

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA



TESIS

**“DISEÑO Y CÁLCULO DE UN HORNO ROTATORIO
HORIZONTAL PARA PRODUCIR 5500 TM / DÍA DE
CLÍNKER PARA LA PLANTA DE UNACEM –
ATOCONGO POR EL MÉTODO ANALÍTICO Y EL
MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS”**

**PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE:
INGENIERO MECÁNICO**

**ELABORADO POR:
JORGE LUIS CHINO CELIS**

**ASESOR
M.Sc. EDGARD GUADALUPE GOÑAS**

**LIMA – PERÚ
2018**

DEDICATORIA

Quisiera dedicar este proyecto a mi madre y mi padre por ser los pilares de todo lo que soy y por haberme permitido obtener mi formación académica y de vida, por su incondicional apoyo perfectamente mantenido a través del tiempo.

Me gustaría realizar una mención al Ing. Juan J. Hori Asano, por orientarme al mundo del cálculo de estructuras metálicas. Cuando yo laboraba en la empresa CORMEI S.A.C.

AGRADECIMIENTO

Mi agradecimiento a todos los directivos, maestros y trabajadores de mi alma mater por ayudarme a alcanzar mis metas académicas.

Mi agradecimiento a todos mis familiares y amigos que siempre estuvieron presentes durante la realización de mis actividades de estudio.

ÍNDICE:

	Pág.
PRÓLOGO	1
CAPÍTULO I INTRODUCCIÓN	2
1.1 Antecedente:	2
1.1.1 Lugar:.....	2
1.1.2 Cliente directo:	2
1.1.3 Necesidad local:.....	3
1.1.4 Competencia:	11
1.2 Objetivos:.....	13
1.2.1 Objetivo principal:	13
1.2.2 Objetivo secundario:.....	13
1.3 Justificación de la investigación:	13
1.4 Alcances de la investigación:.....	14
1.4.1 Alcance general:	14
1.4.2 Alcances específicos:.....	14
1.5 Recursos empleados para realizar la investigación:	15
1.5.1 Referencias de tesis y proyectos consultados:	15
1.5.2 Referencia de productos sofisticados encontrados:	16
1.5.3 Recursos empleados para realizar los estudios:	16
CAPÍTULO II IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA.....	17
2.1 Necesidades previas encontradas al emprender la investigación:	17
2.2 Identificación del problema principal y de los problemas específicos:	17
CAPÍTULO III FORMULACIÓN DE LA HIPÓTESIS DE TRABAJO.....	18
3.1 Diagrama medios fines simplificada:.....	18
3.2 Matriz de consistencia simplificada:	19

CAPÍTULO IV MARCO TEÓRICO	20
4.1 Marco teórico relacionado a la mecánica:	20
4.1.1 Método por elementos finitos:	20
4.1.2 Tipos de sistemas de horno por vía seca para producir clínker:	32
4.1.3 Condiciones de funcionamiento del horno rotatorio cuando funciona a plena carga:	39
4.1.4 Parámetros de diseño de un horno rotatorio:	42
4.1.5 Tipos de carcasas:	46
4.1.6 Cálculos matemáticos para el diseño de la carcasa:	48
4.1.7 Normas, criterios del proveedor e instructivos del fabricante de carcasas:	65
4.1.8 Tipos de aros de rodadura:	66
4.1.9 Cálculos matemáticos para el diseño del aro de rodadura:	67
4.1.10 Normas, criterios del proveedor e instructivos del fabricante de aro de rodadura:	75
4.1.11 Tipos de polines de rodadura:	76
4.1.12 Cálculos matemáticos para el diseño del polín de rodadura:	77
4.1.13 Normas, criterios del proveedor e instructivos del fabricante de polín de rodadura:	85
4.1.14 Tipos de sistemas de accionamiento:	85
4.1.15 Cálculos matemáticos para el diseño del sistema de accionamiento:	86
4.1.16 Normas, criterios del proveedor e instructivos del fabricante de sistema de accionamiento:	91
4.2 Marco teórico relacionado a la química:	92
4.2.1 Las características de la harina cruda para fabricar clínker:	92
4.3 Marco teórico relacionado con el sistema de combustión:	102

4.3.1 Tipos de combustibles que se utilizan en la planta de UNACEM- Atocongo:	102
4.3.2 Propiedades de los combustibles:	102
4.3.3 Tipos de sistemas de combustión:	105
4.3.4 Selección de los cálculos matemáticos para el sistema de combustión:	107
4.3.5 Normas, criterios del proveedor e instructivos del fabricante de sistema de combustión:	111
4.4 Marco teórico relacionado con el sistema de refractarios:	112
4.4.1 Perfil de temperaturas a lo largo del interior del horno rotatorio:	112
4.4.2 Propiedades de los refractarios en diferentes zonas del horno:	112
4.4.3 Tipos de sistemas de refractarios:	115
4.4.4 Selección de los cálculos matemáticos para el sistema de refractarios:	116
4.4.5 Normas, criterios del proveedor e instructivos del fabricante de sistemas de refractario:	119
4.5 Marco teórico relacionado con el sistema de sello en la carga y descarga:	120
4.5.1 Condiciones del proceso de clinkerización en la carga y descarga del horno:	120
4.5.2 Propiedades mecánicas y térmicas del sello en la carga y descarga del horno:	120
4.5.3 Tipos de sistemas de sello en la carga y descarga del horno:	121
4.5.4 Cálculos matemáticos para el sistema de sello en la carga y descarga en el horno:	123
4.5.5 Normas, criterios del proveedor e instructivos del fabricante de sistemas de sello en la carga y descarga en el horno:	126
4.6 Marco teórico relacionado con el costo de inversión:	126
4.6.1 Presupuesto del proyecto:	126
CAPÍTULO V SOLUCIÓN DE LOS PROBLEMAS	127

5.1 Logros de los objetivos:	127
5.1.1 Diseño y cálculo de los elementos mecánicos principales de un horno rotatorio horizontal para producir 5500 TM/día de clínker por el método analítico y el método de elementos finitos:	127
5.1.2 Cálculo y selección de los sistemas auxiliares por el método analítico:..	258
5.1.3 Determinación del costo de inversión:	278
CONCLUSIONES.....	283
RECOMENDACIONES	284
BIBLIOGRAFÍA.....	285
ANEXOS.....	290
PLANOS	291

Lista de figuras

	Pág.
Figura 1.1 Variación de la producción total con respecto al tiempo desde 2000-2017.	5
Figura 1.2 Variación del despacho nacional con respecto al tiempo desde 2000-2017.	6
Figura 1.3 Variación del consumo total con respecto al tiempo desde 2000-2017. ...	7
Figura 1.4 Reporte Anual de UNACEM desde 2002-2017.	9
Figura 3.1 Diagrama de medios fines simplificada.....	18
Figura 3.2 Matriz de consistencia simplificada.	19
Figura 4.1 Esquema de un sistema discreto del MEF.....	21
Figura 4.2 Esquema de un sistema continuo del MEF.....	22
Figura 4.3 Elemento viga en 2D global con 2 grados de libertad.....	23
Figura 4.4 Elemento viga en 2D global con 3 grados de libertad.....	23
Figura 4.5 Elemento sólido tipo hexaédrico.	27
Figura 4.6 Elemento sólido tipo tetraédrico.....	27
Figura 4.7 Elemento sólido tipo prismático triangular.	27
Figura 4.8 Esquema del procedimiento del análisis por elementos finitos.....	31
Figura 4.9 Esquema de un horno largo sin equipos internos de intercambió de calor.	32
Figura 4.10 Esquema de un horno largo con equipos internos de intercambió de calor.	33
Figura 4.11 Esquema de un horno de SP de 4 etapas de ciclones.....	34
Figura 4.12 Esquema de un horno SP con 4 etapas de ciclones con PC tipo AT.	35
Figura 4.13 Esquema de un horno SP con 5 etapas de ciclones con PC tipo AS.	36
Figura 4.14 Esquema de un horno SP con 5 etapas de ciclones con PC tipo AS con calcinador de línea separada.....	36
Figura 4.15 Esquema de un horno SP con 6 etapas de ciclones con 2 etapas PC con línea separada y en línea.	37

Figura 4.16 Esquema de un horno SP con 6 etapas de ciclones con 2 etapas PC con línea separada.	38
Figura 4.17 Esquema de un horno SP con 6 etapas de ciclones con 2 etapas PC tipo AS con línea de separación doble.	38
Figura 4.18 Variación de la producción en relación a los sistemas de hornos.	39
Figura 4.19 Esquema de un sistema de horno F.L.Smith tipo SLC-I de 2 líneas. ...	40
Figura 4.20 Condiciones de funcionamiento del horno rotatorio cuando funciona a plena carga.	41
Figura 4.21 Relación L/D típica entre fabricantes de hornos.	42
Figura 4.22 Segmento ocupado por el material en la sección del horno rotatorio....	45
Figura 4.23 DCL de la pasta de clínker y DCL de la carcasa del horno.	49
Figura 4.24 Variación del diámetro interior con respecto a la potencia instalada. ...	51
Figura 4.25 Representación de la aplicación del momento flector en la carcasa.....	52
Figura 4.26 Representación de la aplicación de un torque en la carcasa.	53
Figura 4.27 Coeficiente de transferencia de calor perdido en carcasa del horno.....	55
Figura 4.28 Representación del sector de una sección del horno.	56
Figura 4.29 Representa el esfuerzo fluctuante sinusoidal.	60
Figura 4.30 Representa el esfuerzo repetido o pulsante.....	60
Figura 4.31 Representa el esfuerzo alternativo o completamente invertido.	61
Figura 4.32 Representación de los esfuerzos fluctuantes en la carcasa.	62
Figura 4.33 Diagrama de esfuerzos con los criterios de falla por fatiga de Gerber y falla por fluencia de Langer.	64
Figura 4.34 Aro de rodadura dentado o con suspensión tangencial.	66
Figura 4.35 Distribución de fuerzas de reacción por el tipo de llanta.	66
Figura 4.36 Aro de rodadura libre o flotante.	67
Figura 4.37 Esquema de un aro de rodadura dentado.	68
Figura 4.38 Disposición de dos cilindros en contacto por una fuerza “F”.....	70
Figura 4.39 Representación del aro de rodadura con el torque de los polines de rodadura.....	71
Figura 4.40 Representación de los esfuerzos principales y esfuerzos fluctuantes en el aro de rodadura.....	75
Figura 4.41 Polín de rodadura y soporte rígido con bancada rotulada.	76

Figura 4.42 Polín de retención de empuje axial con el soporte de polín de rodadura.	77
Figura 4.43 Factor teórico de concentración de esfuerzos normales.	80
Figura 4.44 Factor teórico de concentración de esfuerzos cortantes torsionales.	81
Figura 4.45 Representación de los esfuerzos fluctuantes en el polín de rodadura.	83
Figura 4.46 Esquema del sistema de accionamiento por polín de fricción.	88
Figura 4.47 Transformaciones químicas de la harina cruda a diferentes temperaturas.	99
Figura 4.48 Diagrama de flujo de un sistema de combustión de gas natural.	106
Figura 4.49 Diagrama de flujo de un sistema de combustión de carbón mineral. ..	107
Figura 4.50 Composición de clínker y formación del recubrimiento están influenciados por las proporciones de SiO_2 , Al_2O_3 y $(\text{Fe, Mn})_2\text{O}_3$	117
Figura 4.51 (Izquierda) Expansión térmica del revestimiento de alta alúmina, (Derecha) Expansión térmica del revestimiento magnesio.	118
Figura 4.52 (Izquierda) Variación del esfuerzo de compresión con respecto al porcentaje de ovalización. (Derecha) Variación del esfuerzo de compresión con respecto al diámetro interior de la carcasa.	119
Figura 4.53 Sello de laminillas externas con fuerza de sellado por cuerda con pesos.	122
Figura 4.54 Sello por fricción axial con fuerza de sellado por cilindros neumáticos.	122
Figura 4.55 Sello por fricción axial con fuerza de sellado por palanca y contrapesos.	123
Figura 4.56 Variación del caudal de aire necesario con respecto al diámetro interno del horno rotatorio.	124
Figura 4.57 Sistema de enfriamiento del extremo de salida del horno.	124
Figura 4.58 Disposición de las distancias entre la mitad del polín de rodadura de las base 1 y 2 hasta el extremo de la carcasa en la zona de carga y descarga respectivamente.	125
Figura 5.1 Disposiciones de los espesores de carcasa y recubrimiento interno en las zonas del proceso de clinkerización.	143

Figura 5.2 Diagrama de reacción de la carcasa en los apoyos de los aros de rodadura en toneladas. (Zona de carga a la izquierda)	144
Figura 5.3 Diagrama de fuerza cortante en kN. (Zona de carga a la izquierda)	144
Figura 5.4 Diagrama de momento flector en kN-m. (Zona de carga a la izquierda)	144
Figura 5.5 Diagrama de torque en la carcasa en kN-m. (Zona de carga a la izquierda)	145
Figura 5.6 Diagrama de esfuerzo normal en la carcasa en MPa.	146
Figura 5.7 Diagrama de fatiga por el criterio de Gerber – punto 1.....	153
Figura 5.8 Diagrama de fatiga por el criterio de Gerber – punto 2.....	153
Figura 5.9 Diagrama de fatiga por el criterio de Gerber – punto 3.....	154
Figura 5.10 Centro de gravedad del material en el interior de la horno horizontal.	156
Figura 5.11 Modelo 3D del ensamble de la carcasa con sus aros de rodadura y los polines de rodadura.	157
Figura 5.12 Árbol de esquema de detalles del modelo.	157
Figura 5.13 Mallado del ensamble de la carcasa con elemento finito del tipo hexaédrico.	158
Figura 5.14 Cargas y condiciones de frontera del ensamble de la carcasa.	158
Figura 5.15 Deformación vertical de la carcasa por carga de flexión y torsión. ...	159
Figura 5.16 Esfuerzo normal en el eje X de la carcasa. (22 MPa máx. y -35,2 MPa min.)	160
Figura 5.17 Esfuerzo cortante en el plano YZ de la carcasa. (6,58 MPa máx. y -7,28 MPa min.).....	161
Figura 5.18 Esfuerzo equivalente en la carcasa. (28,4 MPa máx.).....	162
Figura 5.19 Esfuerzos máximos y mínimos cerca de la sección crítica. (X=14,5 metros).....	163
Figura 5.20 Factor de seguridad por criterio de falla por fluencia con esfuerzo equivalente. (Sy =150 MPa).....	164
Figura 5.21 Carga de convección en el modelo.	167
Figura 5.22 Carga de radiación en el modelo.	167
Figura 5.23 Selección de caras para las cargas de radiación en el modelo.....	167

Figura 5.24 Modelo 3D del ensamble de la carcasa con sus aros de rodadura, los ladrillos refractarios y el recubrimiento.	168
Figura 5.25 Mallado del ensamble de la carcasa, aros de rodadura y ladrillo refractario con elemento finito del tipo hexaédrico.	168
Figura 5.26 Sección de la malla sin recubrimiento y mallado del recubrimiento... ..	169
Figura 5.27 Cargas y condiciones de frontera del ensamble del modelo.....	169
Figura 5.28 Perfil de temperatura en el exterior de la carcasa.....	170
Figura 5.29 Sección crítica en la temperatura máxima de la carcasa.	170
Figura 5.30 Perfil de temperatura en el plano XY del ensamble. (En 20 segundos)	171
Figura 5.31 Tabulación de la temperatura máxima y mínima del plano XY del ensamble.....	171
Figura 5.32 Perfil de temperatura en el aro de rodadura 1.....	172
Figura 5.33 Perfil de temperatura en el aro de rodadura 2.....	172
Figura 5.34 Esquema del análisis térmico y estructural en Workbench.	173
Figura 5.35 Cargas térmicas y condiciones de frontera del primer caso.	173
Figura 5.36 Deformación axial de la carcasa por carga térmica.	174
Figura 5.37 Cargas térmicas y condiciones de frontera del segundo caso.....	174
Figura 5.38 Esfuerzo equivalente por carga térmica en la carcasa.	175
Figura 5.39 Esfuerzos máximos y mínimos cerca de la sección crítica. (X=14,5 metros).....	176
Figura 5.40 Factor de seguridad de la carcasa por criterio de falla por fluencia. (Sy=150 MPa).....	177
Figura 5.41 Diagrama de fatiga por el criterio de Gerber – X=14,5 metros.....	179
Figura 5.42 Disposición del aro de rodadura en el horno rotatorio.	184
Figura 5.43 Tabulación de estado de esfuerzos de las figuras 5.44 y 5.45.	186
Figura 5.44 Variación de estado de esfuerzos por contacto con respecto a la distancia desde la superficie de contacto hacia el centro del aro de rodadura 1.	187
Figura 5.45 Variación de estado de esfuerzos por contacto con respecto a la distancia desde la superficie de contacto hacia el centro del aro de rodadura 2.	187
Figura 5.46 Selección de caras para la carga externa del aro de rodadura.	190

Figura 5.47 Modelo 3D del ensamble del aro de rodadura 1 con sus polines de rodadura y los ejes del polín de rodadura.....	190
Figura 5.48 Árbol de esquema de detalles del aro de rodadura 1.	191
Figura 5.49 Mallado del ensamble del aro de rodadura 1 con elemento solido tipo hexaédrico.	191
Figura 5.50 Cargas y condiciones de frontera del ensamble del aro de rodadura 1.	192
Figura 5.51 Deformación en el eje Y del ensamble del aro de rodadura 1.....	192
Figura 5.52 Deformación en el eje Z del ensamble del aro de rodadura 1.	193
Figura 5.53 Esfuerzo mínimo principal en aro de rodadura 1. (-219 MPa).....	193
Figura 5.54 Esfuerzo equivalente del aro de rodadura 1.	194
Figura 5.55 Esfuerzos máximos y mínimos en el borde crítico. (170,9 MPa)	194
Figura 5.56 Variación del esfuerzo equivalente con respecto al borde crítico del aro de rodadura 1. (Ver la figura 5.55).....	195
Figura 5.57 Factor de seguridad del aro de rodadura 1 por criterio de falla por fluencia. (Sy= 431 MPa).....	195
Figura 5.58 Modelo 3D del ensamble del aro de rodadura 2 con sus polines de rodadura y los ejes de polín de rodadura.....	196
Figura 5.59 Árbol de esquema de detalles del aro de rodadura 2.	196
Figura 5.60 Mallado del ensamble del aro de rodadura 2 con elemento finito del tipo hexaédrico.	197
Figura 5.61 Cargas y condiciones de frontera del ensamble del aro de rodadura 2.	197
Figura 5.62 Deformación en el eje Y del ensamble del aro de rodadura 2.....	198
Figura 5.63 Deformación en el eje Z del ensamble del aro de rodadura 2.	199
Figura 5.64 Esfuerzo mínimo principal en aro de rodadura 2.	199
Figura 5.65 Esfuerzo equivalente del aro de rodadura 2.	200
Figura 5.66 Esfuerzos máximos y mínimos en el borde crítico. (100,4 MPa)	200
Figura 5.67 Variación del esfuerzo equivalente con respecto al borde crítico del aro de rodadura 2. (Ver la figura 5.66).....	201
Figura 5.68 Factor de seguridad del aro de rodadura 2 por criterio de falla por fluencia. (Sy= 431 MPa).....	201

Figura 5.69	Deformación en el eje Y del ensamble del aro de rodadura 1.....	203
Figura 5.70	Deformación en el eje Z del ensamble del aro de rodadura 1.	203
Figura 5.71	Deformación en el eje Y del ensamble del aro de rodadura 2.....	204
Figura 5.72	Deformación en el eje Z del ensamble del aro de rodadura 2.	204
Figura 5.73	Esfuerzo equivalente del aro de rodadura 1.	205
Figura 5.74	Esfuerzos máximos y mínimos en el borde crítico. (77,6 MPa)	205
Figura 5.75	Variación del esfuerzo equivalente con respecto al borde crítico del aro de rodadura 1. (Ver la figura 5.74).....	206
Figura 5.76	Factor de seguridad del aro de rodadura 1 por criterio de falla por fluencia.	206
Figura 5.77	Esfuerzo equivalente del aro de rodadura 2.	207
Figura 5.78	Esfuerzos máximos y mínimos en el borde crítico. (68,8 MPa)	207
Figura 5.79	Variación del esfuerzo equivalente con respecto al borde crítico del aro de rodadura 2. (Ver la figura 5.78).....	208
Figura 5.80	Factor de seguridad del aro de rodadura 2 por criterio de falla por fluencia.	208
Figura 5.81	Diagrama de fatiga por el criterio de Gerber en aro de rodadura 1.	211
Figura 5.82	Diagrama de fatiga por el criterio de Gerber en aro de rodadura 2.	211
Figura 5.83	Deformación de los aros de rodadura 1 y 2 en los ejes Z e Y.	213
Figura 5.84	Disposición de los polines de rodadura y los ejes de rodadura.	216
Figura 5.85	Diagrama de reacción del eje del polín de la base 1 en kN.	219
Figura 5.86	Diagrama de fuerza cortante del eje de polín de la base 1 en kN.....	219
Figura 5.87	Diagrama del momento flector del eje de polín de la base 1 en kN-m.	219
Figura 5.88	Diagrama de reacción del eje del polín de la base 2 en kN.	220
Figura 5.89	Diagrama de fuerza cortante del eje de polín de la base 1 en kN.....	220
Figura 5.90	Diagrama del momento flector del eje de polín de la base 2 en kN-m.	220
Figura 5.91	Esfuerzo mínimo principal en los polines de rodadura de la base 1. (- 81,5 MPa).....	225
Figura 5.92	Esfuerzo equivalente de los polines de rodadura de la base 1.....	226

Figura 5.93 Esfuerzos máximos y mínimos en la sección crítica. (93,6 MPa).....	226
Figura 5.94 Factor de seguridad de los polines de rodadura de la base 1 por criterio de falla por fluencia. (Sy= 431 MPa).....	227
.....	227
Figura 5.95 Esfuerzo normal en el eje X en los ejes de los polines de la base 1.	227
Figura 5.96 Esfuerzo cortante en el plano YZ en los ejes de los polines de la base 1.	228
.....	228
Figura 5.97 Esfuerzo equivalente en los ejes de los polines de la base 1.	228
Figura 5.98 Esfuerzos máximos y mínimos en la sección crítica. (149,6 MPa).....	229
Figura 5.99 Factor de seguridad en los ejes de los polines de rodadura de la base 1 por criterio de falla por fluencia. (Sy= 324 MPa).....	229
Figura 5.100 Esfuerzo mínimo principal en los polines de rodadura de la base 2..	230
Figura 5.101 Esfuerzo equivalente de los polines de rodadura de la base 2.....	231
Figura 5.102 Esfuerzos máximos y mínimos en la sección crítica. (49,5 MPa).....	231
Figura 5.103 Factor de seguridad de los polines de rodadura de la base 2 por criterio de falla por fluencia. (Sy= 431 MPa).....	232
Figura 5.104 Esfuerzo normal en el eje X en los ejes de los polines de la base 2. .	232
Figura 5.105 Esfuerzo cortante en el plano YZ en los ejes de los polines de la base 2.	233
.....	233
Figura 5.106 Esfuerzo equivalente en los ejes de los polines de la base 2.	233
Figura 5.107 Esfuerzos máximos y mínimos en la sección crítica. (70,3 MPa).....	234
Figura 5.108 Factor de seguridad en los ejes de los polines de rodadura de la base 2 por criterio de falla por fluencia. (Sy= 324 MPa).....	234
Figura 5.109 Diagrama de fatiga por el criterio de Gerber en polín de rodadura de la base 1.....	237
Figura 5.110 Diagrama de fatiga por el criterio de Gerber en polín de rodadura de la base 2.....	237
Figura 5.111 Diagrama de fatiga por el criterio de Gerber en el eje del polín de rodadura de la base 1.....	240
Figura 5.112 Diagrama de fatiga por el criterio de Gerber en el eje del polín de rodadura de la base 2.....	240

Lista de tablas

	Pág.
Tabla 1.1 Datos estadísticos de ASOCEM desde 2000-2017.....	4
Tabla 1.2 Datos estadísticos de UNACEM/Cementos Lima desde 2002-2017.....	8
Tabla 1.3 Matriz de selección de proveedor por criterio 1 y 2.....	12
Tabla 1.4 Antecedentes publicados.....	15
Tabla 1.5 Productos referentes.....	16
Tabla 1.6 Recursos para realizar los estudios.....	16
Tabla 4.1 Hornos largos sin equipos internos de intercambio de calor.....	32
Tabla 4.2 Hornos largos con equipos internos de intercambio de calor.....	33
Tabla 4.3 Datos característicos del horno SP de 4 etapas de ciclones.....	34
Tabla 4.4 Datos característicos del horno SP de 4 a 6 etapas de ciclones con PC....	35
Tabla 4.5 Datos característicos del horno SP de 5 a 6 etapas de ciclones con 2 etapas de PC.....	37
Tabla 4.6 Intersección entre la curva de Gerber y la línea de carga en el punto A...64	
Tabla 4.7 Intersección entre la línea de fluencia y la línea de carga en el punto B. .64	
Tabla 4.8 Intersección entre la curva de Gerber y la línea de fluencia en el punto C.	65
Tabla 4.9 Composición química de la harina cruda – OPC. (Después de la ignición)	93
Tabla 4.10 Fases de clínker.....	101
Tabla 4.11 Composición química de los reservorios del gas de Camisea y su poder calorífico.....	103
Tabla 4.12 Clasificación del carbón bituminoso y sub-bituminoso según la norma ASTM D388.....	104
Tabla 4.13 Composición química del carbón bituminoso pulverizado.....	104
Tabla 4.14 Subdivisión del proceso de clinkerización y selección de la calidad de los ladrillos.....	112
Tabla 4.15 Clasificación de productos refractarios densos según la ISO 1109-1975.	113
Tabla 4.16 Composición química y propiedades de los materiales refractarios.	114

Tabla 5.1 Condiciones de funcionamiento del horno rotatorio cuando funciona en plena carga.	128
Tabla 5.2 Cálculo de los parámetros de diseño.	130
Tabla 5.3 Cálculo de los parámetros de diseño.	131
Tabla 5.4 Parámetros de diseño del horno.	131
Tabla 5.5 Zonas dentro del horno rotatorio por el proceso de clinkerización.....	139
Tabla 5.6 Metrado de cargas para la carcasa por sistema discreto.....	142
Tabla 5.7 Propiedades mecánicas del material 1.5415. (16 Mo 3)	148
Tabla 5.8 Resumen del cálculo de “tz” en los tres puntos críticos.....	150
Tabla 5.9 Esfuerzos equivalentes en la carcasa en los tres puntos críticos.....	151
Tabla 5.10 Criterios de falla por fatiga y por fluencia en los tres puntos críticos...	152
Tabla 5.11 Puntos de intersección del diagrama de fatiga en los tres puntos críticos.	152
Tabla 5.12 Metrado de cargas para la carcasa por sistema continuo.	155
Tabla 5.13 Condiciones de frontera para el análisis térmico.	165
Tabla 5.14 Propiedades de los materiales para el análisis térmico.	166
Tabla 5.15 Cargas térmicas por convección para el ensamble del modelo.....	166
Tabla 5.16 Resultados de esfuerzos equivalentes a 14,5 metros desde el punto de carga.	178
Tabla 5.17 Criterios de falla por fatiga y por fluencia en el punto X= 14,5 metros.	178
Tabla 5.18 Puntos de intersección del diagrama de fatiga en el punto X=14,5metros.	179
Tabla 5.19 Factores de seguridad por los criterios de falla por fatiga y por fluencia en los tres puntos críticos en la carcasa.	180
Tabla 5.20 Resultado por deformación vertical y deformación axial de la carcasa.	181
Tabla 5.21 Metrado de cargas de los aros de rodadura.	183
Tabla 5.22 Propiedades mecánicas del material 1.6580. (30 CrNiMo 8)	188
Tabla 5.23 Metrado de cargas para el aro de rodadura por sistema continuo.	189
Tabla 5.24 Resultados de esfuerzos equivalentes en aro de rodadura 1 en el borde crítico.....	209

Tabla 5.25 Resultados de esfuerzos equivalentes en aro de rodadura 2 en el borde crítico.....	209
Tabla 5.26 Criterios de falla por fatiga y por fluencia en los aros de rodadura.	210
Tabla 5.27 Puntos de intersección del diagrama de fatiga en los aros de rodadura.	210
Tabla 5.28 Deformación de los aros de rodadura 1 y 2 en los ejes Z e Y.....	212
Tabla 5.29 Porcentaje de ovalización de los aros de rodadura 1 y 2 en los ejes Z e Y.	212
Tabla 5.30 Factores de seguridad por los criterios de falla por fatiga y por fluencia en los aros de rodadura.	214
Tabla 5.31 Propiedades mecánicas del material 1.6580. (30 CrNiMo 8)	217
Tabla 5.32 Propiedades mecánicas del material 1.7225. (42 CrMo 4)	218
Tabla 5.33 Metrado de cargas de los ejes de los polines de rodadura por sistema discreto.	218
Tabla 5.34 Esfuerzos en el eje del polín de rodadura de la base 1.....	221
Tabla 5.35 Esfuerzos en el eje del polín de rodadura de la base 2.....	222
Tabla 5.36 Resultados de esfuerzos equivalentes en polín de rodadura de la base 1 en la sección crítica.	235
Tabla 5.37 Resultados de esfuerzos equivalentes en polín de rodadura de la base 2 en la sección crítica.	235
Tabla 5.38 Criterios de falla por fatiga y por fluencia en los polines de rodadura de la base 1 y 2.....	236
Tabla 5.39 Puntos de intersección del diagrama de fatiga en los polines de rodadura de la base 1 y 2.....	236
Tabla 5.40 Resultados de esfuerzos equivalentes en el eje del polín de rodadura de la base 1 y 2.....	238
Tabla 5.41 Criterios de falla por fatiga y por fluencia en el eje del polín de rodadura de la base 1 y 2.	239
Tabla 5.42 Puntos de intersección del diagrama de fatiga en el eje del polín de rodadura de la base 1 y 2.....	239
Tabla 5.43 Factores de seguridad por el criterio de falla por fatiga y por fluencia en los polines de rodadura de la base 1 y 2.....	241

Tabla 5.44 Resultados de los factores de seguridad por el sistema continuo en los ejes de los polines de rodadura de la base 1 y 2.	241
Tabla 5.45 Resultados de los factores de seguridad por el sistema discreto en los ejes de los polines de rodadura de la base 1.	242
Tabla 5.46 Resultados de los factores de seguridad por el sistema discreto en los ejes de los polines de rodadura de la base 2.	242
Tabla 5.47 Especificaciones técnicas del motor y del reductor de engranajes planetario.	246
Tabla 5.48 Especificaciones técnicas del sistema de accionamiento que fueron seleccionados de los catálogos de los proveedores.	247
Tabla 5.49 Metrado del material de la carcasa.	248
Tabla 5.50 Cuadro de ventajas y desventajas de la carcasa de tres proveedores comerciales.	249
Tabla 5.51 Metrado del material de los aros de rodadura.	250
Tabla 5.52 Cuadro de ventajas y desventajas de los aros de rodadura de tres proveedores comerciales.	251
Tabla 5.53 Metrado del material de los polines de rodadura y los ejes del polín de rodadura.	252
Tabla 5.54 Cuadro de ventajas y desventajas de los polines de rodadura de tres proveedores comerciales.	253
Tabla 5.55 Cuadro de ventajas y desventajas de los ejes de los polines de rodadura de tres proveedores comerciales.	253
Tabla 5.56 Cuadro de ventajas y desventajas del sistema de accionamiento de tres proveedores comerciales.	255
Tabla 5.57 Resumen de la composición y poder calorífico de los reservorios del gas de Camisea.	258
Tabla 5.58 Resumen de composición química del carbón bituminoso pulverizado.	259
Tabla 5.59 Relación molar por 100 kg de gas natural.	264
Tabla 5.60 Combustión perfecta de 1 kg de gas natural.	264
Tabla 5.61 Relaciones de los gases de combustión por 1 kg de gas natural.	265
Tabla 5.62 Relaciones del aire secundario por 1 kg de gas natural.	266

Tabla 5.63 Composición química de la harina cruda.....	268
Tabla 5.64 Fórmulas de control de calidad de la harina cruda.....	269
Tabla 5.65 Propiedades de los ladrillos refractarios.	270
Tabla 5.66 Características del sistema de revestimiento de ladrillos refractarios...	271
Tabla 5.67 Cuadro de ventajas y desventajas del sistema de combustión de tres proveedores comerciales.	274
Tabla 5.68 Metrado de ladrillos refractarios.	275
Tabla 5.69 Cuadro de ventajas y desventajas del sistema de refractarios de tres proveedores comerciales.	276
Tabla 5.70 Cuadro de ventajas y desventajas del sistema de sello en la carga y descarga de tres proveedores comerciales.....	277
Tabla 5.71 Tabla de gastos indirectos por ingeniería.....	278
Tabla 5.72 Tabla de gastos directos de suministro de materiales y fabricación de equipos.	279
Tabla 5.73 Tabla de gastos directos del montaje del horno rotatorio de 5500 TM/día.	281
Tabla 5.74 Resumen del presupuesto del proyecto.....	282
Tabla 5.75 Tabla de presupuesto base.....	282

PRÓLOGO

El desarrollo de la presente Tesis, abarca cinco capítulos con alcances respaldados en las referencias bibliográficas y anexos. El capítulo 1 es la introducción, en él se presenta el lugar del cliente, el cliente directo, la necesidad local, la competencia, el objeto principal, la justificación de la investigación, los alcances de la investigación y los recursos empleados para realizar la investigación.

El capítulo 2 abarca la identificación del problema, se da un breve comentario sobre las necesidades previas encontradas al emprender la investigación y la identificación del problema principal.

El capítulo 3 tiene como objetivo la formulación de la hipótesis de trabajo, en él se presenta el diagrama de medios fines y la matriz de consistencia simplificadas.

El capítulo 4 comprende el marco teórico, en él se presenta la revisión general del método por elementos finitos, los recursos necesarios para los diseños de los tipos de carcasa, aro de rodadura, polín de rodadura y sistema de accionamiento, las características de la harina cruda para fabricar clínker, los recursos necesarios para los cálculos de los tipos de sistema de combustión, sistema de refractarios y sistema de sello en la carga y descarga.

El capítulo 5, aborda lo correspondiente a la solución de los problemas que se analizaron del objetivo principal.

Se presenta los parámetros de diseño del horno rotatorio, las condiciones de funcionamiento del horno, los cálculos por el método analítico y por el método de elementos finitos de los elementos mecánicos principales, el plano general para cada elemento mecánico principal. Luego se presenta la selección del proveedor comercial recomendable.

Se presenta los cálculos por el método analítico de los sistemas auxiliares, el plano general para cada sistema auxiliar. Luego se presenta la selección del proveedor comercial recomendable.

Además, se presenta la evaluación del costo de inversión con la tabla de presupuesto base.

Finalmente se concluye esta investigación con las conclusiones y recomendaciones para posibles trabajos futuros y anexos de la metodología de la investigación aplicada.

CAPÍTULO I

INTRODUCCIÓN

1.1 Antecedente:

1.1.1 Lugar:

La empresa Unión Andina de Cementos tiene dos plantas cementeras que se ubican en:

- Lima - Lima -Villa María del Triunfo – Atocongo. (Costa)
- Junín-Tarma – La unión – Condorcocha. (Sierra Central)

En este caso, el estudio se realizó en la planta de UNACEM- Atocongo (Lima).

1.1.2 Cliente directo:

UNACEM fue creada en el 2012, por la fusión de Cementos Lima y Cementos Andinos, donde Cementos Lima absorbió a Cementos Andino, constituyéndose como la mayor productora de cemento local, además sus plantas cementeras tienen hornos rotatorios horizontales de proceso de vía seca con intercambiador de calor y precalcinador.

En resumen, la empresa UNACEM es la más importante cementera del país y esta empresa requiere un diseño de un horno rotatorio para adoptar las nuevas tecnologías del mercado de manera eficiente.

1.1.3 Necesidad local:

El propósito de esta tesis es diseñar un horno rotatorio horizontal para producir 5500 TM/día de clínker y aumentar la capacidad instalada en la planta Atocongo, el cual se construirá considerando la demanda de cemento local que existirá aquí dentro de 8 años.

El término “cemento” es una nomenclatura general y se conoce como cemento Portland ordinario pero hay que recordar que existen cementos especiales que han sido desarrollados para satisfacer necesidades específicas de la construcción. [Ref. 8]

A continuación se presentan:

- Algunos ejemplos sobre capacidad instalada de importantes plantas cementeras.
- Datos estadísticos del mercado nacional del cemento.
- Datos estadísticos del mercado local de UNACEM.
- Descripción de la elaboración de cemento Portland ordinario.

En la actualidad, existen diferentes plantas cementeras en todo el país pero la mayoría se distingue por el uso del proceso de vía seca con sistema de cogeneración para aumentar la eficiencia térmica en el proceso de clinkerización. Como por ejemplo, la nueva planta de cementos Pacasmayo en Piura que tiene una capacidad instalada de producir 3000 TM/día de clínker y fue construida en el año 2015, con sistemas automatizados que mejoran la calidad de los procesos.

Otro ejemplo son las plantas cementeras de UNACEM que han sido repotenciadas logrando tener una capacidad instalada de 7,6 millones de TM/año de clínker y una capacidad instalada de 8,3 millones de TM/año de cemento.

- La planta de Atocongo tiene una capacidad instalada de 5,5 millones de TM/año de clínker.
- La planta de Condorcocha tiene una capacidad instalada de 2,1 millones de TM/año de clínker.

En nuestro mercado nacional la Producción Total, Despacho Nacional y Consumo Total del cemento, durante los años 2000 al 2017 se muestran en la tabla 1.1 y en las figuras 1.1, 1.2 y 1.3 [Ref. 1], estas curvas registran un descenso a inicios del 2015.

Hay muchos factores que explican este descenso, uno de los principales factores es el bajo índice de megaproyectos, inversión pública y el ingreso de cementos importados como Quisqueya de CEMEX, entre otros.

Tabla 1.1

Datos estadísticos de ASOCEM desde 2000-2017.

Año	Producción Total (Millones de Toneladas)	Despacho Nacional (Millones de Toneladas)	Consumo Total (Millones de Toneladas)	Var% Producción Total (%)	Var% Despacho Nacional (%)	Var% Consumo Total (%)
2000	3,684	3,573	3,659	-	-	-
2001	3,589	3,165	3,413	-2,6%	-11,4%	-6,7%
2002	4,120	3,753	3,699	14,8%	18,6%	8,4%
2003	4,202	3,835	3,821	2,0%	2,2%	3,3%
2004	4,604	4,006	4,032	9,6%	4,5%	5,5%
2005	5,107	4,394	4,434	10,9%	9,7%	10,0%
2006	5,782	5,081	5,124	13,2%	15,6%	15,6%
2007	6,208	5,829	5,948	7,4%	14,7%	16,1%
2008	6,862	6,711	6,963	10,5%	15,1%	17,1%
2009	7,166	7,047	7,224	4,4%	5,0%	3,7%
2010	8,298	8,098	8,442	15,8%	14,9%	16,9%
2011	8,499	8,294	8,803	2,4%	2,4%	4,3%
2012	9,847	9,572	10,184	15,9%	15,4%	15,7%
2013	10,527	10,256	11,137	6,9%	7,1%	9,4%
2014	10,675	10,342	11,329	1,4%	0,8%	1,7%
2015	10,410	9,978	10,332	-2,5%	-3,5%	-8,8%
2016	10,094	9,643	10,037	-3,0%	-3,4%	-2,9%
2017	9,980	9,554	9,915	-1,1%	-0,9%	-1,2%

Datos obtenidos de Asociación de productores de cemento (UNACEM, Pacasmayo y Yura)
(Elaboración Propia)

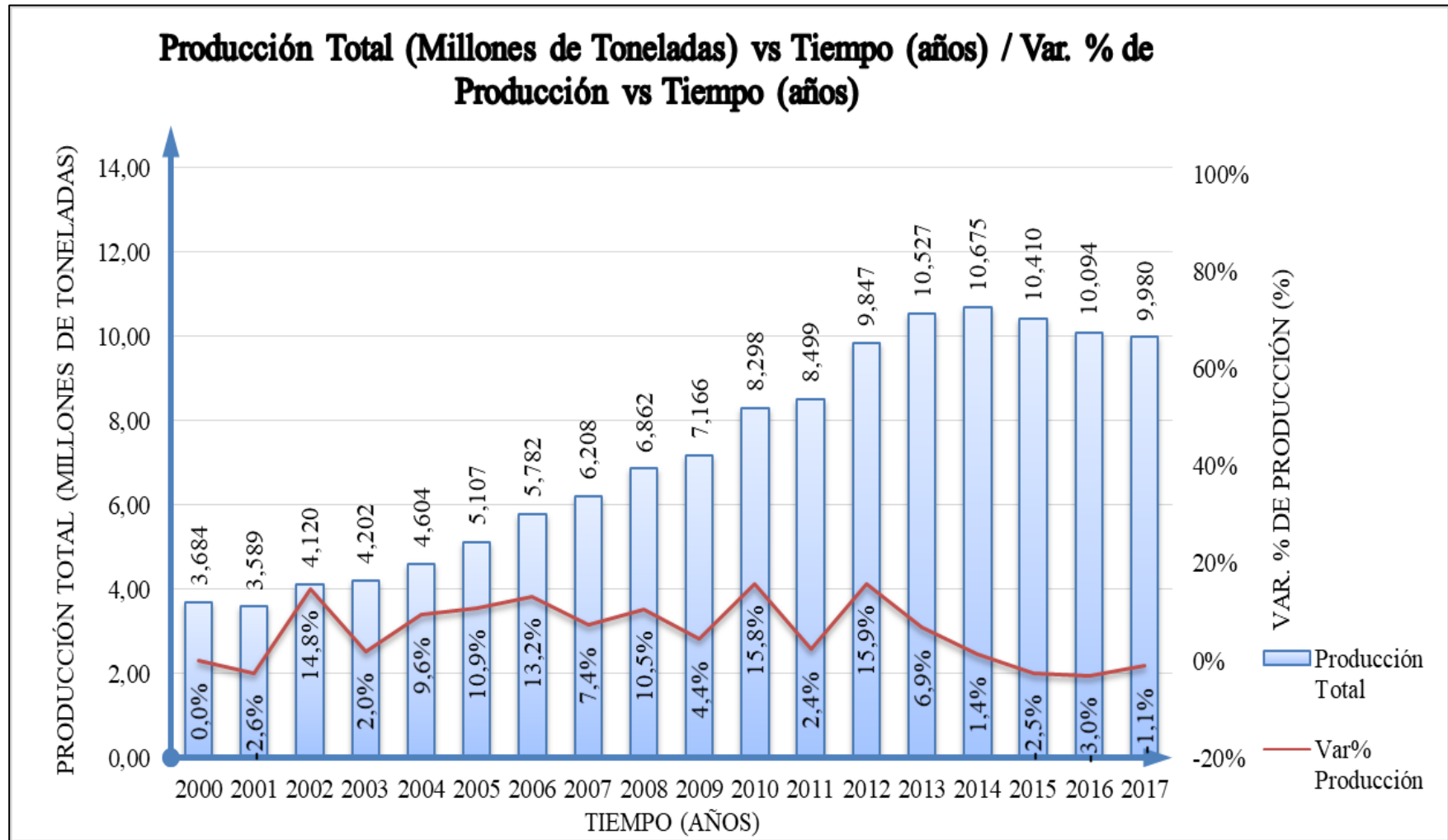


Figura 1.1 Variación de la producción total con respecto al tiempo desde 2000-2017.

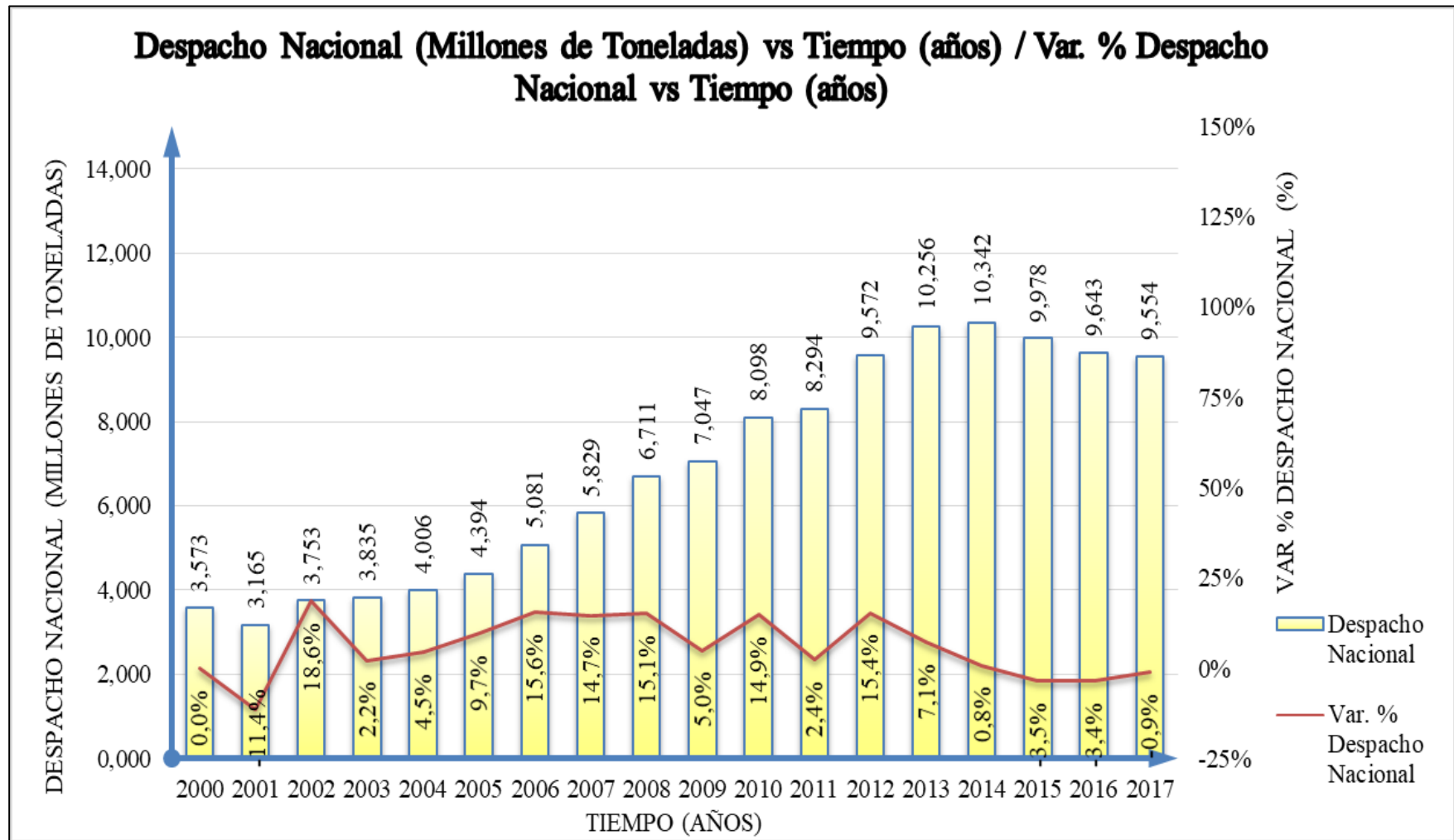


Figura 1.2 Variación del despacho nacional con respecto al tiempo desde 2000-2017.

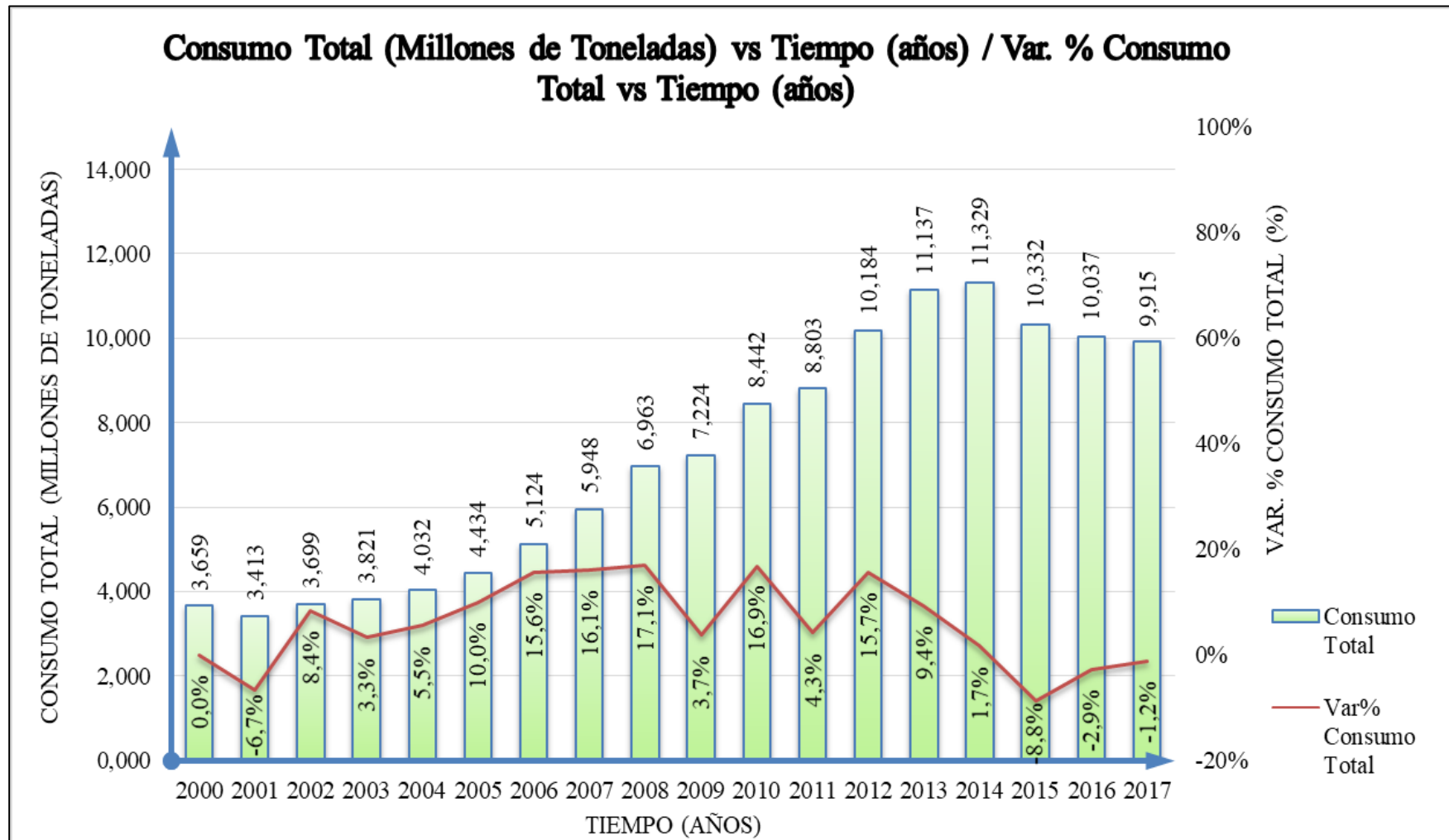


Figura 1.3 Variación del consumo total con respecto al tiempo desde 2000-2017.

Sin embargo, se espera que el mercado local del cemento se reactivará por los proyectos como la línea 2 y 3 del metro de Lima, el gasoducto del sur peruano, ampliación del aeropuerto Jorge Chávez, Majes-Siguas II, la reconstrucción del norte por zona afectada por el fenómeno del Niño, entre otros. Con esto se pronostica un aumento de la demanda interna de cemento.

Después de haber presentado los datos estadísticos del mercado nacional, ahora nos centraremos en el mercado local de la empresa UNACEM que se muestran en la tabla 1.2 y en la figura 1.4. [Ref. 2 y 3]. La figura 4.4 nos muestra que UNACEM tuvo la necesidad de hacer una ampliación de sus plantas cementeras en el año 2011 y en el 2012, hasta obtener una capacidad instalada de 7,6 millones de toneladas de clínker. Así mismo, se puede estimar que dentro de 8 años la capacidad instalada llegará cerca de su límite y necesitará un nuevo horno rotatorio en la planta de Atocongo.

Tabla 1.2

Datos estadísticos de UNACEM/Cementos Lima desde 2002-2017.

Planta de Cemento	Año	Despacho (Miles de Toneladas)	Exportaciones (Miles de Toneladas)	Producción (Miles de Toneladas)	Capacidad Instalada de Clinker (Miles de Toneladas)
Cementos Lima	2002	1.468,0	525,3	1.993,3	4.100,0
Cementos Lima	2003	1.501,0	588,6	2.089,6	4.100,0
Cementos Lima	2004	1.574,0	708,6	2.282,6	4.100,0
Cementos Lima	2005	1.743,0	971,0	2.714,0	4.100,0
Cementos Lima	2006	1.942,0	855,0	2.797,0	4.100,0
Cementos Lima	2007	2.235,0	695,6	2.930,6	4.100,0
Cementos Lima	2008	2.875,0	150,0	3.025,0	4.100,0
Cementos Lima	2009	2.935,0	80,0	3.015,0	4.100,0
Cementos Lima	2010	3.278,0	100,0	3.378,0	4.100,0
Cementos Lima	2011	3.225,0	50,0	3.275,0	4.100,0
UNACEM	2012	5.311,0	44,0	5.355,0	7.600,0
UNACEM	2013	5.611,0	20,0	5.631,0	7.600,0
UNACEM	2014	5.701,0	17,0	5.718,0	7.600,0
UNACEM	2015	5.546,0	19,0	5.565,0	7.600,0
UNACEM	2016	5.109,0	29,0	5.138,0	7.600,0
UNACEM	2017	4.993,0	16,0	5.009,0	7.600,0

Datos obtenidos del INEI-Sector Construcción; UNACEM reporte anual (Elaboración Propia)

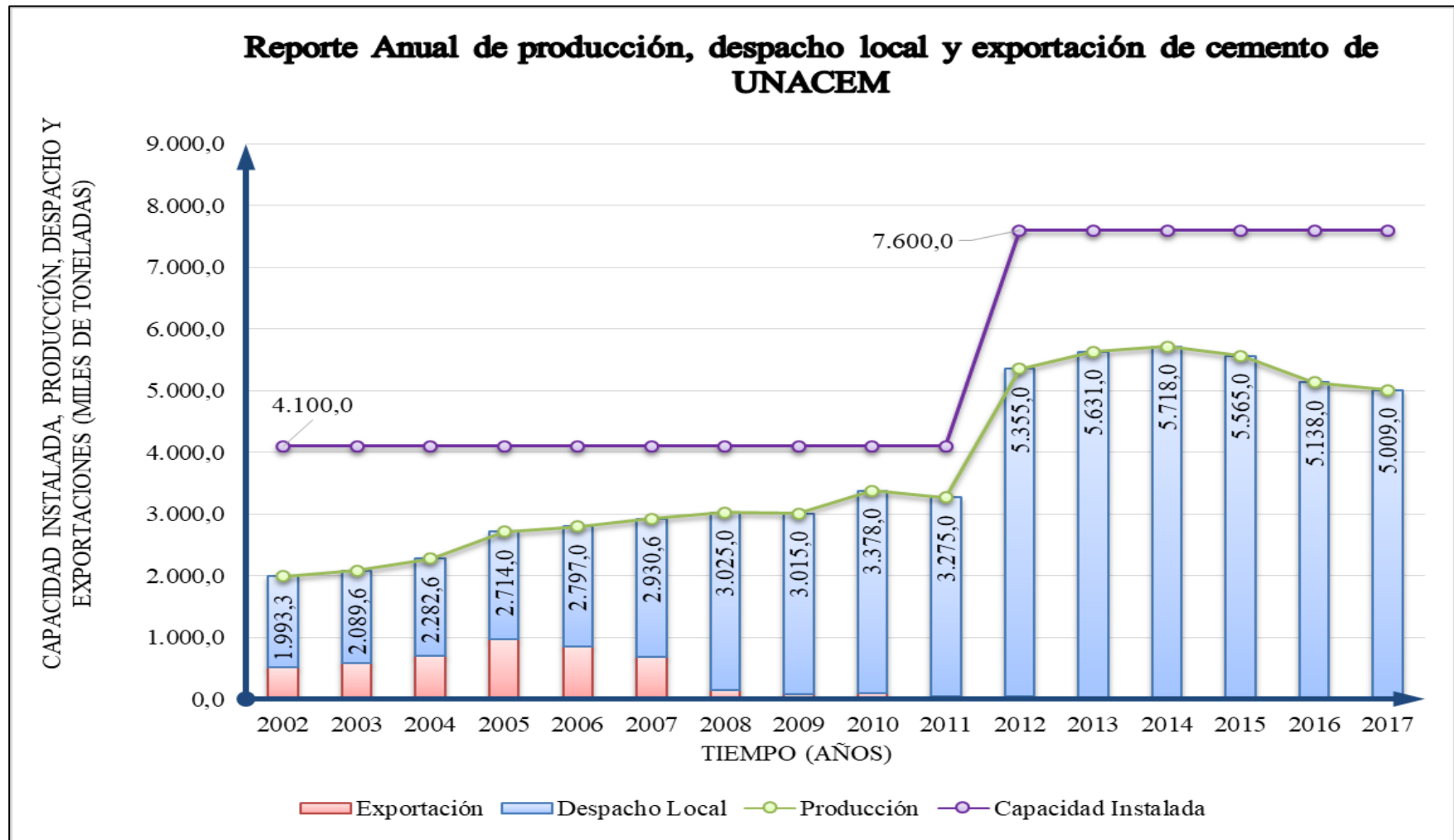


Figura 1.4 Reporte Anual de UNACEM desde 2002-2017.

Para la elaboración de cemento Portland ordinario son necesarios tres componentes fundamentales que son clínker, yeso y aditivos. Por este motivo la producción de clínker es fundamental en una planta cementera.

Para obtener el clínker de un proceso de vía seca con cogeneración:

- 1) Comienza desde las canteras de piedra caliza donde se extrae hasta un máximo de 1.5 metros.
- 2) Luego es llevado a la zona de la chancadora primaria donde se reduce de 1.5 metros hasta 25cm. aproximadamente.
- 3) La segunda etapa de reducción se lleva el material a la chancadora secundaria donde se reduce de 25cm hasta un máximo de 75mm.
- 4) Después de este proceso se lleva a las canchas de prehomogenización de piedra caliza, luego se extraen los materiales hacia las tolvas de molino de materia prima para dosificarlo con las arcillas y otros componentes.
- 5) La siguiente etapa es llevar todas las materias primas hacia el molino vertical donde se muelen hasta el punto de formar un polvo llamado “harina cruda”.
- 6) La siguiente etapa es conducir la harina cruda hacia los silos de homogenización para uniformizar su calidad.
- 7) La siguiente etapa consiste en el proceso de calcinación, donde la harina cruda es bombeada hacia la parte superior de la torre de intercambiador de calor donde el aire caliente del horno rotatorio se aprovecha mediante los ciclones que tienen en varias etapas. Comúnmente esta torre es llamada “torre de precalentamiento” y en la actualidad entre las etapas de los ciclones pueden llevar uno o más calcinadores para aumentar el aprovechamiento del aire caliente que es extraído de la zona de enfriamiento, por donde el aire es conducido por el ducto de aire terciario.
- 8) Cuando la harina cruda ha descendido hasta la boca del horno rotatorio, los procesos de deshidratación y descarbonatación ya han comenzado por motivo de las altas temperaturas que han conseguido en los ciclones, aproximadamente de 850 °C.
- 9) Cuando la harina cruda circule por la entrada del horno rotatorio, este pasara por la zona de precalentamiento, la zona de calcinación, la zona de

seguridad, la zona de transición, la zona de sinterización, la zona inferior de transición y la zona de enfriamiento. El proceso de calcinación puede llegar hasta una temperatura máxima de 1450 °C y en la boca de la descarga del horno puede llegar hasta una temperatura aproximadamente de 1200°C. Ya que el aire secundario logra enfriar la zona de la descarga.

- 10) El clínker que sale del horno es enfriado rápidamente en la cámara del enfriador donde el aire de enfriamiento se recupera y es enviado por el ducto de aire terciario.
- 11) Luego el clínker es triturado por unos rodillos que se encuentran al final de la cámara del enfriador. Para luego ser llevado a un parque de clínker o también llamado cancha de almacenamiento.

Con todo lo anteriormente mencionado se puede entender que el horno rotatorio horizontal es el corazón para la elaboración del clínker, es por ello que este equipo es el de mayor interés en las plantas cementeras. Además, los procesos químicos, térmicos y abrasivos que se producen dentro del horno son los que ocasionan la variación del tiempo de vida del equipo.

1.1.4 Competencia:

Los datos e información expuestos anteriormente evidencian que las plantas cementeras del país están buscando nuevas formas de producir cemento de una manera eficiente. Por ello siempre buscan las tecnologías que provienen de Alemania, Dinamarca, E.E.U.U., Japón e India. A continuación, algunos ejemplos:

- La empresa multinacional ThyssenKrupp es una industria siderúrgica y anexo a sus filas a la empresa Polysius AG. Su país de origen es de Essen y Duisburgo, Alemania.
- El grupo multinacional FL Smidth & Co. es un fabricante de equipos de plantas cementeras y mineras. Además su país de origen es de Copenhague, Dinamarca.
- La empresa multinacional KHD Humboldt Wedag se dedica a dar servicios de ingeniería y suministro de equipos en las industrias cementeras. Su país de origen es de Alemania.

Estos son los principales proveedores de la tecnología por tener una gran experiencia en diseño y fabricación de estos equipos. Además, el costo de diseño de un horno es elevado por que se incluyen los costos de las modificaciones del equipo en el caso de que el diseño inicial debiera ser mejorado.

Finalmente, se presenta una matriz de selección de proveedores, ver la tabla 1.3.

Tabla 1.3

Matriz de selección de proveedor por criterio 1 y 2.

Matriz de Selección de Proveedor – Criterio 1					
	Tecnología flexible	Servicio Post-Venta	Diseño Flexible	Garantía	Total
Empresa nacional	3	6	5	3	15
Empresa multinacional	10	10	10	10	40
Importación por proveedores desconocidos	1	1	5	3	10
Empresa nacional con suministro de equipos por proveedores	10	10	10	10	40
Matriz de Selección de Proveedor – Criterio 2					
	Calidad de suministro	Alcance de suministro	Tiempo de suministro	Precio	Total
Empresa nacional	5	5	6	5	21
Empresa multinacional	10	10	5	3	28
Importación por proveedores desconocidos	1	5	3	10	19
Empresa nacional con suministro de equipos por proveedores	10	10	8	4	32
			Total		
Empresa nacional			36		
Empresa multinacional			68		
Importación de proveedores desconocidos			29		
Empresa nacional con suministro de equipos por proveedores			72		

(Elaboración Propia)

Nota: La calificación es de 1 al 10, donde 10 es el bueno o mejor y 1 es el malo o peor.

El proveedor ideal es la “Empresa nacional con suministro de equipos por proveedores” ya que tiene un mejor precio y tiempo de suministro con respecto a otros.

1.2 Objetivos:

1.2.1 Objetivo principal:

- Diseñar y calcular un horno rotatorio horizontal para producir 5500 TM/día de clínker para la planta de UNACEM – Atocongo por el método analítico y el método de elementos finitos

1.2.2 Objetivo secundario:

- Diseñar y calcular los elementos mecánicos principales de un horno rotatorio horizontal para producir 5500 TM/día de clínker por el método analítico y el método de elementos finitos. Esto tiene como fin, definir la carcasa, los aros de rodadura, el polín de rodadura, el eje del polín de rodadura y el sistema de accionamiento.
- Calcular y seleccionar los sistemas auxiliares por el método analítico. Eso tiene como fin, definir el sistema de combustión, el sistema de refractarios y el sistema de sello en la carga y descarga.
- Determinar el costo de inversión. Esto tiene como fin definir la tabla de presupuesto base.

1.3 Justificación de la investigación:

Actualmente la capacidad instalada para fabricar clínker en la empresa UNACEM es suficiente para la demanda del consumo de cemento Portland pero se ha estimado que dentro de 8 años la capacidad instalada para fabricar clínker va a llegar a un punto cercano al límite. Por lo que se propone una nueva línea de producción de clínker de una capacidad de 5500 TM/día para la planta UNACEM - Atocongo.

Actualmente el método analítico tiene limitaciones cuando se diseña elementos en 3D pero se sigue utilizando como un medio de verificación. Por lo que se propone el diseño y cálculo de un horno rotatorio horizontal para producir 5500 TM/día de clínker

para la planta UNACEM – Atocongo por el método analítico y por el método de elementos finitos de una manera sencilla y confiable.

Estas son las razones que motivan la redacción de la presente tesis y representa una mejora importante de trabajos anteriores a fin de entregar un diseño que ya no sólo será con el método analítico.

1.4 Alcances de la investigación:

1.4.1 Alcance general:

- ✓ Comprende el diseño y cálculo de un horno rotatorio horizontal para producir 5500 TM/día de clínker para la planta UNACEM – Atocongo por el método analítico y el método de elementos finitos.

1.4.2 Alcances específicos:

- ✓ El diseño y cálculo de los elementos mecánicos principales de un horno rotatorio horizontal para producir 5500 TM/día de clínker por el método analítico y el método de elementos finitos, se identificará los parámetros de diseño del horno rotatorio y las condiciones de funcionamiento del horno para un sistema de calcinación por vía seca e intercambiador de calor con precalcinador, además se elaborará los cálculos por el método analítico y el método de elementos finitos de los elementos mecánicos principales, planos generales que contengan las dimensiones, los tipos de materiales y características de los equipos principales, también se determinará la selección del proveedor comercial recomendable para cada elemento mecánico principal validado por el asesor.
- ✓ El cálculo y selección de los sistemas auxiliares por el método analítico definirá los tipos de sistemas auxiliares, se identificará los recursos necesarios para los cálculos de los tipos de sistema de combustión, sistema de refractarios y sistema de sello en la carga y descarga, además se elaborará

los cálculos por el método analítico de los sistemas auxiliares y planos generales que contengan las dimensiones y características de los sistemas auxiliares, también se determinará la selección del proveedor comercial recomendable para cada sistema auxiliar validado por el asesor.

- ✓ La evaluación del costo de inversión abarcará los gastos indirectos por ingeniería, los gastos directos del suministro de materiales y fabricación de equipos y el gasto directo del montaje del horno rotatorio de 5500 TM/día, para después realizar la tabla de presupuesto base.

1.5 Recursos empleados para realizar la investigación:

1.5.1 Referencias de tesis y proyectos consultados:

Cuando se inició la investigación, se consultaron las tesis que estén relacionadas con el diseño de un horno rotatorio para producir clínker y se consultaron los proyectos más recientes, ver la tabla 1.4.

Se seleccionó los cálculos matemáticos por el método analítico para el diseño de los componentes principales, los sistemas auxiliares, entre otros.

Tabla 1.4

Antecedentes publicados.

TESIS CONSULTADAS		
N°	Autor	Nombre de la Tesis
1	Villar Montesinos, Felipe Alberto	Cálculo y diseño de un horno rotatorio para producir 1000 TM/día de clínker.
2	Marquina Ruiz, José Eduardo	Cálculo y diseño para conversión de un horno rotativo de vía húmeda a vía seca para la producción de 600 TM/día de clínker.
PROYECTOS CONSULTADOS		
N°	Autor	Nombre del Proyecto
1	Ballena Razuri, Luis José	Diseño e implementación del sistema de accionamiento del mecanismo de giro del horno horizontal N°2 para clínker de cemento.
2	Dionisio padilla, Henry Roberto	Montaje de virolas y del sistema de accionamiento mecánico de un horno rotatorio en una planta cementera.

(Elaboración propia).

1.5.2 Referencia de productos sofisticados encontrados:

Se presenta los principales proveedores de tecnología cementera en el país, ver la tabla 1.5. Para el suministro de los principales elementos mecánicos y sistemas auxiliares.

Tabla 1.5

Productos referentes.

N°	PRODUCTOS REFERENTES	
	Empresa	Descripción breve del producto realizado
1	F.L.Smidth	Suministro de equipos y tecnología de plantas cementeras con gran eficiencia.
2	ThyssenKrupp	Suministro de equipos y tecnología de plantas cementeras con gran eficiencia.

(Elaboración propia).

1.5.3 Recursos empleados para realizar los estudios:

En este punto se presenta los recursos que se utilizaron para realizar los estudios, estos son los que se presentan en la tabla 1.6. Los softwares que se utilizaron fueron de prueba por lo que no se compraron licencias.

Tabla 1.6

Recursos para realizar los estudios.

N°	Recurso usado	Descripción	Costo (S/)
1	Hardware	Computadora	3500
2	Capacitación de software	Ansys 16, AutoCAD y Solidwork 2013	5000
3	Útiles	Libros, cuadernos y USB	500
4	Movilidad	Bus y Metropolitano	180
5	Comunicación	Celular y Internet	320
6	Servicios	Impresiones y ploteos	1000
Costo Total (S/.)			10500

(Elaboración propia).

CAPÍTULO II

IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA

2.1 Necesidades previas encontradas al emprender la investigación:

Los hornos rotatorios antiguos de la planta UNACEM - Atocongo han sido repotenciadas con las últimas tecnologías de cemento pero parcialmente. Para adoptar las nuevas tecnologías del mercado de manera eficiente, deben hacer una nueva línea de clinkerización con los últimos adelantos tecnológicos con la capacidad necesaria según la proyección de la demanda.

2.2 Identificación del problema principal y de los problemas específicos:

El problema principal se formula con la siguiente pregunta. ¿Es posible diseñar y calcular por el método de elementos finitos un horno rotatorio horizontal para producir 5500 TM/día de clínker para la planta UNACEM - Atocongo?

Los problemas específicos son:

- ¿Es posible diseñar y calcular los elementos mecánicos principales de un horno rotatorio horizontal para producir 5500 TM/día de clínker por el método analítico y el método de elementos finitos?
- ¿Es posible calcular y seleccionar los sistemas auxiliares por el método analítico?
- ¿Es posible determinar el costo de inversión?

CAPÍTULO III

FORMULACIÓN DE LA HIPÓTESIS DE TRABAJO

3.1 Diagrama medios fines simplificada:

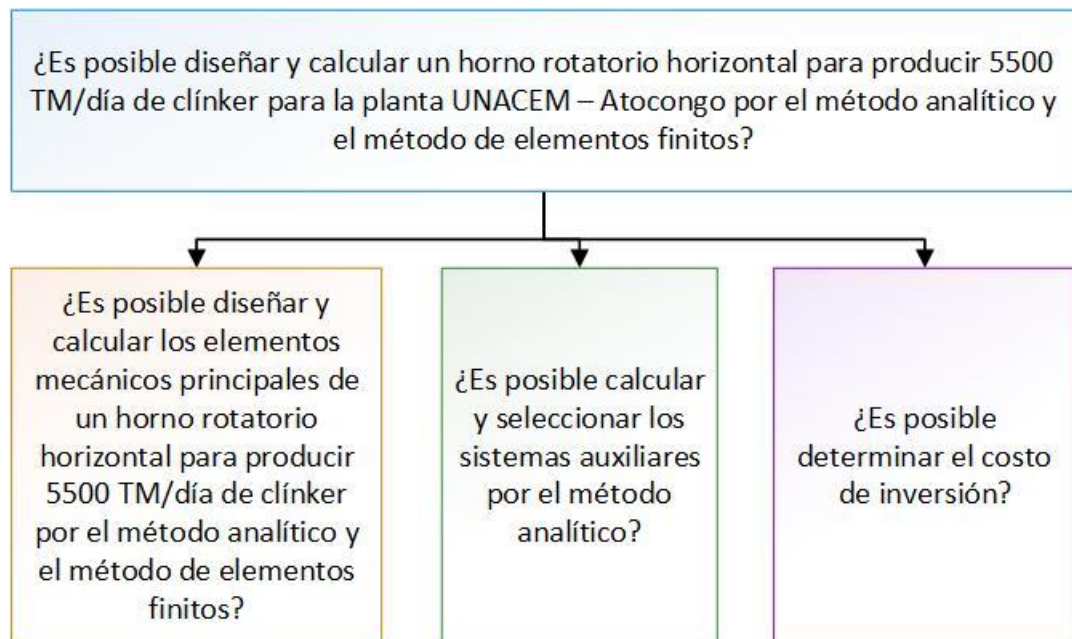


Figura 3.1 Diagrama de medios fines simplificada.

3.2 Matriz de consistencia simplificada:

MATRIZ DE CONSISTENCIA SIMPLIFICADA				
HIPÓTESIS	OBJETIVOS	VARIABLE DEPENDIENTE	VARIABLE INDEPENDIENTE	INDICADORES
Si es posible diseñar y calcular un horno rotatorio horizontal para producir 5500 TM/día de clínker para la planta UNACEM - Atocongo por el método analítico y el método de elementos finitos.	Diseñar y calcular un horno rotatorio horizontal para producir 5500 TM/día de clínker para la planta UNACEM - Atocongo por el método analítico y el método de elementos finitos.	Parámetros de diseño del horno rotatorio	Longitud del horno (metros)	Rango de parámetros de diseño y condiciones de funcionamiento del horno
			Diámetro interior del horno (metros)	
		Factor de seguridad por fatiga y deformación de los elementos principales	<ul style="list-style-type: none"> • Esfuerzos equivalentes por el método de elementos finitos (MPa) • Deflexión de los elementos principales por el método de elementos finitos (mm) 	Factor de seguridad por fatiga y especificaciones técnicas.
		Carga específica del volumen	Producción de clínker (TM / día)	Demanda de cemento
Localización de la planta cementera	Altitud de la planta (m.s.n.m)			
Si es posible diseñar y calcular los elementos mecánicos principales de un horno rotatorio horizontal para producir 5500 TM/día clínker por el método analítico y el método de elementos finitos.	Diseñar y calcular los elementos mecánicos principales de un horno rotatorio horizontal para producir 5500 TM/día clínker por el método analítico y el método de elementos finitos.	Carga específica del volumen	Producción de clínker (TM / día)	Demanda de cemento
		Factor de seguridad por fatiga y deformación de la carcasa	<ul style="list-style-type: none"> • Esfuerzos equivalentes por el método de elementos finitos (MPa) • Deflexión de los elementos principales por el método de elementos finitos (mm) 	Factor de seguridad por fatiga y especificaciones técnicas.
		Factor de seguridad por fatiga y deformación de los aros de rodadura		
		Factor de seguridad por fatiga y deformación de los polines de rodadura		
Potencia requerida del sistema de accionamiento	Producción de clínker (TM / día)	Especificaciones técnicas		
Si es posible calcular y seleccionar los sistemas auxiliares por el método analítico	Calcular y seleccionar los sistemas auxiliares por el método analítico	Cálculo y selección del sistema de combustión	Consumo específico del calor del horno (KJ/Kg-clínker)	Especificaciones técnicas
		Cálculo y selección del sistema de refractarios	Espesor del sistema de refractario (mm)	
		Cálculo y selección del sistema de sello de carga y descarga	Deformación axial de la carcasa del horno (mm)	
Si es posible determinar el costo de inversión.	Determinar el costo de inversión.	Costo total de inversión (US\$)	Costos de ingeniería (US\$)	Precios referenciales del mercado y costo (proyecto)
			Costos de suministro de materiales y fabricación de equipos. (US\$)	

Figura 3.2 Matriz de consistencia simplificada.

CAPÍTULO IV

MARCO TEÓRICO

4.1 Marco teórico relacionado a la mecánica:

4.1.1 Método por elementos finitos:

El método por elementos finitos (MEF) es un procedimiento numérico para resolver problemas físicos gobernados por una ecuación diferencial o un teorema de energía. [Ref. 4]

Desde el análisis de tensiones de barras y perfiles estructurales o estructuras complicadas hasta las respuestas dinámicas de automóviles, trenes o aviones bajo diferentes cargas mecánicas, térmicas o electromagnéticas. [Ref. 5]

Durante los últimos años, muchos programas comerciales han estado disponibles para conducir el análisis por elementos finitos (FEA). Una de las principales empresas de CAE (ingeniería asistida por computadora) es ANSYS. Workbench es una de sus plataformas de fácil manejo e integra perfectamente las tecnologías avanzadas de la simulación, así mismo el entorno de Workbench ofrece conexiones bidireccionales con los principales sistemas CAD (diseño asistido por computadora) y está orientado a mejorar la productividad para el trabajo en equipos de ingeniería. [Ref.5]

4.1.1.1 Sistema discreto:

Es la primera subdivisión principal del método de elementos finitos (MEF), en donde se utilizan elementos discretos (divididos en líneas) para obtener los desplazamientos y deformaciones de los puntos de enlace (nudos) que tiene un miembro o armazón estructural.

Este enfoque utiliza el análisis matricial en las estructuras y produce resultados idénticos al análisis clásico de armazón estructural. Además, los nudos tienen sus tres grados de libertad y trabaja con elementos 1D (línea), ver la figura 4.1. [Ref. 4]

$$u = \begin{Bmatrix} u_1 \\ v_1 \\ \theta_1 \\ - \\ u_2 \\ v_2 \\ \theta_2 \end{Bmatrix} : \text{Deformación de los nudos 1 y 2}$$

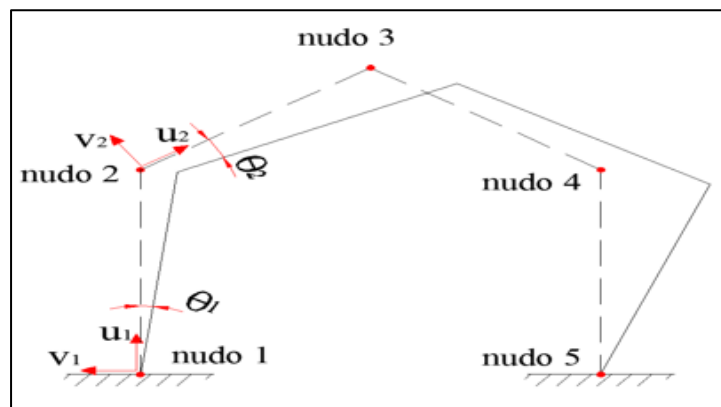


Figura 4.1 Esquema de un sistema discreto del MEF.

4.1.1.2 Sistema continuo:

Es la segunda subdivisión principal del método de elementos finitos (MEF) donde el objeto es discretizado o mallado en elementos finitos y cada elemento finito tiene infinitos puntos de contacto.

Este enfoque es el verdadero método de elementos finitos, ya que realiza cálculos aproximados de los parámetros deseados en puntos específicos llamados puntos nodales. Se define con una función vectorial que indica las deformaciones del elemento en función de coordenadas. Es decir, trabaja con elementos 2D y 3D, ver la figura 4.2. [Ref. 4]

$$u = \begin{cases} u_{(x,y,z)} \\ v_{(x,y,z)} \\ w_{(x,y,z)} \end{cases} : \text{Deformación del elemento en coordenadas } x, y \text{ e } z$$

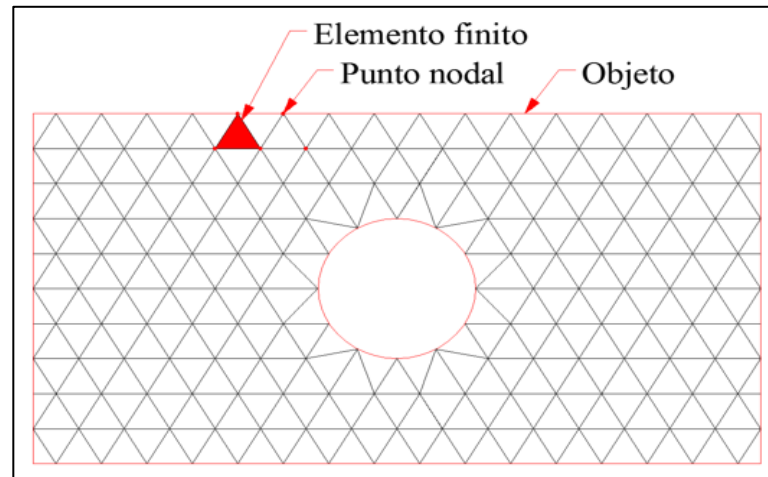


Figura 4.2 Esquema de un sistema continuo del MEF.

4.1.1.3 Análisis discreto para vigas y estructuras:

Es el análisis numérico de una viga por el método de elementos finitos. Esto abarca a los dos modelos comunes que son la viga de Euler-Bernoulli y la viga de Timoshenko.

Ambos modelos asumen que el material de la viga debe tener un comportamiento lineal isotrópico elástico y para secciones de viga uniforme.

La flexión simple que se explica en la teoría de viga de Euler-Bernoulli es la más conocida por su simplicidad, donde trata a la viga como si estuviera compuesta de varias capas delgadas infinitesimales bajo la suposición de que el eje neutro no cambia de longitud, además la flexión hace que las capas que están encima del eje neutro se compriman axialmente y las capas que están abajo del eje neutro se extiendan axialmente. Es decir, la deformación axial inducida por flexión se conoce como deformación por flexión y se relaciona con la curvatura deflectada de la viga “ $\rho(x)$ ”.

[Ref. 5]

$$\varepsilon(x) = -y\rho(x) = -y \left(\frac{d^2v}{dx^2} \right)$$

$$M(x) = \int -y * \sigma(x) * dA = \int y^2 * \rho(x) * dA = EI \frac{d^2v}{dx^2}$$

Aplicando la ley de Hooke, se obtiene:

$$\sigma(x) = -\frac{M(x) * y}{I}$$

La ecuación que gobiernan en una viga simple:

$$\begin{aligned} v(x) &: \text{Deflexión} \\ \theta(x) &= \frac{dv}{dx} : \text{Rotación } \theta(x) \\ \rho(x) &= \frac{d\theta}{dx} : \text{Curvatura } \rho(x) \\ M(x) &= EI \frac{d^2v}{dx^2} = EI * \rho(x) : \text{Momento flector } M(x) \\ Q(x) &= \frac{dM}{dx} : \text{Fuerza cortante } Q(x) \\ q(x) &= \frac{dQ}{dx} : \text{Fuerza distribuida } q(x) \end{aligned}$$

4.1.1.3.1 Formulación del elemento viga:

En este caso, la estructura está compuesta por varias vigas y cada elemento viga es discretizado en un elemento tipo línea y la matriz de rigidez del elemento viga se establece utilizando métodos tanto directos como energéticos. [Ref. 4 y 5]

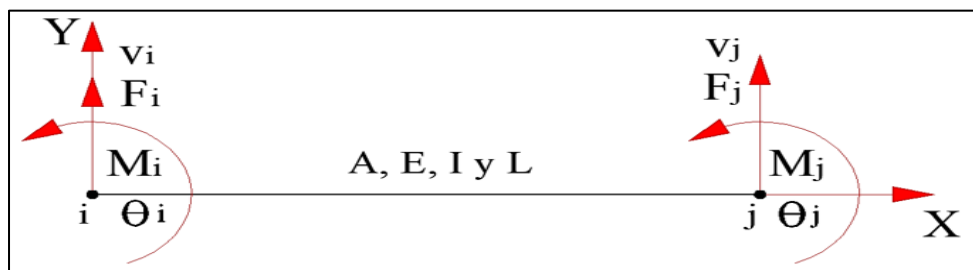


Figura 4.3 Elemento viga en 2D global con 2 grados de libertad.

En la figura 4.3, las coordenadas locales están con 2 grados de libertad (“v” y “θ”) y en coordenadas globales con 2 grados libertad (“X” e “Y”).

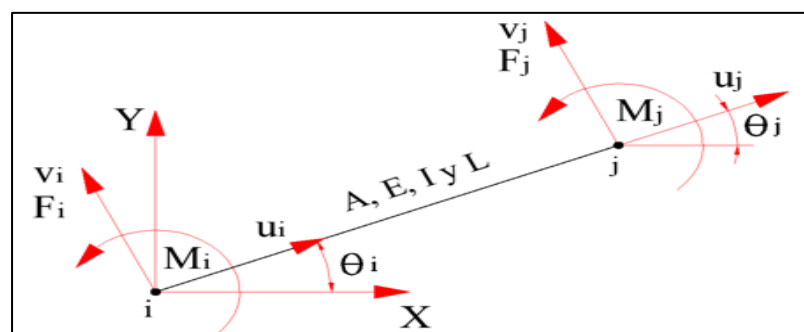


Figura 4.4 Elemento viga en 2D global con 3 grados de libertad.

En la figura 4.4, las coordenadas locales están con 3 grados de libertad (“v”, “u” y “θ”) y en coordenadas globales con 2 grados libertad (“X” e “Y”). Además, se presentan los valores constantes que existen en un elemento viga: “A”, “E”, “I” y L. Estos son respectivamente área, modulo elástico de la viga, momento inercia del área de la sección y longitud del elemento viga.

4.1.1.3.2 Ecuación de rigidez del elemento:

Se presenta el método directo para establecer la matriz de rigidez para 2 grados de libertad. [Ref. 4 y 5]

$$\begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & k_{13} & k_{14} \\ k_{21} & k_{22} & k_{23} & k_{24} \\ k_{31} & k_{32} & k_{33} & k_{34} \\ k_{41} & k_{42} & k_{43} & k_{44} \end{bmatrix} \times \begin{Bmatrix} v_i \\ \theta_i \\ v_j \\ \theta_j \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} Fy_i \\ Mz_i \\ Fy_j \\ Mz_j \end{Bmatrix}$$

$$\frac{EI}{L^3} \begin{bmatrix} 12 & 6L & -12 & 6L \\ 6L & 4L^2 & -6L & 2L^2 \\ -12 & -6L & 12 & -6L \\ 6L & 2L^2 & -6L & 4L^2 \end{bmatrix} \times \begin{Bmatrix} v_i \\ \theta_i \\ v_j \\ \theta_j \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} Fy_i \\ Mz_i \\ Fy_j \\ Mz_j \end{Bmatrix}$$

Se presenta la matriz de rigidez para 3 grados de libertad. [Ref. 4 y 5]

$$k = \begin{bmatrix} \frac{EA}{L} & 0 & 0 & -\frac{EA}{L} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{12 * EI}{L^3} & \frac{6 * EI}{L^2} & 0 & -\frac{12 * EI}{L^3} & \frac{6 * EI}{L^2} \\ 0 & \frac{6 * EI}{L^2} & \frac{4 * EI}{L} & 0 & -\frac{6 * EI}{L^2} & \frac{2 * EI}{L} \\ -\frac{EA}{L} & 0 & 0 & \frac{EA}{L} & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{12 * EI}{L^3} & -\frac{6 * EI}{L^2} & 0 & \frac{12 * EI}{L^3} & -\frac{6 * EI}{L^2} \\ 0 & \frac{6 * EI}{L^2} & \frac{2 * EI}{L} & 0 & -\frac{6 * EI}{L^2} & \frac{4 * EI}{L} \end{bmatrix}$$

$$[k]_{6 \times 6} \begin{bmatrix} u_i \\ v_i \\ \theta_i \\ u_j \\ v_j \\ \theta_j \end{bmatrix}_{6 \times 1} = \begin{Bmatrix} Fx_i \\ Fy_i \\ Mz_i \\ Fx_j \\ Fy_j \\ Mz_j \end{Bmatrix}$$

4.1.1.4 Análisis continuo de la elasticidad en 3D:

Los diseños de ingeniería comúnmente son estructuras tridimensionales y no se pueden representar de manera efectiva utilizando modelos 1D o 2D. Los elementos finitos sólidos basados en la elasticidad tridimensional son comunes para el análisis estructural tridimensional y su aplicación tiene un impacto importante en la obtención de información sobre el comportamiento de un diseño de ingeniería. [Ref. 5]

La forma vectorial del estado de esfuerzo se presenta en 6 componentes de tensión:

$$\sigma = \{\sigma\} = \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \end{Bmatrix}$$

La forma vectorial del estado de deformación se presenta en 6 componentes de deformación:

$$\varepsilon = \{\varepsilon\} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{Bmatrix}$$

La relación entre el esfuerzo y la deformación en 3D:

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \end{Bmatrix} = \frac{E}{(1+\mu)(1-2\mu)} \begin{bmatrix} 1-\mu & \mu & \mu & 0 & 0 & 0 \\ \mu & 1-\mu & \mu & 0 & 0 & 0 \\ \mu & \mu & 1-\mu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\mu}{2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\mu}{2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\mu}{2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{Bmatrix}$$

El desplazamiento del elemento finito sólido:

$$u = \begin{Bmatrix} u_{(x,y,z)} \\ v_{(x,y,z)} \\ w_{(x,y,z)} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \end{Bmatrix}$$

La relación entre la deformación y el desplazamiento:

$$\varepsilon = \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial u}{\partial x} \\ \frac{\partial v}{\partial y} \\ \frac{\partial w}{\partial z} \\ \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \\ \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \\ \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \end{Bmatrix}$$

Se presenta la ecuación de equilibrio del vector “F”:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} + f_x &= 0 \\ \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} + f_y &= 0 \\ \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + f_z &= 0 \end{aligned}$$

4.1.1.4.1 Formulación del elemento sólido:

En este caso, la formulación de un elemento sólido en 3D es una extensión directa de la formulación por el método de elementos finitos (MEF) en 1D y 2D. Como primer paso se formula la función de interpolación del campo de desplazamiento. [Ref. 5]

$$u_{(x,y,z)} = \sum_{i=1}^N N_i * u_i : \text{Función de interpolación.}$$

$$\sum_{i=1}^N N_i : \text{Funciones de forma.}$$

u_i : Desplazamiento de un punto nodal "i".

$$\begin{Bmatrix} u \\ v \\ w \end{Bmatrix}_{3 \times 1} = \begin{bmatrix} N_1 & 0 & 0 & N_2 & 0 & 0 & \dots \\ 0 & N_1 & 0 & 0 & N_2 & 0 & \dots \\ 0 & 0 & N_1 & 0 & 0 & N_2 & \dots \end{bmatrix}_{3 \times 3N} \times \begin{Bmatrix} u_1 \\ v_1 \\ w_1 \\ u_2 \\ v_2 \\ w_2 \\ \vdots \end{Bmatrix}_{3N \times 1}$$

$$u = Nd$$

En este caso, “N” es la parcial de las funciones de forma.

4.1.1.4.2 Tipos de elementos sólidos:

Para el caso de un elemento sólido para estructuras en 3D. Es común tratar a los elementos finitos en forma hexaédrica, tetraédrica y prismática triangular.

El elemento sólido hexaédrico, ver la figura 4.5, tiene la ventaja de tener la mayor cantidad de puntos nodales y los resultados son más exactos, pero el análisis por elementos finitos es muy lento con respecto otros elementos:

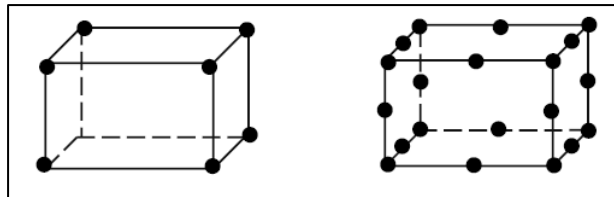


Figura 4.5 Elemento sólido tipo hexaédrico.

El elemento sólido tetraédrico, ver la figura 4.6, tiene la ventaja de tener la menor cantidad de puntos nodales y el análisis por elementos finitos es más rápido en comparación con otros elementos, pero los resultados son los más pobres e inexactos:

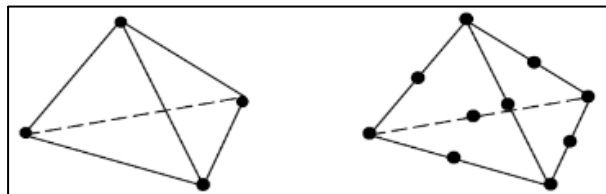


Figura 4.6 Elemento sólido tipo tetraédrico.

El elemento sólido prismático triangular, ver la figura 4.7, tiene el análisis por elementos finitos diferentes al elemento sólido tetraédrico, pero los resultados son igual de inexactos:

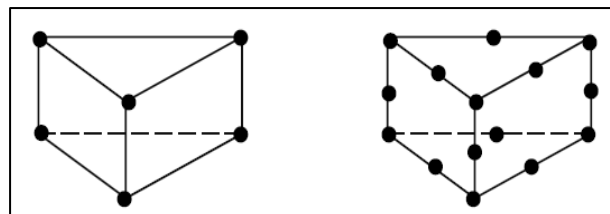


Figura 4.7 Elemento sólido tipo prismático triangular.

4.1.1.5 Análisis térmico con el sistema discreto:

Una de las primeras aplicaciones no estructurales del método de elementos finitos (MEF) fue en el campo de la transferencia de calor por conducción y convección. La

solución de problemas de transferencia de calor aplicando MEF es realmente útil para analizar problemas de esfuerzo térmico. [Ref. 4]

Para la transferencia de calor por conductividad:

$$q_x = -\lambda * A * \frac{dT}{dx}$$

Para la transferencia de calor por convección:

$$q = h * A * (T_s - T_f)$$

Para la transferencia de calor por radiación:

$$q = \varepsilon * \sigma * (T_s^4 - T_f^4)$$

A : Área de la sección de la barra (m^2)

λ : Conductividad térmica de la barra ($W/m \cdot ^\circ K$)

h : Coeficiente de transferencia de calor ($W/m^2 \cdot ^\circ K$)

ε : Emisividad.

T_s : Temperatura exterior del material ($^\circ K$)

T_f : Temperatura ambiente que rodea el material ($^\circ K$)

4.1.1.5.1 Formulación del elemento barra en 1D:

En este caso, el campo temperatura de un elemento barra en 1D tiene la ecuación diferencial que gobierna el estado estático de la transferencia de calor en coordenadas globales con 1 grado de libertad. [Ref. 4]

$$\lambda * A * \frac{d^2 T}{dx^2} - h * e * T + h * e * T_f = 0$$

La matriz de rigidez en 1D:

$$\{R^e\} = [k^e]\{T^e\} - \{f^e\} = 0$$

$$\{R^e\} = [\{k_D^e\} + \{k_G^e\} + \{k_M^e\}]\{T^e\} - \{f_Q^e\} - \{f_S^e\}$$

$$\{k_D^e\} = \frac{\lambda * A}{L} \times \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix}$$

$$\{k_G^e\} = \frac{h * e * L}{6} \times \begin{bmatrix} 2 & 1 \\ 1 & 2 \end{bmatrix}$$

$$\{k_M^e\} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & h * A \end{bmatrix}$$

$$\{f_Q^e\} = \frac{h * P * L * T_f}{2} \times \begin{Bmatrix} 1 \\ 1 \end{Bmatrix}$$

$$\{f_S^e\} = \begin{Bmatrix} 0 \\ h * A * T_f \end{Bmatrix}$$

L : Longitud de cada elemento discretizado (metros)

e : Espesor de la sección de la barra (metros)

A : Área de la sección de la barra (m²)

λ : Conductividad térmica de la barra (W/m-°K)

h : Coeficiente de transferencia de calor (W/m²-°K)

4.1.1.6 Análisis del esfuerzo térmico con el sistema continuo:

Es el análisis de los esfuerzos térmicos que se producen por la variación de la temperatura en la estructura. [Ref. 5]

4.1.1.6.1 Caso 1D:

En este caso la deformación térmica aplica la ley de Hooke's para relacionar el esfuerzo y la deformación. [Ref. 5]

$$\varepsilon_0 = \alpha * \Delta T$$

α : Coeficiente de expansión térmica.

$\Delta T = T_2 - T_1$: Cambio de temperatura.

