA FINA		
	paso p (mm)	Diámetro menor d_r (mm)	Área de esfuerzo a tracción A_t (mm ²)	paso p (mm)	Diámetro menor d_r (mm)	Área de esfuerzo a tracción A_t (mm ²)
3	0,5	2,39	5,03			
3,5	0,6	2,76	6,78			
4	0,7	3,14	8,78			
5	0,8	4,02	14,2			
6	1	4,77	20,1			
7	1	5,77	28,9			
8	1,25	6,47	36,6	1	6,77	39,2
10	1,5	8,16	58	1,25	8,47	61,3
12	1,75	9,85	84,3	1,25	10,5	92,1
14	2	11,6	115	1,5	12,2	125
16	2	13,6	157	1,5	14,2	167
18	2,5	14,9	192	1,5	16,2	216
20	2,5	16,9	245	1,5	18,2	272
22	2,5	18,9	303	1,5	20,2	333
24	3	20,3	353	2	21,6	384
27	3	23,3	459	2	24,6	496
30	3,5	25,7	561	2	27,6	621
33	3,5	28,7	694	2	30,6	761
36	4	31,1	817	3	32,3	865
39	4	34,1	976	3	35,3	1030

La longitud roscada de los tornillos métricos está dada por:

$L_r = 2d + 6 \text{ mm}$, si $L \leq 125 \text{ mm}$ $d \leq 48 \text{ mm}$

$L_r = 2d + 12 \text{ mm}$, si $125 \text{ mm} < L \leq 200 \text{ mm}$

$L_r = 2d + 25 \text{ mm}$, si $L > 200 \text{ mm}$

Las siguientes tablas presentan los grados y especificaciones de la mayor parte de los sujetadores roscados, bajo las especificaciones SAE, ASTM e ISO. Los grados SAE 1 y 2 sólo deben ser utilizados para conexiones con poca carga, ya que su contenido de carbono es demasiado bajo y la ductilidad muy alta para el caso de uniones con esfuerzos altos; además, para grados mayores la resistencia tiende a ser mayor.

Tabla A19. 3 Especificaciones SAE para tornillos UNS de acero.

Grado SAE	Diámetro nominal (in)	Resistencia a la prueba S_p (ksi)	Resistencia de fluencia S_y (ksi)	Resistencia ultima S_u (ksi)	Material
1	$\frac{1}{4} - 1\frac{1}{2}$	33	36	60	Acero de medio o bajo carbono
2	$\frac{1}{4} - \frac{3}{4}$	55	57	74	Acero de medio o bajo carbono
	$\frac{7}{8} - 1\frac{1}{2}$	33	36	60	
4	$\frac{1}{4} - 1\frac{1}{2}$	65	100	115	Acero de medio carbono estirado en frio
5	$\frac{1}{4} - 1$	85	92	120	Acero de medio carbono templado y revenido
	$1\frac{1}{8} - 1\frac{1}{2}$	74	81	105	
5,2	$\frac{1}{4} - 1$	85	92	105	Acero martensítico de bajo carbono, templado y revenido
7	$\frac{1}{4} - 1\frac{1}{2}$	105	115	133	Aleación de medio carbono, templado y revenido
8	$\frac{1}{4} - 1\frac{1}{2}$	120	130	150	Aleación de medio carbono, templado y revenido
8,2	$\frac{1}{4} - 1$	120	130	150	Martensítico de bajo carbono, templado y revenido

Shigley y Mitchell. 2007.

Figura A19.1 Marca en las cabezas de los tornillos para los diferentes grados SAE.

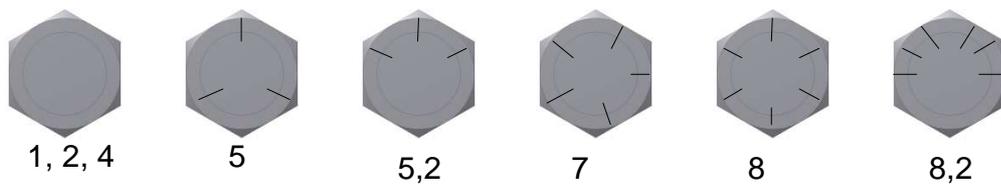


Tabla A19. 4 Especificaciones ASTM para tornillos de acero.