La deformación total:

$$\varepsilon = \varepsilon_e + \varepsilon_0$$

$$\varepsilon = E^{-1} * \sigma + \alpha * \Delta T$$

El esfuerzo total:

$$\sigma = E * (\varepsilon - \varepsilon_0)$$

4.1.1.6.2 Caso 2D:

Se presenta la deformación inicial por temperatura en el plano 2D:

$$\varepsilon_0 = \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \alpha * \Delta T \\ \alpha * \Delta T \\ 0 \end{Bmatrix}$$

4.1.1.6.3 Caso 3D:

Se presenta la deformación inicial por temperatura en el plano 3D:

$$\varepsilon_0 = \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \alpha * \Delta T \\ \alpha * \Delta T \\ \alpha * \Delta T \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

La deformación total:

$$\varepsilon = \varepsilon_e + \varepsilon_0$$

El esfuerzo total:

$$\sigma = E * (\varepsilon - \varepsilon_0)$$

4.1.1.7 Procedimiento de análisis por elementos finitos:

Cuando se analiza el problema físico se debe seguir los siguientes pasos: [Ref. 6]

- Identificar el modelo matemático, es decir seleccionar las ecuaciones diferenciales que gobiernan el modelo matemático.
- Identificar la geometría, la cinemática, material, las cargas, las condiciones de frontera, entre otros.
- Solución por elementos finitos, esto se divide en tres grupos:
 - Selección de los elementos finitos, densidad de la malla y parámetros de diseño. Para luego representarlo en cargas y condiciones de contorno, entre otros.
 - Evaluación de la precisión de la solución de elementos finitos del modelo matemático.
 - Reproceso de todas las acciones. Es decir, refinamiento de la malla, parámetros de solución, entre otros.
- Interpretación de la solución, esto se divide en dos grupos:
 - Refinamiento del análisis.
 - Modelo matemático mejorado.
- Optimización del diseño estructural, es decir cambiar el problema físico.
- Presentación del problema físico resuelto. (Ver la figura 4.8)

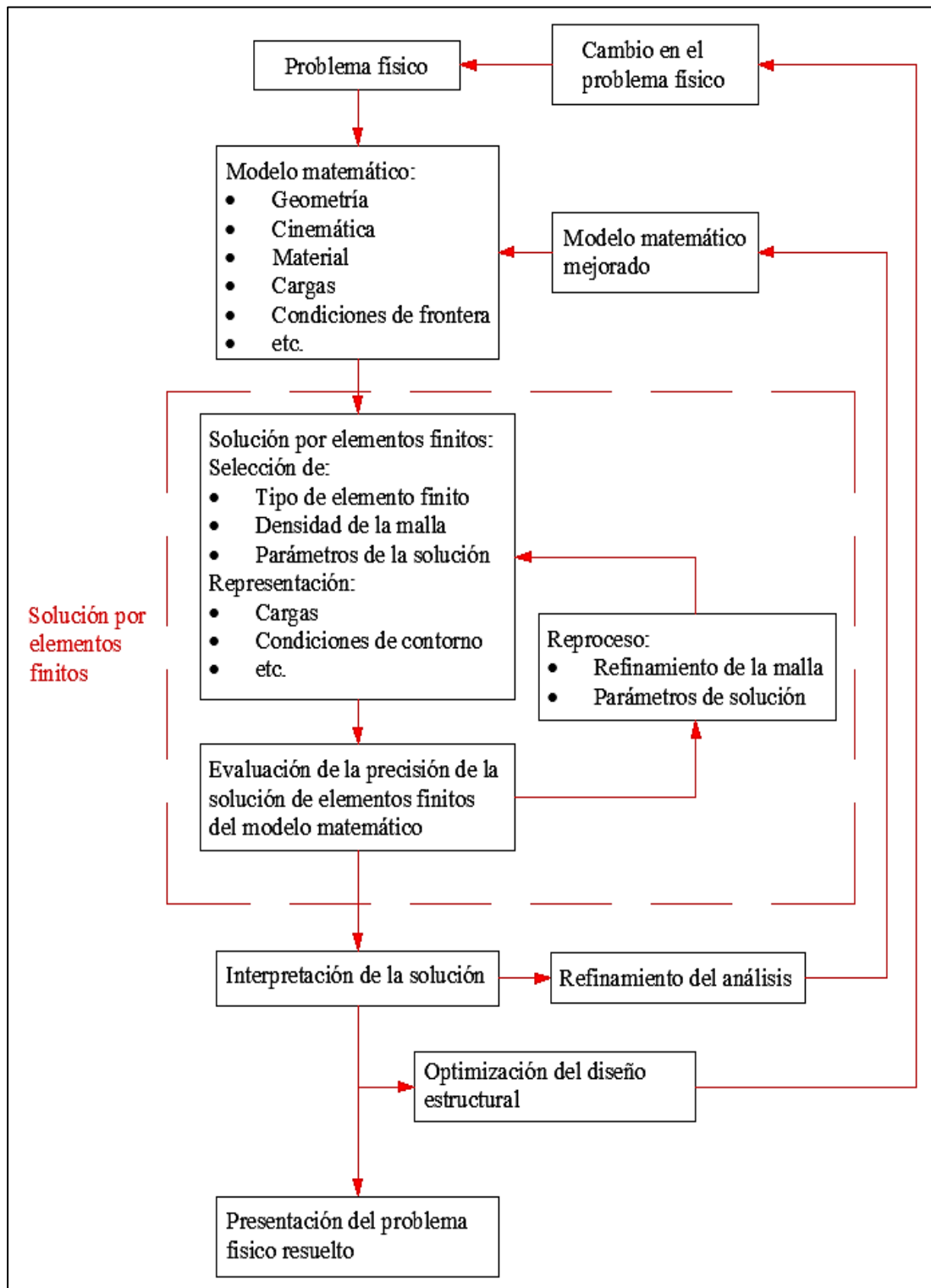


Figura 4.8 Esquema del procedimiento del análisis por elementos finitos.

4.1.2 Tipos de sistemas de horno por vía seca para producir clínker:

Hoy en día, la fabricación del cemento se ha orientado al proceso de vía seca porque ha mostrado una mejora en la reducción del consumo calorífico (kJ/kg clínker) en el proceso de clinkerización y varias mejoras tecnológicas en el proceso de vía seca.

4.1.2.1 Sistemas de hornos por vía seca:

Los sistemas de hornos tienen un diseño que cumple los requisitos del proceso químico, donde la harina cruda se convierte en clínker de cemento. Este proceso en conjunto es endotérmico donde la harina cruda aumenta su temperatura hasta los 1450 °C por los gases calientes que produce el quemador. [Ref. 7]

4.1.2.1.1 Hornos largos sin equipos internos de intercambio de calor:

Este tipo de hornos son los más antiguos y más simples de instalación en el proceso seco. El consumo de calor en este sistema es el más elevado de su proceso y todas las transformaciones químicas sucedían dentro del horno largo, ver la tabla 4.1 y la figura 4.9. [Ref. 7]

Tabla 4.1

Hornos largos sin equipos internos de intercambio de calor.

Descripción	Unidad
Consumo de calor (q)	4500 ... 6000 kJ/kg clínker (1075 ... 1433 kcal/kg clínker)
Temperatura de gases de salida del horno	450° ... 500°C
Caída de presión del sistema	0,5 ... 1,0 kPa

Fuente: HOLDERBANK (2000)

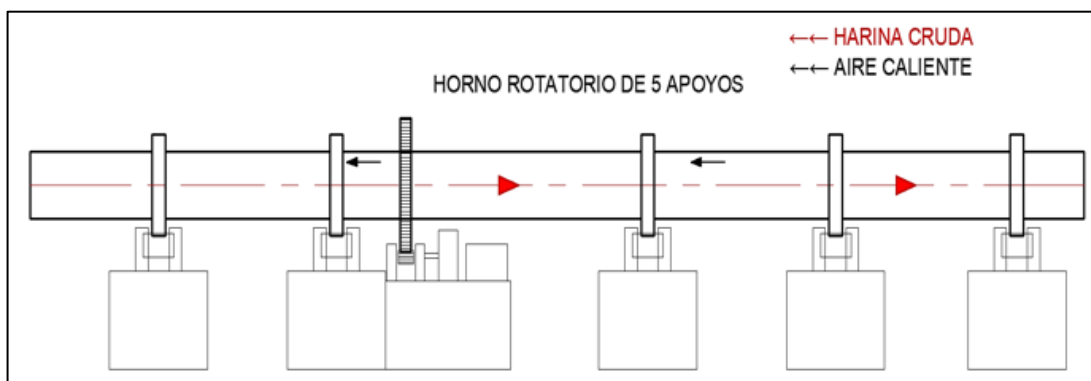


Figura 4.9 Esquema de un horno largo sin equipos internos de intercambio de calor.

4.1.2.1.2 Hornos largos con equipos internos de intercambio de calor:

La ventaja de estos hornos son los equipos internos que ayudan al intercambio de calor (cadenas, crucetas, entre otros.). Donde el consumo de calor es moderado con respecto al primer diseño, ver la tabla 4.2 y la figura 4.10. [Ref. 7]

Tabla 4.2

Hornos largos con equipos internos de intercambio de calor.

Descripción	Unidad
Consumo de calor (q)	3800 ... 4500 kJ/kg clinker (908 ... 1075 kcal/kg clinker)
Temperatura de gases de salida del horno	400° ... 450°C
Caída de presión del sistema	1 ... 1,5 kPa

Fuente: HOLDERBANK (2000)

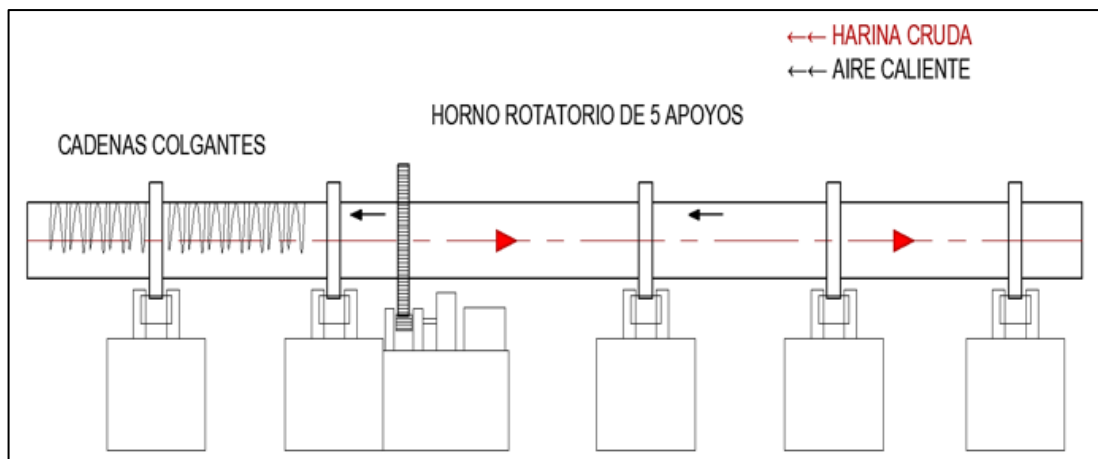


Figura 4.10 Esquema de un horno largo con equipos internos de intercambio de calor.

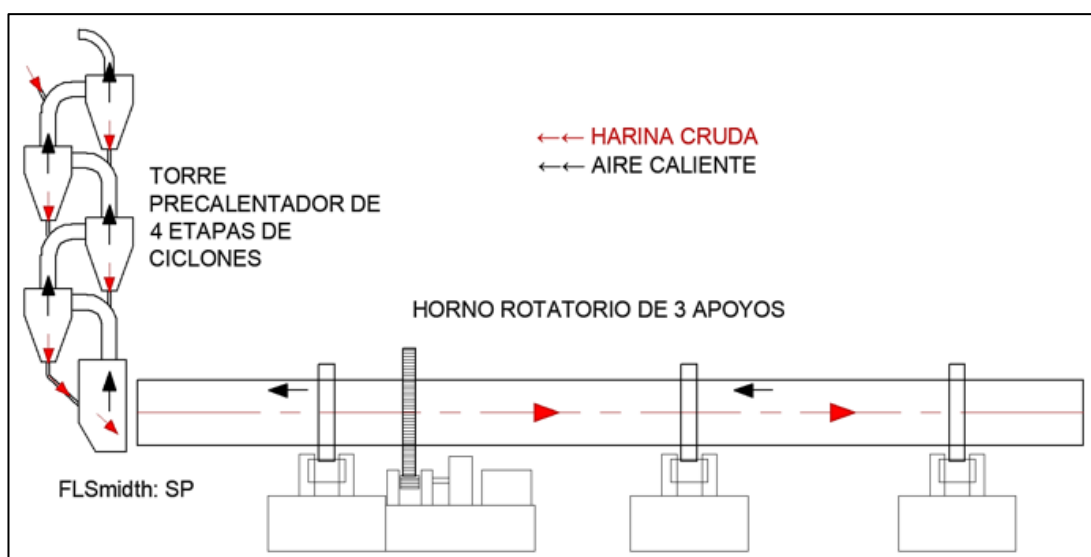
4.1.2.1.3 Hornos de precalentamiento de suspensión de 4 etapas de ciclones:

Este diseño consiste en una mejora en el consumo de combustible porque aprovecha el aire caliente del horno para hacer un intercambio de calor con la harina cruda en suspensión. Esto permite que la torre de precalentamiento alimente al horno rotatorio con harina cruda a una temperatura aproximadamente de 750 °C, ver la tabla 4.3 y la figura 4.11. [Ref. 7]

Tabla 4.3*Datos característicos del horno SP de 4 etapas de ciclones.*

Descripción	Unidad
Consumo de calor de pequeñas unidades (q)	3350 ... 3550 kJ/kg clínker (800 ... 848 kcal/kg clínker)
Consumo de calor de grandes unidades (q)	3150 ... 3350 kJ/kg clínker (752 ... 800 kcal/kg clínker)
Temperatura del gas de salida del precalentador	320° ... 350°C
Volumen de gas de salida	Aprox. 1.5 Nm ³ /kg clínker
Caída de presión del sistema	4 ... 6 kPa
Temperatura de los gases en cámara de transición	1100°C
Temperatura del material en cámara de transición	750 °C

Fuente: HOLDERBANK (2000)

**Figura 4.11** Esquema de un horno de SP de 4 etapas de ciclones.**4.1.2.1.4 Hornos de precalentamiento con precalcinador:**

Este diseño se utiliza para mayores capacidades de TM/día, donde la torre del precalentador puede realizar hasta el 86% de la calcinación con un consumo de 60% de combustible y se reduce la carga térmica que se produce en el horno. [Ref. 7]

El esquema es una torre de precalentamiento con un equipo de calcinación que utiliza el aire de dos maneras. Puede ser de la línea del aire que alimenta al horno (conocido como PC tipo AT) o fuera de la línea de aire que alimenta al horno también llamado “ducto de aire terciario” (conocido como PC tipo AS).

Hoy en día el tipo de horno PC tipo AS utiliza dos alternativas:

- Calcinador en línea (El flujo de aire del horno se mezcla con el aire del calcinador).
- Calcinador de línea separada (El flujo de aire del horno no se mezcla con el aire del calcinador).

Además, estos hornos PC tipo AS pueden utilizar entre 4 a 6 etapas de ciclones para mejorar el rendimiento térmico, ver la tabla 4.4 y las figuras 4.12, 4.13 y 4.14. [Ref. 7]

Tabla 4.4

Datos característicos del horno SP de 4 a 6 etapas de ciclones con PC.

Descripción	Unidad
Consumo de calor de 4 etapas SP (q)	3350 ... 3550 kJ/kg clínker (800 ... 848 kcal/kg clínker)
Consumo de calor de 6 etapas SP (q)	2900 ... 3200 kJ/kg clínker (693 ... 764 kcal/kg clínker)
Temperatura del gas de salida del horno 6 a 4 etapas SP	290° ... 370°C
Volumen de gas de salida	Aprox. 1.3-1.5 Nm ³ /kg clínker
Caída de presión del sistema	4 ... 6 kPa
Temperatura de los gases en cámara de transición	1100°C
Temperatura del material en cámara de transición	Aprox. 800 °C

Fuente: HOLDERBANK (2000)

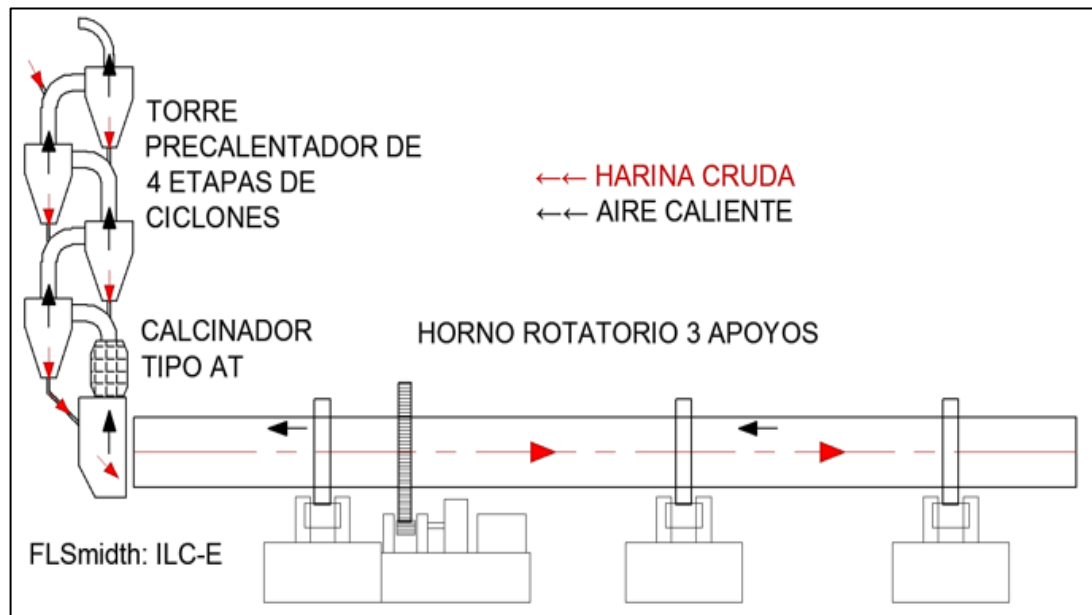


Figura 4.12 Esquema de un horno SP con 4 etapas de ciclones con PC tipo AT.

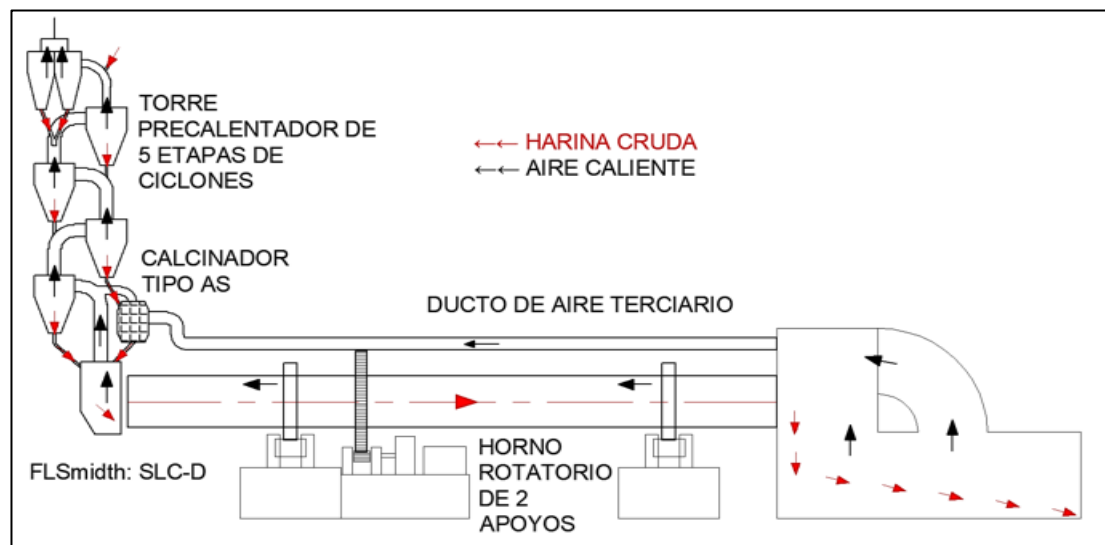


Figura 4.13 Esquema de un horno SP con 5 etapas de ciclones con PC tipo AS.

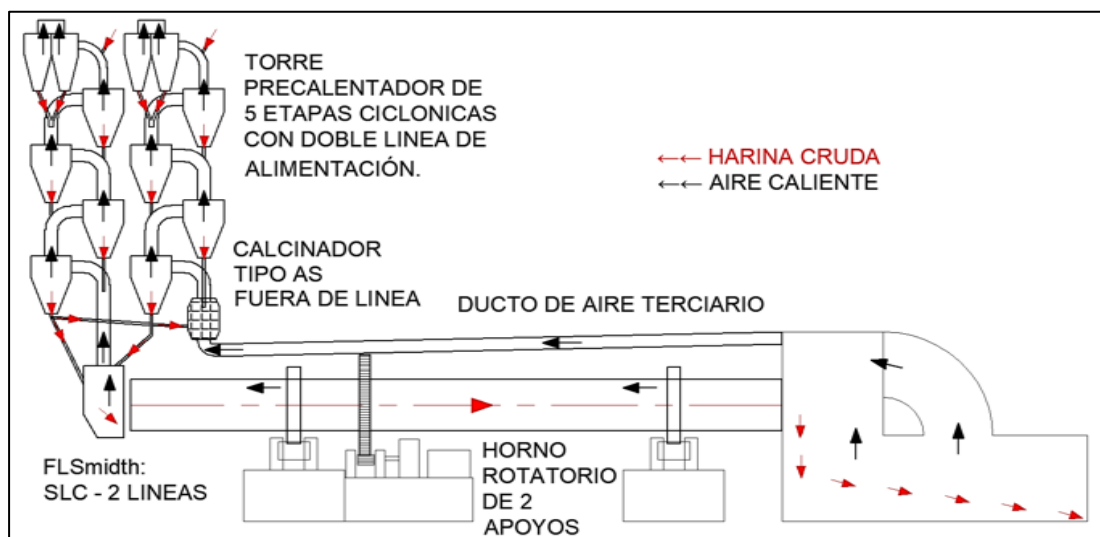


Figura 4.14 Esquema de un horno SP con 5 etapas de ciclones con PC tipo AS con calcinador de línea separada.

4.1.2.1.5 Hornos de precalentamiento con 2 etapas de precalcación:

Recientemente se ha introducido la calcinación en dos etapas, es decir, que existe un calcinador primario y un calcinador secundario. El esquema es una torre de precalentamiento con dos equipos de calcinación que recupera los gases calientes del horno rotatorio y el ducto de aire terciario. Además, hoy en día el tipo de horno PC de mayores capacidades utiliza dos alternativas de proceso de precalcinador: [Ref. 8]

- Calcinador en línea (El flujo de aire del horno se mezcla con el aire del calcinador)

- Calcinador de línea separada (El flujo de aire del horno no se mezcla con el aire del calcinador).

Además, estos hornos de 2 etapas de calcinación pueden utilizar entre 5 a 6 etapas de ciclones para mejorar el rendimiento térmico, ver la tabla 4.5 y las figuras 4.15, 4.16 y 4.17. [Ref. 8]

Tabla 4.5

Datos característicos del horno SP de 5 a 6 etapas de ciclones con 2 etapas de PC.

Descripción	Unidad
Consumo de calor de 5 etapas SP (q)	2868 kJ/kg clínker (685 kcal/kg clínker)
Consumo de calor de 6 etapas SP (q)	2814 kJ/kg clínker (672 kcal/kg clínker)
Temperatura del gas de salida del horno 6 a 5 etapas SP	283° ... 311°C
Volumen de gas de salida 5 y 6 etapas	1,45 Nm ³ /kg clínker
Consumo de potencia en exhaustor 5 etapas	6,05 kWh/TM clínker
Consumo de potencia en exhaustor 6 etapas	6,2 kWh/TM clínker
Caída de presión del sistema	4 ... 5 kPa
Temperatura de los gases en cámara de transición	1100°C
Temperatura del material en cámara de transición	850 °C
% Consumo de combustible primera /segunda etapa	50% / 20% = 70%
% Consumo de combustible en el horno rotatorio	30%
% Calcinación del material en el precalentador	98%

Fuente: S.P. Deolalkar (2009)

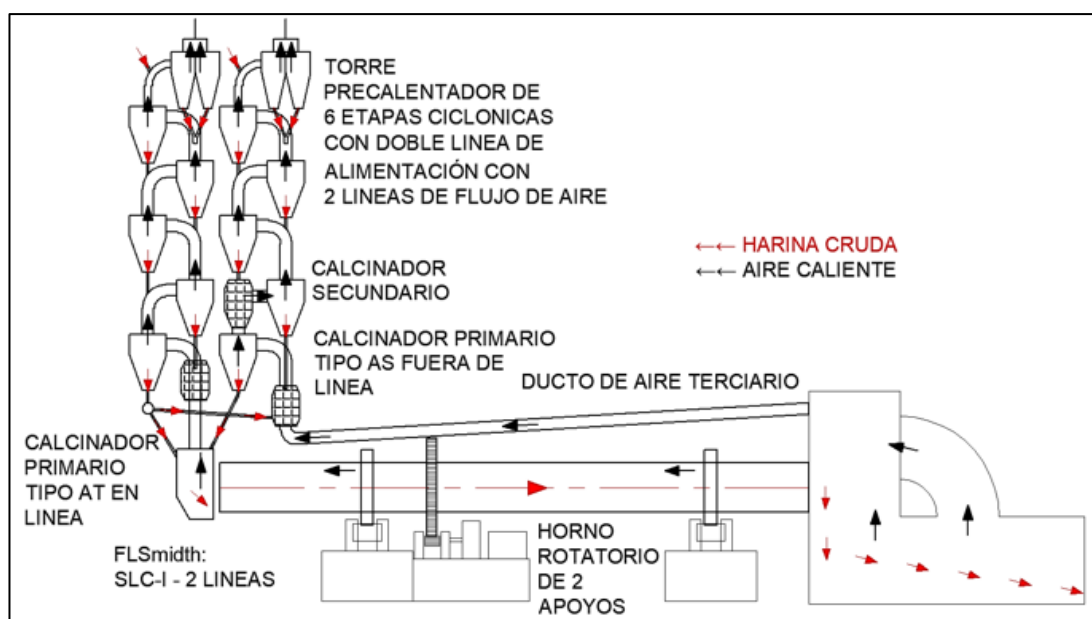


Figura 4.15 Esquema de un horno SP con 6 etapas de ciclones con 2 etapas PC con línea separada y en línea.

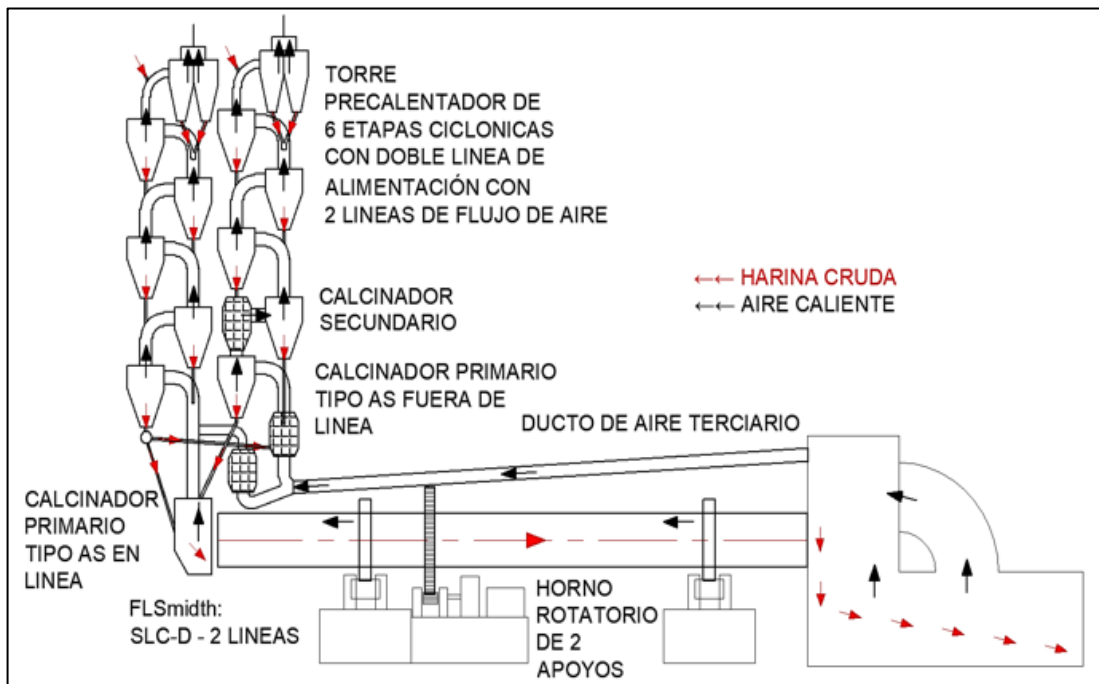


Figura 4.16 Esquema de un horno SP con 6 etapas de ciclones con 2 etapas PC con línea separada.

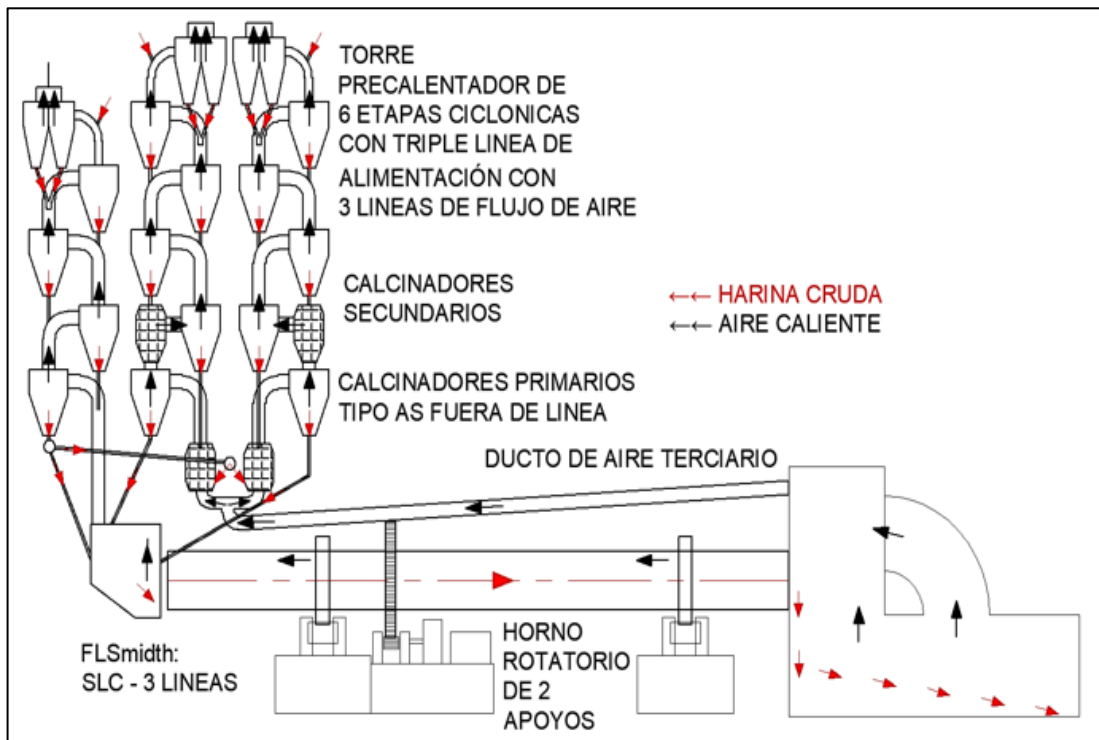


Figura 4.17 Esquema de un horno SP con 6 etapas de ciclones con 2 etapas PC tipo AS con línea de separación doble.

4.1.3 Condiciones de funcionamiento del horno rotatorio cuando funciona a plena carga:

Por recomendación de los fabricantes de cemento, el sistema de hornos de una línea tiene una capacidad máxima de 5000 TM/día, ver las figuras 4.12, 4.13 y 4.18. [Ref. 9]

Pero un sistema de 2 líneas tiene una capacidad máxima de 9000 TM/día, eso quiere decir una línea de 4000 TM/día y otra línea de 5000 TM/día para el precalcinador de 2 etapas, ver las figuras 4.15, 4.16 y 4.18. [Ref. 9]

El sistema de 3 líneas tiene una capacidad máxima de 12000 TM/día, ver las figuras 4.17 y 4.18. [Ref. 9]

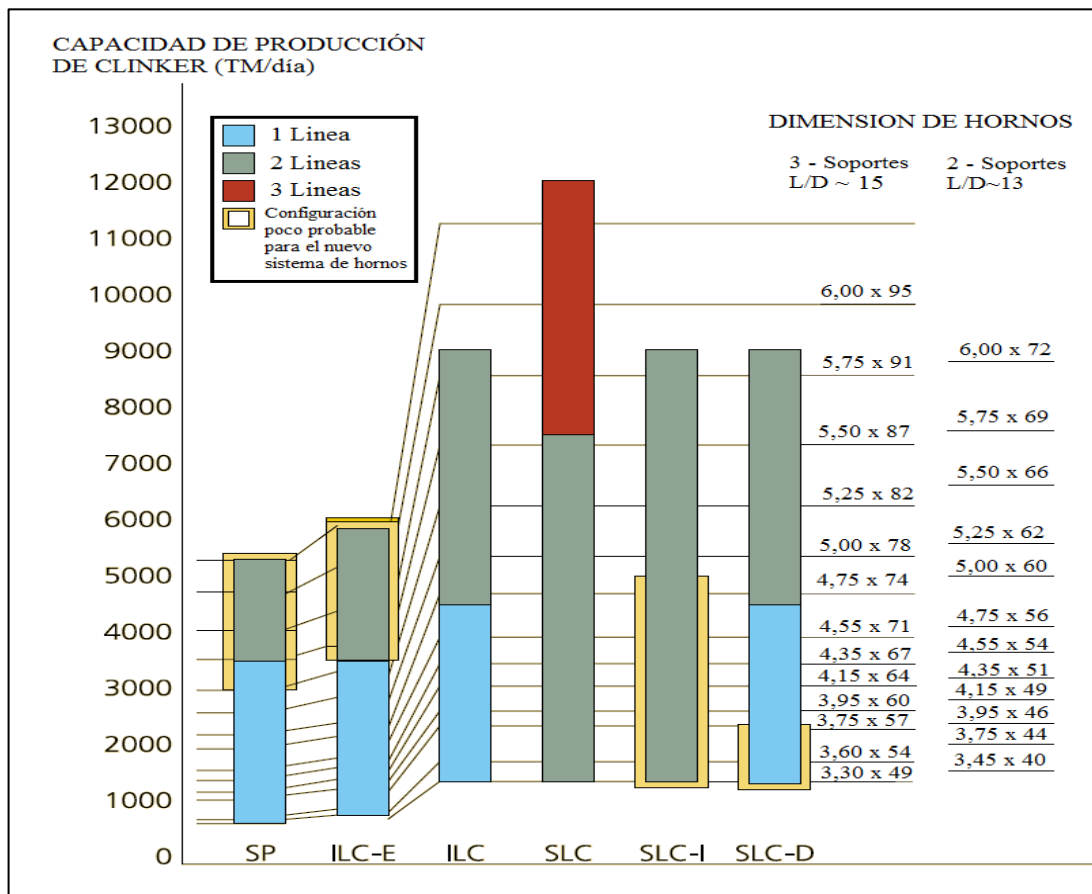


Figura 4.18 Variación de la producción en relación a los sistemas de hornos.

Fuente: F.L.Smith. (2012)

En nuestro caso, la producción de clínker es de 5500 TM/día y se selecciona el sistema SLC-I de 2 líneas de flujo de aire, ver las figuras 4.19 y 4.20. [Ref. 7, 8 y 9]

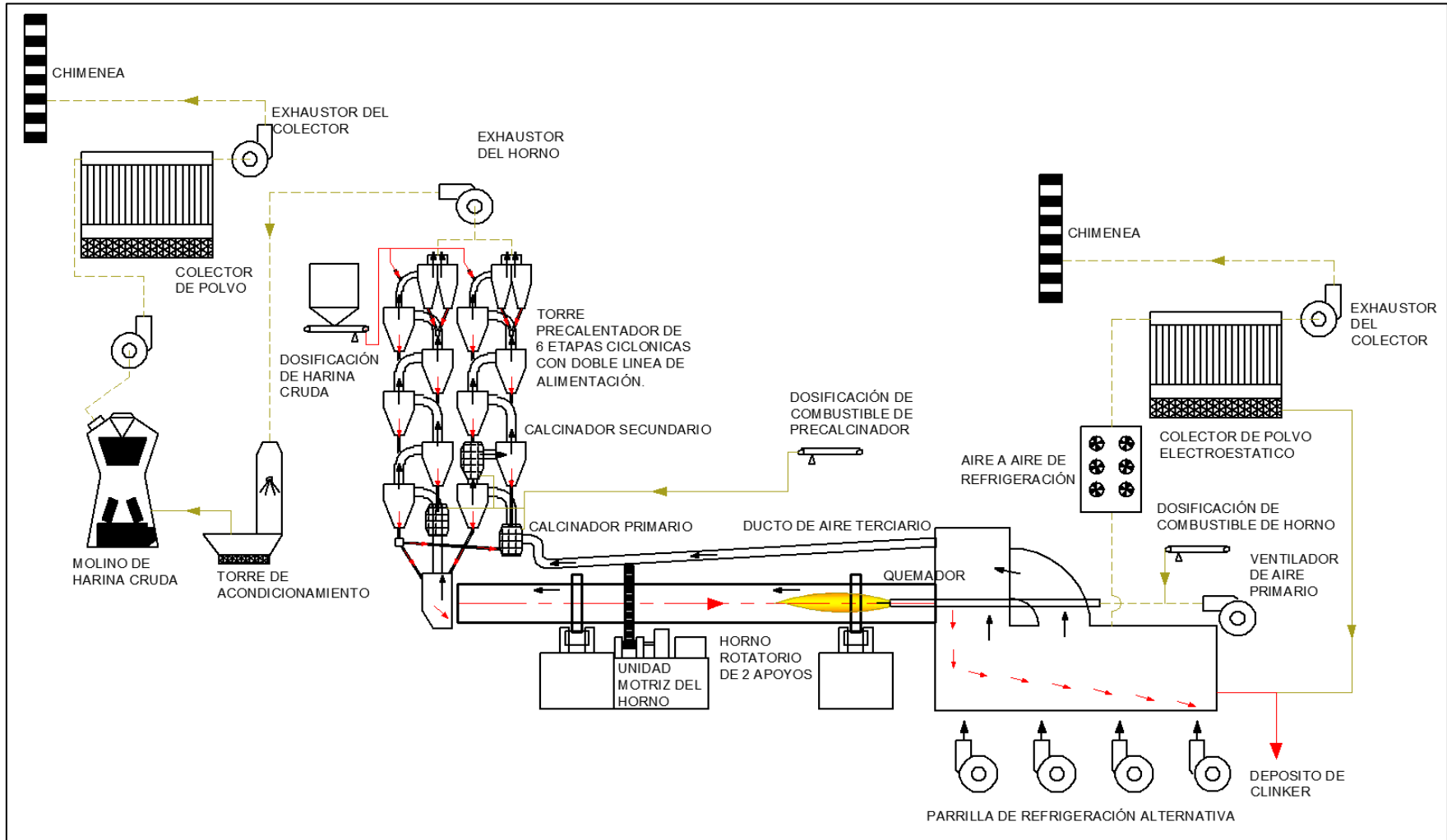


Figura 4.19 Esquema de un sistema de horno F.L.Smidth tipo SLC-I de 2 líneas.

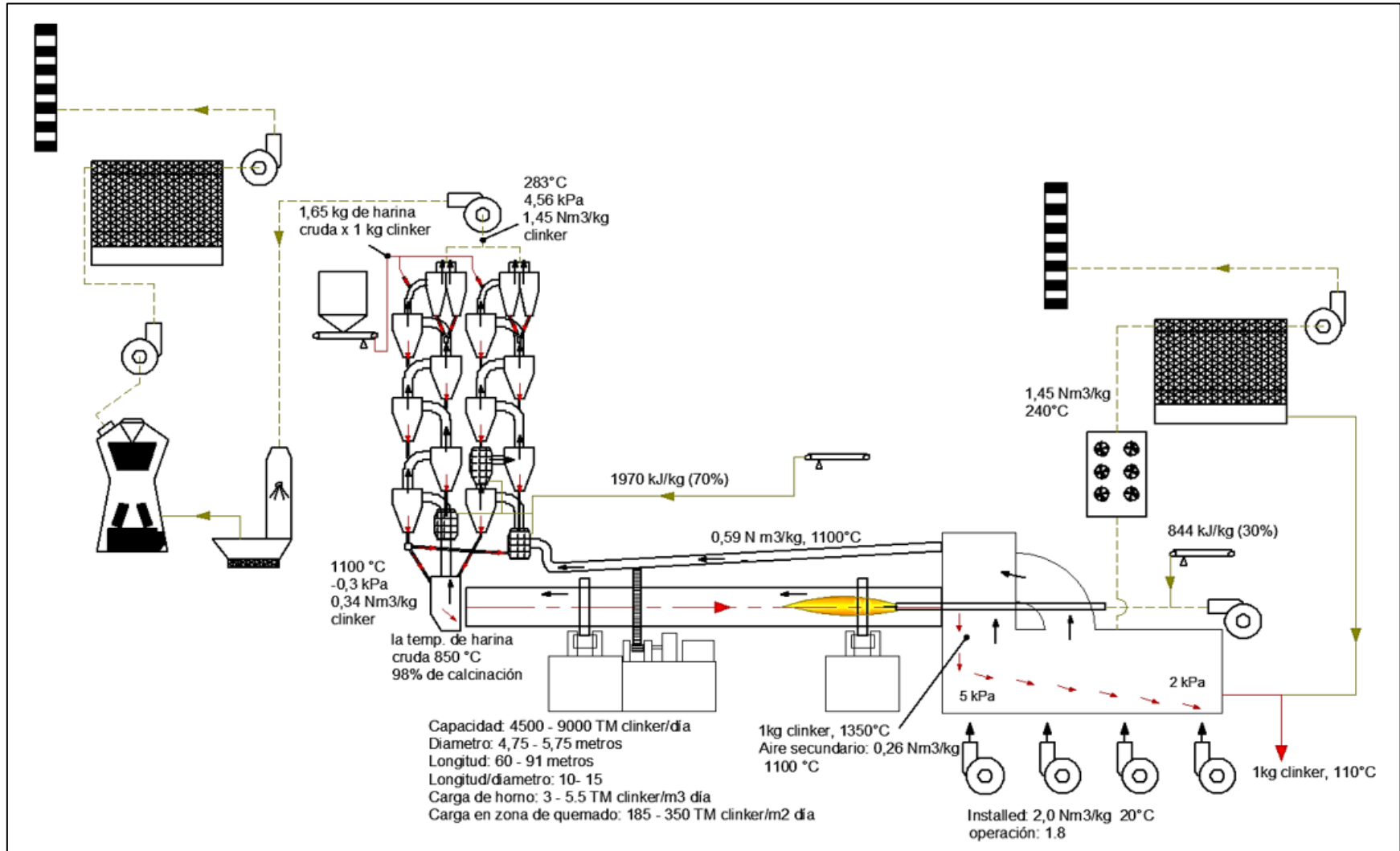


Figura 4.20 Condiciones de funcionamiento del horno rotatorio cuando funciona a plena carga.

4.1.4 Parámetros de diseño de un horno rotatorio:

El horno rotatorio sigue siendo el corazón de toda la línea de clinkerización a pesar de los avances tecnológicos porque es la única forma factible de procesar el clínker a alta temperatura, además está diseñado para cumplir tres requisitos: [Ref. 7]

- Ser una cámara de combustión para quemar combustible las 24 horas.
- Ser un reactor para el proceso de quema de clínker (tiempo de retención) y como transportador de material (pendiente y velocidad)
- Tener estabilidad de forma, transporte de carga, flexibilidad térmica y estanqueidad. (Características y criterios de dimensionamiento)

4.1.4.1 Relación L/D:

Es el parámetro unidimensional más conocido y describe las dimensiones de un horno con base a datos empíricos y a la experiencia de las instalaciones existentes, ver la figura 4.21. [Ref. 7]

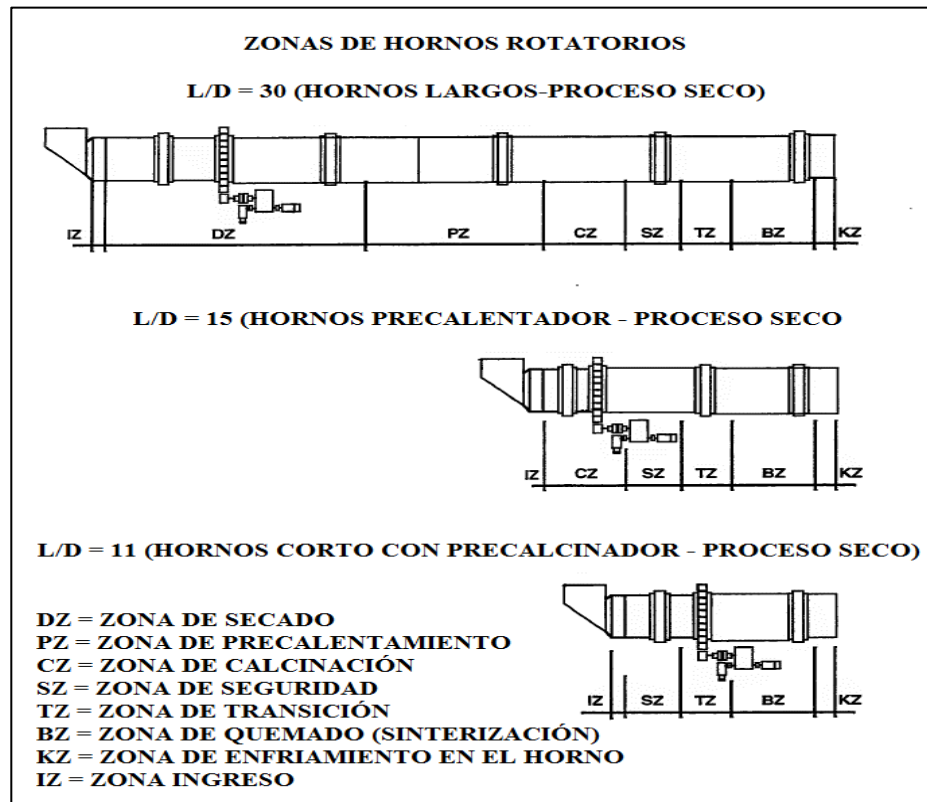


Figura 4.21 Relación L/D típica entre fabricantes de hornos.

$$\text{Relación } L/D = \frac{L}{D} \dots (4.1)$$

L: Longitud del horno de vía seca (metros)

D: Diámetro interior de la carcasa (metros)

Los rangos de la relación de L/D son: [Ref. 8]

Hornos largos secos: 30 – 35

Hornos con precalentador: 14 - 16

Hornos con calcinadores: 10 - 12

4.1.4.2 Carga específica del volumen:

La carga específica del volumen no tiene ningún significado físico. Solo sirve para hacer comparable las instalaciones existentes y definir el volumen libre que tiene el horno por donde circula el clínker y los gases. [Ref. 7]

$$CeV = \frac{C.P}{V_{neto}} \dots (4.2)$$

CeV: Carga específica del volumen (tpd/m³)

C.P: Capacidad de producción de clínker (TM/día)

Vneto: Volumen de horno neto (m³)

$$V_{neto} = 0,97 \left(\frac{(D - 2 * e)^2 * \pi}{4} * L \right) \dots (4.3)$$

Vneto: Volumen de horno neto (m³)

D: Diámetro interior de la carcasa (metros)

e: Espesor del refractario (metros)

L: Longitud del horno de vía seca (metros)

Los rangos de la carga específica del volumen son: [Ref. 8]

Hornos largos secos: 2 – 2,5 tpd/m³

Hornos con precalentador: 3 – 4 tpd/m³

Hornos con calcinadores: 5 – 6 tpd/m³

4.1.4.3 Carga térmica de la zona de combustión:

Es considerado un factor limitante para un sistema de horno moderno. Esto quiere decir que la carga de calor en el interior de la superficie de revestimiento es uno de los factores que influyen en la vida del refractario.

$$Carga\ térmica\ BZ = \frac{Q_{BZ}}{A_{neta}} \dots (4.4)$$

Carga térmica BZ: Carga específica del volumen (MW/m²)

Q_{BZ}: Entrada de calor en la zona de combustión (MJ/s)

A_{neta}: Sección neta del horno en la zona de quemado (m²)

La máxima carga térmica BZ es 6 MW/m² (5,16 x 10⁶ kcal/m² h)

4.1.4.4 Pendiente del horno:

Es el grado de inclinación del horno con respecto a la horizontal. Este parámetro es importante para calcular el tiempo de retención del material y porcentaje de llenado. Normalmente sus valores varían de 3,5% a 4%, siendo este último para hornos con calcinadores. [Ref. 8 y 11]

4.1.4.5 Tiempo de retención del material:

La fórmula de U.S. Bureau of Mines sirve para calcular el tiempo de retención del material dentro del horno. Además, la pendiente y la velocidad angular de giro del horno son factores importantes para determinar el tiempo de retención del material. Para hornos precalentadores el tiempo es de 50 – 60 minutos y para hornos con calcinadores el tiempo es de 27 – 30 minutos. [Ref. 8 y 11]

$$T = \frac{1,77 * (\theta)^{0,5} * L * F}{S * Di * n} \dots (4.5)$$

T: Tiempo de retención (minutos)

θ : Angulo de reposo (35°)

L: Longitud del horno de vía seca (metros)

F: Un factor unidimensional (F=1 para hornos sin equipos interno)

S: Pendiente (grados)

Di: Diámetro interior del horno con refractarios (metros)

n: Velocidad angular (RPM)

4.1.4.6 Porcentaje de llenado:

Se entiende al porcentaje que ocupa el material en la sección del horno rotatorio. Además, el porcentaje de llenado está relacionado con el ángulo central que forma el segmento ocupado por el material, ver la figura 4.22. [Ref. 8, 10 y 11]

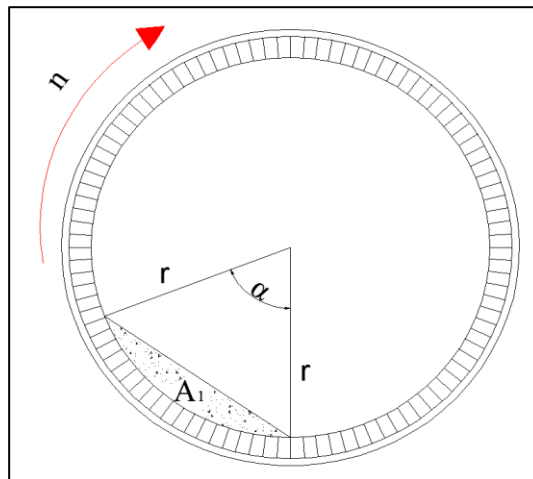


Figura 4.22 Segmento ocupado por el material en la sección del horno rotatorio.

$$\% \text{ llenado} = \frac{A_1}{\pi * r^2} * 100 \dots (4.6)$$

A_1 : Área ocupada por el material en la sección del horno (m²)

r : Radio interior con refractarios (metros)

$$A_1 = \frac{r^2}{2} * (\alpha - \text{sen}(\alpha)) \dots (4.7)$$

A_1 : Área ocupada por el material en la sección del horno (m²)

r : Radio interior con refractarios (metros)

α : Ángulo del talud central (rad)

Los rangos de porcentaje de llenado son [Ref. 8 y 11]: 5 - 17%

$$\% \text{ llenado} = \frac{1,667 * T * C.P.* a}{V_{\text{neto}} * b} \dots (4.8)$$

T : Tiempo de retención (minutos)

C.P: Capacidad de producción de clínker (TM/hora)

V_{neto} : Volumen de horno neto (m³)

a : Relación de harina cruda / clínker (1,65kg harina cruda / kg clínker)

b: La densidad aparente media del material en el interior del horno

(Harina cruda) $b = 0,8 \text{ TM/m}^3$

(Clinker) $b = 1,2 \text{ TM/m}^3$

(Promedio) $b = 1 \text{ TM/m}^3$

4.1.4.7 Velocidad periférica del horno:

La velocidad periférica de los hornos rotatorios para sistemas sin precalcinadores está en el rango de 0,26 m/s a 0,35 m/s pero en los hornos rotatorios para sistemas con calcinadores son de 2,5 veces mayores con respecto a las velocidades anteriores, eso quiere decir 0,65 m/s a 0,875 m/s. [Ref. 8]

Pero no hay que olvidar que a mayores velocidades, el consumo de energía es elevado y a bajas velocidades ocasiona un mal intercambio de calor en el material que circula en el horno. [Ref. 11]

$$V_p = \frac{\pi * (D + 2t) * n}{60} \dots (4.9)$$

V_p : Velocidad periférica (m/s)

D : Diámetro interior de la carcasa (metros)

t : Espesor de la carcasa del horno (metros)

n : Velocidad angular (RPM)

4.1.5 Tipos de carcasas:

Los tipos de carcasas del horno están diseñadas para resistir las cargas de servicio que aparecen en plena carga y las cargas térmicas que deben soportar por el proceso de combustión del quemador. Por lo tanto, los diferentes tipos de carcasas varían de acuerdo con la disposición de elementos principales y los más comunes son:

4.1.5.1 Carcasa con sección interior uniforme:

Es el tipo de carcasa más recomendado por la fabricación de cemento, ya que el revestimiento de refractario es más simple porque no genera sobrecostos en el mantenimiento y la velocidad del material es uniforme en todo su recorrido. [Ref. 11]

4.1.5.2 Carcasa con sección reducida en la salida del horno:

Es el tipo de carcasa que recomienda F.L.Smidth y ocasiona un enfriamiento parcial del clinker en el horno, además de reducir el tiempo de vida del revestimiento de refractario en la zona de transición de la sección de la carcasa. [Ref. 11]

4.1.5.3 Carcasa con tres apoyos:

Este tipo de carcasa tiene una relación L/D entre 14-16, utiliza el sistema de accionamiento con catalina y piñón ya que utiliza tres apoyos. La gran mayoría de plantas antiguas siguen utilizando este diseño. [Ref. 7]

4.1.5.4 Carcasa con dos apoyos:

Este tipo de carcasa tiene una relación L/D entre 10-12, además la gran mayoría de hornos nuevos utilizan solo dos apoyos porque la longitud es menor comparada con los hornos de tres apoyos y el sistema de accionamiento es por polines de fricción. [Ref. 7]

4.1.5.5 Carcasa con sistema de accionamiento por catalina y piñón:

Este tipo de carcasa es común para tres apoyos porque su sistema de accionamiento electromecánico es con velocidad regulable por convertidor de frecuencia. Esto convierte al sistema en una solución fiable, además el alineamiento del sistema de accionamiento representa una gran ventaja en el mantenimiento. [Ref. 12]

4.1.5.6 Carcasa con sistema de accionamiento por polín de fricción:

Este tipo de carcasa es común para dos apoyos porque su sistema de accionamiento electromecánico o electropneumático se produce por la fricción de los polines de rodadura en contacto con el aro de rodadura. Esto ocurre porque la fricción máxima utilizable en la transmisión del par de giro es hasta 8-9 veces el par de giro que necesita el horno para rotar. [Ref. 12]

4.1.6 Cálculos matemáticos para el diseño de la carcasa:

4.1.6.1 Carga por el peso del material (pasta de clínker):

Es la proporción de material que circula dentro del horno rotatorio cuando funciona a plena carga. Además depende de la densidad del clínker y del porcentaje que ocupa el material en la sección del horno. [Ref. 13]

$$W_{clinker} = \left(\frac{(D - 2 * e)^2 * \pi}{4} \right) * \left(\frac{\%llenado}{100} \right) * \gamma_{clinker} \dots (4.10)$$

$W_{clinker}$: Carga por el peso del material por unidad de longitud (kg/m)

D: Diámetro interior de la carcasa (metros)

e: Espesor del refractario (metros)

%llenado: Porcentaje ocupado por el material

$\gamma_{clinker}$: Peso específico del clínker (1200 kg/m³)

4.1.6.2 Fuerza vertical por el material (pasta de clínker):

Esta fuerza externa también llamada “peso”, actúa sobre la masa de la pasta de clínker con el vector en dirección al centro de la tierra. Por la aceleración de la gravedad. [Ref. 14 y 15]

$$F_{vy} = W_{clinker} * L * g \dots (4.11)$$

F_{vy} : Fuerza vertical por el material (N)

$W_{clinker}$: Carga por el peso del material por unidad de longitud (kg/m)

L: Longitud del horno de vía seca (metros)

g: Aceleración debida a la gravedad (9,81 m/s²)

4.1.6.3 Fuerza centrípeta por la rotación del material dentro del horno:

El movimiento circular uniforme del material dentro del horno genera una aceleración constante también llamada “aceleración centrípeta” y origina la fuerza centrípeta neta que se dirige al centro del círculo, ver la figura 4.23. [Ref. 15]

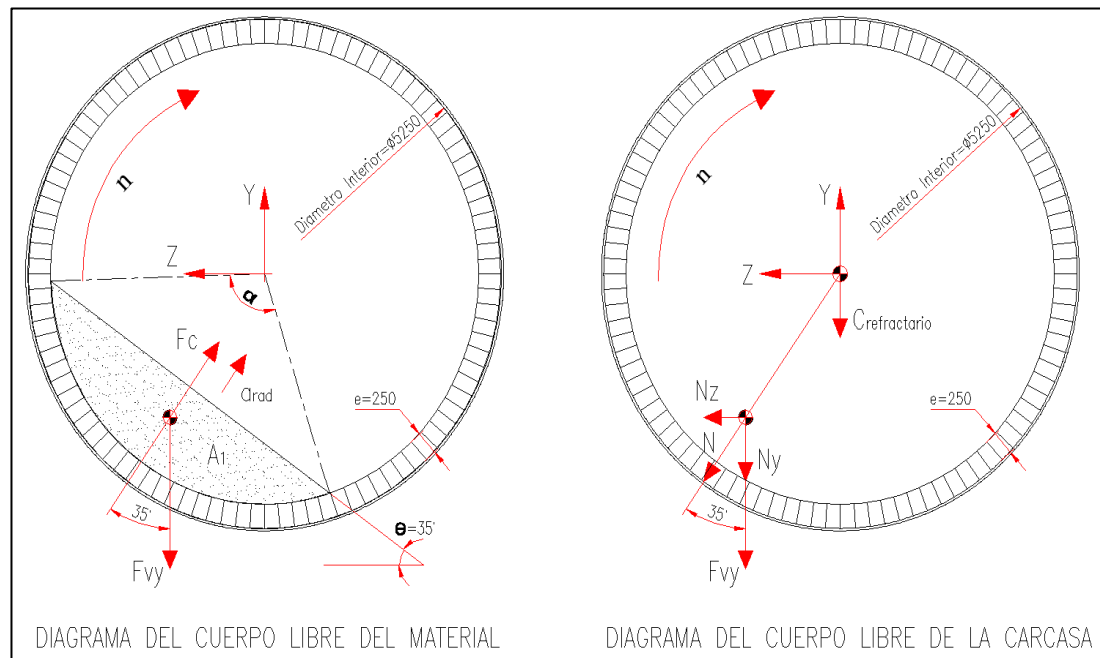


Figura 4.23 DCL de la pasta de clínker y DCL de la carcasa del horno.

$$F_c = \left(\frac{F_{vy}}{g} \right) * n^2 * \left(\frac{D}{2} \right) = N \dots (4.12)$$

F_c : Fuerza centrípeta por la rotación del horno con el material (N)

F_{vy} : Fuerza vertical por el material (N)

g : Aceleración debida a la gravedad (9,81 m/s²)

n : Velocidad angular (Rad/s)

D : Diámetro interior de la carcasa (metros)

N : Reacción en la carcasa por la fuerza centrípeta (N)

4.1.6.4 Reacción en la carcasa por la fuerza centrípeta:

La reacción en la carcasa por la pasta de clínker está con una inclinación de 35° con respecto a la vertical. El vector se divide en los ejes principales, ver la figura 4.23.

$$N_z = N * \text{Sen}(\theta) \dots (4.13)$$

$$N_y = N * \text{Cos}(\theta) \dots (4.14)$$

N_z : Reacción en el eje Z (N)

N_y : Reacción en el eje Y (N)

N : Reacción en la carcasa por la fuerza centrípeta (N)

θ : Angulo de reposo (35°)

4.1.6.5 Carga por el recubrimiento interno del horno:

La carcasa del horno rotatorio está cubierto por ladrillos refractarios que resisten las altas temperaturas y los esfuerzos térmicos como la dilatación. Además, existen diferentes tipos de ladrillos refractarios para diferentes zonas dentro del horno. [Ref. 7 y 13]

$$W_{refractario} = \left(\frac{(D^2 - (D - 2 * e)^2) * \pi}{4} \right) * \gamma_{refractario} \dots (4.15)$$

$W_{refractario}$: Carga de refractario por unidad de longitud (kg/m)

D: Diámetro interior de la carcasa (metros)

e: Espesor del refractario (metros)

$\gamma_{refractario}$: Peso específico del tipo de ladrillo refractario (kg/m³)

4.1.6.6 Carga distribuida por el recubrimiento interno del horno:

Esta carga distribuida simula la adherencia del refractario a la superficie interior de la carcasa del horno. Eso quiere decir que el espesor del refractario resulta en una carga muerta que está distribuida en el interior de la carcasa. [Ref. 14]

$$C_{refractario} = \frac{W_{refractario}}{\pi * D} * g \dots (4.16)$$

$C_{refractario}$: Carga distribuida por el recubrimiento interno del horno (N/m²)

$W_{refractario}$: Carga de refractario por unidad de longitud (kg/m)

D: Diámetro interior de la carcasa (metros)

g: Aceleración debida a la gravedad (9,81 m/s²)

4.1.6.7 Carga por el peso de la carcasa:

La carcasa está compuesta por un conjunto de “virolas” de diferentes espesores debido a los esfuerzos mecánicos y térmicos. Es decir, que las planchas de distintos espesores son roladas hasta tener una forma cilíndrica del mismo diámetro interior y la unión por soldadura de los sectores cilíndricos da como resultado la carcasa.

[Ref. 13]

$$W_{carcasa} = \left(\frac{(D + 2 * t)^2 - D^2}{4} \right) * \pi * \gamma_{acero} \dots (4.17)$$

$W_{carcasa}$: Carga por el peso de la carcasa por unidad de longitud (kg/m)

D: Diámetro interior de la carcasa (metros)

t: Espesor de la carcasa del horno (metros)

γ_{acero} : Peso específico del acero (7850 kg/m³)

4.1.6.8 Potencia empírica requerida para accionar el horno:

Esta fórmula aproxima el valor del torque necesario para rotar el horno, considerando un volumen específico por potencia de valores de 4,5 m³/kW hasta 4,8 m³/kW. [Ref. 13 y 16]

Además, la potencia calculada por fórmula comparada con la potencia real instalada es casi 1,5 – 2,5 veces, cuando el horno tenga un diámetro interno mayor de 4,5 metros, ver la figura 4.24. [Ref. 17]

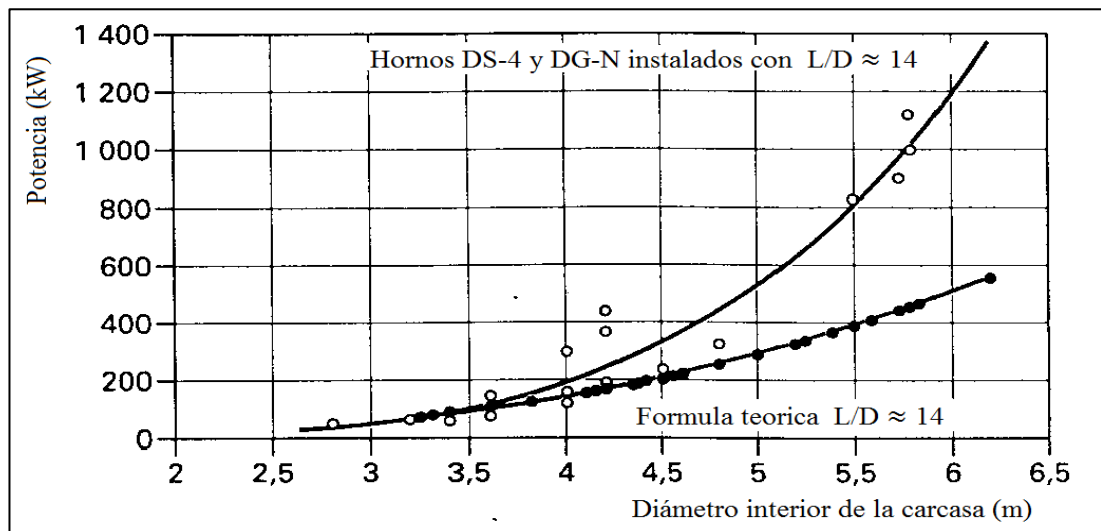


Figura 4.24 Variación del diámetro interior con respecto a la potencia instalada.

Fuente: Blanco, F. (2014)

$$P = K * \frac{\pi * L * (D/2)^2}{VeP} \dots (4.18)$$

P : Potencia empírica requerida para accionar el horno (kW)

D: Diámetro interior de la carcasa (metros)

L: Longitud del horno de vía seca (metros)

VeP : Volumen específico por potencia (m³/kW)

K : Factor de corrección (2 a 2,5)

4.1.6.9 Torque total requerido para accionar el horno:

El torque producido por el accionamiento de los polines mediante elementos electrohidráulicos, electromecánicos o por unión doble electromecánico al polín motriz. [Ref. 12, 13, 17 y 18]

Además, recordando que el torque puede ser expresado de la siguiente manera.

$$T = \frac{1kW}{1RPM} = 0,9734 \text{ Ton} - \text{m} = 9,55 \text{ kN} - \text{m}$$

$$T = 9,55 * \frac{P}{n} \dots (4.19)$$

T : Torque total requerido para accionar el horno (kN-m)

P : Potencia total requerida para accionar el horno (kW) (Ecuación 4.72)

n : Velocidad angular de la carcasa del horno (RPM)

4.1.6.10 Esfuerzo normal para vigas en flexión:

La ecuación del esfuerzo normal en la sección YZ es originado por el momento flector actuante, se debe asumir que el material es isotrópico, homogéneo, obedece a la ley de Hooke's, que la viga sea simétrica al plano de la flexión y entre otros, ver la figura 4.25. [Ref. 19 y 20]

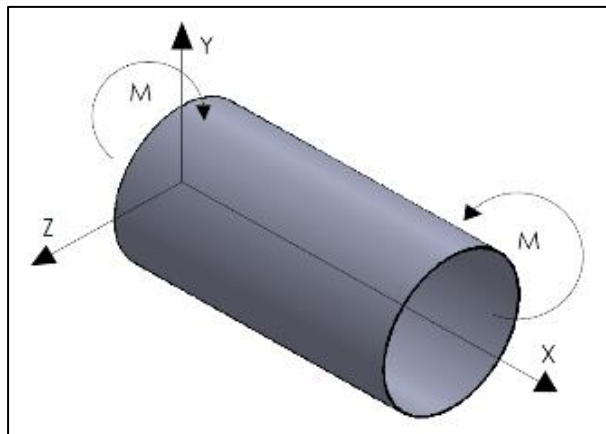


Figura 4.25 Representación de la aplicación del momento flector en la carcasa.

$$\sigma_x \text{max.} = \frac{M/1000}{Z} \dots (4.20)$$

$\sigma_x \text{max.}$: Esfuerzo normal al eje X (MPa)

M : Momento flector actuante en un punto del horno (kN-m)

Z : Modulo o momento resistente de la sección (m^3)

Para nuestro caso:

$$Z = \frac{\pi}{32} * \left(\frac{Dex^4 - Din^4}{Dex} \right) \dots (4.21)$$

Z : Modulo o momento resistente de la sección (m^3)

Dex : Diámetro exterior de la carcasa (metros)

Din : Diámetro interior de la carcasa (metros)

4.1.6.11 Esfuerzo cortante torsional:

El esfuerzo torsional se origina por el vector momento en el eje central del elemento mecánico, este momento es llamado “vector torque”. Se debe asumir que el torque es puro, no deforma de manera exagerada la estructura, el material obedece la ley de Hooke’s y entre otros, ver la figura 4.26. [Ref. 19 y 20]

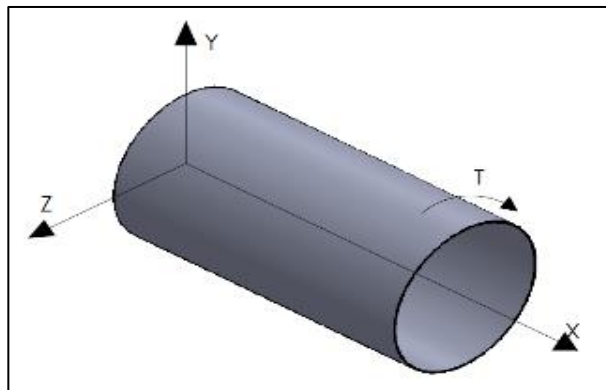


Figura 4.26 Representación de la aplicación de un torque en la carcasa.

$$\tau_{max} = \frac{T/1000}{J/c} \dots (4.22)$$

τ_{max} : Esfuerzo de corte torsional (MPa)

T : Torque actuante en un punto del horno (kN-m)

J/c : Relación de momento polar de inercia de la sección (m^3)

Para nuestro caso:

$$J/c = \frac{\pi}{16} * \left(\frac{Dex^4 - Din^4}{Dex} \right) \dots (4.23)$$

J/c : Relación de momento polar de inercia de la sección (m^3)

Dex : Diámetro exterior de la carcasa (metros)

Din : Diámetro interior de la carcasa (metros)

4.1.6.12 Esfuerzo térmico axial y tangencial en el exterior de la carcasa:

La ecuación del esfuerzo térmico axial y el esfuerzo tangencial tiene el mismo valor en el exterior de la carcasa. Asumiendo una transferencia de calor estacionaria y suponiendo que el cilindro puede dilatarse libremente axialmente. [Ref. 20]

$$(\sigma_t)_b = (\sigma_z)_b = \frac{E * \alpha * t_z}{2(1 - \mu) * \ln(b/a)} * \left(1 - \frac{2 * a^2}{b^2 - a^2} * \ln(b/a)\right) \dots (4.24)$$

$(\sigma_z)_b$: Esfuerzo térmico axial en la zona exterior de la carcasa (MPa)

E : Módulo de elasticidad del material de la carcasa (MPa)

α : Coeficiente de dilatación lineal del material (m/m-°K)

t_z : Diferencia de temperatura entre el exterior e interior de la carcasa (°K)

a : Radio interior de la carcasa (metros)

b : Radio exterior de la carcasa (metros)

μ : Relación de poisson del material de la carcasa

4.1.6.13 Perdida de calor a través de la carcasa:

Flujo de calor por unidad de tiempo de la cara interior del refractario hacia el exterior de la carcasa metálica. Esto sucede por la radiación y convección del aire a temperatura ambiente. Se asume una transferencia de calor estacionaria, es decir, que no cambie con el tiempo, además de tener una simetría en el flujo térmico en la dirección axial. [Ref. 21]

Esta fórmula utiliza una gráfica con resultados empírico, donde nos presenta el coeficiente de transferencia de calor, ver la figura 4.27. [Ref. 22]

$$\frac{Q_{perdida}}{L} = \left(\varphi_m * \frac{1000}{3600}\right) * \frac{\pi * Di}{3} * (T_1 - T_2) \dots (4.25)$$

$\frac{Q_{perdida}}{L}$: Densidad lineal de calor a través de la carcasa (W/m)

φ_m : Coeficiente de transferencia de calor (KJ/h-m²-°K)

Di : Diámetro interior del horno con refractarios (metros)

T_2 : Temperatura exterior de la carcasa (°K)

T_1 : Temperatura dentro del horno (°K)

Además, la transferencia de calor estacionaria del flujo de calor por convección más el flujo de calor por radiación debe ser igual al flujo de calor por conducción [Ref. 21], ver la figura 4.28.

$$Q_{perdida} = h_{conv} * A_s * (T_2 - T_{amb.}) + h_{rad} * A_s * (T_2 - T_{amb.})$$

$$Q_{perdida} = Q_{cond} = Q_{convección} + Q_{rad}$$

$$Q_{cond} = 2 * \pi * \lambda * L * \left(\frac{T_1 - T_2}{\ln(r_2/r_1)} \right)$$

$$Q_{convección} = h_1 * A_s * (T_1 - T_2)$$

$$Q_{rad} = h_{rad} * A_s * (T_2 - T_{amb.}) = \varepsilon * \sigma * A_s * (T_1^4 - T_2^4)$$

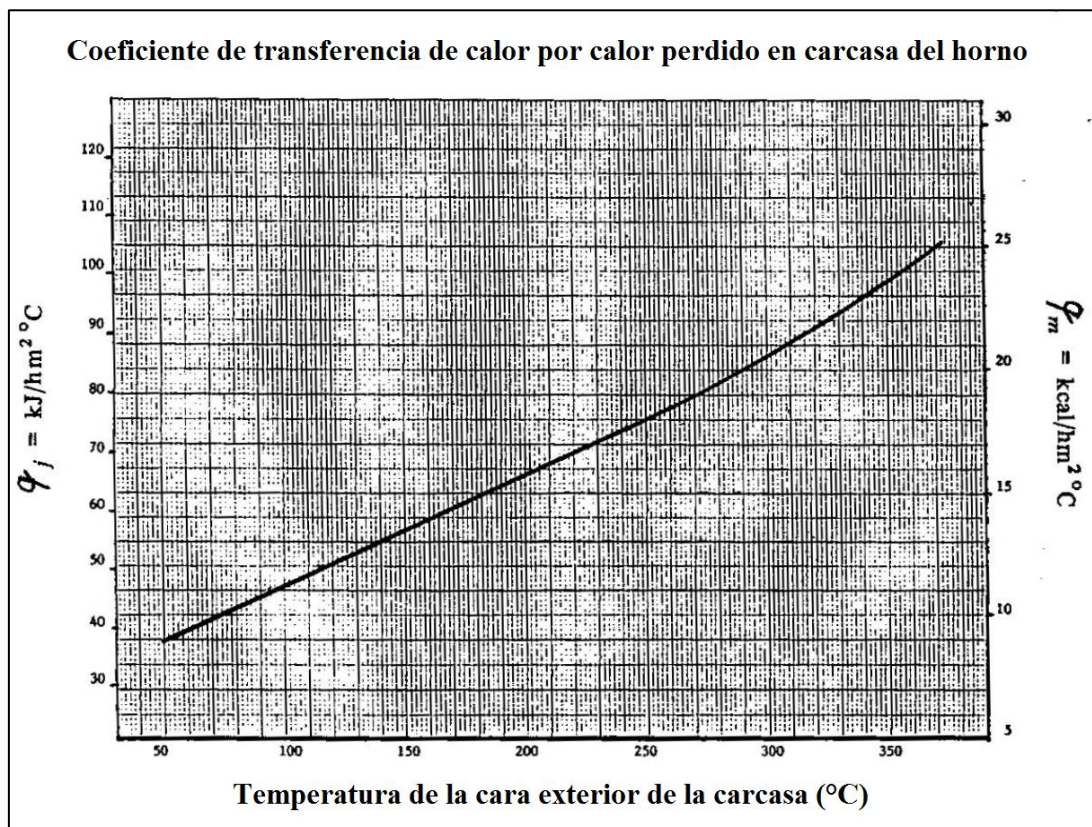


Figura 4.27 Coeficiente de transferencia de calor perdido en carcasa del horno.

Fuente: Peray, Kurt E. (1979)

Se presenta la ley de Fourier para superficies cilíndricas: [Ref. 21 y 23]

$$(Q_{cond})_{ladrillo}/L = 2 * \pi * (\lambda_L * \frac{1000}{3600}) * \left(\frac{T_1 - T_c}{\ln(r_c/r_1)} \right) \dots (4.26)$$

$$(Q_{cond})_{carcasa}/L = 2 * \pi * (\lambda_a * \frac{1000}{3600}) * \left(\frac{T_c - T_2}{\ln(r_2/r_c)} \right) \dots (4.27)$$

$(Q_{cond})_{ladrillo}/L$: Densidad lineal de calor por conducción del ladrillo (W/m)

$(Q_{cond})_{carcasa}/L$: Densidad lineal de calor por conducción de la carcasa (W/m)

λ_L :Conductividad térmica del ladrillo (W/m-°K)

λ_a :Conductividad térmica del acero (W/m-°K)

T_1 : Temperatura en la cara interior del ladrillo refractario (°K)

T_c : Temperatura en la cara exterior del ladrillo refractario (°K)

T_2 : Temperatura en la cara exterior de la carcasa (°K)

r_1 :Radio de la cara interna del ladrillo refractario (metros)

r_c :Radio de la cara externa del ladrillo refractario (metros)

r_2 :Radio de la cara externa de la carcasa de acero (metros)

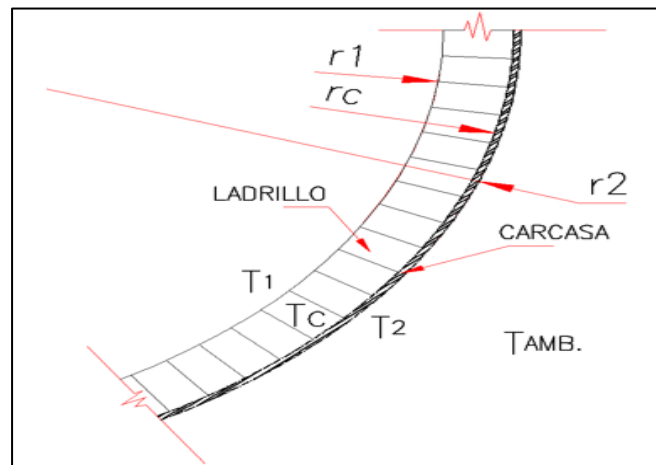


Figura 4.28 Representación del sector de una sección del horno.

Otra manera de calcular la temperatura “ T_c ” es aproximando la pared cilíndrica en una pared casi plana. [Ref. 24]

$$W = \lambda * \frac{A}{t} * \Delta T$$

$$\frac{W}{A} = \lambda_L * \frac{T_1 - T_c}{t_L} = \lambda_a * \frac{T_c - T_2}{t_a}$$

$$T_c = T_1 * \frac{(\lambda_L/t_L)}{(\lambda_L/t_L) + (\lambda_a/t_a)} + T_2 * \frac{(\lambda_a/t_a)}{(\lambda_a/t_a) + (\lambda_L/t_L)} \dots (4.28)$$

T_c : Temperatura en la cara exterior del ladrillo refractario (°K)

T_1 : Temperatura en la cara interior del ladrillo refractario (°K)

T_2 : Temperatura en la cara exterior de la carcasa (°K)

λ_L : Conductividad térmica del ladrillo (W/m-°K)

λ_a : Conductividad térmica del acero (W/m-°K)

t_L : Espesor del ladrillo refractario (metros)

t_a : Espesor de la carcasa de acero (metros)

Por último, con todo lo anterior expuesto se puede hallar el “ t_z ” para calcular el esfuerzo térmico.

$$t_z = T_2 - T_c \dots (4.29)$$

t_z : Diferencia de temperatura en la carcasa (°K)

T_2 : Temperatura en la cara exterior de la carcasa (°K)

T_c : Temperatura en la cara exterior del ladrillo refractario (°K)

No hay que olvidar que el factor de emisividad en la carcasa para el flujo de calor por radiación es $\varepsilon = 0,88$. [Ref. 10]

4.1.6.14 Límite de resistencia a la fatiga por el método de esfuerzo-vida:

En materiales como el acero (aleaciones) y hierro (ferrosos) cuando se aplican cargas simples reversibles o fluctuantes. Se obtiene la curva S-N por la variación de los números de ciclos con respecto a la resistencia a la fatiga, pero al llegar a un determinado número de ciclos esta curva se convierte en una línea horizontal, esta línea recta se le llama también “límite de resistencia a la fatiga”. [Ref. 25]

En aceros, la estimación del límite de resistencia a la fatiga que se obtuvo de los ensayos de fatiga son las siguientes formulas: [Ref. 19]

$$S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa} \rightarrow S'_e = 0,5 * S_{ut} \dots (4.30)$$

$$S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \rightarrow S'_e = 700 \text{ MPa} \dots (4.31)$$

S_{ut} : La resistencia última mínima del material (MPa)

S'_e : Límite de resistencia a la fatiga obtenido por ensayos de fatiga (MPa)

4.1.6.15 Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga:

Según Marín, existen factores que cuantifican los efectos de la condición superficial del material, el tamaño, la carga, la temperatura y varios otros puntos para el diseño mecánico del elemento. [Ref. 19 y 26]

Estos factores modifican el valor del límite de resistencia a la fatiga que se obtuvo en el laboratorio y el resultado es el límite de resistencia a la fatiga de diseño.

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S'_e \dots (4.32)$$

S'_e : Límite de resistencia a la fatiga obtenido por ensayos de fatiga (MPa)

S_e : Límite de resistencia a la fatiga en la zona crítica del elemento mecánico (MPa)

k_a :Factor de condición de superficie

k_b :Factor de tamaño

k_c :Factor de carga

k_d :Factor de la temperatura

k_e :Factor de confiabilidad

k_f :Factor de modificación de efectos varios

En nuestro caso, las planchas son roladas en frío y “ k_a ” se obtiene: [Ref. 19]

$$k_a = a * S_{ut}^b$$

$$k_a = 4,51 * S_{ut}^{-0.265} \dots (4.33)$$

k_a :Factor de condición de superficie

S_{ut} : La resistencia última mínima del material (MPa)

En esta ocasión, el diámetro es mayor a 254 mm y el “ k_b ” se obtiene: [Ref. 19]

$$k_b = 1,51 * d^{-0,157}$$

$$k_b = 0,633$$

En esta ocasión, la carcasa sufre flexión y torsión combinada. Y el “ k_c ” se obtiene: [Ref. 19]

$$k_c = 1$$

En esta ocasión, el factor de temperatura se obtiene dividiendo la resistencia a la tensión a la temperatura de operación con la resistencia a la tensión a la temperatura ambiente. Para el caso de una temperatura de 400°C y el “ k_d ” se obtiene: [Ref. 19]

$$k_d = \frac{S_T}{S_{RT}} = 0,9$$

En esta ocasión, el factor de confiabilidad se obtiene por la desviación estándar porcentual de falla por fatiga y para una falla de 0,0001% se obtiene: [Ref. 19]

$$k_e = 1 - 0,08 * Z_a$$

$$k_e = 1 - 0,08 * (4,753) = 0,62$$

En esta ocasión, el factor de efectos varios es: [Ref. 19]

$$k_f = 1$$

4.1.6.16 Teoría de energía de distorsión máxima para materiales dúctiles:

Esta teoría establece que la falla por fluencia ocurre cuando la energía de distorsión por unidad de volumen excede a la energía de distorsión por unidad de volumen que corresponde a la resistencia a la fluencia del material. [Ref. 19 y 25]

Se debe aclarar que la energía de distorsión “ u_d ” se obtiene de la energía de deformación total “ u_t ” menos la energía de deformación solo para producir cambio de volumen “ u_v ”. [Ref. 19] Se presenta el estado triaxial:

$$u_d = u_t - u_v$$

$$u_t = \frac{1}{2 * E} * (\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 + 2 * \mu * (\sigma_1 * \sigma_2 + \sigma_2 * \sigma_3 + \sigma_3 * \sigma_1))$$

$$u_v = \frac{1 - 2\mu}{6 * E} * (\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 + 2 * \sigma_1 * \sigma_2 + 2 * \sigma_2 * \sigma_3 + 2 * \sigma_3 * \sigma_1)$$

$$u_d = \frac{1 + \mu}{3 * E} * \left(\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right)$$

Para un caso particular, $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$ y $\sigma_1 = S_y$ (Ensayo de tracción pura)

$$u_d = \frac{1 + \mu}{3 * E} * S_y^2$$

$$\left(\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right)^{1/2} \geq S_y$$

Ahora se puede concluir que la falla se produce cuando: $\sigma' \geq S_y$

Por lo tanto, este esfuerzo equivalente es llamado “esfuerzo Von Mises” y se representa como: [Ref. 19]

$$\sigma' = \left(\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right)^{1/2}$$

Los esfuerzos combinados para un estado plano:

$$\sigma' = \left(\sigma_x^2 - \sigma_x * \sigma_y + \sigma_y^2 + 3 * (\tau_{xy})^2 \right)^{1/2} \dots (4.34)$$

σ' : Esfuerzo equivalente para el estado plano (MPa)

σ_x : Esfuerzo normal en el eje x (MPa)

σ_y : Esfuerzo normal en el eje y (MPa)

τ_{xy} : Esfuerzo de corte torsional en el plano xy (MPa)

4.1.6.17 Esfuerzos fluctuantes en la carcasa:

Se entiende como una variación de esfuerzos en forma sinusoidal debido al accionamiento de máquinas rotativas y los picos máximos y mínimos aparecen por la variación de los esfuerzos fluctuantes con respecto al tiempo. [Ref. 19 y 25]

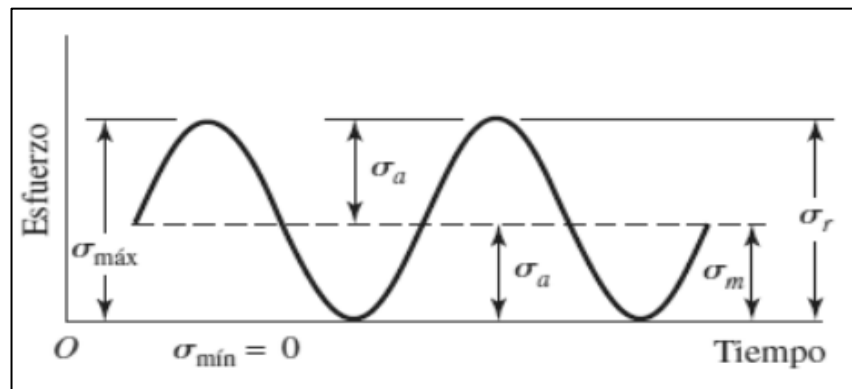


Figura 4.29 Representa el esfuerzo fluctuante sinusoidal.

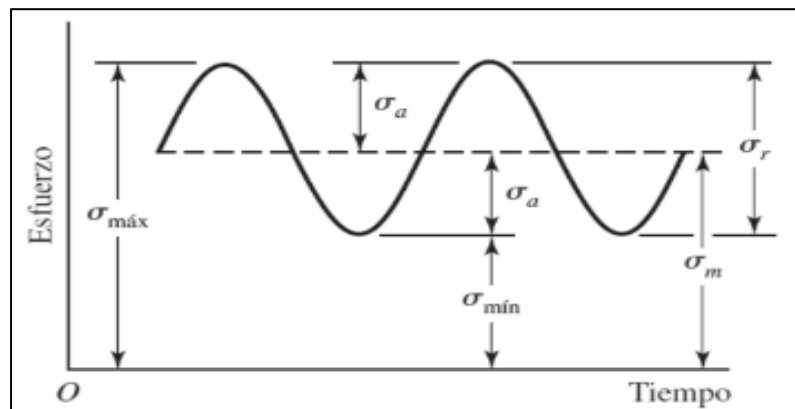


Figura 4.30 Representa el esfuerzo repetido o pulsante.

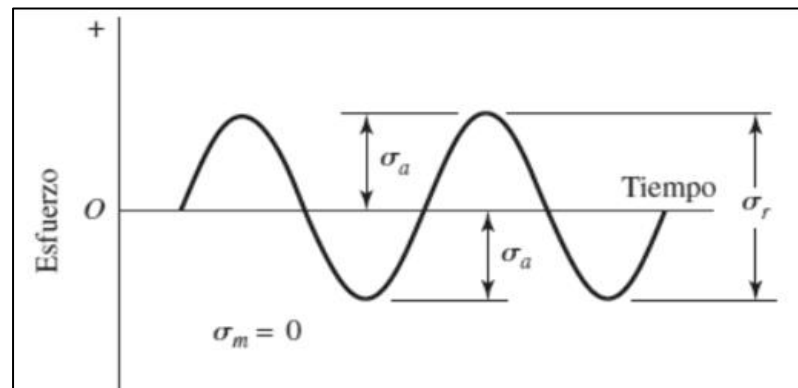


Figura 4.31 Representa el esfuerzo alternativo o completamente invertido.

Según las figuras 4.29, 4.30 y 4.31. Se presenta un esfuerzo medio “ σ_m ”, una amplitud del esfuerzo o variación del esfuerzo “ σ_a ” y un rango de esfuerzo en un periodo “ σ_r ”.

En la carcasa 3D se tiene:

El esfuerzo fluctuante sinusoidal por combinación de carga de flexión y torsión:

El esfuerzo equivalente medio es “ σ_{mf} ”:

$$\sigma_{mf} = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{m}n}}{2}$$

El esfuerzo equivalente alternante es “ σ_{af} ”:

$$\sigma_{af} = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{m}n}}{2}$$

El esfuerzo constante por carga térmica:

El esfuerzo equivalente medio es “ σ_{mt} ”:

$$\sigma_{mt} = \sigma_{m\acute{a}x}$$

El esfuerzo equivalente alternante es “ σ_{at} ”:

$$\sigma_{at} = 0$$

Los esfuerzos equivalentes medio y alternante son:

El esfuerzo equivalente medio es “ σ_m ”:

$$\sigma_m = \sigma_{mf} + \sigma_{mt}$$

El esfuerzo equivalente alternante es “ σ_a ”:

$$\sigma_a = \sigma_{af}$$

Para el caso 2D, la carcasa sufre esfuerzos de flexión de tipo alternativo, torsión constante y esfuerzos térmicos constantes, ver la figura 4.32.

σ_{xm} : Esfuerzo normal térmico medio

σ_{ym} : Esfuerzo normal térmico medio

τ_{xym} : Esfuerzo de corte torsional medio

σ_{xa} : Esfuerzo de flexión alternante

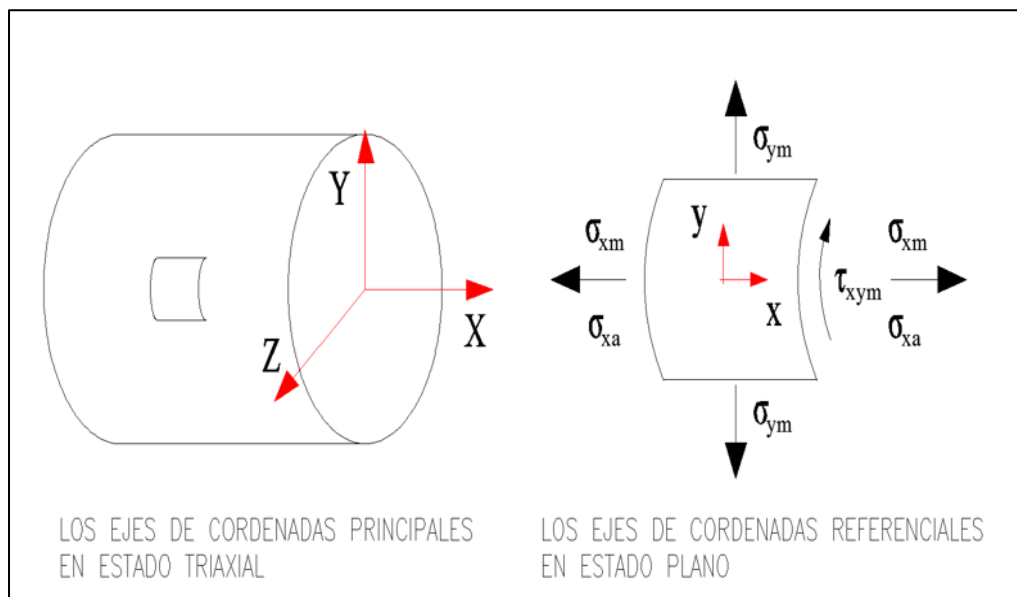


Figura 4.32 Representación de los esfuerzos fluctuantes en la carcasa.

La teoría de energía de distorsión máxima del capítulo 4.1.6.16 se utiliza para calcular los esfuerzos equivalentes en la carcasa: [Ref. 25]

$$\sigma_m = (\sigma_{xm}^2 + \sigma_{ym}^2 - \sigma_{xm} * \sigma_{ym} + 3 * (\tau_{xym})^2)^{1/2} \dots (4.35)$$

$$\sigma_a = (\sigma_{xa}^2 + \sigma_{ya}^2 - \sigma_{xa} * \sigma_{ya} + 3 * (\tau_{xya})^2)^{1/2} \dots (4.36)$$

σ_m : Esfuerzo equivalente medio (MPa)

σ_{xm} : Esfuerzo normal medio en el eje x (MPa)

σ_{ym} : Esfuerzo normal medio en el eje y (MPa)

τ_{xym} : Esfuerzo de corte torsional medio en el plano xy (MPa)

σ_a : Esfuerzo equivalente alternante (MPa)

σ_{xa} : Esfuerzo normal alternante en el eje x (MPa)

σ_{ya} : Esfuerzo normal alternante en el eje y (MPa)

τ_{xya} : Esfuerzo de corte torsional alternante en el plano xy (MPa)

4.1.6.18 Criterio de falla por fatiga de Gerber:

Este criterio propone una parábola que representa la curva de Gerber y se grafica en el cuadro de esfuerzo medios y esfuerzos alternantes, ver figura 4.33. Al pasar los años se hizo evidente que el lugar geométrico de la fatiga es una agrupación de probabilidad y no podía ser una recta sino una curva como lo planteado en este criterio. Además, apareció el criterio de ASME-elíptica que concluye en resultados muy cercanos. [Ref. 19]

Esta es la ecuación del criterio de Gerber que tiene forma de una parábola:

$$\frac{S_a}{S_e} + \left(\frac{S_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1$$

Además, se presenta la ecuación del criterio de fluencia de Langer:

$$S_a + S_m = S_y$$

Para la curva de Gerber se utiliza $S_a = n_f * \sigma_a$ y $S_m = n_f * \sigma_m$:

$$\text{Curva de Gerber} \rightarrow \frac{n_f * \sigma_a}{S_e} + \left(\frac{n_f * \sigma_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1$$

Para la línea de Langer se utiliza $S_a = n_y * \sigma_a$ y $S_m = n_y * \sigma_m$:

$$\text{Linea de Langer} \rightarrow \sigma_a + \sigma_m = \frac{S_y}{n_y}$$

$$n_f = 0,5 * \left(\frac{S_{ut}}{\sigma_m}\right)^2 * \left(\frac{\sigma_a}{S_e}\right) * \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 * \sigma_m * S_e}{S_{ut} * \sigma_a}\right)^2}\right] \dots (4.37)$$

n_f : Factor de seguridad por el criterio de falla por fatiga de Gerber

S_e : Límite de resistencia a la fatiga en la zona crítica del elemento mecánico (MPa)

S_{ut} : Resistencia última mínima del material (MPa)

σ_a : Esfuerzo equivalente alternante (MPa)

σ_m : Esfuerzo equivalente medio (MPa)

$$n_y = \frac{S_y}{\sigma_a + \sigma_m} \dots (4.38)$$

n_y : Factor de seguridad por el criterio de falla por fluencia de Langer

S_y : Resistencia a la fluencia del material (MPa)

σ_a : Esfuerzo equivalente alternante (MPa)

σ_m : Esfuerzo equivalente medio (MPa)

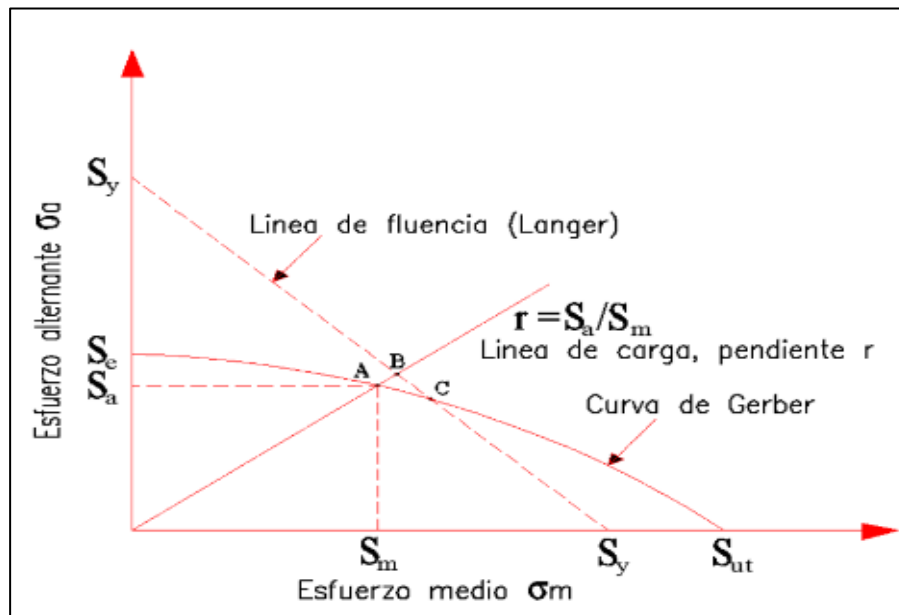


Figura 4.33 Diagrama de esfuerzos con los criterios de falla por fatiga de Gerber y falla por fluencia de Langer.

En la figura 4.33, se presentan las intersecciones principales que son los puntos A (tabla 4.6), B (tabla 4.7) y C (tabla 4.8). [Ref. 19]

Tabla 4.6

Intersección entre la curva de Gerber y la línea de carga en el punto A.

Ecuaciones que se intersecan	Coordenadas del punto A
$\frac{S_a}{S_e} + \left(\frac{S_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1$ $r = \frac{S_a}{S_m}$	$S_a = \frac{r^2 * S_{ut}^2}{2 * S_e} * \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 * S_e}{r * S_{ut}}\right)^2} \right]$ $S_m = \frac{S_a}{r}$

Fuente: Budynas, Richard G. /Nisbett, J.Keith. (2015).

Tabla 4.7

Intersección entre la línea de fluencia y la línea de carga en el punto B.

Ecuaciones que se intersecan	Coordenadas del punto B
$\frac{S_a}{S_y} + \frac{S_m}{S_y} = 1$ $r = \frac{S_a}{S_m}$	$S_a = \frac{r * S_y}{1 + r}$ $S_m = \frac{S_y}{1 + r}$

Fuente: Budynas, Richard G. /Nisbett, J.Keith. (2015).

Tabla 4.8

Intersección entre la curva de Gerber y la línea de fluencia en el punto C.

Ecuaciones que se intersecan	Coordenadas del punto C
$\frac{S_a}{S_e} + \left(\frac{S_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1$ $\frac{S_a}{S_y} + \frac{S_m}{S_y} = 1$	$S_m = \frac{S_{ut}^2}{2 * S_e} * \left[1 - \sqrt{1 + \left(\frac{2 * S_e}{S_{ut}}\right)^2 * \left(1 - \frac{S_y}{S_e}\right)} \right]$ $S_a = S_y - S_m$

Fuente: Budynas, Richard G. /Nisbett, J.Keith. (2015).

4.1.7 Normas, criterios del proveedor e instructivos del fabricante de carcasas:

Según los criterios de los proveedores, la carcasa se divide en tres categorías en función de su posición respecto al eje del horno: [Ref. 17]

- La carcasa cilíndrica libre tiene espesores entre 22 a 36mm.
- La carcasa cilíndrica intermedia tiene espesores entre 40 a 60mm.
- La carcasa cilíndrica porta aro de rodadura tiene espesores entre 70 a 110mm.

Otra recomendación son los esfuerzos normales por flexión en la carcasa: [Ref. 17]

- Esfuerzo en la carcasa cilíndrica libre ≤ 20 MPa.
- Esfuerzo en la carcasa cilíndrica intermedia y porta aro de rodadura ≤ 15 MPa.
- Variación de tensión en cambio de espesor ≤ 8 MPa.

Otra recomendación es la flecha máxima en la carcasa: [Ref. 17]

$$\text{Flecha máxima entre los apoyos} \leq \frac{1}{8000}$$

4.1.8 Tipos de aros de rodadura:

Los tipos de aros de rodadura del horno están diseñadas para resistir las cargas de servicio que aparecen cuando funciona a plena carga y las cargas térmicas que debe resistir por el proceso de combustión del quemador.

4.1.8.1 Aro de rodadura dentado o con suspensión tangencial:

Este tipo de aro de rodadura es dentado por su parte interior y transmite el torque a la carcasa gracias a los mecanismos que están en la periferia del aro de rodadura, todo el peso del horno descansa tangencialmente sobre el dentado interior del aro de rodadura. Es decir, la cara exterior de la carcasa que está debajo del aro de rodadura permite mantener su forma circular y evita estrangulaciones por fatiga. También mejora el tiempo de vida del refractario, ver las figuras 4.34 y 4.35. [Ref. 12]

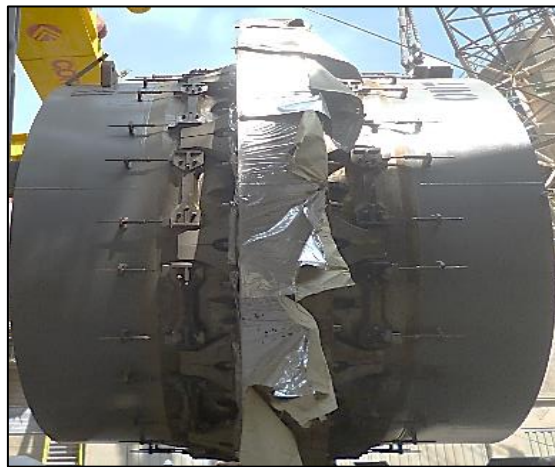


Figura 4.34 Aro de rodadura dentado o con suspensión tangencial.

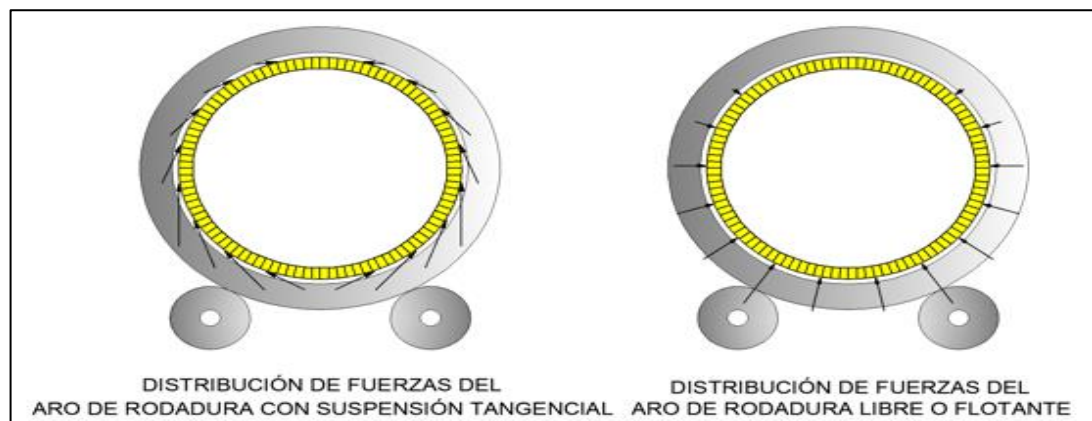


Figura 4.35 Distribución de fuerzas de reacción por el tipo de llanta.

4.1.8.2 Aro de rodadura libre o flotante:

Este tipo de aro de rodadura está fijado a la carcasa solo en el sentido axial, es decir, el aro de rodadura está libre radialmente con respecto al eje del horno. Esta fijación del aro de rodadura se compone de soportes tipo “lana” unidas a la cara exterior de la carcasa y gracias a la expansión térmica de la carcasa del horno por la elevada temperatura, el aro de rodadura se sujeta por presión al contacto entre la cara interior del aro de rodadura y la cara exterior de la carcasa, ver las figuras 4.35 y 4.36. [Ref. 12]



Figura 4.36 Aro de rodadura libre o flotante.

4.1.9 Cálculos matemáticos para el diseño del aro de rodadura:

4.1.9.1 Cargas externas del aro de rodadura:

Se define como las cargas que son transmitidas de la carcasa hacia la llanta:

- Carga por el peso del material. (4.1.6.1)
- Carga por el recubrimiento interno del horno. (4.1.6.5)
- Carga por el peso de la carcasa. (4.1.6.7)
- Carga muerta por utillajes externos del aro de rodadura. (Aprox. 5 Ton.)

Esto se interpreta como la reacción de cargas externas del aro de rodadura.

$$W_{ext.} = \text{Cargas de la carcasa} + \text{CM utillajes externo del aro de rodadura}$$

4.1.9.2 Carga por el peso del aro de rodadura:

Se define como el peso del material del aro de rodadura. Se calcula con el volumen y la densidad del material seleccionado, ver la figura 4.37.

$$V_o = \frac{(D_{ext}^2 - D_{int}^2) * \pi * w}{4} + (n * L * t * w_d) \dots (4.39)$$

- V_o : Volumen total del aro de rodadura (m^3)
 D_{ext} : Diámetro externo del aro de rodadura (metros)
 D_{int} : Diámetro interno del aro de rodadura (metros)
 w : Ancho del aro de rodadura (metros)
 n : Numero de suples tipo diente
 L : Longitud de suple (metros)
 t : Altura de suple (metros)
 w_d : Ancho de suple (metros)

$$CM_{aro} = \frac{V_o * \rho * g}{1000} \dots (4.40)$$

- CM_{aro} : Carga muerta del aro de rodadura (kN)
 V_o : Volumen total del aro de rodadura (m^3)
 ρ : Densidad del material del aro de rodadura (kg/m^3)
 g : Aceleración debida a la gravedad ($9,81 m/s^2$)

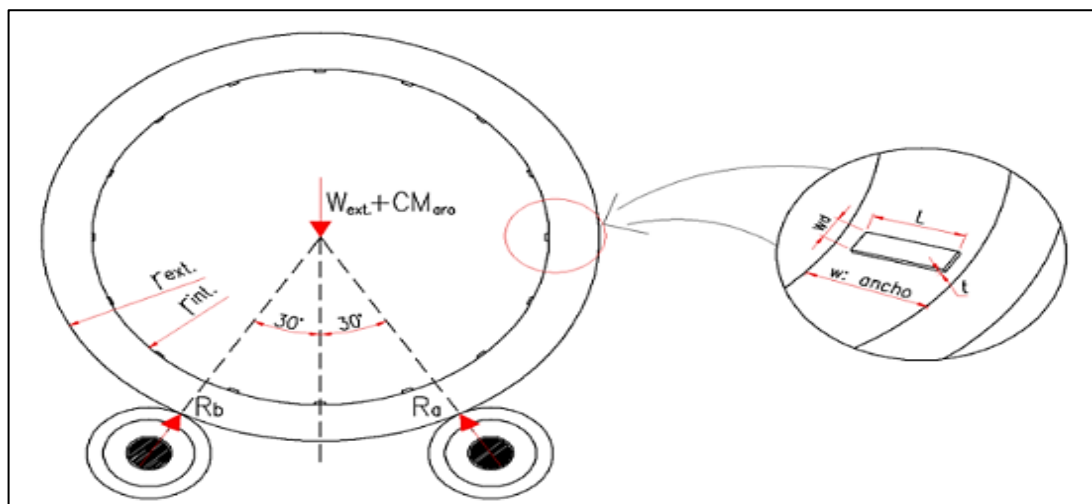


Figura 4.37 Esquema de un aro de rodadura dentado.

4.1.9.3 Reacción en los aros de rodadura:

Como se explicó anteriormente, el aro de rodadura se encuentra apoyado en dos polines de rodadura con una abertura de 60° , ver la figura 4.37. En la figura las reacciones están en la dirección al centro del aro de rodadura.

$$F = Ra = Rb = \frac{W_{ext.} + CM_{aro}}{2 * \cos 30^\circ} \dots (4.41)$$

R_a y R_b : Reacción en los aros de rodadura (kN)

$W_{ext.}$: Cargas externas al aro de rodadura (kN)

CM_{aro} : Carga muerta del aro de rodadura (kN)

4.1.9.4 Esfuerzo de contacto en superficies cilíndricas:

El esfuerzo de contacto producido por el rozamiento de dos superficies cilíndricas produce un área de contacto rectangular angosto de ancho “2b” y longitud “w” que es el mismo ancho del cilindro. Además, la distribución de la presión de contacto es de forma elíptica. Según los resultados de Hertz obtenidos por ensayos de dos superficies se puede aproximar el área de contacto. [Ref. 19]

$$b = \sqrt{\frac{4 * (F/1000)}{\pi * w} * \frac{(1 - \mu_1^2)/E_1 + (1 - \mu_2^2)/E_2}{1/R_1 + 1/R_2}} \dots (4.42)$$

b : Semi-ancho del área de contacto (metros)

F : Fuerza de contacto (kN)

w : Ancho del cilindro de contacto (metros)

μ_1 : Relación de poisson del material del aro de rodadura

μ_2 : Relación de poisson del material del polín de rodadura

E_1 : Módulo de elasticidad del material del aro de rodadura (MPa)

E_2 : Módulo de elasticidad del material del polín de rodadura (MPa)

R_1 : Radio exterior del aro de rodadura (metros)

R_2 : Radio exterior del polín de rodadura (metros)

$$P_{m\acute{a}x} = \frac{2 * (F/1000)}{\pi * b * w} \dots (4.43)$$

$P_{m\acute{a}x}$: Presión máxima de contacto (MPa)

F : Fuerza de contacto (kN)

b : Semi-ancho del área de contacto (metros)

w : Ancho del cilindro de contacto (metros)

Se presenta el estado de esfuerzos a lo largo del eje Z, ver figura 4.38. [Ref. 19]

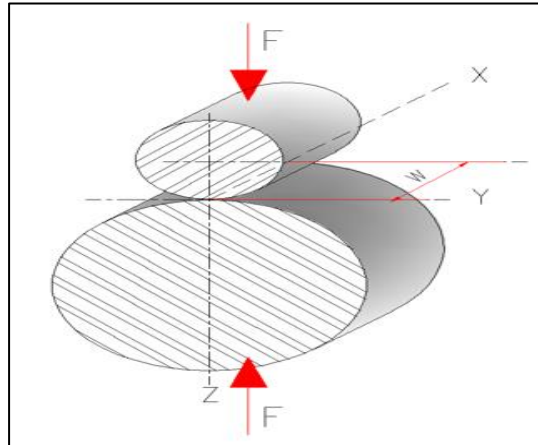


Figura 4.38 Disposición de dos cilindros en contacto por una fuerza “F”.

$$\sigma_x = -2 * \mu * P_{m\acute{a}x} * \left(\sqrt{1 + \frac{z^2}{b^2}} + \left| \frac{z}{b} \right| \right) \dots (4.44)$$

$$\sigma_y = -P_{m\acute{a}x} * \left(\frac{1 + 2 * \frac{z^2}{b^2}}{\sqrt{1 + \frac{z^2}{b^2}}} - 2 * \left| \frac{z}{b} \right| \right) \dots (4.45)$$

$$\sigma_3 = \sigma_z = \frac{-P_{m\acute{a}x}}{\sqrt{1 + \frac{z^2}{b^2}}} \dots (4.46)$$

σ_x, σ_y y σ_z : Estados de esfuerzos en los ejes de coordenadas (MPa)

σ_1, σ_2 y σ_3 : Estados de esfuerzos principales (MPa)

μ : Relación de poisson del material del aro de rodadura o polín de rodadura

$P_{m\acute{a}x}$: Presión máxima de contacto (MPa)

z : Distancia desde la superficie de contacto hacia el centro del cilindro (mm)

b : Semi-ancho del área de contacto (mm)

4.1.9.5 Esfuerzo cortante por contacto en superficies cilíndricas:

Un caso importante de esfuerzo por contacto se produce en la línea de contacto por la fricción entre los cilindros, este es el esfuerzo cortante y las siguientes ecuaciones están relacionadas con los esfuerzos respecto a los ejes de coordenadas. [Ref. 19]

Para $0 \leq z \leq 0,436b$ y $\sigma_1 = \sigma_x$:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = \frac{\sigma_x - \sigma_z}{2}$$

Para $z \geq 0,436b$ y $\sigma_1 = \sigma_y$:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = \frac{\sigma_y - \sigma_z}{2}$$

El valor máximo ocurre en $z/b = 0,786$ y el $\tau_{m\acute{a}x} = 0,3 * P_{m\acute{a}x}$: [Ref. 19]

4.1.9.6 Esfuerzo térmico axial y tangencial en el exterior del aro de rodadura:

La ecuación del esfuerzo térmico axial y el esfuerzo tangencial tienen el mismo valor en el exterior del aro de rodadura. [Ref. 20]

$$(\sigma_t)_b = (\sigma_z)_b = \frac{E * \alpha * t_z}{2(1 - \mu) * \ln(b/a)} * \left(1 - \frac{2 * a^2}{b^2 - a^2} * \ln(b/a)\right) \dots (4.47)$$

$(\sigma_z)_b$: Esfuerzo térmico axial en la zona exterior del aro de rodadura (MPa)

E : Módulo de elasticidad del material del aro de rodadura (MPa)

α : Coeficiente de dilatación lineal del material (m/m-K)

t_z : Diferencia de temperatura entre el exterior e interior del aro de rodadura (K)

a : Radio interior del aro de rodadura (metros)

b : Radio exterior del aro de rodadura (metros)

μ : Relación de poisson del material del aro de rodadura

4.1.9.7 Cálculo del torque en el aro de rodadura:

Se produce por el torque motriz del polín de rodadura, de manera semejante a un pion y la catalina. El aro de rodadura recibe el torque que se produce por la fricción entre el polín de rodadura, ver la figura 4.39.

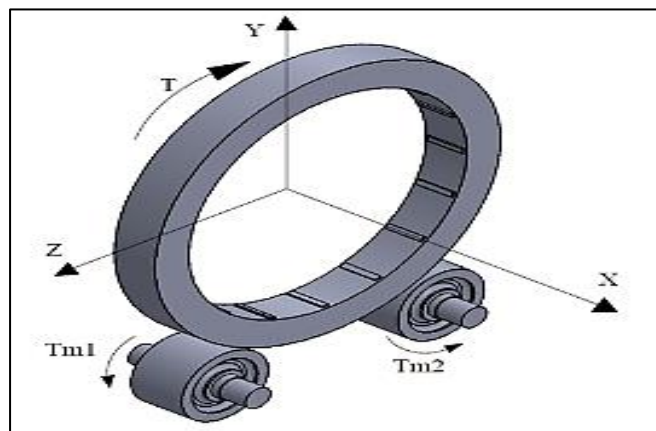


Figura 4.39 Representación del aro de rodadura con el torque de los polines de rodadura.

$$T = \frac{1kW}{1RPM} = 0,9734 \text{ Ton} - \text{m} = 9,55 \text{ kN} - \text{m}$$

$$T = 9,55 * \frac{P}{n} \dots (4.48)$$

T : Torque total en el aro de rodadura (kN-m)

P : Potencia total requerida para accionar el horno (kW) (Ecuación 4.72)

n : Velocidad angular del aro de rodadura (RPM)

La potencia total es la potencia transmitida en el aro de rodadura 1, pero en el caso del aro de rodadura 2, el torque es menor por la pérdida de potencia por el material, fricción en el eje del polín y fricción entre el polín de rodadura y el aro de rodadura.

4.1.9.8 Ovalización del aro de rodadura:

Este término se debe a la deformación de la circunferencia del aro de rodadura con respecto a un círculo perfecto sin deformar. Este parámetro es importante ya que existe una relación entre la vida del refractario y la ovalización de la carcasa. [Ref. 7 y 17]

$$\omega = 2(a - b)$$

$$\omega\% = \frac{\omega}{Dn} * 100 \dots (4.49)$$

ω : Deformación circunferencial del aro de rodadura (mm)

a : Radio exterior máximo del aro de rodadura deformada (mm)

b : Radio exterior mínimo del aro de rodadura deformada (mm)

$\omega\%$: Porcentaje de ovalización del aro de rodadura (%)

Dn : Diámetro nominal exterior del aro de rodadura (mm)

Recomendación la ovalización $\omega\% \leq 0,2\%$. [Ref. 7]

4.1.9.9 Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga:

Según Marín, existen factores que cuantifican los efectos de la condición superficial del material, el tamaño, la carga, la temperatura y varios otros puntos para el diseño mecánico del elemento. [Ref. 19 y 26]

Estos factores modifican el valor del límite de resistencia a la fatiga que se obtuvo en el laboratorio y el resultado es el límite de resistencia a la fatiga de diseño.

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S'_e \dots (4.50)$$

S'_e : Límite de resistencia a la fatiga obtenido de ensayos de fatiga (MPa)

S_e : Límite de resistencia a la fatiga en la zona crítica del elemento mecánico (MPa)

k_a :Factor de condición de superficie

k_b :Factor de tamaño

k_c :Factor de carga

k_d :Factor de la temperatura

k_e :Factor de confiabilidad

k_f :Factor de modificación de efectos varios

En nuestro caso, el aro de rodadura es maquinado y “ k_a ” se obtiene: [Ref. 19]

$$k_a = a * S_{ut}^b$$

$$k_a = 4,51 * S_{ut}^{-0.265} \dots (4.51)$$

k_a :Factor de condición de superficie

S_{ut} : La resistencia última mínima del material (MPa)

En esta ocasión, el diámetro es mayor a 254 mm y el “ k_b ” se obtiene: [Ref. 19]

$$k_b = 1,51 * d^{-0,157}$$

$$k_b = 0,633$$

En esta ocasión, el aro de rodadura sufre flexión y torsión combinada. Y el “ k_c ” se obtiene: [Ref. 19]

$$k_c = 1$$

En esta ocasión, el factor de temperatura se obtiene dividiendo la resistencia a la tensión a la temperatura de operación con la resistencia a la resistencia a la tensión a temperatura ambiente. Para el caso de una temperatura de 350°C y el “ k_d ” se obtiene: [Ref. 19]

$$k_d = \frac{S_T}{S_{RT}} = 0,943$$

En esta ocasión, el factor de confiabilidad se obtiene por la desviación estándar porcentual de falla por fatiga y para una falla de 0,0001% se obtiene: [Ref. 19]

$$k_e = 1 - 0,08 * Z_a$$

$$k_e = 1 - 0,08 * (4,753) = 0,620$$

En esta ocasión, el factor de efectos varios es: [Ref. 19]

$$k_f = 1$$

4.1.9.10 Esfuerzos fluctuantes en el aro de rodadura:

Se entiende como una variación de esfuerzos en forma sinusoidal debido al accionamiento de máquinas rotativas y los existen picos máximos y mínimos aparecen por la variación de los esfuerzos fluctuantes con respecto al tiempo, ver las figuras 4.29, 4.30 y 4.31. [Ref. 19 y 25]

En el aro de rodadura 3D se tiene:

El esfuerzo sinusoidal por combinación de carga de flexión y torsión:

El esfuerzo equivalente medio es “ σ_{mf} ”:

$$\sigma_{mf} = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n}}{2}$$

El esfuerzo equivalente alternante es “ σ_{af} ”:

$$\sigma_{af} = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n}}{2}$$

El esfuerzo sinusoidal por carga térmica:

El esfuerzo equivalente medio es “ σ_{mt} ”:

$$\sigma_{mt} = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n}}{2}$$

El esfuerzo equivalente alternante es “ σ_{at} ”:

$$\sigma_{at} = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n}}{2}$$

Los esfuerzos equivalentes medio y alternante son:

El esfuerzo equivalente medio es “ σ_m ”:

$$\sigma_m = \sigma_{mf} + \sigma_{mt}$$

El esfuerzo equivalente alternante es “ σ_a ”:

$$\sigma_a = \sigma_{af} + \sigma_{at}$$

En la figura 4.40 se presentan los esfuerzos principales y esfuerzos fluctuantes.

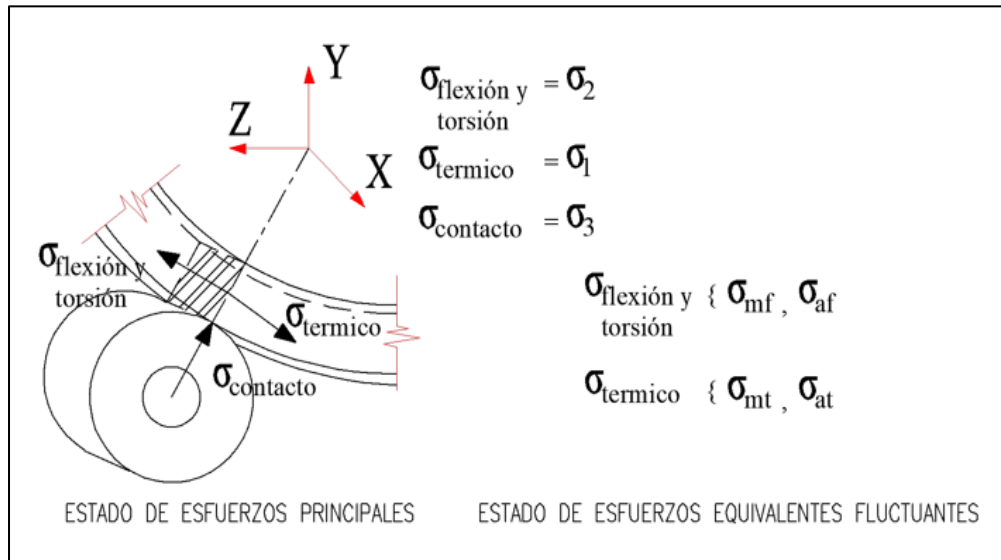


Figura 4.40 Representación de los esfuerzos principales y esfuerzos fluctuantes en el aro de rodadura.

4.1.10 Normas, criterios del proveedor e instructivos del fabricante de aro de rodadura:

Según los criterios de los proveedores, los valores límites para el dimensionamiento del aro de rodadura son: [Ref. 7 y 17]

- La tensión máxima de flexión: $\sigma_x, \sigma_y \leq 55 \text{ MPa}$.
- La ovalidad del aro de rodadura: $\omega_A \leq 0,2 \%$
- La distancia entre aro de rodadura y carcasa debe ser aproximadamente 3 cm.

Según Saxer, se recomiendan los siguientes valores límites de presión máxima por laminación, para aceros fundidos de baja y mediana aleación: [Ref. 34]

- $P_{m\acute{a}x} \leq 430 \text{ MPa}$ para aceros con $S_{ut} = 500 - 550 \text{ Mpa}$.
- $P_{m\acute{a}x} \leq 600 \text{ MPa}$ para aceros con $S_{ut} = 701 - 750 \text{ Mpa}$.

4.1.11 Tipos de polines de rodadura:

4.1.11.1 Polín de rodadura y soporte autoalineante con bancada rotulada:

Tiene la ventaja de conseguir un contacto casi perfecto entre el aro de rodadura y el polín de rodadura. Es decir, es útil para transmitir el torque motriz por fricción del polín. Además, los apoyos en las bancadas rotuladas axiales absorben las fuerzas de apoyo, la expansión de la carcasa del horno y cualquier alabeo del aro de rodadura. Esto evita el desgaste excesivo en la superficie del polín de rodadura. [Ref. 12 y 17]

4.1.11.2 Polín de rodadura y soporte autoalineante con bancada rígida:

Este tipo de soporte tiene una gran flexibilidad a la hora de soportar cargas cíclicas, deformaciones por temperatura y alabeo del eje de la carcasa. Sin embargo, los apoyos en las bancadas son rígidos y la carga no se distribuye correctamente en el apoyo. [Ref. 12 y 17]

4.1.11.3 Polín de rodadura y soporte rígido con bancada rotulada:

Este tipo de polín de rodadura es el más común por ser de fácil mantenimiento ya que los apoyos en las bancadas son basculantes o rotuladas y la carga se distribuye correctamente en el apoyo. Sin embargo, las deformaciones por temperatura y el alabeo del eje de la carcasa producen un desgaste excesivo en el polín de rodadura por las presiones elevadas contra el aro de rodadura, ver la figura 4.41. [Ref. 12 y 17]



Figura 4.41 Polín de rodadura y soporte rígido con bancada rotulada.

4.1.11.4 Polín de retención de empuje axial:

Este tipo de polín se ubica en la zona motriz para limitar el movimiento axial del horno rotatorio. Debido a la variación térmica del horno, la carcasa se expande axialmente, además el alineamiento de los polines de rodadura ocasiona un movimiento oscilatorio de forma axial y produce un contacto intermitente entre el lado lateral del aro de rodadura y la cara del polín de empuje axial, ver la figura 4.42. [Ref. 8 y 17]



Figura 4.42 Polín de retención de empuje axial con el soporte de polín de rodadura.

4.1.12 Cálculos matemáticos para el diseño del polín de rodadura:

4.1.12.1 Reacción en los polines de rodadura:

Como se explicó anteriormente, el aro de rodadura se apoya en dos polines de rodadura con una abertura de 60° , ver la figura 4.37. Entonces las reacciones están en la dirección al centro del aro de rodadura. [Ref. 17]

$$Ra = Rb = \frac{W_{ext.} + CM_{aro}}{2 * \cos 30^\circ} \dots (4.52)$$

Ra y Rb : Reacción en los polines de rodadura (kN)

$W_{ext.}$: Cargas externas al aro de rodadura (kN)

CM_{aro} : Carga muerta del aro de rodadura (kN)

4.1.12.2 Carga por el peso del polín de rodadura:

El polín de rodadura es fabricado con material de acero fundido que ha sufrido tratamiento térmico de revenido y normalización. Luego con un proceso de maquinado para pulir la superficie exterior del polín de rodadura, además de pulir la superficie interior del polín de rodadura para el contacto con el eje. [Ref. 17]

$$W_{polin} = \frac{V_{polin} * \gamma_{acero fundido}}{w_p} \dots (4.53)$$

W_{polin} : Carga por el peso del polín por unidad de longitud (kg/m)

V_{polin} : Volumen del polín de rodadura (m^3)

w_p : Ancho del polín de rodadura (metros)

$\gamma_{acero fundido}$: Peso específico del acero fundido (7800 kg/m^3)

4.1.12.3 Carga por el peso del eje del polín de rodadura:

El eje del polín es fabricado con material de acero fundido que ha sufrido tratamiento térmico de revenido y normalización. Luego con un proceso de maquinado para pulir la superficie, redondear los cambios de sección, entre otros. [Ref. 17]

$$W_{eje} = \frac{D^2 * \pi}{4} * \gamma_{acero} \dots (4.54)$$

W_{eje} : Carga por el peso del eje del polín por unidad de longitud (kg/m)

D : Diámetro exterior de la sección del eje del polín (metros)

γ_{acero} : Peso específico del acero (7850 kg/m^3)

4.1.12.4 Cálculo del torque en el polín de rodadura

La fuerza de fricción que aparece en el contacto del aro de rodadura y el polín de rodadura genera un torque motriz proporcional al torque total, ver la figura 4.39.

Además, se presenta la ecuación 4.55 para comprobar si la fuerza de fricción produce el torque necesario. El coeficiente de fricción cinética del acero sobre acero es 0,57. [Ref. 15]

$$T_{m1} < Ra * \mu_k * R_2 \dots (4.55)$$

Ra y Rb : Reacción en los polines de rodadura (kN)

μ_k : Coeficiente de fricción cinética del acero sobre acero (0,57)

$$T_{m1} = T_{m2} = \frac{T}{2} * \frac{R_2}{R_1} \dots (4.56)$$

T : Torque total en el aro de rodadura (kN-m)

T_{m1}, T_{m2} : Torque motriz del polín de rodadura (kN-m)

R_1 : Radio exterior del aro de rodadura (metros)

R_2 : Radio exterior del polín de rodadura (metros)

4.1.12.5 Esfuerzos en el eje del polín de rodadura:

El eje rotatorio sufre un esfuerzo de flexión alternante y un esfuerzo de corte por torsión constante o medio. Las zonas críticas para nuestro caso serán los cambios de sección donde se ubican las muescas o chaflanes. [Ref. 19]

$$\sigma_a = K_f * \frac{M_a/1000}{Z} \dots (4.57)$$

σ_a : Esfuerzo de flexión alternante (MPa)

M_a : Momento flector alternante (kN-m)

Z : Modulo o momento resistente de la sección (m³)

K_f : Factor de concentración de los esfuerzos normales por fatiga

Para nuestro caso:

$$Z = \frac{\pi}{32} * (D^3) \dots (4.58)$$

Z : Modulo o momento resistente de la sección (m³)

D : Diámetro exterior de la sección crítica del eje (metros)

$$K_f = 1 + \frac{K_t - 1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \dots (4.59)$$

K_f : Factor de concentración de los esfuerzos normales por fatiga

K_t : Factor teórico de concentración de esfuerzos normales

\sqrt{a} : Constante de Neuber (\sqrt{mm} .)

r : Radio de muesca (mm)

La constante de Neuber se obtiene de la siguiente fórmula: [Ref. 19]

$$\sqrt{a} = \sqrt{a'} * (25,4)^{0.5} \dots (4.60)$$

$$\sqrt{a'} = 0,246 - 3,08(10^{-3})S_{ut} + 1,51(10^{-5})S_{ut}^2 - 2,67(10^{-8})S_{ut}^3 \dots (4.61)$$

\sqrt{a} : Constante de Neuber (\sqrt{mm} .)

$\sqrt{a'}$: Constante de Neuber ($\sqrt{pulg.}$)

S_{ut} : La resistencia última mínima del material (kpsi)

Para hallar el “ K_t ” se debe tener las relaciones “ D/d ” y “ r/d ”, donde la “ D ” es el diámetro mayor, “ d ” el diámetro menor del eje y “ r ” es el radio de la muesca, ver la figura 4.43. [Ref. 19]

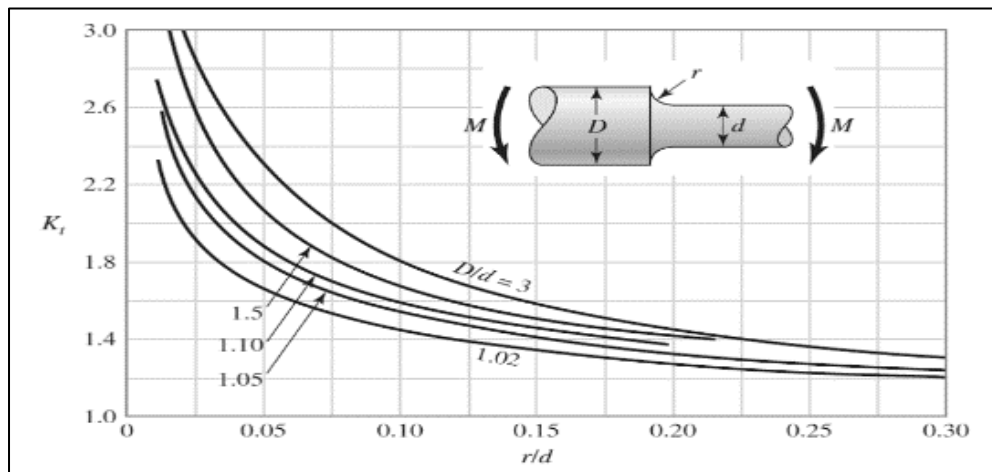


Figura 4.43 Factor teórico de concentración de esfuerzos normales.

Fuente: Budynas, Richard G. / Nisbett, J. Keith. (2015)

$$\tau_m = K_{fs} * \frac{T_m/1000}{J/c} \dots (4.62)$$

τ_m : Esfuerzo de corte torsional medio (MPa)

T_m : Torque medio (kN-m)

J/c : Relación de momento polar de inercia de la sección (m^3)

K_{fs} : Factor de concentración de los esfuerzos cortantes por fatiga

Para nuestro caso:

$$J/c = \frac{\pi}{16} * (D^3) \dots (4.63)$$

J/c : Relación de momento polar de inercia de la sección (m^3)

D : Diámetro exterior de la sección del eje (metros)

$$K_{fs} = 1 + \frac{K_{ts} - 1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \dots (4.64)$$

K_{fs} : Factor de concentración de los esfuerzos cortantes por fatiga

K_{ts} : Factor teórico de concentración de esfuerzos cortante torsionales

\sqrt{a} : Constante de Neuber (\sqrt{mm} .)

r : Radio de muesca (mm)

La constante de Neuber se obtiene de la siguiente fórmula: [Ref. 19]

$$\sqrt{a} = \sqrt{a'} * (25,4)^{0.5} \dots (4.65)$$

$$\sqrt{a'} = 0,19 - 2,51(10^{-3})S_{ut} + 1,35(10^{-5})S_{ut}^2 - 2,67(10^{-8})S_{ut}^3 \dots (4.66)$$

\sqrt{a} : Constante de Neuber ($\sqrt{mm.}$)

$\sqrt{a'}$: Constante de Neuber ($\sqrt{pulg.}$)

S_{ut} : La resistencia última mínima del material (kpsi)

Para hallar el “ K_{ts} ” se debe tener las relaciones “ D/d ” y “ r/d ”, donde la “ D ” es el diámetro mayor, “ d ” el diámetro menor del eje y “ r ” es el radio de la muesca, ver la figura 4.44. [Ref. 19]

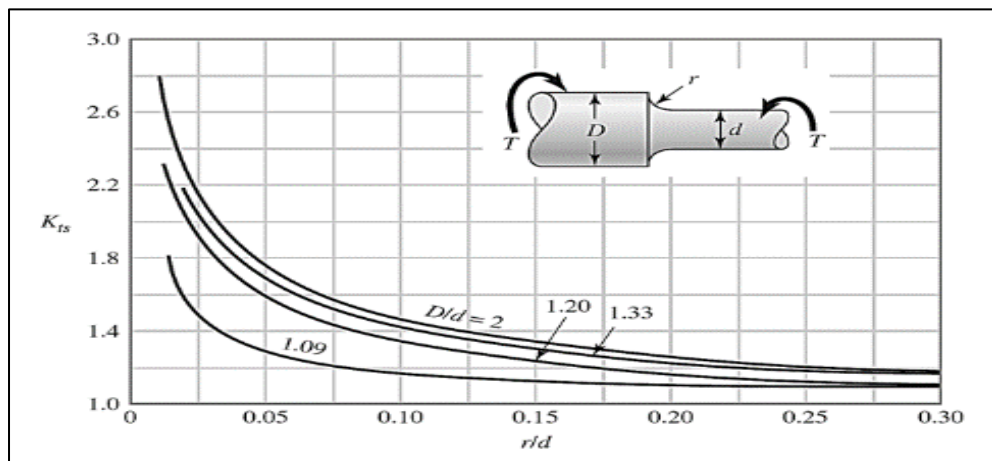


Figura 4.44 Factor teórico de concentración de esfuerzos cortantes torsionales.

Fuente: Budynas, Richard G. / Nisbett, J. Keith. (2015)

4.1.12.6 Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga:

Según Marín, existen factores que cuantifican los efectos de la condición superficial del material, el tamaño, la carga, la temperatura y varios otros puntos para el diseño mecánico del elemento. [Ref. 19 y 26]

Estos factores modifican el valor del límite de resistencia a la fatiga que se obtuvo en el laboratorio y el resultado es el límite de resistencia a la fatiga de diseño.

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S'_e \dots (4.67)$$

S'_e : Límite de resistencia a la fatiga obtenido de ensayos de fatiga (MPa)

S_e : Límite de resistencia a la fatiga en la zona crítica del elemento mecánico (MPa)

k_a :Factor de condición de superficie

k_b :Factor de tamaño

k_c :Factor de carga

k_d :Factor de la temperatura

k_e :Factor de confiabilidad

k_f :Factor de modificación de efectos varios

En nuestro caso, el polín y el eje de rodadura son maquinados y “ k_a ” se obtiene:
[Ref. 19]

$$k_a = a * S_{ut}^b$$

$$k_a = 4,51 * S_{ut}^{-0.265} \dots (4.68)$$

k_a :Factor de condición de superficie

S_{ut} : La resistencia última mínima del material (MPa)

En esta ocasión, el diámetro es mayor a 254 mm y el “ k_b ” se obtiene: [Ref. 19]

$$k_b = 1,51 * d^{-0,157}$$

$$k_b = 0,633$$

En esta ocasión, el polín y eje de rodadura sufre flexión y torsión combinada. Y el “ k_c ” se obtiene: [Ref. 19]

$$k_c = 1$$

En esta ocasión, el factor de temperatura se obtiene dividiendo la resistencia a la tensión a la temperatura de operación con la resistencia a la tensión a temperatura ambiente. Para el caso de una temperatura de 250°C y el “ k_d ” se obtiene:
[Ref. 19]

$$k_d = \frac{S_T}{S_{RT}} = 1$$

En esta ocasión el factor de confiabilidad se obtiene por la desviación estándar porcentual de falla por fatiga y para una falla de 0,1% se obtiene: [Ref. 19]

$$k_e = 1 - 0,08 * Z_a$$

$$k_e = 1 - 0,08 * (3,091) = 0,753$$

En esta ocasión, el factor de efectos varios es: [Ref. 19]

$$k_f = 1$$

4.1.12.7 Esfuerzos fluctuantes en el polín de rodadura:

Se entiende como una variación de esfuerzos en forma sinusoidal debido al accionamiento de máquinas rotativas y los picos máximos y mínimos aparecen por la variación de los esfuerzos fluctuantes con respecto al tiempo, ver las figuras 4.29, 4.30 y 4.31. [Ref. 19 y 25]

En el polín de rodadura 3D se tiene:

El esfuerzo sinusoidal por combinación de carga de flexión y torsión:

El esfuerzo equivalente medio es “ σ_{mf} ”:

$$\sigma_m = \sigma_{mf} = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n}}{2}$$

El esfuerzo equivalente alternante es “ σ_{af} ”:

$$\sigma_a = \sigma_{af} = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n}}{2}$$

En la figura 4.45 se presentan los esfuerzos principales y esfuerzos fluctuantes.

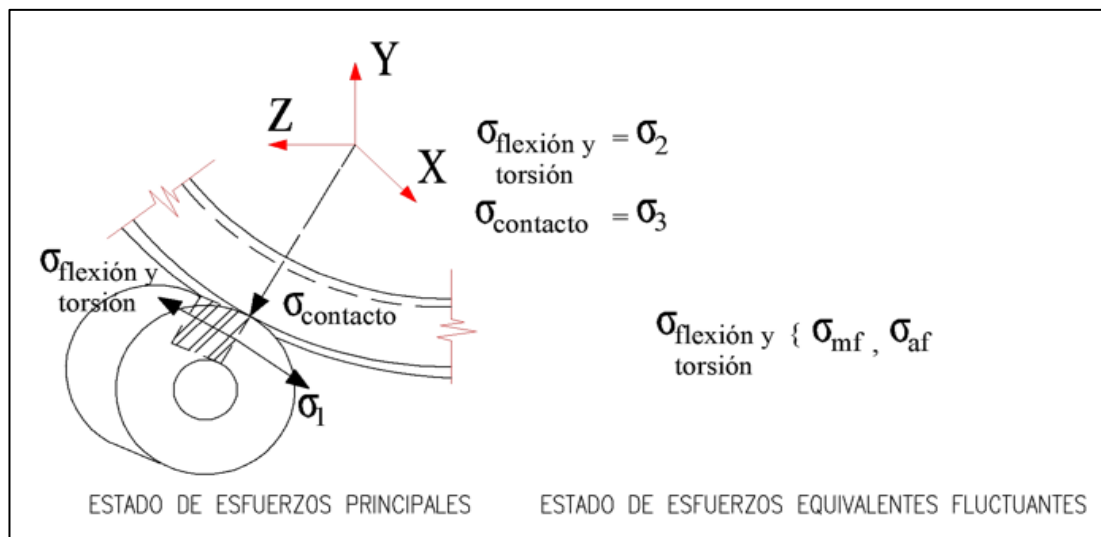


Figura 4.45 Representación de los esfuerzos fluctuantes en el polín de rodadura.

4.1.12.8 Esfuerzos fluctuantes en el eje del polín de rodadura:

Para nuestro caso, el eje rotatorio es sólido, redondo sin cargas axiales, con cargas de flexión completamente reversible y de torsión constantes. Cuando se combinan estos esfuerzos de acuerdo a la teoría de falla por energía de distorsión máxima del capítulo 4.1.6.16 se obtienen los esfuerzos equivalentes en el eje. [Ref. 19]

$$\sigma'_m = (\sigma_m^2 + 3 * (\tau_m)^2)^{0,5} = \left[\left(\frac{32K_f * M_m}{\pi * D^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16K_{fs} * T_m}{\pi * D^3} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\sigma'_a = (\sigma_a^2 + 3 * (\tau_a)^2)^{0,5} = \left[\left(\frac{32K_f * M_a}{\pi * D^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16K_{fs} * T_a}{\pi * D^3} \right)^2 \right]^{1/2}$$

Es $\sigma_m = 0$, por ser completamente reversible, entonces $M_m = 0$.

Es $\tau_a = 0$, por ser de torsión constante, entonces $T_a = 0$.

Aplicando el criterio de falla por fatiga de Gerber, se obtiene: [Ref. 19]

$$\frac{1}{n} = \frac{8 * A}{\pi * D^3 * S_e} \left\{ 1 + \left[1 + \left(\frac{2 * B * S_e}{A * S_{ut}} \right)^2 \right]^{1/2} \right\} \dots (4.69)$$

Se obtiene de:

$$A = 2 * (K_f * M_a) / 1000$$

$$B = \sqrt{3} * (K_{fs} * T_m) / 1000$$

n : Factor de seguridad por el criterio de falla por fatiga de Gerber (MPa)

D : Diámetro exterior de la sección del eje del polín (metros)

S_e : Límite de resistencia a la fatiga en la zona crítica del elemento mecánico (MPa)

S_{ut} : La resistencia última mínima del material (MPa)

M_a : Momento flector alternante en el eje (kN-m)

K_f : Factor de concentración de los esfuerzos normales por fatiga

T_m : Torque medio en el eje (kN-m)

K_{fs} : Factor de concentración de los esfuerzos cortantes por fatiga

Aplicando el esfuerzo equivalente máximo para comprobar la falla por fluencia, se obtiene:

$$\sigma'_{max} = ((\sigma_m + \sigma_a)^2 + 3 * (\tau_m + \tau_a)^2)^{1/2}$$

Es $\sigma_m = 0$, por ser completamente reversible, entonces $M_m = 0$.

Es $\tau_a = 0$, por ser de torsión constante, entonces $T_a = 0$.

$$\sigma'_{max} = ((\sigma_a)^2 + 3 * (\tau_m)^2)^{1/2} \dots (4.70)$$

σ'_{max} : Esfuerzo equivalente máximo (MPa)

τ_m : Esfuerzo de corte torsional medio (MPa)

σ_a : Esfuerzo normal alternante (MPa)

$$n_y = \frac{S_y}{\sigma'_{max}} \dots (4.71)$$

σ'_{max} : Esfuerzo equivalente máximo (MPa)

S_y : La resistencia a la fluencia del elemento mecánico (MPa)

n_y : Factor de seguridad por el criterio de falla por fluencia (MPa)

4.1.13 Normas, criterios del proveedor e instructivos del fabricante de polín de rodadura:

Según los criterios de los proveedores, las características mecánicas del material del polín de rodadura son: [Ref. 17]

- Resistencia máxima a la rotura : $R_m > 650 \text{ MPa}$.
- Resistencia a la fluencia o prueba de esfuerzo 0,2%: $R_e > 380 \text{ MPa}$.
- El ancho del polín de rodadura debe ser mayor al ancho del aro de rodadura para que al dilatarse el horno, el aro de rodadura no pierda el contacto del polín de rodadura. La diferencia entre el borde exterior del polín con el borde exterior del aro de rodadura puede ser aproximadamente 40-100 mm.

4.1.14 Tipos de sistemas de accionamiento:

4.1.14.1 Sistema de accionamiento por catalina y piñón:

Este sistema de accionamiento electromecánico transmite el torque por el acoplamiento de la catalina y el piñón. Además, se necesita una constante lubricación en el sistema de accionamiento por el excesivo desgaste por abrasión que existe en el contacto entre los dientes del piñón con los dientes de la catalina.

Su velocidad de giro es regulable por convertidor de frecuencia convirtiéndose en una solución fiable, además el fácil alineamiento del accionamiento es una gran ventaja en el mantenimiento. [Ref. 27 y 28]

4.1.14.2 Sistema de accionamiento por polín de fricción de tipo electromecánico:

Este sistema de accionamiento electromecánico se produce por la fricción de los polines de rodadura en contacto con el aro de rodadura. La ventaja de este sistema es que el mantenimiento del sistema de accionamiento es mínimo en comparación con el sistema de accionamiento por catalina y piñón.

Esto ocurre porque la fricción máxima utilizable en la transmisión del par de giro es hasta 8-9 veces el par de giro que necesita el horno para rotar. Además, el torque de accionamiento requiere un polín de rodadura más resistente. [Ref. 27 y 28]

4.1.15 Cálculos matemáticos para el diseño del sistema de accionamiento:

4.1.15.1 Cálculo de la potencia total requerida:

Para definir la potencia requerida se debe reconocer las potencias que deben vencer el sistema de accionamiento por polín de fricción para rotar el horno.

- Potencia necesaria para poner en movimiento el material al interior del horno. Se representa como “ P_1 ”. [Ref. 8, 17 y 22]
- Potencia necesaria para vencer las fuerzas de rozamiento entre el eje del polín de rodadura y el cojinete de los apoyos. Se representa como “ P_2 ”. [Ref. 8, 17 y 22]
- Potencia necesaria para vencer las fuerzas de rozamiento en la zona de contacto entre el polín de rodadura y el aro de rodadura. Se representa como “ P_3 ”. [Ref. 17]

$$P = P_1 + P_2 + P_3 \dots (4.72)$$

P : Potencia total requerida para accionar el horno (kW)

P_1 : Potencia necesaria para poner en movimiento el material (kW)

P_2 : Potencia necesaria para vencer las fuerzas de rozamiento entre el eje del polín y el cojinete de los apoyos (kW)

P_3 : Potencia necesaria para vencer las fuerzas de rozamiento entre el polín de rodadura y el aro de rodadura (kW)

$$P_1 = 86,4 * (Di * \sin \theta)^3 * L * K * n \dots (4.73)$$

P_1 : Potencia necesaria para poner en movimiento el material (kW)

Di : Diámetro interior del horno con refractarios (metros)

θ : Semiángulo de llenado (grados)

L : Longitud del horno de vía seca (metros)

K : Constante para talud de 35° con respecto a la inclinación ($0,76 * 10^{-3}$)

n : Velocidad angular (RPM)

$$P_{2_{apoyo\ 1}} = 0,58 * 10^{-3} * \frac{Q_{f1}}{\cos 30^\circ} * \frac{Dar_1 * Dep_1}{Dp_1} * f * n \dots (4.74)$$

$$P_{2_{apoyo\ 2}} = 0,58 * 10^{-3} * \frac{Q_{f2}}{\cos 30^\circ} * \frac{Dar_2 * Dep_2}{Dp_2} * f * n \dots (4.75)$$

$$P_{2_{apoyo\ 1}} + P_{2_{apoyo\ 2}} = P_2 \dots (4.76)$$

P_2 : Potencia necesaria para vencer las fuerzas de rozamiento entre el eje del polín y el cojinete de los apoyos (kW)

$P_{2_{apoyo\ 1}}$: Potencia necesaria tipo " P_2 " en el apoyo 1 (kW)

$P_{2_{apoyo\ 2}}$: Potencia necesaria tipo " P_2 " en el apoyo 2 (kW)

Q_{f1} ; Q_{f2} : Carga total vertical por el peso del horno, aro de rodadura, polín y eje de polín en el apoyo 1 ó 2 (kg)

Dar_1 ; Dar_2 : Diámetro exterior del aro de rodadura del apoyo 1 ó 2 (metros)

Dep_1 ; Dep_2 : Diámetro exterior del eje del polín del apoyo 1 ó 2 (metros)

Dp_1 ; Dp_2 : Diámetro exterior del polín de rodadura del apoyo 1 ó 2 (metros)

f : Coeficiente para lubricación con aceite en el cojinete (0,02)

n : Velocidad angular (RPM)

$$P_{3_{apoyo\ 1}} = 5,7 * 10^{-7} * \frac{Q_{f1}}{\cos 30^\circ} * \frac{Dar_1 + Dp_1}{Dp_1} * n \dots (4.77)$$

$$P_{3_{apoyo\ 2}} = 5,7 * 10^{-7} * \frac{Q_{f2}}{\cos 30^\circ} * \frac{Dar_2 + Dp_2}{Dp_2} * n \dots (4.78)$$

$$P_{3_{apoyo\ 1}} + P_{3_{apoyo\ 2}} = P_3 \dots (4.79)$$

P_3 : Potencia necesaria para vencer las fuerzas de rozamiento entre el polín de rodadura y el aro de rodadura (kW)

$P_{3_{apoyo\ 1}}$: Potencia necesaria tipo “ P_3 ” en el apoyo 1 (kW)

$P_{3_{apoyo\ 2}}$: Potencia necesaria tipo “ P_3 ” en el apoyo 2 (kW)

Q_{f1} ; Q_{f2} : Carga total vertical por el peso del horno, aro de rodadura, polín y eje de polín en el apoyo 1 ó 2 (kg)

Dar_1 ; Dar_2 : Diámetro exterior del aro de rodadura del apoyo 1 ó 2 (metros)

Dp_1 ; Dp_2 : Diámetro exterior del polín de rodadura del apoyo 1 ó 2 (metros)

n : Velocidad angular (RPM)

4.1.15.2 Cálculo para la selección del sistema de accionamiento:

Para el sistema de accionamiento por polín de fricción por tipo electromecánico, se presenta la siguiente figura 4.46, donde el motor principal es de corriente alterna y de velocidad angular variable controlado por variador de frecuencia trifásico. Además el eje cardán está conectado por acoplamientos flexibles en ambos extremos para luego conectar con la caja reductora de engranajes planetarios y la salida del reductor se conecta con un acoplamiento flexible al eje del polín de rodadura, donde el eje finalmente recibe el torque motriz para accionar el aro de rodadura.

Para conocer la potencia del motor principal se deben conocer las eficiencias de transmisión de los componentes que participan en el sistema motriz.

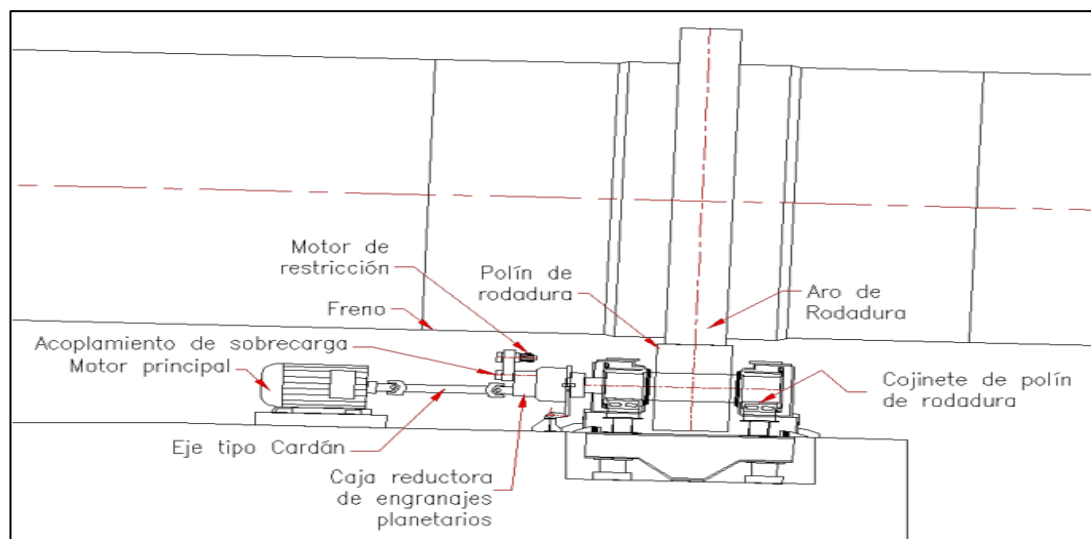


Figura 4.46 Esquema del sistema de accionamiento por polín de fricción.

La potencia efectiva del motor principal es:

$$P_{motor} = \frac{P/2}{\eta_{acoplamiento} * \eta_{reductor\ planetario} * \eta_{cojinetes}^2} \dots (4.80)$$

P_{motor} : Potencia efectiva del motor principal en el eje de salida (kW)

P : Potencia total requerida para accionar el horno (kW)

$\eta_{acoplamiento}$: Eficiencia de transmisión del acoplamiento

$\eta_{reductor\ planetario}$: Eficiencia de transmisión del reductor planetario

$\eta_{cojinetes}$: Eficiencia de transmisión de los cojinetes del polín de rodadura

La potencia nominal del motor principal es:

$$Pot_{motor} = FS_{motor} * P_{motor} \dots (4.81)$$

Pot_{motor} : Potencia nominal del motor principal (kW)

P_{motor} : Potencia efectiva del motor principal en el eje de salida (kW)

FS_{motor} : Factor de seguridad para el motor (2,0)

El torque nominal del motor principal es:

$$T_{motor} = 9,55 * \frac{Pot_{motor}}{n_{motor}} \dots (4.82)$$

T_{motor} : Torque nominal del motor principal (kN-m)

Pot_{motor} : Potencia nominal del motor principal (kW)

n_{motor} : Velocidad angular del eje del motor principal (RPM)

Se debe verificar la potencia nominal que existe en el mercado y la velocidad angular del equipo depende de número de polos que hay en el motor de inducción de corriente alterna. Por ejemplo: 6 polos = 1200 RPM y 4 polos= 1800 RPM.

La potencia del reductor de engranajes planetario es:

$$P_{reductor} = \frac{P/2}{\eta_{cojinetes}^2} \dots (4.83)$$

$P_{reductor}$: Potencia efectiva del reductor planetario en el eje de salida (kW)

P : Potencia total requerida para accionar el horno (kW)

$\eta_{cojinetes}$: Eficiencia de transmisión de los cojinetes del polín de rodadura

La potencia nominal del reductor de engranajes planetarios es:

$$Pot_{reductor} = FS_{reductor} * P_{reductor} \dots (4.84)$$

$Pot_{reductor}$: Potencia nominal del reductor de engranajes planetarios (kW)

$P_{reductor}$: Potencia efectiva del reductor planetario en el eje de salida (kW)

$FS_{reductor}$: Factor de seguridad del reductor de engranajes planetarios (2,0)

El torque del reductor planetario es:

$$T = 9,55 * \frac{Pot_{reductor}}{n_{reductor}} \dots (4.85)$$

$$n_{reductor} = n * R_{aro/polín} \dots (4.86)$$

$$R_{reductor} = \frac{n_{motor}}{n_{reductor}} \dots (4.87)$$

T : Torque total requerido para accionar el horno (kN-m)

$Pot_{reductor}$: Potencia nominal del reductor de engranajes planetarios (kW)

$n_{reductor}$: Velocidad angular del eje de salida del reductor planetario (RPM)

n_{motor} : Velocidad angular del eje del motor principal (RPM)

n : Velocidad angular del aro de rodadura (RPM)

$R_{aro/polín}$: Relación de transmisión entre el aro de rodadura y el polín

$R_{reductor}$: Relación de transmisión del reductor de engranajes planetarios

La velocidad angular y la potencia de emergencia del horno son:

$$n_{emergencia} = 22\% * n \dots (4.88)$$

$$P_{emergencia} = 22\% * P \dots (4.89)$$

$n_{emergencia}$: Velocidad angular de emergencia del horno (RPM)

n : Velocidad angular del aro de rodadura (RPM)

$P_{emergencia}$: Potencia total de emergencia para accionar el horno (kW)

P : Potencia total requerida para accionar el horno (kW)

La potencia de emergencia del reductor planetario es:

$$P_{reductor} = \frac{P_{emergencia}/2}{\eta_{cojinetes}^2} \dots (4.90)$$

$P_{reductor}$: Potencia efectiva del reductor planetario en el eje de salida (kW)

$P_{emergencia}$: Potencia total de emergencia para accionar el horno (kW)

$\eta_{cojinetes}$: Eficiencia transmisión de los cojinetes del polín de rodadura

La velocidad angular del reductor planetario por emergencia es:

$$n_{red-emergencia} = n_{emergencia} * R_{aro/polín} \dots (4.91)$$

$$R_{reductor} = \frac{n_{motor}}{n_{red-emergencia}} \dots (4.92)$$

$n_{red-emergencia}$: Velocidad angular del eje de salida del reductor planetario por emergencia (RPM)

$n_{emergencia}$: Velocidad angular de emergencia del aro del horno (RPM)

n_{motor} : Velocidad angular del eje del motor principal (RPM)

n : Velocidad angular del aro de rodadura (RPM)

$R_{aro/polín}$: Relación de transmisión entre el aro de rodadura y el polín

$R_{reductor}$: Relación de transmisión del reductor de engranajes planetarios

4.1.16 Normas, criterios del proveedor e instructivos del fabricante de sistema de accionamiento:

Según la norma DIN 3990, recomienda los siguientes factores de servicio.

Para el área de aplicación de molinos y cilindros metálicos: [Ref. 33]

- Para hornos rotatorios, el factor de servicio para usos mayores de 10 horas al día es de 2,00.

Para el factor de arranque por sobrecarga: [Ref. 33]

- Para el arranque por variador de frecuencia de corriente alterna, el factor de arranque es de 1,5.

4.2 Marco teórico relacionado a la química:

4.2.1 Las características de la harina cruda para fabricar clínker:

4.2.1.1 Materias primas:

Las materias primas de la harina cruda son comúnmente piedra caliza y arcillas (normalmente se encuentran en depósitos que suelen estar mezclados con ciertas cantidades de otros componentes), pero en algunas ocasiones necesitan de algún corrector para llegar a la composición química deseada.

Las calizas son consideradas rocas sedimentarias químicas, ya que pueden formarse inorgánicamente y orgánicamente. Las calizas inorgánicas son formadas por la precipitación de productos de rocas más antiguas, mientras que las calizas orgánicas, también llamadas “calizas biológicas”, provienen de restos de organismos marinos, plantas y animales fosilizados. La composición química de la caliza consiste principalmente en carbonato de calcio (CaCO_3) también llamado “calcita”. Además, a menudo contienen magnesio, aluminio, hierro combinado con carbonatos y silicatos.

Las arcillas son sedimentos clásticos, es decir, que consisten principalmente de restos de rocas preexistentes que se han roto por desgaste y/o erosión. Geológicamente la arcilla junto con el shale, marga, entre otros, se clasifican como rocas arcillosas. La composición química de las arcillas contienen diversas proporciones de otras sustancias finamente divididas que son: cuarzo (SiO_2), calcita (CaCO_3), yeso ($\text{CaSO}_4 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$), pirita (FeS_2), limonita ($\text{FeO}(\text{OH})$), feldespatos (silicatos de aluminio), partículas carbonosas, entre otros.

La marga es considerada una roca sedimentaria y el término se aplica a las piedras calcáreas que son mezcladas naturalmente por arcilla y calcita. La composición química consiste principalmente de carbonato de calcio (CaCO_3), óxido de silicio (SiO_2), óxido de hierro, entre otros. [Ref. 29]

El óxido de hierro es considerado una materia prima correctora que se añade a la harina cruda para ajustar la composición química y mejorar la sinterización en el proceso de quemado. La extracción de estos componentes siempre va acompañado de otros elementos, es por esto que su composición química consta de óxido de hierro (Fe_2O_3), óxido de aluminio (Al_2O_3), óxido de silicio (SiO_2), entre otros. [Ref. 30]

4.2.1.2 Mezcla de harina cruda: Composición química y control de calidad:

Como se explicó anteriormente, para obtener la harina cruda se necesita hacer una mezcla de materias primas entre sí en proporciones que dependen de sí misma y de la composición química final requerida. Sin embargo, esto no asegura un clínker de buena calidad.

La composición química global no es el factor decisivo, por motivo que las reacciones en el proceso de combustión de la harina tienen lugar entre las fases individuales presentes en la mezcla de alimentación del horno, de manera que la finura y la homogeneidad de la materia prima y harina cruda también son importantes. (Labahn/Kohlhaas, 1983, pag.108).

La composición química de la harina cruda para el proceso de vía seca debe estar en el rango de valores establecidos, ver la tabla 4.9 [Ref. 31], además estas proporciones son consideradas válidas para la fabricación de cemento Portland ordinario (OPC).

Tabla 4.9

Composición química de la harina cruda – OPC. (Después de la ignición)

Óxidos	Funciones	Composición Másica (%)
CaO	Controla la fuerza y la solidez. Su deficiencia reduce la fuerza y el tiempo de fraguado	60 - 65
SiO ₂	Da fuerza. Exceso de la misma hace que la pasta de clínker fluya lentamente.	17 - 25
Al ₂ O ₃	Responsable de fraguado rápido, si está en exceso, disminuye la resistencia.	3 - 8
Fe ₂ O ₃	Da color y ayuda en la fusión de diferentes ingredientes	0,5 - 6
MgO	Imparte color y dureza. Si está en exceso, provoca grietas en el mortero y el hormigón y la falta de solidez.	0,5 - 4
Na ₂ O+K ₂ O	Estos son residuos y si se encuentra en exceso causan eflorescencia y agrietamiento	0,5 - 1,3
TiO ₂		0,1 - 0,4
P ₂ O ₅		0,1 - 0,2
SO ₃		Hace el sonido en la clinkerización 1 - 2

Fuente: S.K. Duggal (2008)

Normalmente para el cálculo aproximado de las proporciones de la mezcla de dos componentes de materias primas se realiza con el método de conmutación [Ref. 30], el método de Kühl's [Ref. 29] y el método de carbonato total [Ref. 22]. Para casos más

complejos las proporciones de la mezcla pueden llegar a ser tres o cuatro componentes [Ref. 22].

El cálculo de las proporciones de la mezcla bruta es útil en relación con la planificación de nuevas obras de plantas de cemento o la apertura de nuevos depósitos de materia prima, ya que proporcionan una orientación aproximada sobre las cantidades de materia prima que se requieren. Por otro lado, tales cálculos son de dudoso valor para fines de producción rutinario porque en la práctica los componentes respectivos están continuamente sujetos a variaciones más o menos sustanciales. (Labahn/Kohlhaas, 1983, pag.117).

En la actualidad, la composición química de la materia prima y el clínker se caracterizan normalmente por relaciones llamadas “módulos”, índices, factores, entre otros. Estos son fórmulas de control de calidad que utilizan los porcentajes de los óxidos de la composición química de la harina cruda y/o el clínker. [Ref. 22]

Pérdida por ignición:

Indica el porcentaje de material que se volatiliza y es determinado por ensayos en un horno de laboratorio, pero también puede ser calculado por los porcentajes de la composición química de la harina cruda por la siguiente formula. [Ref. 22]

$$L. O. I = 0,44(CaCO_3) + 0,524(MgCO_3) \dots (4.93)$$

L. O. I: Porcentaje de pérdida por ignición de la harina cruda (%)

CaCO₃: Porcentaje de carbonato de calcio de la harina cruda (%)

MgCO₃: Porcentaje de carbonato de magnesio de la harina cruda (%)

Rango Normal: 37% - 39%. [Ref. 8]

Módulo de sílice:

Este módulo indica la relación de sólido ha líquido en la clinkerización del material, además determina la combustibilidad del clínker y la formación de anillos que se acumulan en el horno y en los ciclones de la torre de precalentador. Por indicaciones, el clínker con una eleva proporción de sílice es más difícil de quemar, por lo tanto, se consume más combustible. Sin embargo, la baja proporción de sílice a menudo

conduce a formaciones de anillo y baja resistencia temprana en el cemento. [Ref. 10, 22 y 29]

$$SR = \frac{SiO_2}{(Al_2O_3 + Fe_2O_3)} \dots (4.94)$$

SR : Módulo de sílice

SiO_2 : Porcentaje de óxido de silicio (%)

Al_2O_3 : Porcentaje de óxido de aluminio (%)

Fe_2O_3 : Porcentaje óxido de hierro (III) (%)

Rango Normal: 1,2 – 2,4 promedio 2,4 – 2,7. [Ref. 8]

Módulo de aluminio - hierro:

Este módulo indica la relación en la fase líquida a temperatura de clinkerización, si el contenido de óxido férrico es alto se obtendrá un menor módulo de aluminio-hierro y la viscosidad de la masa fundida disminuye, pero un elevado valor del módulo genera un cemento con alta resistencia temprana pero se hace más difícil la reacción entre la sílice y el óxido de calcio en la zona de combustión. [Ref. 22 y 29]

$$A/F = \frac{Al_2O_3}{Fe_2O_3} \dots (4.95)$$

A/F : Módulo de aluminio - hierro

Al_2O_3 : Porcentaje de óxido de aluminio (%)

Fe_2O_3 : Porcentaje óxido de hierro (III) (%)

Rango Normal: 1,2 – 4,0 promedio 1,5 – 2,0. [Ref. 8]

Factor de saturación de cal:

Este factor es el más popular para los fabricantes de cemento en Europa y América. Cuando este factor de saturación de cal se aproxima a 100, el clínker es difícil de quemar y a menudo presenta excesivo contenido de cal libre. Además, si el clínker presenta un factor de saturación de cal de 97 o superior se aproxima al umbral de saturación donde la cal libre puede llegar a niveles elevados e independientemente de cuanto más combustible se suministre al horno. Ref. [10 y 22]

Si $A/F > 0,64$

$$LSF = \frac{CaO * 100}{2,8(SiO_2) + 1,65(Al_2O_3) + 0,35(Fe_2O_3)} \dots (4.96)$$

Si A/F < 0,64

$$LSF = \frac{CaO * 100}{2,8(SiO_2) + 1,1(Al_2O_3) + 0,7(Fe_2O_3)} \dots (4.97)$$

LSF: Factor de saturación de cal

CaO: Porcentaje de óxido de calcio (%)

SiO₂: Porcentaje de óxido de silicio (IV) (%)

Al₂O₃: Porcentaje de óxido de aluminio (%)

Fe₂O₃: Porcentaje óxido de hierro (III) (%)

Rango Normal: 90 – 95 para cemento Portland común. [Ref. 8]

El modulo hidráulico:

Es la relación que ha sido desplazada en gran medida por el factor de saturación de cal (LSF). Sirve para calcular el contenido óptimo de la cal en la mezcla y se expresa con la siguiente formula. [Ref. 10 y 29]

$$MH = \frac{CaO}{SiO_2 + Al_2O_3 + Fe_2O_3} \dots (4.98)$$

MH: Módulo hidráulico

CaO: Porcentaje de óxido de calcio (%)

SiO₂: Porcentaje de óxido de silicio (IV) (%)

Al₂O₃: Porcentaje de óxido de aluminio (%)

Fe₂O₃: Porcentaje óxido de hierro (III) (%)

Rango Normal: 1,7 – 2,1 para cemento Portland común y 0,5 – 0,55 para cemento de alta alúmina. [Ref. 8]

Porcentaje de líquido o flujo:

Este porcentaje indica la cantidad de semilíquido que se obtiene en la zona de combustión, esto sucede cuando el clínker se quema a 1450°C, además el aspecto viscoso del lecho de clínker es un factor de control importante para un operador de horno. Las siguientes formulas tienen una restricción, no deben sobrepasar del 2% de MgO. [Ref. 10 y 32]

$$L\% = 3\%(Al_2O_3) + 2,25\%(Fe_2O_3) + \%(MgO) + \%(K_2O) + \%(Na_2O) \dots (4.99)$$

Otra fórmula con el mismo resultado:

$$L\% = 1,13\%(C_3A) + 1,35\%(C_4AF) + \%(MgO) + \%(K_2O) + \%(Na_2O) \dots (4.100)$$

$L\%$: Porcentaje de líquido o flujo

Al_2O_3 : Porcentaje de óxido de aluminio (%)

Fe_2O_3 : Porcentaje óxido de hierro (III) (%)

MgO : Porcentaje de óxido de magnesio (%)

K_2O : Porcentaje de óxido de potasio (%)

Na_2O : Porcentaje de óxido de sodio (%)

C_3A : Porcentaje de aluminato tricálcico (%)

C_4AF : Porcentaje de aluminoferrita de tetracálcico (%)

Rango Normal: 25 – 27,5%. [Ref. 22]

Índice de combustibilidad:

Es el índice que representa la facilidad de combustión que ofrece el clínker. Un valor alto indica la dificultad de quemar el clínker. Se representa con la siguiente formula: [Ref. 22]

$$BI = \frac{C_3S}{C_4AF + C_3A} \dots (4.101)$$

BI : Índice de combustibilidad

C_3S : Porcentaje de silicato tricálcico (%)

C_3A : Porcentaje de aluminato tricálcico (%)

C_4AF : Porcentaje de aluminoferrita de tetracálcico (%)

Rango Normal: 2,8 – 3,5. [Ref. 8]

Factor de combustibilidad:

Este el factor se utiliza como guía para el operador del horno. Los factores bajos hacen que el clínker sea más fácil de quemar. [Ref. 10 y 22]

$$BF = LSF + 10(SR) - 3 * 100 * (MgO + \text{Álcalis}) \dots (4.102)$$

BF : Factor de combustibilidad

LSF : Factor de saturación de cal

SR: Módulo de sílice

MgO: Porcentaje de óxido de magnesio (%)

Álcalis: Porcentaje de álcalis (%)

Álcalis: es todo componente que aporte ion a la composición química, por ejemplo: Na_2O , K_2O , TiO_2 , entre otros.

Rango Normal: 100-110. [Ref. 8]

4.2.1.3 Proceso de clinkerización de la harina cruda: Fases y composición química:

Este proceso inicia cuando la harina cruda es bombeada hasta la parte superior de la torre de precalentador, y eleva su temperatura mientras que el material cae por gravedad hacia la entrada del horno rotatorio. Cuando el material llegue a la temperatura de quemado, se producen importantes procesos químicos y físicos. [Ref. 29]

Proceso de secado:

La harina cruda al llegar a una temperatura aproximadamente de 200°C , se libera la mayor parte de humedad que se encuentra libre. Normalmente la humedad de la harina cruda se reduce conduciendo un porcentaje de aire caliente de los gases de la chimenea hacia los molinos de crudo. [Ref. 29]

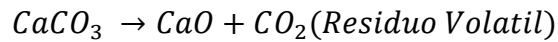
Proceso de deshidratación de minerales arcillosos:

La harina cruda al llegar a una temperatura entre 100°C y los 400°C , los minerales arcillosos desprenden la totalidad del agua absorbida. En algunas ocasiones a una temperatura de 400°C y 750°C todavía pueden desprender agua químicamente combinada, por ejemplo la deshidratación de caolinita. [Ref. 29]

Proceso de descomposición de carbonato:

La harina cruda tiene normalmente 74% - 79% de carbonato de calcio (CaCO_3) con respecto a la composición en peso de la harina cruda. Cuando el CaCO_3 (calcita) al

llegar a una temperatura entre 700°C - 900°C, como se muestra en la figura 4.47. La “calcita” se descompone de esta manera: [Ref. 32]



En la práctica la disociación de elementos comienza a temperaturas más bajas aproximadamente 550°C - 600°C. Esto sucede por las reacciones químicas del CaO con las mezclas de SiO₂, Al₂O₃ y Fe₂O₃. Obteniendo varias formaciones iniciales, por ejemplo: CaO * Al₂O₃ = (CA), 12CaO * 7Al₂O₃ = (C₁₂A₇), CaO * SiO₂ = (CS), 2CaO * SiO₂ = (C₂S) (Se obtiene en reacciones sólida) [Ref. 29]

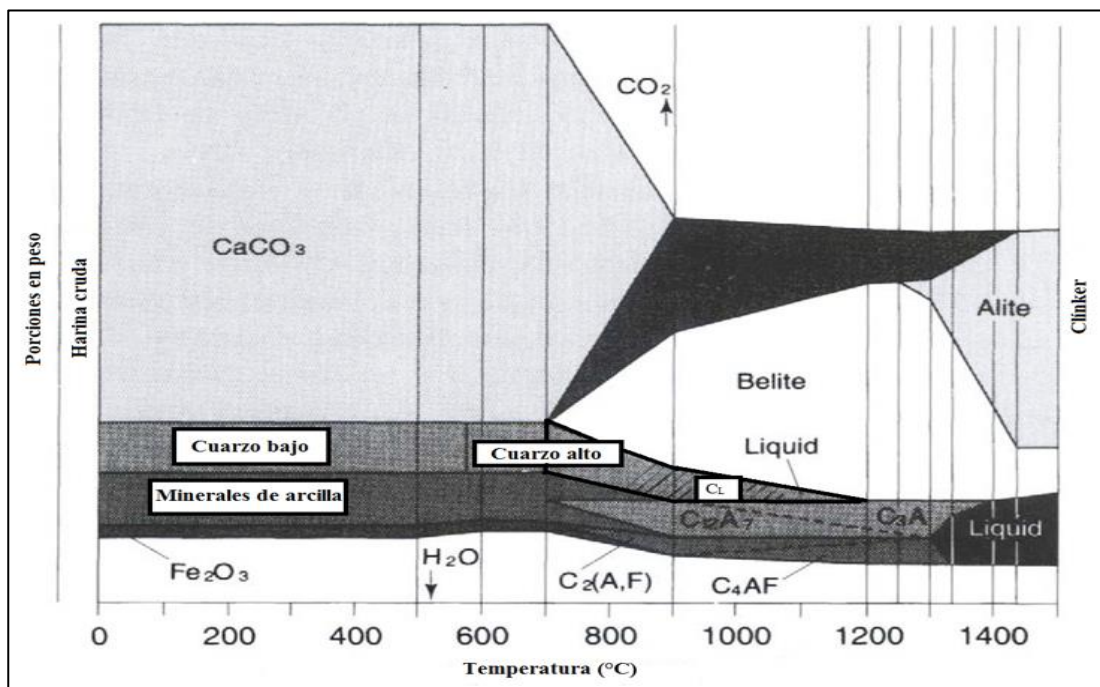
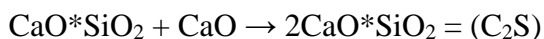
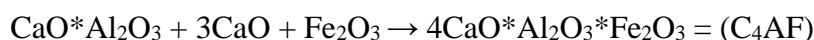
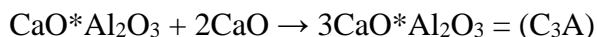


Figura 4.47 Transformaciones químicas de la harina cruda a diferentes temperaturas.

Fuente: Peter C. Hewlett (2004).

Proceso de reacciones entre estados sólidos:

Este proceso comienza aproximadamente entre 550°C – 600°C y en adelante los componentes sólidos reaccionan entre sí hasta el grado en que los productos de descomposición de la “calcita” (CaCO₃) reaccionan con los de las arcillas, resultando compuestos como por ejemplo: aluminato monocálcico (CA) y silicato dicálcico (C₂S). La formación de aluminato tricálcico (C₃A) y aluminoferrita cálcica (C₂AF) ocurre en los cementos Portland a una temperatura de 800°C. Otros ejemplos también son: [Ref. 29]



Proceso de reacciones entre estados líquidos:

Este proceso es conocido como “sinterización” o “clinkerización” y se inicia cuando la masa fundida llega a una temperatura aproximada de 1260 °C - 1310 °C. Teóricamente a una temperatura de 1450°C ocurre un aumento de peso del material de alrededor del 20% - 30% y es conocido que a una mayor valor de módulo de sílice (SR) la proporción de líquido disminuye. Además, a esta temperatura se forma principalmente el silicato tricálcico también llamado “alite” (C₃S) por la reacción del silicato dicálcico (C₂S) y CaO libre no combinado. [Ref. 29]

Proceso de reacciones durante el enfriamiento:

En este proceso, las propiedades del clínker que se obtuvieron en el proceso de clinkerización se mantienen controladas gracias a un rápido enfriamiento, es decir, que no se aprecian pérdidas del silicato tricálcico (alite) y la composición del clínker en frío es técnicamente similar a la alcanzada a temperatura de clinkerización. [Ref. 29]

4.2.1.4 Fórmulas de Bogue para clínker y fases del clínker:

Las fórmulas que se presentan son los indicadores más importantes y frecuentemente usados para aproximar las propiedades químicas de un cemento o clínker. Los constituyentes calculados mediante estas fórmulas, son los componentes potenciales que se pueden encontrar en el clínker que ha sido quemado y enfriado. Llegando a variar la composición química final del clínker por los cambios en la velocidad de enfriamiento o en la variación en la temperatura de combustión. [Ref. 10]

Si A/F (Módulo de aluminio - hierro) $\geq 0,64$

$$\begin{aligned} \text{C}_3\text{S} = & 4,071\%(\text{CaO}) - 7,602\%(\text{SiO}_2) - 6,718\%(\text{Al}_2\text{O}_3) \\ & - 1,430\%(\text{Fe}_2\text{O}_3) - 2,852\%(\text{SO}_3) \dots (4.103) \end{aligned}$$

$$C_2S = 2,867\%(SiO_2) - 0,754\%(C_3S) \dots (4.104)$$

$$C_3A = 2,65\%(Al_2O_3) - 1,692\%(Fe_2O_3) \dots (4.105)$$

$$C_4AF = 3,043\%(Fe_2O_3) \dots (4.106)$$

Si A/F (Modulo de aluminio - hierro) $\leq 0,64$

$$C_3S = 4,071\%(CaO) - 7,602\%(SiO_2) - 4,479\%(Al_2O_3) \\ - 2,2859\%(Fe_2O_3) - 2,852\%(SO_3) \dots (4.107)$$

$$C_2S = 2,867\%(SiO_2) - 0,754\%(C_3S) \dots (4.108)$$

$$C_3A = 0$$

$$C_4AF + C_2F = 2,1\%(Al_2O_3) + 1,702\%(Fe_2O_3) \dots (4.109)$$

C_3S : Porcentaje de silicato tricálcico (%)

C_2S : Porcentaje de silicato dicálcico (%)

C_3A : Porcentaje de aluminato tricálcico (%)

C_4AF : Porcentaje de aluminoferrita de tetracálcico (%)

CaO : Porcentaje de óxido de calcio (%)

SiO_2 : Porcentaje de óxido de silicio (IV) (%)

Al_2O_3 : Porcentaje de óxido de aluminio (%)

Fe_2O_3 : Porcentaje óxido de hierro (III) (%)

Con lo anteriormente señalado se puede agregar que el clínker para el cemento Portland ordinario (OPC) consiste principalmente de cuatro fases cristalinas llamadas: “alite”, “belite”, fase aluminato y fase ferrita, según la tabla 4.10. [Ref. 29]

Tabla 4.10

Fases de clínker.

Designación de la fase en el clínker de la fase.	Alite	Belita	Celite	Felita
	Silicato tricálcico	Silicato dicálcico	Aluminato tricálcico	Aluminoferrita de Tetracálcico
Composición de la fase pura	$3CaO*SiO_2$	$2CaO*SiO_2$	$3CaO*Al_2O_3$	$4CaO$ $(Al_2O_3*Fe_2O_3)$
Notación abreviada	C_3S	C_2S	C_3A	$C_4(A,F)$

Fuente: Labahn/Kohlhaas (1983)

4.3 Marco teórico relacionado con el sistema de combustión:

4.3.1 Tipos de combustibles que se utilizan en la planta de UNACEM-Atocongo:

En el año 2011, se inició el proyecto “Cambio de combustible en la planta de cemento de Atocongo y extensión de la tubería de gas natural, Cementos Lima, Perú”. Antes del proyecto, la planta solo contaba con combustible líquido como el petróleo R6 y combustible sólido como el carbón bituminoso y carbón sub-bituminoso.

En el año 2014 la planta de UNACEM – Atocongo estaba sustituyendo de manera parcial el uso del carbón por gas natural para el proceso de clinkerización en los hornos. Hay que agregar que el suministro de gas natural es por el gasoducto de la planta de gas de Camisea en Cusco.

Esto quiere decir que, los combustibles disponibles en la planta son: el gas natural, el carbón bituminoso y carbón sub-bituminoso.

4.3.2 Propiedades de los combustibles:

4.3.2.1 Gas natural:

El gas natural es la mezcla de gases de hidrocarburos livianos como el metano (CH_4), el etano (C_2H_6), el propano (C_3H_8), entre otros, pero su concentración depende de la localización del yacimiento, normalmente estos yacimientos se encuentra en el sub-suelo.

Además, el gas natural es considerado un combustible fósil porque procede de la descomposición de grandes reservas de materia orgánica que se encuentra en grandes profundidades debajo de rocas porosas de la corteza terrestre, ver tabla 4.11. [Ref. 35]

Tabla 4.11

Composición química de los reservorios del gas de Camisea y su poder calorífico.

Composición del GN / Nomenclatura	Porcentaje	Gravedad específica (Aire=1)	Peso específico (15°C - 1atm) (0,07657)	Poder calorífico específico	Poder calorífico (15°C - 1 atm.)		Densidad	Poder calorífico específico
	%	lb/pies cúbicos	lb/pies cúbicos	BTU/pies cúbicos	BTU/lb	MJ/kg	kg/m ³	MJ/Sm ³
Metano - CH ₄	82,8	0,554	0,042	1000	23585	54,595	0,75	40,95
Etano - C ₂ H ₆	8,65	1,038	0,079	1730	21769	50,392	0,75	37,79
Propano - C ₃ H ₈	3,19	1,522	0,117	2506	21503	49,776	0,75	37,33
Butano - C ₄ H ₁₀	1,38	2,006	0,154	3247	21138	48,930	0,75	36,70
Gasolina natural – C ₈ H ₁₈	3,02	3,180	0,244	4909	20160	46,667	0,75	35,00
Nitrógeno - N ₂	0,76	0,967	0,074	0	0	0,000	0,75	0
Anhídrido Carbónico - CO ₂	0,2	1,5190	0,1163	0	0	0,0	0,75	0
Total	100	0,7309		1251		53,236		40
Resumen del gas natural:		Unidad	Cantidad					
Gravedad específica		lb/pies cúbicos	0,7309					
Poder calorífico específico		BTU/pies cúbicos	1251					
Poder calorífico		MJ/kg	53,2					
Poder calorífico específico		MJ/Sm ³	40					

Nota: Gas natural a condición estándar (15°C – 1 atm.)

Fuente: Espinoza Quiñones, Luis (2000) / Perú-Camisea Feasibility Study. Elaborado por Shell.

4.3.2.2 Carbón mineral:

El carbón bituminoso y sub-bituminoso está en el grupo de carbón mineral de origen vegetal fósil de forma rocosa sedimentaria y orgánica clástica de color negro. En su primera etapa, este sedimento es llamado turba que consiste en la acumulación y fosilización de residuos vegetales, para luego pasar a un proceso de diagénesis, es decir, una serie de cambios que consisten en oxidación, presión y temperatura ejercida por capas sedimentarias de arcilla, piedra caliza, entre otros. Produciendo una depuración de hidrogeno y oxígeno, hasta conseguir un depósito de carbón. [Ref. 36]

Se presenta la clasificación del carbón bituminoso y sub-bituminoso, ver la tabla 4.12. Además, se presenta la composición química del carbón bituminoso pulverizado, ver la tabla 4.13.

Tabla 4.12

Clasificación del carbón bituminoso y sub-bituminoso según la norma ASTM D388.

Tipo de carbón	Grupo	Carbón fijo	Material volátil	Poder calorífico (MJ/kg)
Bituminoso	Volátil bajo	78% - 86%	14% - 22%	-
	Volátil intermedio	69% - 78%	22% - 31%	-
	Volátil alto A	69%	31%	32,6
	Volátil alto B	69%	31%	30,2 – 32,6
	Volátil alto C	69%	31%	26,7 – 30,2
Sub-bituminoso	Grupo A	-	-	24,4 – 26,7
	Grupo B	-	-	22,1 – 24,4
	Grupo C	-	-	19,3 – 22,1

Fuente: ASTM D388.

Tabla 4.13

Composición química del carbón bituminoso pulverizado.

Composición del carbón	Porcentaje (%)	Composición del carbón	Porcentaje (%)
Carbón	78	Sulfuro	1
Hidrógeno	5	Ceniza	8,5
Oxígeno	6	Material volátil	30
Nitrógeno	1,5		

Fuente: Kurt E. Peray (1986) / S.P. Deolalkar (2009)

4.3.3 Tipos de sistemas de combustión:

La función principal de un sistema de combustión es del proveer energía térmica a la harina cruda hasta incrementar su temperatura desde los 850°C hasta los 1450 °C. Para que la harina cruda llegue al estado líquido ocasionado por las reacciones en el proceso de clinkerización. [Ref. 37]

En nuestros días, el sistema de combustión debe tener las siguientes características:

- La llama debe tener una silueta estrecha y altamente radiante para transferir la suficiente energía térmica al lecho del clínker.
- La combustión debe ser completa para que la eficiencia térmica sea la más alta posible.
- El sistema debe garantizar la reducción de emisión de CO y NOx.
- La llama debe ser estable y homogénea para que el clínker no presente un recubrimiento irregular en la zona de sinterización.
- El sistema debe operar con el mínimo de aire primario.
- El sistema debe operar con un mínimo de exceso de aire.

4.3.3.1 Sistema de combustión de gas natural:

Es el sistema de combustión más simple ya que no necesita tanques de reservas, no requiere preparación previa a su utilización. El rendimiento térmico es superior a comparación con otros sistemas de combustión debido a su regulación casi perfecta y constante con el exceso de aire de combustión. Además, disminuye la frecuencia de mantenimiento de los equipos y quemadores, porque el gas natural es más limpio que los combustibles convencionales comerciales, ver la figura 4.48. [Ref. 37]

Ahora los quemadores comerciales tienen la gran ventaja de tener una operación flexible con cualquier tipo de combustible ya que tiene su propia boquilla para liberar el gas natural. Por ejemplo:

- JETFLEX quemador de F.L.Smidth.
- ROTAFLAM quemador de Fives Pillard Deutschland GmbH.
- PYROSTREAM quemador de KHD Humboldt Wedag.
- POLFLAME quemador de ThyssenKrupp Polysius.

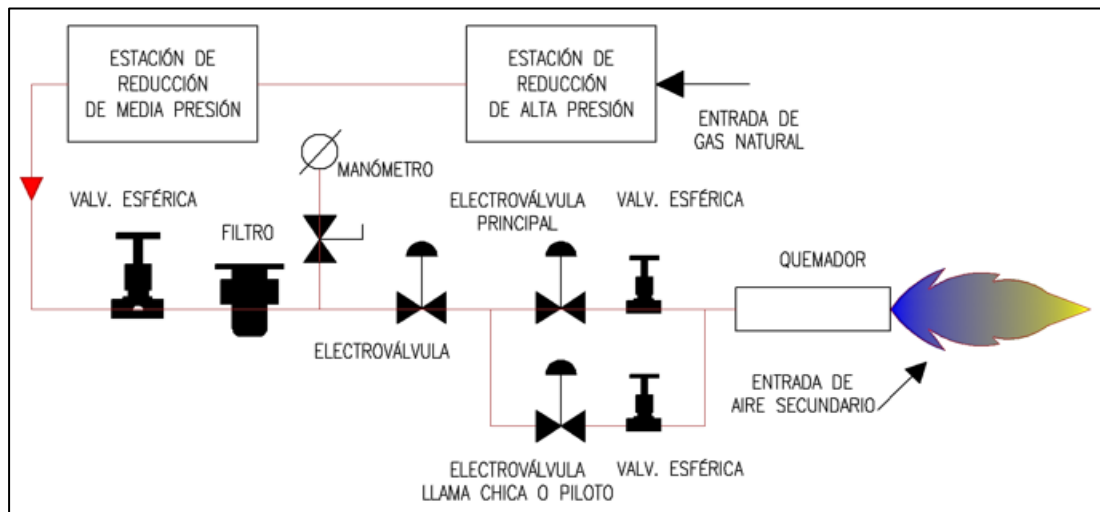


Figura 4.48 Diagrama de flujo de un sistema de combustión de gas natural.

4.3.3.2 Sistema de combustión de carbón mineral:

El sistema de combustión de carbón mineral es complejo porque el suministro del carbón mineral debe cumplir con ciertas características: [Ref. 37]

- El suministro debe ser continuo y necesita silos de carbón de grandes capacidades.
- El carbón mineral debe ser triturado hasta reducir su tamaño, luego debe ser atomizado con el pulverizador.
- El carbón mineral necesita eliminar la humedad del carbón mineral ya que se considera como una impureza. Normalmente, se realiza el proceso de secado en el molino de vertical ya que se aprovecha los gases calientes del horno.
- La manipulación de carbón necesita supresión de las emisiones de polvo.
- Se debe asegurar una oxidación controlada de las partículas de carbón cuando están expuestos a absorción de oxígeno en los procesos de trituración, almacenaje y pulverización.

Se presenta un diagrama de flujo de un sistema de combustión de carbón mineral, ver la figura 4.49.

Los quemadores comerciales que trabajan con carbón mineral pulverizado son:

- JETFLEX quemador de F.L.Smith.
- ROTAFLAM quemador de Fives Pillard Deutschland GmbH.

- PYROSTREAM quemador de KHD Humboldt Wedag.
- POLFLAME quemador de ThyssenKrupp Polysius.
- FLEXIFLAME quemador de GRECO.
- M.A.S. quemador de Unitherm Cemcon.

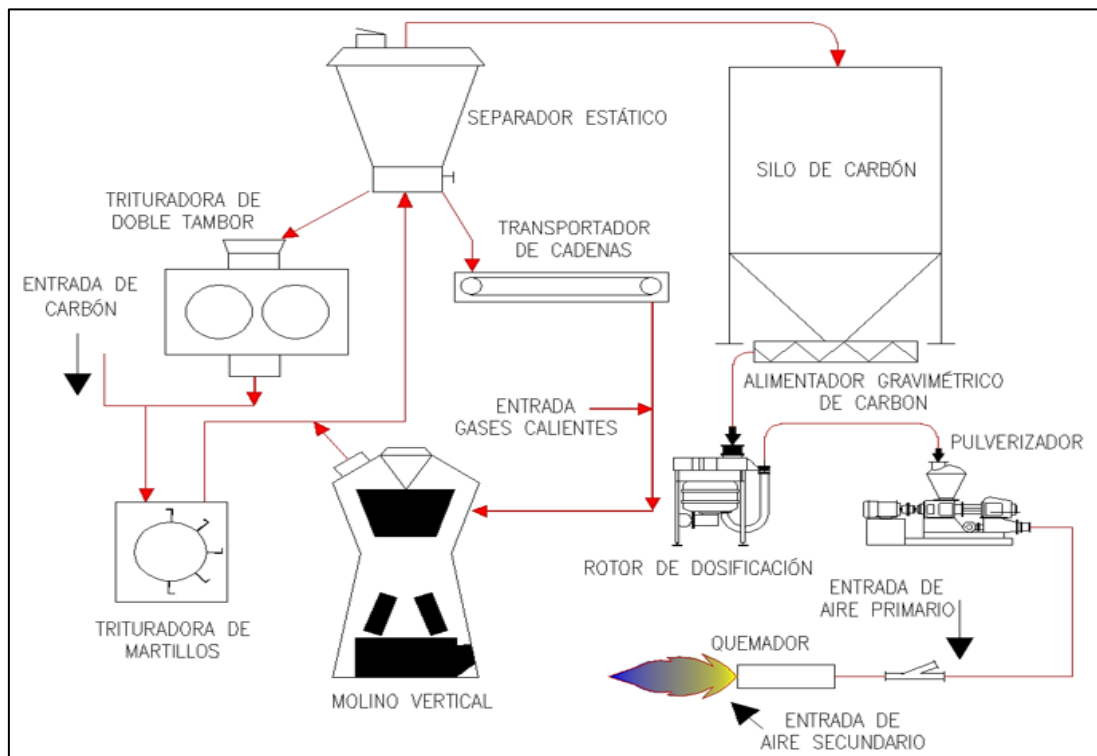


Figura 4.49 Diagrama de flujo de un sistema de combustión de carbón mineral.