Grado ASTM	Diámetro nominal d (in)	Resistencia a la prueba S_p (ksi)	Resistencia de fluencia S_y (ksi)	Resistencia última S_u (ksi)	Material
A307	$\frac{1}{4} - 1\frac{1}{2}$	33	36	60	Acero de bajo carbono
A325 Tipo 1	$\frac{1}{2} - 1$	85	92	120	Acero de medio carbono, templado y revenido
	$1\frac{1}{8} - 1\frac{1}{2}$	74	81	105	
A325 Tipo 2	$\frac{1}{2} - 1$	85	92	120	Acero martensítico de bajo carbono, templado y revenido
	$1\frac{1}{8} - 1\frac{1}{2}$	74	81	105	
A325 Tipo 3	$\frac{1}{2} - 1$	85	92	120	Acero resistente a la corrosión, temple y revenido
	$1\frac{1}{8} - 1\frac{1}{2}$	74	81	105	
A354 Grado BC	$\frac{1}{4} - 2\frac{1}{2}$	105	109	125	Acero aleado, templado y revenido
	$2\frac{3}{4} - 4$	95	99	115	
A354 Grado BD	$\frac{1}{4} - 4$	120	130	150	Acero aleado, templado y revenido
A449	$\frac{1}{4} - 1$	85	92	120	Acero de medio carbono, templado y revenido
	$1\frac{1}{8} - 1\frac{1}{2}$	74	81	105	
	$1\frac{3}{4} - 3$	55	58	90	
A490 Tipo 1	$\frac{1}{2} - 1\frac{1}{2}$	120	130	150	Acero aleado, templado y revenido
A490 Tipo 2	$\frac{1}{2} - 1\frac{1}{2}$	120	130	150	Acero resistente a la corrosión, temple y revenido

Shigley y Mitchell. 2007.

Tabla A19. 5 Propiedades de las clases de tornillo para el sistema métrico

Clase	Diámetro nominal	Resistencia a la prueba S_p (MPa)	Resistencia de fluencia S_y (MPa)	Resistencia ultima S_u (MPa)	Material
4,6	M5-M36	225	240	400	Acero de medio o bajo carbono
4,8	M1,6-M16	310	340	420	Acero de medio o bajo carbono
5,8	M5-M24	380	420	520	Acero de medio o bajo carbono
8,8	M16-M36	600	660	105	Acero de medio carbono, templado y revenido
9.8	M1,6-M16	650	720	900	Acero de medio carbono, templado y revenido
10,9	M5-M36	830	940	1040	Martensítico de bajo carbono, templado y revenido
12,9	M1,6-M36	970	1100	1220	Acero aleado, templado y revenido

Shigley y Mitchell. 2007.

Los grados de los tornillos se identifican mediante marcas en las partes superior o lateral de la cabeza, como se muestra en las figuras:

Figura A19.2 Marca en las cabezas de los tornillos para los diferentes grados ASTM.





Shigley y Mitchell. 2007.

Figura A19.3 Marca en las cabezas de los tornillos para las diferentes clases en el sistema métrico.



Shigley y Mitchell. 2007.

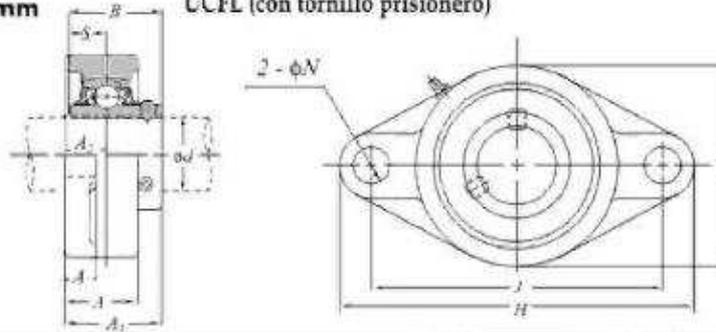
Anexo 20.Duración de diseño recomendada para rodamientos. [41]

APLICACIÓN	DURACIÓN DE DISEÑO L₁₀ (h)
Equipo agrícola	3000-6000
Motores de aviación	1000-3000
Motores a reacción para aviación	1500-4000
Automotriz:	
Autobús, coche	2000-5000
camiones	1500-2500
Sopladores:	20 000- 30 000
Servicio continuo, 8 h	20 000- 40 000
Servicio continuo, 24 h	40 000- 60 000
Servicio continuo, 24 h (confiabilidad extrema)	100 000- 200 000
Compresores	40 000- 60 000
Transportadores	20 000- 40 000
Aparatos domésticos	1000-2000
Motores eléctricos:	
Domésticos	1000-2000
Industriales	20 000- 30 000
Elevador	8000- 15 000
Ventiladores:	
Industriales	8000- 15 000
Ventilación de minas	40 000- 50 000
Unidades de engranaje (servicio múltiple)	8000- 15 000
Servicio intermitente	8000- 15 000
Maquinas para papel	50 000- 60 000
Bombas	40 000- 60 000

Anexo 21. Catálogo rodamientos KOYO³⁵.