4.3.4 Selección de los cálculos matemáticos para el sistema de combustión:

4.3.4.1 Requerimiento real de calor para el sistema de horno:

Según el apartado 4.1.2.1.5, se explicó sobre los hornos de precalentamiento con 2 etapas de precalcación y se presentó la tabla 4.5. Para nuestro caso, el consumo de calor es de 2814 kJ/kg de clínker y el calor requerido para 5500 TM/día es:

$$Q_T = C.P. * \frac{q}{24} \dots (4.110)$$

Q_T : Requerimiento real de calor para el sistema de horno (MJ/h)

$C.P.$: Capacidad de producción de clínker (5500 TM/día)

q : Consumo de calor del horno SP de 6 etapas de ciclones con 2 etapas de PC
(2814 kJ/kg clínker)

4.3.4.2 Caudal de gas natural requerido en el horno rotatorio:

Según el apartado 4.1.2.1.5, se explicó sobre los hornos de precalentamiento con 2 etapas de precalcinación y se presentó la tabla 4.5. Para nuestro caso, el “% consumo de combustible en el horno rotatorio” es 30% y en los calcinadores es 70%. Se presentó el poder calorífico específico del gas natural en la tabla 4.11.

$$Q_{comb.} = 0,3 * \frac{Q_T}{P.C.E.gas\ natural} \dots (4.111)$$

$Q_{comb.}$: Caudal de combustible requerido en el horno rotatorio a condición estándar (15 °C - 1 atm.) (Sm³/h)

Q_T : Requerimiento real de calor para el sistema de horno (MJ/h)

$P.C.E.gas\ natural$: Poder calorífico específico del gas natural (40 MJ/Sm³)
(9553,836 kcal/Sm³)

$Q_{comb.} < 4\ 000\ 000\ Sm^3/mes$ Para la categoría “D” con distribución desde Ica.

4.3.4.3 Análisis de la combustión completa del gas natural:

La combustión completa se produce por la reacción química entre el combustible y el aire en exceso. Además, los gases de la combustión que se obtienen son: CO₂, H₂O, N₂ y O₂, para el cálculo de la relación del kmol/100 kg de combustible:

$$r_{molar} = \frac{\%Masa}{M} \dots (4.112)$$

r_{molar} : Relación molar por 100 kg de gas natural (kmol/100 kg GN)

$\%Masa$: Porcentaje de masa de los elementos del gas natural en 100 kg (%)

M : Masa molar de un componente del gas natural (kg/kmol)

Para calcular la combustión perfecta (sin exceso de aire) de 1 kg de gas natural se obtiene:

$$r_{molar}CH_4 + r_{molar}C_2H_6 + r_{molar}C_3H_8 + r_{molar}C_4H_{10} + r_{molar}C_8H_{18} + r_{molar}N_2 + r_{molar}CO_2 + (aO_2 + 3,76 * aN_2) = bCO_2 + cH_2O + dN_2$$

$$a = b + \frac{c}{2} - r_{molar}CO_2 \dots (4.113)$$

$$b = r_{molar}CH_4 + 2 * r_{molar}C_2H_6 + 3 * r_{molar}C_3H_8 + 4 * r_{molar}C_4H_{10} + 8 * r_{molar}C_8H_{18} + r_{molar}CO_2 \dots (4.114)$$

$$c = 2 * r_{molar}CH_4 + 3 * r_{molar}C_2H_6 + 4 * r_{molar}C_3H_8 + 5 * r_{molar}C_4H_{10} + 9 * r_{molar}C_8H_{18} \dots (4.115)$$

$$d = r_{molar}N_2 + 3,76 * a \dots (4.116)$$

Para calcular la relación de la masa molar de los gases de la combustión por 1 kg de gas natural:

$$r_{masa /kg comb.} = \frac{r_{molar} * M}{100} \dots (4.117)$$

$r_{masa /kg comb.}$: Relación de la masa molar por 1 kg de gas natural (kg/kg GN)

r_{molar} : Relación molar por 100 kg de gas natural (kmol/100 kg GN)

M : Masa molar de un componente de los gases de la combustión (kg/kmol)

Para calcular el volumen molar en condiciones normales se debe usar la ley del gas ideal, donde se explica la ecuación general de los gases. Y las condiciones normales se definen a una temperatura de 25 °C y a una presión de 101,3 kPa.

$$V = \frac{R * T * n}{P} = \frac{8,3144 * 298,15 * 1}{101,3} = 24,47 \text{ m}^3$$

V : Volumen del gas (m³)

R : Constante de gas ideal o constante de boltzmann (8,3144 m³-kPa/ (kmol-°K))

T : Temperatura absoluta del gas (298.15°K)

n : Cantidad de sustancia (kmol)

P : Presión del gas (101,3 kPa)

Para calcular la relación del volumen de los gases de combustión en condiciones normales en m³ por 1 kg de gas natural:

$$r_{vol./kg comb.} = \frac{r_{molar} * VM}{100} \dots (4.118)$$

$r_{vol./kg comb.}$: Relación del volumen por 1 kg de gas natural (Nm³/kg GN)

VM : Volumen molar en m³ en condiciones normales de los gases de combustión por 1 kmol (24,47 Nm³/kmol)

r_{molar} : Relación molar por 100 kg de gas natural (kmol/100 kg GN)

Luego con la fórmula 4.118 también se calcula la relación del volumen por 1 kg de gas natural pero con exceso de aire de 10% para la combustión completa.

Para calcular el volumen de los gases de combustión en el horno rotatorio por 1 kg de clínker:

$$VGC = \frac{r_{vol./kg\ comb.} * Q_{comb.} * \rho * 24}{1000 * C.P.} \dots (4.119)$$

VGC: Volumen de los gases de combustión por 1 kg de clínker (Nm³/kg clínker)

r_{vol./kg comb.}: Relación del volumen por 1 kg de gas natural (Nm³/kg GN)

Q_{comb.}: Caudal de combustible requerido en el horno rotatorio (m³/h)

ρ: Densidad del gas natural (kg/m³)

C. P.: Capacidad de producción de clínker (5500 TM/día)

Para una alimentación de gas natural, el aire primario es despreciable porque el flujo de gas es suficiente para aportar energía cinética para la formación de la llama gracias al impulso de los flujos axiales y rotaciones del gas natural. [Ref. 37]

Para calcular la relación de la masa molar del aire secundario por 1 kg de gas natural se utiliza la fórmula 4.117.

Para calcular la relación del volumen del aire secundario por 1 kg de gas natural se utiliza la fórmula 4.118.

Luego con la fórmula 4.118 también se calcula la relación del volumen por 1 kg de gas natural pero con exceso de aire de 10% para la combustión completa.

Para calcular el volumen del aire secundario en el horno rotatorio por 1 kg de clínker se utiliza la fórmula 4.119.

Para calcular el volumen de aire que circula en el ducto de aire terciario:

$$VAT = \frac{r_{vol./kg\ comb.} * Q_{comb.} * \rho * 24}{1000 * C.P.} * \frac{70\%}{30\%} \dots (4.120)$$

VAT: Volumen del aire terciario por 1 kg de clínker (Nm³/kg clínker)

r_{vol./kg comb.}: Relación del volumen por 1 kg de gas natural (Nm³/kg GN)

Q_{comb.}: Caudal de combustible requerido en el horno rotatorio (m³/h)

ρ: Densidad del gas natural (kg/m³)

C. P.: Capacidad de producción de clínker (5500 TM/día)

4.3.5 Normas, criterios del proveedor e instructivos del fabricante de sistema de combustión:

Según el apartado 4.1.3, se explicó sobre las condiciones de funcionamiento del horno rotatorio cuando funciona a plena carga:

- El volumen de los gases de salida del horno rotatorio por 1 kg de clínker es 0,34 Nm³/kg clínker.
- El volumen de aire secundario por 1 kg de clínker es 0,26 Nm³/kg clínker.
- El volumen de aire terciario por 1 kg de clínker es 0,59 Nm³/kg clínker.

El sistema de distribución de gas natural por red de ductos en la región Ica firmado por “CONTUGAS” dispone el rango de consumo de Sm³/mes para la categoría de consumidor “D – Gran industria” de 370 000 a 4 000 000. [Ref. 38].

4.4 Marco teórico relacionado con el sistema de refractarios:

4.4.1 Perfil de temperaturas a lo largo del interior del horno rotatorio:

Los sistemas de hornos se pueden subdividir en varias zonas de acuerdo con las condiciones operativas específicas, eso quiere decir que en cada zona suceden condiciones de temperatura y reacciones químicas diferentes. Lamentablemente, no se puede definir de manera exacta las zonas dentro del horno rotatorio ya que el lecho de clínker y los gases calientes circulan en sentido contrario. [Ref. 7]

El sistema de horno SP con 6 etapas de ciclones con 2 etapas PC con línea separada y en línea. Dispone las siguientes subdivisiones de proceso de clinkerización y selección de calidades de ladrillos, ver la tabla 4.14. [Ref. 7 y 39]

Tabla 4.14

Subdivisión del proceso de clinkerización y selección de la calidad de los ladrillos.

Subdivisión del horno	Temperatura de material aproximadamente		Relación teórica	Calidad de ladrillo
	Inicio (°C)	Final (°C)	L/D	%
Segura	850	900	2	Alta alúmina 50 - 80
Transición	900	1050 - 1150	2 - 4	Magnesia-espinel (Magnesio- cromo) 60 – 85% MgO Dolomita,
Ingreso de sinterización	1050 - 1150	1400 - 1500	5 - 8	Magnesio-espinel (Magnesio- cromo) 70 – 93% MgO
Salida de sinterización	1400 - 1500	1350 - 1400	1 – 2	Magnesio-espinel (Magnesio- cromo) 60 – 85% MgO
Enfriamiento	1350 - 1400	1250 - 1350	0,5 - 2	Alta alúmina 80 - 90 Al ₂ O ₃

Fuente: HOLDERBANK (2000) / Refratechnik (2014).

4.4.2 Propiedades de los refractarios en diferentes zonas del horno:

Los refractarios están compuestos principalmente de Al₂O₃, SiO₂, MgO, CaO y Cr₂O₃. Entonces, estos óxidos se pueden encontrar combinados o libres. La norma ISO

R 836 los define como “materiales no metálicos” o productos que pueden soportar como mínimo temperaturas equivalentes a 1500 °C. [Ref. 40]

La clasificación más conocida es:

- Productos refractarios densos y perfilados.
- Productos refractarios aislantes en forma.
- Materiales refractarios aislantes y densos sin conformar.

La clasificación química de productos refractarios densos, ver la tabla 4.15.

Tabla 4.15

Clasificación de productos refractarios densos según la ISO 1109-1975.

	Designación	Límites de calidad.
Grupo ácido	Productos de alta alúmina –Grupo 1	$\text{Al}_2\text{O}_3 \geq 56\%$
	Productos de alta alúmina –Grupo 2	$56\% > \text{Al}_2\text{O}_3 \geq 45\%$
	Productos arcilla refractaria	$45\% > \text{Al}_2\text{O}_3 \geq 30\%$
	Productos de arcilla refractaria con baja alúmina	$85\% > \text{SiO}_2$ $45\% > \text{Al}_2\text{O}_3 \geq 30\%$
	Productos de síliceo	$93\% > \text{SiO}_2 \geq 85\%$
	Productos de sílice	$\text{SiO}_2 \geq 93\%$
Grupo básico	Magnesita	$\text{MgO} \geq 80\%$
	Cromo magnesita	$80\% > \text{MgO} \geq 55\%$
	Magnesita cromada	$55\% > \text{MgO} \geq 25\%$
	Cromita	$\text{Cr}_2\text{O}_3 \geq 25\%$ $25\% \geq \text{MgO}$
	Forsterita	MgO, SiO_2
	Dolomita	CaO, MgO

Fuente: HOLDERBANK (2000).

Composición química y propiedades de los materiales refractarios para la zona segura, zona de transición, zona de sinterización y zona de enfriamiento, ver la tabla 4.16.

Tabla 4.16*Composición química y propiedades de los materiales refractarios.*

Materiales refractarios	Refractario de alta alúmina			Magnesita MgO \geq 80%			Cromo magnesita	Magnesita cromada	Forsterita	Dolomita
	(%)			Bajo en Fe (%)	Alto Fe (%)	Ladrillo (%)	(%)	(%)	(%)	(%)
Al ₂ O ₃	45 - 50	60 - 72	> 80	< 1	< 2	< 8	4 - 11	< 22	1 - 10	0,8 - 1,1
SiO ₂	45			0,8 - 3,5	< 2,5	< 2,5	1 - 3,5	< 6	35 - 40	0,7 - 1
Fe ₂ O ₃	1-2	1 -2		0,6 - 2,3	3,5 - 10	\leq 12	5 - 12	7 - 15	5 - 12	1
MgO	0,2	0,2		92 - 96	> 80	77 - 92	55 - 80	25 - 55	45 - 60	37
CaO	0,2	0,2		0,8 - 3,0	< 4	< 3	1 - 3	< 2,5	0,2 - 1,5	60
Cr ₂ O ₃	-			< 1	< 1	\leq 0,5	6 - 20	15 - 35	1,5 - 10	
Porosidad	19 - 22		20 a 25	16 - 22	16 - 24	16 - 25	16 - 23	17 - 24	16 - 23	16 - 22
Temp. del refractario (°C)	1480 a 1550		1500 - 1650			1550 - mayores a 1700	1550 a 1650		1600 a 1650	1550 a 1760
Conductividad térmica	1,2 - 1,5	1,5 - 2,2	1,5 - 2,3	2,5 - 3,5	2,5 - 3,5	1,8 - 2,6	2 - 3	1,5 - 2,5	1,6 - 2	2,3
Aplicar a zona:										
Segura	x	x								
Transición	x	x	x		x		x	x		x
Sinterización		-	x	x	x	x	x	x	x	x
Enfriamiento			x							

Fuente: HOLDERBANK (2000).

4.4.3 Tipos de sistemas de refractarios:

4.4.3.1 Revestimiento de concreto refractario:

La gran ventaja de este sistema de refractario es su fácil instalación ya que no requiere de ningún equipo especial para su instalación, por eso, su aplicación en los sistemas de hornos actuales ha aumentado ya que una parte del proceso de clinkerización se trasladó a la torre del precalentador.

Otra ventaja importante es que no presenta cambio significativo de su densidad y expansión térmica cuando aumenta la temperatura.

Una desventaja de este sistema es su porosidad que es mayor al 45%, por lo que solo se utiliza en las zonas del proceso de clinkerización donde la harina cruda está en estado sólido, pero la adición del carburo de silicio (SiC) conduce in situ a la formación de fases líquidas para sellar la superficie y proteger contra la infiltración de las reacciones químicas no deseadas. [Ref. 41]

No se debe utilizar concreto de refractario cuando los gases del horno tienen exceso de SO_2 o SO_3 , para evitar las reacciones químicas con el aluminato monocálcico ($\text{CaO} \cdot \text{Al}_2\text{O}_3$) ya que es el agente de unión o enlace químico dentro del concreto refractarios. [Ref. 40]

Otra desventaja es que el concreto es una mezcla heterogénea y sus propiedades varían por la forma como se instalaron dentro del horno y su calentamiento al inicio de la llama es lento por lo que se toma su tiempo antes que el material circule por el horno. [Ref. 41]

4.4.3.2 Revestimiento de ladrillo refractario:

Una de las ventajas de este sistema es que el contenido de MgO permanece menos reactivo a los ataques gaseosos a altas temperaturas.

Otra ventaja importante es sus propiedades constantes y homogéneas del producto, eso quiere decir que hay un bajo riesgo de un revestimiento mal ubicado.

Otra ventaja importante es que el revestimiento es autoportante, es decir, que no requiere anclajes, además su calentamiento es lo más rápido posible en comparación con el concreto refractario. [Ref. 41]

Pero la aparición de condiciones reductoras locales, cuando se utiliza carbón pulverizado, en las zonas de sinterización y transición cuando no hay recubrimiento protector disponible puede provocar pérdidas dramáticas en la resistencia del ladrillo, ya que el ataque químico tiene lugar en el componente de ferrita de magnesia ($\text{MgO}\cdot\text{Fe}_2\text{O}_3$). Esto puede ser compensado con ladrillos refractarios libres de Fe_2O_3 y Cr_2O_3 , como los productos de magnesia espinel. [Ref. 40 y 41]

El daño del ladrillo con alto contenido de alúmina es denominado “descascarillado alcalino”, por eso si se desea instalar ladrillos refractarios de alto contenido de alúmina en zonas donde se produce la condensación de los alcalinos (por ejemplo la zona de enfriamiento) se debe dar preferencia a un producto a base de “bauxita” (Al_2O_3). [Ref. 40]

4.4.4 Selección de los cálculos matemáticos para el sistema de refractarios:

4.4.4.1 Formación de recubrimiento o formación de anillos dentro del horno:

En la industria del cemento, el término “recubrimiento” es considerado bueno y malo dependiendo donde se formen. Malo si se forma en la torre del precalentador porque produce atoro en los ductos de alimentación de la harina cruda, pero se considera bueno si el recubrimiento se forma dentro del horno rotatorio ya que sirve como una capa de protección para el revestimiento del refractario. [Ref. 40]

El recubrimiento tiene las siguientes funciones: [Ref. 40]

- Protección del revestimiento refractario contra sobrecalentamiento y cambios abruptos de temperatura.
- Protección del revestimiento refractario contra el efecto abrasivo de la pasta de clínker y el polvo.
- Protección del revestimiento refractario contra el ataque químico de constituyentes de clínker, cenizas de combustible y atmósfera de gas.
- Reducción de la radiación de calor y protección de la carcasa metálica del horno contra la sobrecarga térmica.

El grado de formación está ligado principalmente por los componentes de la harina cruda. La experiencia de la industria cementera demuestra que existe relación con los

módulos de sílice, aluminio-hierro y el factor de saturación de cal. Existen otros factores que afectan la formación de recubrimiento pero en menor medida [Ref. 40]

Por lo tanto, se debe definir las características de la harina cruda usando las fórmulas que se presentan en el punto 4.2.1.2, luego se compara con la figura 4.50.

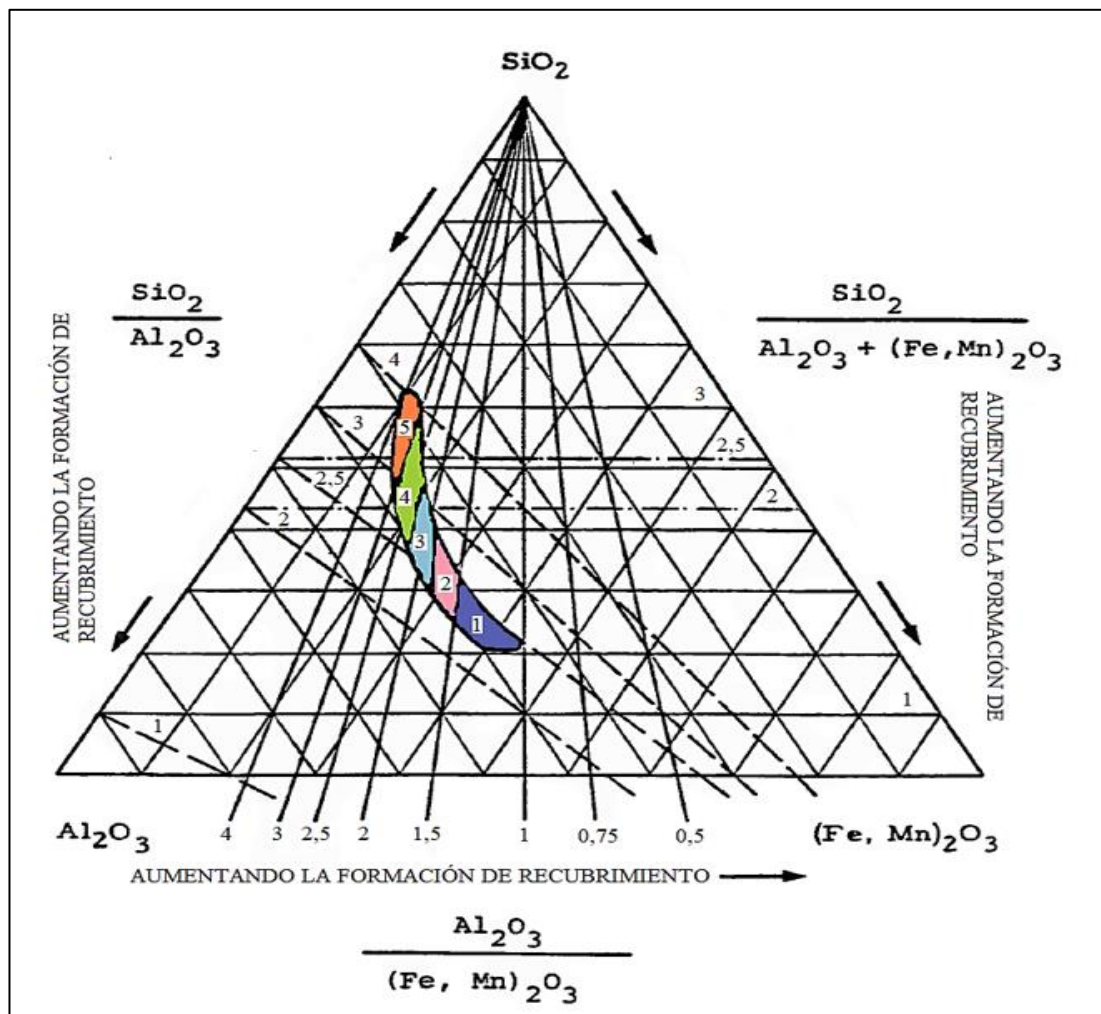


Figura 4.50 Composición de clínker y formación del recubrimiento están influenciados por las proporciones de SiO_2 , Al_2O_3 y $(\text{Fe, Mn})_2\text{O}_3$.

Fuente: Holderbank (2000).

El grado de formación del recubrimiento es el siguiente: [Ref. 40]

- Campo 1 (color azul marino): Recubrimiento fuerte.
- Campo 2 (color rosado): Recubrimiento medianamente fuerte.
- Campo 3 (color celeste): Recubrimiento mediano.
- Campo 4 (color azul marino): Recubrimiento bajo.
- Campo 5 (color anaranjado): Recubrimiento muy bajo.

4.4.4.2 Compensación de expansión térmica:

Esto sucede cuando la expansión térmica del revestimiento refractario está parcialmente compensada por la expansión térmica de la carcasa del horno, alineando la inexactitud y la compresibilidad del comportamiento piropástico de los ladrillos [Ref. 40], ver la figura 4.51.

El esfuerzo de compresión total se obtiene al combinar el esfuerzo de compresión del revestimiento con respecto al interior de la carcasa más el esfuerzo de compresión térmico que se produce por el contacto entre las caras de los ladrillos refractarios.

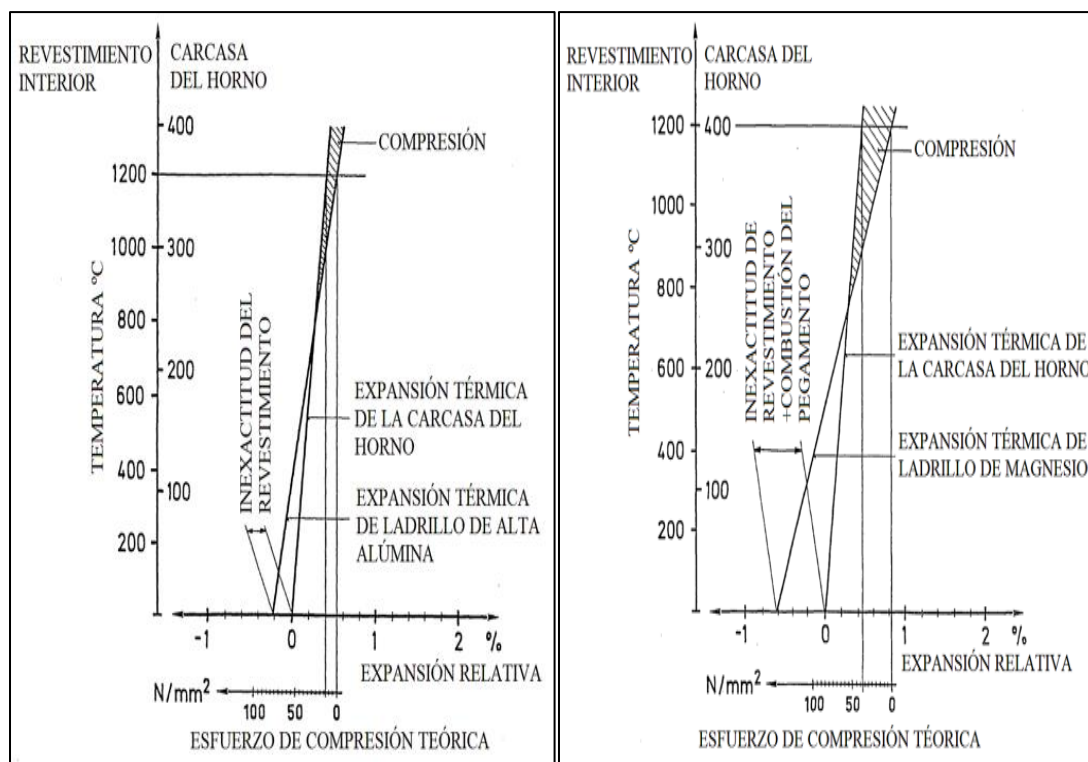


Figura 4.51 (Izquierda) Expansión térmica del revestimiento de alta alúmina, (Derecha) Expansión térmica del revestimiento magnesio.

Fuente: Holderbank (2000).

Según el estudio realizado por Dmitriy Ramanenka, los esfuerzos de compresión del revestimiento con respecto al interior de la carcasa dependen del porcentaje de ovalidad de la carcasa del horno y el espesor del revestimiento. Por lo que se presenta la siguiente figura 4.52, asumiendo que el módulo de Young del refractario es de 10 GPa. [Ref. 24]

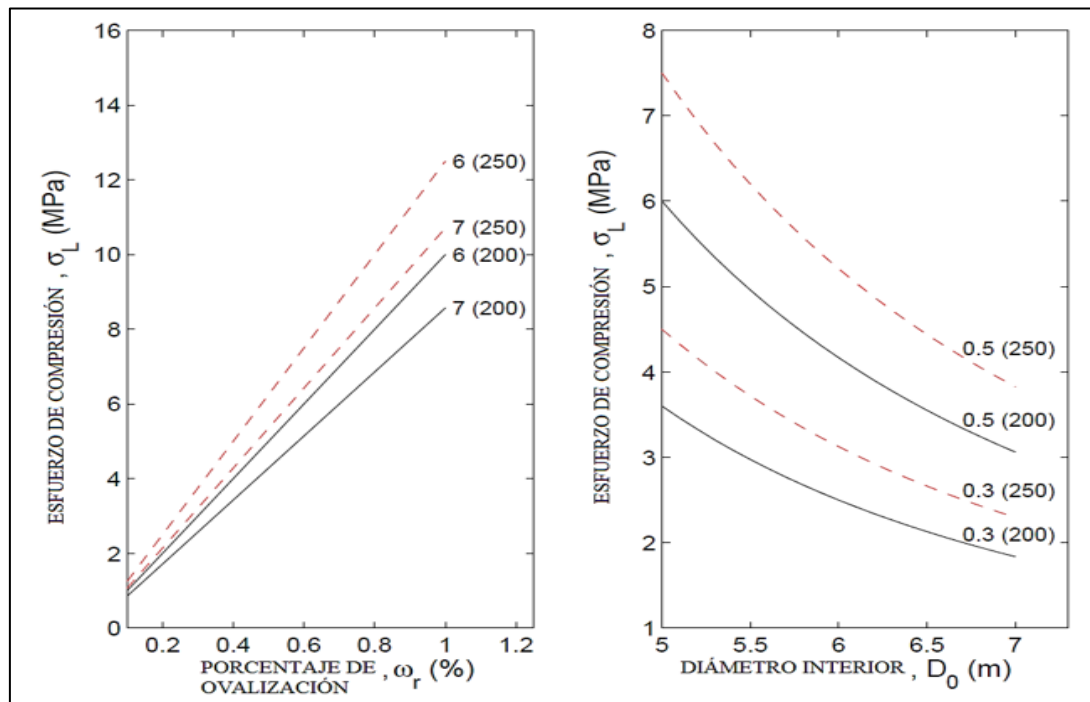


Figura 4.52 (Izquierda) Variación del esfuerzo de compresión con respecto al porcentaje de ovalización. (Derecha) Variación del esfuerzo de compresión con respecto al diámetro interior de la carcasa.

Nota: En la izquierda para los diámetros interiores de la carcasa de 6 y 7 metros con espesores de 200mm a 250mm. En la derecha para los porcentajes de ovalización de 0,3 y 0,5 con espesores de 200 mm a 250 mm, Fuente: Dmitriy Ramanenka. (2015)

4.4.5 Normas, criterios del proveedor e instructivos del fabricante de sistemas de refractario:

Los valores límites de la relación de sílice - aluminio y módulo de aluminio - hierro para la formación del recubrimiento son: [Ref. 40]

- $\text{SiO}_2/\text{Al}_2\text{O}_3$ está en el rango de 2,5 - 3,3.
- $\text{Al}_2\text{O}_3/(\text{Fe, Mn})_2\text{O}_3$ está en el rango de 1,8 - 2,3.

Según las recomendaciones: [Ref. 24]

- El porcentaje de ovalización típico para un horno sano es de 0,5% y el esfuerzo de compresión en el recubrimiento debe estar en el rango de 4 – 6 MPa.
- Para un recubrimiento de 250mm se recomienda no sobrepasar el porcentaje de ovalización de 0,4%.

4.5 Marco teórico relacionado con el sistema de sello en la carga y descarga:

4.5.1 Condiciones del proceso de clinkerización en la carga y descarga del horno:

El sistema de un horno rotatorio en nuestro caso, está compuesto de una parte fija (torre del precalentado), una parte móvil (horno rotatorio) y por último una parte fija (caperuza del enfriador de clínker).

Existe un espacio entre la zona de carga y la cámara de entrada de la torre del precalentador y un espacio entre la zona de descarga y la caperuza del enfriador de clínker.

Para evitar el peligro de fuga de gases y polvo caliente a la atmósfera, todo el sistema del horno funciona a presión negativa. Es decir, el perfil de presión comienza con la presión del ambiente en los enfriadores de parrilla y el perfil de presión se vuelve cada vez más negativo hasta llegar al ventilador de tiro inducido que se encuentra en la salida de los gases de la torre del precalentador. [Ref. 7]

El sistema de sello en la zona de carga tiene una presión de $-0,3$ kPa (ver la figura 4.20) y la temperatura de los gases de salida son de 1300 °C. Representa una pérdida de calor si el aire falso ingresa a temperatura ambiente, además de un mayor consumo de volumen de aire succionado por el ventilado de tiro inducido. [Ref. 7]

El sistema de sello en la zona de descarga al trabajar junto a un enfriador de parrilla está diseñado para hacer frente a la pulsación de presión positiva de 5 kPa (ver figura 4.20). Además, este sistema de sello requiere un ventilador de aire de para el sistema de enfriamiento y evitar el escape de aire caliente por el sello. [Ref. 7]

4.5.2 Propiedades mecánicas y térmicas del sello en la carga y descarga del horno:

El sistema de sello en la carga y descarga depende de las siguientes propiedades mecánicas y térmicas:

- Debe absorber la deformación de la carcasa del horno en la zona de carga y descarga. Solo sucede para sistemas de sellos de tipo radial.

- Debe absorber el alabeo de la sección de la carcasa del horno causado por la fatiga en la carcasa del horno. Solo sucede para sistemas de sellos de tipo radial.
- Debe absorber la deformación axial de la carcasa del horno causado por el incremento de temperatura al inicial el calentamiento del horno y solo sucede para sistemas de sellos de tipo axial.
- Deben soportar altas temperaturas por los gases calientes por encima de los 1300°C y los derrames de material incandescente.
- Debe soportar el desgaste por fricción al contacto entre metal y metal cuando el horno está rotando sobre su eje.
- Debe soportar la presión positiva y negativa para asegurar el sellado hermético del horno rotatorio.

4.5.3 Tipos de sistemas de sello en la carga y descarga del horno:

4.5.3.1 Sello de laminillas externas con fuerza de sellado por cuerda con pesos:

Este tipo de sello funciona con un mecanismo tipo cuerda con pesos en los laterales y un conjunto de laminillas tipo wafer que están diseñadas para soportar las altas temperaturas de los gases y las deformaciones de la carcasa del horno. Tiene un fácil mantenimiento en comparación con los sellos axiales y su tiempo de vida útil es de 12 a 15 meses. Además de su instalación relativamente fácil y rápida, ver la figura 4.53. [Ref. 7 y 42]

Otra ventaja de este sistema es que permite la instalación de un sistema de enfriamiento para que el sello no sobrecaliente a las laminillas.



Figura 4.53 Sello de laminillas externas con fuerza de sellado por cuerda con pesos.

4.5.3.2 Sello por fricción axial con fuerza de sellado por cilindros neumáticos:

Este tipo de sello funciona neumáticamente ya que el anillo de sellado móvil se encuentra suspendido por una serie de cilindros neumáticos que se encuentran fijos. Una gran ventaja es que puede soportar grandes desplazamientos axiales sin dificultad, además este sistema tiene una empaquetadura grafitada para sellar la holgura radial que tiene el sello, pero el sistema de sellado radial se desgasta demasiado por ser un sello de empaquetadura grafitada que está en contacto con gases calientes y no absorbe de manera correcta el alabeo de la sección de la carcasa del horno [Ref. 7 y 42], ver la figura 4.54.



Figura 4.54 Sello por fricción axial con fuerza de sellado por cilindros neumáticos.

Fuente: MOTOFRENO S.A.A. (2017).

4.5.3.3 Sello por fricción axial con fuerza de sellado por palancas y contrapesos:

Este tipo de sello funciona con un mecanismo tipo palanca de apoyo junto con unos contrapesos y espárragos de guía con resortes para asegurar una presión constante en el anillo flotante. Además, este sistema tiene una empaquetadura grafitada para sellar la holgura radial que tiene el sello, pero el sistema de sellado radial se desgasta demasiado por ser un sello de empaquetadura grafitada que está en contacto con gases calientes y no absorbe de manera correcta el alabeo de la sección de la carcasa del horno, ver la figura 4.55. [Ref. 7 y 42]



Figura 4.55 Sello por fricción axial con fuerza de sellado por palanca y contrapesos.

4.5.4 Cálculos matemáticos para el sistema de sello en la carga y descarga en el horno:

4.5.4.1 Caudal de aire necesario para el extremo del horno:

Se puede calcular empíricamente con la gráfica de la variación del caudal de aire con respecto al diámetro interno del horno rotatorio, ver la figura 4.56. Hay que recordar que este aire suministrado es por un sistema de enfriamiento simple de un ventilador, ductos de aire y un “chute” en media luna para el suministro parejo del aire, ver la figura 4.57. [Ref. 11]

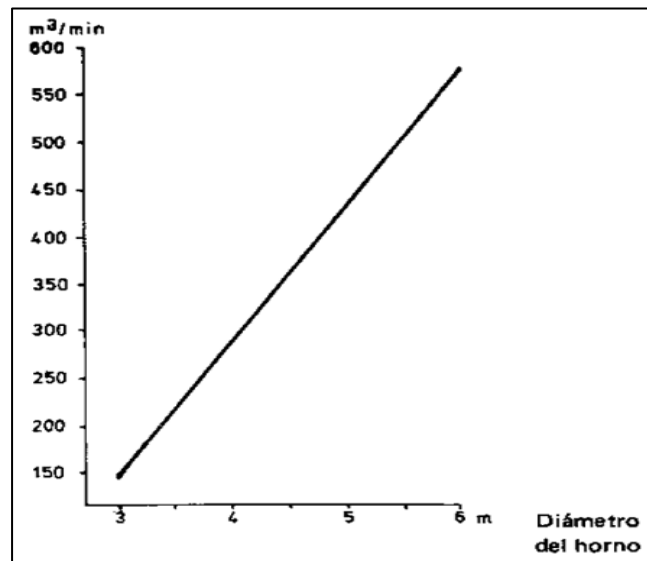


Figura 4.56 Variación del caudal de aire necesario con respecto al diámetro interno del horno rotatorio.

Fuente: Walter H. Duda. (1977).



Figura 4.57 Sistema de enfriamiento del extremo de salida del horno.

Fuente: MOTOFRENO S.A.A. (2017).

4.5.4.2 Cálculo del espacio libre desde el final de contacto de la lámina y el final de la virola flotante:

El espacio libre necesario que debe tener el contacto de la lámina para que el sello pueda garantizar la eliminación del aire falso. Por lo tanto, el espacio libre " E_L " debe ser mayor que la diferencia de posiciones del extremo del horno en la zona de carga " D_{zc} ", así mismo para la diferencia de posiciones del extremo del horno en la zona de descarga " D_{zd} ", ver la figura 4.58.

$$E_L > D_{zc}$$

$$E_L > D_{zd}$$

$$D_{zc} = D_a - D_b \dots (4.121)$$

D_{zc} : Diferencia de posiciones del extremo del horno en la zona de carga (metros)

D_a : Distancia desde la mitad del polín de rodadura de la base 1 hasta el extremo de la carcasa en la zona de carga en caliente (metros)

D_b : Distancia desde la mitad del polín de rodadura hasta el extremo de la carcasa en la zona de carga en frío (metros)

$$D_{zd} = D_c - D_d \dots (4.122)$$

D_{zd} : Diferencia de posiciones del extremo del horno en la zona de descarga (metros)

D_c : Distancia desde la mitad del polín de rodadura de la base 2 hasta el extremo de la carcasa en la zona de descarga en caliente (metros)

D_d : Distancia desde la mitad del polín de rodadura hasta el extremo de la carcasa en la zona de descarga en frío (metros)

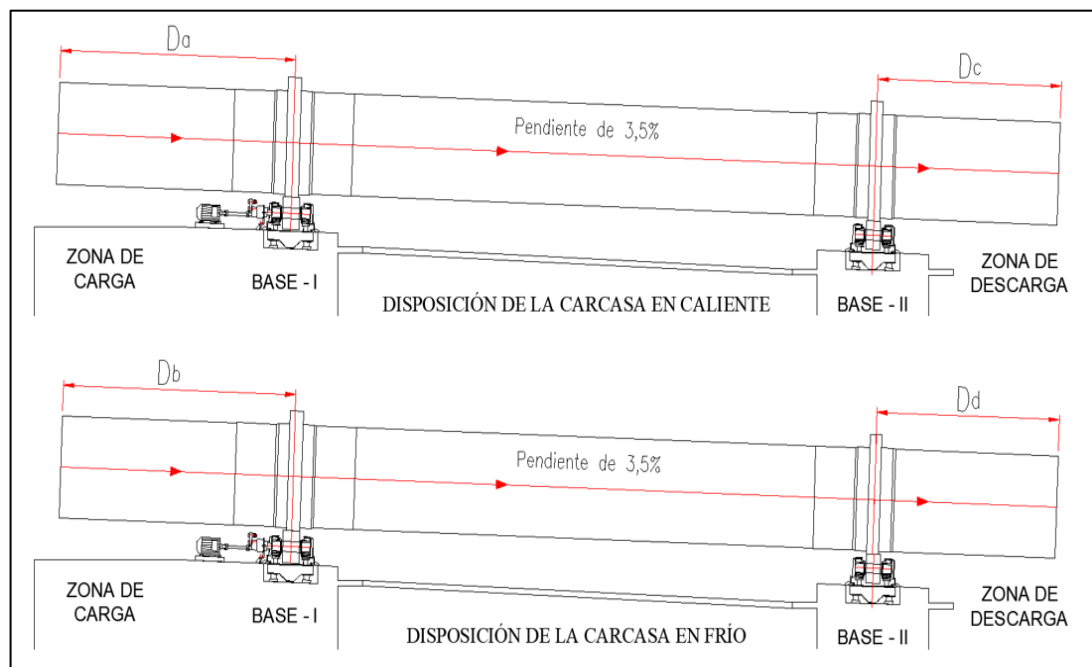


Figura 4.58 Disposición de las distancias entre la mitad del polín de rodadura de las base 1 y 2 hasta el extremo de la carcasa en la zona de carga y descarga respectivamente.

4.5.5 Normas, criterios del proveedor e instructivos del fabricante de sistemas de sello en la carga y descarga en el horno:

Según las recomendaciones del proveedor de sistema de sellos: [Ref. 43]

- Las laminillas deben ser ensambladas en sentido de giro del horno.
- Las laminillas deben tener 30% del área de la lámina en contacto con la pista para garantizar la eliminación de aire falso.
- La pista de la virola flotante debe tener un espacio libre desde el final de contacto de la lámina y el final de la virola flotante, aproximadamente 250 mm de espacio libre. (Depende de la dilatación del horno en los extremos del horno).

4.6 Marco teórico relacionado con el costo de inversión:

4.6.1 Presupuesto del proyecto:

El presupuesto del proyecto se divide en dos grandes rubros que son los gastos directos y gastos indirectos. Se presenta las principales subdivisiones del presupuesto de un proyecto.

1. Gastos directo:
 - a. Trabajos preliminares. (transporte, instalación, entre otros.)
 - b. Materiales directos a pie de obra. (Suministro, fabricación, entre otros.)
 - c. Mano de obra neta. (Solo incluye las horas trabajadas del personal)
 - d. Beneficiosos sociales del personal.
 - e. Amortización o alquiler de maquinarias y herramientas.
2. Gastos indirectos:
 - a. Gastos generales. (Administrativos, financieros, ingeniería, entre otros.)
 - b. Utilidad. (Ganancia de la contratista)
 - c. Impuesto general de la venta. (I.G.V. actual 2017 = 18%)

CAPÍTULO V

SOLUCIÓN DE LOS PROBLEMAS

5.1 Logros de los objetivos:

5.1.1 Diseño y cálculo de los elementos mecánicos principales de un horno rotatorio horizontal para producir 5500 TM/día de clínker por el método analítico y el método de elementos finitos:

5.1.1.1 Identificación de los parámetros de diseño del horno rotatorio y las condiciones de funcionamiento del horno rotatorio:

5.1.1.1.1 Investigación sobre la elaboración del cemento para obtener las características de la harina cruda para fabricar clínker.

Dentro del marco teórico que se consideró en el apartado 4.2.1, se expuso que la harina cruda está compuesta por materias primas que son mezcladas según su composición química. Además, la composición química de la harina cruda deberá cumplir fórmulas de control de calidad recomendadas por los fabricantes de cemento. Finalmente, se presentó el proceso de clinkerización de la harina cruda, desde las transformaciones químicas de la harina cruda hasta obtener el clínker.

5.1.1.1.2 Definición del tipo de sistema de calcinación por vía seca recomendable para producción de clínker.

En el apartado 4.1.2, se presentó los tipos de sistemas de calcinación por vía seca y sus datos característicos extraídos del seminario de cementos realizado por “HOLDERBANK AG” en el año 2000, datos recientes expuestos por el proveedor “F.L.Smidth”, entre otros.

5.1.1.1.3 Investigación de las condiciones de funcionamiento del horno rotatorio cuando funciona en plena carga.

En el marco teórico que se consideró en el apartado 4.1.3, se expuso los criterios de selección del sistema de horno de calcinación más recomendable para producir 5500 TM/día de clínker. Por lo que se eligió el sistema de horno SP con 6 etapas de ciclones con 2 etapas PC con línea separada y en línea, ver las figuras 4.15, 4.18, 4.19 y 4.20. Dicho sistema es conocido como “sistema de horno SLC-I de 2 líneas” para el proveedor F.L.Smidth. Las condiciones de funcionamiento del horno rotatorio cuando funciona a plena carga, ver la tabla 5.1 y la figura 4.20.

Tabla 5.1

Condiciones de funcionamiento del horno rotatorio cuando funciona en plena carga.

Descripción	Unidad
Factor de conversión de la harina cruda a clínker	1,65 kg harina cruda/ kg de clínker
Consumo total de calor del sistema (q)	2814 kJ/kg clínker (672 kcal/kg clínker)
Temperatura del gas de salida del precalentador de 6 etapas	556,15°K (283°C)
Volumen de gas de salida 6 etapas por 1 kg de clínker	1,45 Nm ³ /kg clínker
Consumo de potencia en exhaustor 6 etapas	6,2 kWh/TM clínker
Caída de presión del sistema	4,56 kPa
Temperatura de los gases en la cámara de transición	1373,15°K (1100°C)
Volumen de gas de salida del horno rotatorio por 1 kg de clínker	0,34 Nm ³ /kg clínker
Temperatura del material en la cámara de transición	1123,15°K (850°C)
% consumo de combustible en los calcinadores	70%
% consumo de combustible en el horno rotatorio	30%
% calcinación de material en el precalentador	98%
Temperatura de salida del clínker	1623,15°K (1350°C)
Volumen de aire secundario por 1 kg de clínker	0,26 Nm ³ /kg clínker
Temperatura del aire secundario	1623,15°K (1350°C)

Fuente: S.P. Deolalkar (2009) y HOLDERBANK (2000)

5.1.1.1.4 Definición de los parámetros de diseño del horno rotatorio.

En el marco teórico que se consideró en el apartado 4.1.4, se presentó las formulas empíricas más conocidas que usan los proveedores y fabricantes de hornos para definir los parámetros de diseño de un horno rotatorio horizontal. De acuerdo con lo expuesto, las relaciones de diseño elegidas serían las siguientes:

- La relación L/D está en el rango de 10 – 12 (ver apartado 4.1.4.1).
- La carga específica del volumen está en el rango de 5 – 6 tpd/m³ (ver apartado 4.1.4.2).
- La pendiente del horno está en el rango de 3,5% a 4% (ver apartado 4.1.4.4).
- El tiempo de retención del material está en el rango de 27 – 30 minutos (ver apartado 4.1.4.5).
- El porcentaje de llenado está en el rango de 5 – 17% (ver apartado 4.1.4.6).
- La velocidad periférica del horno está en el rango de 0,65 – 0,875 m/s (ver apartado 4.1.4.7).

Por lo tanto para dimensionar nuestro horno rotativo de capacidad de producción de 5500 TM/día se procedió a calcular los parámetros de diseño, ver iteraciones de cálculo realizadas, en las tablas 5.2 y 5.3.

Los valores obtenidos están en el rango de los parámetros de diseño del horno recomendados por los proveedores y fabricantes de hornos. Además, el resumen de los resultados que se obtuvieron se muestra en la tabla 5.4.

Tabla 5.2*Cálculo de los parámetros de diseño.*

Formula - Descripción	Repres.	Primera iteración			Segundo iteración		
		Cantidad	Unidad	Comentario	Cantidad	Unidad	Comentario
4.2 - Carga específica del volumen	CeV	5	tpd/m ³	Dato inicial	5,33	tpd/m ³	Calculado
Capacidad de producción de clínker	C.P.	5500	TM/día	Dato inicial	5500	TM/día	Dato inicial
4.3 – Volumen de horno neto	Vneto	1100	m ³	Calculado	1031	m ³	Calculado
Espesor de ladrillo	e	0,25	metros	Asumido	0,25	metros	Asumido
Diámetro interior de la carcasa	D	5,25	metros	Asumido	5,25	metros	Asumido
Longitud	L	63,99	metros	Calculado	60	metros	Asumido
4.1 - Relación L/D	L/D	12,19		Calculado	11,43		Calculado
Pendiente	S	3,5	%	Asumido	3,5	%	Asumido
Pendiente	S	2,0045	grados	Asumido	2,0045	grados	Asumido
Velocidad angular	n	2,5	RPM	Asumido	2,444	RPM	Calculado
Factor unidimensional	F	1		Dato inicial	1		Dato inicial
Angulo de reposo	θ	35	grados	Dato inicial	35	grados	Dato inicial
Diámetro interior del horno con refractarios	Di	4,75	metros	Calculado	4,75	metros	Calculado
Capacidad de producción de clínker	C.P.	229,17	TM/h	Dato inicial	229,17	TM/h	Dato inicial
4.5 - Tiempo de retención	T	26,45	minutos	Calculado	27	minutos	Asumido
Relación de harina cruda/clínker	a	1,65	kg/kg	Dato inicial	1,65	kg/kg	Dato inicial
Densidad aparente media del material	b	1,2	TM/m ³	Dato inicial	1,2	TM/m ³	Dato inicial
4.8 - Porcentaje de llenado	% llenado	13,44	%	Calculado	13,752	%	Calculado
Espesor de la carcasa del horno	t	0,035	metros	Dato inicial	0,035	metros	Dato inicial
4.9 – Velocidad periférica	Vp	0,696	m/s	Calculado	0,681	m/s	Calculado

Tabla 5.3
Cálculo de los parámetros de diseño.

Formula - Descripción	Repres.	Ultima iteración		
		Cantidad	Unidad	Comentario
4.2 - Carga específica del volumen	CeV	5,33	tpd/m ³	Calculado
Capacidad de producción de clínker	C.P.	5500	TM/día	Dato inicial
4.3 - Volumen de horno neto	Vneto	1031	m ³	Calculado
Espesor de ladrillo	e	0,25	metros	Asumido
Diámetro interior de la carcasa	D	5,25	metros	Asumido
Longitud	L	60	metros	Asumido
4.1 - Relación L/D	L/D	11,43		Calculado
Pendiente	S	3,5	%	Asumido
Pendiente	S	2,0045	grados	Asumido
Velocidad angular	n	2,44	RPM	Asumido
Factor unidimensional	F	1		Dato inicial
Angulo de reposo	θ	35	grados	Dato inicial
Diámetro interior del horno con refractarios	Di	4,75	metros	Calculado
Capacidad de producción de clínker	C.P.	229,17	TM/h	Dato inicial
4.5 - Tiempo de retención	T	27,04	minutos	Calculado
Relación de harina cruda/clínker	a	1,65	kg/kg	Dato inicial
Densidad aparente media del material	b	1,2	TM/m ³	Dato inicial
4.8 - Porcentaje de llenado	% llenado	13,77	%	Calculado
Espesor de la carcasa del horno	t	0,035	metros	Dato inicial
4.9 - Velocidad periférica	Vp	0,680	m/s	Calculado

Tabla 5.4
Parámetros de diseño del horno.

Descripción	Representación	Cantidad	Unidad
Longitud	L	60	metros
Diámetro interior de la carcasa	D	5,25	metros
Capacidad de producción	C.P.	5500	TM/día
Velocidad angular	n	2,44	RPM
Relación L/D	L/D	11,43	
Carga específica del volumen	CeV	5,33	tpd/m ³
Pendiente	S	3,5	%
Tiempo de retención	T	27,04	minutos
Porcentaje de llenado	% llenado	13,77	%
Velocidad periférica	Vp	0,68	m/s

5.1.1.2 Identificación de los recursos necesarios para el diseño del tipo de carcasa seleccionada:

5.1.1.2.1 Determinación del tipo de carcasa:

Gracias a los parámetros de diseño obtenidos del horno rotatorio se pudo definir de manera precisa el tipo de carcasa.

En el marco teórico que se consideró en el apartado 4.1.5.1, se determinó que una carcasa con sección interior uniforme es una buena opción. Además en el apartado 4.1.5.4, se detalló que para una relación L/D entre 10-12, es recomendable usar una carcasa de dos apoyos. Dicho lo anterior, en el apartado 4.1.5.6, se presentó una carcasa con sistema de accionamiento por polines de fricción y se recomendó para la carcasa de dos apoyos.

En conclusión podemos determinar que nuestra carcasa será de sección interior uniforme de dos apoyos y con sistema de accionamiento por polines de fricción.

5.1.1.2.2 Selección de cálculos matemáticos para el diseño de la carcasa:

En el marco teórico que se consideró en el apartado 4.1.6, se presentó los cálculos matemáticos que se utilizaron para definir los parámetros de diseño de la carcasa, que se obtuvieron de los libros, tesis, artículos científicos, entre otros.

Se consideró un análisis estático para el cálculo de los parámetros de diseño de la carcasa. Por lo tanto, el modelo matemático puede ser solucionado por un sistema continuo y sistema discreto, según el marco teórico del apartado 4.1.1.

5.1.1.2.3 Investigación sobre normas, criterios del proveedor e instructivos del fabricante de carcasas:

Según el apartado 4.1.7, se expuso sobre los criterios y recomendaciones de los proveedores que son: los rangos de espesores recomendados, los esfuerzos normales por flexión y la flecha típica para hornos rotatorios horizontales.

- La carcasa cilíndrica libre tiene espesores entre 22 a 36mm.
- La carcasa cilíndrica intermedia tiene espesores entre 40 a 60mm.

- La carcasa cilíndrica porta aro de rodadura tiene espesores entre 70 a 110mm.
- Esfuerzo en la carcasa cilíndrica libre ≤ 20 MPa.
- Esfuerzo en la carcasa cilíndrica intermedia y porta aro de rodadura ≤ 15 MPa.
- Variación de tensión en cambio de espesor ≤ 8 MPa.
- Flecha máxima entre los apoyos $\leq \frac{1}{8000}$

5.1.1.2.4 Definición de los parámetros de diseño de la carcasa:

Los parámetros de diseño de la carcasa se definieron con los cálculos matemáticos que se presentaron en el apartado 4.1.6. Estos abarcan el metrado de cargas y condiciones de frontera para un sistema discreto y para un sistema continuo.

- Cargas por el peso de la carcasa.
- Carga por el recubrimiento interno del horno.
- Carga por el peso del material (pasta de clínker).
- Torque motriz por fricción de polín de rodadura. (En el apartado 4.1.15.1)
- Cargas térmicas.
- Esfuerzos normales de flexión.
- Esfuerzos cortantes de torsión.
- Esfuerzos térmicos tangenciales.
- Esfuerzos fluctuantes en la carcasa.
- Criterio de falla por fatiga.

5.1.1.3 Identificación de los recursos necesarios para el diseño del tipo de aro de rodadura seleccionado:

5.1.1.3.1 Determinación del tipo de aro de rodadura:

Gracias a los parámetros de diseño del horno rotatorio se pudo definir de manera precisa el tipo de aro de rodadura.

En el marco teórico que se consideró en el apartado 4.1.8.1, se presentó el aro de rodadura dentado en su interior o con suspensión tangencial. Este tipo de aros son

recomendables porque evitan la ovalización exagerada en la sección de la carcasa y la vida del refractario es mayor en otros tipos de aros de rodadura. Otro punto a considerar es que el aro de rodadura dentado tiene la ventaja de transmitir el torque de giro de los polines de fricción hacia la carcasa.

Con todo lo anteriormente mencionado podemos determinar que nuestro aro de rodadura será del tipo es dentado o también llamado aro de rodadura con suspensión tangencial.

5.1.1.3.2 Selección de cálculos matemáticos para el diseño del aro de rodadura:

En el marco teórico que se consideró en el apartado 4.1.9, se presentó los cálculos matemáticos que se utilizaron para definir los parámetros de diseño del aro de rodadura, que se obtuvieron de los libros, tesis, artículos científicos, entre otros.

Se consideró un análisis estático para el cálculo de los parámetros de diseño del aro de rodadura. Por lo tanto, el modelo matemático puede ser solucionado por un sistema continuo, según el apartado 4.1.1.

5.1.1.3.3 Investigación sobre normas, criterios del proveedor e instructivos del fabricante de aro de rodadura:

Según el apartado 4.1.10, se expuso los valores límites para el dimensionamiento del aro de rodadura.

- La tensión máxima de flexión: $\sigma_x, \sigma_y \leq 55 \text{ MPa}$.
- La ovalidad del aro de rodadura: $\omega_A \leq 0,2 \%$
- La distancia entre aro de rodadura y carcasa debe ser aprox. 3cm.

También se indicaron los valores límites de presión máxima por laminación, para aceros fundidos de baja y mediana aleación:

- $P_{m\acute{a}x} \leq 430 \text{ MPa}$ para aceros con $S_{ut} = 500 - 550 \text{ Mpa}$.
- $P_{m\acute{a}x} \leq 600 \text{ MPa}$ para aceros con $S_{ut} = 701 - 750 \text{ Mpa}$.

5.1.1.3.4 Definición de los parámetros de diseño del aro de rodadura:

Los parámetros de diseño del aro de rodadura se definieron con los cálculos matemáticos que se presentaron en el apartado 4.1.9.

Esto abarca el metrado de cargas y condiciones de frontera para un sistema continuo.

- Cargas externas del aro de rodadura.
- Cargas por el peso del aro de rodadura.
- Torque motriz por fricción de polín de rodadura. (En el apartado 4.1.15.1)
- Cargas térmicas.
- Esfuerzos de contacto en el aro de rodadura.
- Esfuerzos cortantes por contacto en el aro de rodadura.
- Esfuerzos térmicos tangenciales.
- Esfuerzos fluctuantes en el aro de rodadura.
- Criterio de falla por fatiga.

5.1.1.4 Identificación de los recursos necesarios para el diseño del tipo de polín de rodadura seleccionado:

5.1.1.4.1 Determinación del tipo de polín de rodadura:

Gracias a los parámetros de diseño del horno rotatorio se pudo determinar que el horno rotatorio es de dos apoyos y con accionamiento por polines de fricción. Por lo tanto, se necesita un tipo de polín que pueda transmitir el torque motriz por fricción.

En el marco teórico que se consideró en el apartado 4.1.11.1, se presentó el polín de rodadura y soporte autoalineante con bancada rotulada, que asegura el contacto casi perfecto entre el aro de rodadura y el polín de rodadura. Esto es debido a que el apoyo rotulado absorbe de manera homogénea las fuerzas de apoyo y el soporte autoalineante permite cualquier alabeo del aro de rodadura para así evitar el desgaste excesivo localizado en el polín de rodadura.

Además en el marco teórico que se consideró en el apartado 4.1.11.4, se presentó el polín de retención de empuje axial. Que tiene la función de limitar el movimiento axial del horno rotatorio, ya que la variación térmica produce una deformación axial, cuando el horno pasa de estado frío a caliente, además el alineamiento de los polines de rodadura genera un movimiento oscilatorio de forma axial. Todos estos

movimientos exigen un polín de retención en la zona motriz para evitar cualquier desgaste excesivo en el polín de rodadura.

Con todo lo anteriormente mencionado podemos determinar que nuestro polín de rodadura tiene un soporte autoalineante con bancada rotulada y en la zona motriz se debe tener dos polines de retención de empuje axial.

5.1.1.4.2 Selección de cálculos matemáticos para el diseño del polín de rodadura:

En el marco teórico que se consideró en el apartado 4.1.12, se presentó los cálculos matemáticos que se utilizaron para definir los parámetros de diseño del polín de rodadura y el eje del polín de rodadura, que se obtuvieron de los libros, tesis, artículos científicos, entre otros.

Se consideró un análisis estático para el cálculo de los parámetros de diseño. Por lo tanto, el modelo matemático puede ser solucionado por un sistema continuo, según el marco teórico del apartado 4.1.1. Adicionalmente se consideró un análisis estático para el cálculo de los parámetros de diseño del eje de polín de rodadura. Por lo tanto, el modelo matemático puede ser solucionado por un sistema continuo y por un sistema discreto, según el marco teórico del apartado 4.1.1.

5.1.1.4.3 Investigación sobre normas, criterios del proveedor e instructivos del fabricante de polín de rodadura:

Según el apartado 4.1.13, se expuso las características mecánicas del material del polín de rodadura.

- Resistencia máxima a la rotura : $R_m > 650 \text{ MPa}$.
- Resistencia a la fluencia o prueba de esfuerzo 0,2%: $R_e > 380 \text{ MPa}$.
- La diferencia entre el borde exterior del polín con el borde exterior del aro de rodadura puede ser aprox. 40-100 mm.

5.1.1.4.4 Definición de los parámetros de diseño del polín de rodadura:

Los parámetros de diseño del polín de rodadura se definieron con los cálculos matemáticos que se presentaron en el apartado 4.1.12. Estos abarcan el metrado de cargas y condiciones de frontera para un sistema continuo.

- Reacción en los polines de rodadura.
- Carga por el peso del polín de rodadura.
- Torque motriz por fricción de polín de rodadura. (En el apartado 4.1.15.1)
- Esfuerzos de contacto en el polín de rodadura.
- Esfuerzos cortantes por contacto en el polín de rodadura.
- Esfuerzos fluctuantes en el polín de rodadura.
- Criterio de falla por fatiga.

Los parámetros de diseño en el eje del polín de rodadura se definieron con los cálculos matemáticos que se presentaron en el apartado 4.1.12. Estos abarcan el metrado de cargas y condiciones de frontera para un sistema discreto y para un sistema continuo.

- Reacción en los polines de rodadura.
- Carga por el peso del polín de rodadura.
- Torque motriz por fricción de polín de rodadura. (En el apartado 4.1.15.1)
- Esfuerzos en el eje del polín de rodadura.
- Esfuerzos fluctuantes en el eje del polín de rodadura.
- Criterio de falla por fatiga.

5.1.1.5 Identificación de los recursos necesarios para el cálculo del tipo de sistema de accionamiento seleccionado:

5.1.1.5.1 Determinación del tipo de sistema de accionamiento:

Gracias a los parámetros de diseño del horno rotatorio se pudo determinar que el horno rotatorio es de dos apoyos y con accionamiento por polines de fricción.

El marco teórico que se consideró en el apartado 4.1.14.2, se presentó el sistema de accionamiento por polín de fricción de tipo electromecánico, este tiene la función de transmitir un torque motriz mediante la fricción del polín de rodadura y el aro de rodadura. Otro factor importante es el bajo mantenimiento que necesita en comparación con el sistema de accionamiento por catalina y piñón.

Con todo lo anteriormente mencionado podemos determinar que nuestro sistema más adecuado será de accionamiento por polín de fricción de tipo electromecánico.

5.1.1.5.2 Selección de cálculos matemáticos para el sistema de accionamiento.

El marco teórico que se consideró en el apartado 4.1.15, se presentó los cálculos matemáticos que se utilizaron para definir los parámetros de diseño del sistema de accionamiento, que se obtuvieron de los libros, tesis, artículos científicos, entre otros.

Se consideró los parámetros de diseño del sistema de accionamiento por el método analítico.

5.1.1.5.3 Investigación sobre normas, criterios del proveedor e instructivos del fabricante del sistema de accionamiento:

Según el apartado 4.1.16, se expuso acerca del factor de servicio y el factor de arranque por variador de frecuencia, según la norma DIN 3990:

- Para hornos rotatorios, el factor de servicio para usos mayores de 10 horas al día es de 2,00.
- Para el arranque por variador de frecuencia de corriente alterna, el factor de arranque es de 1,5.

5.1.1.5.4 Definición de los parámetros de diseño del sistema de accionamiento:

Los parámetros de diseño del sistema de accionamiento se definieron con los cálculos matemáticos que se presentaron en el apartado 4.1.15 los cuales son:

- Cálculos de la potencia total requerida.
- Cálculos para la selección del sistema de accionamiento seleccionado.

5.1.1.6 Realización del cálculo por el método de elementos finitos y el plano general de la carcasa:

5.1.1.6.1 Realización del metrado de cargas de la carcasa:

En el marco teórico, según el apartado 4.1.6.1, se explicó sobre la carga por el peso del material (pasta clínker) y se obtuvo el siguiente dato.

$$W_{clinker} = \left(\frac{(D - 2 * e)^2 * \pi}{4} \right) * \left(\frac{\%llenado}{100} \right) * \gamma_{clinker} \dots (4.10)$$

$$W_{clinker} = \left(\frac{(5,25 - 2 * 0,25)^2 * \pi}{4} \right) * \left(\frac{13,77}{100} \right) * 1200 = 2929,0 \text{ kg/m}$$

En el marco teórico, según el apartado 4.1.6.2, se explicó sobre la fuerza vertical por el material y se obtuvo el siguiente dato.

$$Fvy = W_{clinker} * L * g \dots (4.11)$$

$$Fvy = 2929,0 * 60 * 9,81 = 1724006 \text{ N}$$

En el marco teórico, según el apartado 4.1.6.3, se explicó sobre la fuerza centrípeta por la rotación del material dentro del horno y se obtuvo el siguiente dato.

$$Fc = \left(\frac{Fvy}{g}\right) * n^2 * \left(\frac{D}{2}\right) = N \dots (4.12)$$

$$Fc = \left(\frac{1724006}{9,81}\right) * \left(2,44 * \frac{2 * \pi}{60}\right)^2 * \left(\frac{5,25}{2}\right) = 30118,7 \text{ N}$$

En el marco teórico, según el apartado 4.1.6.4, se explicó sobre la reacción en la carcasa por la fuerza centrípeta y se obtuvo los siguientes datos:

$$Nz = N * Sen(\theta) \dots (4.13)$$

$$Nz = 30118,7 * Sen(35) = 17275 \text{ N}$$

$$Ny = N * Cos(\theta) \dots (4.14)$$

$$Ny = 30118,7 * Cos(35) = 24672 \text{ N}$$

En el marco teórico, según el apartado 4.1.6.5, se explicó sobre la carga por el recubrimiento interno del horno. Hay que recordar, según el apartado 4.4, que existen diferentes zonas dentro del horno rotatorio por el proceso de clinkerización de la harina cruda, con eso se obtuvo los siguientes datos:

Tabla 5.5

Zonas dentro del horno rotatorio por el proceso de clinkerización.

Zonas del refractario	Relación teórica	Longitud teórica	Longitud real	Relación real
Segura	2D	10,50	10,5	2,0
Transición	2,5D	13,13	13,7	2,6
Ingreso de sinterización	5D	26,25	27,5	5,2
Salida de sinterización	1D	5,25	5,5	1,0
Enfriamiento	0,5D	2,63	2,8	0,5
		57,75 metros	60 metros	

$$W_{refractario} = \left(\frac{(D^2 - (D - 2 * e)^2) * \pi}{4} \right) * \gamma_{refractario} \dots (4.15)$$

El peso específico del tipo de ladrillo refractario en la zona segura es 2650 kg/m³ con una longitud de 10,5 metros.

$$W_{refractario} = \left(\frac{(5,25^2 - (5,25 - 2 * 0,25)^2) * \pi}{4} \right) * 2650 = 10406,5 \text{ kg/m}$$

El peso específico del tipo de ladrillo refractario en la zona de transición es 2925 kg/m³ con una longitud de 13,7 metros.

$$W_{refractario} = \left(\frac{(5,25^2 - (5,25 - 2 * 0,25)^2) * \pi}{4} \right) * 2925 = 11486,4 \text{ kg/m}$$

El peso específico del tipo de ladrillo refractario en la zona de sinterización es 2925 kg/m³ con una longitud de 33 metros.

$$W_{refractario} = \left(\frac{(5,25^2 - (5,25 - 2 * 0,25)^2) * \pi}{4} \right) * 2925 = 11486,4 \text{ kg/m}$$

El peso específico del tipo de ladrillo refractario en la zona de enfriamiento es 2675 kg/m³ con una longitud de 2,8 metros.

$$W_{refractario} = \left(\frac{(5,25^2 - (5,25 - 2 * 0,25)^2) * \pi}{4} \right) * 2675 = 10504,7 \text{ kg/m}$$

En el marco teórico, según el apartado 4.1.6.6, se explicó sobre la carga distribuida por el recubrimiento interno del horno y se obtuvo los siguientes datos:

Carga distribuida por el recubrimiento interno del horno en la zona segura con una longitud de 10,5 metros.

$$C_{refractario} = \frac{W_{refractario}}{\pi * D} * g \dots (4.16)$$

$$C_{refractario} = \frac{10406,5}{\pi * 5,25} * 9,81 = 6189,6 \text{ N/m}^2$$

Carga distribuida por el recubrimiento interno del horno en la zona de transición con una longitud de 13,7 metros.

$$C_{refractario} = \frac{11486,4}{\pi * 5,25} * 9,81 = 6832,0 \text{ N/m}^2$$

Carga distribuida por el recubrimiento interno del horno en la zona de sinterización con una longitud de 33 metros.

$$C_{refractario} = \frac{11486,4}{\pi * 5,25} * 9,81 = 6832,0 \text{ N/m}^2$$

Carga distribuida por el recubrimiento interno del horno en la zona de enfriamiento con una longitud de 2,8 metros.

$$C_{refractario} = \frac{10504,7}{\pi * 5,25} * 9,81 = 6248,0 \text{ N/m}^2$$

En el marco teórico, según el apartado 4.1.6.7, se explicó sobre la carga por el peso de la carcasa. En la carcasa, luego de varios cálculos se pudo definir los espesores que cumplen las normas, criterios del proveedor e instructivos del fabricante de carcasas, de donde se obtuvieron los siguientes datos.

Carga por el peso de la carcasa por unidad de longitud para espesor de 35 mm.

$$W_{carcasa} = \left(\frac{(D + 2 * t)^2 - D^2}{4} \right) * \pi * \gamma_{acero} \dots (4.17)$$

$$W_{carcasa} = \left(\frac{(5,25 + 2 * 0,035)^2 - 5,25^2}{4} \right) * \pi * 7850 = 4561,76 \text{ kg/m}$$

Carga por el peso de la carcasa por unidad de longitud para espesor de 45 mm.

$$W_{carcasa} = \left(\frac{(5,25 + 2 * 0,045)^2 - 5,25^2}{4} \right) * \pi * 7850 = 5876,2 \text{ kg/m}$$

Carga por el peso de la carcasa por unidad de longitud para espesor de 80 mm.

$$W_{carcasa} = \left(\frac{(5,25 + 2 * 0,08)^2 - 5,25^2}{4} \right) * \pi * 7850 = 10515,7 \text{ kg/m}$$

En el marco teórico, según el apartado 4.1.6.8, se explicó sobre la potencia empírica requerida para accionar el horno y se obtuvo el siguiente dato.

$$P = K * \frac{\pi * L * (D/2)^2}{VeP} \dots (4.18)$$

$$P = 2,5 * \frac{\pi * 60 * (5,25/2)^2}{4,5} = 590,7 \text{ kW}$$

En el marco teórico, según el apartado 4.1.6.9, se explicó sobre el torque total requerido para accionar el horno. Hay que recordar que, según el apartado 4.1.15.1, se expuso como se calcula la potencia total requerida y se obtuvo el siguiente dato.

$$T = 9,55 * \frac{P}{n} \dots (4.19)$$

$$T = 9,55 * \frac{627,3407}{2,44} = 2455,37 \text{ kN} - \text{m}$$

5.1.1.6.2 Determinación de las dimensiones, el tipo de material y características de la carcasa:

Con el metrado de cargas terminado, se comenzó con el análisis estático para el cálculo de los parámetros de diseño de la carcasa. Por lo tanto, se presenta el cuadro de metrado de cargas por el método analítico para el sistema discreto, ver la tabla 5.6. Hay que recordar que la pendiente del horno, al ser tan pequeño se puede aproximar a ser una línea horizontal.

Tabla 5.6

Metrado de cargas para la carcasa por sistema discreto.

Carga	Cantidad	Unidad	Observación
Peso del material	2929	kg/m	60 metros
Recubrimiento interno del horno zona segura	10406,5	kg/m	10,5 metros
Recubrimiento interno del horno zona de transición	11486,4	kg/m	13,7 metros
Recubrimiento interno del horno zona de sinterización	11486,4	kg/m	33 metros
Recubrimiento interno del horno zona de enfriamiento	10504,7	kg/m	2,8 metros
Peso de la carcasa con espesor de 35 mm	4561,76	kg/m	
Peso de la carcasa con espesor 45 mm	5876,2	kg/m	Ver figura 5.1
Peso de la carcasa con espesor 80 mm	10515,7	kg/m	
Torque total requerido para accionar el horno	2455,37	kN-m	14,1 metros del origen

Además, se realizó un esquema preliminar de la disposición final de los espesores en la carcasa y la disposición final del recubrimiento interno del horno en las zonas del proceso de clinkerización, ver la figura 5.1.

Utilizando el programa SAP 2000, se obtuvieron las reacciones, el diagrama de fuerza cortante, del momento flector y de torque en la carcasa, ver las figuras 5.2, 5.3, 5.4 y 5.5. El diagrama de cuerpo libre de la carcasa del horno está en el anexo.



Figura 5.1 Disposiciones de los espesores de carcasa y recubrimiento interno en las zonas del proceso de clinkerización.

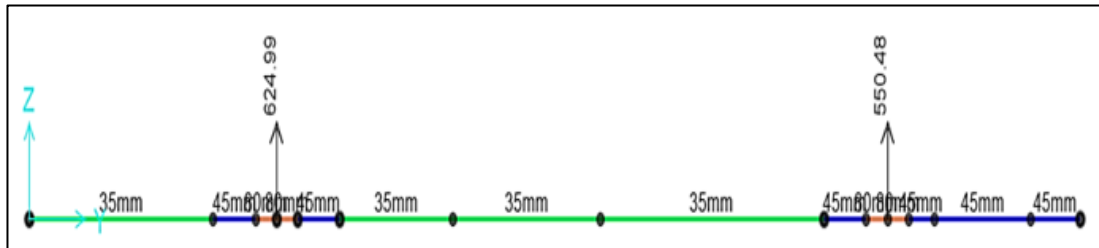


Figura 5.2 Diagrama de reacción de la carcasa en los apoyos de los aros de rodadura en toneladas. (Zona de carga a la izquierda)

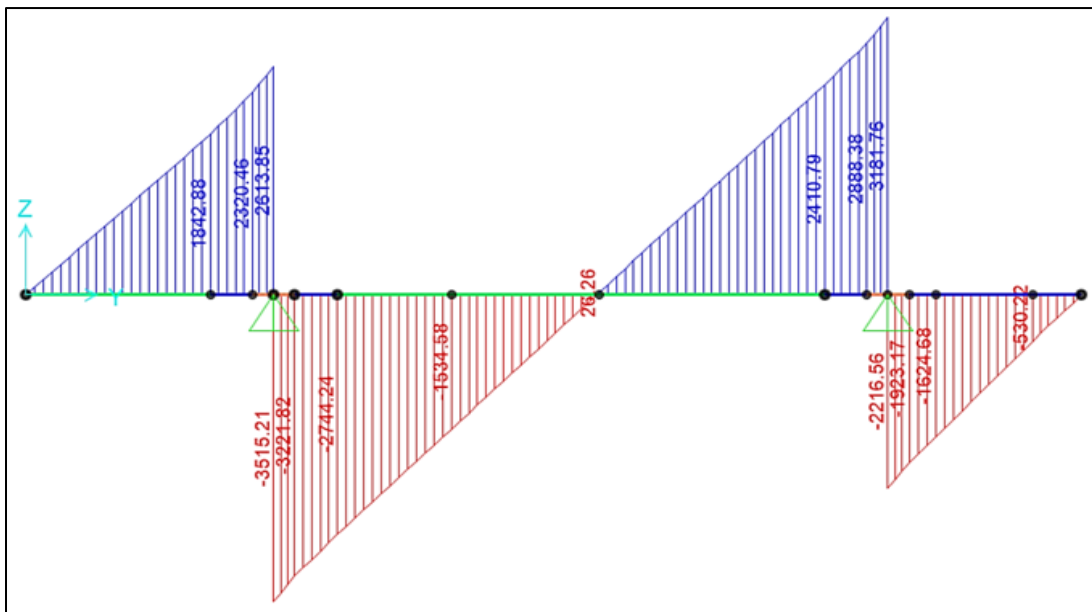


Figura 5.3 Diagrama de fuerza cortante en kN. (Zona de carga a la izquierda)

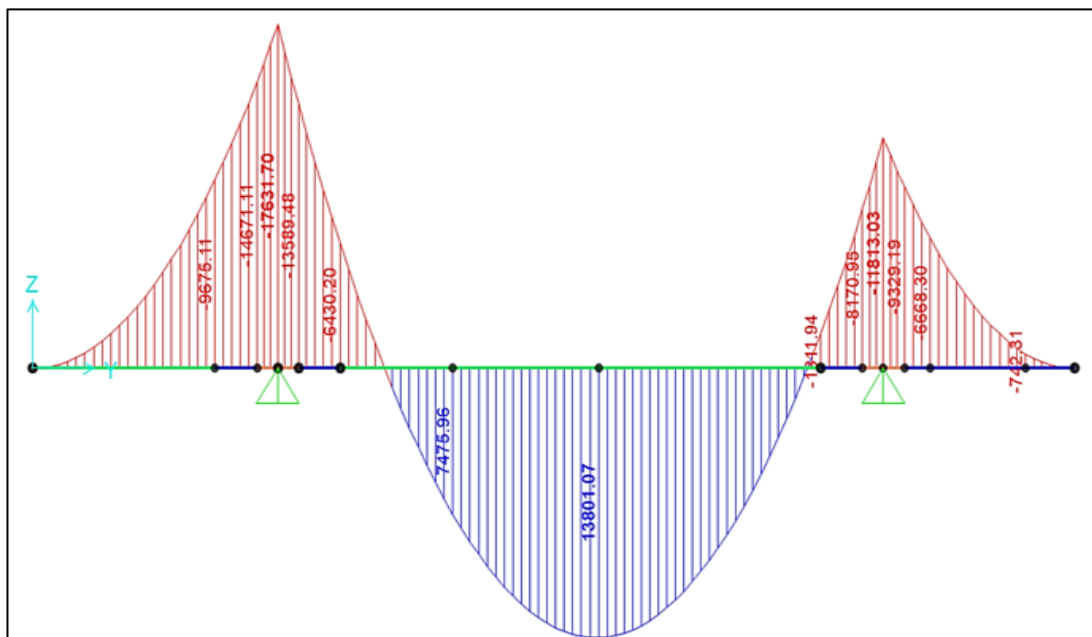


Figura 5.4 Diagrama de momento flector en kN-m. (Zona de carga a la izquierda)

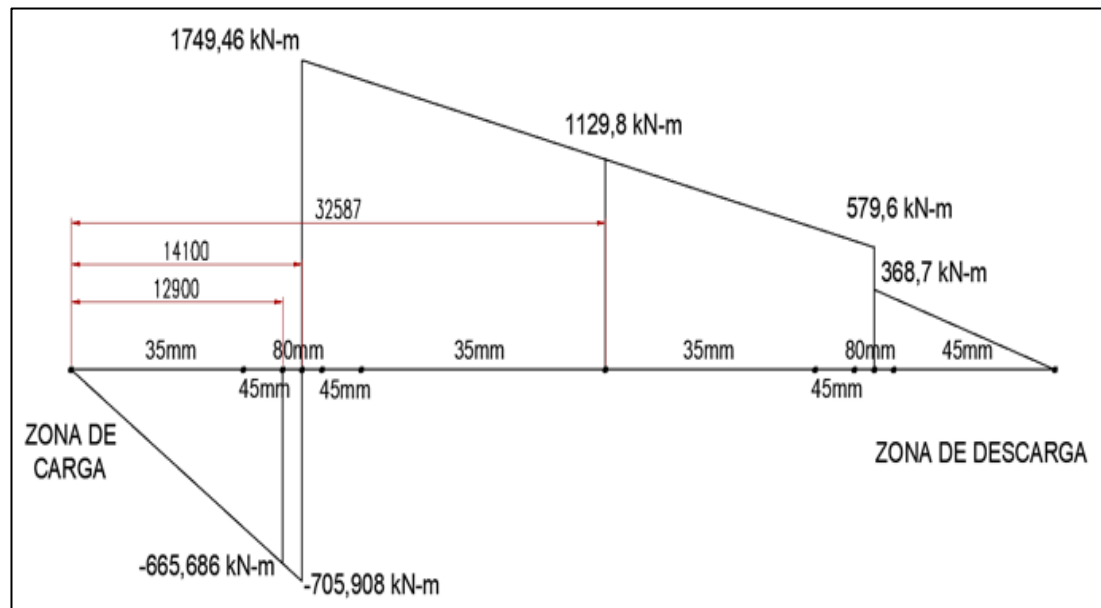


Figura 5.5 Diagrama de torque en la carcasa en kN-m. (Zona de carga a la izquierda)

En el marco teórico, según el apartado 4.1.6.10, se explicó sobre el esfuerzo normal. Las figuras 5.4 y 5.6 se analizaron en 3 puntos críticos y se obtuvo los siguientes datos:

- Primer punto: espesor 80 mm a una distancia del origen de 14100 mm.
- Segundo punto: espesor 35mm a una distancia del origen de 32587 mm.
- Tercer punto: espesor 45 mm a una distancia del origen de 12900 mm.

Para nuestro caso, con la ecuación 4.21:

$$Z = \frac{\pi}{32} * \left(\frac{D_{ex}^4 - D_{in}^4}{D_{ex}} \right) \dots (4.21)$$

$$Z = \frac{\pi}{32} * \left(\frac{5,41^4 - 5,25^4}{5,41} \right) = 1,7590 \text{ m}^3$$

Para el punto 1 con la ecuación 4.20:

$$\sigma_x \text{max.} = \frac{M/1000}{Z} \dots (4.20)$$

$$\sigma_x \text{max.} = \frac{17631,7/1000}{1,7590} = 10,02 \text{ MPa}$$

Para nuestro caso, con la ecuación 4.21:

$$Z = \frac{\pi}{32} * \left(\frac{5,32^4 - 5,25^4}{5,32} \right) = 0,7628 \text{ m}^3$$

Para el punto 2 con la ecuación 4.20:

$$\sigma_x max. = \frac{13801,07/1000}{0,7628} = 18,09 \text{ MPa}$$

Para nuestro caso, con la ecuación 4.21:

$$Z = \frac{\pi}{32} * \left(\frac{5,34^4 - 5,25^4}{5,34} \right) = 0,9826 \text{ m}^3$$

Para el punto 3 con la ecuación 4.20:

$$\sigma_x max. = \frac{14671,11/1000}{0,9826} = 14,93 \text{ MPa}$$

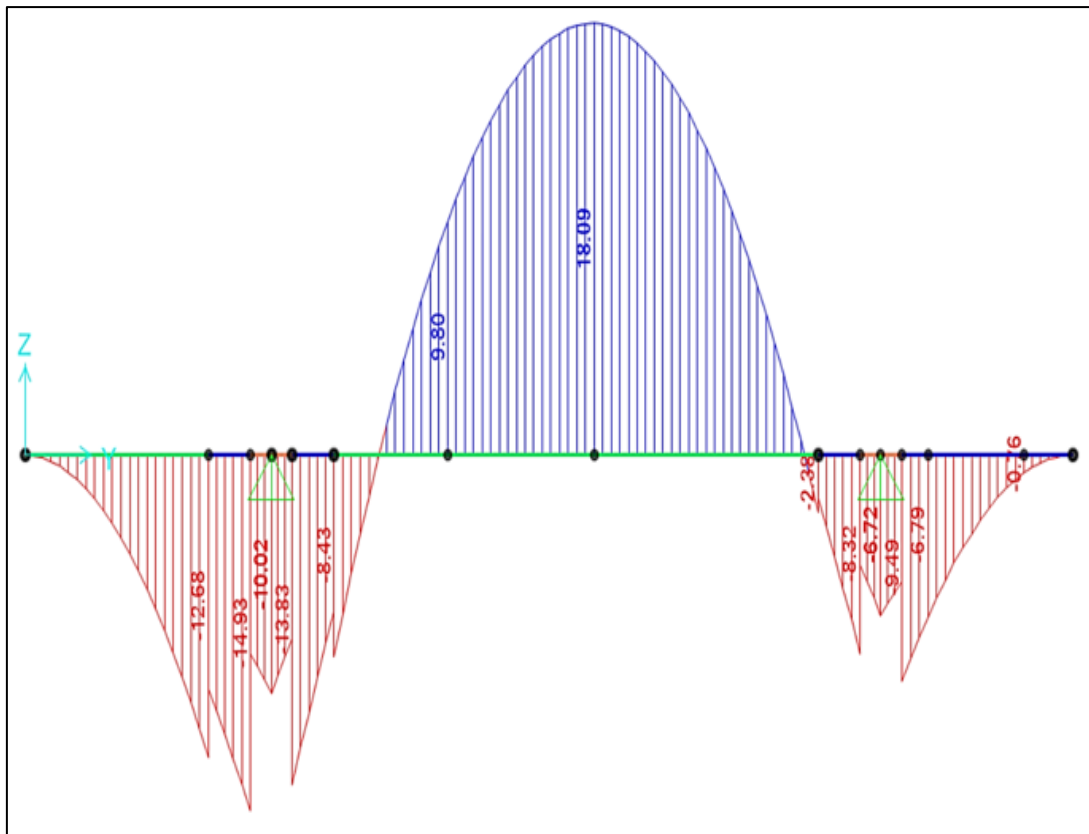


Figura 5.6 Diagrama de esfuerzo normal en la carcasa en MPa.

En el marco teórico, según el apartado 4.1.6.11, se explicó sobre el esfuerzo cortante torsional. En la figura 5.5 se analizó 3 puntos críticos y se obtuvo los siguientes datos.

- Primer punto: espesor 80 mm a una distancia del origen de 14100 mm.
- Segundo punto: espesor 35mm a una distancia del origen de 32587 mm.
- Tercer punto: espesor 45 mm a una distancia del origen de 12900 mm.

Para nuestro caso, con la ecuación 4.23:

$$J/c = \frac{\pi}{16} * \left(\frac{D_{ex}^4 - D_{in}^4}{D_{ex}} \right) \dots (4.23)$$

$$\frac{J}{c} = \frac{\pi}{16} * \left(\frac{5,41^4 - 5,25^4}{5,41} \right) = 3,5180 \text{ m}^3$$

Para el punto 1 con la ecuación 4.22:

$$\tau_{max} = \frac{T/1000}{J/c} \dots (4.22)$$

$$\tau_{max} = \frac{1749,46/1000}{3,5180} = 0,50 \text{ MPa}$$

Para nuestro caso, con la ecuación 4.23:

$$\frac{J}{c} = \frac{\pi}{16} * \left(\frac{5,32^4 - 5,25^4}{5,32} \right) = 1,5256 \text{ m}^3$$

Para el punto 2 con la ecuación 4.22:

$$\tau_{max} = \frac{1129,8/1000}{1,5256} = 0,74 \text{ MPa}$$

Para nuestro caso, con la ecuación 4.23:

$$\frac{J}{c} = \frac{\pi}{16} * \left(\frac{5,34^4 - 5,25^4}{5,34} \right) = 1,9653 \text{ m}^3$$

Para el punto 3 con la ecuación 4.22:

$$\tau_{max} = \frac{665,686/1000}{1,9653} = 0,34 \text{ MPa}$$

La designación del material de la carcasa es 16 Mo 3, estándar ASME, la designación numérica es 1.5415 y sub-grupo EN10028-2 (2017), ver la tabla 5.7.

Este material fue seleccionado luego de haber comprobado su uso comercial en la industria cementera y la verificación estructural analítica luego de varios cálculos.

Tabla 5.7*Propiedades mecánicas del material 1.5415. (16 Mo 3)*

Composición química	0,12-0,20 C%; 0,40-0,90 Mn%; 0,10-0,35 Si%; ≤ 0,025 P%; ≤ 0,01 S%; 0,25-0,35 Mo%; ≤ 0,03 Ni%; ≤ 0,03 Cr%; ≤ 0,03 Cu%		
Rango de espesores en mm	60-100	40-60	
Descripción	Cantidad	Cantidad	Unidad
Densidad	7850	7850	kg/m ³
Coefficiente de poisson	0,3	0,3	
Resistencia ultima mínima	420 -570	440 -590	MPa
Resistencia ultima mínima seleccionada	495	515	MPa
Resistencia a la fluencia a 300°C	169	183	MPa
Resistencia a la fluencia a 350°C	153	165	MPa
Resistencia a la fluencia a 400°C	139	150	MPa
Dureza Brinnell	140 - 170		Hb
Módulo de elasticidad a 200°C	199000		MPa
Módulo de elasticidad a 300°C	192000		MPa
Módulo de elasticidad a 400°C	184000		MPa
Coefficiente de dilatación a 200°C	12,7		10 ⁻⁶ m/m-°K
Coefficiente de dilatación a 300°C	13,2		10 ⁻⁶ m/m-°K
Coefficiente de dilatación a 400°C	13,6		10 ⁻⁶ m/m-°K
Conductividad térmica a 200 °C	48,7		W/m-°K
Conductividad térmica a 300 °C	45,5		W/m-°K
Conductividad térmica a 400 °C	42,3		W/m-°K

Fuente: www.totalmateria.com (La base de datos de materiales más extensa del mundo)

En el marco teórico, según el apartado 4.1.6.12, se explicó sobre el esfuerzo térmico axial y tangencial en el exterior de la carcasa. Según lo calculado en el apartado 5.1.1.6.3.2 se obtuvo los siguientes datos para cada punto: el espesor, la temperatura exterior de la carcasa, la temperatura dentro del horno y la conductividad térmica del ladrillo. Se analizó 3 puntos críticos y se obtuvo los siguientes datos:

- Primer punto: espesor 80 mm, está a 350°C aprox., 1150 °C y $\lambda_L=1,6$.
- Segundo punto: espesor 35mm está a 375°C aprox., 1300 °C y $\lambda_L=2,9$.
- Tercer punto: espesor 45 mm está a 350°C aprox., 1150 °C y $\lambda_L=1,6$.

Para el punto 1 con la ecuación 4.24:

$$(\sigma_t)_b = (\sigma_z)_b = \frac{E * \alpha * t_z}{2(1 - \mu) * \ln(b/a)} * \left(1 - \frac{2 * a^2}{b^2 - a^2} * \ln(b/a)\right) \dots (4.24)$$

$$\frac{188000 * 13,4 * 10^{-6} * 9,2}{2(1 - 0,3) * \ln(2,705/2,625)} * \left(1 - \frac{2 * 2,625^2}{2,705^2 - 2,625^2} * \ln\left(\frac{2,705}{2,625}\right)\right) \\ = 16,43 \text{ MPa}$$

Para el punto 2 con la ecuación 4.24:

$$\frac{186000 * 13,5 * 10^{-6} * 8,6}{2(1 - 0,3) * \ln(2,66/2,625)} * \left(1 - \frac{2 * 2,625^2}{2,66^2 - 2,625^2} * \ln\left(\frac{2,66}{2,625}\right)\right) = 15,41 \text{ MPa}$$

Para el punto 3 con la ecuación 4.24:

$$\frac{188000 * 13,4 * 10^{-6} * 5,2}{2(1 - 0,3) * \ln(2,67/2,625)} * \left(1 - \frac{2 * 2,625^2}{2,67^2 - 2,625^2} * \ln\left(\frac{2,67}{2,625}\right)\right) = 9,33 \text{ MPa}$$

Se calculó el “ t_z ” según el apartado 4.1.6.13, ver la tabla 5.8.

- Primero, una iteración del coeficiente de transferencia de calor “ φ_m ” según la figura 4.27. Luego se usó la ley de Fourier en superficies cilíndricas y se calculó la pérdida de calor por conducción del ladrillo y de la carcasa. Finalmente se pudo despejar el “ T_c ”.
- Segundo, por la relación de pérdidas de calor por conducción del ladrillo y de la carcasa, se despeja el “ T_c ” y se elige el mayor valor obtenido por los métodos anteriores.

Tabla 5.8Resumen del cálculo de “ t_z ” en los tres puntos críticos.

Formula - Descripción	Representación	1 ^{er} punto Cantidad	2 ^{do} punto Cantidad	3 ^{er} punto Cantidad	Unidad
4.25 - Densidad lineal de calor a través de la carcasa	$Q_{perdida}/L$	79488,7	166919,53	79863,36	W/m
Coeficiente de transferencia de calor	φ_m	71,91	130,60	72,25	KJ/h-m ² -°K
Diámetro interior del horno con refractarios	Di	4,75	4,75	4,75	metros
Temperatura exterior de la carcasa	T_2	623	648	623	°K
Temperatura dentro del horno	T_1	1423	1573	1423	°K
4.26 – Densidad lineal de calor por conducción del ladrillo	$(Q_{cond})_{ladrillo}/L$	79488,7	166919,53	79863,36	W/m
4.27 - Densidad lineal de calor por conducción de la carcasa	$(Q_{cond})_{carcasa}/L$	79488,7	166919,53	79863,36	W/m
Conductividad térmica del ladrillo	λ_L	1,6	2,9	1,6	W/m-°K
Conductividad térmica del acero	λ_a	43,9	43,1	43,9	W/m-°K
Temperatura en la cara interior del ladrillo refractario	T_1	1423	1573	1423	°K
Temperatura en la cara exterior del ladrillo refractario	T_c	631,7	656,2	627,9	°K
Temperatura en la cara exterior de la carcasa	T_2	623	648	623	°K
Radio de la cara interna del ladrillo refractario	r_1	2,375	2,375	2,375	metros
Radio de la cara externa del ladrillo refractario	r_c	2,625	2,625	2,625	metros
Radio de la cara externa del acero	r_2	2,705	2,66	2,67	metros
4.28 - Temperatura en la cara exterior del ladrillo refractario	T_c	632,2	656,6	628,2	°K
Temperatura en la cara interior del ladrillo refractario	T_1	1423	1573	1423	°K
Temperatura en la cara exterior de la carcasa	T_2	623	648	623	°K
Conductividad térmica del ladrillo	λ_L	1,6	2,9	1,6	W/m-°K
Conductividad térmica del acero	λ_a	43,9	43,1	43,9	W/m-°K
Espesor del ladrillo refractario	t_L	0,25	0,25	0,25	metros
Espesor de la carcasa de acero	t_a	0,08	0,035	0,045	metros
4.29 - Diferencia de temperatura en la carcasa	t_z	9,2	8,6	5,2	

En el marco teórico, según el apartado 4.1.6.14, se explicó sobre el límite de resistencia a la fatiga por el método de esfuerzo-vida. Se obtuvo el siguiente dato.

$$S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa} \rightarrow S'_e = 0,5 * S_{ut} \dots (4.30)$$

$$S'_e = 0,5 * 495 = 247,5 \text{ MPa}$$

En el marco teórico, según el apartado 4.1.6.15, se explicó sobre los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga. Se obtuvo el siguiente dato.

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S'_e \dots (4.32)$$

$$S_e = 0,871 * 0,633 * 1 * 0,9 * 0,62 * 1 * 247,5 = 76,16$$

$$k_a = 4,51 * S_{ut}^{-0.265} \dots (4.33)$$

$$k_a = 4,51 * 495^{-0.265} = 0,871$$

En el marco teórico, según los apartados 4.1.6.16 y 4.1.6.17, se explicó sobre los esfuerzos equivalentes en la carcasa. Como resultado se obtuvieron la tabla 5.9 y la figura 4.32.

Tabla 5.9

Esfuerzos equivalentes en la carcasa en los tres puntos críticos.

Formula - Descripción	Repres.	1 ^{er} punto Cantidad	2 ^{do} punto Cantidad	3 ^{er} punto Cantidad	Unidad
4.35 - Esfuerzo equivalente medio	σ_m	16,453	15,463	9,349	MPa
Esfuerzo térmico tangencial medio en el eje x	σ_{xm}	16,43	15,41	9,33	MPa
Esfuerzo térmico tangencial medio en el eje y	σ_{ym}	16,43	15,41	9,33	MPa
Esfuerzo de corte torsional medio en el plano xy	τ_{xym}	0,5	0,74	0,34	MPa
4.36 - Esfuerzo equivalente alternante	σ_a	10,02	18,09	14,93	MPa
Esfuerzo de flexión alternante en el eje x	σ_{xa}	10,02	18,09	14,93	MPa

En el marco teórico, según el apartado 4.1.6.18, se explicó sobre el criterio de falla por fatiga de Gerber y criterio de falla por fluencia de Langer. Se analizó los 3 puntos críticos y se obtuvo los siguientes datos, ver la tabla 5.10.

Tabla 5.10

Criterios de falla por fatiga y por fluencia en los tres puntos críticos.

Primer punto			Segundo punto			Tercer punto		
σ_m	16,453	MPa	σ_m	15,463	MPa	σ_m	9,349	MPa
σ_a	10,02	MPa	σ_a	18,09	MPa	σ_a	14,93	MPa
S_e	76,16	MPa	S_e	78,41	MPa	S_e	78,41	MPa
S_{ut}	495	MPa	S_{ut}	515	MPa	S_{ut}	515	MPa
S_y	153	MPa	S_y	158	MPa	S_y	165	MPa
$r = \frac{\sigma_a}{\sigma_m}$	0,609		$r = \frac{\sigma_a}{\sigma_m}$	1,170		$r = \frac{\sigma_a}{\sigma_m}$	1,597	
Criterio de falla por fatiga de Gerber – Ecuación 4.37								
Primer punto			Segundo punto			Tercer punto		
n_f	7,1691		n_f	4,2633		n_f	5,2049	
Criterio de falla por fluencia de Langer – Ecuación 4.38								
Primer punto			Segundo punto			Tercer punto		
n_y	5,8		n_y	4,7		n_y	6,8	

Se obtuvieron las intersecciones del diagrama de fatiga, ver la tabla 5.11 y se realizaron los diagramas de fatiga de la carcasa en los 3 puntos críticos, ver las figuras 5.7, 5.8 y 5.9.

Tabla 5.11

Puntos de intersección del diagrama de fatiga en los tres puntos críticos.

Primer punto			Segundo punto			Tercer punto		
$r = \frac{\sigma_a}{\sigma_m}$	0,609		$r = \frac{\sigma_a}{\sigma_m}$	1,17		$r = \frac{\sigma_a}{\sigma_m}$	1,597	
Punto A			Punto A			Punto A		
S_a	71,8	MPa	S_a	77,1	MPa	S_a	77,7	MPa
S_m	118,0	MPa	S_m	65,9	MPa	S_m	48,7	MPa
Punto B			Punto B			Punto B		
S_a	57,9	MPa	S_a	85,2	MPa	S_a	101,5	MPa
S_m	95,1	MPa	S_m	72,8	MPa	S_m	63,5	MPa
Punto C			Punto C			Punto C		
S_a	74,2	MPa	S_a	76,4	MPa	S_a	76,07	MPa
S_m	78,8	MPa	S_m	81,6	MPa	S_m	88,9	MPa

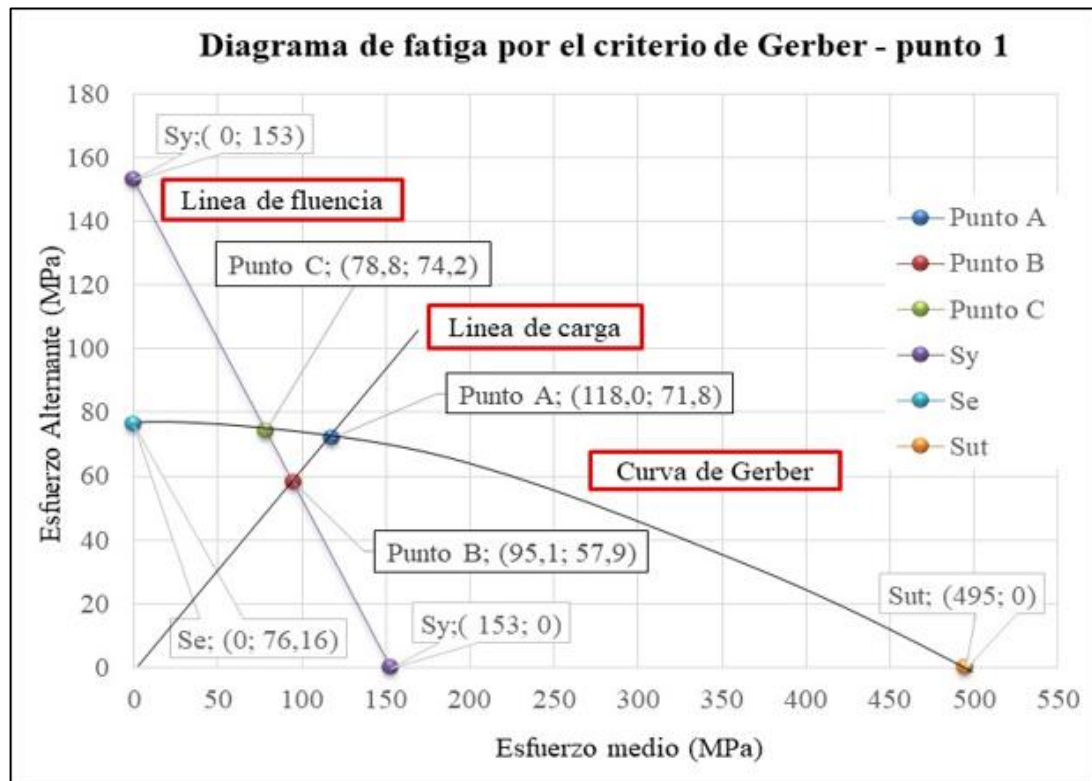


Figura 5.7 Diagrama de fatiga por el criterio de Gerber – punto 1.

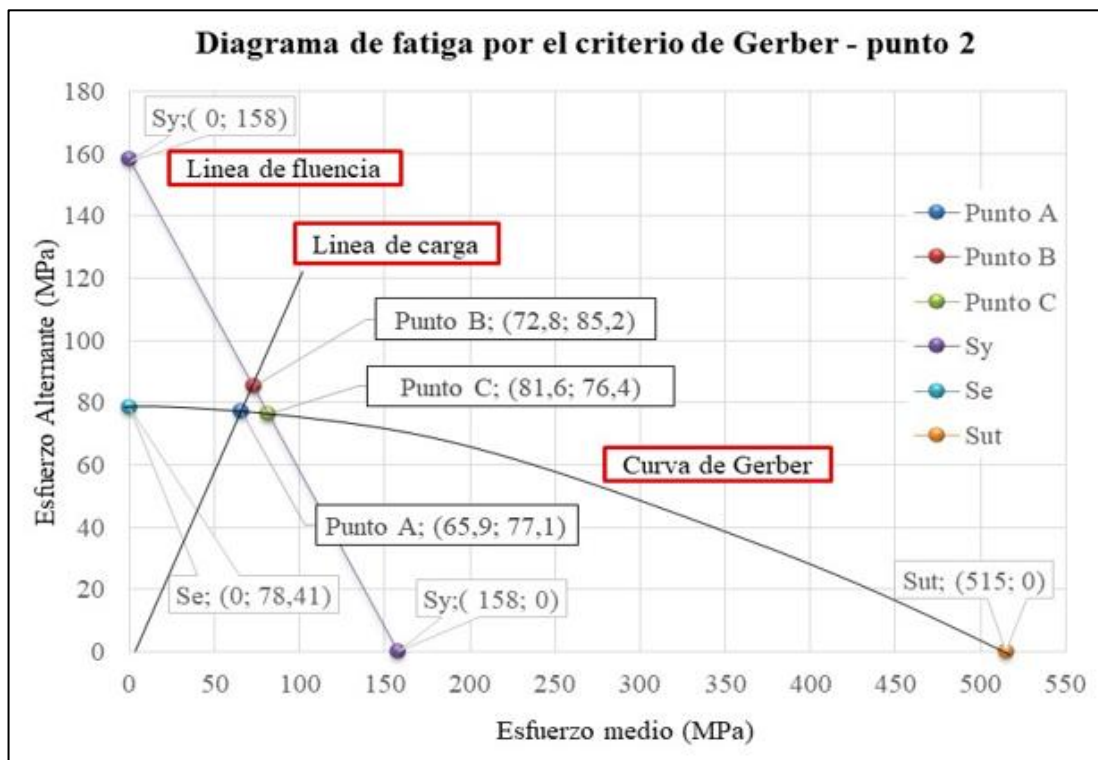


Figura 5.8 Diagrama de fatiga por el criterio de Gerber – punto 2.

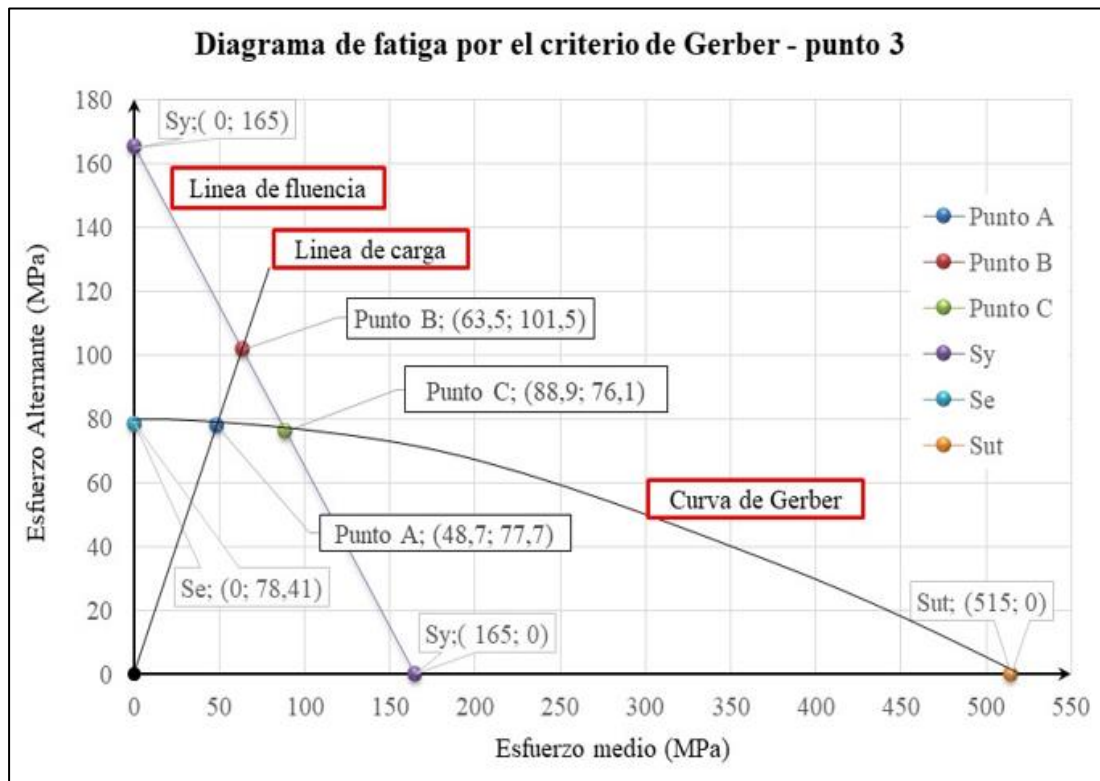


Figura 5.9 Diagrama de fatiga por el criterio de Gerber – punto 3.

En la figura 5.7 se puede observar que la línea de carga interseca primero con la línea de fluencia y después con la curva de Gerber. Esto quiere decir que el material falla por fluencia primero y luego por fatiga. Esta conclusión se puede llegar viendo la tabla 5.10 donde el $n_y < n_f$. Pero eso no quiere decir que el cálculo este mal ya que el factor de seguridad de fluencia es mayor que 2.

En las figuras 5.8 y 5.9 se puede observar que la línea de carga interseca primero con la curva de Gerber y después con la línea de fluencia. Esto quiere decir que el material falla por fatiga. Esta conclusión se puede llegar viendo la tabla 5.10 donde el $n_y > n_f$. Esto quiere decir que los puntos 2 y 3 de la carcasa tienen una vida infinita.

5.1.1.6.3 Cálculo por el método de elementos finitos del modelo 3D de la carcasa:

5.1.1.6.3.1 Análisis estructural con carga de flexión y torsión:

En este punto, con el ensamble de la carcasa, los aros de rodadura y los polines de rodadura. Se realizó el análisis estático para el cálculo de los parámetros de diseño de la carcasa. Por lo tanto se presenta el cuadro de metrado de cargas por el método analítico para el sistema continuo, ver la tabla 5.12. Hay que recordar que la pendiente del horno, al ser tan pequeña se puede aproximar a ser una línea horizontal.

Tabla 5.12

Metrado de cargas para la carcasa por sistema continuo.

Descripción	Cantidad	Unidad	Observación
Fuerza vertical por el material eje Y	-1724006	N	(Z=1,05;
Reacción por la fuerza centrípeta eje Z	17275	N	Y=-1,48)
Reacción por la fuerza centrípeta eje Y	-24672	N	Ver figura 5.10
Carga distribuida por el recubrimiento interno en zona de segura	6189,6	N/m ²	10,5 metros
Carga distribuida por el recubrimiento interno en zona de transición	6832	N/m ²	13,7 metros
Carga distribuida por el recubrimiento interno en zona de sinterización	6832	N/m ²	33 metros
Carga distribuida por el recubrimiento interno en zona de enfriamiento	6248	N/m ²	2,8 metros
Torque total requerido para accionar el horno	2455,37	kN-m	14,1 metros del origen

La fuerza vertical por el material no está ubicado en el centro de la virola, como se ha explicado anteriormente. Se determinó el centro de gravedad del material (pasta de clínker) con el programa Solidwork, ver la figura 5.10.

Además la reacción por la fuerza centrípeta del material se ubica en el mismo centro de gravedad que se utiliza en la fuerza vertical.

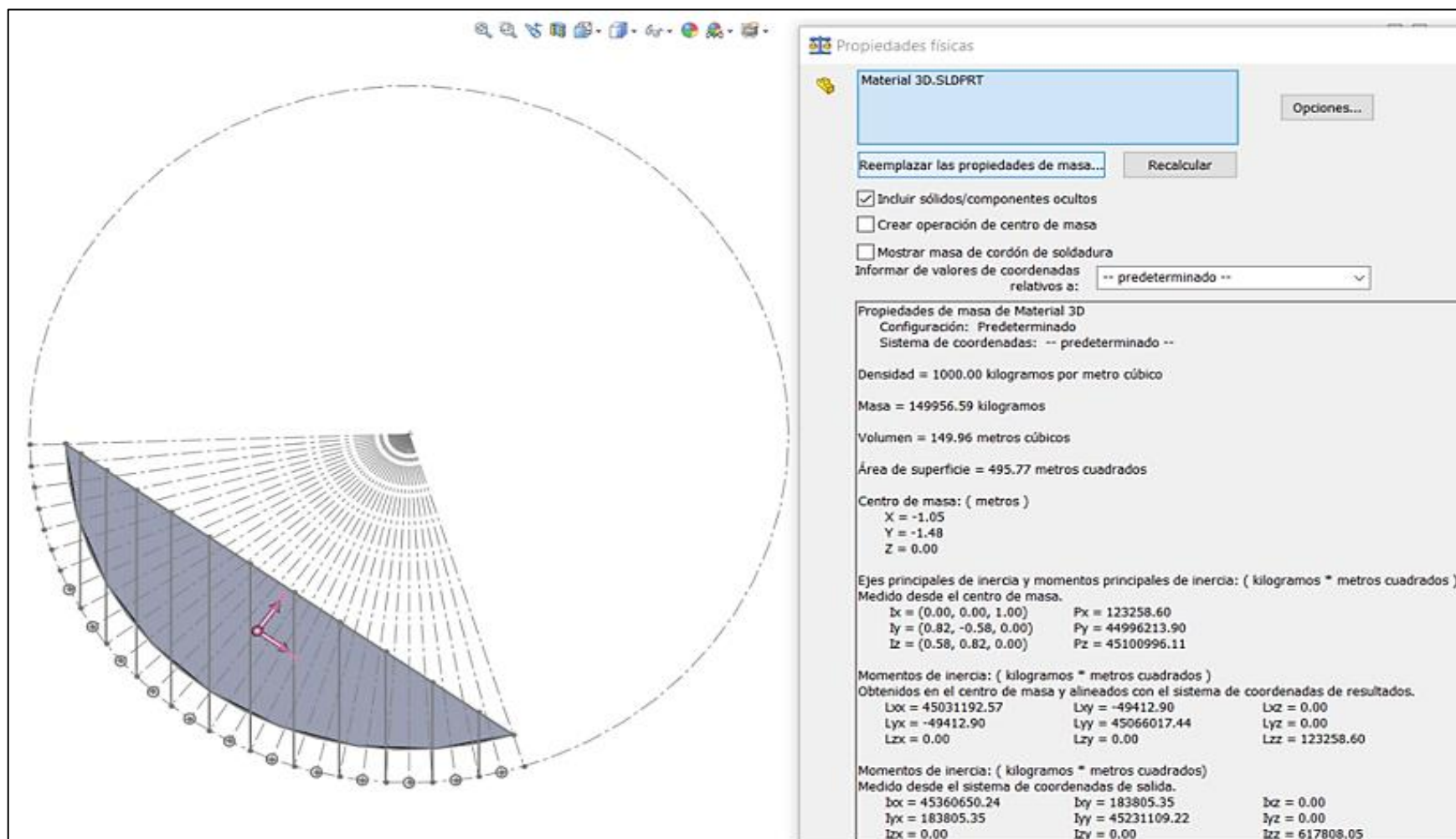


Figura 5.10 Centro de gravedad del material en el interior de la horno horizontal.

Luego de definir las medidas preliminares de la figura 5.1, se realizó el modelo 3D del ensamble de la carcasa con sus aros de rodadura y los polines de rodadura. Luego se realizó la exportación hacia el programa Ansys Workbench 16, ver la figura 5.11.

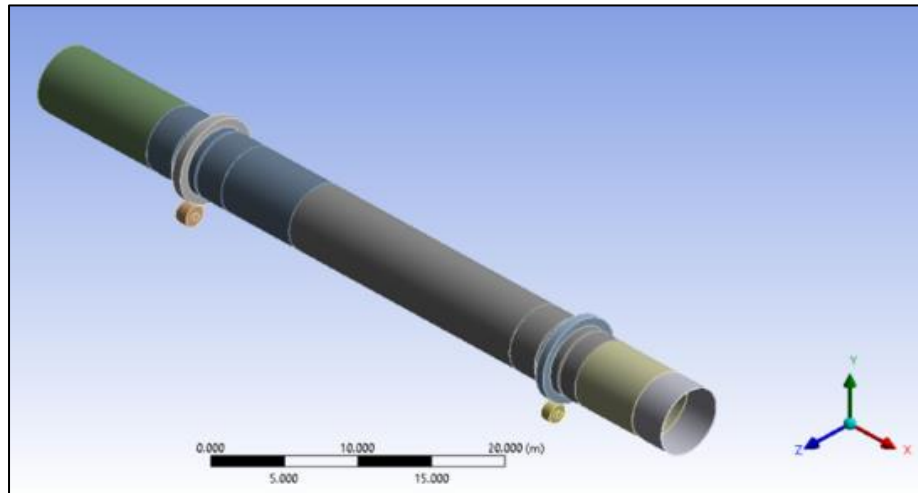


Figura 5.11 Modelo 3D del ensamble de la carcasa con sus aros de rodadura y los polines de rodadura.

Cuando se creó en el “project schematic” el recuadro “static structures”, en “Engineering Data” se ingresó los datos del material de la carcasa de la tabla 5.7.

Luego se definió las conexiones, ver la figura 5.12.



Figura 5.12 Árbol de esquema de detalles del modelo.

Luego se definió el mallado del ensamble, ver la figura 5.13.

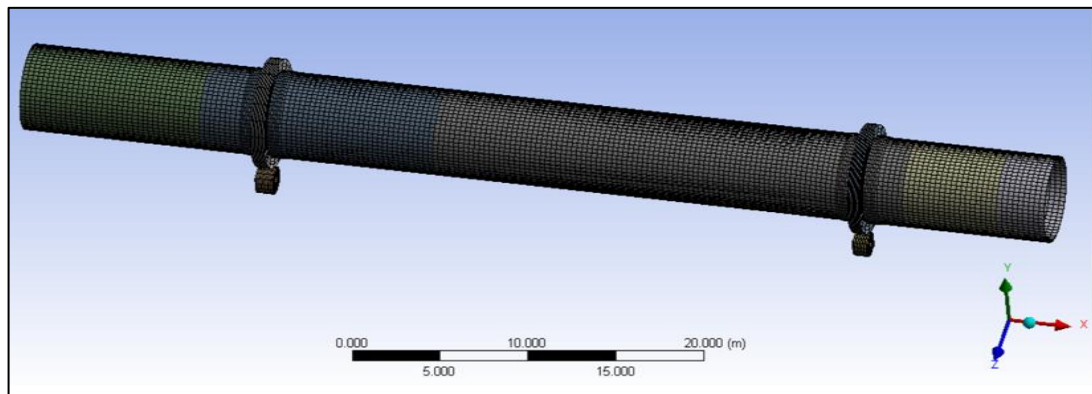


Figura 5.13 Mallado del ensamble de la carcasa con elemento finito del tipo hexaédrico.

Luego se ingresaron los metrados de cargas y las condiciones de frontera del ensamble de la carcasa, ver la figura 5.14.

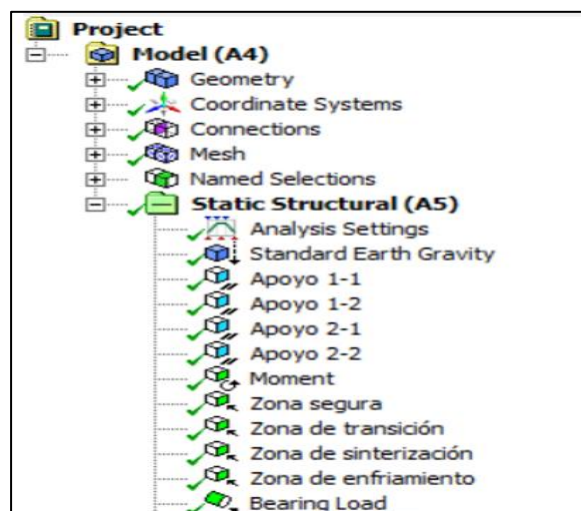


Figura 5.14 Cargas y condiciones de frontera del ensamble de la carcasa.

Llegado a este punto, se procedió al análisis por elementos finitos y se obtuvo los siguientes resultados:

- Deformación vertical de la carcasa por carga de flexión y torsión.
- Esfuerzo normal en el eje X de la carcasa.
- Esfuerzo cortante en el plano YZ de la carcasa.
- Esfuerzo equivalente de la carcasa.
- Esfuerzos máximos y mínimos en la sección crítica.
- Factor de seguridad de la carcasa por criterio de falla por fluencia.

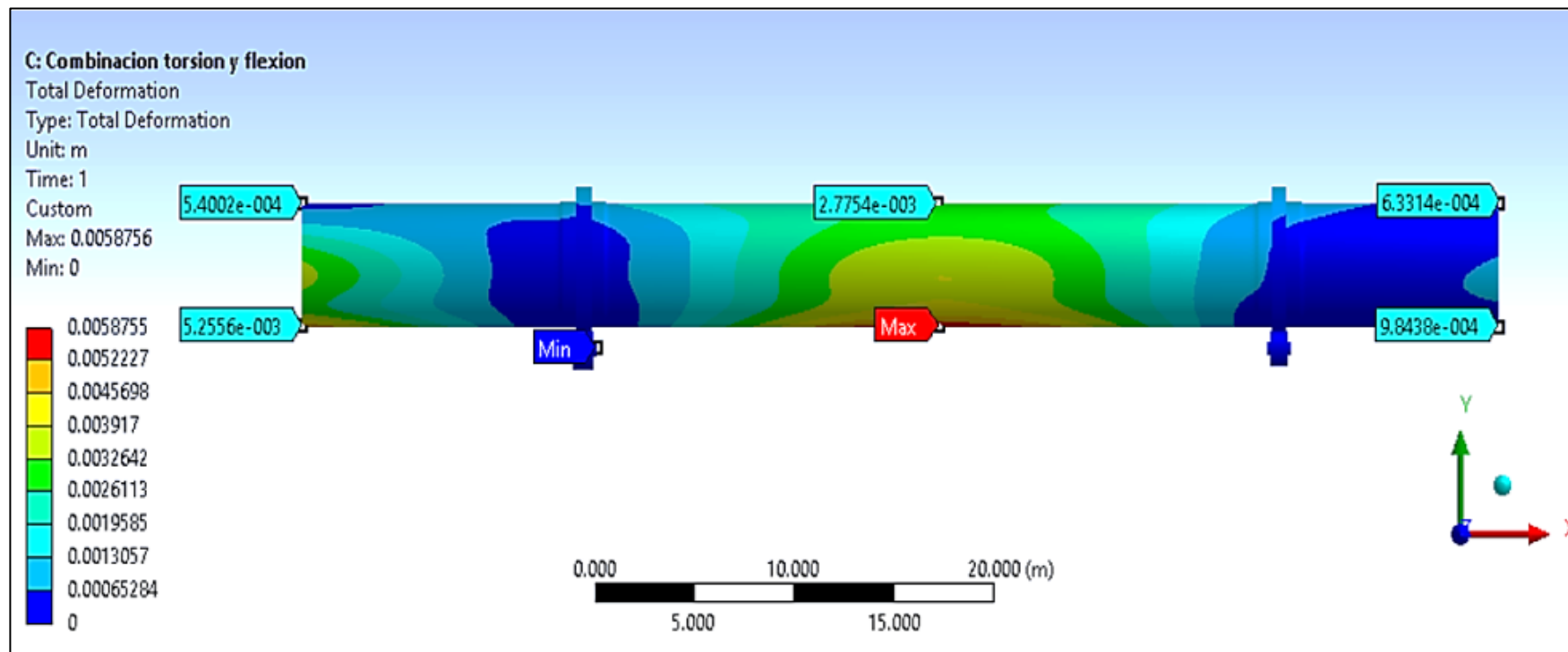


Figura 5.15 Deformación vertical de la carcasa por carga de flexión y torsión.

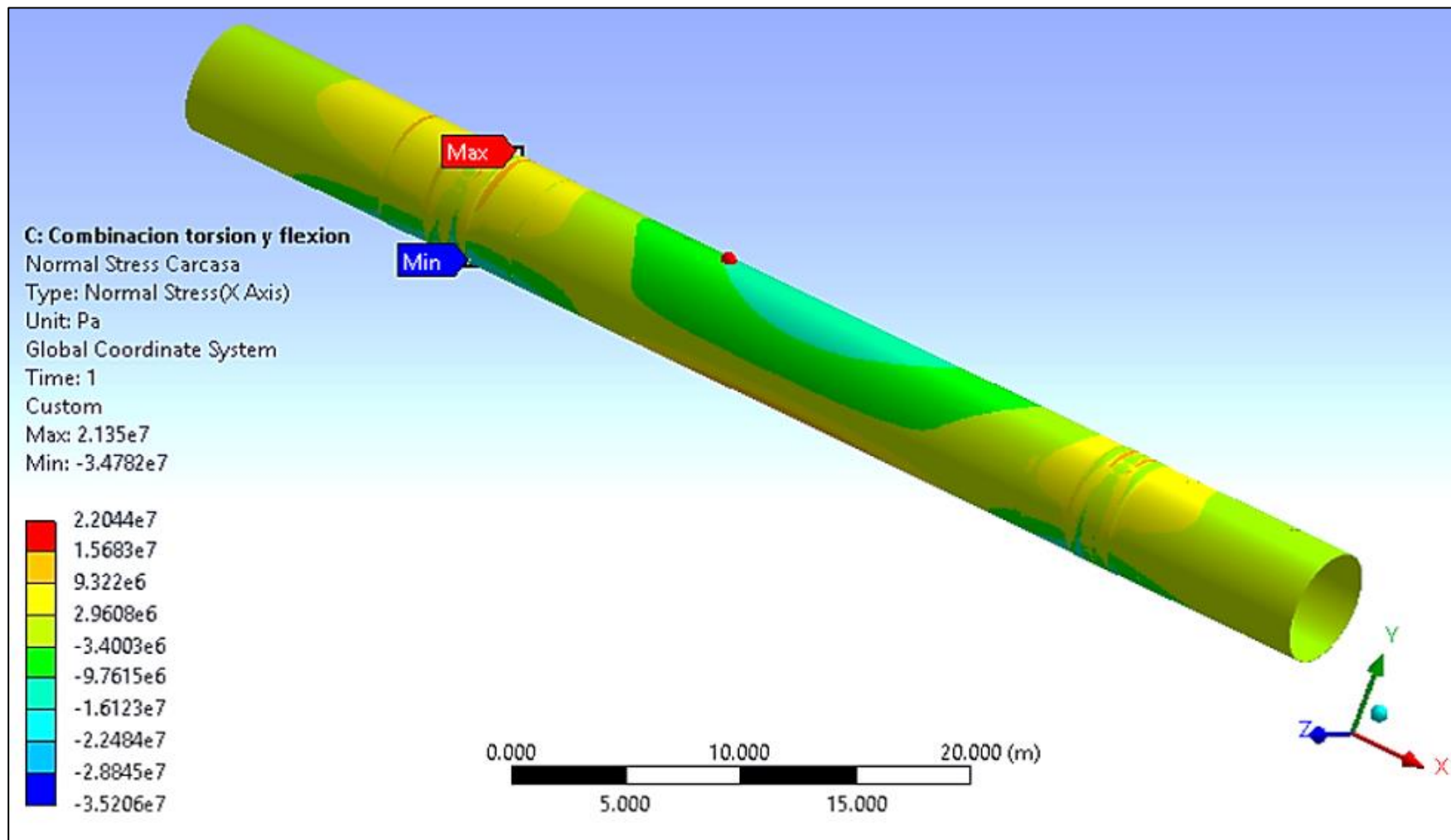


Figura 5.16 Esfuerzo normal en el eje X de la carcasa. (22 MPa máx. y -35,2 MPa min.)

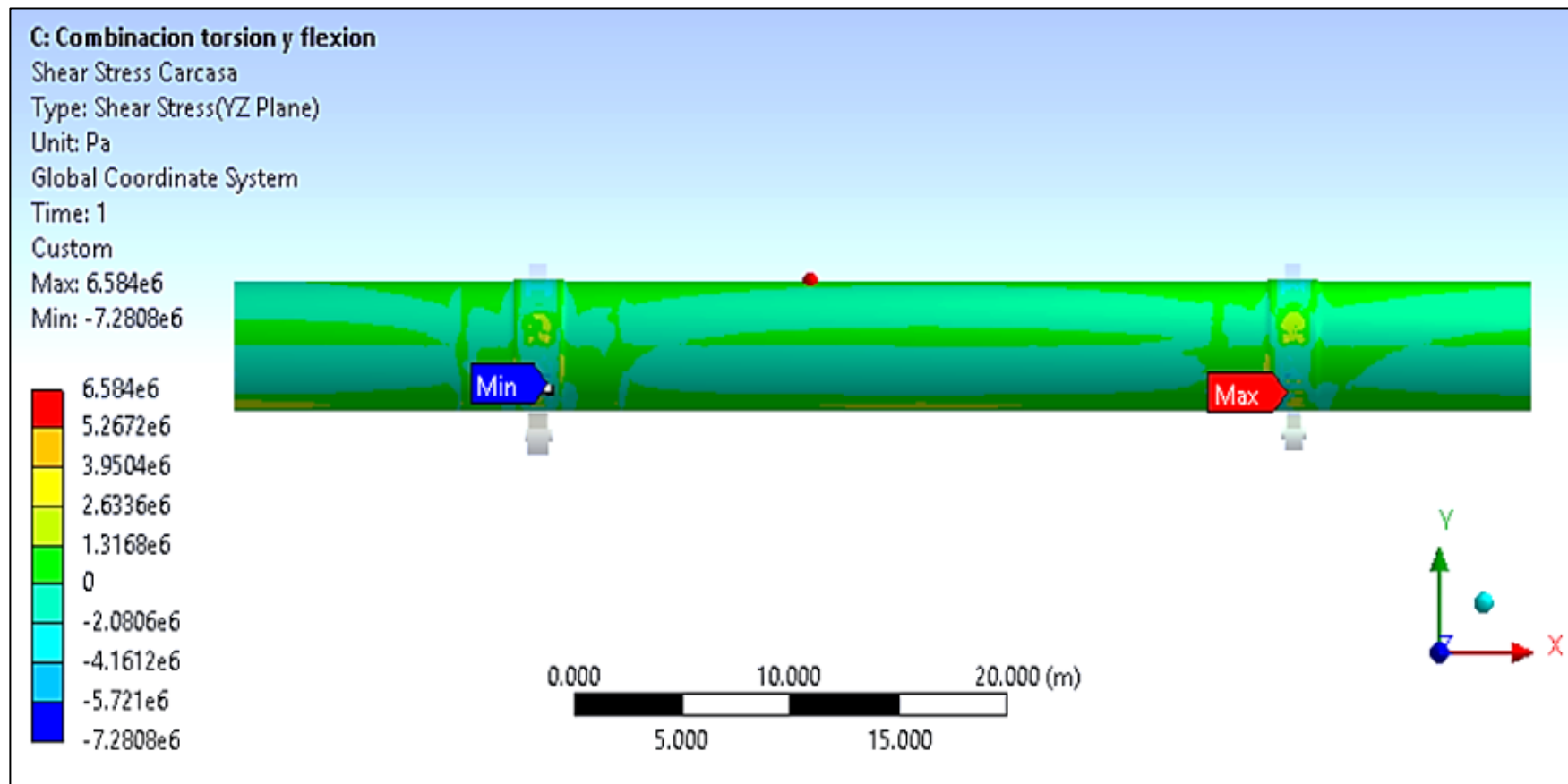


Figura 5.17 Esfuerzo cortante en el plano YZ de la carcasa. (6,58 MPa máx. y -7,28 MPa min.)

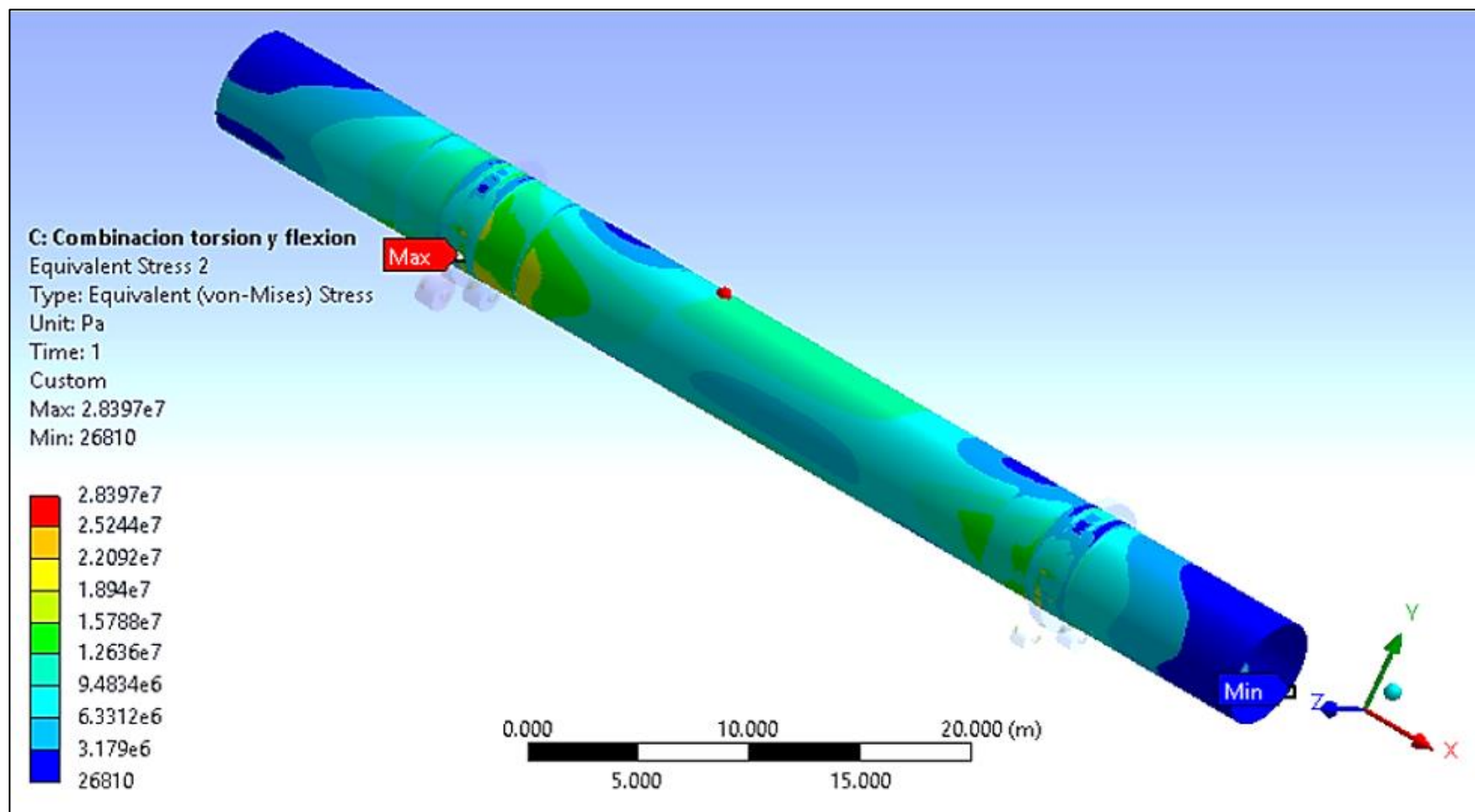


Figura 5.18 Esfuerzo equivalente en la carcasa. (28,4 MPa máx.)

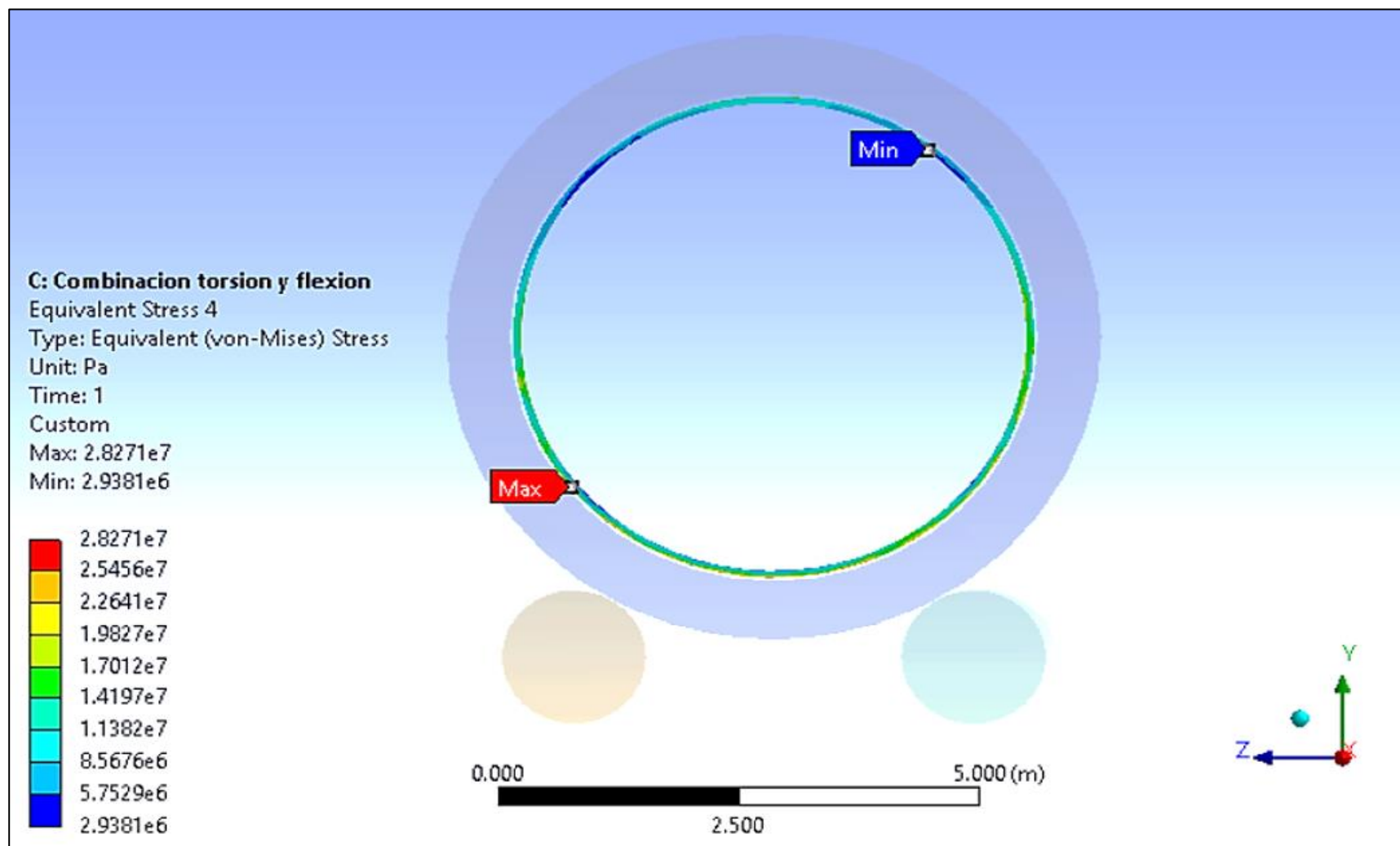


Figura 5.19 Esfuerzos máximos y mínimos cerca de la sección crítica. (X=14,5 metros)

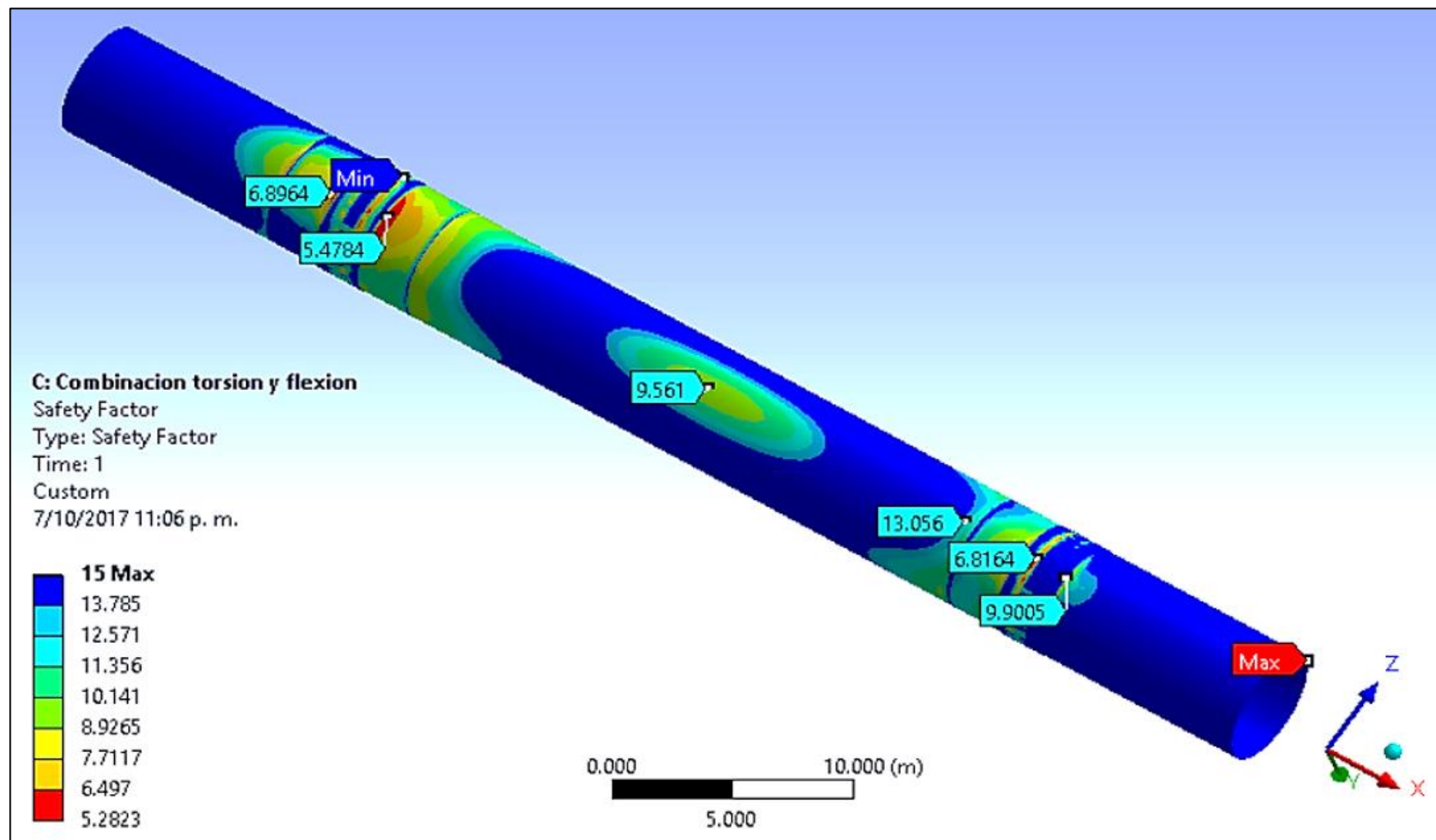


Figura 5.20 Factor de seguridad por criterio de falla por fluencia con esfuerzo equivalente. ($S_y = 150$ MPa)

5.1.1.6.3.2 Análisis térmico de estado estacionario:

En este punto se analizó el ensamble de la carcasa, aros de rodadura, el ladrillo refractario y el aire que rodea al horno rotatorio horizontal.

En el apartado 4.4, se expuso las diferentes zonas que existen dentro del horno rotatorio por el proceso de clinkerización. Según el apartado 4.4.1, se expuso el perfil de temperaturas a lo largo del interior del horno y en el apartado 5.1.2.5.2 se definió el tipo de material y la característica del sistema de refractarios.

Se presenta las condiciones de frontera para el análisis térmico de estado estacionario, ver la tabla 5.13.

Tabla 5.13

Condiciones de frontera para el análisis térmico.

Descripción	Material	Temperatura inicial	Unidad	Observación
Zona segura	Kronex-70	900	°C	10,5 metros
Zona de transición	Almag-85	1150	°C	13,7 metros
Zona de entrada de sinterización	Magpurc-93	1300	°C	27,5 metros
Zona de salida de sinterización	Almag-85	1450	°C	5,5 metros
Zona de enfriamiento	Kronex-85	1350	°C	2,8 metros
Medio ambiente	Aire	15	°C	1 metro alrededor del ensamble
Carcasa	16 Mo 3	15	°C	60 metros
Aro de rodadura	30 CrNiMo 8	15	°C	2 unidades

Ahora se presenta las propiedades de los materiales para el análisis térmico de estado estacionario, ver la tabla 5.14.

Tabla 5.14*Propiedades de los materiales para el análisis térmico.*

Temperatura		300 °C	700 °C	1000 °C	
Descripción	Nombre comercial	Conductividad térmica			Unidad
Zona segura	Kronex-70	1,8	1,7	1,6	W/m-°K
Zona de transición	Almag-85	4	3	2,7	W/m-°K
Zona de entrada de sinterización	Magpurc-93	4,1	3,1	2,9	W/m-°K
Zona de salida de sinterización	Almag-85	4	3	2,7	W/m-°K
Zona de enfriamiento	Kronex-85	2,3	2,2	2,1	W/m-°K
Temperatura		200 °C	300 °C	400 °C	
Descripción	Material	Conductividad térmica			
Medio ambiente	Aire	0,0242 (Dato de ANSYS Workbench)			W/m-°K
Carcasa	16 Mo 3	48,7	45,5	42,3	W/m-°K
Aro de rodadura	30 CrNiMo 8	37,8	37,2	35,7	W/m-°K
Temperatura		200 °C	300 °C	400 °C	
Descripción	Material	Coeficiente de dilatación			
Carcasa	16 Mo 3	12,7	13,2	13,6	10 ⁻⁶ m/m-°K
Aro de rodadura	30 CrNiMo 8	12,7	13,2	13,6	10 ⁻⁶ m/m-°K

Según el marco teórico del apartado 4.1.6.13, se explicó sobre el flujo de calor que se pierde por la radiación y convección a temperatura ambiente. Según la figura 4.27 se extrajo la tabulación de las cargas térmicas por convección para el análisis térmico de estado estacionario, ver la tabla 5.15.

Tabla 5.15*Cargas térmicas por convección para el ensamble del modelo.*

Coeficiente de transferencia de calor perdido	Unidad	Coeficiente de transferencia de calor por convección	Unidad	Temperatura ambiente (°C)
37,69	kJ/h-m ² -°C	10,47	W/m ² -°C	50
45	kJ/h-m ² -°C	12,5	W/m ² -°C	100
55	kJ/h-m ² -°C	15,28	W/m ² -°C	150
64	kJ/h-m ² -°C	17,78	W/m ² -°C	200
76	kJ/h-m ² -°C	21,11	W/m ² -°C	250
85,83	kJ/h-m ² -°C	23,84	W/m ² -°C	300
98,39	kJ/h-m ² -°C	27,33	W/m ² -°C	350
105	kJ/h-m ² -°C	29,17	W/m ² -°C	370

Se agregó la tabla 5.15 en forma de una tabulación con respecto al tiempo para que la temperatura en el ensamble llegue a estabilizarse con el tiempo, ver la figura 5.21.

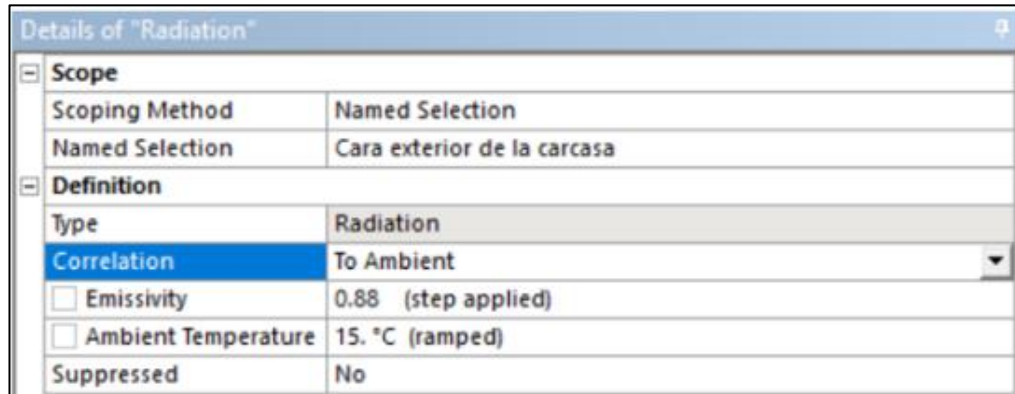


Figura 5.21 Carga de convección en el modelo.

Luego se presenta la carga de radiación y el factor de emisividad 0,88 fue agregado en el apartado 4.1.6.13, ver las figuras 5.22 y 5.23.

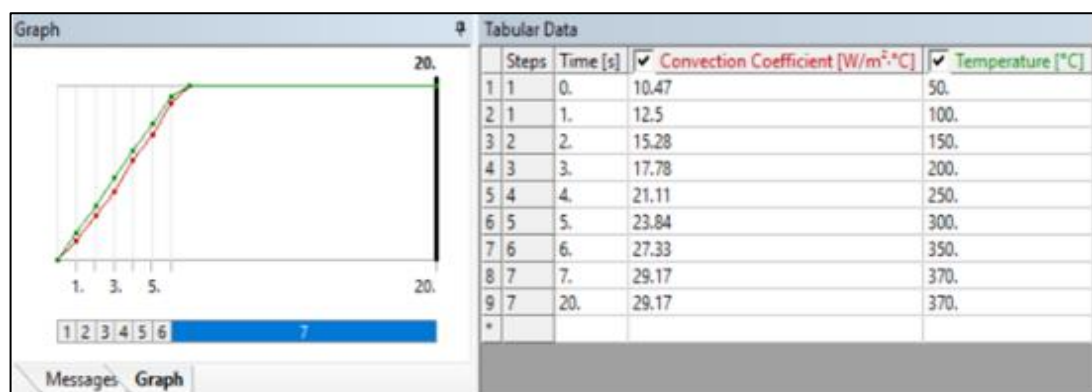


Figura 5.22 Carga de radiación en el modelo.

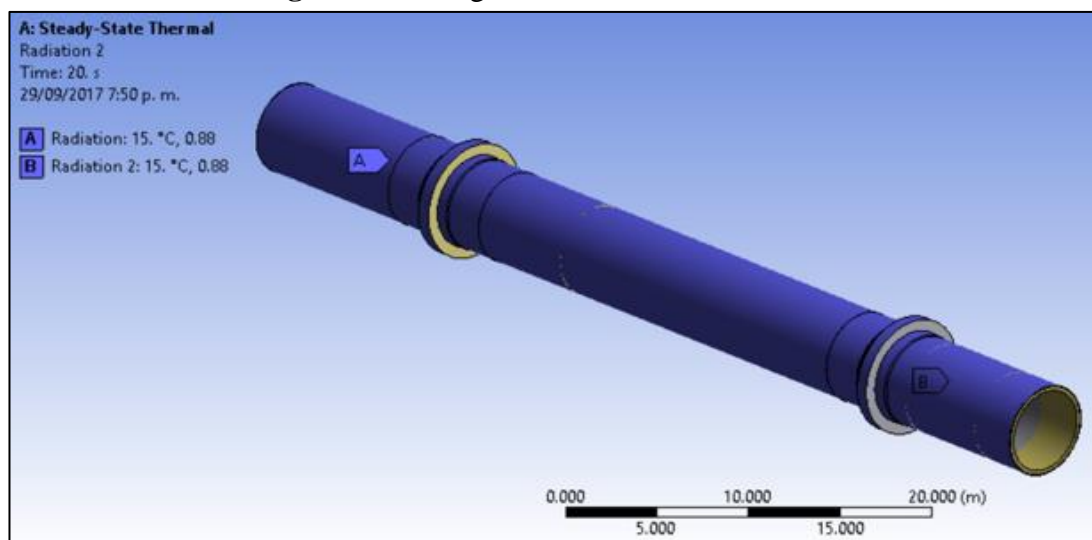


Figura 5.23 Selección de caras para las cargas de radiación en el modelo.

Se aplicó la carga de flujo de calor con aislamiento perfecto en el extremo de carga asumiendo que el aire del ambiente no le afecta. Mientras que el extremo de descarga se dejó libre asumiendo el ingreso de aire secundario.

Cuando se definió el modelo 3D del ensamblaje de la carcasa, sus aros de rodadura y los ladrillos refractarios. En el mismo el “Design Modeler”, se creó un recubrimiento “Enclosure 1” para que trabaje como el aire que rodea el ensamblaje, ver la figura 5.24.

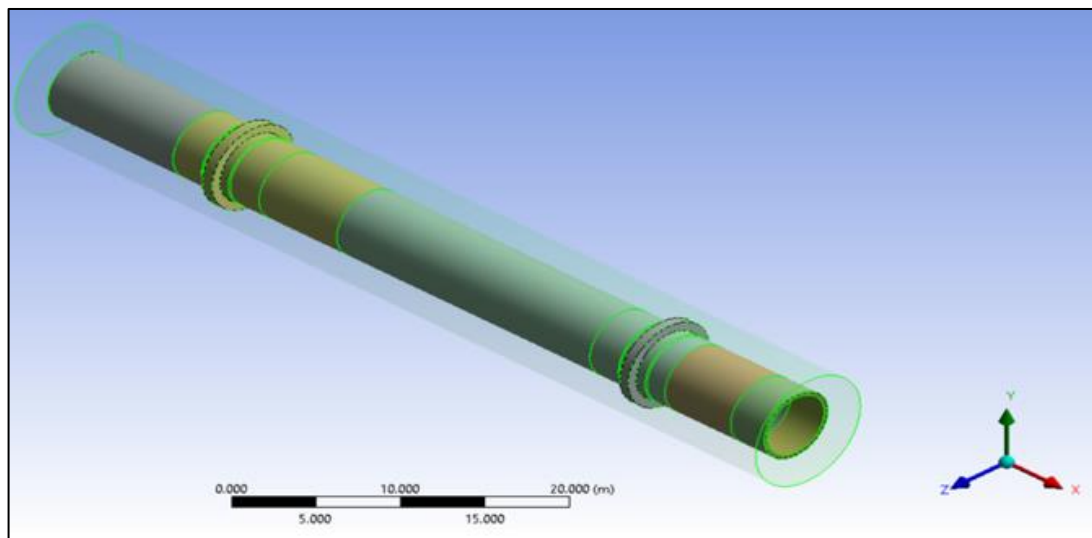


Figura 5.24 Modelo 3D del ensamblaje de la carcasa con sus aros de rodadura, los ladrillos refractarios y el recubrimiento.

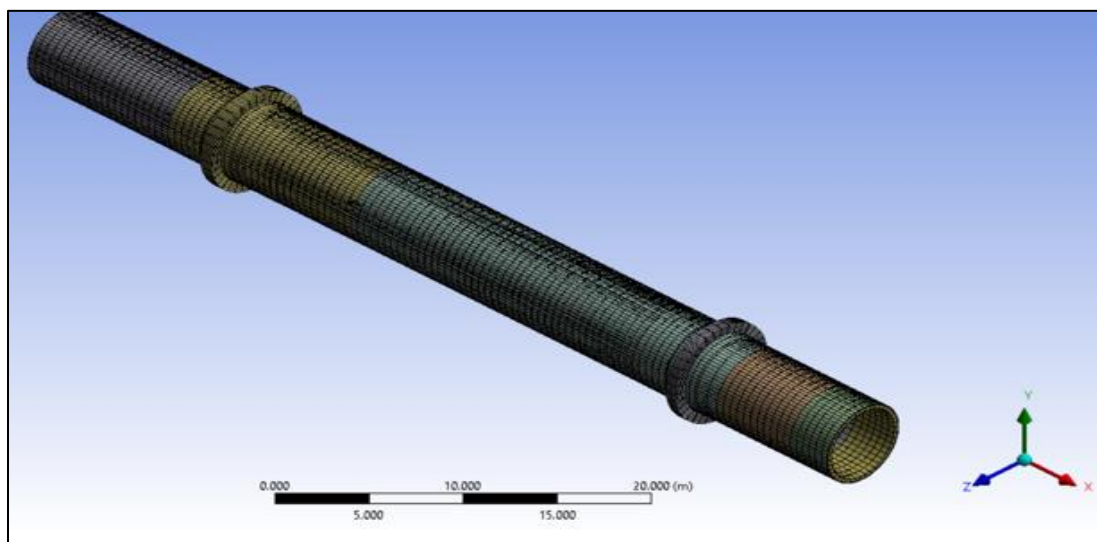


Figura 5.25 Mallado del ensamblaje de la carcasa, aros de rodadura y ladrillo refractario con elemento finito del tipo hexaédrico.

Luego se definió el mallado del ensamblaje, ver las figuras 5.25 y 5.26.

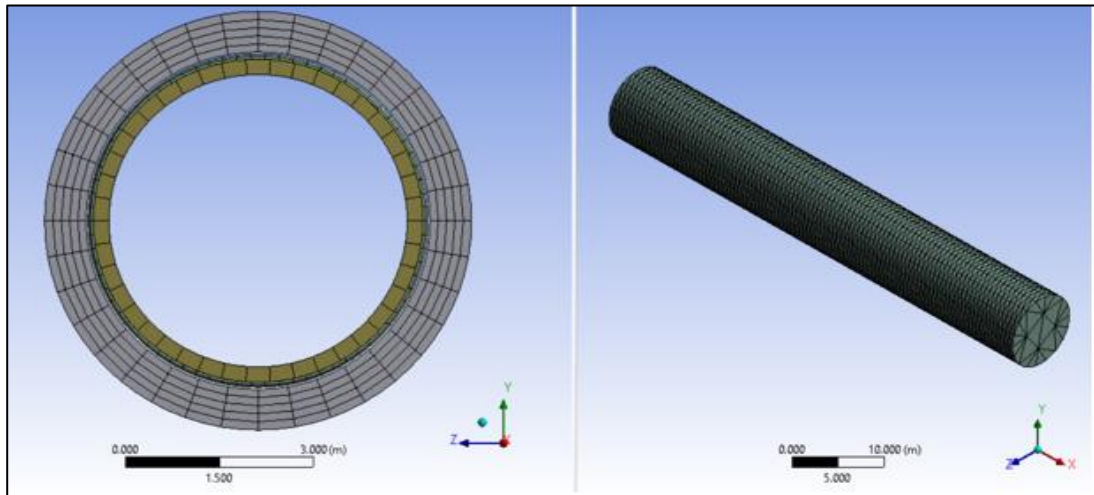


Figura 5.26 Sección de la malla sin recubrimiento y mallado del recubrimiento.

Luego se ingresaron las cargas y las condiciones de frontera, ver la figura 5.27.

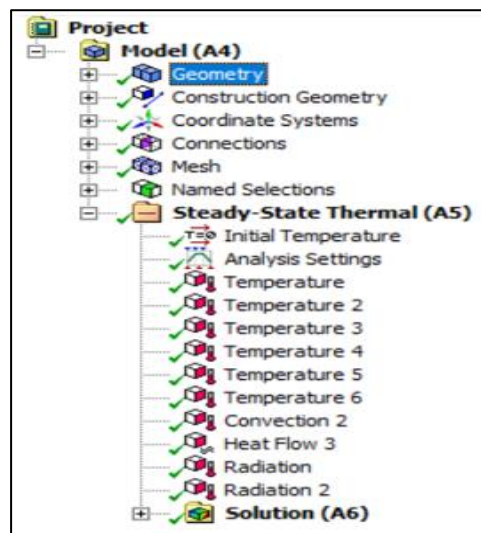


Figura 5.27 Cargas y condiciones de frontera del ensamble del modelo.

Luego del análisis por elementos finitos, se pudo obtener los siguientes resultados:

- Perfil de temperatura en el exterior de la carcasa.
- Sección crítica en la temperatura máxima de la carcasa.
- Perfil de temperaturas en el plano XY del ensamble.
- Tabulación de la temperatura máx. y mín. del plano XY del ensamble.
- Perfil de temperaturas en el aro de rodadura 1.
- Perfil de temperaturas en el aro de rodadura 2

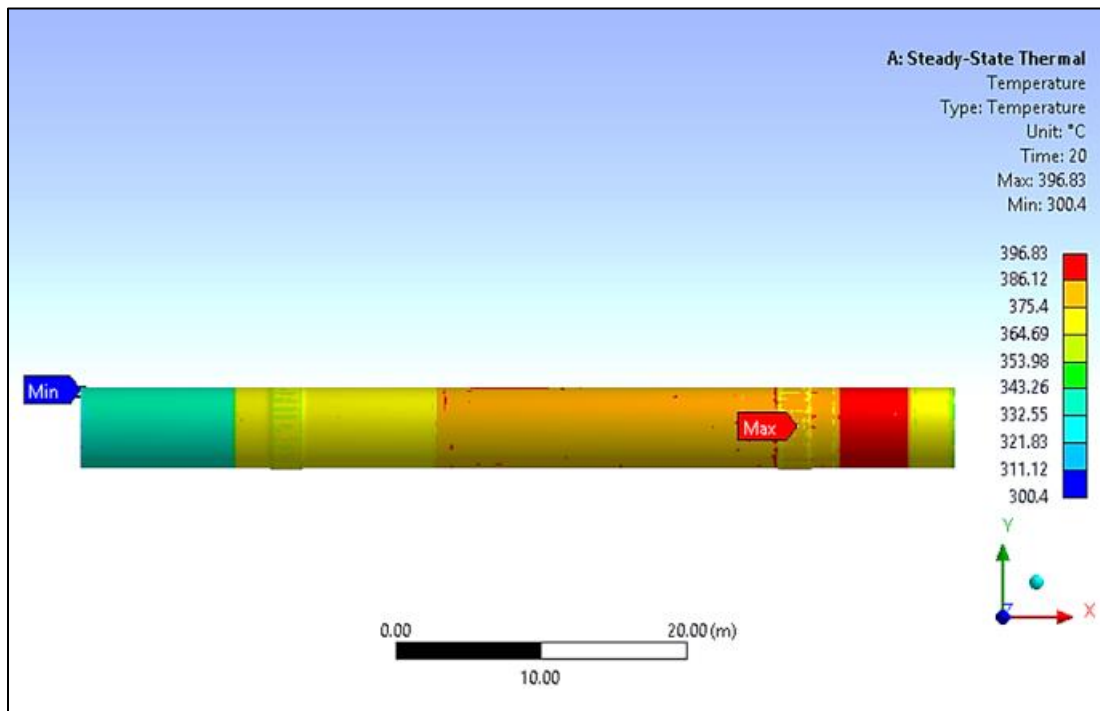


Figura 5.28 Perfil de temperatura en el exterior de la carcasa.

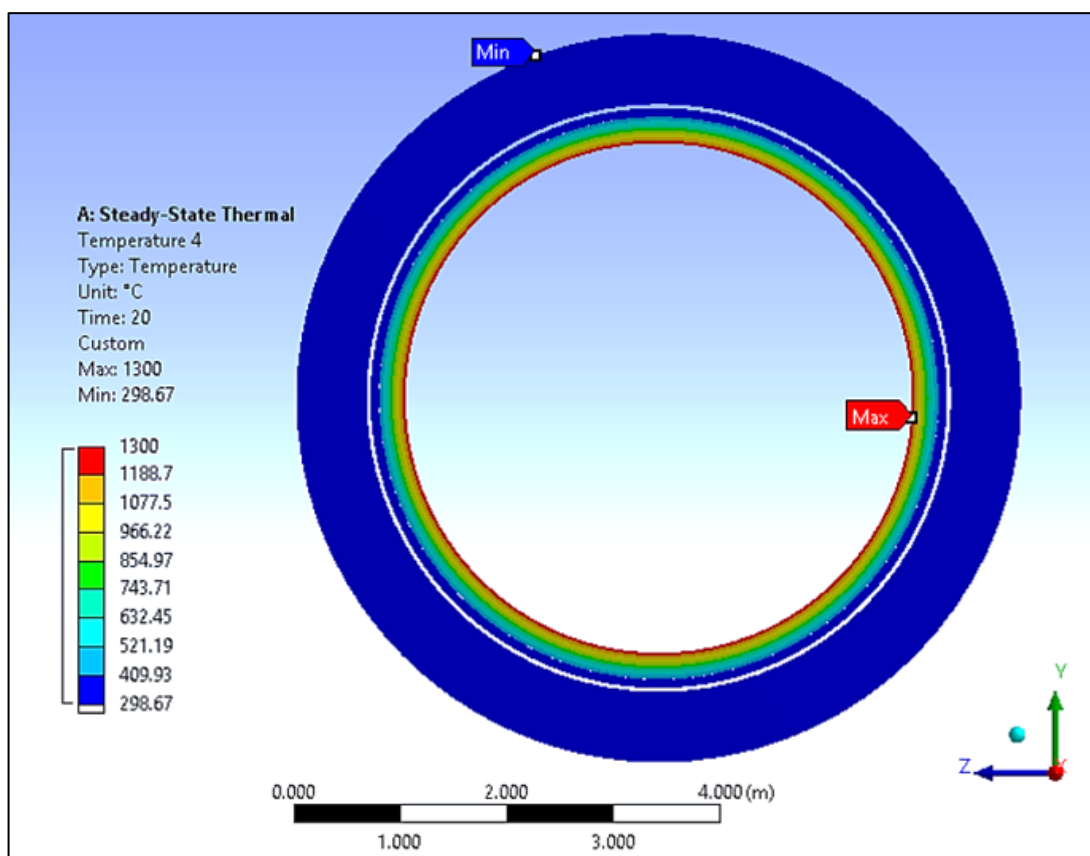


Figura 5.29 Sección crítica en la temperatura máxima de la carcasa.

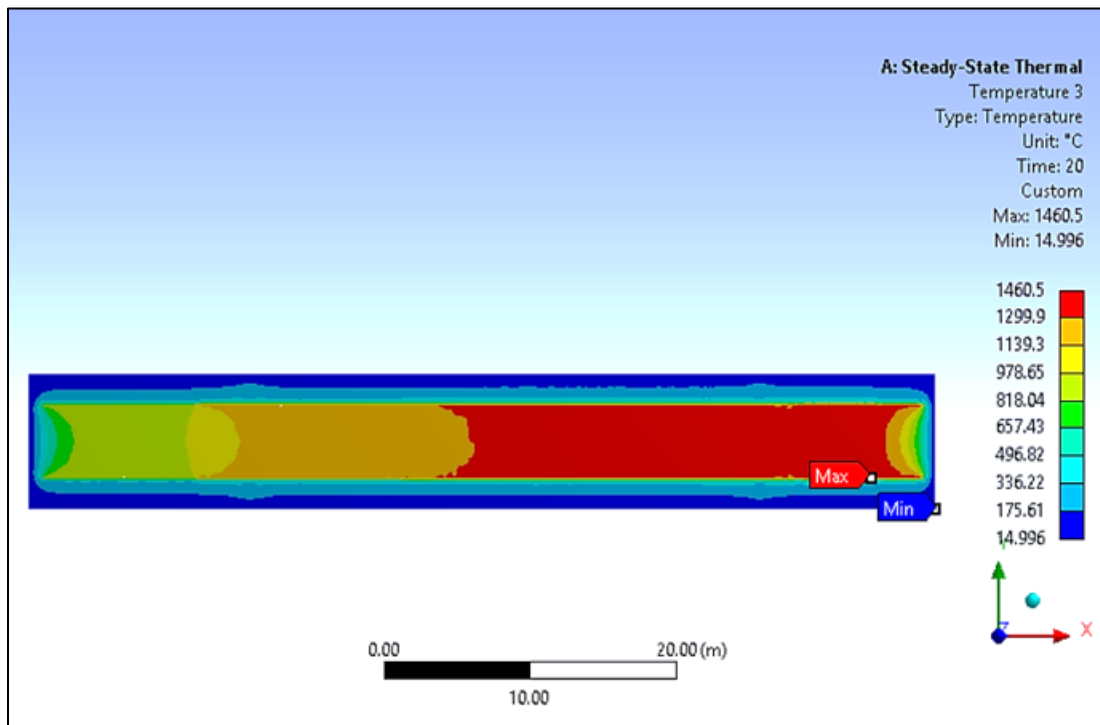


Figura 5.30 Perfil de temperatura en el plano XY del ensamble. (En 20 segundos)

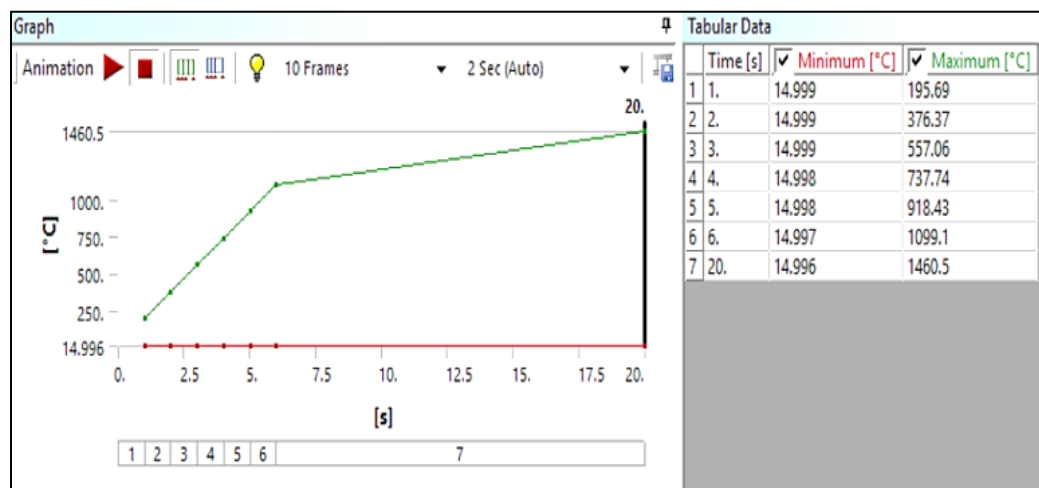


Figura 5.31 Tabulación de la temperatura máxima y mínima del plano XY del ensamble.

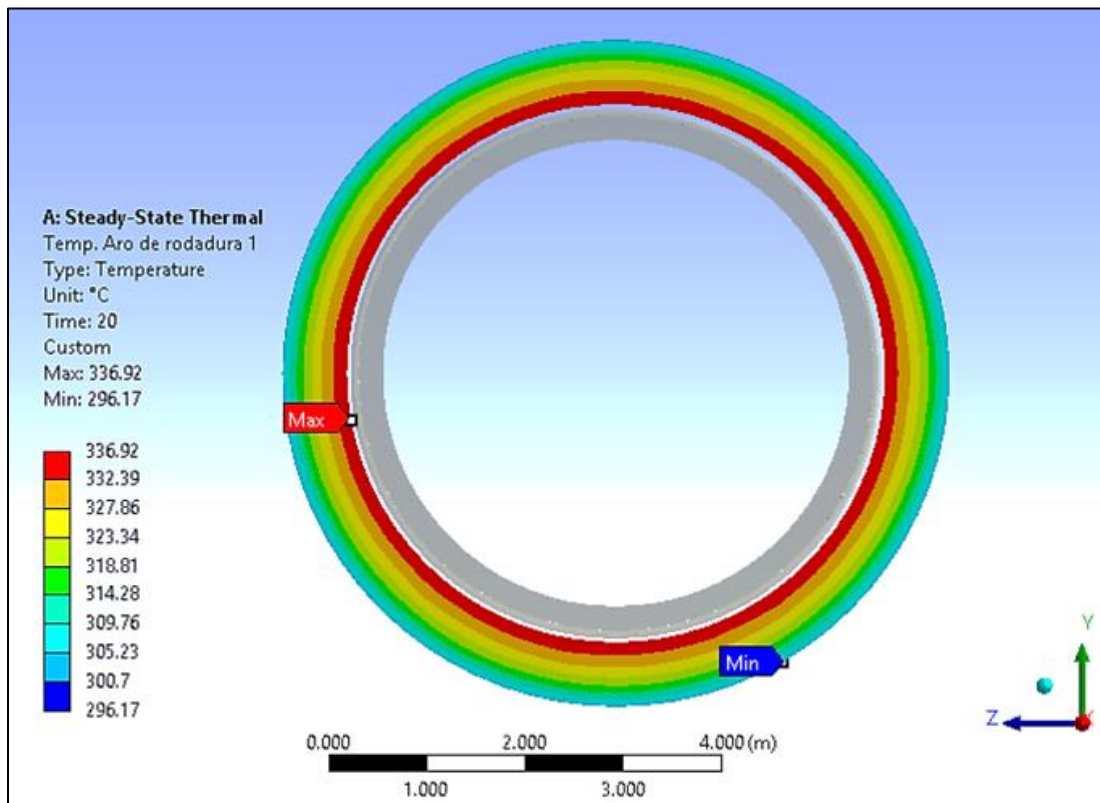


Figura 5.32 Perfil de temperatura en el aro de rodadura 1.

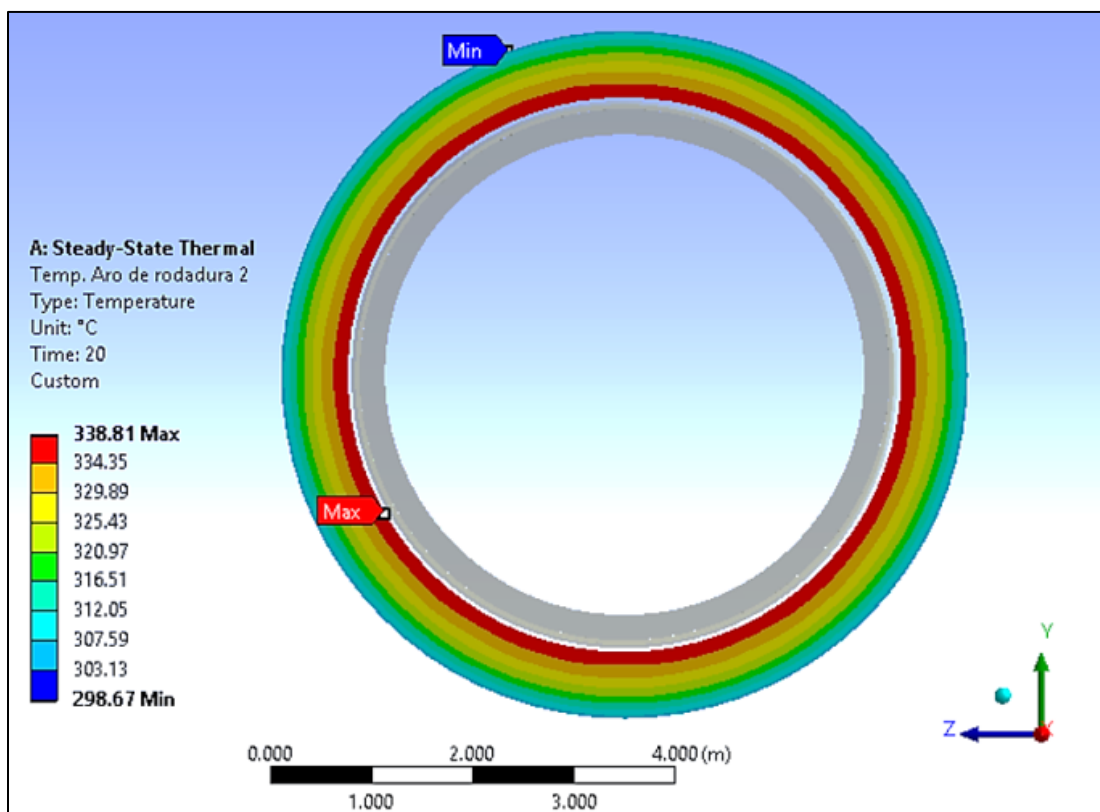


Figura 5.33 Perfil de temperatura en el aro de rodadura 2.

5.1.1.6.3.3 Análisis estructural con carga térmica:

En este punto se importó el mallado y los resultados del perfil de temperatura del ensamble calculado en el apartado 5.1.1.6.3.2, luego se analizó el ensamble de carcasa y aro de rodadura, ver la figura. 5.34.

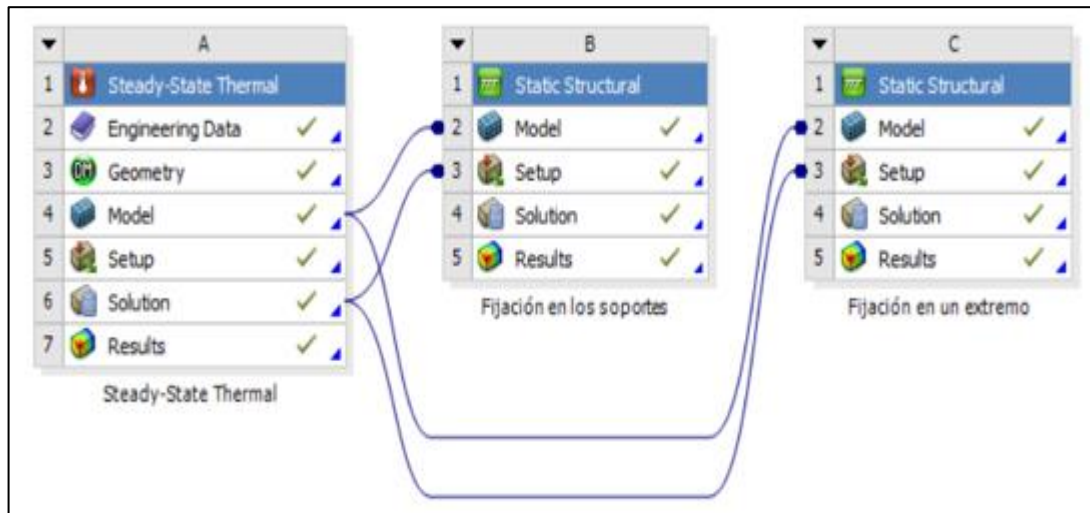


Figura 5.34 Esquema del análisis térmico y estructural en Workbench.

En el primer caso, luego de exportar las cargas térmicas para el análisis estructural. Se definió las condiciones de frontera en los apoyos en la carcasa y soportes nodales en el aro de rodadura, ver la figura 5.35.

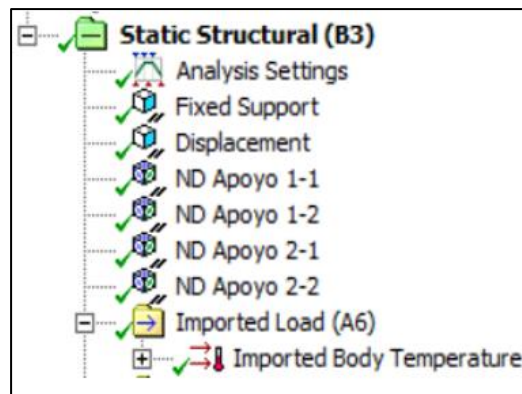


Figura 5.35 Cargas térmicas y condiciones de frontera del primer caso.

Llegando a este punto, se pudo obtener el siguiente resultado:

- Deformación axial de la carcasa por carga térmica.

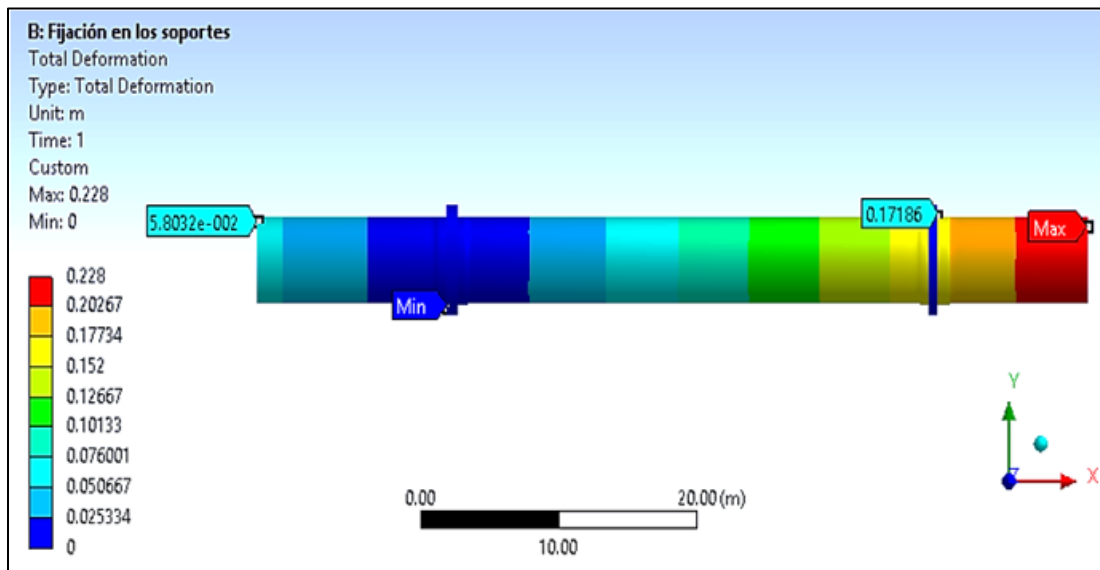


Figura 5.36 Deformación axial de la carcasa por carga térmica.

En el segundo caso, luego de exportar las cargas térmicas para el análisis estructural. Se definió las condiciones de frontera con un apoyo en el extremo de la carcasa, soportes nodales y apoyos elásticos en el aro de rodadura, ver la figura 5.37.

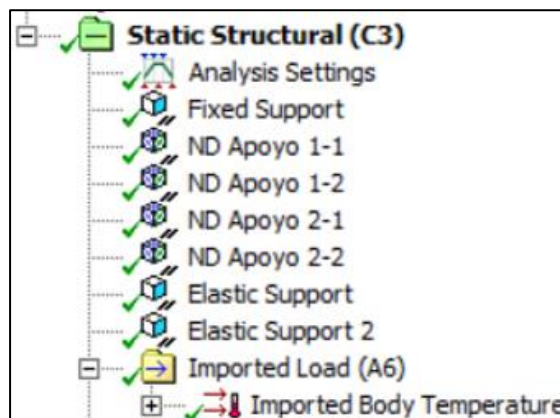


Figura 5.37 Cargas térmicas y condiciones de frontera del segundo caso.

Llegando a este punto, se pudo obtener los siguientes resultados:

- Esfuerzo equivalente por carga térmica en la carcasa.
- Esfuerzos máximos y mínimos cerca de la sección crítica
- Factor de seguridad de la carcasa por criterio de falla por fluencia.

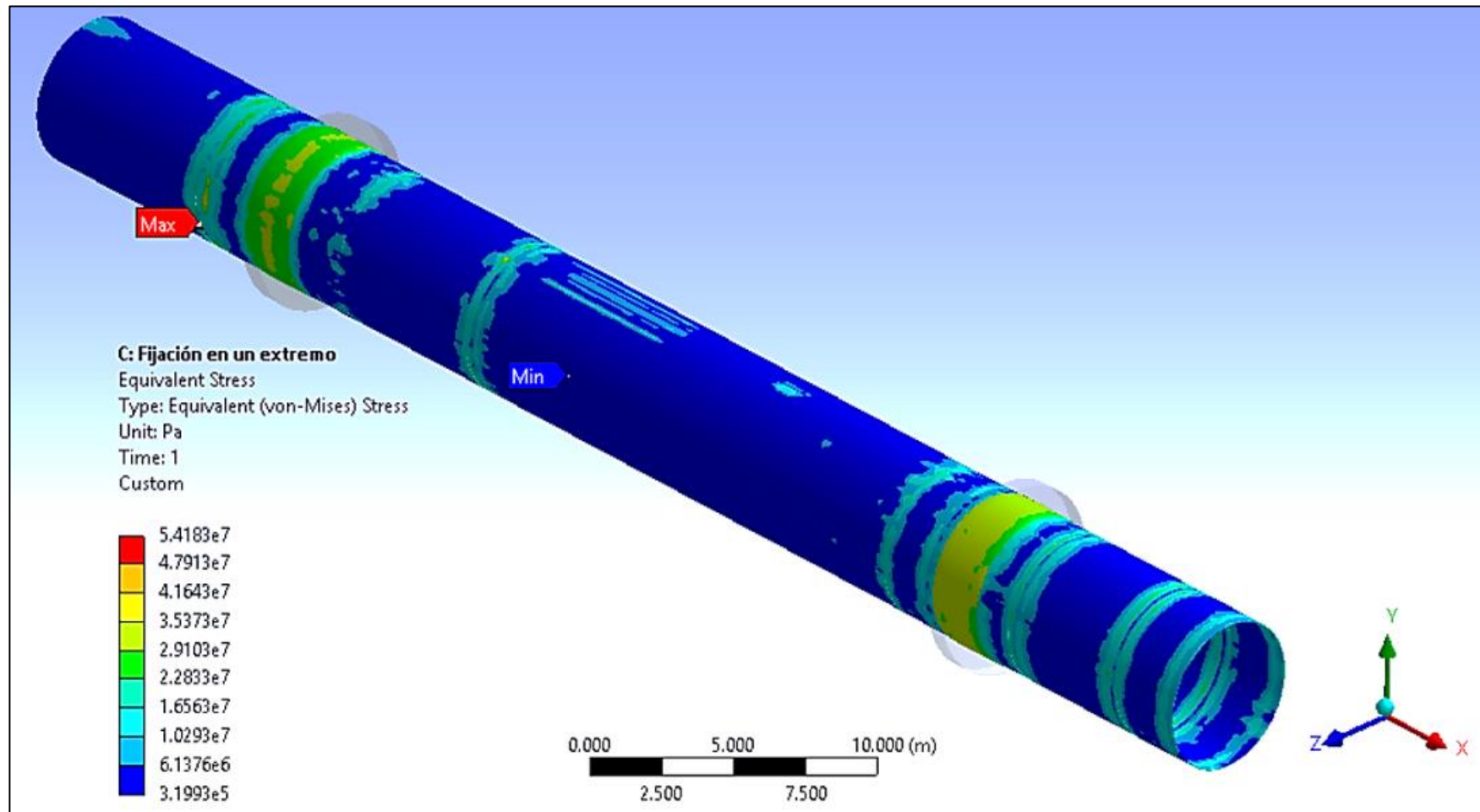


Figura 5.38 Esfuerzo equivalente por carga térmica en la carcasa.

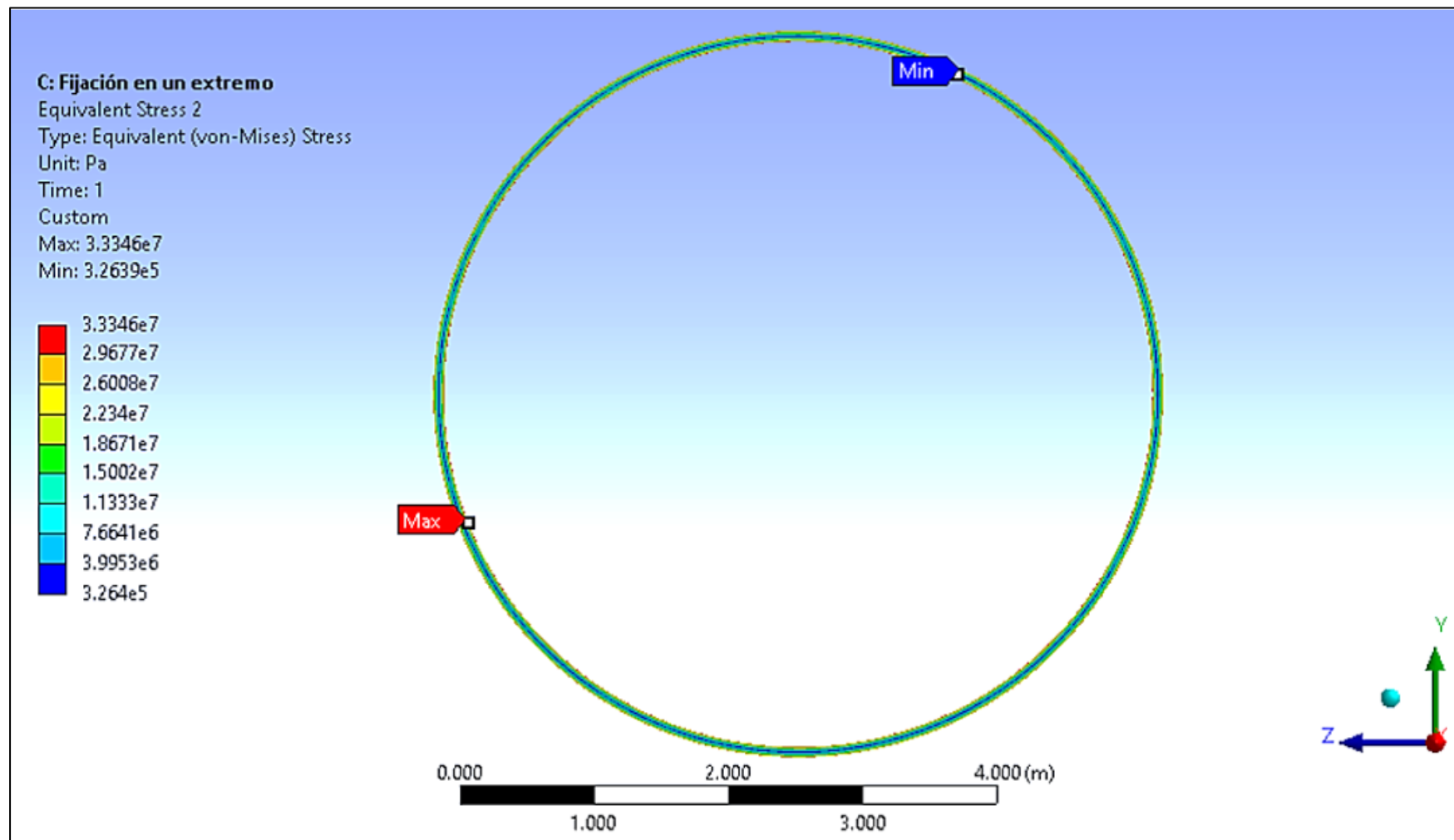


Figura 5.39 Esfuerzos máximos y mínimos cerca de la sección crítica. (X=14,5 metros)

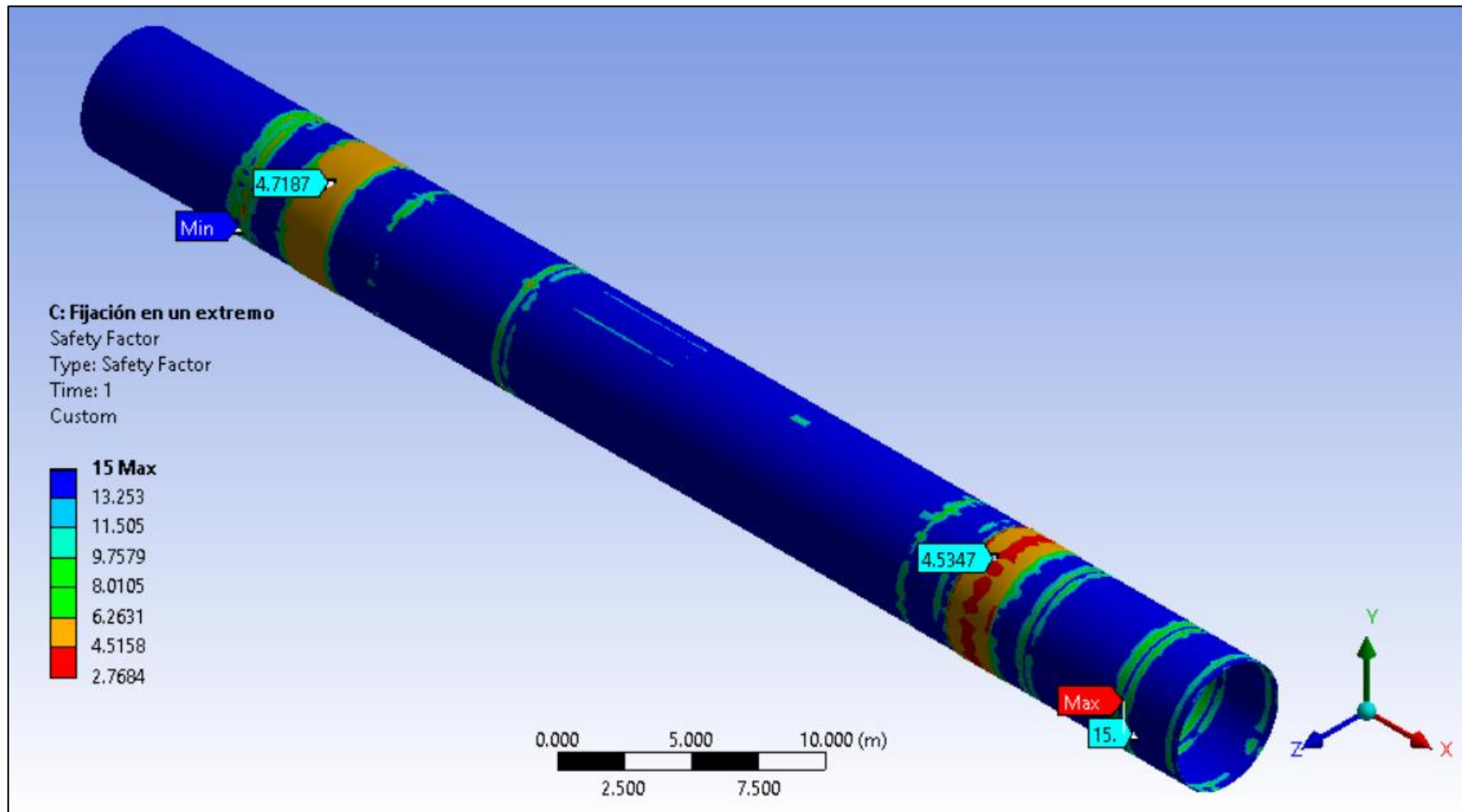


Figura 5.40 Factor de seguridad de la carcasa por criterio de falla por fluencia. ($S_y=150$ MPa)

Según el apartado 4.1.6.17, se explicó sobre el esfuerzo equivalente medio y el esfuerzo equivalente alternante. Se analizó y se obtuvo los siguientes resultados, ver la tabla 5.16.