Chumaceras/soportes
d 12-60 mm

tipo brida ovalada
UCFL (con tornillo prisionero)



Diam. de flecha (mm) d	Dimensiones (mm)										Tamaño de tornillo	Unidad N°	Soporte N°	Rodamiento acoplable		Peso de unidad (kg)	(Ref)	
	H	J	L	A	A ₁	A ₂	A ₃	N	B	S				Capacidades de cargas básicas (kN)				
														C _r	C _{0r}			
12	113	90	60	25.5	11	15	33.3	12	31	12.7	M10	UCFL201	FL204	UC201	12.8	6.65	0.50	
15	113	90	60	25.5	11	15	33.3	12	31	12.7	M10	UCFL202	FL204	UC202	12.8	6.65	0.48	
17	113	90	60	25.5	11	15	33.3	12	31	12.7	M10	UCFL203	FL204	UC203	12.8	6.65	0.47	
20	113	90	60	25.5	11	15	33.3	12	31	12.7	M10	UCFL204	FL204	UC204	12.8	6.65	0.45	
25	130	96	68	27	13	18	35.8	16	34.1	14.3	M14	UCFL205	FL206	UC205	14.0	7.85	0.64	
	141	117	83	30	13	18	40.2	12	38.1	15.9	M10	UCFLX05	FLX05	UCX05	19.5	11.3	1.1	
	150	113	90	29	13	18	39	18	38	15	M18	UCFL305	FL305	UC305	20.6	11.3	1.1	
30	148	117	90	31	13	18	40.2	16	38.1	16.9	M14	UCFL206	FL206	UC206	19.5	11.3	0.93	
	166	130	95	34	14	19	44.4	16	42.9	17.5	M14	UCFLX06	FLX06	UCX06	25.7	15.4	1.5	
	180	134	90	32	15	18	44	23	43	17	M20	UCFL306	FL306	UC306	26.7	15.0	1.5	
35	161	130	90	34	14	19	44.4	16	42.9	17.5	M14	UCFL207	FL207	UC207	25.7	15.4	1.2	
	171	144	105	38	14	21	51.2	16	49.2	19	M14	UCFLX07	FLX07	UCX07	29.1	17.8	1.9	
	185	141	100	36	16	20	49	23	48	19	M20	UCFL307	FL307	UC307	33.4	19.3	1.8	
40	175	144	100	36	14	21	51.2	16	49.2	19	M14	UCFL208	FL208	UC208	29.1	17.8	1.6	
	179	148	111	40	14	22	52.2	16	49.2	19	M14	UCFLX08	FLX08	UCX08	32.7	20.8	2.1	
	200	158	112	40	17	23	56	23	52	19	M20	UCFL308	FL308	UC308	40.7	24.0	2.5	
45	188	148	108	38	16	22	52.2	19	49.2	19	M16	UCFL209	FL209	UC209	32.7	20.3	1.9	
	189	157	118	40	14	23	55.6	16	51.6	19	M14	UCFLX09	FLX09	UCX09	35.1	23.3	2.4	
	230	177	125	44	18	25	60	25	57	22	M22	UCFL309	FL309	UC309	48.9	29.5	3.5	
50	197	157	115	40	15	22	54.6	19	51.6	19	M16	UCFL210	FL210	UC210	35.1	23.3	2.2	
	216	194	133	44	20	26	59.4	19	55.6	22.2	M16	UCFLX10	FLX10	UCX10	43.4	29.4	3.8	
	240	187	140	48	19	28	67	25	61	22	M22	UCFL310	FL310	UC310	62.0	38.3	4.4	
55	224	184	130	43	18	25	58.4	19	55.6	22.2	M16	UCFL211	FL211	UC211	43.4	29.4	3.3	
	250	198	160	52	20	30	71	25	66	25	M22	UCFL311	FL311	UC311	71.6	45.0	5.3	
60	250	202	140	48	18	29	68.7	23	65.1	25.4	M20	UCFL212	FL212	UC212	52.1	36.2	4.2	
	270	212	180	56	22	33	78	31	71	26	M27	UCFL312	FL312	UC312	81.9	52.2	6.5	

³⁵Disponible en Internet:

<<http://www.dyfrulemanes.com/catalogos/Rodamientos%20de%20Bolas%20y%20Rodillos.pdf>>

Anexo 22. Lista de planos para la construcción de los módulos ecológicos para el lavado de café con fermentación natural del mucílago de café ECOMILL.