Tabla 5.16

Resultados de esfuerzos equivalentes a 14,5 metros desde el punto de carga.

Esfuerzo equivalente	Cantidad	Unidad	Observación
Máximo de flexión y torsión	28,27	MPa	Esfuerzo sinusoidal por flexión y torsión
Mínimo de flexión y torsión	2,94	MPa	
Máximo por carga térmica	33,34	MPa	Esfuerzo medio por carga térmica
Esfuerzo equivalente medio	48,95	MPa	Ver figura 4.30
Esfuerzo equivalente alternante	12,66	MPa	

Según el apartado 4.1.6.18, se explicó sobre el criterio de falla por fatiga de Gerber y criterio de falla por fluencia de Langer. Se analizó el punto crítico $X = 14,5$ metros con espesor de 80mm y una temperatura de 350 °C, ver la tabla 5.17.

Tabla 5.17

Criterios de falla por fatiga y por fluencia en el punto $X = 14,5$ metros.

Punto crítico $X = 14,5$ metros.		
σ_m	48,95	MPa
σ_a	12,66	MPa
S_e	76,16	MPa
S_{ut}	495	MPa
S_y	153	MPa
$r = \sigma_a / \sigma_m$	0,259	
Criterio de falla por fatiga de Gerber – Ecuación 4.37		
n_f	4,7104	
Criterio de falla por fluencia de Langer – Ecuación 4.38		
n_y	2,5	

Se obtuvo las intersecciones del diagrama de fatiga, ver la tabla 5.18. Luego se realizó los diagramas de fatiga de la carcasa en el punto crítico ubicado a 14,5 metros del punto de carga, ver la figura 5.41.

Tabla 5.18

Puntos de intersección del diagrama de fatiga en el punto X=14,5 metros.

Punto X =14,5 metros.		
$r = \sigma_a/\sigma_m$	0,259	
Punto A		
S_a	59,6	MPa
S_m	230,6	MPa
Punto B		
S_a	31,4	MPa
S_m	121,6	MPa
Punto C		
S_a	74,2	MPa
S_m	78,8	MPa

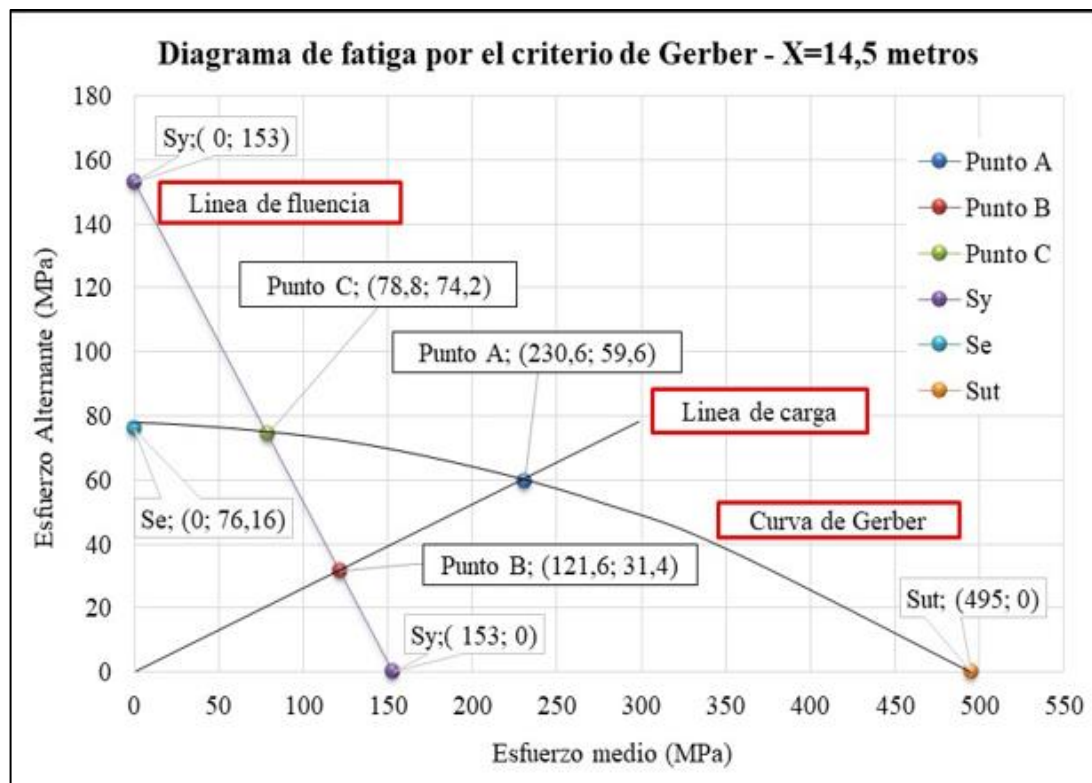


Figura 5.41 Diagrama de fatiga por el criterio de Gerber – X=14,5 metros.

5.1.1.6.4 Análisis de los resultados por el método de elementos finitos:

5.1.1.6.4.1 Resultados del sistema discreto:

Hasta este momento se tienen los resultados de la memoria de cálculo por el sistema discreto y se respetó lo indicado según el apartado 4.1.7.

- En la figura 5.6, donde se presenta el diagrama de esfuerzo normal en la carcasa. El esfuerzo normal máximo es de 18,09 MPa \leq 20 MPa.
- En la figura 5.6, el esfuerzo normal en la carcasa intermedia y porta aro de rodadura máximo es de 14,93 MPa \leq 15 MPa.
- En la figura 5.6, la variación de esfuerzo normal máxima en el cambio de espesores es de 6 MPa \leq 8 MPa.

Los resultados que se obtuvieron en los factores de seguridad por el criterio de falla por fluencia de Langer y por el criterio de falla por fatiga de Gerber en los tres puntos críticos de la carcasa, ver la tabla 5.19. Como se ve los resultados son aceptables.

Tabla 5.19

Factores de seguridad por los criterios de falla por fatiga y por fluencia en los tres puntos críticos en la carcasa.

Criterio de falla por fatiga de Gerber – Ecuación 4.37					
	Primer punto		Segundo punto		Tercer punto
n_f	7,1691	n_f	4,2633	n_f	5,2049
Criterio de falla por fluencia de Langer – Ecuación 4.38					
	Primer punto		Segundo punto		Tercer punto
n_y	5,8	n_y	4,7	n_y	6,8

Pero hay que recordar que la resistencia a la fluencia del material depende de la temperatura, además la falla por fluencia radica en la deformación permanente de la carcasa. Por lo tanto, es evidente que después de un cierto rango de ciclos, un tramo de la carcasa necesitará ser cambiada por la deformación permanente.

5.1.1.6.4.2 Resultados del sistema continuo:

Hasta este momento se tienen los resultados de la memoria de cálculo por el sistema continuo que se obtuvieron de un análisis estructural con carga de flexión y torsión, análisis térmico de estado estacionario y un análisis estructural con carga térmica.

Se obtuvo la deformación vertical de la carcasa por carga de flexión y torsión, mostrado en la figura 5.15 y la deformación axial de la carcasa por carga térmica, mostrado en la figura 5.36. Se presenta los resultados obtenidos, ver la tabla 5.20.

Tabla 5.20

Resultado por deformación vertical y deformación axial de la carcasa.

Deformación vertical de la carcasa por carga de flexión			
Ubicación en la carcasa	Cantidad	Promedio	Unidad
X = 0 metros	0,54	2,9	mm
	5,25		mm
X = 32,587 metros	2,77	4,32	mm
	5,87		mm
X = 60 metros	0,63	0,81	mm
	0,98		mm
Flecha máxima $34900/8000 = 4,36 \text{ mm}$, ver apartado 4.1.7			
Deformación axial de la carcasa por carga térmica			
Ubicación en la carcasa	Cantidad	Unidad	Observación
X = 0 metros	58	mm	Zona de carga
X = 14,1 metros	0	mm	Aro de rodadura 1
X = 49 metros	172	mm	Aro de rodadura 2
X = 60 metros	228	mm	Zona de descarga

Los resultados que se obtuvieron en los factores de seguridad por el criterio de falla por fluencia de Langer y por el criterio de falla por fatiga de Gerber en el punto crítico. Son 2,5 y 4,7104 respectivamente. Como se ve los resultados son aceptables.

5.1.1.6.5 Realización del plano general de la carcasa:

El plano que se realizó de la carcasa es el UNIFIM-M3-2017-01.

5.1.1.7 Realización del cálculo por el método de elementos finitos y el plano general de los aros de rodadura:

5.1.1.7.1 Realización del metrado de cargas de los aros de rodadura:

En el marco teórico, según el apartado 4.1.9.1, se explicó sobre la carga externa del aro de rodadura y en la figura 5.2, se presentó las reacciones de las cargas de la carcasa y se obtuvo los siguientes datos.

$$W_{ext.} = \text{Cargas de la carcasa} + \text{CM utillajes externo del aro de rodadura}$$

Para el aro de rodadura 1:

$$W_{ext.} = (624,99 + 5) * 9,81 = 6180,2 \text{ kN}$$

Para el aro de rodadura 2:

$$W_{ext.} = (550,48 + 5) * 9,81 = 5449,26 \text{ kN}$$

En el marco teórico, según el apartado 4.1.9.2, se explicó sobre la carga por el peso del aro de rodadura. En el aro de rodadura, luego de varios cálculos se pudo definir las dimensiones y se obtuvo los siguientes datos.

$$V_o = \frac{(D_{ext}^2 - D_{int}^2) * \pi * w}{4} + (n * L * t * w_d) \dots (4.39)$$

Para el aro de rodadura 1:

$$V_o = \frac{(6,8^2 - 5,48^2) * \pi * 0,8}{4} + (16 * 0,7 * 0,0393 * 0,12) = 10,238 \text{ m}^3$$

Para el aro de rodadura 2:

$$V_o = \frac{(6,8^2 - 5,48^2) * \pi * 0,7}{4} + (16 * 0,6 * 0,0393 * 0,12) = 8,957 \text{ m}^3$$

$$CM_{aro} = \frac{V_o * \rho * g}{1000} \dots (4.40)$$

Para el aro de rodadura 1:

$$CM_{aro} = \frac{10,238 * 7800 * 9,81}{1000} = 783,4 \text{ kN}$$

Para el aro de rodadura 2:

$$CM_{aro} = \frac{8,957 * 7800 * 9,81}{1000} = 685,4 \text{ kN}$$

En el marco teórico, según el apartado 4.1.9.3, se explicó sobre la reacción en los aros de rodadura y se obtuvo los siguientes datos.

$$F = Ra = Rb = \frac{W_{ext.} + CM_{aro}}{2 * \cos 30^\circ} \dots (4.41)$$

Para el aro de rodadura 1:

$$F = Ra = Rb = \frac{6180,2 + 783,4}{2 * \cos 30^\circ} = 4020 \text{ kN}$$

Para el aro de rodadura 2:

$$F = Ra = Rb = \frac{5449,26 + 685,4}{2 * \cos 30^\circ} = 3542 \text{ kN}$$

En el marco teórico, según el apartado 4.1.9.7, se explicó sobre el torque en el aro de rodadura y se obtuvo los siguientes datos.

$$T = 9,55 * \frac{P}{n} \dots (4.48)$$

Para el aro de rodadura 1:

$$T = 9,55 * \frac{627,3407}{2,44} = 2455,37 \text{ kN} - \text{m}$$

Para el aro de rodadura 2, ver la figura 5.5:

$$T = 579,6 \text{ kN} - \text{m}$$

5.1.1.7.2 Determinación de las dimensiones, el tipo de material y características de los aros de rodadura:

Con el metrado de cargas terminado, se comenzó con el análisis estático para el cálculo de los parámetros de diseño del aro de rodadura. Por lo tanto se presenta el cuadro de metrado de cargas de los aros de rodadura, ver tabla 5.21.

Tabla 5.21

Metrado de cargas de los aros de rodadura.

Carga	Cantidad	Unidad	Ubicación
Externa del aro de rodadura 1	6180,2	kN	14,1 metros
Externa del aro de rodadura 2	5449,26	kN	49 metros
Peso del aro de rodadura 1	783,4	kN	14,1 metros
Peso del aro de rodadura 2	685,4	kN	49 metros
Reacción en el aro de rodadura 1	4020	kN	14,1 metros
Reacción en el aro de rodadura 2	3542	kN	49 metros
Torque en el aro de rodadura 1	2455,37	kN-m	14,1 metros
Torque en el aro de rodadura 2	579,6	kN-m	49 metros

Además se realizó un esquema preliminar de la disposición final de las dimensiones del aro de rodadura 1 y 2 junto con sus polines de rodadura, ver figura 5.42.

Hay que añadir que los utillajes del aro de rodadura no se van a calcular por que no están en el alcance de este trabajo.

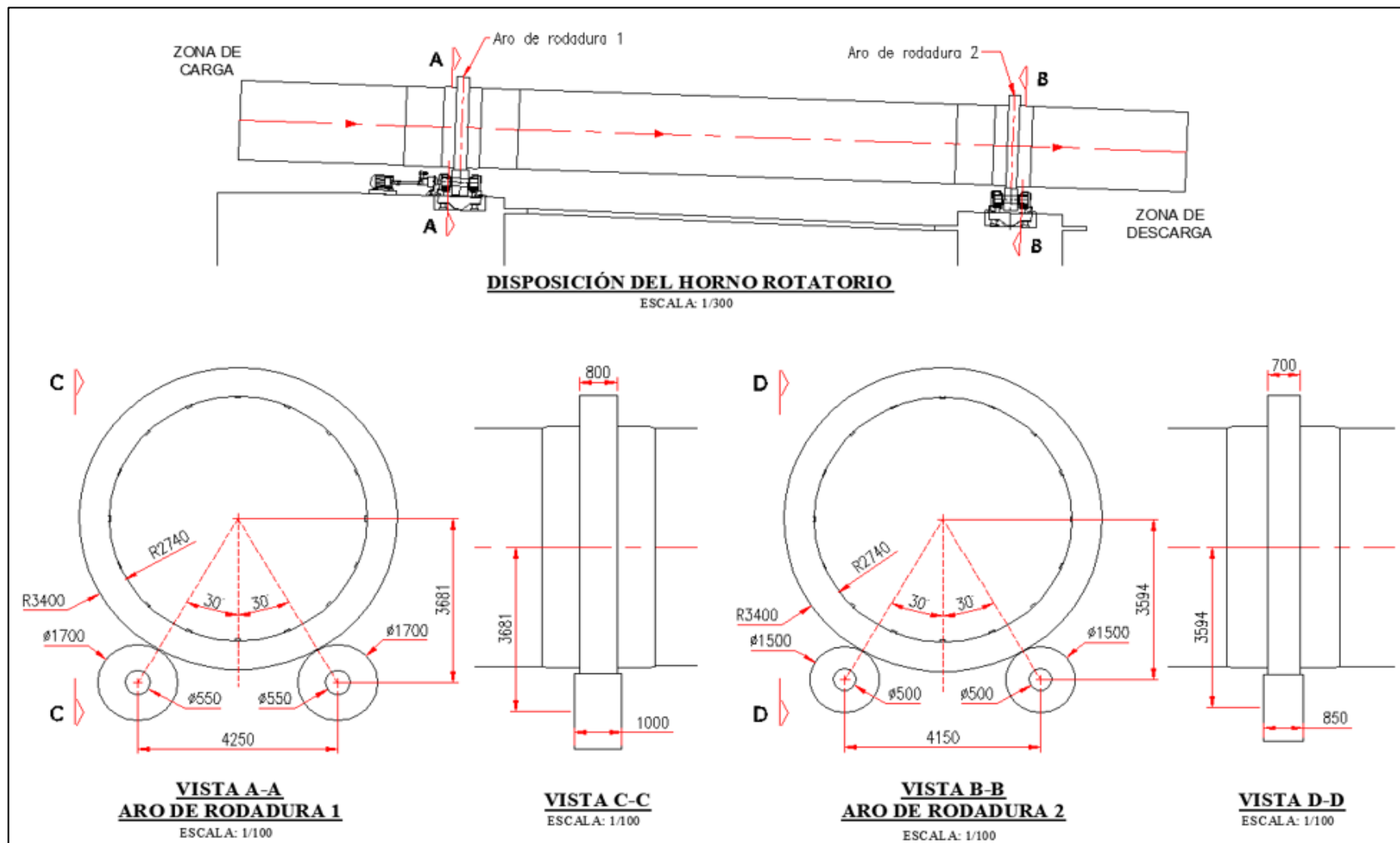


Figura 5.42 Disposición del aro de rodadura en el horno rotatorio.

En el marco teórico, según los apartados 4.1.9.4 y 4.1.9.5, se explicó sobre el esfuerzo de contacto en superficies cilíndricas y se obtuvo los siguientes datos para 300 °C.

$$b = \sqrt{\frac{4 * (F/1000)}{\pi * w} * \frac{(1 - \mu_1^2)/E_1 + (1 - \mu_2^2)/E_2}{1/R_1 + 1/R_2}} \dots (4.42)$$

Para el aro de rodadura 1:

$$b = \sqrt{\frac{4 * (4020/1000)}{\pi * 0,8} * \frac{(1 - 0,3^2)/192000 + (1 - 0,3^2)/192000}{1/3,4 + 1/0,85}} = 0,00642 \text{ m}$$

Para el aro de rodadura 2:

$$b = \sqrt{\frac{4 * (3542/1000)}{\pi * 0,7} * \frac{(1 - 0,3^2)/192000 + (1 - 0,3^2)/192000}{1/3,4 + 1/0,75}} = 0,00613 \text{ m}$$

$$P_{m\acute{a}x} = \frac{2 * (F/1000)}{\pi * b * w} \dots (4.43)$$

Se calculó la presión máxima de contacto en el aro de rodadura 1:

$$P_{m\acute{a}x} = \frac{2 * (4020/1000)}{\pi * 0,00642 * 0,8} = 498 \text{ MPa}$$

Se calculó la presión máxima de contacto en el aro de rodadura 2:

$$P_{m\acute{a}x} = \frac{2 * (3542/1000)}{\pi * 0,00613 * 0,7} = 525,8 \text{ MPa}$$

Los estados de esfuerzos en los ejes de coordenadas de los aros de rodadura 1 y 2, se determinaron con las ecuaciones 4.44, 4.45 y 4.46. Como resultado del cálculo se obtuvieron las figuras 5.43, 5.44 y 5.45.

Aro de rodadura 1						Aro de rodadura 2					
z	z/b	Esfuerzo x	Esfuerzo y	Esfuerzo z	Esf. Cortante	z	z/b	Esfuerzo x	Esfuerzo y	Esfuerzo z	Esf. Cortante
mm		Mpa	Mpa	Mpa	Mpa	mm		Mpa	Mpa	Mpa	Mpa
0	0	-298,9	-498,2	-498,2	99,6	0	0	-315,5	-525,8	-525,8	105,2
0,006	0,001	-298,6	-497,2	-498,2	99,8	0,006	0,001	-315,2	-524,8	-525,8	105,3
0,064	0,01	-295,9	-488,3	-498,1	101,1	0,064	0,01	-312,4	-515,4	-525,8	106,7
0,128	0,02	-293,0	-478,5	-498,1	102,5	0,128	0,02	-309,3	-505,1	-525,7	108,2
0,193	0,03	-290,1	-469,0	-497,9	103,9	0,193	0,03	-306,2	-495,0	-525,6	109,7
0,257	0,04	-287,2	-459,5	-497,8	105,3	0,257	0,04	-303,1	-485,0	-525,4	111,1
0,321	0,05	-284,3	-450,2	-497,5	106,6	0,321	0,05	-300,1	-475,2	-525,2	112,5
0,385	0,06	-281,5	-441,1	-497,3	107,9	0,385	0,06	-297,1	-465,6	-524,9	113,9
0,450	0,07	-278,7	-432,1	-497,0	109,1	0,450	0,07	-294,2	-456,1	-524,6	115,2
0,514	0,08	-275,9	-423,2	-496,6	110,3	0,514	0,08	-291,3	-446,7	-524,2	116,4
0,578	0,09	-273,2	-414,5	-496,2	111,5	0,578	0,09	-288,4	-437,6	-523,7	117,7
0,642	0,1	-270,5	-406,0	-495,7	112,6	0,642	0,1	-285,5	-428,5	-523,2	118,9
0,963	0,15	-257,4	-365,4	-492,7	117,6	0,963	0,15	-271,7	-385,7	-520,0	124,2
1,284	0,2	-245,0	-328,3	-488,5	121,7	1,284	0,2	-258,7	-346,5	-515,6	128,5
1,606	0,25	-233,4	-294,6	-483,3	125,0	1,606	0,25	-246,3	-311,0	-510,1	131,9
1,927	0,3	-222,4	-264,1	-477,2	127,4	1,927	0,3	-234,7	-278,8	-503,7	134,5
2,248	0,35	-212,1	-236,7	-470,2	129,1	2,248	0,35	-223,8	-249,8	-496,3	136,2
2,569	0,4	-202,4	-212,0	-462,5	130,1	2,569	0,4	-213,6	-223,8	-488,2	137,3
2,800	0,436	-195,8	-195,9	-456,7	130,4	2,800	0,436	-206,6	-206,7	-482,0	137,7
2,890	0,45	-193,3	-189,9	-454,3	132,2	2,890	0,45	-204,0	-200,5	-479,5	139,5
3,211	0,5	-184,7	-170,2	-445,6	137,7	3,211	0,5	-195,0	-179,7	-470,3	145,3
3,532	0,55	-176,7	-152,6	-436,5	142,0	3,532	0,55	-186,6	-161,1	-460,8	149,8
3,853	0,6	-169,2	-136,9	-427,2	145,1	3,853	0,6	-178,6	-144,5	-450,9	153,2
4,174	0,65	-162,2	-123,0	-417,7	147,3	4,174	0,65	-171,2	-129,8	-440,9	155,5
4,496	0,7	-155,6	-110,6	-408,1	148,7	4,496	0,7	-164,3	-116,8	-430,8	157,0
4,817	0,75	-149,5	-99,6	-398,5	149,5	4,817	0,75	-157,8	-105,2	-420,7	157,8
5,048	0,786	-145,2	-92,5	-391,7	149,6	5,048	0,786	-153,3	-97,6	-413,4	157,9
5,138	0,8	-143,7	-89,9	-389,0	149,6	5,138	0,8	-151,6	-94,9	-410,6	157,9
5,459	0,85	-138,2	-81,2	-379,6	149,2	5,459	0,85	-145,9	-85,7	-400,7	157,5
5,780	0,9	-133,1	-73,4	-370,3	148,4	5,780	0,9	-140,5	-77,5	-390,9	156,7
6,101	0,95	-128,3	-66,6	-361,2	147,3	6,101	0,95	-135,5	-70,3	-381,2	155,5
6,743	1,05	-119,6	-55,0	-343,6	144,3	6,743	1,05	-126,2	-58,0	-362,7	152,3
7,386	1,15	-111,8	-45,7	-326,9	140,6	7,386	1,15	-118,0	-48,3	-345,0	148,4
8,028	1,25	-104,8	-38,3	-311,2	136,5	8,028	1,25	-110,7	-40,4	-328,5	144,0
8,670	1,35	-98,6	-32,3	-296,5	132,1	8,670	1,35	-104,1	-34,1	-313,0	139,5
9,312	1,45	-93,1	-27,4	-282,8	127,7	9,312	1,45	-98,2	-28,9	-298,5	134,8
9,954	1,55	-88,1	-23,4	-270,1	123,3	9,954	1,55	-92,9	-24,7	-285,1	130,2
10,597	1,65	-83,5	-20,2	-258,2	119,0	10,597	1,65	-88,1	-21,3	-272,5	125,6
11,239	1,75	-79,4	-17,4	-247,2	114,9	11,239	1,75	-83,8	-18,4	-260,9	121,2
11,881	1,85	-75,6	-15,2	-236,9	110,9	11,881	1,85	-79,8	-16,0	-250,0	117,0
12,523	1,95	-72,2	-13,3	-227,3	107,0	12,523	1,95	-76,2	-14,0	-240,0	113,0
13,166	2,05	-69,0	-11,6	-218,4	103,4	13,166	2,05	-72,9	-12,3	-230,5	109,1
13,808	2,15	-66,1	-10,3	-210,1	99,9	13,808	2,15	-69,8	-10,8	-221,8	105,5
14,450	2,25	-63,4	-9,1	-202,3	96,6	14,450	2,25	-67,0	-9,6	-213,6	102,0
15,092	2,35	-61,0	-8,1	-195,1	93,5	15,092	2,35	-64,3	-8,6	-205,9	98,7
15,734	2,45	-58,7	-7,2	-188,3	90,5	15,734	2,45	-61,9	-7,7	-198,7	95,5
16,377	2,55	-56,5	-6,5	-181,9	87,7	16,377	2,55	-59,7	-6,9	-192,0	92,6
17,019	2,65	-54,5	-5,9	-175,9	85,0	17,019	2,65	-57,5	-6,2	-185,7	89,7
17,661	2,75	-52,7	-5,3	-170,2	82,5	17,661	2,75	-55,6	-5,6	-179,7	87,1
18,303	2,85	-50,9	-4,8	-164,9	80,1	18,303	2,85	-53,7	-5,1	-174,1	84,5
18,946	2,95	-49,3	-4,3	-159,9	77,8	18,946	2,95	-52,0	-4,6	-168,8	82,1
19,267	3	-48,5	-4,1	-157,5	76,7	19,267	3	-51,2	-4,4	-166,3	81,0

Figura 5.43 Tabulación de estado de esfuerzos de las figuras 5.44 y 5.45.

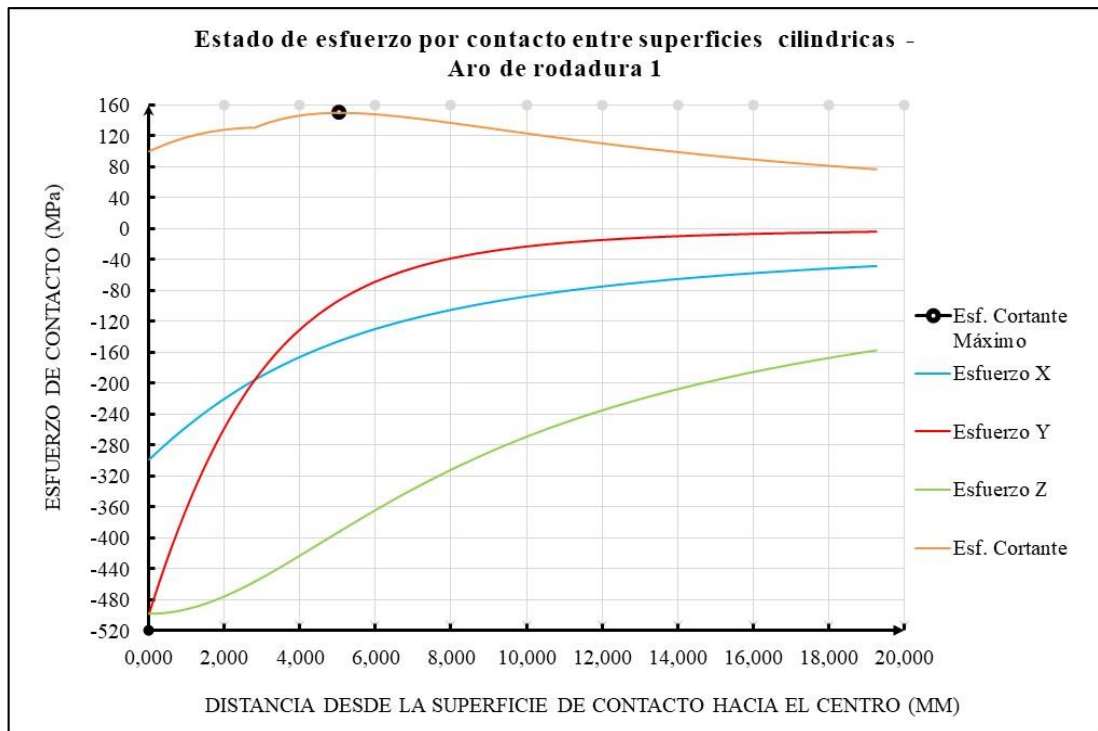


Figura 5.44 Variación de estado de esfuerzos por contacto con respecto a la distancia desde la superficie de contacto hacia el centro del aro de rodadura 1.

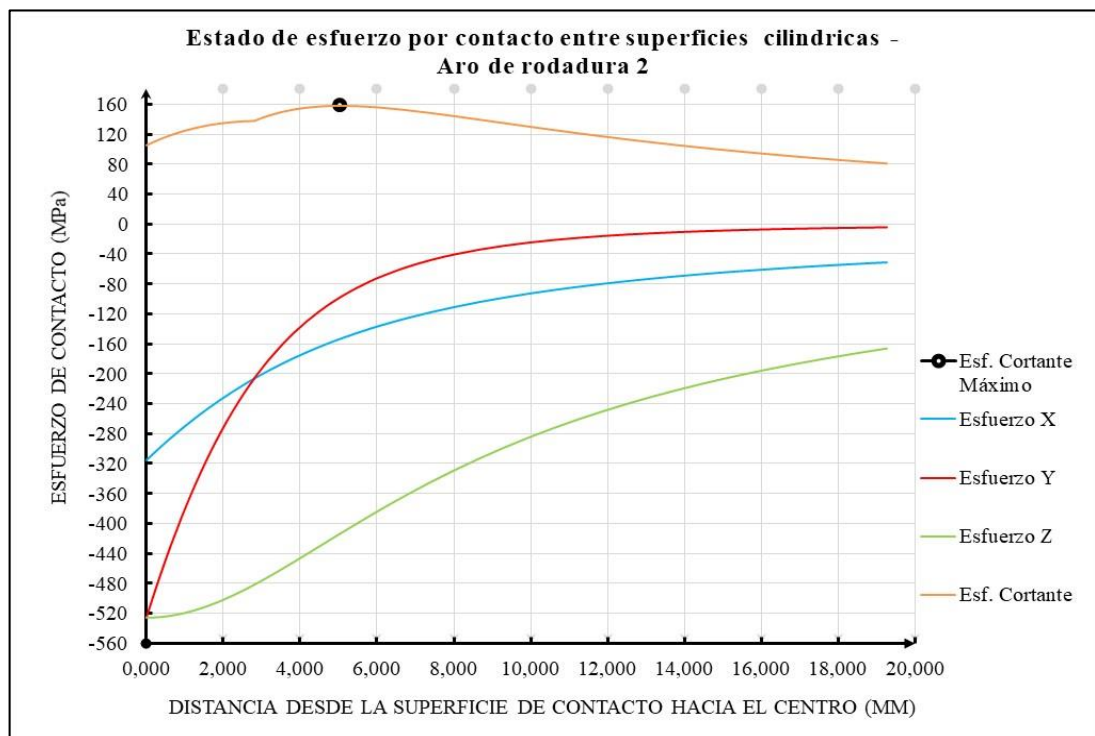


Figura 5.45 Variación de estado de esfuerzos por contacto con respecto a la distancia desde la superficie de contacto hacia el centro del aro de rodadura 2.

Según las figuras 5.44 y 5.45, nos indican el máximo esfuerzo de contacto por compresión. Por lo tanto, en el aro de rodadura 1 se obtuvo 498 MPa y el aro de rodadura 2 se obtuvo 525,8 MPa. Finalmente, según el apartado 4.1.10 los valores límite de presión máxima por laminación para $P_{m\acute{a}x} \leq 600$ MPa son para acero fundido de mediana aleación con $S_{ut} = 701 - 750$ MPa.

Por lo tanto, la designación del material del aro de rodadura es 30 CrNiMo 8, estándar DIN, la designación numérica es 1.6580 y sub-grupo SEW 550 (1976), ver la tabla 5.22. Este material fue seleccionado luego de varios cálculos.

Tabla 5.22

Propiedades mecánicas del material 1.6580. (30 CrNiMo 8)

Composición química	0,26-0,33 C%; 0,30-0,60 Mn%; $\leq 0,035$ P%; $\leq 0,035$ S%; $\leq 0,40$ Si%; 1,80-2,20 Ni%; 1,80-2,20 Cr%; 0,30-0,50 Mo%;	
Rango de espesores en mm	500 - 1000	
Descripción	Cantidad	Unidad
Densidad	7800	kg/m ³
Coefficiente de poisson	0,3	
Resistencia ultima mínima	780 - 930	MPa
Resistencia ultima mínima seleccionada	855	MPa
Resistencia a la fluencia a 300°C	471	MPa
Resistencia a la fluencia a 350°C	431	MPa
Resistencia a la fluencia a 400°C	392	MPa
Dureza Brinnell	248	Hb
Módulo de elasticidad a 200°C	199000	MPa
Módulo de elasticidad a 300°C	192000	MPa
Módulo de elasticidad a 400°C	184000	MPa
Coefficiente de dilatación a 200°C	12,7	10 ⁻⁶ m/m-°K
Coefficiente de dilatación a 300°C	13,2	10 ⁻⁶ m/m-°K
Coefficiente de dilatación a 400°C	13,6	10 ⁻⁶ m/m-°K
Conductividad térmica a 200 °C	37,8	W/m-°K
Conductividad térmica a 300 °C	37,2	W/m-°K
Conductividad térmica a 400 °C	35,7	W/m-°K

Fuente: www.totalmateria.com (La base de datos de materiales más extensa del mundo)

En el marco teórico, según el apartado 4.1.9.6, se explicó sobre el esfuerzo térmico axial y tangencial en el exterior del aro de rodadura y se obtuvo los siguientes datos para 350 °C.

$$(\sigma_t)_b = (\sigma_z)_b = \frac{E * \alpha * t_z}{2(1 - \mu) * \ln(b/a)} * \left(1 - \frac{2 * a^2}{b^2 - a^2} * \ln(b/a)\right) \dots (4.47)$$

El “ t_z ” es la resta entre la temperatura máxima y mínima del aro de rodadura 1 y 2, ver las figuras 5.31 y 5.32 respectivamente.

Para el aro de rodadura 1:

$$\begin{aligned} (\sigma_t)_b = (\sigma_z)_b &= \frac{18800 * 13,4 * 10^{-6} * 40,8}{2(1 - 0,3) * \ln(3,4/2,74)} * \left(1 - \frac{2 * 2,74^2}{3,4^2 - 2,74^2} * \ln\left(\frac{3,4}{2,74}\right)\right) \\ &= 68,07 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Para el aro de rodadura 2:

$$\begin{aligned} (\sigma_t)_b = (\sigma_z)_b &= \frac{18800 * 13,4 * 10^{-6} * 40,1}{2(1 - 0,3) * \ln(3,4/2,74)} * \left(1 - \frac{2 * 2,74^2}{3,4^2 - 2,74^2} * \ln\left(\frac{3,4}{2,74}\right)\right) \\ &= 67,05 \text{ MPa} \end{aligned}$$

La obtención del esfuerzo de flexión en el aro de rodadura por el método analítico para el sistema discreto es complejo porque, el sistema dentado del aro de rodadura produce reacciones de manera tangencial en sus apoyos y el torque no se distribuye de manera homogénea por tener dos polines de rodadura motrices. Por lo tanto, el método analítico para el sistema continuo, es el método de cálculo adecuado.

5.1.1.7.3 Cálculo por el método de elementos finitos del modelo 3D de los aros de rodadura:

5.1.1.7.3.1 Análisis estructural con carga de flexión y torsión en aro de rodadura 1:

En este punto, con el ensamble del aro de rodadura, los polines de rodadura y los ejes de los polines de rodadura. Se realizó el análisis estático para el cálculo de los parámetros de diseño del aro de rodadura 1. Por lo tanto se presenta el cuadro de metrado de cargas por el método analítico para el sistema continuo, ver la tabla 5.23.

Tabla 5.23

Metrado de cargas para el aro de rodadura por sistema continuo.

Carga	Cantidad	Unidad	Observación
Externa del aro de rodadura 1	6180,2	kN	Ver figura 5.46
Externa del aro de rodadura 2	5449,26	kN	
Torque en el aro de rodadura 1	2455,37	kN-m	Cara interior del aro de rodadura
Torque en el aro de rodadura 2	579,6	kN-m	

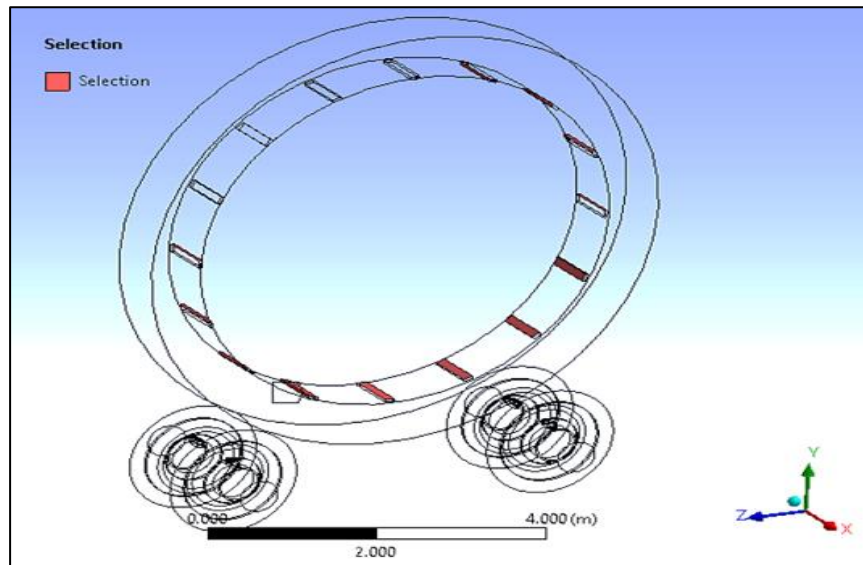


Figura 5.46 Selección de caras para la carga externa del aro de rodadura.

Luego de definir las medidas preliminares de la figura 5.42, se realizó el modelo 3D del ensamble del aro de rodadura con sus polines de rodadura y los ejes del polín de rodadura. Luego se realizó la exportación hacia el programa Ansys Workbench 16, ver la figura 5.47.

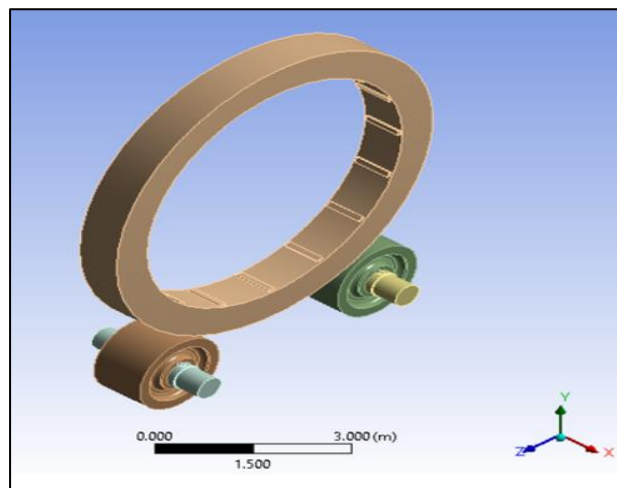


Figura 5.47 Modelo 3D del ensamble del aro de rodadura 1 con sus polines de rodadura y los ejes del polín de rodadura.

Cuando se creó en el “project schematic” el recuadro “static structures”, en “Engineering Data” se ingresó los datos del material del aro de rodadura de la tabla 5.22. Luego se definió las conexiones, ver la figura 5.48.

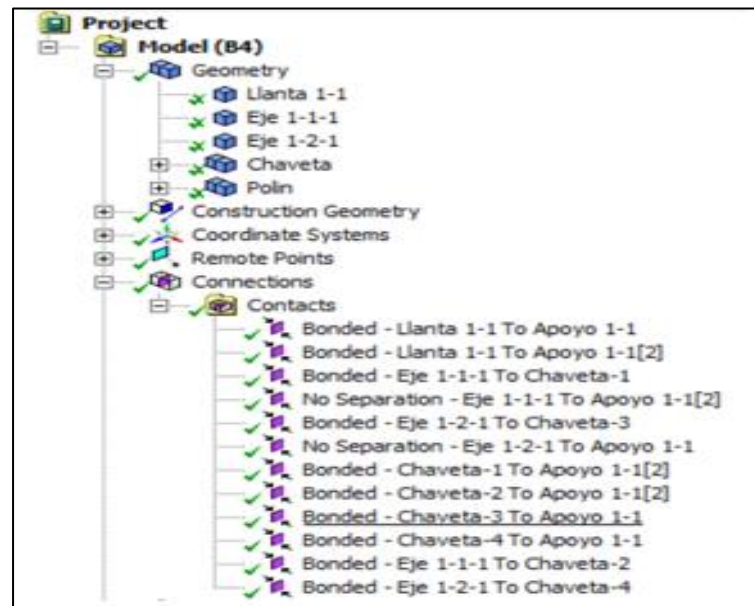


Figura 5.48 Árbol de esquema de detalles del aro de rodadura 1.

Luego se definió el mallado del ensamble, ver la figura 5.49.

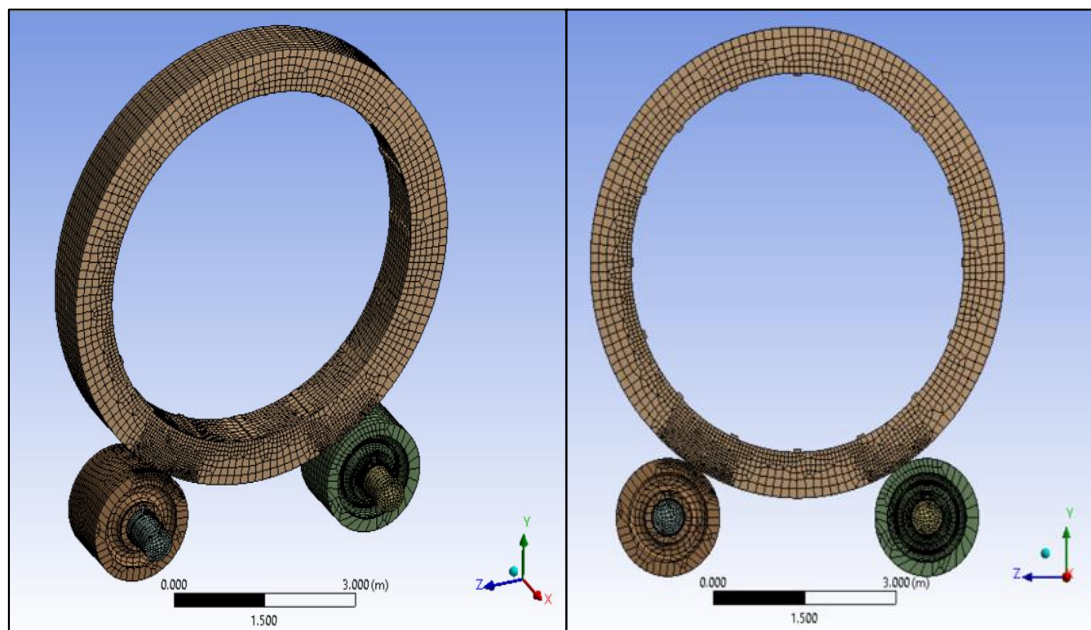


Figura 5.49 Mallado del ensamble del aro de rodadura 1 con elemento sólido tipo hexaédrico.

Luego se ingresaron los metrado de cargas y las condiciones de frontera del ensamble del aro de rodadura, ver la figura 5.50.

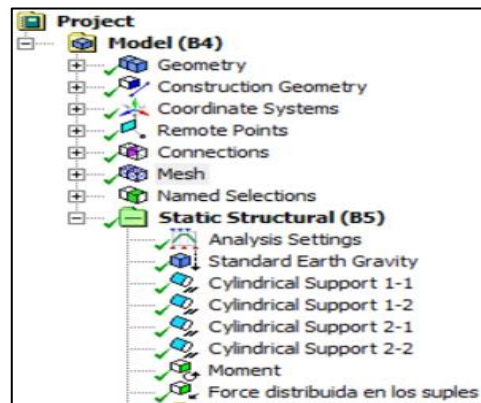


Figura 5.50 Cargas y condiciones de frontera del ensamble del aro de rodadura 1.

Llegando a este punto, se debe tener claro que el modelo obtuvo los siguientes resultados:

- Deformación en el eje Y del ensamble del aro de rodadura 1.
- Deformación en el eje Z del ensamble del aro de rodadura 1.
- Esfuerzo mínimo principal en aro de rodadura 1.
- Esfuerzo equivalente del aro de rodadura 1.
- Esfuerzos máximos y mínimos en el borde crítico.
- Variación del esfuerzo equivalente con respecto al borde crítico del aro de rodadura 1.
- Factor de seguridad del aro de rodadura 1 por criterio de falla por fluencia.

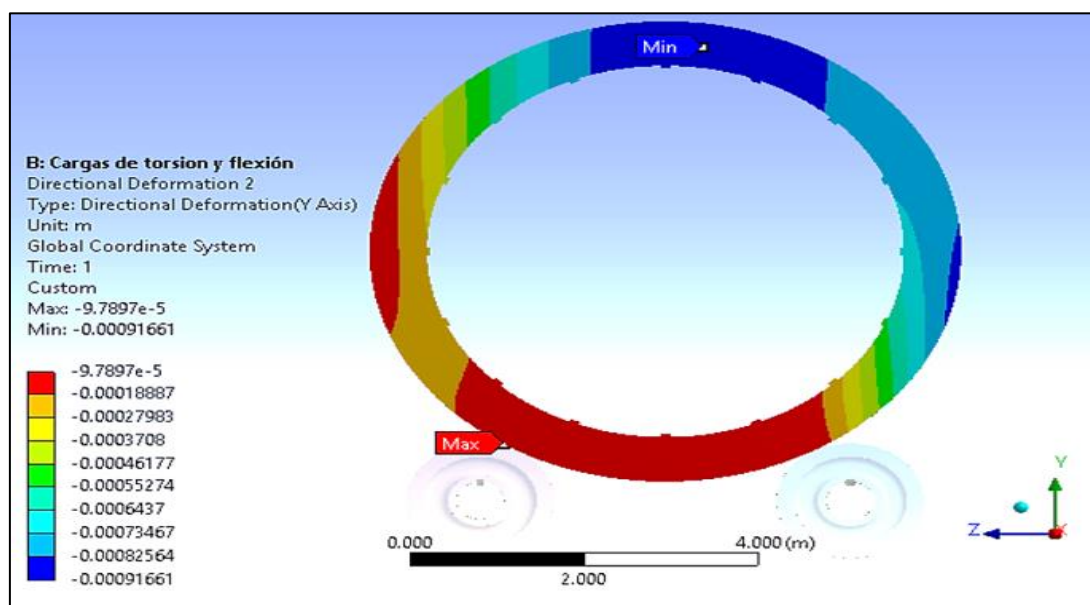


Figura 5.51 Deformación en el eje Y del ensamble del aro de rodadura 1.

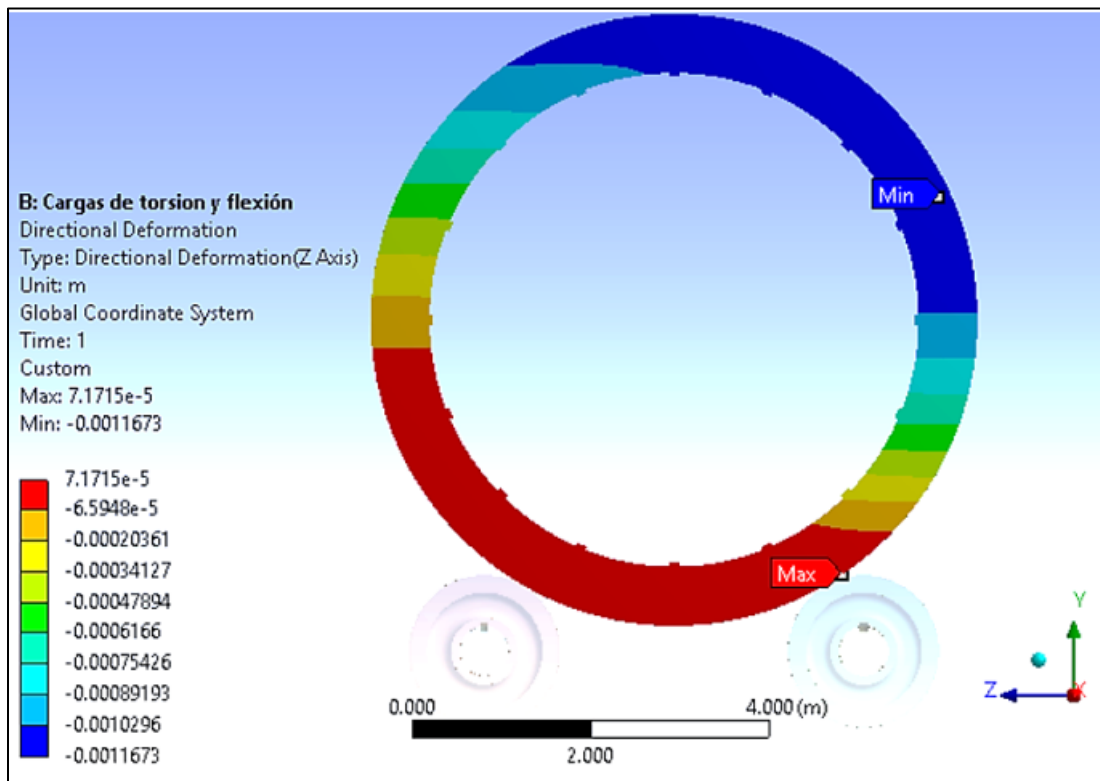


Figura 5.52 Deformación en el eje Z del ensamble del aro de rodadura 1.

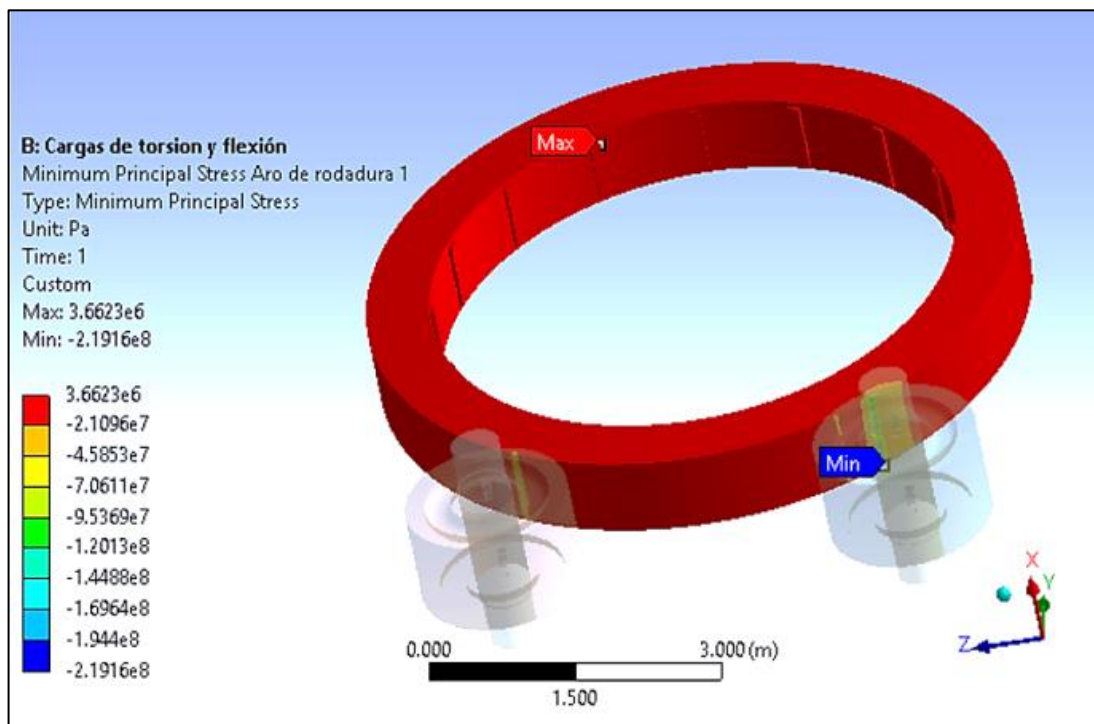


Figura 5.53 Esfuerzo mínimo principal en aro de rodadura 1. (-219 MPa)

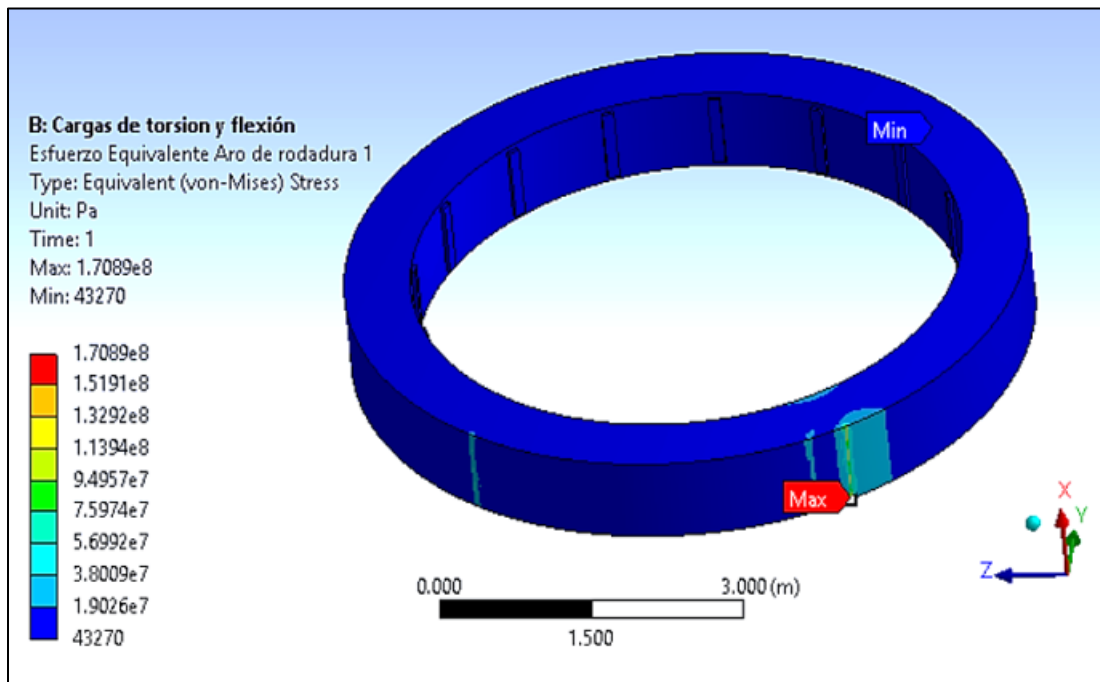


Figura 5.54 Esfuerzo equivalente del aro de rodadura 1.

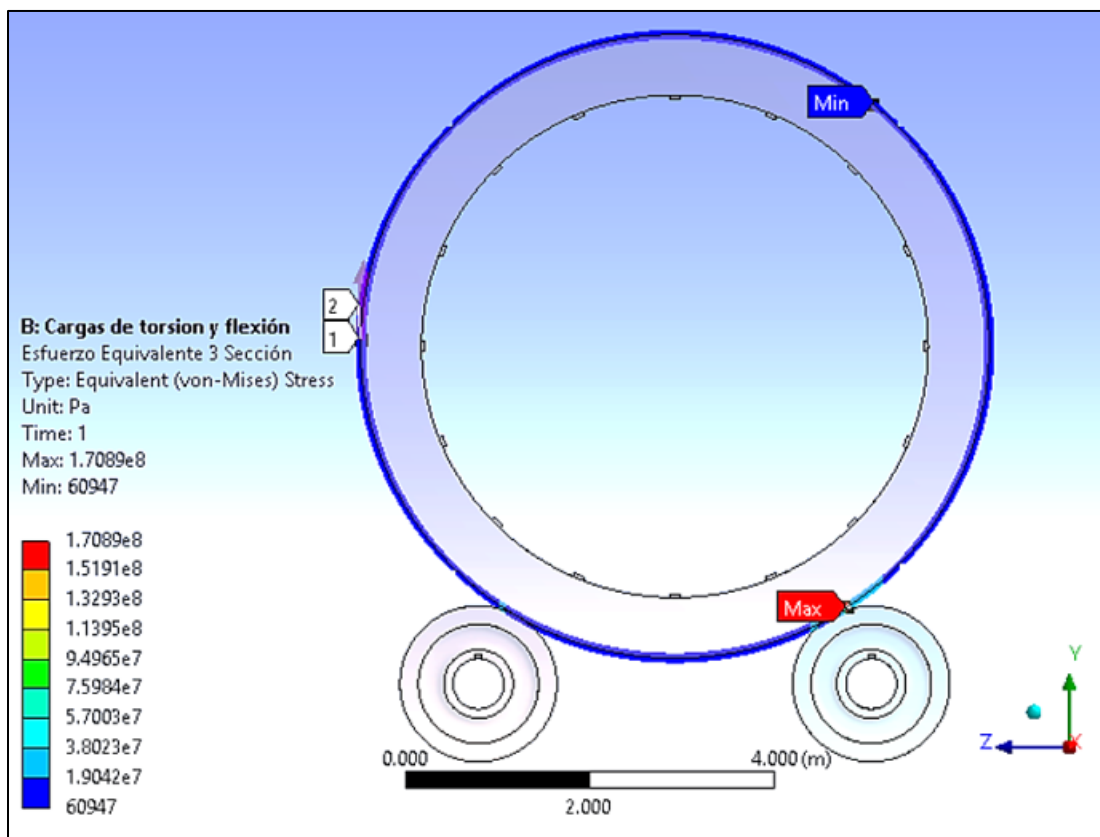


Figura 5.55 Esfuerzos máximos y mínimos en el borde crítico. (170,9 MPa)

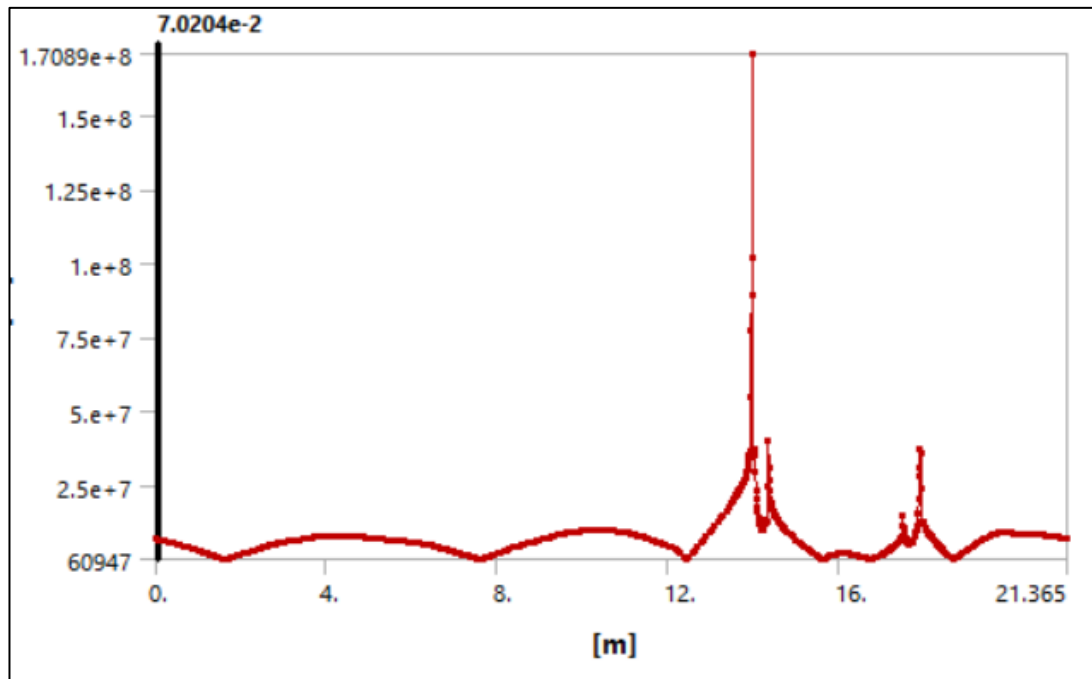


Figura 5.56 Variación del esfuerzo equivalente con respecto al borde crítico del aro de rodadura 1. (Ver la figura 5.55)

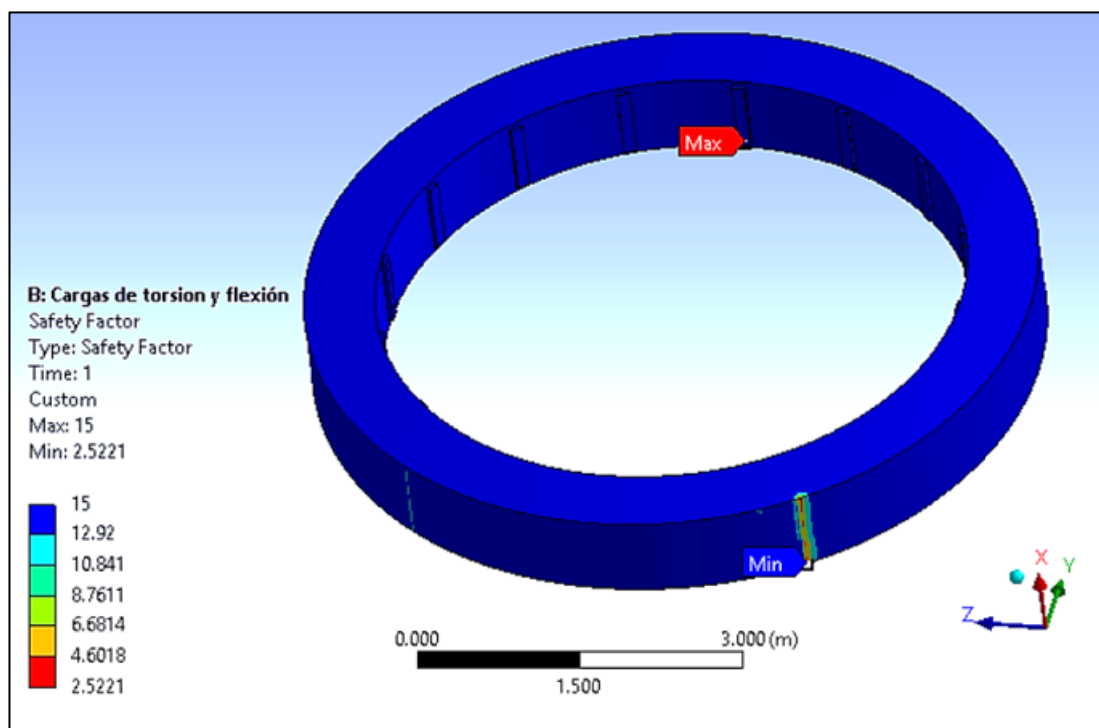


Figura 5.57 Factor de seguridad del aro de rodadura 1 por criterio de falla por fluencia. ($S_y = 431$ MPa)

5.1.1.7.3.2 Análisis estructural con carga de flexión y torsión en aro de rodadura 2:

En este punto, con el ensamble del aro de rodadura, los polines de rodadura y los ejes de los polines de rodadura, se realizó el análisis estático para el cálculo de los parámetros de diseño del aro de rodadura 2 y el cuadro de metrado de cargas por el método analítico para el sistema continuo es la tabla 5.23.

Luego de definir las medidas preliminares de la figura 5.42, se realizó el modelo 3D del ensamble del aro de rodadura con sus polines de rodadura y los ejes del polín de rodadura. Luego se realizó la exportación hacia el programa Ansys Workbench 16, ver la figura 5.58.

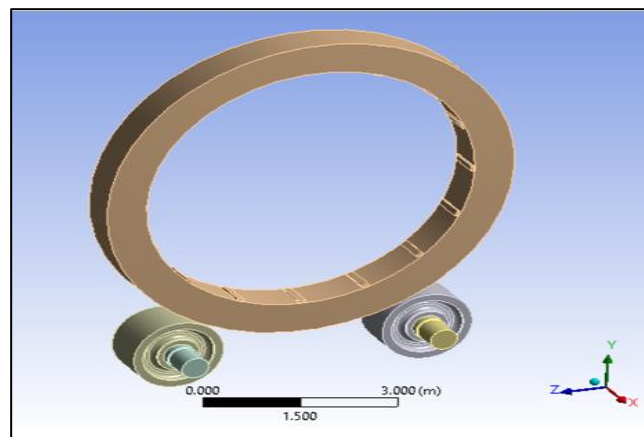


Figura 5.58 Modelo 3D del ensamble del aro de rodadura 2 con sus polines de rodadura y los ejes de polín de rodadura.

Cuando se creó en el “project schematic” el recuadro “static structures”, en “Engineering Data” se ingresó los datos del material del aro de rodadura de la tabla 5.22. Luego se definió las conexiones, ver la figura 5.59.

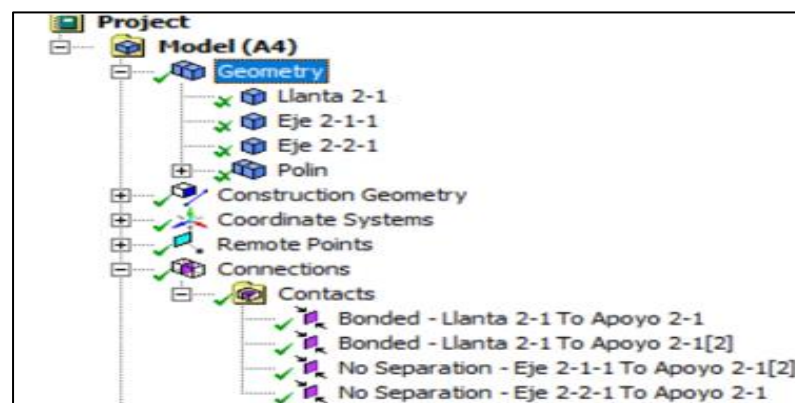


Figura 5.59 Árbol de esquema de detalles del aro de rodadura 2.

Luego se definió el mallado del ensamble, ver la figura 5.60.

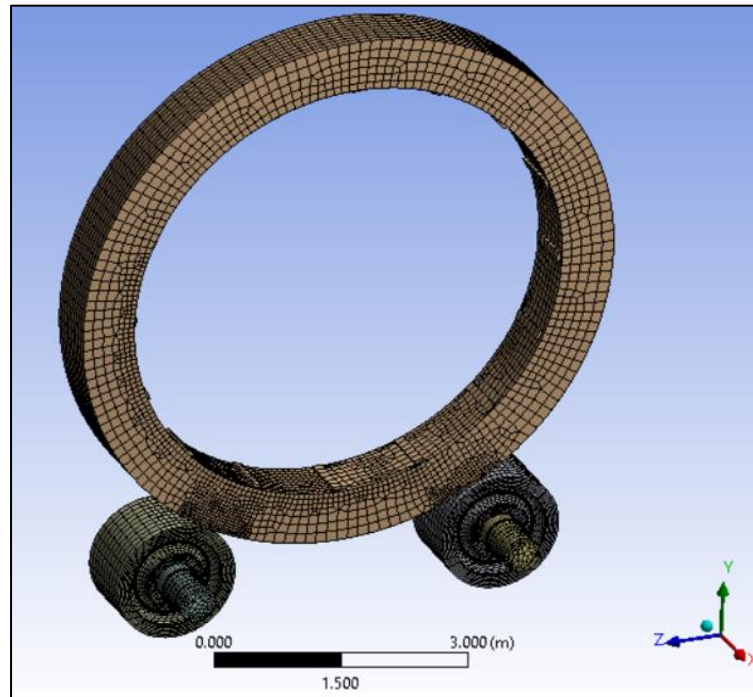


Figura 5.60 Mallado del ensamble del aro de rodadura 2 con elemento finito del tipo hexaédrico.

Luego se ingresaron los metrados de cargas y las condiciones de frontera del ensamble del aro de rodadura, ver la figura 5.61.

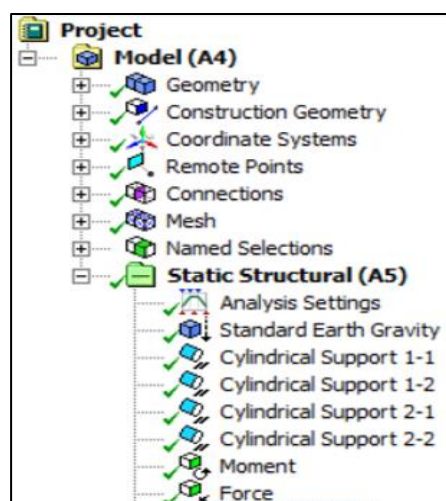


Figura 5.61 Cargas y condiciones de frontera del ensamble del aro de rodadura 2.

Llegando a este punto, se debe tener claro que el modelo obtuvo los siguientes resultados:

- Deformación en el eje Y del ensamble del aro de rodadura 2.
- Deformación en el eje Z del ensamble del aro de rodadura 2.
- Esfuerzo mínimo principal en aro de rodadura 2.
- Esfuerzo equivalente del aro de rodadura 2.
- Esfuerzos máximos y mínimos en el borde crítico.
- Variación del esfuerzo equivalente con respecto al borde crítico del aro de rodadura 2.
- Factor de seguridad del aro de rodadura 2 por criterio de falla por fluencia.

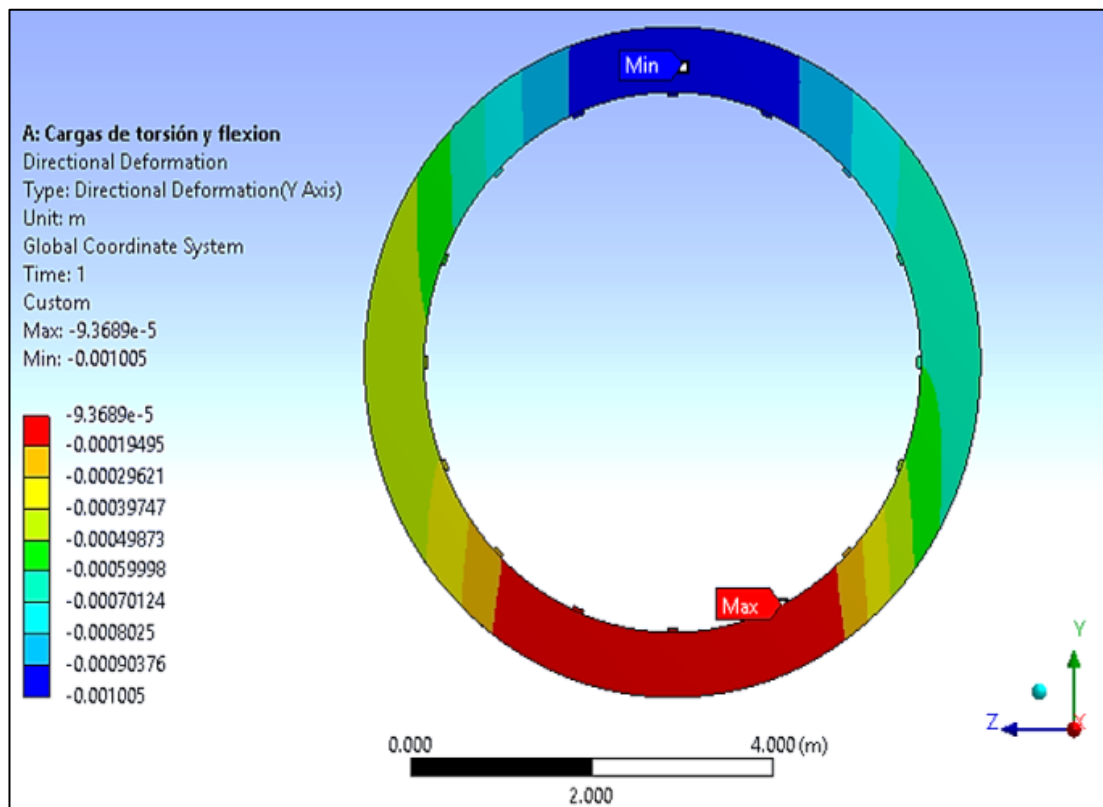


Figura 5.62 Deformación en el eje Y del ensamble del aro de rodadura 2.

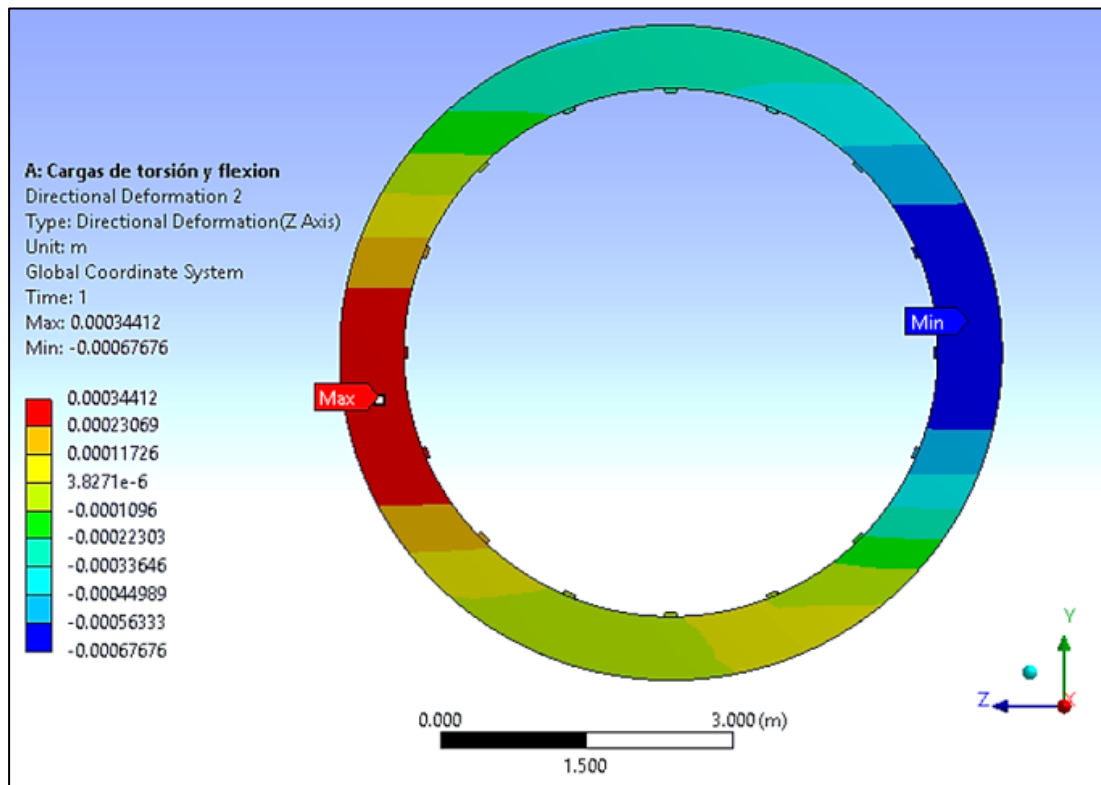


Figura 5.63 Deformación en el eje Z del ensamble del aro de rodadura 2.

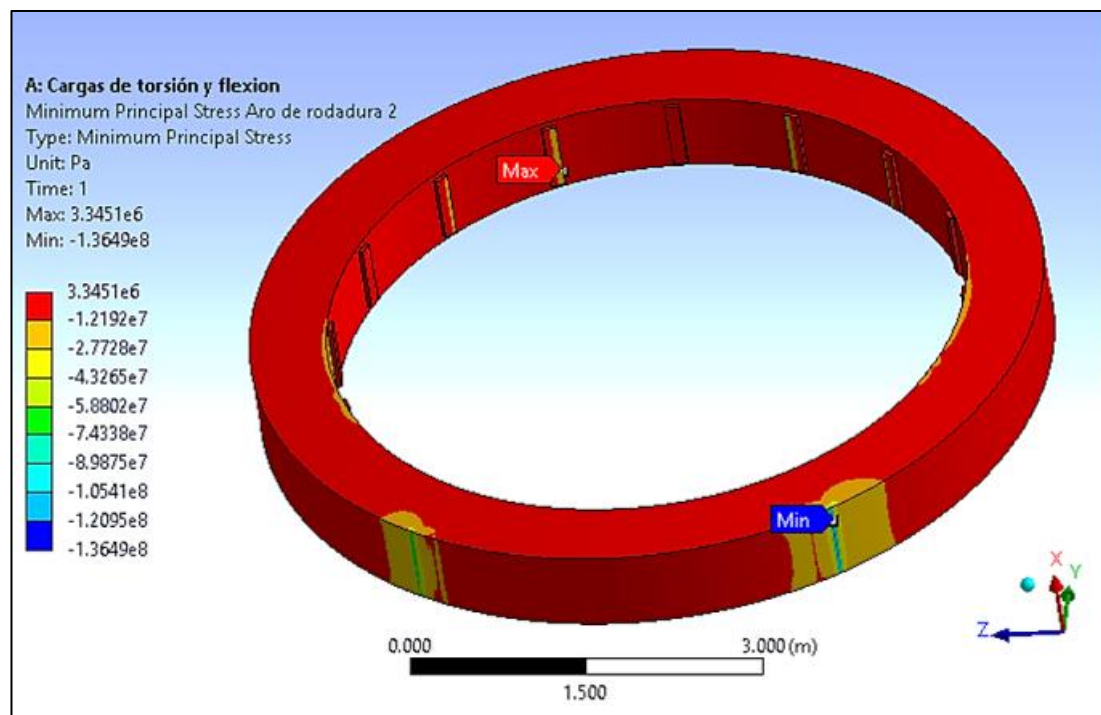


Figura 5.64 Esfuerzo mínimo principal en aro de rodadura 2.

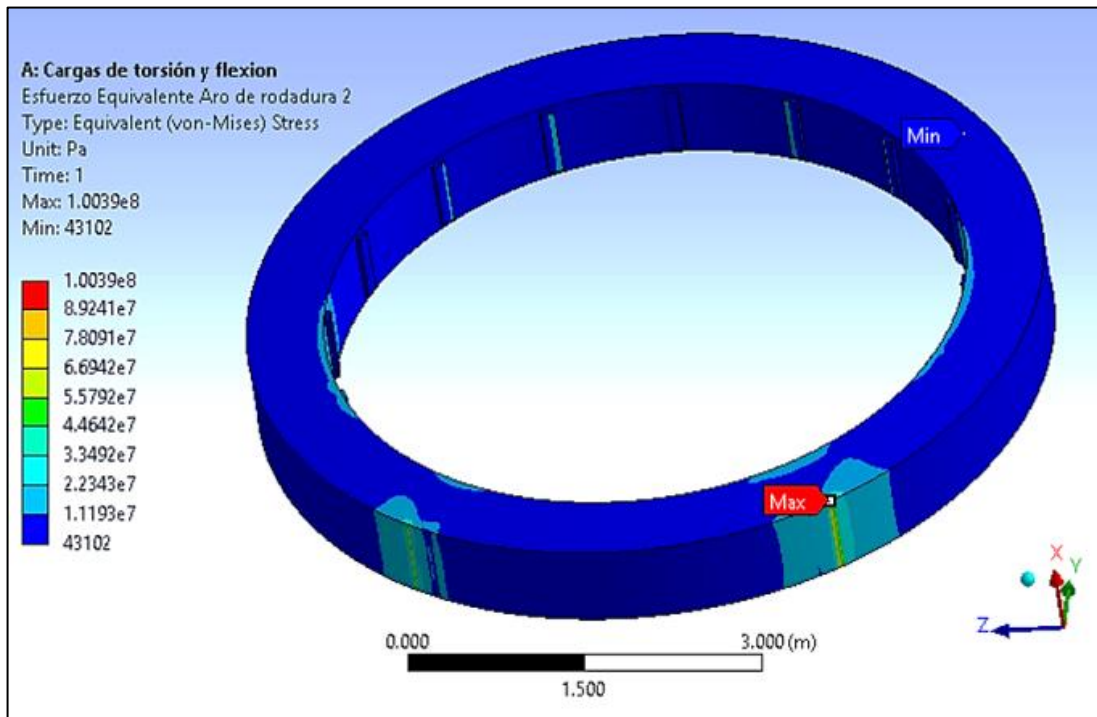


Figura 5.65 Esfuerzo equivalente del aro de rodadura 2.

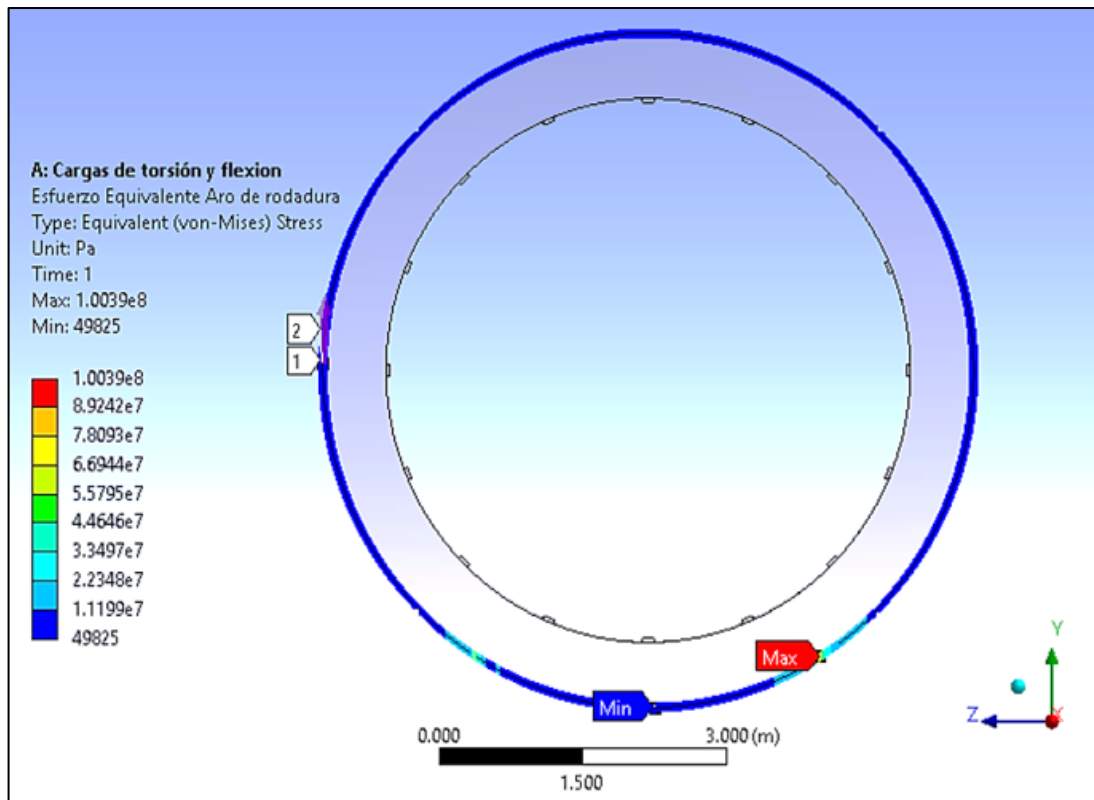


Figura 5.66 Esfuerzos máximos y mínimos en el borde crítico. (100,4 MPa)

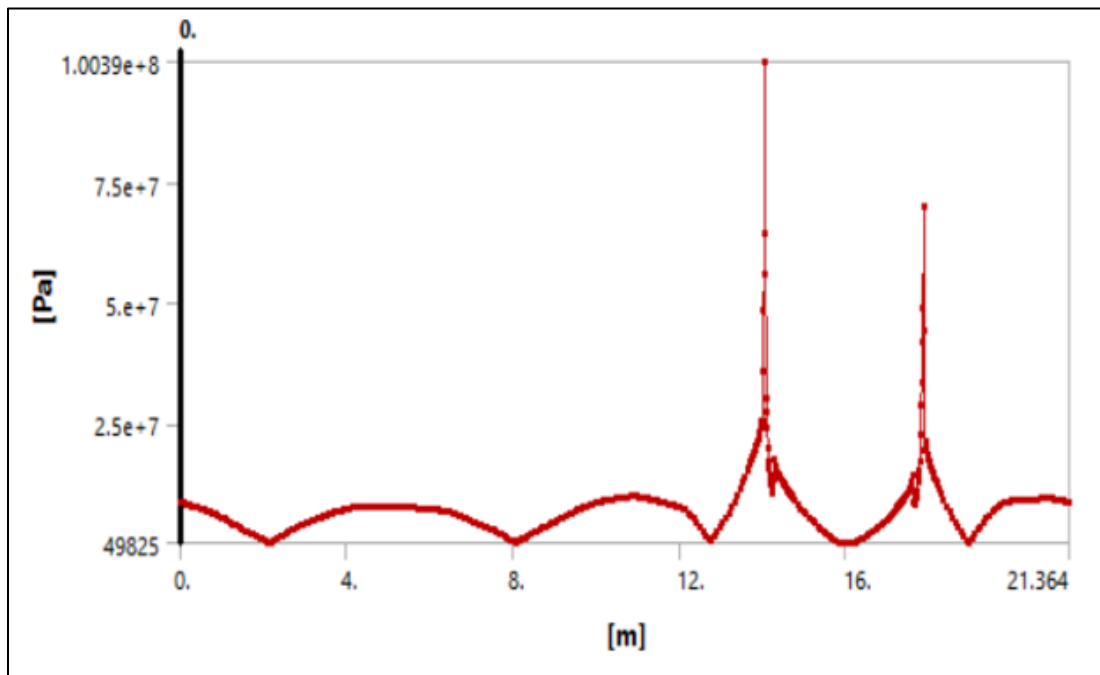


Figura 5.67 Variación del esfuerzo equivalente con respecto al borde crítico del aro de rodadura 2. (Ver la figura 5.66)

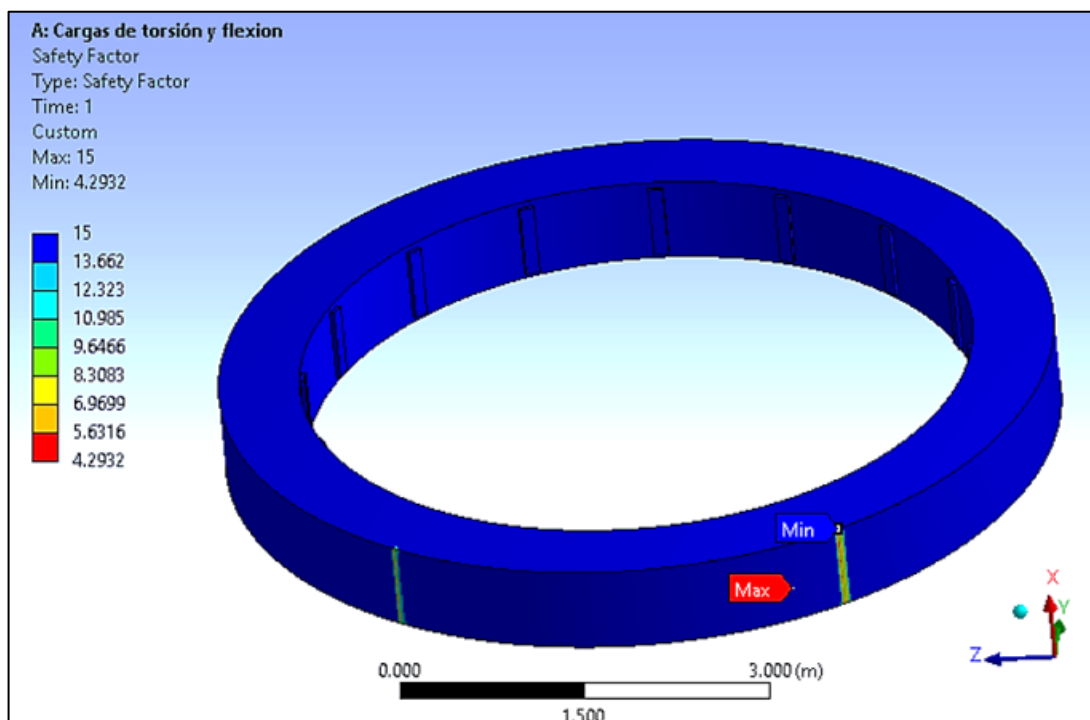


Figura 5.68 Factor de seguridad del aro de rodadura 2 por criterio de falla por fluencia. ($S_y = 431$ MPa)

5.1.1.7.3 Análisis estructural con carga térmica de los aros de rodadura:

En este punto se importó el mallado y los resultados del perfil de temperatura del ensamble calculado en el apartado 5.1.1.6.3.2, luego se analizó el ensamble de los aros de rodadura y en el apartado 5.1.1.6.3.3, se analizó las cargas térmicas y las condiciones de frontera del ensamble. Por lo tanto, se pudo obtener los siguientes resultados:

- Deformación en el eje Y del ensamble del aro de rodadura 1.
- Deformación en el eje Z del ensamble del aro de rodadura 1.
- Deformación en el eje Y del ensamble del aro de rodadura 2.
- Deformación en el eje Z del ensamble del aro de rodadura 2.
- Esfuerzo equivalente del aro de rodadura 1.
- Esfuerzos máximos y mínimos en el borde crítico.
- Variación del esfuerzo equivalente con respecto al borde crítico del aro de rodadura 1.
- Factor de seguridad del aro de rodadura 1 por criterio de falla por fluencia.
- Esfuerzo equivalente del aro de rodadura 2.
- Esfuerzos máximos y mínimos en el borde crítico.
- Variación del esfuerzo equivalente con respecto al borde crítico del aro de rodadura 2.
- Factor de seguridad del aro de rodadura 2 por criterio de falla por fluencia.

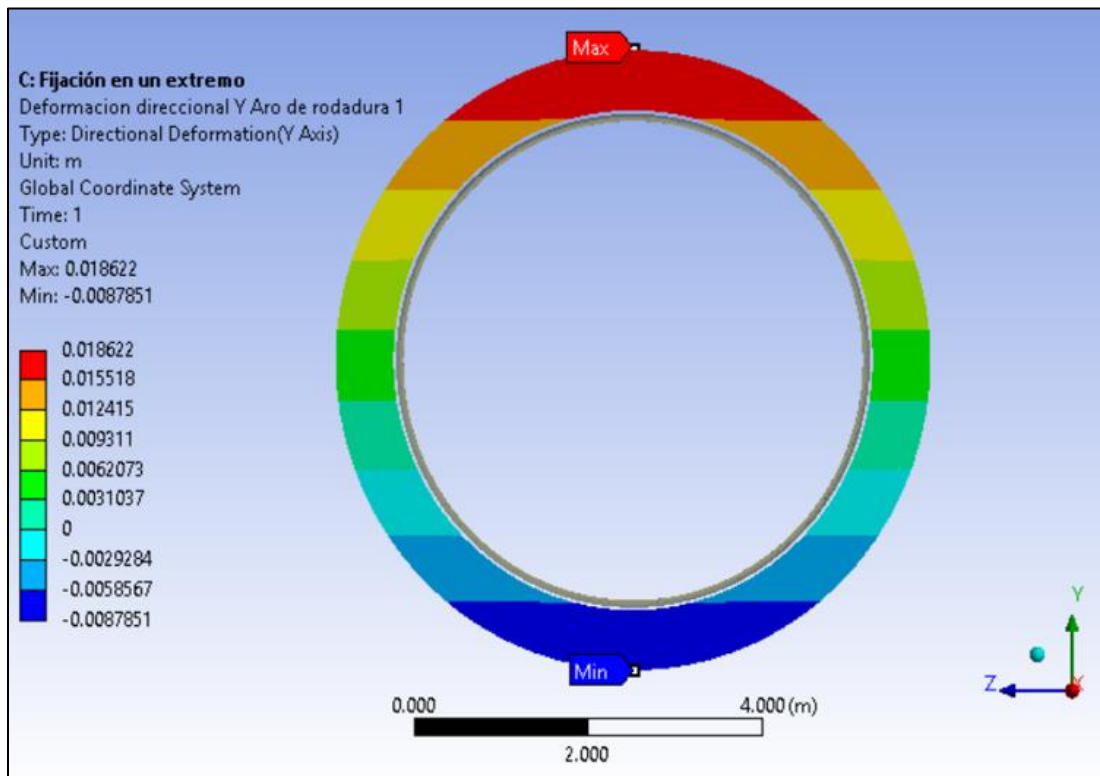


Figura 5.69 Deformación en el eje Y del ensamble del aro de rodadura 1.

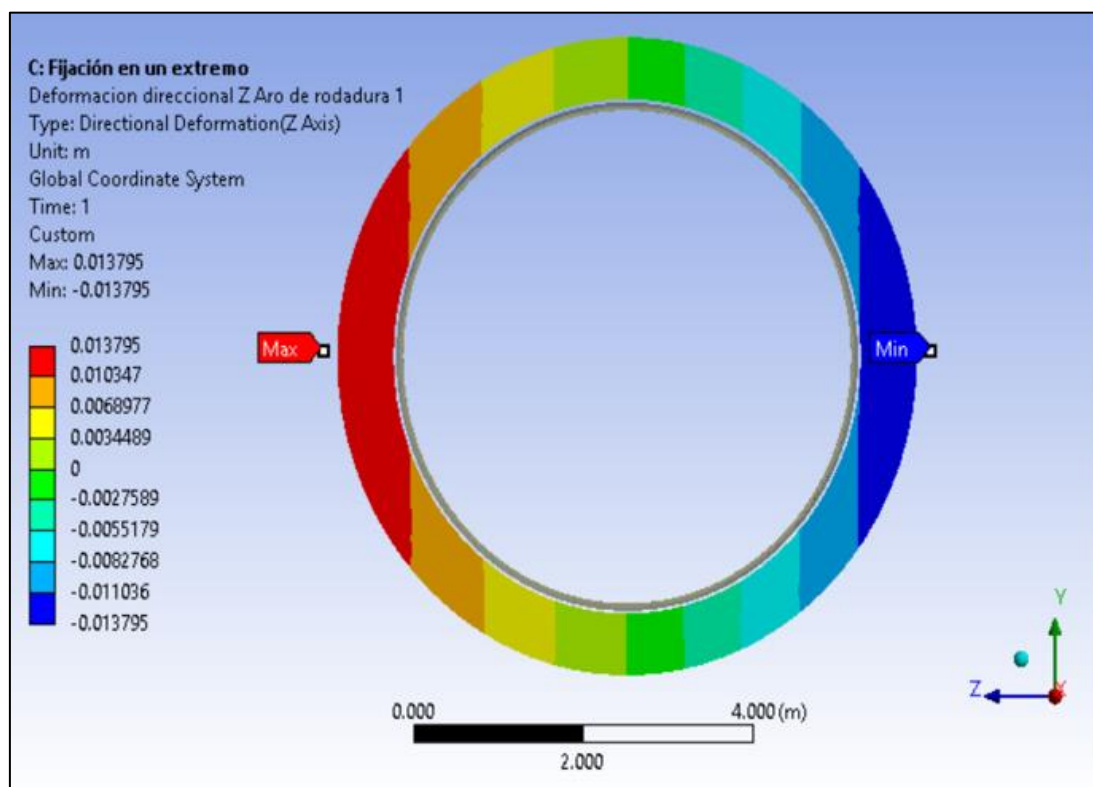


Figura 5.70 Deformación en el eje Z del ensamble del aro de rodadura 1.

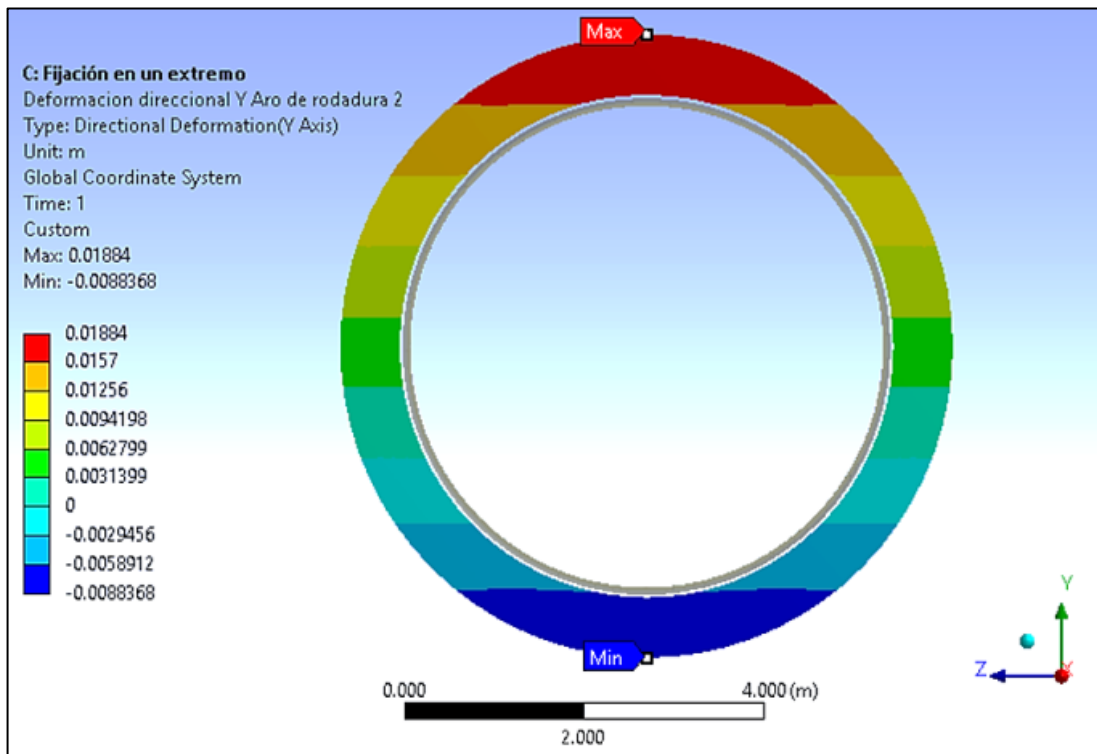


Figura 5.71 Deformación en el eje Y del ensamble del aro de rodadura 2.

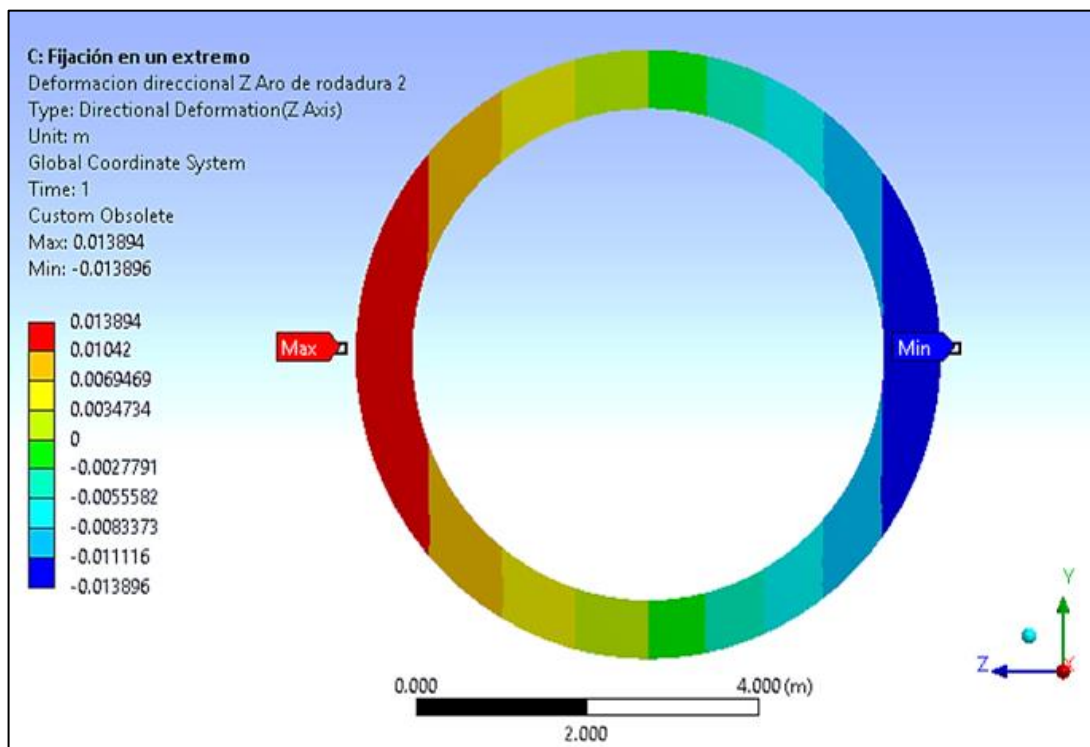


Figura 5.72 Deformación en el eje Z del ensamble del aro de rodadura 2.

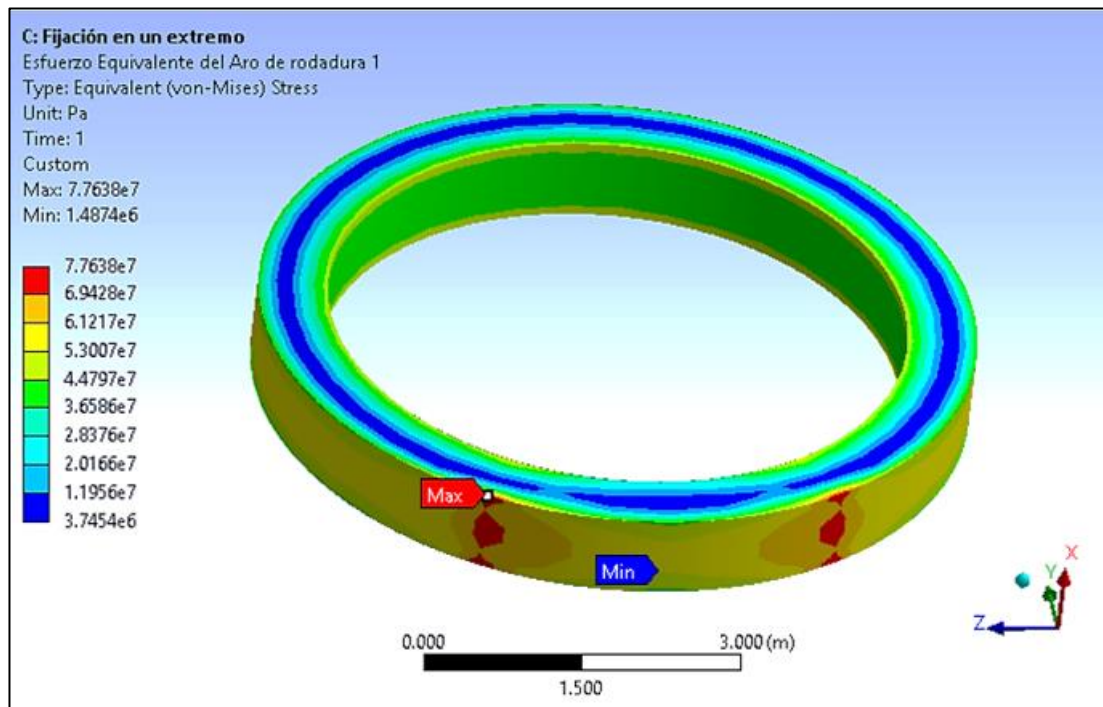


Figura 5.73 Esfuerzo equivalente del aro de rodadura 1.

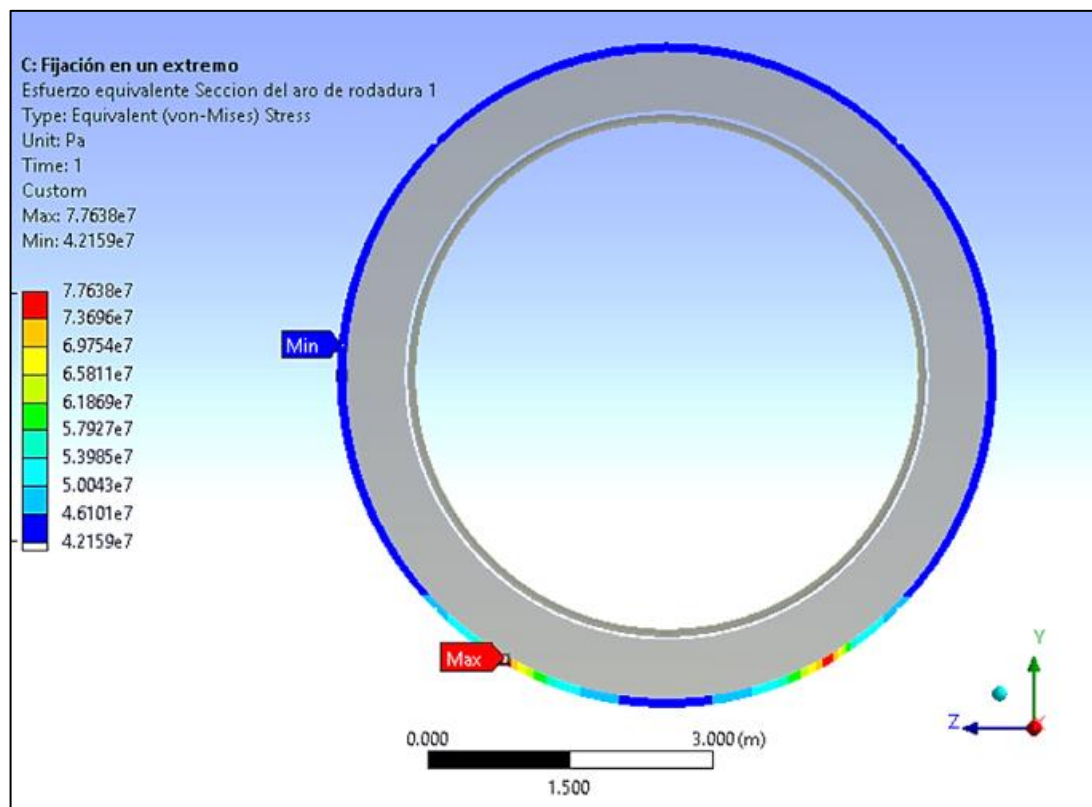


Figura 5.74 Esfuerzos máximos y mínimos en el borde crítico. (77,6 MPa)

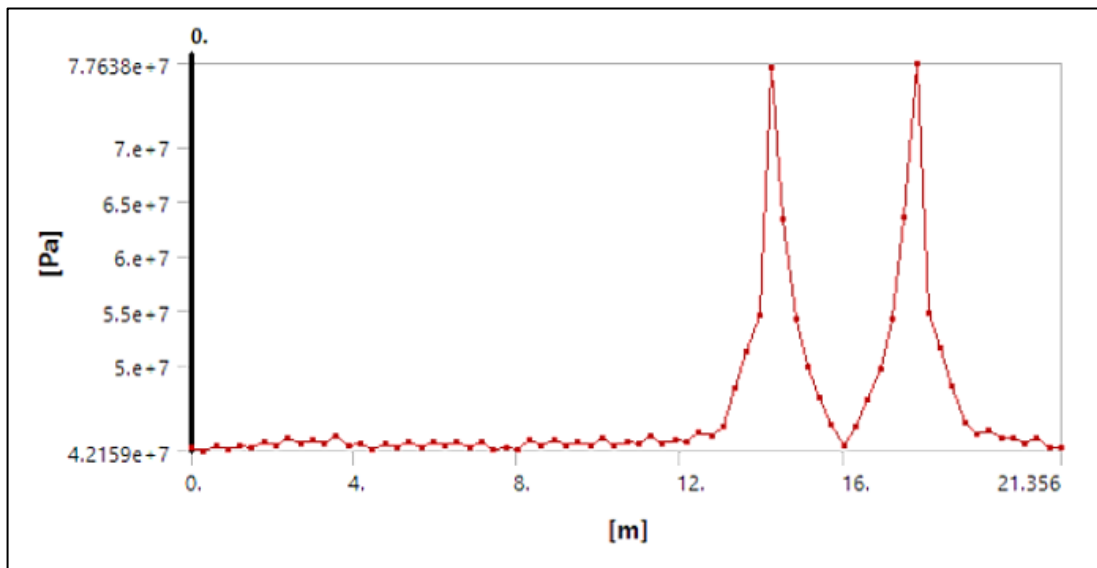


Figura 5.75 Variación del esfuerzo equivalente con respecto al borde crítico del aro de rodadura 1. (Ver la figura 5.74)

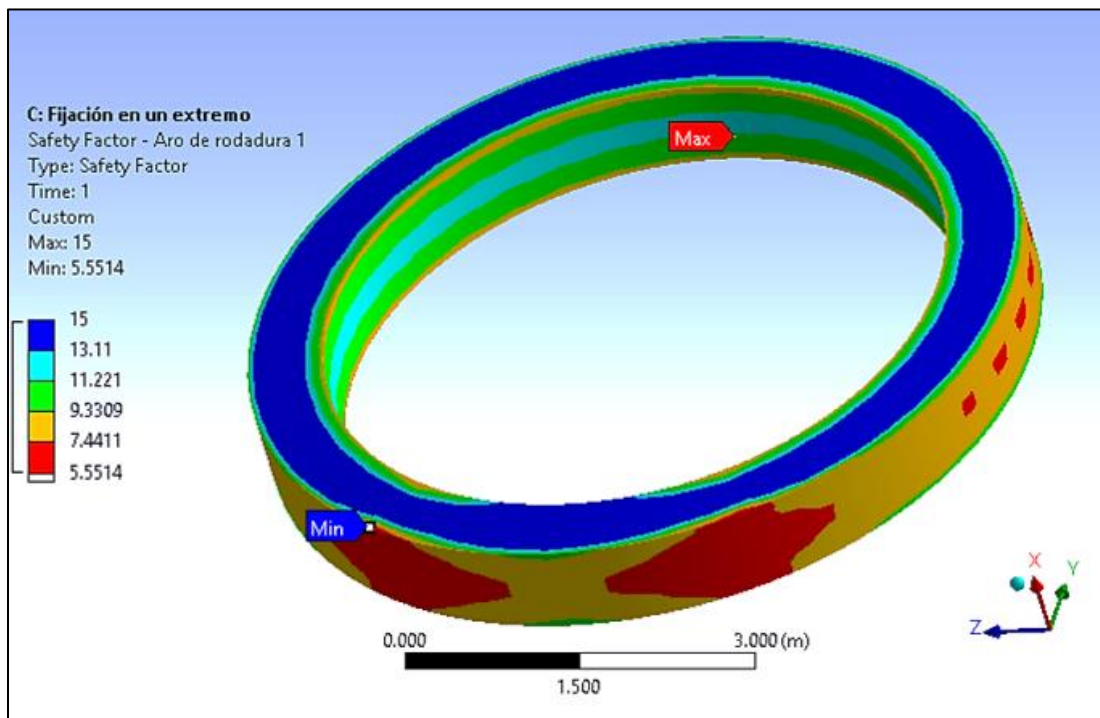


Figura 5.76 Factor de seguridad del aro de rodadura 1 por criterio de falla por fluencia.

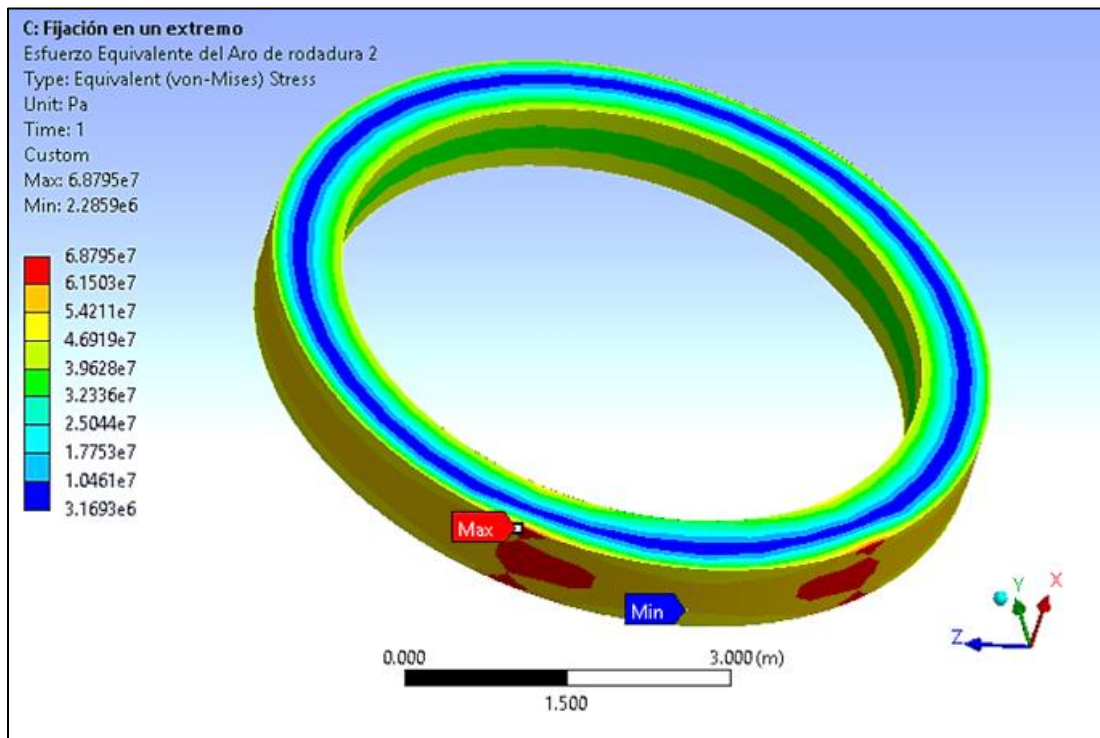


Figura 5.77 Esfuerzo equivalente del aro de rodadura 2.

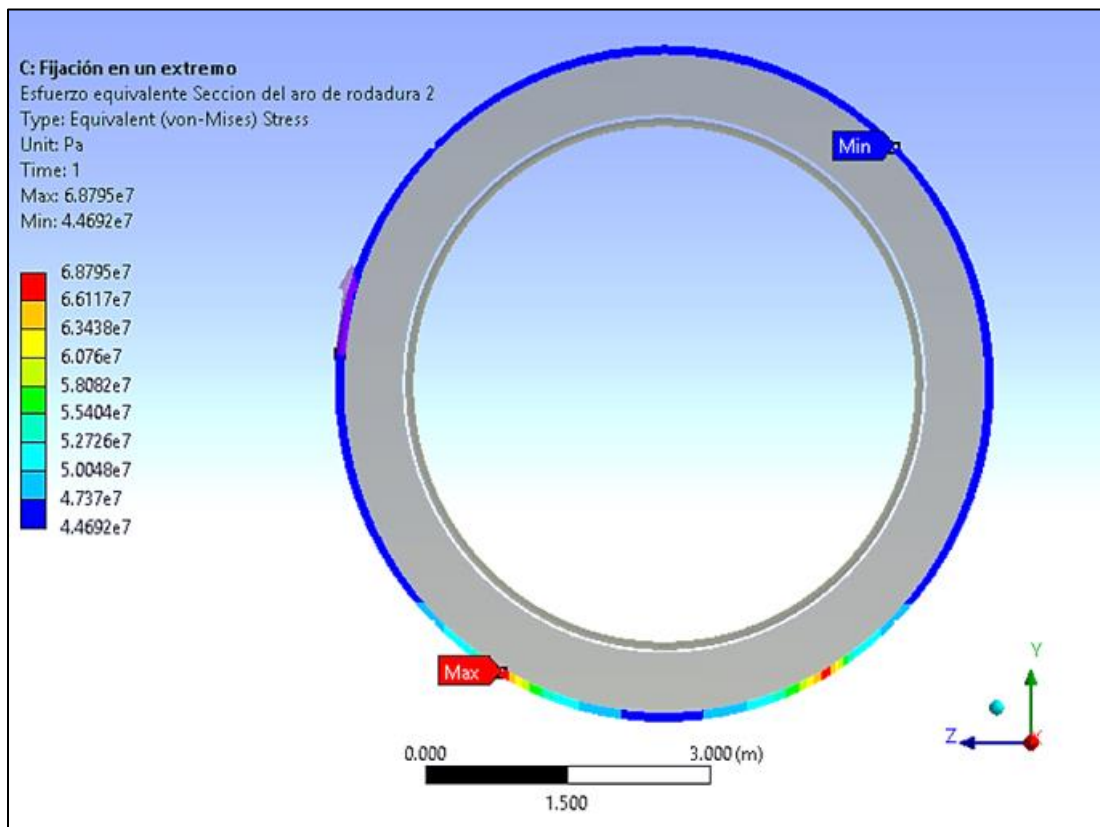


Figura 5.78 Esfuerzos máximos y mínimos en el borde crítico. (68,8 MPa)

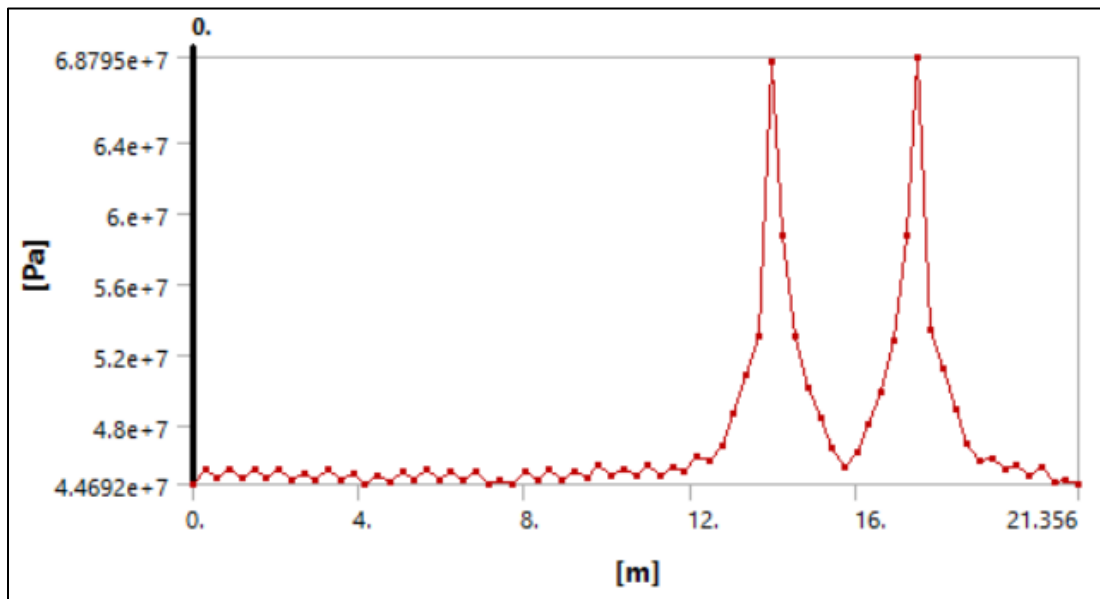


Figura 5.79 Variación del esfuerzo equivalente con respecto al borde crítico del aro de rodadura 2. (Ver la figura 5.78)

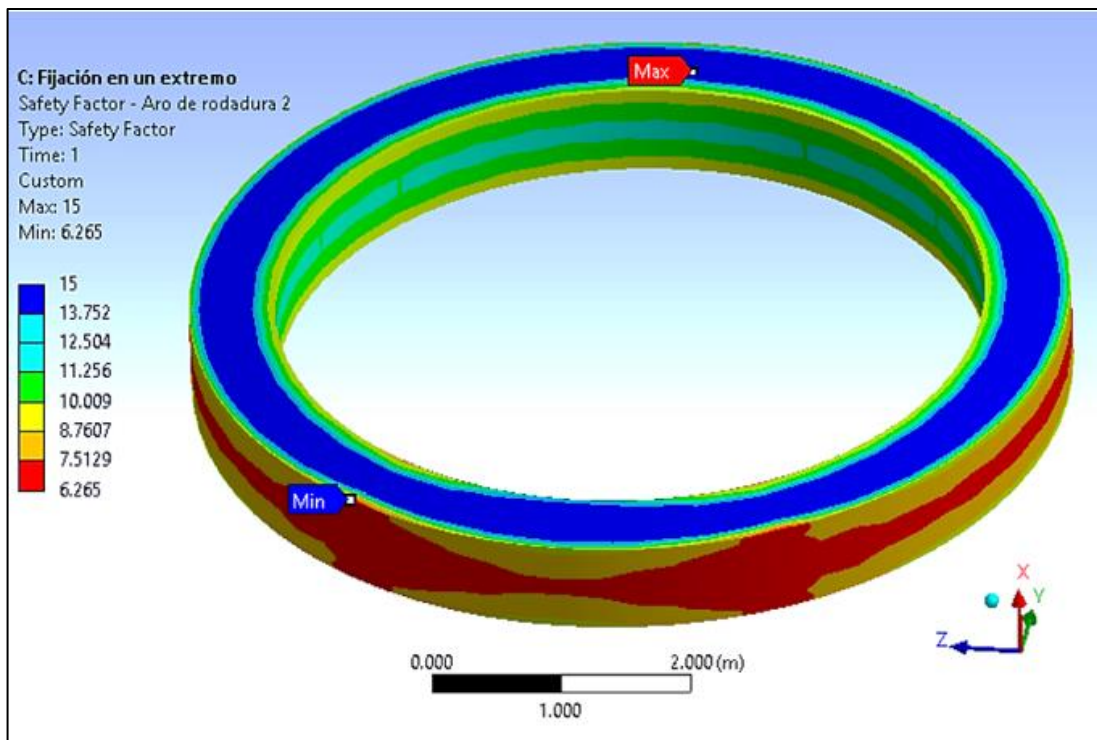


Figura 5.80 Factor de seguridad del aro de rodadura 2 por criterio de falla por fluencia.

En el marco teórico, según el apartado 4.1.6.14, se explicó sobre el límite de resistencia a la fatiga por el método de esfuerzo-vida. Se obtuvo el siguiente dato.

$$S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa} \rightarrow S'_e = 0,5 * S_{ut} \dots (4.30)$$

$$S'_e = 0,5 * 855 = 427,5 \text{ MPa}$$

En el marco teórico, según el apartado 4.1.9.9, se explicó sobre los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga. Se obtuvo el siguiente dato.

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S'_e \dots (4.50)$$

$$S_e = 0,754 * 0,633 * 1 * 0,943 * 0,62 * 1 * 427,5 = 119,25$$

$$k_a = 4,51 * S_{ut}^{-0.265} \dots (4.51)$$

$$k_a = 4,51 * 855^{-0.265} = 0,754$$

Según el apartado 4.1.9.10, se explicó sobre el esfuerzo equivalente medio y el esfuerzo equivalente alternante. Se obtuvo los siguientes resultados para el aro de rodadura 1 y 2, ver las tablas 5.24 y 5.25.

Tabla 5.24

Resultados de esfuerzos equivalentes en aro de rodadura 1 en el borde crítico.

Esfuerzo equivalente	Cantidad	Unidad	Observación
Máximo de flexión y torsión	170,9	MPa	Esfuerzo sinusoidal por carga de flexión y torsión
Mínimo de flexión y torsión	0,06	MPa	
Máximo por carga térmica	77,6	MPa	Esfuerzo sinusoidal por carga térmica
Mínimo por carga térmica	42,2	MPa	
Esfuerzo equivalente medio	145,38	MPa	Ver figura 4.30
Esfuerzo equivalente alternante	103,12	MPa	

Tabla 5.25

Resultados de esfuerzos equivalentes en aro de rodadura 2 en el borde crítico.

Esfuerzo equivalente	Cantidad	Unidad	Observación
Máximo de flexión y torsión	100,4	MPa	Esfuerzo sinusoidal por carga de flexión y torsión
Mínimo de flexión y torsión	0,05	MPa	
Máximo por carga térmica	68,8	MPa	Esfuerzo sinusoidal por carga térmica
Mínimo por carga térmica	44,7	MPa	
Esfuerzo equivalente medio	106,98	MPa	Ver figura 4.30
Esfuerzo equivalente alternante	62,23	MPa	

Según el apartado 4.1.6.18, se explicó sobre el criterio de falla por fatiga de Gerber y criterio de falla por fluencia de Langer. Se analizó en el borde crítico del aro de rodadura 1 y 2. A una temperatura de 350 °C, ver la tabla 5.26.

Tabla 5.26

Criterios de falla por fatiga y por fluencia en los aros de rodadura.

Aro de rodadura 1			Aro de rodadura 2		
σ_m	145,38	MPa	σ_m	106,98	MPa
σ_a	103,12	MPa	σ_a	62,23	MPa
S_e	119,25	MPa	S_e	119,25	MPa
S_{ut}	855	MPa	S_{ut}	855	MPa
S_y	431	MPa	S_y	431	MPa
$r = \sigma_a/\sigma_m$	0,709		$r = \sigma_a/\sigma_m$	0,582	
Criterio de falla por fatiga de Gerber – Ecuación 4.37					
Aro de rodadura 1			Aro de rodadura 2		
n_f	1,1148		n_f	1,8173	
Criterio de falla por fluencia de Langer – Ecuación 4.38					
Aro de rodadura 1			Aro de rodadura 2		
n_y	1,7		n_y	2,5	

Se obtuvo las intersecciones del diagrama de fatiga, ver la tabla 5.27. Luego se realizó los diagramas de fatiga de los bordes críticos en los aros de rodadura 1 y 2, ver las figuras 5.81 y 5.82.

Tabla 5.27

Puntos de intersección del diagrama de fatiga en los aros de rodadura.

Aro de rodadura 1			Aro de rodadura 2		
$r = \frac{\sigma_a}{\sigma_m}$	0,709		$r = \frac{\sigma_a}{\sigma_m}$	0,582	
Punto A			Punto A		
S_a	115,0	MPa	S_a	113,1	MPa
S_m	162,1	MPa	S_m	194,4	MPa
Punto B			Punto B		
S_a	178,9	MPa	S_a	158,5	MPa
S_m	252,1	MPa	S_m	272,5	MPa
Punto C			Punto C		
S_a	101,5	MPa	S_a	101,5	MPa
S_m	329,5	MPa	S_m	329,5	MPa

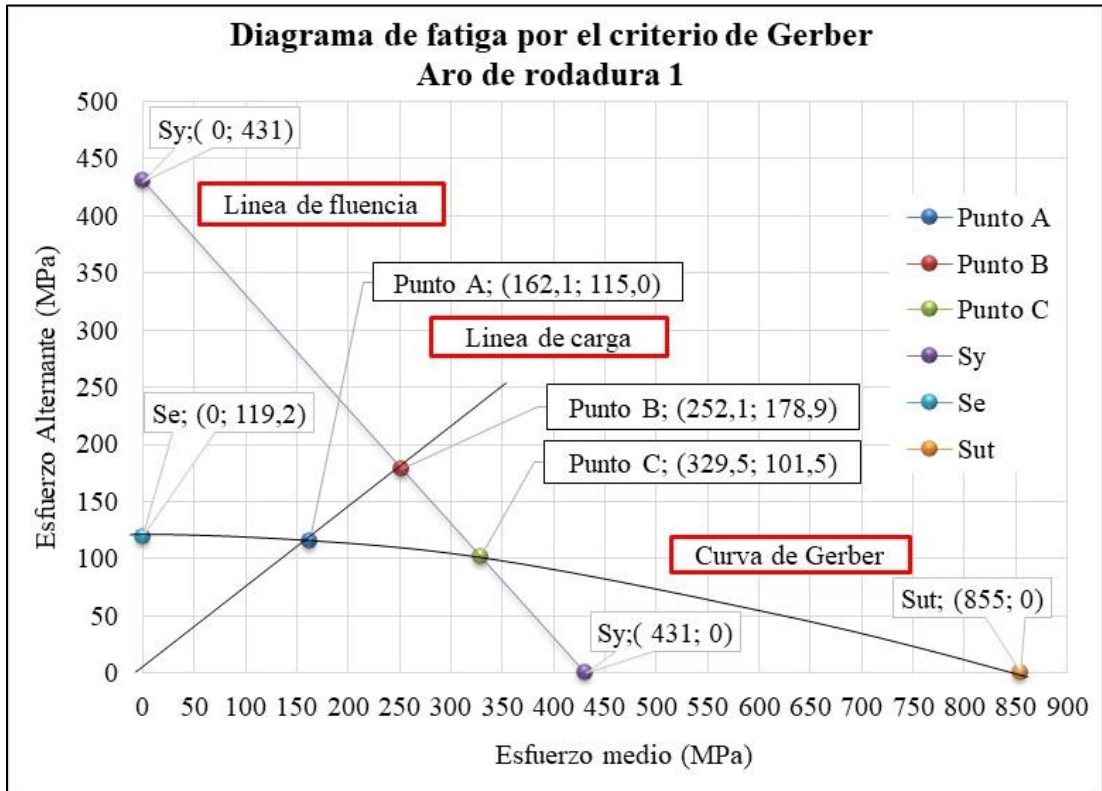


Figura 5.81 Diagrama de fatiga por el criterio de Gerber en aro de rodadura 1.

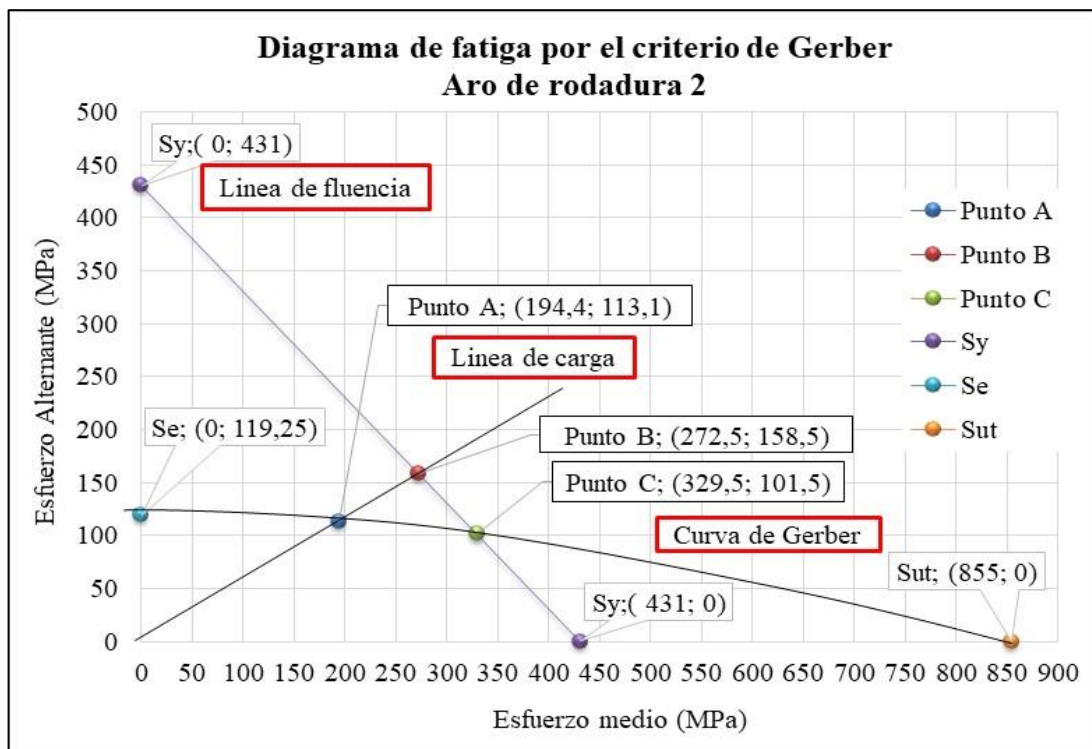


Figura 5.82 Diagrama de fatiga por el criterio de Gerber en aro de rodadura 2.

Según el apartado 4.1.9.8, se explicó sobre la ovalización del aro de rodadura. Se analizó las figuras 5.51, 5.52, 5.69, 5.70 del aro de rodadura 1 y las figuras 5.62, 5.63, 5.71 y 5.72. Luego los resultados se presentaron en las tablas 5.28, 5.29 y la figura 5.83.

Tabla 5.28

Deformación de los aros de rodadura 1 y 2 en los ejes Z e Y.

Ubicación	Descripción	Deformación Y		Deformación Z		Unidad
		Punto 1	Punto 3	Punto 2	Punto 4	
Aro de rodadura 1	Carga de flexión y torsión	-0,9	0	0	-1,2	mm
	Carga térmica	18,6	-8,7	13,8	-13,8	mm
	Combinación	17,7	-8,7	13,8	-15	mm
Aro de rodadura 2	Carga de flexión y torsión	-1	0	0,3	-0,7	mm
	Carga térmica	18,8	-8,8	13,9	-13,9	mm
	Combinación	17,8	-8,8	14,2	-14,6	mm

Tabla 5.29

Porcentaje de ovalización de los aros de rodadura 1 y 2 en los ejes Z e Y.

Ecuación - Descripción	Abrev.	Aro de rodadura 1	Aro de rodadura 2	Unidad
Radio exterior máximo del aro de rodadura deformada	a	$\left(\frac{13,8 + 15}{2}\right)$ = 14,4	$\left(\frac{14,2 + 14,6}{2}\right)$ = 14,4	mm
Radio exterior mínimo del aro de rodadura deformada	b	$\left(\frac{17,7 + 8,7}{2}\right)$ = 13,2	$\left(\frac{17,8 + 8,8}{2}\right)$ = 13,3	mm
Deformación circunferencial del aro de rodadura	ω	2,4	2,2	mm
4.49 - Porcentaje de ovalización del aro de rodadura	$\omega\%$	0,035	0,032	%

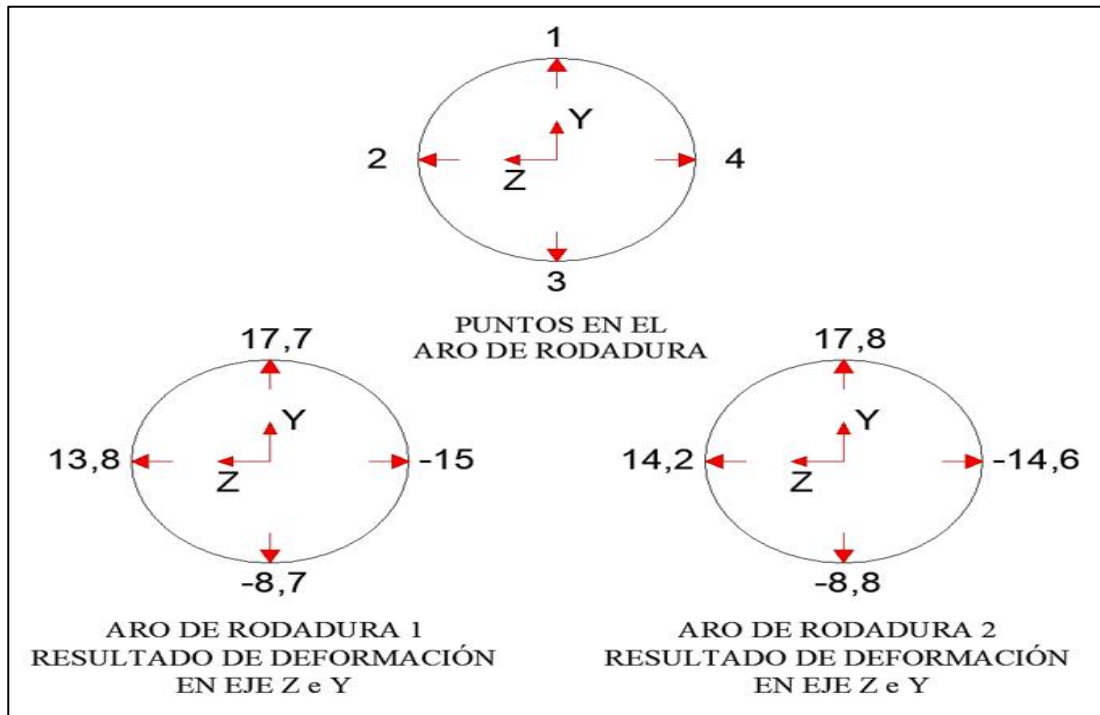


Figura 5.83 Deformación de los aros de rodadura 1 y 2 en los ejes Z e Y.

5.1.1.7.4 Análisis de los resultados por el método de elementos finitos:

Hasta este momento se tienen los resultados de la memoria de cálculo por el sistema continuo. Que se obtuvo del análisis estructural con carga de flexión y torsión; Y del análisis estructural con carga térmica.

Se obtuvo la deformación de los aros de rodadura 1 y 2 en los ejes Z e Y, se pueden ver en la figura 5.83 y en la tabla 5.28. Además el porcentaje de ovalización que se obtuvo de los aros de rodadura 1 y 2 en los ejes Z e Y, se puede ver en la tabla 5.29.

- El porcentaje de ovalización del aro de rodadura 1 es $0,035 < 0,2\%$, ver apartado 4.1.10.
- El porcentaje de ovalización del aro de rodadura 2 es $0,032 < 0,2\%$, ver apartado 4.1.10.

Los resultados que se obtuvieron en los factores de seguridad por el criterio de falla por fluencia de Langer y por el criterio de falla por fatiga de Gerber. Después de analizar en los bordes críticos de los aros de rodadura, se muestran en la tabla 5.30.

Como se puede ver los aros de rodadura fallarán por fatiga antes que por fluencia ya que el $n_y > n_f$. Como se ve los resultados son aceptables.

Tabla 5.30

Factores de seguridad por los criterios de falla por fatiga y por fluencia en los aros de rodadura.

Criterio de falla por fatiga de Gerber – Ecuación 4.37			
Aro de rodadura 1		Aro de rodadura 2	
n_f	1,1148	n_f	1,8174
Criterio de falla por fluencia de Langer – Ecuación 4.38			
Aro de rodadura 1		Aro de rodadura 2	
n_y	1,7	n_y	2,5

5.1.1.7.5 Realización del plano general de los aros de rodadura:

El plano que se realizó de los aros de rodadura es el UNIFIM-M3-2017-02.

5.1.1.8 Realización del cálculo por el método de elementos finitos y el plano general de los polines de rodadura:

5.1.1.8.1 Realización del metrado de cargas de los polines de rodadura:

En el marco teórico, según el apartado 4.1.12.1, se explicó sobre la reacción en los polines de rodadura y se obtuvo los siguientes datos.

$$Ra = Rb = \frac{W_{ext.} + CM_{aro}}{2 * \cos 30^\circ} \dots (4.52)$$

Para los polines de la base 1:

$$F = Ra = Rb = \frac{6180,2 + 783,4}{2 * \cos 30^\circ} = 4020 \text{ kN}$$

Para los polines de la base 2:

$$F = Ra = Rb = \frac{5449,26 + 685,4}{2 * \cos 30^\circ} = 3542 \text{ kN}$$

En el marco teórico, según el apartado 4.1.12.2, se explicó sobre la carga por el peso del polín de rodadura y se obtuvo los siguientes datos.

$$W_{polin} = \frac{V_{polin} * \gamma_{acero fundido}}{w_p} \dots (4.53)$$

Para los polines de la base 1:

$$W_{polin} = \frac{1,81 * 7800}{1} = 14118 \text{ kg/m}$$

Para los polines de la base 2:

$$W_{polin} = \frac{1,15 * 7800}{0,85} = 10553 \text{ kg/m}$$

En el marco teórico, según el apartado 4.1.12.3, se explicó sobre la carga por el peso del eje del polín de rodadura y se obtuvo los siguientes datos.

$$W_{eje} = \frac{D^2 * \pi}{4} * \gamma_{acero} \dots (4.54)$$

Para el diámetro exterior del eje del polín de 0,55 metros.

$$W_{eje} = \frac{0,55^2 * \pi}{4} * 7850 = 1865,03 \text{ kg/m}$$

Para el diámetro exterior del eje del polín de 0,5 metros.

$$W_{eje} = \frac{0,5^2 * \pi}{4} * 7850 = 1541,34 \text{ kg/m}$$

Para el diámetro exterior del eje del polín de 0,45 metros.

$$W_{eje} = \frac{0,45^2 * \pi}{4} * 7850 = 1248,5 \text{ kg/m}$$

En el marco teórico, según el apartado 4.1.12.4, se explicó sobre el torque en el polín de rodadura y se obtuvo los siguientes datos.

$$T_{m1} < Ra * \mu_k * R_2 \dots (4.55)$$

$$T_{m1} < 4020 * 0,57 * 0,85 = 1947,7 \text{ kN} - \text{m}$$

$$T_{m1} = T_{m2} = \frac{T}{2} * \frac{R_2}{R_1} \dots (4.56)$$

El torque que actúan en los polines de la base 1:

$$T_{m1} = T_{m2} = \frac{2455,37}{2} * \frac{0,85}{3,4} = 307 \text{ kN} - \text{m}$$

El torque que actúan en los polines de la base 2:

$$T_{m1} = T_{m2} = \frac{579,6}{2} * \frac{0,75}{3,4} = 63,9 \text{ kN} - \text{m}$$

5.1.1.8.2 Determinación de las dimensiones, el tipo de material y características de los polines de rodadura:

Con el metrado de cargas de la tabla 5.21, se realizó el análisis estático para el cálculo de los parámetros de diseño del polín de rodadura.

Además se realizó un esquema preliminar de la disposición final de las dimensiones de los polines de rodadura, ver la figura 5.84. Hay que añadir que los cálculos de los polines de rodadura abarcan en el polín y los ejes del polín de rodadura.

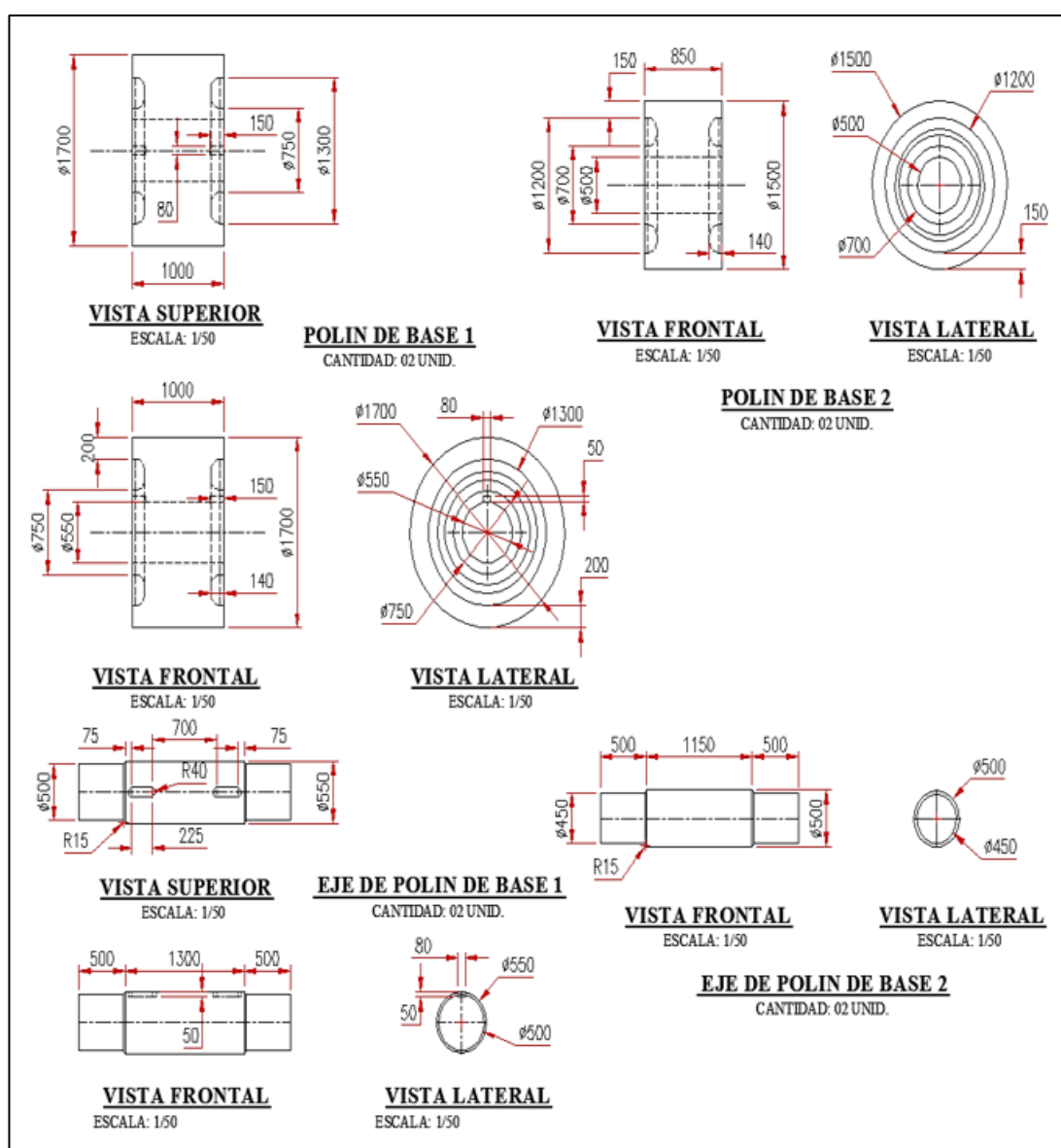


Figura 5.84 Disposición de los polines de rodadura y los ejes de rodadura.

Según el apartado 5.1.1.7.2, los esfuerzos de contacto que se obtuvieron en los aros de rodadura son los mismos que se obtienen en los polines de rodadura, ya que en las ecuaciones 4.42 y 4.43 se utilizó el ancho del aro de rodadura por ser menor que el ancho del polín de rodadura.

Por lo tanto, la designación del material del polín de rodadura es 30 CrNiMo 8, estándar DIN, la designación numérica es 1.6580 y sub-grupo SEW 550 (1976), ver tabla 5.31. Este material fue seleccionado luego de varios cálculos.

Tabla 5.31

Propiedades mecánicas del material 1.6580. (30 CrNiMo 8)

Composición química	0,26-0,33 C%; 0,30-0,60 Mn%; ≤ 0,035 P%; ≤ 0,035 S%; ≤ 0,40 Si%; 1,80-2,20 Ni%; 1,80-2,20 Cr%; 0,30-0,50 Mo%;	
Rango de espesores en mm	500 - 1000	
Descripción	Cantidad	Unidad
Densidad	7800	kg/m ³
Coefficiente de poisson	0,3	
Resistencia ultima mínima	780 - 930	MPa
Resistencia ultima mínima seleccionada	855	MPa
Resistencia a la fluencia a 250°C	500	MPa
Resistencia a la fluencia a 300°C	471	MPa
Resistencia a la fluencia a 350°C	431	MPa
Dureza Brinnell	248	Hb
Módulo de elasticidad a 200°C	199000	MPa
Módulo de elasticidad a 300°C	192000	MPa
Módulo de elasticidad a 400°C	184000	MPa
Coefficiente de dilatación a 200°C	12,7	10 ⁻⁶ m/m-°K
Coefficiente de dilatación a 300°C	13,2	10 ⁻⁶ m/m-°K
Coefficiente de dilatación a 400°C	13,6	10 ⁻⁶ m/m-°K
Conductividad térmica a 200 °C	37,8	W/m-°K
Conductividad térmica a 300 °C	37,2	W/m-°K
Conductividad térmica a 400 °C	35,7	W/m-°K

Fuente: www.totalmateria.com (La base de datos de materiales más extensa del mundo)

La designación del material del eje del polín de rodadura es 42 CrMo 4, estándar DIN, la designación numérica es 1.7225 y sub-grupo SEW 550 (1976), ver la tabla 5.32. Este material fue seleccionado luego de varios cálculos.

Tabla 5.32*Propiedades mecánicas del material 1.7225. (42 CrMo 4)*

Composición química	0,38-0,45 C%; 0,50-0,80 Mn%; ≤ 0,035 P%; ≤ 0,035 S%; ≤ 0,40 Si%; ≤ 0,60 Ni%; 0,90-1,20 Cr%; 0,15-0,30 Mo%;	
Rango de espesores en mm	500 - 750	
Descripción	Cantidad	Unidad
Densidad	7850	kg/m ³
Coefficiente de poisson	0,3	
Resistencia ultima mínima	590 - 740	MPa
Resistencia ultima mínima seleccionada	665	MPa
Resistencia a la fluencia a 100°C	363	MPa
Resistencia a la fluencia a 200°C	333	MPa
Resistencia a la fluencia a 250°C	324	MPa
Dureza Brinnell	240	Hb
Módulo de elasticidad a 100°C	205000	MPa
Módulo de elasticidad a 200°C	195000	MPa
Módulo de elasticidad a 300°C	185000	MPa
Coefficiente de dilatación a 100°C	11,1	10 ⁻⁶ m/m-°K
Coefficiente de dilatación a 200°C	12,1	10 ⁻⁶ m/m-°K
Coefficiente de dilatación a 300°C	12,9	10 ⁻⁶ m/m-°K
Conductividad térmica a 20 °C	33,5	W/m-°K
Conductividad térmica a 250 °C	34,0	W/m-°K

Fuente: www.totalmateria.com (La base de datos de materiales más extensa del mundo)

Se presenta el cuadro de metrado de cargas por el método analítico para el sistema discreto, ver la tabla 5.33.

Tabla 5.33*Metrado de cargas de los ejes de los polines de rodadura por sistema discreto.*

Carga	Cantidad	Unidad	Ubicación
Reacción en los polines de rodadura 1	4020	kN	Centro del eje
Reacción en los polines de rodadura 2	3542	kN	Centro del eje
Peso del polín de rodadura 1	14118	kg/m	Ancho de 1 m
Peso del polín de rodadura 2	10553	kg/m	Ancho de 0,85 m
Peso del eje del polín de rodadura para Ø 0,55 metros.	1865,03	kg/m	
Peso del eje del polín de rodadura para Ø 0,5 metros.	1541,34	kg/m	Ver figura 5.84
Peso del eje del polín de rodadura para diámetro exterior de 0,45 metros.	1248,5	kg/m	
Torque en los polines de rodadura 1	307	kN-m	En cada uno de
Torque en los polines de rodadura 2	63,9	kN-m	los polines

Utilizando el programa SAP2000, se obtuvo las reacciones, el diagrama de fuerza cortante y el diagrama del momento flector de los ejes de los polines de la base 1 y 2, ver las figuras 5.85, 5.86, 5.87, 5.88, 5.89 y 5.90.

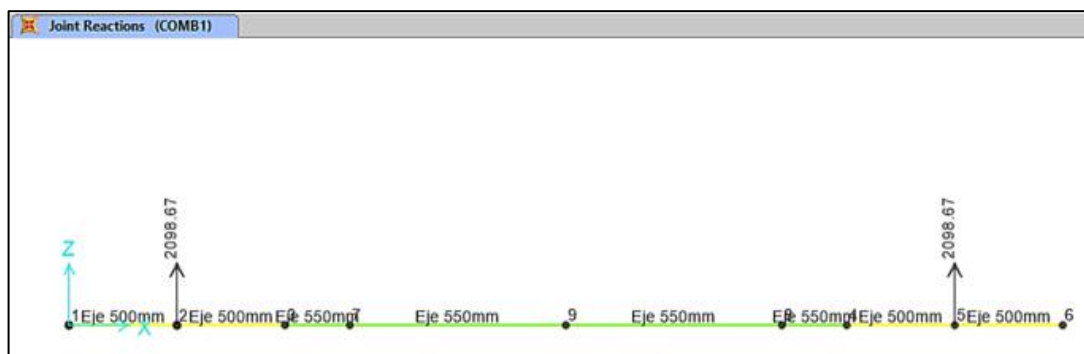


Figura 5.85 Diagrama de reacción del eje del polín de la base 1 en kN.

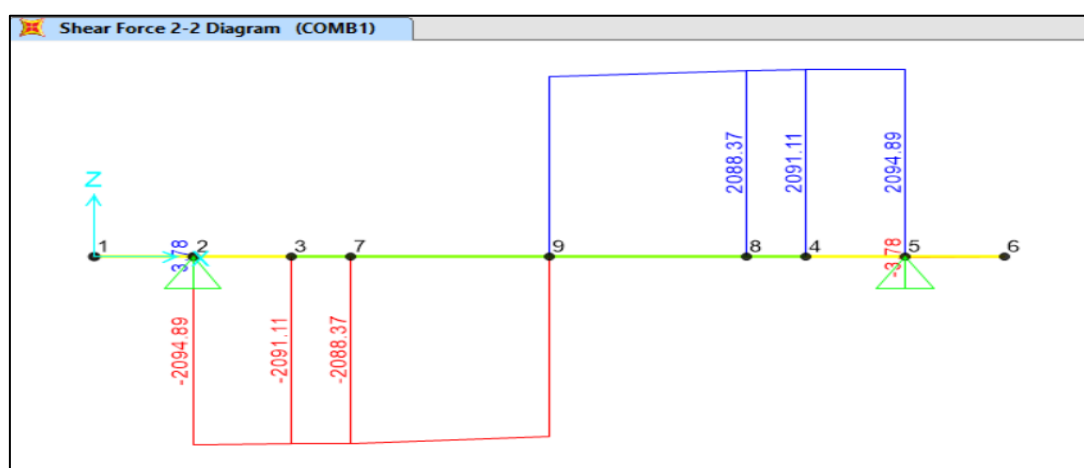


Figura 5.86 Diagrama de fuerza cortante del eje de polín de la base 1 en kN.

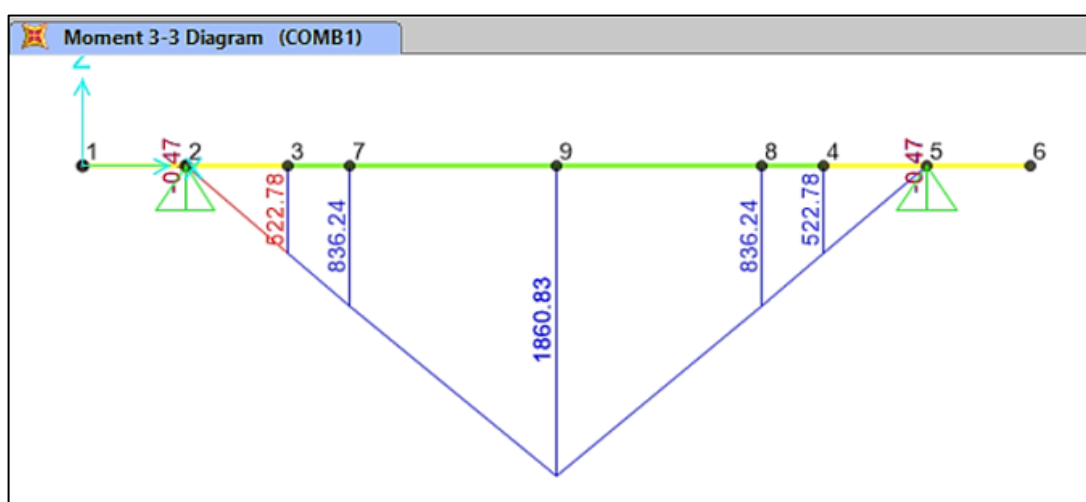


Figura 5.87 Diagrama del momento flector del eje de polín de la base 1 en kN-m.

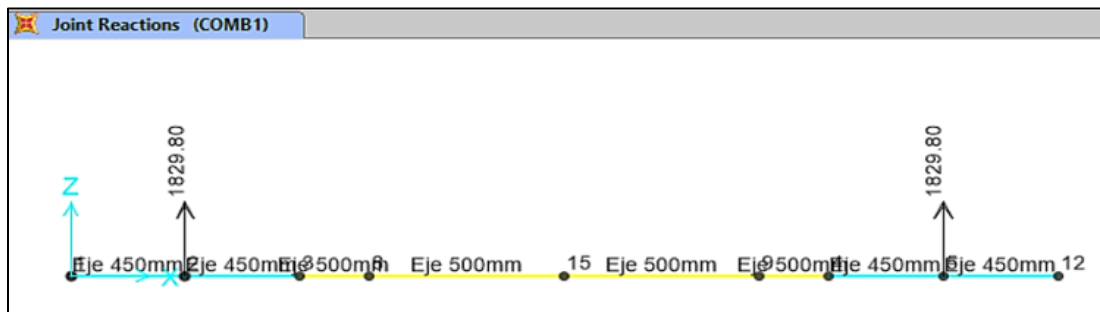


Figura 5.88 Diagrama de reacción del eje del polín de la base 2 en kN.

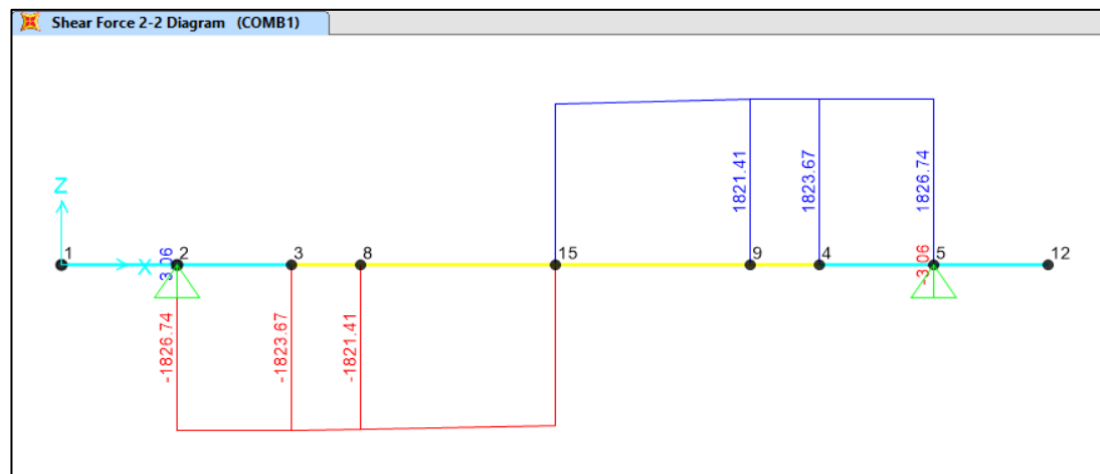


Figura 5.89 Diagrama de fuerza cortante del eje de polín de la base 1 en kN.

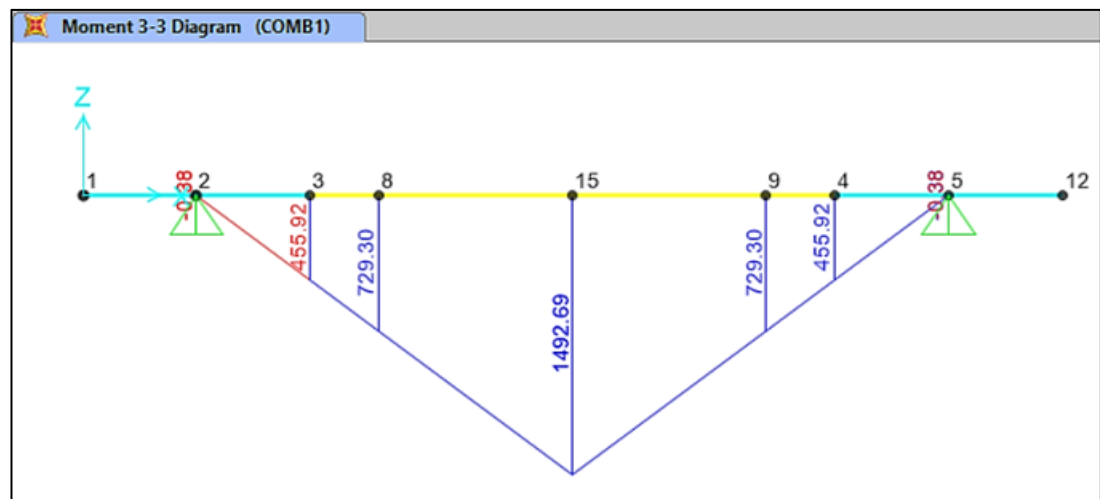


Figura 5.90 Diagrama del momento flector del eje de polín de la base 2 en kN-m.

En el marco teórico, según el apartado 4.1.12.5, se explicó sobre los esfuerzos en el eje del polín de rodadura. Luego se analizó las figuras 5.84, 5.87 y 5.90 en 2 puntos críticos y se obtuvo los siguientes datos, ver las tablas 5.34 y 5.35.

Tabla 5.34*Esfuerzos en el eje del polín de rodadura de la base 1.*

Ecuación - Descripción	Abrev.	Punto 3	Punto 9	Unidad
		Cantidad	Cantidad	
4.57 Esfuerzo de flexión alternante	σ_a	89,46	113,92	MPa
Momento flector alternante	M_a	522,78	1860,83	kN-m
4.58 - Modulo o momento resistente de la sección	Z	0,0123	0,0163	m ³
Diámetro exterior de la sección crítica del eje	D	0,5	0,55	metros
4.59 – Factor de concentración de los esfuerzos normales por fatiga	K_f	2,1	1	-
Factor teórico de concentración de esfuerzos normales	K_t	2,2	-	-
Radio de la muesca	r	15	-	mm.
4.60 - Constante de Neuber	\sqrt{a}	0,33	-	$\sqrt{mm.}$
4.61 – Constante de Neuber	$\sqrt{a'}$	0,0655	-	$\sqrt{pulg.}$
Resistencia última mínima del material	S_{ut}	665	665	MPa
Resistencia última mínima del material	S_{ut}	96,425	96,425	kpsi
4.62 – Esfuerzo de corte torsional medio	τ_m	17,51	9,40	MPa
Torque medio	T_m	307	307	kN-m
4.63- Relación de momento polar de inercia de la sección	J/c	0,0245	0,0327	m ³
Diámetro exterior de la sección crítica del eje	D	0,5	0,55	metros
4.64 - Factor de concentración de los esfuerzos cortantes por fatiga	K_{fs}	1,4	1	-
Factor teórico de concentración de esfuerzos cortante torsionales	K_{ts}	1,4	-	-
Radio de la muesca	r	15	-	mm.
4.65 - Constante de Neuber	\sqrt{a}	0,25	-	$\sqrt{mm.}$
4.66 – Constante de Neuber	$\sqrt{a'}$	0,0496	-	$\sqrt{pulg.}$

Tabla 5.35*Esfuerzos en el eje del polín de rodadura de la base 2.*

Ecuación - Descripción	Abrev.	Punto 3	Punto 15	Unidad
		Cantidad	Cantidad	
4.57 Esfuerzo de flexión alternante	σ_a	107,02	121,64	MPa
Momento flector alternante	M_a	455,92	1492,69	kN-m
4.58 - Modulo o momento resistente de la sección	Z	0,0089	0,0123	m ³
Diámetro exterior de la sección crítica del eje	D	0,45	0,5	metros
4.59 – Factor de concentración de los esfuerzos normales por fatiga	K_f	2,1	1	-
Factor teórico de concentración de esfuerzos normales	K_t	2,2	-	-
Radio de la muesca	r	15	-	mm.
4.60 - Constante de Neuber	\sqrt{a}	0,33	-	$\sqrt{mm.}$
4.61 – Constante de Neuber	$\sqrt{a'}$	0,0655	-	$\sqrt{pulg.}$
Resistencia última mínima del material	S_{ut}	665	665	MPa
Resistencia última mínima del material	S_{ut}	96,425	96,425	kpsi
4.62 – Esfuerzo de corte torsional medio	τ_m	5,00	2,60	MPa
Torque medio	T_m	63,9	63,9	kN-m
4.63- Relación de momento polar de inercia de la sección	J/c	0,0179	0,0245	m ³
Diámetro exterior de la sección crítica del eje	D	0,45	0,5	metros
4.64 - Factor de concentración de los esfuerzos cortantes por fatiga	K_{fs}	1,4	1	-
Factor teórico de concentración de esfuerzos cortante torsionales	K_{ts}	1,4	-	-
Radio de la muesca	r	15	-	mm.
4.65 - Constante de Neuber	\sqrt{a}	3,87	-	$\sqrt{mm.}$
4.66 – Constante de Neuber	$\sqrt{a'}$	0,0496	-	$\sqrt{pulg.}$

En el marco teórico, según el apartado 4.1.6.14, se explicó sobre el límite de resistencia a la fatiga por el método de esfuerzo-vida. Se obtuvo el siguiente dato.

$$S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa} \rightarrow S'_e = 0,5 * S_{ut} \dots (4.30)$$

$$S'_e = 0,5 * 665 = 332,5 \text{ MPa}$$

En el marco teórico, según el apartado 4.1.12.6, se explicó sobre los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga. Se obtuvo el siguiente dato.

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S'_e \dots (4.67)$$

$$S_e = 0,806 * 0,633 * 1 * 1 * 0,753 * 1 * 332,5 = 127,68 \text{ MPa}$$

$$k_a = 4,51 * S_{ut}^{-0.265} \dots (4.68)$$

$$k_a = 4,51 * 665^{-0.265} = 0,806$$

En el marco teórico, según el apartado 4.1.12.8, se explicó sobre los esfuerzos fluctuantes en el eje del polín de rodadura de la base 1 y 2.

$$\frac{1}{n} = \frac{8 * A}{\pi * D^3 * S_e} \left\{ 1 + \left[1 + \left(\frac{2 * B * S_e}{A * S_{ut}} \right)^2 \right]^{1/2} \right\} \dots (4.69)$$

$$\sigma'_{max} = ((\sigma_a)^2 + 3 * (\tau_m)^2)^{1/2} \dots (4.70)$$

$$n_y = \frac{S_y}{\sigma'_{max}} \dots (4.71)$$

Para el punto 3 del eje de polín de rodadura de la base 1:

$$\frac{1}{n} = \frac{8 * 2,196}{\pi * 0,5^3 * 127,68} \left\{ 1 + \left[1 + \left(\frac{2 * 0,744 * 127,68}{2,196 * 665} \right)^2 \right]^{1/2} \right\} \rightarrow n = 1,421$$

$$A = 2 * (2,1 * 522,78) / 1000 = 2,196$$

$$B = \sqrt{3} * (1,4 * 307) / 1000 = 0,744$$

$$\sigma'_{max} = ((89,46)^2 + 3 * (17,51)^2)^{1/2} = 94,46 \text{ MPa}$$

$$n_y = \frac{324}{94,46} = 3,43$$

Para el punto 9 del eje de polín de rodadura de la base 1:

$$\frac{1}{n} = \frac{8 * 3,722}{\pi * 0,55^3 * 127,68} \left\{ 1 + \left[1 + \left(\frac{2 * 0,532 * 127,68}{3,722 * 665} \right)^2 \right]^{1/2} \right\} \rightarrow n = 1,120$$

$$A = 2 * (1 * 1860,83) / 1000 = 3,722$$

$$B = \sqrt{3} * (1 * 307) / 1000 = 0,532$$

$$\sigma'_{max} = ((113,92)^2 + 3 * (9,4)^2)^{1/2} = 115,08 \text{ MPa}$$

$$n_y = \frac{324}{115,08} = 2,815$$

Para el punto 3 del eje de polín de rodadura de la base 2:

$$\frac{1}{n} = \frac{8 * 1,915}{\pi * 0,45^3 * 127,68} \left\{ 1 + \left[1 + \left(\frac{2 * 0,155 * 127,68}{1,915 * 665} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \rightarrow n = 1,193$$

$$A = 2 * (2,1 * 455,92) / 1000 = 1,915$$

$$B = \sqrt{3} * (1,4 * 63,93) / 1000 = 0,155$$

$$\sigma'_{max} = ((107,02)^2 + 3 * (5,0)^2)^{1/2} = 107,37 \text{ MPa}$$

$$n_y = \frac{324}{107,37} = 3,018$$

Para el punto 15 del eje de polín de rodadura de la base 2:

$$\frac{1}{n} = \frac{8 * 2,985}{\pi * 0,50^3 * 127,68} \left\{ 1 + \left[1 + \left(\frac{2 * 0,111 * 127,68}{2,985 * 665} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \rightarrow n = 1,05$$

$$A = 2 * (1 * 1492,69) / 1000 = 2,985$$

$$B = \sqrt{3} * (1 * 63,93) / 1000 = 0,111$$

$$\sigma'_{max} = ((121,64)^2 + 3 * (2,6)^2)^{1/2} = 121,72 \text{ MPa}$$

$$n_y = \frac{324}{121,72} = 2,662$$

En los puntos 3 y 9 del eje del polín de rodadura de la base 1 y los puntos 3 y 15 del eje del polín de rodadura de la base 2 tienen el factor de seguridad contra la fatiga menor que el factor de seguridad por fluencia. Por lo tanto, fallarán por fatiga.

5.1.1.8.3 Cálculo por el método de elementos finitos del modelo 3D de los polines de rodadura:

5.1.1.8.3.1 Análisis estructural con carga de flexión y torsión en los polines de rodadura de la base 1:

En el apartado 5.1.1.7.3.1 se analizó el ensamble de los polines de rodadura y los ejes de los polines de rodadura. Además se presentó la tabla 5.23 del metrado de cargas para el aro de rodadura por sistema continuo. En la figura 5.47 se presentó el modelo 3D del ensamble de los polines de rodadura y los ejes de rodadura. En la figura 5.48 se presentó el árbol de esquema de detalles del ensamble. En la figura 5.49 se presentó el mallado del ensamble de los polines de rodadura y los ejes de rodadura. Finalmente,

en la figura 5.50 se presentó las cargas y condiciones de frontera del ensamble de los polines de rodadura de la base 1. Por lo tanto, se pudo obtener los siguientes resultados:

- Esfuerzo mínimo principal en los polines de rodadura de la base 1.
- Esfuerzo equivalente de los polines de rodadura de la base 1.
- Esfuerzos máximos y mínimos en la sección crítica.
- Factor de seguridad de los polines de rodadura de la base 1 por criterio de falla por fluencia.
- Esfuerzo normal en el eje X en los ejes de los polines de la base 1.
- Esfuerzo cortante en el plano YZ en los ejes de los polines de la base 1.
- Esfuerzo equivalente en los ejes de los polines de la base 1.
- Esfuerzos máximos y mínimos en la sección crítica.
- Factor de seguridad en los ejes de los polines de rodadura de la base 1 por criterio de falla por fluencia.

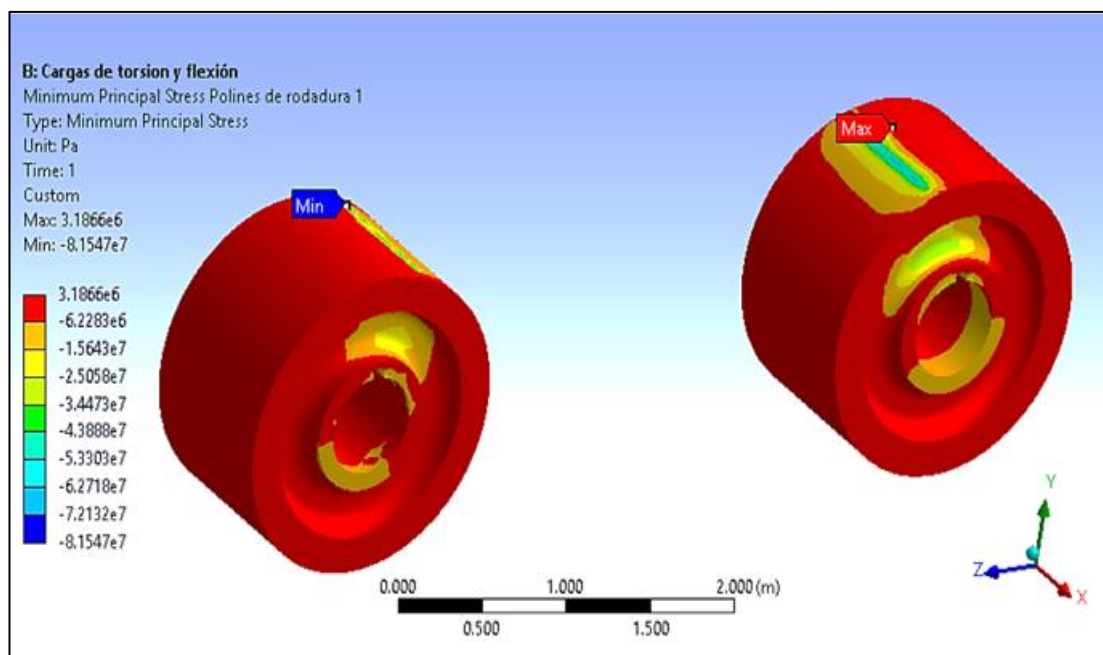


Figura 5.91 Esfuerzo mínimo principal en los polines de rodadura de la base 1.
 (-81,5 MPa)

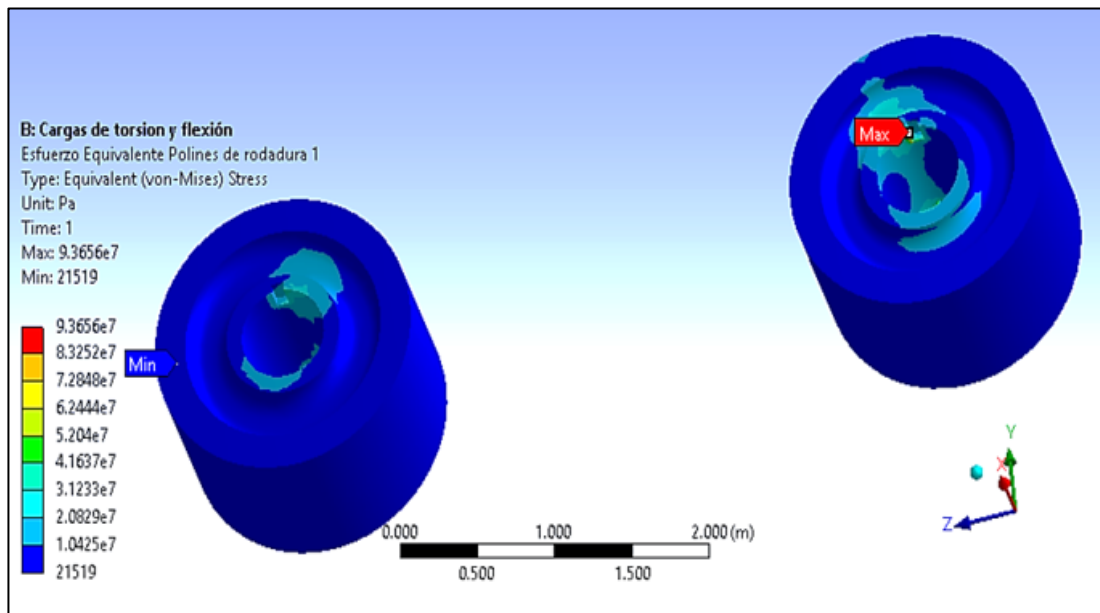


Figura 5.92 Esfuerzo equivalente de los polines de rodadura de la base 1.

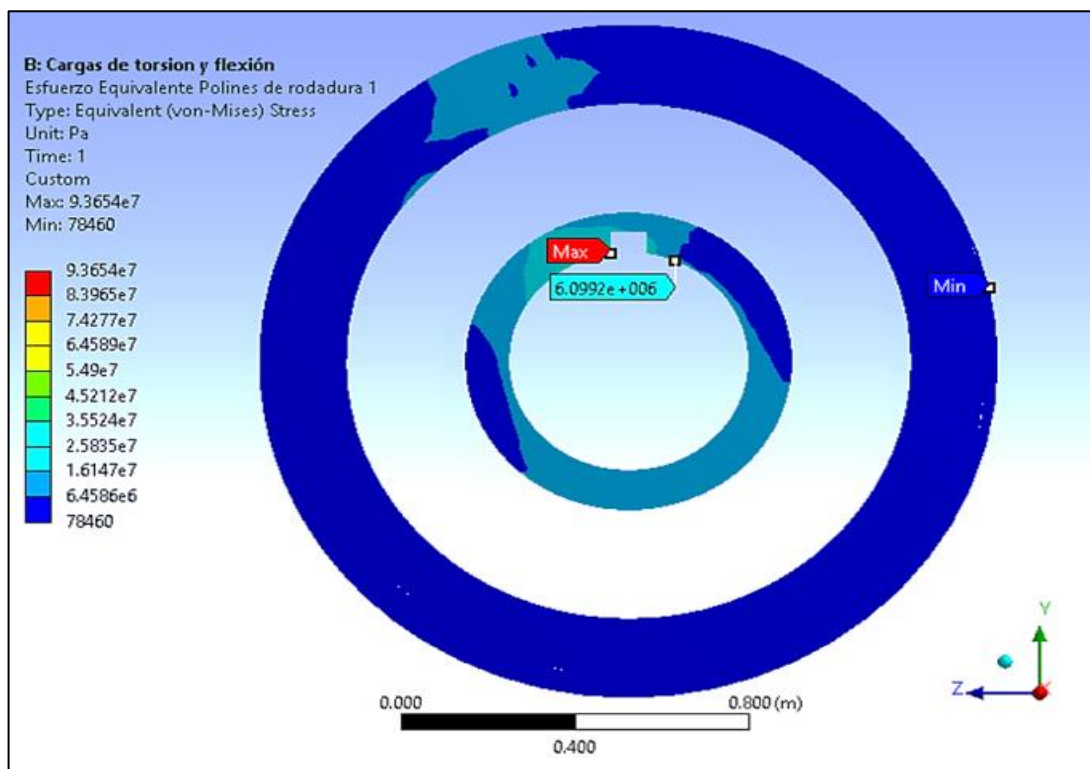


Figura 5.93 Esfuerzos máximos y mínimos en la sección crítica. (93,6 MPa)

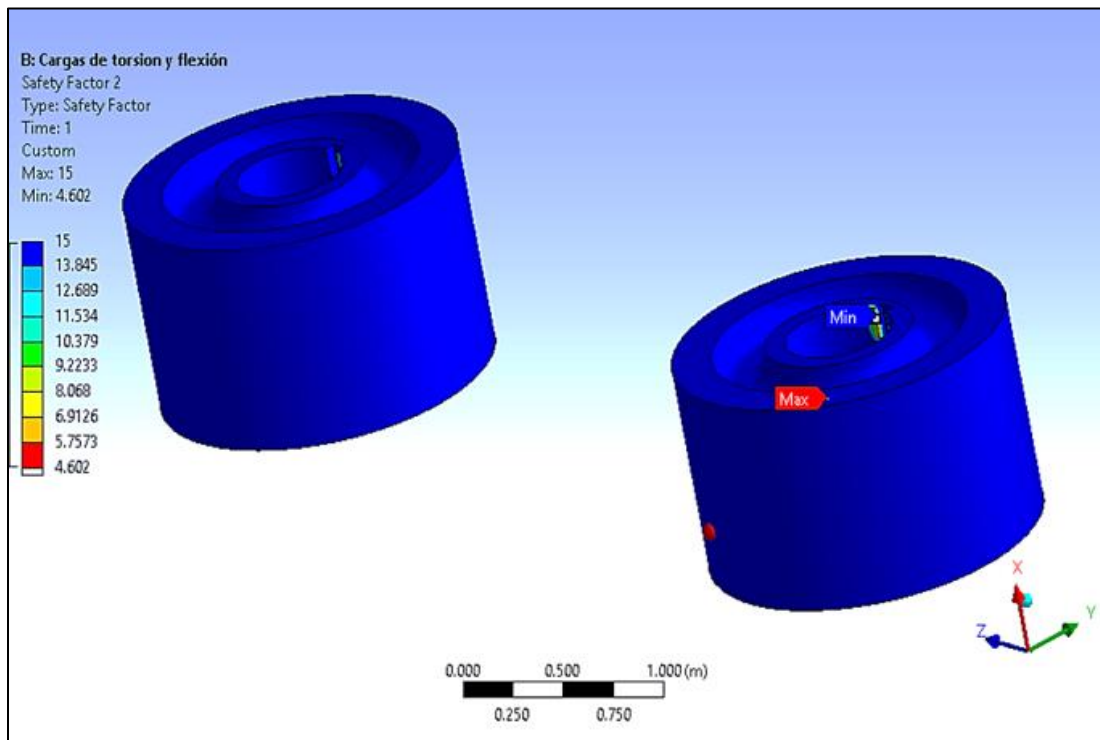


Figura 5.94 Factor de seguridad de los polines de rodadura de la base 1 por criterio de falla por fluencia. ($S_y = 431$ MPa)

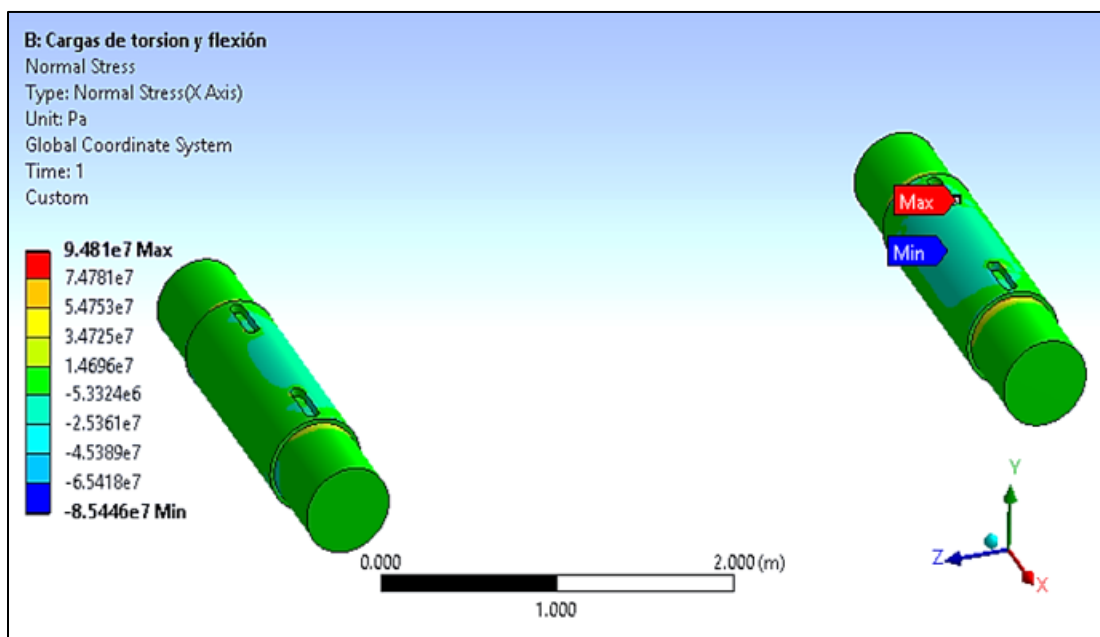


Figura 5.95 Esfuerzo normal en el eje X en los ejes de los polines de la base 1.

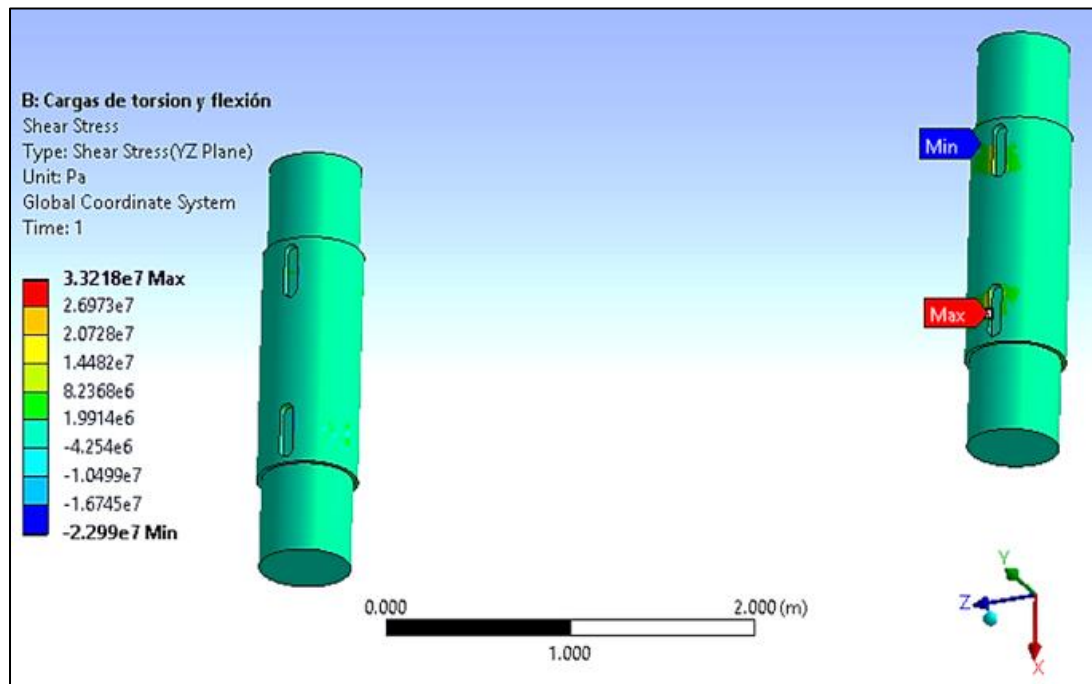


Figura 5.96 Esfuerzo cortante en el plano YZ en los ejes de los polines de la base 1.

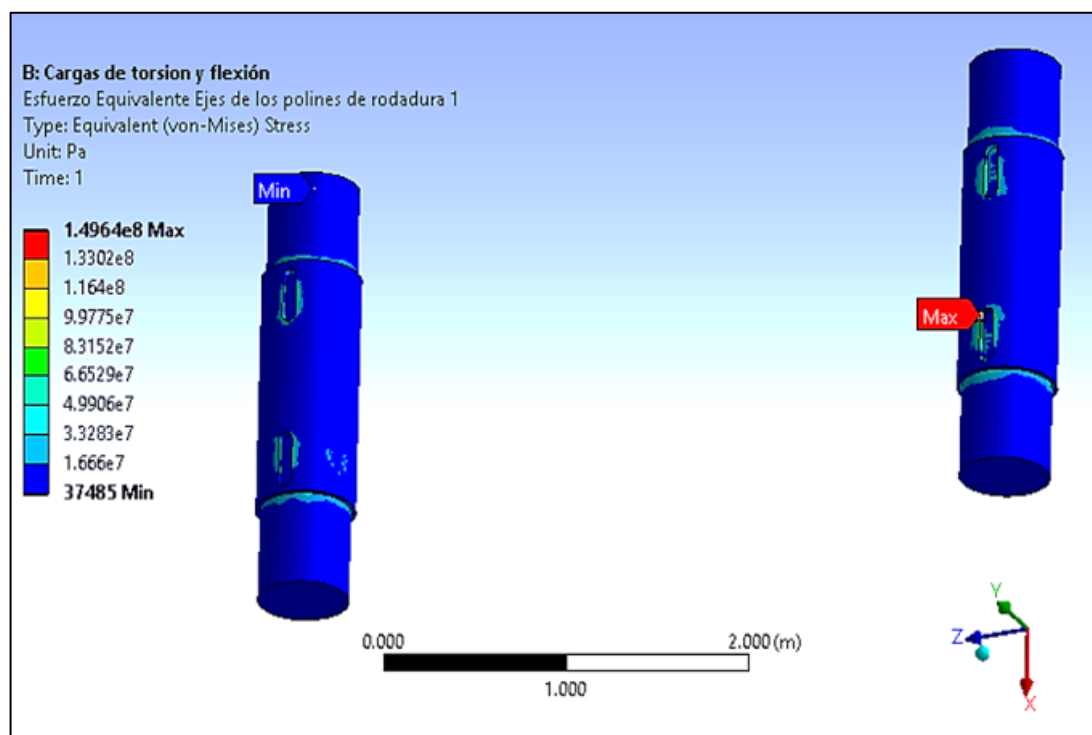


Figura 5.97 Esfuerzo equivalente en los ejes de los polines de la base 1.

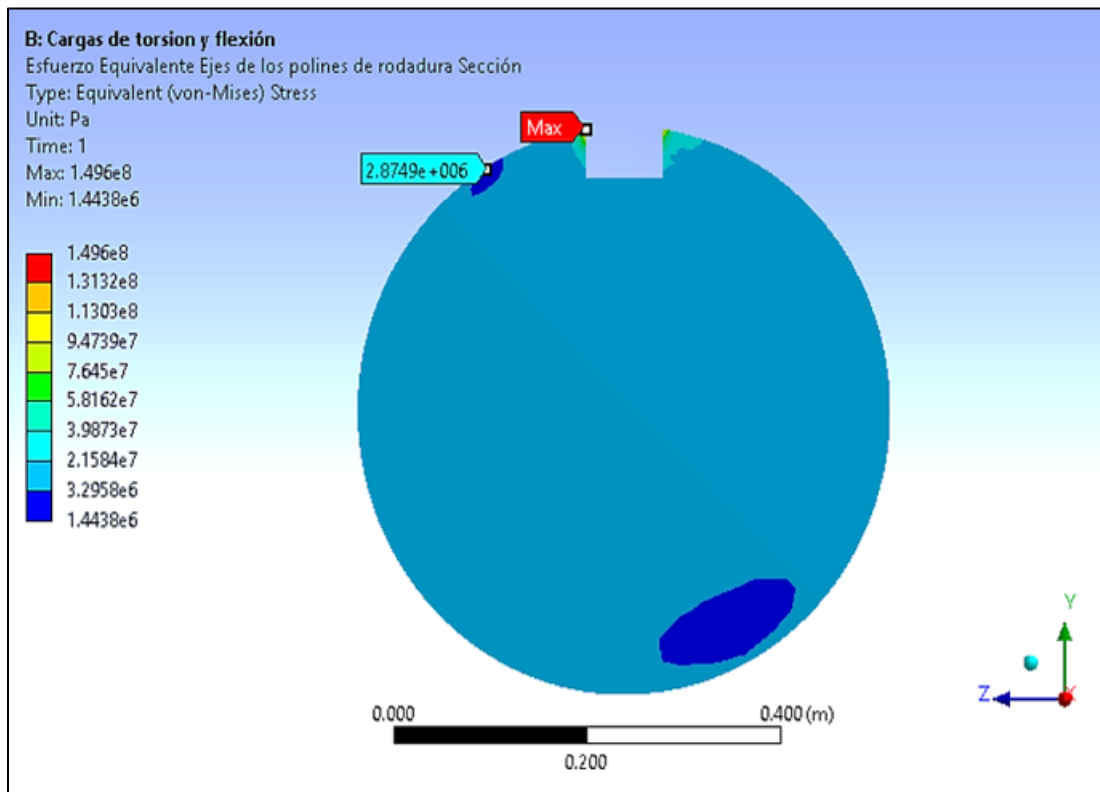


Figura 5.98 Esfuerzos máximos y mínimos en la sección crítica. (149,6 MPa)

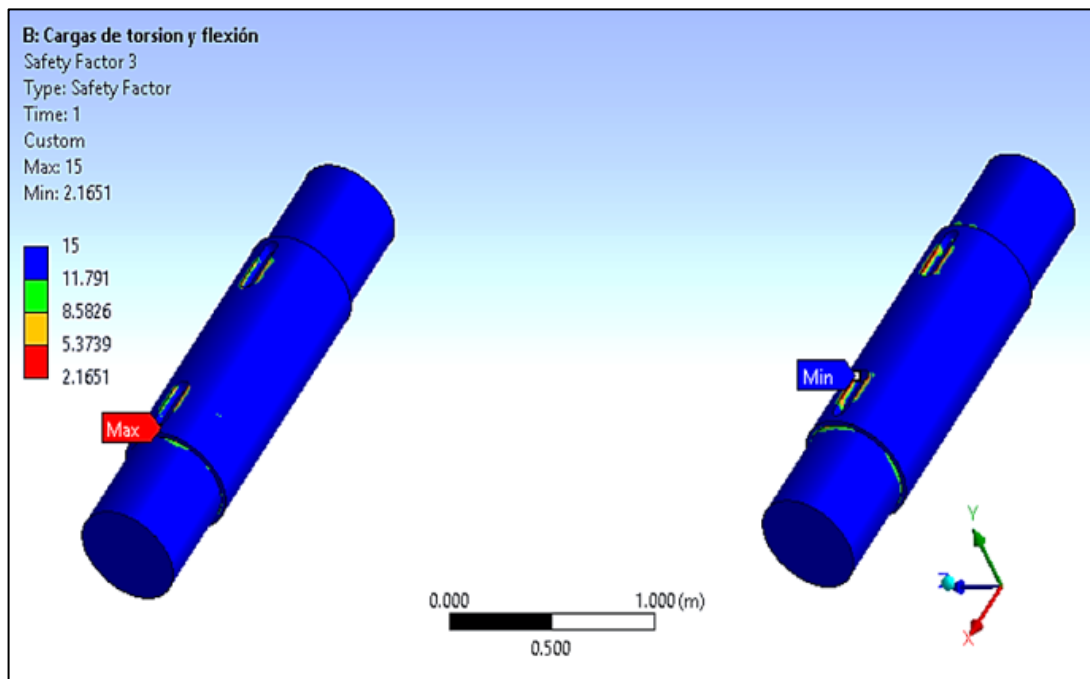


Figura 5.99 Factor de seguridad en los ejes de los polines de rodadura de la base 1 por criterio de falla por fluencia. ($S_y = 324$ MPa)

5.1.1.8.3.2 Análisis estructural con carga de flexión y torsión en los polines de rodadura de la base 2:

En el apartado 5.1.1.7.3.2 se analizó el ensamblaje de los polines de rodadura y los ejes de los polines de rodadura. Además se presentó la tabla 5.23 del metrado de cargas para el aro de rodadura por sistema continuo. En la figura 5.58 se presentó el modelo 3D del ensamblaje de los polines de rodadura y los ejes de rodadura. En la figura 5.59 se presentó el árbol de esquema de detalles del ensamblaje. En la figura 5.60 se presentó el mallado del ensamblaje de los polines de rodadura y los ejes de rodadura. Finalmente en la figura 5.61 se presentó las cargas y condiciones de frontera del ensamblaje de los polines de rodadura de la base 2. Por lo tanto, se pudo obtener los siguientes resultados:

- Esfuerzo mínimo principal en los polines de rodadura de la base 2.
- Esfuerzo equivalente de los polines de rodadura de la base 2.
- Esfuerzos máximos y mínimos en la sección crítica.
- Factor de seguridad de los polines de rodadura de la base 2 por criterio de falla por fluencia.
- Esfuerzo normal en el eje X en los ejes de los polines de la base 2.
- Esfuerzo cortante en el plano YZ en los ejes de los polines de la base 2.
- Esfuerzo equivalente en los ejes de los polines de la base 2.
- Esfuerzos máximos y mínimos en la sección crítica.
- Factor de seguridad en los ejes de los polines de rodadura de la base 2 por criterio de falla por fluencia

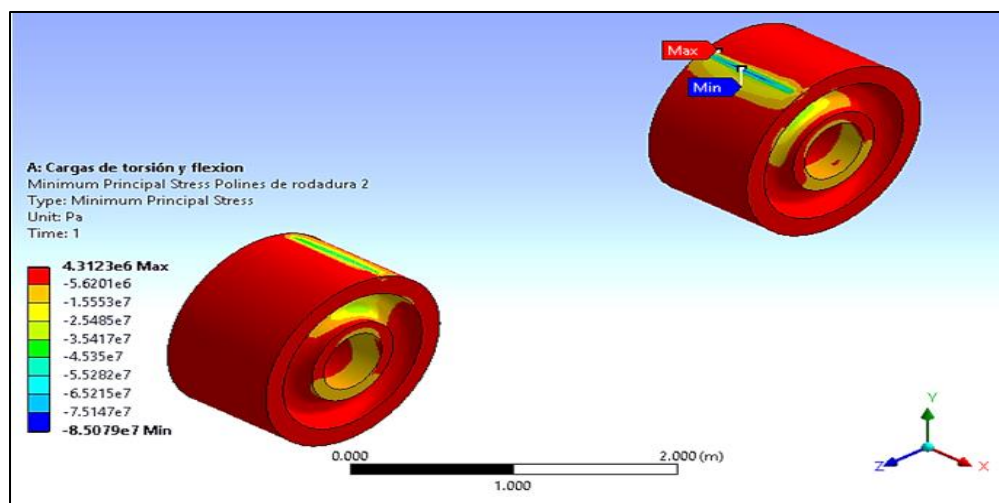


Figura 5.100 Esfuerzo mínimo principal en los polines de rodadura de la base 2.