Para la tecnología ECOMILL cada módulo cuenta con 32 planos identificados con el mismo número (número total de planos 96).

Plano 1. Vista en planta, vista frontal, lateral derecha, perspectiva, lista de partes (plano de conjunto) y explosión del módulo ecológico del lavado del café con fermentación natural ECOMILL.

Plano 2. Vista en planta, vista frontal, lateral derecha, perspectiva y lista de partes (plano de conjunto) de la estructura que soporta el DESLIM modificado y el tanque de almacenamiento de café con mucílago fermentado.

Plano 3. Vista en planta, vista frontal, lateral derecha y perspectiva de los elementos que conforman la estructura que soporta el DESLIM modificado y el tanque de almacenamiento de café con mucílago fermentado.

Plano 4. Vista en planta, vista frontal, lateral derecha, perspectiva y lista de partes (plano de conjunto) de la estructura que soporta el tanque de almacenamiento de café con mucílago fermentado y el alimentador de tornillo sin fin.

Plano 5. Vista en planta, vista frontal y perspectiva de los elementos que conforman la estructura que soporta el tanque de almacenamiento de café con mucílago fermentado y el alimentador de tornillo sin fin.

Plano 6. Vista en planta, vista frontal, lateral derecha, perspectiva, lista de partes (plano de conjunto) y explosión del DESLIM modificado.

Plano 7. Vista en planta, vista frontal, perspectiva, corte de sección, vista de detalles, lista de partes (plano de conjunto) y explosión del rotor del DESLIM modificado.

Plano 8. Vista frontal, corte de la sección y vista de detalles del árbol de transmisión (rotor del DESLIM modificado).

Plano 9. Vista en planta, vista frontal, lateral derecha, perspectiva, vista de detalles, lista de partes (plano de conjunto) y explosión de la carcasa del DESLIM modificado.

Plano 10. Vista en planta, vista frontal, lateral derecha y perspectiva del recipiente de recolección de las mieles de lavado del DESLIM modificado (Bandeja).

Plano 11. Vista en planta y vista frontal de la tapas de protección de derrame del mucílago degradado del DESLIM modificado.

Plano 12. Vista en planta, corte de sección y perspectiva de la tapa superior de la carcasa del DESLIM modificado.

Plano 13. Vista en planta, perspectiva y corte de la sección del alojamiento del sello mecánico monoresorte.

Plano 14. Vista en planta, vista frontal, perspectiva y lista de partes (plano de conjunto) del tanque de almacenamiento para la fermentación del mucílago del café.

Plano 15. Desarrollos geométricos de los componentes del cuerpo del tanque de almacenamiento de café con mucílago degradado.

Plano 16. Vista en planta, vista frontal y perspectiva de los accesorios del tanque de almacenamiento de café con mucílago degradado.

Plano 17. Vista frontal, perspectiva y lista de partes (plano de conjunto) de la estructura que soporta el motor eléctrico de inducción de jaula de ardilla trifásico.

Plano 18. Vista de detalles de la estructura que soporta el motor eléctrico de inducción de jaula de ardilla y la polea conductora de la transmisión por correa.

Plano 19. Vista en planta, vista frontal, lateral derecha y perspectiva de las guardas de seguridad que protegen al operario del módulo del contacto físico con las transmisiones mecánicas.

Plano 20. Vista en planta, vista frontal, perspectiva, lista de partes (plano de conjunto) y explosión del alimentador de tornillo sin fin.

Plano 21. Vista frontal, lateral derecha, perspectiva y vista de detalles de la hélice y el eje motriz del alimentador de tornillo sin fin.

Plano 22. Vista en planta, vista frontal, lateral derecha y lateral izquierda de la carcasa tubular circular (canalón) del alimentador de tornillo sin fin.

Plano 23. Vista en planta, vista frontal, lateral derecha y perspectiva de la tolva de descarga del alimentador de tornillo sin fin.

Plano 24. Vista en planta, perspectiva, corte de la sección y vista de detalles del alojamiento del sello O' ring.

Plano 25. Vista en planta, vista frontal y perspectiva de la tapa bridada (que funciona como soporte, apoyo y acople) del alimentador de tornillo sin fin.

Plano 26. Vista frontal, lateral derecha, corte de la sección y vista de detalles del árbol de transmisión (contraeje).

Plano 27. Vista en planta, corte de la sección y vista de detalles de la polea conducida de la transmisión mecánica por correa y las estrellas conductora y conducida de la transmisión mecánica por cadena.