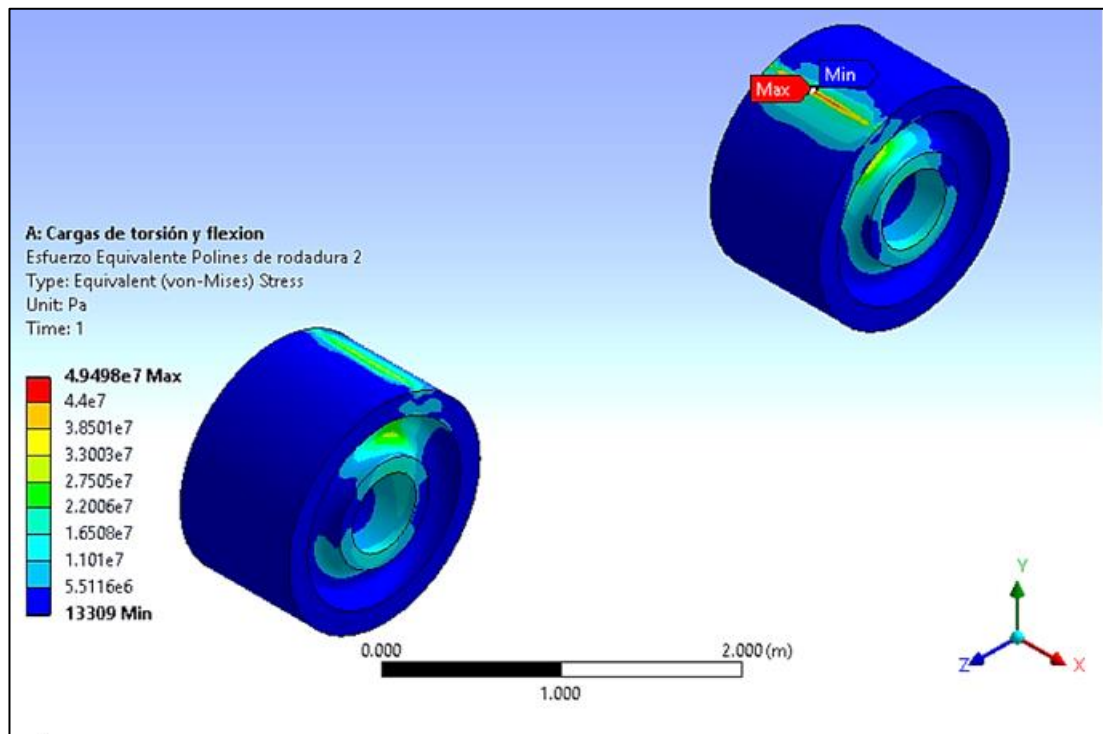


Figura 5.101 Esfuerzo equivalente de los polines de rodadura de la base 2.

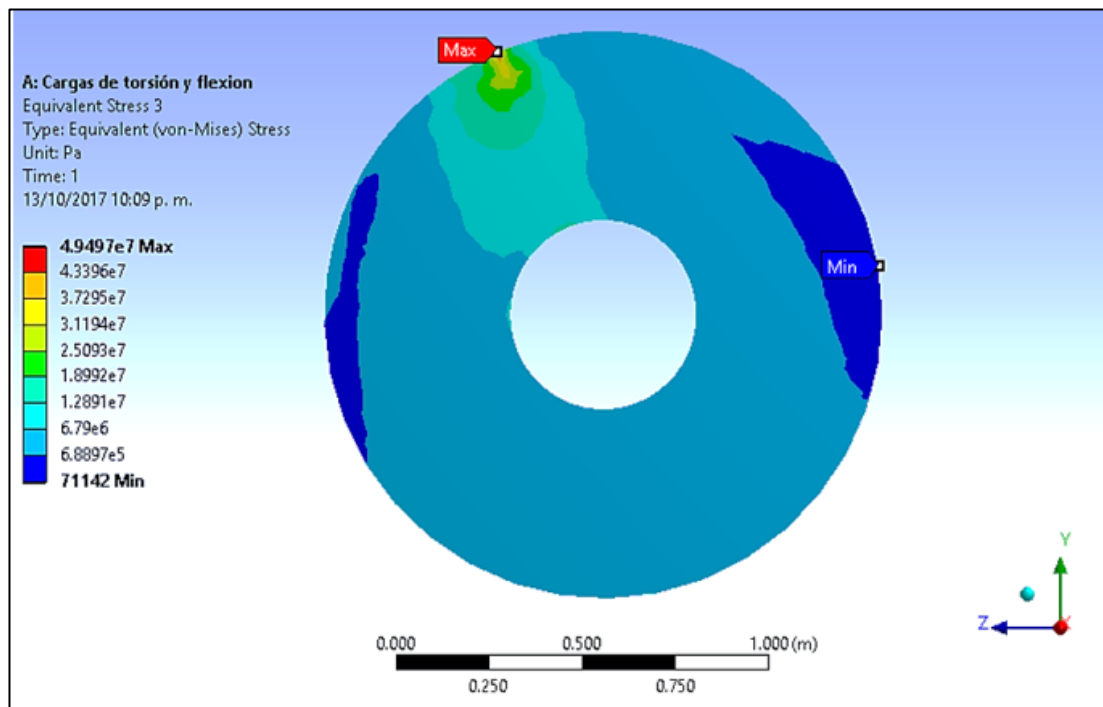


Figura 5.102 Esfuerzos máximos y mínimos en la sección crítica. (49,5 MPa)

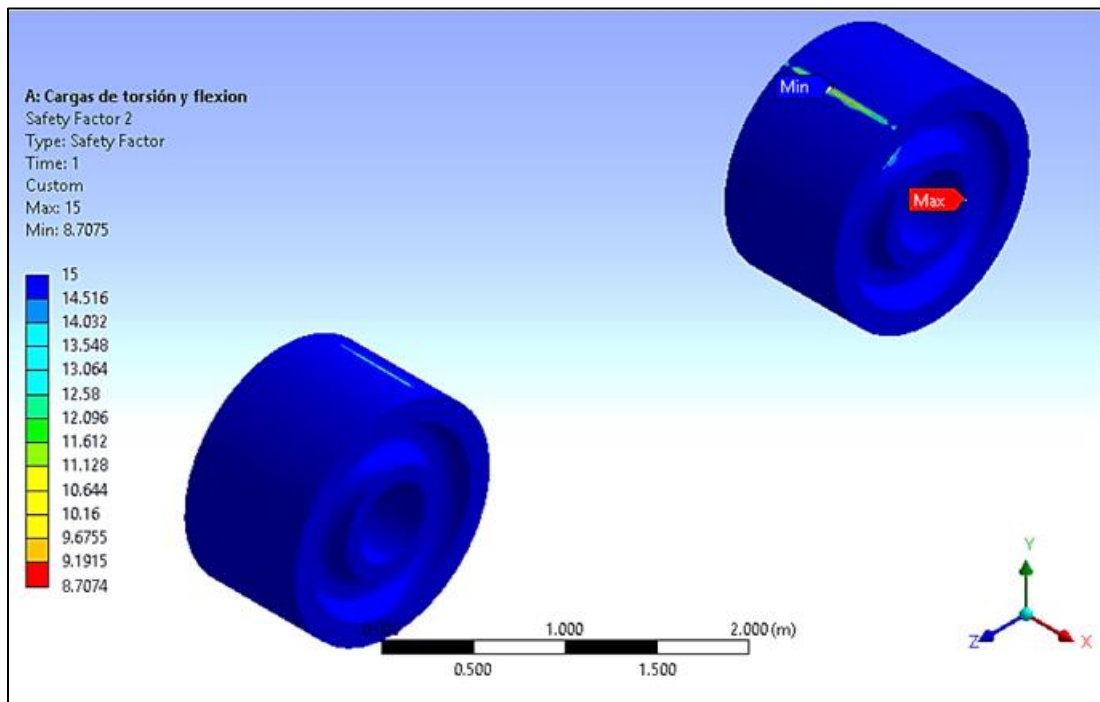


Figura 5.103 Factor de seguridad de los polines de rodadura de la base 2 por criterio de falla por fluencia. ($S_y = 431 \text{ MPa}$)

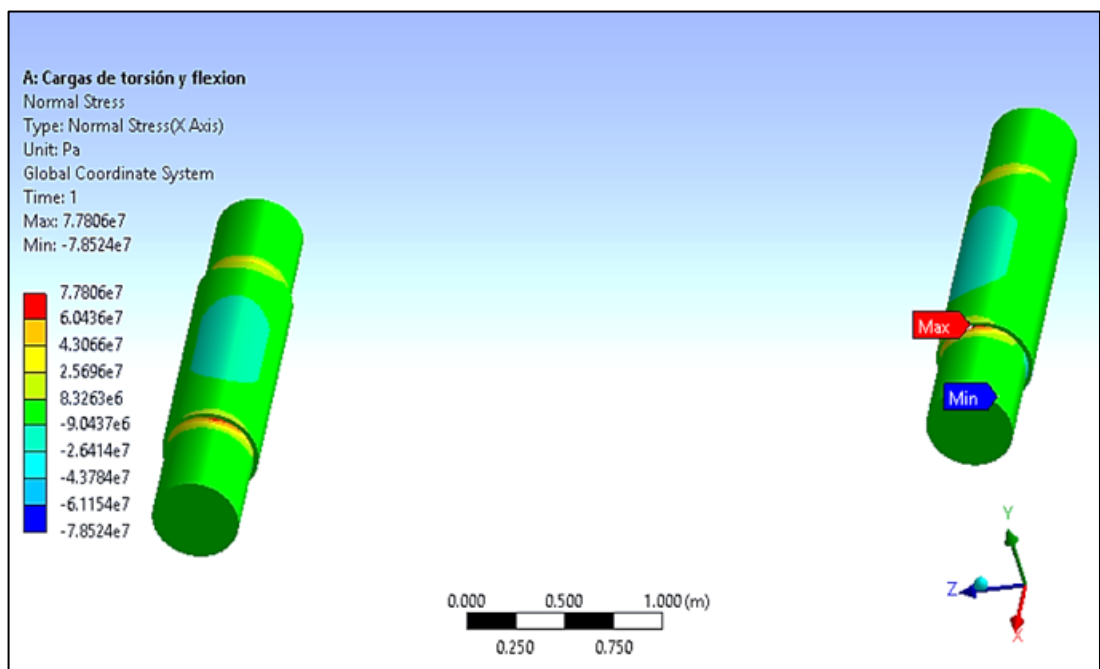


Figura 5.104 Esfuerzo normal en el eje X en los ejes de los polines de la base 2.

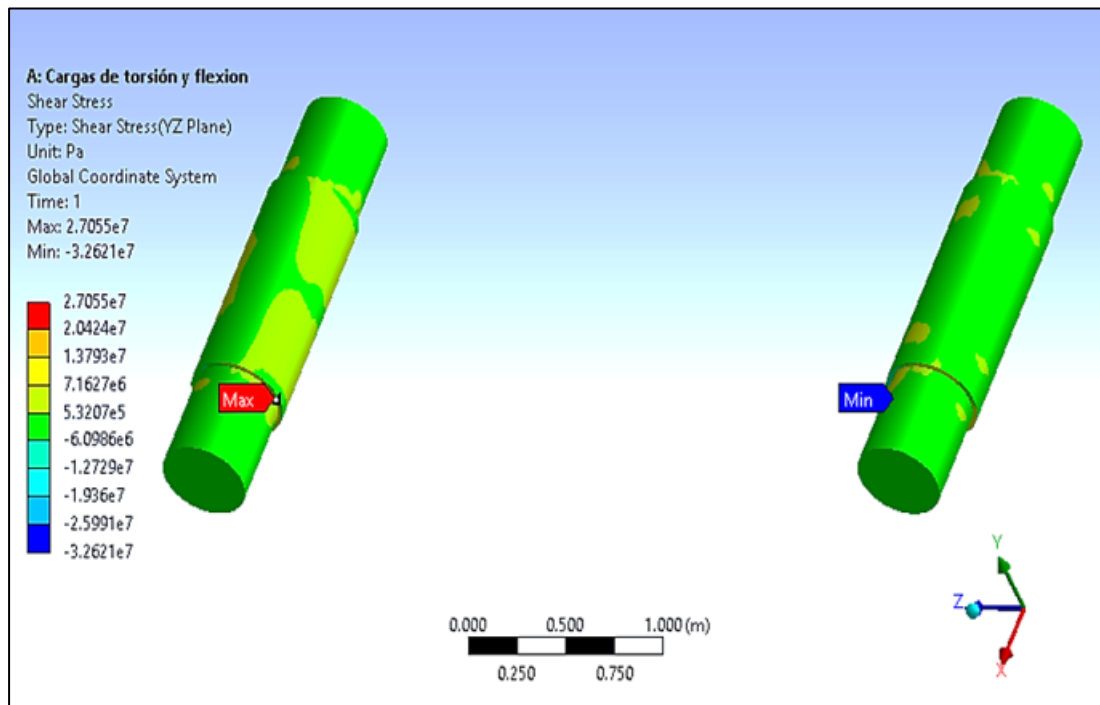


Figura 5.105 Esfuerzo cortante en el plano YZ en los ejes de los polines de la base 2.

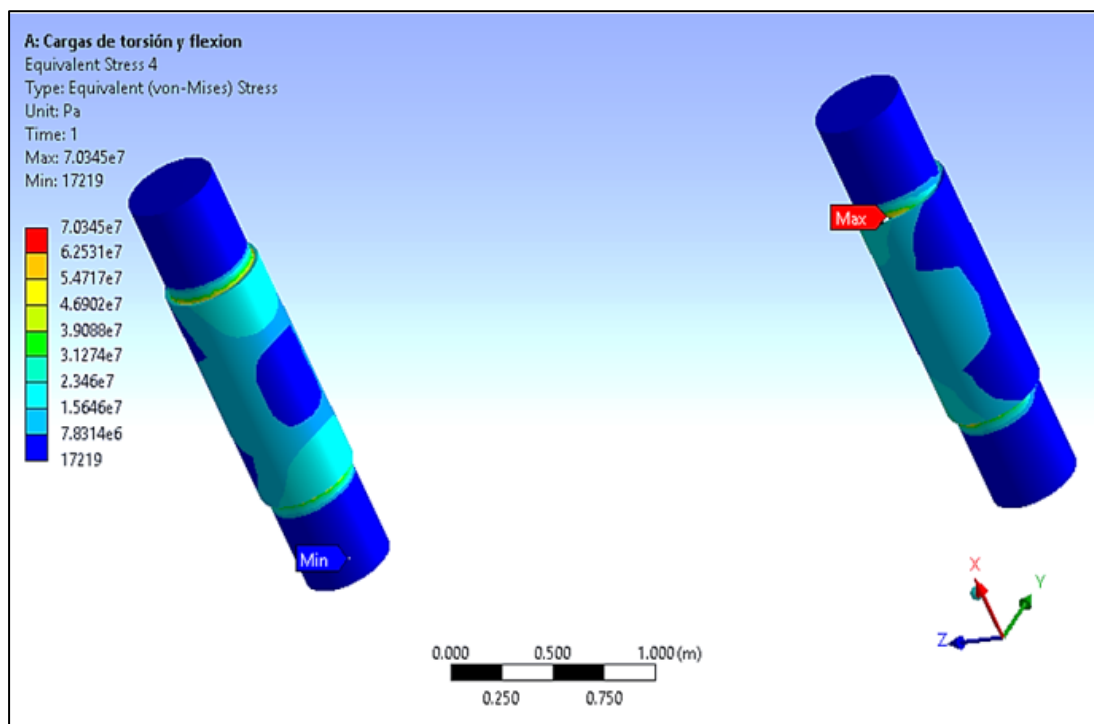


Figura 5.106 Esfuerzo equivalente en los ejes de los polines de la base 2.

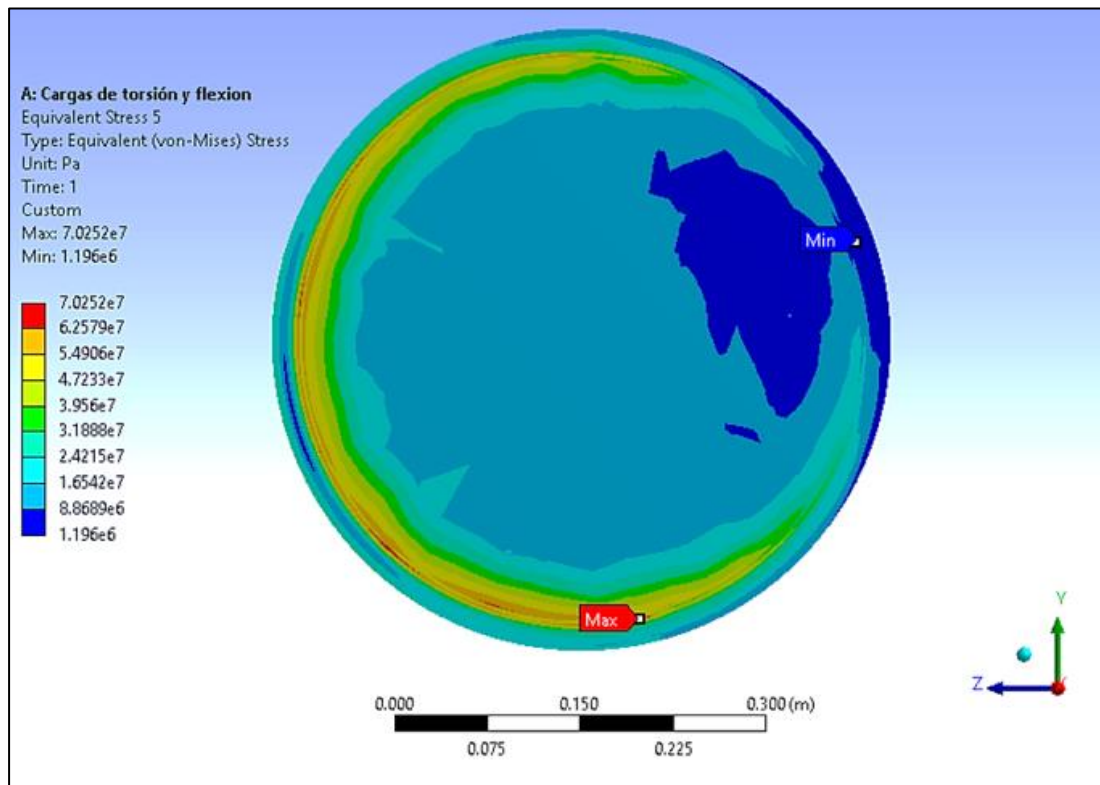


Figura 5.107 Esfuerzos máximos y mínimos en la sección crítica. (70,3 MPa)

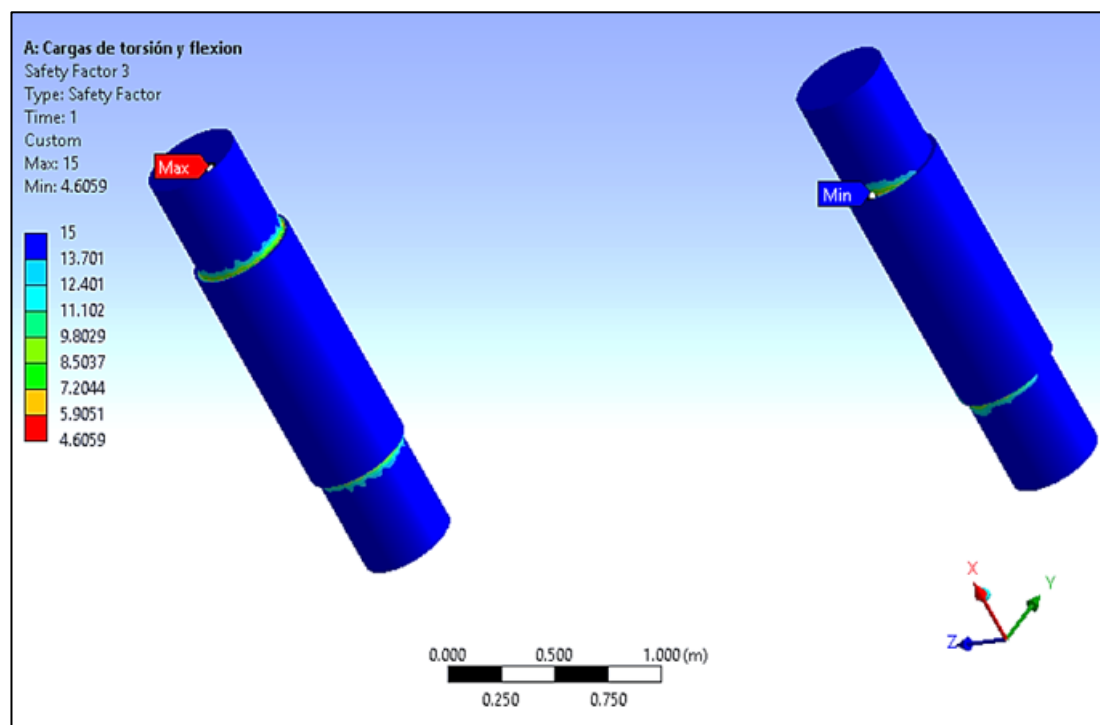


Figura 5.108 Factor de seguridad en los ejes de los polines de rodadura de la base 2 por criterio de falla por fluencia. ($S_y = 324$ MPa)

En el marco teórico, según el apartado 4.1.6.14, se explicó sobre el límite de resistencia a la fatiga por el método de esfuerzo-vida. Se obtuvo el siguiente dato para el polín de rodadura:

$$S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa} \rightarrow S'_e = 0,5 * S_{ut} \dots (4.30)$$

$$S'_e = 0,5 * 855 = 427,5 \text{ MPa}$$

En el marco teórico, según el apartado 4.1.12.6, se explicó sobre los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga. Se obtuvo el siguiente dato.

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S'_e \dots (4.67)$$

$$S_e = 0,7537 * 0,633 * 1 * 1 * 0,753 * 1 * 427,5 = 153,58 \text{ MPa}$$

$$k_a = 4,51 * S_{ut}^{-0.265} \dots (4.68)$$

$$k_a = 4,51 * 855^{-0.265} = 0,7537$$

Según el apartado 4.1.12.7, se explicó sobre los esfuerzos fluctuantes en el polín de rodadura. Se analizó y se obtuvo los siguientes resultados para el polín de rodadura de la base 1 y 2, ver las tablas 5.36 y 5.37.

Tabla 5.36

Resultados de esfuerzos equivalentes en polín de rodadura de la base 1 en la sección crítica.

Esfuerzo equivalente	Cantidad	Unidad	Observación
Máximo de flexión y torsión	93,6	MPa	Esfuerzo sinusoidal por flexión y torsión
Mínimo de flexión y torsión	6,1	MPa	
Esfuerzo equivalente medio	49,85	MPa	Ver figura 4.30
Esfuerzo equivalente alternante	43,75	MPa	

Tabla 5.37

Resultados de esfuerzos equivalentes en polín de rodadura de la base 2 en la sección crítica.

Esfuerzo equivalente	Cantidad	Unidad	Observación
Máximo de flexión y torsión	49,5	MPa	Esfuerzo sinusoidal por flexión y torsión
Mínimo de flexión y torsión	0,7	MPa	
Esfuerzo equivalente medio	25,1	MPa	Ver figura 4.30
Esfuerzo equivalente alternante	24,4	MPa	

Según el apartado 4.1.6.18, se explicó sobre el criterio de falla por fatiga de Gerber y criterio de falla por fluencia de Langer. Se analizó la sección crítica del polín de rodadura de la base 1 y 2. A una temperatura de 250 °C, ver la tabla 5.38.

Tabla 5.38

Criterios de falla por fatiga y por fluencia en los polines de rodadura de la base 1 y 2.

Polín de rodadura de la base 1			Polín de rodadura de la base 2		
σ_m	49,85	MPa	σ_m	25,1	MPa
σ_a	43,75	MPa	σ_a	24,4	MPa
S_e	153,58	MPa	S_e	153,58	MPa
S_{ut}	855	MPa	S_{ut}	855	MPa
S_y	500	MPa	S_y	500	MPa
$r = \sigma_a/\sigma_m$	0,878		$r = \sigma_a/\sigma_m$	0,972	
Criterio de falla por fatiga de Gerber – Ecuación 4.37					
Polín de rodadura de la base 1			Polín de rodadura de la base 2		
n_f	3,3746		n_f	6,0930	
Criterio de falla por fluencia de Langer – Ecuación 4.38					
Polín de rodadura de la base 1			Polín de rodadura de la base 2		
n_y	5,3		n_y	10,1	

Se obtuvo las intersecciones del diagrama de fatiga, ver la tabla 5.39. Además se realizó los diagramas de fatiga de la sección crítica del polín de rodadura de la base 1 y 2, ver las figuras 5.109 y 5.110.

Tabla 5.39

Puntos de intersección del diagrama de fatiga en los polines de rodadura de la base 1 y 2.

Polín de rodadura de la base 1			Polín de rodadura de la base 2		
$r = \frac{\sigma_a}{\sigma_m}$	0,878		$r = \frac{\sigma_a}{\sigma_m}$	0,972	
Punto A			Punto A		
S_a	147,6	MPa	S_a	148,7	MPa
S_m	168,2	MPa	S_m	152,9	MPa
Punto B			Punto B		
S_a	233,7	MPa	S_a	246,5	MPa
S_m	266,3	MPa	S_m	253,5	MPa
Punto C			Punto C		
S_a	123,9	MPa	S_a	123,9	MPa
S_m	376,1	MPa	S_m	376,1	MPa

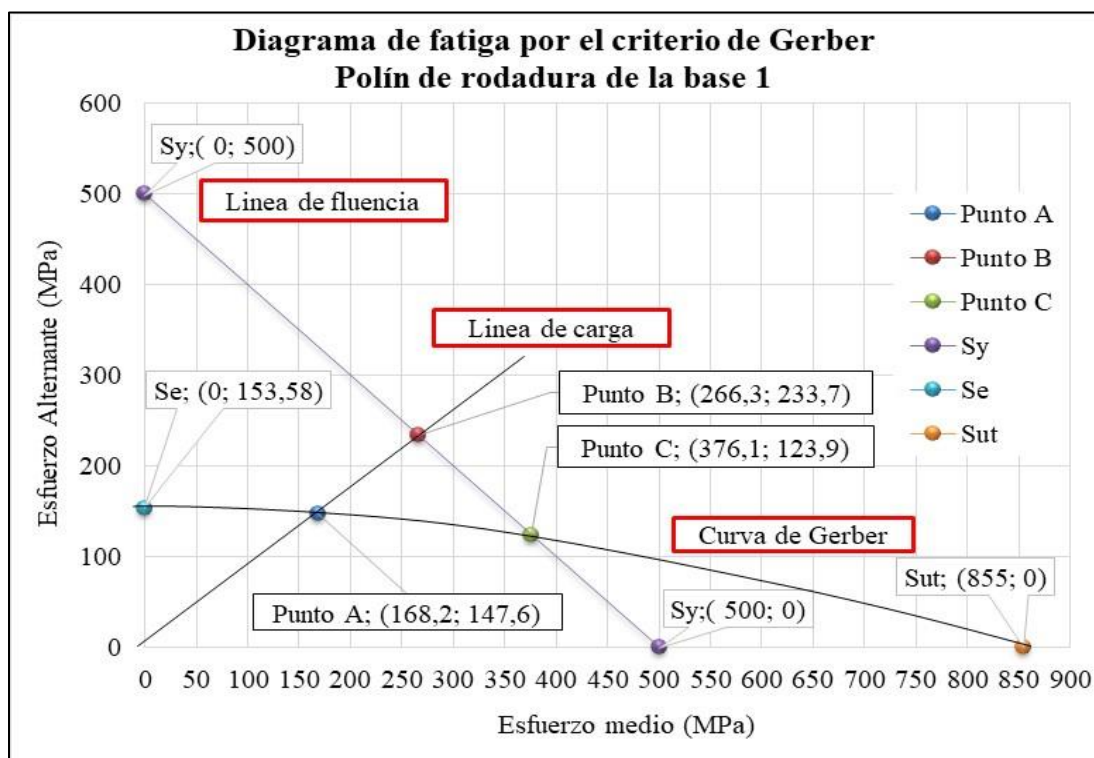


Figura 5.109 Diagrama de fatiga por el criterio de Gerber en polín de rodadura de la base 1.

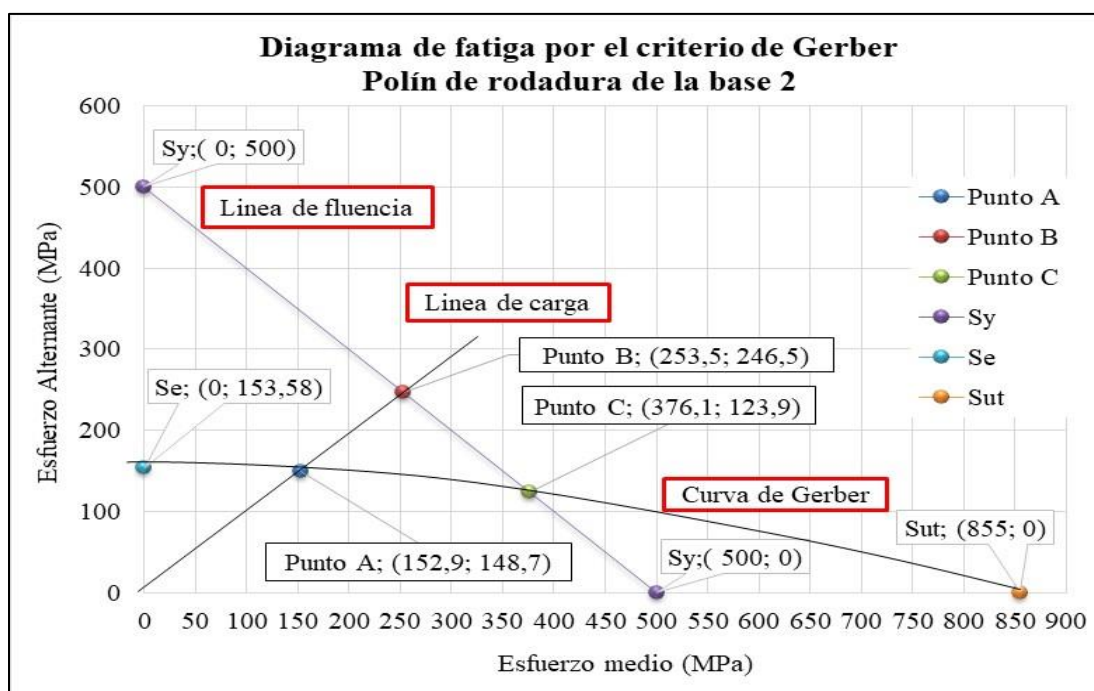


Figura 5.110 Diagrama de fatiga por el criterio de Gerber en polín de rodadura de la base 2.

En el marco teórico, según el apartado 4.1.6.14, se explicó sobre el límite de resistencia a la fatiga por el método de esfuerzo-vida. Se obtuvo el siguiente dato para el eje del polín de rodadura:

$$S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa} \rightarrow S'_e = 0,5 * S_{ut} \dots (4.30)$$

$$S'_e = 0,5 * 665 = 332,5 \text{ MPa}$$

En el marco teórico, según el apartado 4.1.12.6, se explicó sobre los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga. Se obtuvo el siguiente dato.

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S'_e \dots (4.67)$$

$$S_e = 0,8056 * 0,633 * 1 * 1 * 0,753 * 1 * 332,5 = 127,68 \text{ MPa}$$

$$k_a = 4,51 * S_{ut}^{-0.265} \dots (4.68)$$

$$k_a = 4,51 * 665^{-0.265} = 0,8056$$

Según el apartado 4.1.12.8, se explicó sobre los esfuerzos fluctuantes en el eje del polín de rodadura, se analizó y se obtuvo los siguientes resultados para el eje del polín de rodadura de la base 1 y 2, ver la tabla 5.40.

Tabla 5.40

Resultados de esfuerzos equivalentes en el eje del polín de rodadura de la base 1 y 2.

Ubicación	Esfuerzo	Cantidad	Unidad	Observación
Eje de polín de rodadura de la base 1	Normal X alternante	94,8	MPa	Ver figura 5.95
	Cortante XY medio	33,2	MPa	Ver figura 5.96
	Equivalente medio	57,504	MPa	Esfuerzo equivalentes
	Equivalente alternante	94,8	MPa	
Eje de polín de rodadura de la base 2	Normal X alternante	77,8	MPa	Ver figura 5.104
	Cortante XY medio	27,05	MPa	Ver figura 5.105
	Equivalente medio	46,852	MPa	Esfuerzo equivalentes
	Equivalente alternante	77,8	MPa	

Según el apartado 4.1.6.18, se explicó sobre el criterio de falla por fatiga de Gerber y criterio de falla por fluencia de Langer. Se analizó la sección crítica del polín de rodadura de la base 1 y 2 a una temperatura de 250 °C, ver la tabla 5.41.

Tabla 5.41

Criterios de falla por fatiga y por fluencia en el eje del polín de rodadura de la base 1 y 2.

Eje de polín de rodadura de la base 1			Eje de polín de rodadura de la base 2		
σ_m	57,504	MPa	σ_m	46,852	MPa
σ_a	94,8	MPa	σ_a	77,8	MPa
S_e	127,68	MPa	S_e	127,68	MPa
S_{ut}	665	MPa	S_{ut}	665	MPa
S_y	324	MPa	S_y	324	MPa
$r = \sigma_a/\sigma_m$	1,649		$r = \sigma_a/\sigma_m$	1,661	
Criterio de falla por fatiga de Gerber – Ecuación 4.37					
n_f	1,329		n_f	1,6197	
Criterio de falla por fluencia de Langer – Ecuación 4.38					
n_y	2,1		n_y	2,6	

Se obtuvo las intersecciones del diagrama de fatiga, ver la tabla 5.42. Además se realizó los diagramas de fatiga de la sección crítica del polín de rodadura de la base 1 y 2, ver las figura 5.111 y 5.112.

Tabla 5.42

Puntos de intersección del diagrama de fatiga en el eje del polín de rodadura de la base 1 y 2.

Eje de polín de rodadura de la base 1			Eje de polín de rodadura de la base 2		
$r = \frac{\sigma_a}{\sigma_m}$	1,649		$r = \frac{\sigma_a}{\sigma_m}$	1,661	
Punto A			Punto A		
S_a	126,0	MPa	S_a	126,0	MPa
S_m	76,4	MPa	S_m	75,9	MPa
Punto B			Punto B		
S_a	201,7	MPa	S_a	202,2	MPa
S_m	122,3	MPa	S_m	121,8	MPa
Punto C			Punto C		
S_a	115,1	MPa	S_a	115,1	MPa
S_m	208,9	MPa	S_m	208,9	MPa

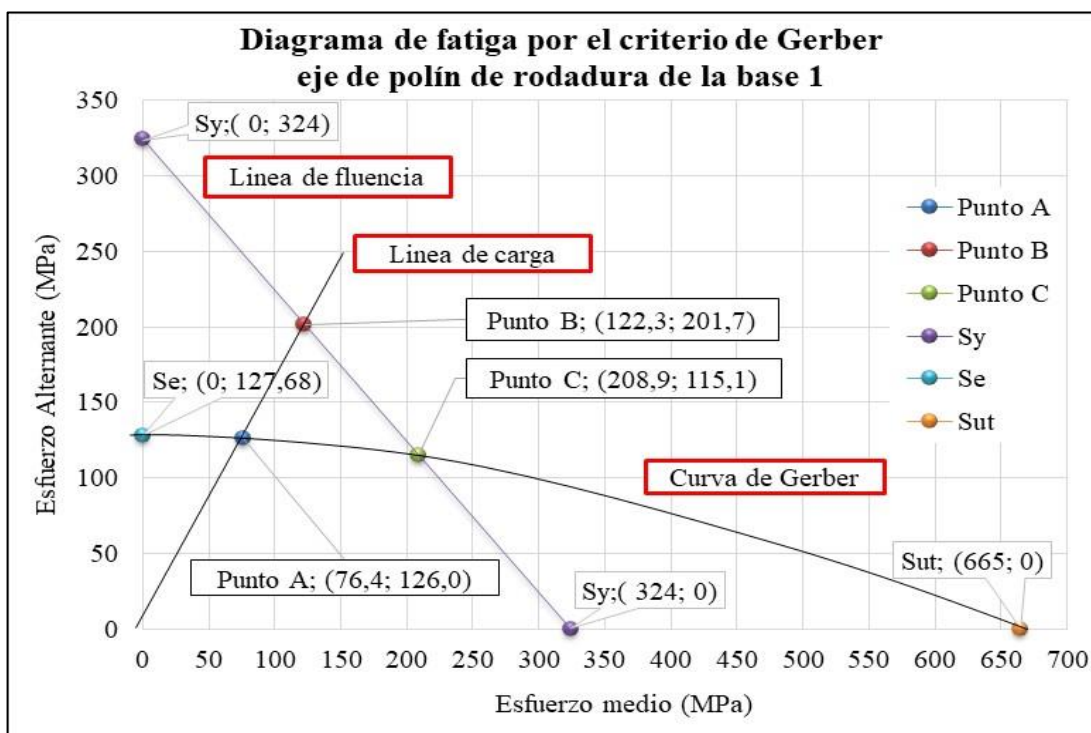


Figura 5.111 Diagrama de fatiga por el criterio de Gerber en el eje del polín de rodadura de la base 1.

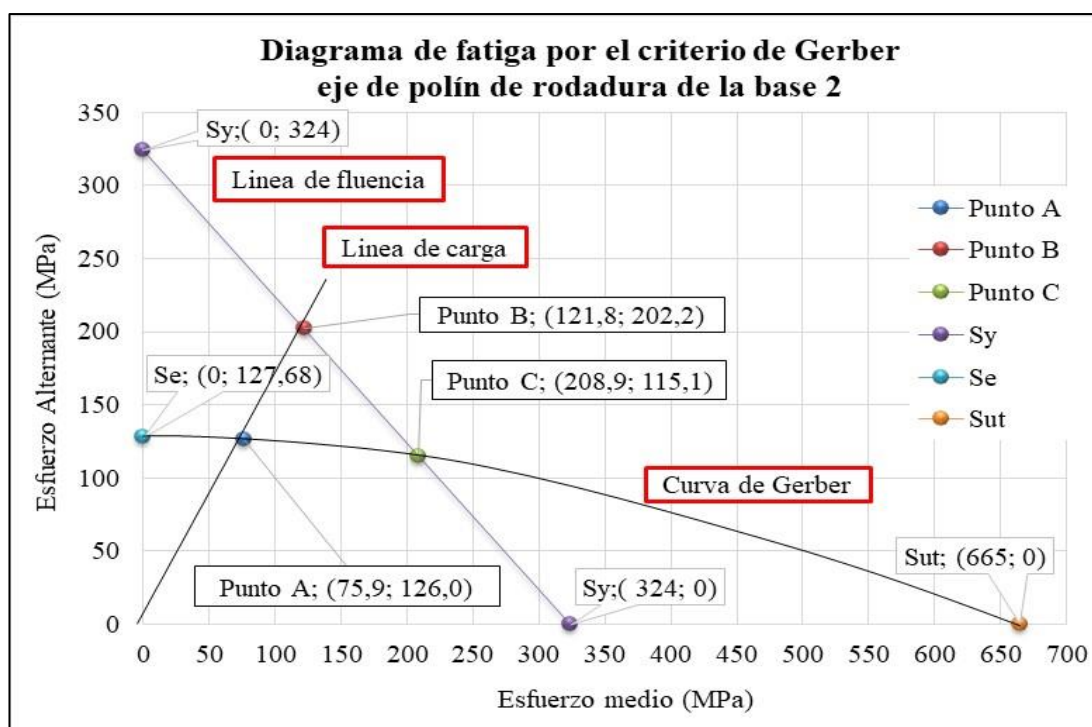


Figura 5.112 Diagrama de fatiga por el criterio de Gerber en el eje del polín de rodadura de la base 2.

5.1.1.8.4 Análisis de los resultados por el método de elementos finitos:

Según el apartado 5.1.1.8.2, se expuso las características mecánicas del material del polín de rodadura y se obtuvo el material 30 CrNiMo 8, ver la tabla 5.31. Después el material del eje del polín de rodadura que se obtuvo es el 42 CrMo 4, ver tabla 5.32.

En los apartados 5.1.1.8.3.1 y 5.1.1.8.3.2, se presentó los resultados de los factores de seguridad por el criterio de falla por fluencia de Langer y por el criterio de falla por fatiga de Gerber. Después de analizar en la sección crítica del polín de rodadura, ver las tablas 5.38 y 5.43.

Tabla 5.43

Factores de seguridad por el criterio de falla por fatiga y por fluencia en los polines de rodadura de la base 1 y 2.

Criterio de falla por fatiga de Gerber – Ecuación 4.37			
Polín de rodadura de la base 1		Polín de rodadura de la base 2	
n_f	3,3746	n_f	6,0930
Criterio de falla por fluencia de Langer – Ecuación 4.38			
Polín de rodadura de la base 1		Polín de rodadura de la base 2	
n_y	5,3	n_y	10,1

En los apartados 5.1.1.8.3.1 y 5.1.1.8.3.2, se presentó los resultados de los factores de seguridad por el criterio de falla por fluencia de Langer y por el criterio de falla por fatiga de Gerber. Después de analizar en la sección crítica del eje de polín de rodadura, ver las tablas 5.41 y 5.44.

Tabla 5.44

Resultados de los factores de seguridad por el sistema continuo en los ejes de los polines de rodadura de la base 1 y 2.

Criterio de falla por fatiga de Gerber – Ecuación 4.37			
Eje de polín de rodadura de la base 1		Eje de polín de rodadura de la base 2	
n_f	1,329	n_f	1,6197
Criterio de falla por fluencia de Langer – Ecuación 4.38			
Eje de polín de rodadura de la base 1		Eje de polín de rodadura de la base 2	
n_y	2,1	n_y	2,6

En el caso del polín de rodadura, se pudo comprobar que el material y las dimensiones son los adecuados, ya que los polines de rodadura fallarán por fatiga.

En el caso del eje del polín de rodadura, se pudo comprobar que los resultados por factor de seguridad por el criterio de falla por fatiga son muy parecidos en el caso por

sistema continuo y por el sistema discreto, ya que ambos fallan por fatiga, ver las tablas 5.44, 5.45 y 5.46.

Tabla 5.45

Resultados de los factores de seguridad por el sistema discreto en los ejes de los polines de rodadura de la base 1.

Criterio de falla por fatiga de Gerber – Ecuación 4.69			
Punto 3 del eje de polín de rodadura de la base 1		Punto 9 del eje de polín de rodadura de la base 1	
n_f	1,421	n_f	1,120
Criterio de falla por fluencia de Langer – Ecuación 4.71			
Punto 3 del eje de polín de rodadura de la base 1		Punto 9 del eje de polín de rodadura de la base 1	
n_y	3,43	n_y	2,815

Tabla 5.46

Resultados de los factores de seguridad por el sistema discreto en los ejes de los polines de rodadura de la base 2.

Criterio de falla por fatiga de Gerber – Ecuación 4.69			
Punto 3 del eje de polín de rodadura de la base 2		Punto 15 del eje de polín de rodadura de la base 2	
n_f	1,193	n_f	1,05
Criterio de falla por fluencia de Langer – Ecuación 4.71			
Punto 3 del eje de polín de rodadura de la base 2		Punto 15 del eje de polín de rodadura de la base 2	
n_y	3,018	n_y	2,662

5.1.1.8.5 Realización del plano general de los polines de rodadura:

El plano que se realizó de los polines y ejes de polines de rodadura es el UNIFIM-M3-2017-03.

5.1.1.9 Realización del cálculo por el método analítico y el plano general del sistema de accionamiento:

5.1.1.9.1 Realización del metrado de cargas del sistema de accionamiento:

En el marco teórico, según el apartado 4.1.15.1, se explicó sobre el cálculo de la potencia total requerida. Se analizó y se obtuvo los siguientes datos.

$$P = P_1 + P_2 + P_3 \dots (4.72)$$

$$P = 513,8371 + 101,743 + 11,7606 = 627,3407 \text{ kW}$$

La potencia necesaria para poner en movimiento el material se calculó con la ecuación 4.73.

$$P_1 = 86,4 * (Di * \sin \theta)^3 * L * K * n \dots (4.73)$$

$$P_1 = 86,4 * (4,75 * \sin 52,47)^3 * 60 * 0,00076 * 2,44 = 513,8371 \text{ kW}$$

La potencia necesaria para vencer las fuerzas de rozamiento entre el eje del polín y el cojinete de los apoyos se calculó con las ecuaciones 4.74, 4.75 y 4.76.

$$P_{2\text{apoyo } 1} = 0,58 * 10^{-3} * \frac{Q_{f1}}{\cos 30^\circ} * \frac{Dar_1 * Dep_1}{Dp_1} * f * n \dots (4.74)$$

$$P_{2\text{apoyo } 1} = 0,58 * 10^{-3} * \frac{746000}{\cos 30^\circ} * \frac{6,8 * 0,55}{1,7} * 0,02 * 2,44 = 53,639 \text{ kW}$$

$$P_{2\text{apoyo } 2} = 0,58 * 10^{-3} * \frac{649350}{\cos 30^\circ} * \frac{Dar_2 * Dep_2}{Dp_2} * f * n \dots (4.75)$$

$$P_{2\text{apoyo } 2} = 0,58 * 10^{-3} * \frac{649350}{\cos 30^\circ} * \frac{6,8 * 0,5}{1,5} * 0,02 * 2,44 = 48,104 \text{ kW}$$

$$P_{2\text{apoyo } 1} + P_{2\text{apoyo } 2} = P_2 \dots (4.76)$$

$$53,639 + 48,104 = 101,743 \text{ kW}$$

La potencia necesaria para vencer las fuerzas de rozamiento entre el polín de rodadura y el aro de rodadura se calculó con las ecuaciones 4.77, 4.78 y 4.79.

$$P_{3\text{apoyo } 1} = 5,7 * 10^{-7} * \frac{Q_{f1}}{\cos 30^\circ} * \frac{Dar_1 + Dp_1}{Dp_1} * n \dots (4.77)$$

$$P_{3\text{apoyo } 1} = 5,7 * 10^{-7} * \frac{746000}{\cos 30^\circ} * \frac{6,8 + 1,7}{1,7} * 2,4 = 5,9903 \text{ kW}$$

$$P_{3\text{apoyo } 2} = 5,7 * 10^{-7} * \frac{Q_{f2}}{\cos 30^\circ} * \frac{Dar_2 + Dp_2}{Dp_2} * n \dots (4.78)$$

$$P_{3\text{apoyo } 2} = 5,7 * 10^{-7} * \frac{649350}{\cos 30^\circ} * \frac{6,8 + 1,5}{1,5} * 2,4 = 5,7703 \text{ kW}$$

$$P_{3\text{apoyo } 1} + P_{3\text{apoyo } 2} = P_3 \dots (4.79)$$

$$5,9903 + 5,7703 = 11,7606 \text{ kW}$$

5.1.1.9.2 Determinación de las dimensiones y características del sistema de accionamiento:

En el marco teórico, según el apartado 4.1.15.2, se explicó sobre el cálculo para la selección del sistema de accionamiento. Se analizó y se obtuvo los siguientes datos. La potencia nominal del motor principal se calculó con las ecuaciones 4.80 y 4.81.

$$P_{motor} = \frac{P/2}{\eta_{acoplamiento} * \eta_{reductor\ planetario} * \eta_{cojinetes}^2} \dots (4.80)$$

$$P_{motor} = \frac{627,3407/2}{0,98 * 0,96 * 0,98^2} = 347,2 \text{ kW}$$

$$Pot_{motor} = FS_{motor} * P_{motor} \dots (4.81)$$

$$Pot_{motor} = 2 * 347,2 = 694,3 \text{ kW}$$

En la ecuación 4.80, se divide entre dos porque son dos motores en paralelos que accionan los dos polines de rodadura de la base 1. (Ver plano UNIFIM-M3-2017-04) El torque nominal del motor principal se calculó con las ecuaciones 4.82.

$$T_{motor} = 9,55 * \frac{Pot_{motor}}{n_{motor}} \dots (4.82)$$

$$T_{motor} = 9,55 * \frac{694,3}{1800} = 3,68 \text{ kN} - \text{m}$$

Para nuestro caso, se eligió el motor de inducción de corriente alterna de 4 polos, es decir de 1800 RPM para 60 Hz de frecuencia.

La potencia nominal del reductor de engranajes planetarios se calculó con las ecuaciones 4.83 y 4.84.

$$P_{reductor} = \frac{P/2}{\eta_{cojinetes}^2} \dots (4.83)$$

$$P_{reductor} = \frac{627,3407/2}{0,98^2} = 326,6 \text{ kW}$$

$$Pot_{reductor} = FS_{reductor} * P_{reductor} \dots (4.84)$$

$$Pot_{reductor} = 2 * 326,6 = 653,2 \text{ kW}$$

El torque nominal del reductor se calculó con las ecuaciones 4.85, 4.86 y 4.87.

$$T = 9,55 * \frac{Pot_{reductor}}{n_{reductor}} \dots (4.85)$$

$$T = 9,55 * \frac{653,2}{9,76} = 639,15 \text{ kN} - \text{m}$$

$$n_{reductor} = n * R_{aro/polín} \dots (4.86)$$

$$n_{reductor} = 2,44 * (6,8/1,7) = 9,76$$

$$R_{reductor} = \frac{n_{motor}}{n_{reductor}} \dots (4.87)$$

$$R_{reductor} = \frac{1800}{9,76} = 184,43$$

Ahora el reductor planetario debe trabajar en dos velocidades distintas. Uno llamado velocidad de operación y el otro llamado velocidad de emergencia. Después la velocidad angular de emergencia del aro de rodadura del horno se calculó con la ecuación 4.88.

$$n_{emergencia} = 22\% * n \dots (4.88)$$

$$n_{emergencia} = 22\% * 2,44 = 0,5368 \text{ RPM}$$

La potencia total de emergencia para accionar el horno se calculó con la ecuación 4.89.

$$P_{emergencia} = 22\% * P \dots (4.89)$$

$$P_{emergencia} = 22\% * 627,3407 = 138 \text{ kW}$$

Potencia efectiva del reductor planetario en emergencia se calculó con la ecuación 4.90.

$$P_{reductor} = \frac{P_{emergencia}/2}{\eta_{cojinetes}^2} \dots (4.90)$$

$$P_{reductor} = \frac{138/2}{0,98^2} = 71,9 \text{ kW}$$

Potencia nominal del reductor planetario en emergencia se calculó con la ecuación 4.84.

$$Pot_{reductor} = FS_{reductor} * P_{reductor} \dots (4.84)$$

$$Pot_{reductor} = 1,5 * 71,9 = 107,8 \text{ kW}$$

La velocidad angular del reductor planetario en emergencia se calculó con la ecuación 4.91 y la relación de transmisión del reductor de engranajes planetarios en emergencia se calculó con la ecuación 4.92.

$$n_{red-emergencia} = n_{emergencia} * R_{aro/polin} \dots (4.91)$$

$$n_{red-emergencia} = 0,5368 * 4 = 2,1472 \text{ RPM}$$

$$R_{reductor} = \frac{n_{motor}}{n_{red-emergencia}} \dots (4.92)$$

$$R_{reductor} = \frac{1800}{2,1472} = 838,30$$

En la tabla 5.47 se presenta las características del motor y reductor de engranajes planetario seleccionado.

Tabla 5.47

Especificaciones técnicas del motor y del reductor de engranajes planetario.

Ecuación - Descripción	Abrev.	Cantidad	Unidad
4.81 - Potencia nominal del motor principal	Pot_{motor}	694,3	kW
Potencia nominal del motor principal seleccionado	Pot_{motor}	735	kW
Velocidad angular del eje del motor principal	n_{motor}	1800	RPM
4.82 - Torque nominal del motor seleccionado	T_{motor}	3,90	kN-m
4.84 - Potencia nominal del reductor de engranajes planetario en el eje de salida	$Pot_{reductor}$	653,2	kW
Potencia nominal del reductor de engranajes planetario seleccionado	$Pot_{reductor}$	746	kW
4.86 - Velocidad angular del eje de salida del reductor planetario	$n_{reductor}$	9,76	RPM
Torque total seleccionado	T	730	kN-m
4.87 – Relación de transmisión del reductor de engranajes planetarios seleccionado	$R_{reductor}$	184,43	-
4.91 – Velocidad angular del eje de salida del reductor planetario por emergencia	$n_{red-emergencia}$	2,1472	RPM
4.92 – Relación de transmisión del reductor de engranajes planetarios seleccionado	$R_{reductor}$	838,30	-

Por lo tanto, con la tabla 5.47 se pudo definir un proveedor para los componentes principales de accionamiento, además el eje cardán y los acoplamientos son suministrados con las especificaciones de los componentes principales ya calculados.

5.1.1.9.3 Análisis de los resultados por el método analítico:

Las especificaciones técnicas del sistema de accionamiento que se obtuvieron fueron respetando el apartado 4.1.16, donde se expuso el factor de servicio a plena carga y el factor de arranque por emergencia para reductores de engranajes.

Por lo tanto, en la tabla 5.48 se presenta las especificaciones técnicas del sistema de accionamiento que fueron seleccionados de los catálogos de los proveedores.

Tabla 5.48

Especificaciones técnicas del sistema de accionamiento que fueron seleccionados de los catálogos de los proveedores.

Componente	Descripción	Cantidad	Unidad
Motor principal	Potencia nominal	735	kW
	Velocidad angular del eje	1800	RPM
	Torque nominal	3,90	kN-m
	Frecuencia	60	Hz
	Voltaje	440	V
	Corriente de carga	1340	A
Reductor de engranajes planetario	Potencia nominal	746	kW
	Velocidad angular del eje de salida	9,76	RPM
	Torque total	730	kN-m
	Relación de transmisión en emergencia	838,30	
	Relación de transmisión en plena carga	184,43	
Eje cardán	Potencia nominal	700	kW
	Torque total	3,90	kN-m
	Velocidad angular del eje	1800	RPM
Acoplamiento entre motor y reductor	Potencia nominal	700	kW
	Torque total	3,90	kN-m
	Velocidad angular del eje	1800	RPM
Acoplamiento entre reductor y eje de polín de rodadura	Potencia nominal	700	kW
	Torque total	730	kN-m
	Velocidad angular del eje	9,76	RPM

5.1.1.9.4 Realización del plano general del sistema de accionamiento:

El plano que se realizó del sistema de accionamiento es el UNIFIM-M3-2017-04.

5.1.1.10 Presentación del cuadro de comparación de las ventajas y desventajas de la carcasa de tres proveedores comerciales:

5.1.1.10.1 Revisión de las especificaciones indicadas en el plano general de la carcasa:

Luego de revisar las especificaciones del plano UNIFIM-M3-2017-01, se necesitan planchas de acero 16 Mo 3 de espesores de 35, 45 y 85 milímetros. Por lo tanto, se realizó el metrado del material de la carcasa, ver la tabla 5.49.

Tabla 5.49
Metrado del material de la carcasa.

Descripción	Cantidad unidad	Volumen m ³	Peso kg	Longitud metros
PL. 35mm x 8,3mts x 3mts	22	0,8715	150508	33
PL. 35mm x 8,3mts x 1,5mts	2	0,43575	6841,28	1,5
PL. 45mm x 8,3mts x 2,4mts	6	0,8964	42220,4	7,2
PL. 85mm x 8,3mts x 2,4mts	4	1,6932	53166,5	4,8
PL. 35mm x 8,3mts x 1,85mts	4	0,53743	16875,1	3,7
PL. 45mm x 8,3mts x 0,8mts	2	0,2988	4691,16	0,8
PL. 45mm x 8,3mts x 3mts	6	1,1205	52775,6	9
		TOTAL	327078	60

El siguiente proceso es la fabricación de las virolas que comprende en el rolado de las planchas hasta formar un cilindro de las secciones de la carcasa.

5.1.1.10.2 Definición de los proveedores recomendables para el suministro de la carcasa:

Los proveedores para el suministro del material son los siguientes:

- SteelClik de Shanghai – China.
- Hierros y Aceros de Santander de Cantabria – España.
- F.L.Smidth Inc. de Bethlehem – Estados Unidos.

Para el proceso de fabricación de las virolas se puede hacer en Lima, en la empresa CORMEI S.A.C. sede Lurín de Lima – Perú.

Para el torneado vertical de las planchas porta aro de rodadura se puede hacer en la FUNDICIÓN CALLAO de Callao –Perú.

5.1.1.10.3 Presentación de las ventajas y desventajas de la carcasa de tres proveedores comerciales:

Con todo lo anterior expuesto se presenta las ventajas y desventajas de tres proveedores comerciales, ver la tabla 5.50.

Tabla 5.50

Cuadro de ventajas y desventajas de la carcasa de tres proveedores comerciales.

Proveedor	Ventajas	Desventajas
SteelClik	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Precio bajo. ➤ Menor tiempo de suministro ➤ Certificados de calidad. ➤ Solo suministro de las planchas. 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Garantía dudosa.
Hierros y Aceros de Santander	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Tiene garantía. ➤ Certificados de calidad. ➤ Solo suministro de las planchas. 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Mayor tiempo de suministro. ➤ Precio alto.
F.L.Smidth Inc.	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Tiempo de suministro regular. ➤ Tiene garantía. ➤ Certificados de calidad. ➤ Suministro y fabricación de las virolas. 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Precio muy alto.

Se seleccionó **Hierros y Aceros de Santander** para el suministro de las planchas. El proceso de fabricación de las virolas será en Lima.

5.1.1.11 Presentación del cuadro de comparación de las ventajas y desventajas de los aros de rodadura de tres proveedores comerciales:

5.1.1.11.1 Revisión de las especificaciones indicadas en el plano general de los aros de rodadura:

Luego de revisar las especificaciones del plano UNIFIM-M3-2017-02, se necesitan piezas de fundición de acero de material 30 CrNiMo 8. Por lo tanto se realizó el metrado del material de los aros de rodadura, ver la tabla 5.51.

Tabla 5.51
Medrado del material de los aros de rodadura.

Descripción	Cantidad unidad	Volumen m ³	Peso kg
Aro de rodadura de Ø6,8mts x Ø5,48mts x 0,8mts	1	10,238	79856,4
Aro de rodadura de Ø6,8mts x Ø5,48mts x 0,7mts	1	8,957	69864,6
Utillajes del aro de rodadura 1	1	-	5000
Utillajes del aro de rodadura 2	1	-	5000
			159721

El siguiente proceso es el ensamble del aro de rodadura y los utillajes con una sección de la carcasa. Hasta formar los apoyos del horno rotatorio horizontal.

5.1.1.11.2 Definición de los proveedores recomendables para el suministro de los aros de rodadura:

Los proveedores para el suministro del material son los siguientes:

- CITICIC Luoyang Heavy Machinery Co. de Henan – China.
- Tiruña de Navarra – España.
- F.L.Smidth Inc. de Bethlehem – Estados Unidos.

La fabricación de los utillajes no es tan simple porque son accesorios patentados y solo puede ser fabricados por lo proveedores de las multinacionales. Ejemplos: F.L.Smidth y Polysius.

5.1.1.11.3 Presentación de las ventajas y desventajas de los aros de rodadura de tres proveedores comerciales:

Con todo lo anterior expuesto se presenta las ventajas y desventajas de tres proveedores comerciales, ver la tabla 5.52.

Tabla 5.52

Cuadro de ventajas y desventajas de los aros de rodadura de tres proveedores comerciales.

Proveedor	Ventajas	Desventajas
CITICIC Luoyang Heavy Machinery Co.	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Precio bajo. ➤ Certificados de calidad. ➤ Solo suministro de la pieza forjada. 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ No tiene garantía. ➤ Tiempo de suministro regular.
Tiruña	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Certificados de calidad. ➤ Suministro de la pieza forjada y utillajes. 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Mayor tiempo de suministro. ➤ Precio alto. ➤ No tiene garantía.
F.L.Smidth Inc.	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Tiempo de suministro regular. ➤ Tiene garantía. ➤ Certificados de calidad. ➤ Suministro y ensamble del aro de rodadura. 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Precio alto.

Se seleccionó **F.L.Smidth Inc.** para el suministro y ensamble de los aros de rodadura.

5.1.1.12 Presentación del cuadro de comparación de las ventajas y desventajas de los polines de rodadura de tres proveedores comerciales:

5.1.1.12.1 Revisión de las especificaciones indicadas en el plano general de los polines de rodadura y los ejes del polín de rodadura:

Luego de revisar las especificaciones del plano UNIFIM-M3-2017-03, se necesitan piezas de fundición de acero de material 30 CrNiMo 8. Por lo tanto, se realizó el metrado del material de los polines de rodadura y se necesitan piezas de fundición de acero de material 42 CrMo 4. Por lo tanto, se realizó el metrado del material de los ejes del polín de rodadura, ver la tabla 5.53.

Tabla 5.53

Metrado del material de los polines de rodadura y los ejes del polín de rodadura.

Descripción	Cantidad unidad	Volumen m ³	Peso kg
Polín de rodadura de Ø 1,7 mts x Ø 0,55 mts x 1mts.	2	1,81	28236
Polín de rodadura de Ø 1,5 mts x Ø 0,5 mts x 0,85mts.	2	1,152	17971
			46207
Eje Ø 0,55 mts x 2,6 mts.	2	0,532	8352
Eje Ø 0,5 mts x 2,15 mts.	2	0,385	6045
			14397

5.1.1.12.2 Definición de los proveedores recomendables para el suministro de los polines de rodadura y los ejes del polín de rodadura:

Los proveedores para el suministro del material del polín de rodadura son:

- CITICIC Luoyang Heavy Machinery Co. de Henan – China.
- Tiruña de Navarra – España.
- F.L.Smidth Inc. de Bethlehem – Estados Unidos.

Los proveedores para el suministro del material del eje del polín de rodadura son los siguientes:

- Jiangsu Zhuhong Forging Co. de Jiangsu – China.
- Tiruña de Navarra – España.
- F.L.Smidth Inc. de Bethlehem – Estados Unidos.

Los soportes autoalineante con bancada rotulada y los polines de retención de empuje axial son productos patentados por F.L. Smidth Inc.

5.1.1.12.3 Presentación de las ventajas y desventajas de los polines de rodadura y los ejes del polín de rodadura de tres proveedores comerciales:

Con todo lo anterior expuesto se presenta las ventajas y desventajas de tres proveedores comerciales, ver las tablas 5.54 y 5.55.

Tabla 5.54

Cuadro de ventajas y desventajas de los polines de rodadura de tres proveedores comerciales.

Proveedor	Ventajas	Desventajas
CITICIC Luoyang Heavy Machinery Co.	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Precio bajo. ➤ Certificados de calidad. ➤ Suministro de la pieza forjada maquinada. 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ No tiene garantía. ➤ Tiempo de suministro regular.
Tiruña	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Certificados de calidad. ➤ Tiene garantía. ➤ Suministro de la pieza forjada maquinada. 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Mayor tiempo de suministro. ➤ Precio regular.
F.L.Smidth Inc.	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Tiempo de suministro regular. ➤ Tiene garantía. ➤ Certificados de calidad. ➤ Suministro de la pieza forjada maquinada. 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Precio alto.

Se seleccionó **Tiruña** para el suministro de los polines de rodadura.

Tabla 5.55

Cuadro de ventajas y desventajas de los ejes de los polines de rodadura de tres proveedores comerciales.

Proveedor	Ventajas	Desventajas
Jiangsu Zhuhong Forging Co. Jiangsu	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Precio bajo. ➤ Certificados de calidad. ➤ Suministro de la pieza forjada sin maquinar. 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ No tiene garantía. ➤ Mayor tiempo de suministro.
Tiruña	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Certificados de calidad. ➤ Tiene garantía. ➤ Suministro de la pieza forjada maquinada. 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Mayor tiempo de suministro. ➤ Precio regular.
F.L.Smidth Inc.	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Tiempo de suministro regular. ➤ Tiene garantía. ➤ Certificados de calidad. ➤ Suministro de la pieza forjada maquinada. 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Precio alto.

Se seleccionó **Tiruña** para el suministro de los ejes de los polines de rodadura.

Los soportes autoalineantes con bancada rotulada y los polines de retención de empuje axial serán suministrados por F.L.Smidth Inc.

5.1.1.13 Presentación del cuadro de comparación de las ventajas y desventajas del sistema de accionamiento de tres proveedores comerciales:

5.1.1.13.1 Revisión de las especificaciones indicadas en el plano general del sistema de accionamiento:

Luego de revisar las especificaciones del plano UNIFIM-M3-2017-04, se necesita un conjunto de componentes para el sistema de accionamiento. El motor principal, el reductor de engranajes planetarios, eje cardán y acoplamientos.

5.1.1.13.2 Definición de los proveedores recomendables para el suministro del sistema de accionamiento:

Los proveedores para el suministro de los motores principales son:

- ABB SOLUCIONES PARA MINERIA de Sao Paulo – Brasil.
- SIEMENS S.A. de Estado de México – México.
- F.L.Smith Inc. de Bethlehem – Estados Unidos.

Los proveedores para el suministro de los reductores de engranajes planetarios son:

- Siemens Industry Inc. de Elgin – Estados Unidos.
- SEW EURODRIVE de Bruchsal – Alemania.
- F.L.Smith Inc. de Bethlehem – Estados Unidos.

Los proveedores para el suministro de los ejes cardán son:

- The ROWLAND COMPANY de Philadelphia – Estados Unidos.
- DANA'S SPICER GWB de Essen – Alemania.
- VOITH de Heidenheim – Alemania.

Los proveedores para el suministro de los acoplamientos son:

- VULKAN COUPLINGS de Herne – Alemania.
- FLENDER COUPLINGS SIEMENS de Bocholt – Alemania.
- RENOLD HITEC COUPLING de Ohio – Estados Unidos.

5.1.1.13.3 Presentación de las ventajas y desventajas del sistema de accionamiento de tres proveedores comerciales:

Con todo lo anterior expuesto se presenta las ventajas y desventajas de tres proveedores comerciales, ver la tabla 5.56.

Tabla 5.56

Cuadro de ventajas y desventajas del sistema de accionamiento de tres proveedores comerciales.

Componentes	Proveedor	Ventajas	Desventajas
Motor principal	ABB SOLUCIONES PARA MINERIA	➤ Tiempo de suministro regular.	➤ Precio alto. ➤ Fabricación por pedido.
	SIEMENS S.A.	➤ Tiempo de suministro bajo. ➤ El suministro es comercial.	➤ Precio alto.
	F.L.Smidth Inc.	➤ Tiempo de suministro regular.	➤ Precio alto. ➤ Fabricación por pedido.
Reductor de engranajes planetarios	Siemens Industry Inc.		➤ Precio alto. ➤ Fabricación por pedido. ➤ Tiempo de suministro alto.
	SEW EURODRIVE	➤ Tiempo de suministro regular.	➤ Precio alto. ➤ Fabricación por pedido.
	F.L.Smidth Inc.	➤ Tiempo de suministro regular.	➤ Precio muy alto. ➤ Fabricación por pedido.
Eje cardán	The ROWLAND COMPANY	➤ El suministro es comercial.	➤ Precio alto. ➤ Tiempo de suministro alto.
	DANA'S SPICER GWB	➤ El suministro es comercial. ➤ Tiempo de suministro bajo.	➤ Precio alto.
	VOITH	➤ El suministro es comercial. ➤ Tiempo de suministro regular.	➤ Precio alto.
Acoplamiento	VULKAN COUPLINGS	➤ Tiempo de suministro regular.	➤ Precio alto. ➤ Fabricación por pedido.
	FLENDER COUPLINGS SIEMENS	➤ Precio regular. ➤ Tiempo de suministro regular.	
	RENOLD HITEC COUPLING	➤ Tiempo de suministro regular.	➤ Precio alto. ➤ Fabricación por pedido.

Para nuestro caso, se seleccionó:

- ✓ **SIEMENS S.A.** para el suministro de los motores principales y se eligió el motor de ventilación propia, Producto: 1LM1222-4AB75-6__0.
 - Potencia nominal del motor: 735 kW.
 - Velocidad angular máxima: 1800 RPM.
 - Torque nominal: 3,9 kN-m.

- ✓ **SEW EURODRIVE** para el suministro de los reductores de engranajes planetarios y se eligió la serie XP, modelo XP 140.
 - Torque máximo: 730 kN-m.

- ✓ **DANA'S SPICER GWB** para el suministro de los ejes cardán y se eligió la serie 392/393, Diseño 0.01, Modelo 392.50.
 - Torque máximo: 70 kN-m

- ✓ **FLENDER COUPLINGS SIEMENS** para el suministro de los acoplamientos.

Para el acoplamiento entre motor y reductor:

- Serie ARPEX ARS-6, Modelo NZN – 240-6, Producto: 2LC0470-8PC99-0AZ0.
- Torque máximo: 5,7 kN-m.
- Velocidad angular máxima: 4350 RPM.
- Diámetro del agujero 110 mm.

Para el acoplamiento entre reductor y eje de polín de rodadura:

- Serie ZAPEX ZW, Modelo ZWN – 730, Producto: 2LC0302-0A__-0AA0.
- Torque máximo: 790 kN-m.
- Velocidad angular máxima: 1350 RPM.
- Diámetro del agujero 275-390 mm.

5.1.1.14 Ventajas del cálculo por el método de elementos finitos:

Se pudo observar las siguientes ventajas:

- La interacción del modelo 3D de la carcasa con los aros de rodadura para obtener los esfuerzos equivalentes.
- La interacción de las deformaciones axiales y verticales de la carcasa.
- Se logró obtener los esfuerzos térmicos en los modelos 3D de la carcasa y los aros de rodadura.
- Se logró obtener el perfil de temperatura en la cara exterior de la carcasa.
- Se logró obtener el perfil de temperatura de los aros de rodadura.
- La interacción del modelo 3D de los aros de rodadura, los polines de rodadura y el eje del polín de rodadura para obtener los esfuerzos equivalentes para la base 1 y 2.

5.1.1.15 Conclusiones:

Se obtuvo las siguientes conclusiones:

- Se ha comprobado que los parámetros de diseño del horno rotatorio son: diámetro interior de 5,25 mts, longitud de 60 mts, velocidad angular de 2,44 RPM, capacidad de producción de 5500 TM/día y porcentaje de llenado de 13,77 %.
- Se ha comprobado que el material de la carcasa es el 16 Mo 3 y la carcasa está diseñada para soportar temperaturas hasta un máximo de 400 °C.
- Se ha comprobado que el material de los aros de rodadura es el 30 CrNiMo 8 y está diseñada para soportar temperaturas hasta un máximo de 350 °C.
- Se ha comprobado que el material de los polines de rodadura es el 30 CrNiMo 8 y se ha comprobado que el material de los ejes de los polines de rodadura es el 42 CrMo 4.
- Se ha comprobado que el motor principal del horno rotatorio tiene las siguientes características: potencia de 735 kW, velocidad angular de 1800 RPM, frecuencia de 60 Hz y voltaje de ingreso de 440 V.
- Se ha comprobado que el reductor planetario tiene las siguientes características: potencia de 746 kW, torque de 730 kN-m, relaciones de transmisión de 838,3 y 184,43.

5.1.2 Cálculo y selección de los sistemas auxiliares por el método analítico:

5.1.2.1 Identificación de los recursos necesarios para el cálculo del tipo de sistema de combustión seleccionado:

5.1.2.1.1 Identificación de los tipos de combustibles que se utilizan en la planta UNACEM-Atocongo:

En el marco teórico que se consideró en el apartado 4.3.1, se presentó los combustibles que se utilizan en los hornos rotatorios. Estos son: el gas natural, el carbón bituminoso y carbón sub-bituminoso.

5.1.2.1.2 Definición de las propiedades de los combustibles:

En el apartado 4.3.2.1, se presentó la composición química de los reservorios del gas de Camisea y su poder calorífico. Por lo tanto, se presenta la siguiente tabla resumen 5.57.

Tabla 5.57

Resumen de la composición y poder calorífico de los reservorios del gas de Camisea.

Composición del GN/ Nomenclatura	Porcentaje (%)	Poder calorífico (MJ/kg)	Poder calorífico (MJ/m ³)
Metano - CH ₄	82,8	54,595	40,95
Etano - C ₂ H ₆	8,65	50,392	37,79
Propano - C ₃ H ₈	3,19	49,776	37,33
Butano - C ₄ H ₁₀	1,38	48,930	36,70
Gasolina natural - C ₈ H ₁₈	3,02	46,667	35,00
Nitrógeno - N ₂	0,76	0	0
Anhídrido Carbónico - CO ₂	0,2	0	0
Total	100	53,2	40
Descripción	Unidad	Cantidad	
Densidad	kg/m ³	0,75	

Fuente: Espinoza Quiñones, Luis (2000) / Perú-Camisea Feasibility Study. Elaborado por Shell.

En el apartado 4.3.2.2, se presentó la clasificación del carbón bituminoso y sub-bituminoso según la norma ASTM D388. Además, se presentó la composición del carbón bituminoso pulverizado. Por lo tanto, se presenta la siguiente tabla resumen 5.58.

Tabla 5.58

Resumen de composición química del carbón bituminoso pulverizado.

Composición del carbón	Porcentaje (%)	Poder calorífico (MJ/kg)
Carbón	78	
Hidrogeno	5	
Oxigeno	6	
Nitrógeno	1,5	
Sulfuro	1	
Ceniza	8,5	
Total	100	32,6
Material volátil	30	

Fuente: Kurt E. Peray (1986) / S.P. Deolalkar (2009) / ASTM D388.

5.1.2.1.3 Determinación del tipo de sistema de combustión:

En el marco teórico que se consideró en el apartado 4.3.3, se presentó los tipos de sistemas de combustión para los combustibles como el gas natural y el carbón mineral.

Para el caso del sistema de combustión de carbón mineral, este no garantiza el nivel reducción de emisiones de CO y NOx. Además, este sistema es el más complejo porque el carbón mineral debe ser triturado y atomizado.

Para el caso del sistema de combustión de gas natural, éste presenta un mantenimiento sencillo y limpio con respecto a los combustibles convencionales comerciales. Además, este sistema garantiza la combustión completa y su sistema es simplificado debido a que el gas natural ingresa a una estación de reducción de presión y sale listo para el suministro de combustible al quemador.

Por lo tanto, se eligió el sistema de combustión de gas natural.

5.1.2.1.4 Selección de cálculos matemáticos para el sistema de combustión:

En el marco teórico que se consideró en el apartado 4.3.4, se presentó los cálculos matemáticos que se utilizaron para seleccionar el sistema de combustión de gas natural, que se obtuvieron de los libros, tesis, artículos científicos, entre otros.

5.1.2.1.5 Investigación sobre normas, criterios del proveedor e instructivos del fabricante de sistemas de combustión:

Según el apartado 4.3.5, se expuso acerca de las condiciones de funcionamiento del horno rotatorio cuando funciona a plena carga:

- El volumen de los gases de salida del horno rotatorio por 1 kg de clínker es 0,34 Nm³/kg clínker.
- El volumen de aire secundario por 1 kg de clínker es 0,26 Nm³/kg clínker.
- El volumen de aire terciario por 1 kg de clínker es 0,59 Nm³/kg clínker.

El sistema de distribución de gas natural es por la red de ductos de la región de Ica firmado por “CONTUGAS” y el rango de consumo de Sm³/mes para la categoría de consumidor “D – Gran industria” es de 370 000 a 4 000 000.

5.1.2.2 Identificación de los recursos necesarios para el cálculo del tipo de sistema de refractarios seleccionado:

5.1.2.2.1 Definición del perfil de temperaturas a lo largo del interior del horno rotatorio:

En el apartado 4.4.1, se presentó sobre las subdivisiones del proceso de clinkerización de un sistema de horno SP con 6 etapas de ciclones con 2 etapas PC con línea separada y en línea. Además, con los datos extraídos del seminario de cemento de HOLDERBANK y del catálogo de Refratechnik. Se obtuvo la tabla 4.14.

5.1.2.2.2 Definición de las propiedades de los refractarios en diferentes zonas del horno:

En el apartado 4.4.2, se presentó la clasificación de productos refractarios densos y la composición química y propiedades de los materiales refractarios que pueden ser aplicados en las subdivisiones del horno por el proceso de clinkerización.

5.1.2.2.3 Determinación del tipo de sistema de refractarios:

En el marco teórico que se consideró en el apartado 4.4.3, se presentó los tipos de sistemas de refractarios como el revestimiento de concreto refractario y el revestimiento de ladrillo refractario.

Para el caso del revestimiento de concreto refractario, este presenta una porosidad mayor al 45% por lo que solo se utiliza en las zonas del proceso de clinkerización donde la harina cruda está en estado sólido. Además de tener la posibilidad de una

reacción químicas con el aluminato monocálcico y los gases con exceso de SO_2 o SO_3 . Otra desventaja es el calentamiento lento al inicio de la llama.

Para el caso del revestimiento de ladrillo refractario, este presenta la ventaja que el contenido de MgO permanece menos reactivo a los ataques gaseosos a altas temperaturas. Sus propiedades son constantes y homogéneas, además no requiere anclajes y su calentamiento es el más rápido en comparación con el concreto refractario.

Por lo tanto, se eligió el revestimiento de ladrillo refractario.

5.1.2.2.4 Selección de cálculos matemáticos para el sistema de refractarios:

En el marco teórico que se consideró en el apartado 4.4.4, se presentó los cálculos matemáticos que se utilizaron para seleccionar el revestimiento de ladrillo refractario, que se obtuvieron de los libros, tesis, artículos científicos, entre otros.

5.1.2.2.5 Investigación sobre normas, criterios del proveedor e instructivos del fabricante de sistemas de refractarios:

Según el apartado 4.4.5, se expuso acerca de los valores límites de la relación de sílice - aluminio y módulo de aluminio - hierro para la formación del recubrimiento:

- $\text{SiO}_2/\text{Al}_2\text{O}_3$ debe estar en el rango de 2,5 -3,3.
- $\text{Al}_2\text{O}_3/(\text{Fe, Mn})_2\text{O}_3$ debe estar en el rango de 1,8 – 2,3.

Según las recomendaciones:

- El esfuerzo de compresión en el recubrimiento es de 4 a 6 MPa.
- Para un recubrimiento de 250mm se recomienda no sobrepasar el porcentaje de ovalización de 0,4%.

5.1.2.3 Identificación de los recursos necesarios para el cálculo del tipo de sistema de sello en la carga y descarga seleccionados:

5.1.2.3.1 Identificación de las condiciones del proceso de clinkerización en la carga y descarga del horno:

Según el apartado 4.5.1, se expuso que las condiciones del proceso de clinkerización en la carga del horno son:

Una presión de -0,3 kPa y una temperatura de los gases de salida de 1300°C.

Según el apartado 4.5.1, se expuso que las condiciones del proceso de clinkerización en la descarga del horno son:

Una presión de 5 kPa y una temperatura de los gases de salida de 1300°C.

5.1.2.3.2 Definición de las propiedades que necesita el sello en la carga y descarga del horno:

En el apartado 4.5.2, se presentó las propiedades mecánicas y térmicas del sello en la carga y descarga del horno, cuando está soportando las condiciones del proceso de clinkerización en las zonas de carga y descarga del horno.

5.1.2.3.3 Determinación del tipo de sistema de sello en la carga y descarga del horno:

En el marco teórico que se consideró en el apartado 4.5.3, se presentó los tipos de sistemas de sello en la carga y descarga del horno:

Para el caso del sello por fricción axial con fuerza de sellado por cilindros neumáticos, este presenta un buen sistema de sellado axial, ya que puede soportar grandes desplazamiento axiales pero el sistema de sellado radial se desgasta demasiado por ser un sello de empaquetadura grafitada que está en contacto con gases calientes y no absorbe de manera correcta el alabeo de la sección de la carcasa del horno. Su sistema de regulación de la carrera es el más complejo.

Para el caso del sello por fricción axial con fuerza de sellado por palancas y contrapesos, esto presenta un sistema de sellado radial que se desgasta demasiado por ser un sello de empaquetadura grafitada que está en contacto con gases calientes y no absorbe de manera correcta el alabeo de la sección de la carcasa del horno. Su sistema de regulación de la carrera es más simple porque es un mecanismo con resorte.

Para el caso del sello de laminillas externas con fuerza de sellado por cuerda con pesos, este presenta un buen sistema de sellado radial y en el sellado axial no tiene problemas porque el sello tienen una pista maquinada donde las laminillas no pierden el contacto aunque la carcasa se dilate cuando incrementa su temperatura.

Por lo tanto, se eligió el sello de laminillas externas con fuerza de sellado por cuerda con pesos, para la carga y descarga del horno.

5.1.2.3.4 Selección de cálculos matemáticos para el sistema de sello en la carga y descarga en el horno:

En el marco teórico que se consideró en el apartado 4.5.4, se presentó los cálculos matemáticos que se utilizaron para seleccionar el sistema de sello de laminillas externas, que se obtuvieron de los libros, tesis, artículos científicos, entre otros.

5.1.2.3.5 Investigación sobre normas, criterios del proveedor e instructivos del fabricante de sistemas de sello en la carga y descarga en el horno:

Según el apartado 4.5.5, se expuso acerca de las recomendaciones del proveedor de sistema de sellos:

- Las laminillas deben ser ensambladas en sentido de giro del horno.
- Las laminillas deben tener 30% del área de la lámina en contacto con la pista para garantizar la eliminación de aire falso.
- La pista de la virola flotante debe tener un espacio libre desde el final de contacto de la lámina y el final de la virola flotante. Aprox. 250 mm de espacio libre. (Depende de la dilatación del horno en los extremos del horno).

5.1.2.4 Realización del cálculo por el método analítico y el plano general del sistema de combustión:

5.1.2.4.1 Realización de los cálculos matemáticos del sistema de combustión:

En el marco teórico, según el apartado 4.3.4.1, se explicó sobre el requerimiento real de calor para el sistema de horno y se obtuvo el siguiente dato.

$$Q_T = C.P.* \frac{q}{24} \dots (4.110)$$

$$Q_T = 5500 * \frac{2814}{24} = 644875 \text{ MJ/h}$$

En el marco teórico, según el apartado 4.3.4.2, se explicó sobre el caudal de gas natural requerido en el horno rotatorio y se obtuvo el siguiente dato.

$$Q_{comb.} = 0,3 * \frac{Q_T}{P.C.E.gas\ natural} \dots (4.111)$$

$$Q_{comb.} = 0,3 * \frac{644875}{40} = 4836,6 \text{ Sm}^3/\text{h}$$

$$Q_{comb.} = 3\,482\,325 \text{ Sm}^3/\text{mes} < 4\,000\,000 \text{ Sm}^3/\text{mes}$$

En el marco teórico, según el apartado 4.3.4.3, se explicó sobre el análisis de la combustión completa del gas natural y se obtuvo los siguientes datos, ver la tabla 5.59.

Tabla 5.59

Relación molar por 100 kg de gas natural.

Composición química	%Masa	M	r_{molar}
Gas natural	(%)	(kg/kmol)	(kmol/100 kg GN)
CH ₄	82,8	16	5,175
C ₂ H ₆	8,65	30	0,288
C ₃ H ₈	3,19	44	0,073
C ₄ H ₁₀	1,38	58	0,024
C ₈ H ₁₈	3,02	114	0,026
N ₂	0,76	28	0,027
CO ₂	0,2	44	0,005
Total	100		

Se analizó la relación molar de los gases de combustión para la combustión perfecta de 1 kg de gas natural y se obtuvo los siguientes datos, ver la tabla 5.60.

Tabla 5.60

Combustión perfecta de 1 kg de gas natural

Tipo	Composición química	r_{molar} (kmol/100 kg GN)	Ecuación	Resultado
Gas natural	CH ₄	5,175	4.112	
	C ₂ H ₆	0,288	4.112	
	C ₃ H ₈	0,073	4.112	
	C ₄ H ₁₀	0,024	4.112	
	C ₈ H ₁₈	0,026	4.112	
	N ₂	0,027	4.112	
	CO ₂	0,005	4.112	
Aire (Comburente)	O ₂	a	4.113	12,21
	N ₂	3,76 a		45,91
Gases de la combustión	CO ₂	b	4.114	6,281
	H ₂ O	c	4.115	11,9
	N ₂	d	4.116	45,93

Se analizó la relación de la masa molar de los gases de combustión para la combustión perfecta de 1 kg de gas natural, la relación del volumen de los gases de combustión en condiciones normales y la relación del volumen de los gases de combustión por 1 kg de gas natural pero con exceso de aire de 10% para combustión completa, de donde se obtuvo los siguientes datos, ver la tabla 5.61.

Tabla 5.61

Relaciones de los gases de combustión por 1 kg de gas natural.

Ecuación 4.117 – Relación de la masa molar por 1 kg de gas natural			
Composición química	r_{molar} (kmol/100 kg GN)	M (kg/kmol)	$r_{masa /kg comb.}$ (kg/kg GN)
CO ₂	6,281	44	2,764
H ₂ O	11,9	18	2,135
N ₂	45,93	28	12,859
			17,76
Ecuación 4.118 – Relación del volumen por 1 kg de gas natural			
Composición química	r_{molar} (kmol/100 kg GN)	VM (Nm ³ /kmol)	$r_{vol./kg comb.}$ (Nm ³ /kg GN)
CO ₂	6,28	24,47	1,537
H ₂ O	11,86	24,47	2,903
N ₂	45,93	24,47	11,239
			15,68
Ecuación 4.118 – Relación del volumen por 1 kg de gas natural con exceso de aire de 10% para la combustión completa			
Composición química	r_{molar} (kmol/100 kg GN)	VM (Nm ³ /kmol)	$r_{vol./kg comb.}$ (Nm ³ /kg GN)
CO ₂	6,28	24,47	1,537
H ₂ O	11,86	24,47	2,903
N ₂	50,52	24,47	12,362
O ₂	1,22	24,47	0,299
			17,10

Se analizó el volumen de los gases de combustión por 1 kg de gas natural y se obtuvo el siguiente dato.

$$VGC = \frac{r_{vol./kg comb.} * Q_{comb.} * \rho * 24}{1000 * C.P.} \dots (4.119)$$

$$VGC = \frac{17,10 * 4836,6 * 0,75 * 24}{1000 * 5500} = 0,271 \text{ Nm}^3/\text{kg clinker}$$

Se analizó la relación de la masa molar del aire secundario para la combustión perfecta de 1 kg de gas natural, la relación del volumen del aire secundario en condiciones normales y la relación del volumen del aire secundario por 1 kg de gas natural pero con exceso de aire de 10% para combustión completa. Luego se obtuvo los siguientes datos, ver la tabla 5.62.

Tabla 5.62

Relaciones del aire secundario por 1 kg de gas natural.

Ecuación 4.117 – Relación de la masa molar por 1 kg de gas natural			
Composición química	r_{molar} (kmol/100 kg GN)	M (kg/kmol)	$r_{masa/kg\ comb.}$ (kg/kg GN)
O ₂	12,21	32	3,906
N ₂	45,90	28	12,852
			16,76
Ecuación 4.118 – Relación del volumen por 1 kg de gas natural			
Composición química	r_{molar} (kmol/100 kg GN)	VM (Nm ³ /kmol)	$r_{vol./kg\ comb.}$ (Nm ³ /kg GN)
O ₂	12,21	24,47	2,987
N ₂	45,90	24,47	11,232
			14,219
Ecuación 4.118 – Relación del volumen por 1 kg de gas natural con exceso de aire de 10% para la combustión completa			
Composición química	r_{molar} (kmol/100 kg GN)	VM (Nm ³ /kmol)	$r_{vol./kg\ comb.}$ (Nm ³ /kg GN)
O ₂	13,43	24,47	3,286
N ₂	50,49	24,47	12,355
			15,641

Se analizó el volumen del aire secundario por 1 kg de gas natural y se obtuvo el siguiente dato.

$$VGC = \frac{r_{vol./kg\ comb.} * Q_{comb.} * \rho * 24}{1000 * C.P.} \dots (4.119)$$

$$VGC = \frac{15,641 * 4836,6 * 0,75 * 24}{1000 * 5500} = 0,248 \text{ Nm}^3/\text{kg clinker}$$

Se analizó el volumen de aire que circula en el ducto de aire terciario por 1 kg de gas natural y se obtuvo el siguiente dato.

$$VAT = \frac{r_{vol./kg\ comb.} * Q_{comb.} * \rho * 24}{1000 * C.P.} * \frac{70\%}{30\%} \dots (4.120)$$

$$VAT = \frac{15,641 * 4836,6 * 0,75 * 24}{1000 * 5500} * \frac{70\%}{30\%} = 0,578 \text{ Nm}^3/\text{kg clinker}$$

En el marco teórico, según el apartado 4.1.4.3, se explicó sobre la carga térmica de la zona de combustión y se obtuvo el siguiente dato.

$$\text{Carga termica BZ} = \frac{Q_{BZ}}{A_{neta}} \dots (4.4)$$

$$\text{Carga termica BZ} = \frac{(0,3 * 179,1)}{4,75^2 * \pi/4} = 3,03 \text{ MW/m}^2$$

La máxima carga térmica BZ es menor a 6 MW/m². Por lo tanto, se encuentra correctamente dimensionado el sistema de combustión.

5.1.2.4.2 Determinación de las dimensiones y características del sistema de combustión:

Las características del sistema de combustión son las siguientes:

- Un caudal de 3 482 325 Sm³/mes de gas natural.
- Un caudal de aire secundario es de 0,248 Nm³/kg clinker. Por lo tanto, para una capacidad de producción de 5500 TM/día de clinker se obtiene un caudal de aire secundario de 1364 Nm³/día.
- El requerimiento real de calor es de 644875 MJ/h esto es igual a 179,1 MW.

5.1.2.4.3 Análisis de los resultados por el método analítico:

Se cumplió con las condiciones de funcionamiento del horno en plena carga que se indicó en el apartado 4.3.5:

- El volumen de los gases de salida del horno es 0,271 Nm³/kg clinker < 0,34 Nm³/kg clinker.
- El volumen de aire secundario es 0,248 Nm³/kg clinker < 0,26 Nm³/kg clinker.
- El volumen de aire terciario es 0,578 Nm³/kg clinker < 0,59 Nm³/kg clinker.

Además, se verifico que el consumo de gas natural es 3 482 325 Sm³/mes < 4 000 000 Sm³/mes.

5.1.2.4.4 Realización del plano general del sistema de combustión:

El plano que se realizó del sistema de combustión es el UNIFIM-M3-2017-05.

5.1.2.5 Realización del cálculo por el método analítico y el plano general del sistema de refractarios:

5.1.2.5.1 Realización de los cálculos matemáticos del sistema de refractarios:

Este punto se realizó en dos partes:

La primera parte, se asumió la composición química de la harina respetando la tabla 4.9 donde se presentó los rangos de los valores establecidos de la composición química de la harina cruda para cemento portland ordinario, según el apartado 4.2.1.2.

Por lo tanto, se presenta la composición química de la harina cruda, ver la tabla 5.63.

Tabla 5.63

Composición química de la harina cruda.

Composición de la harina cruda		Composición global de la harina cruda	
Compuesto	% en peso	Compuesto	% en peso
SiO ₂	19,0%	CaCO ₃	78,5%
Al ₂ O ₃	6,2%	MgCO ₃	5,0%
Fe ₂ O ₃	3,2%	Otros	16,5%
CaO	61,0%	Total	1
MgO	1,5%		
SO ₃	0,10%		
K ₂ O	0,10%		
Na ₂ O	0,10%		
Perdida al rojo	8,8%		
Total	1		

Fuente: S.K. Duggal (2008) / Kurt E. Peray (1979). (Elaboración propia)

Después se analizó la composición química con las fórmulas de control de calidad del marco teórico, según el apartado 4.2.1.2.

Por lo tanto, los resultados de las fórmulas de control de calidad, luego de verificar que los resultados están dentro de los rangos del apartado 4.2.1.2. Finalmente, se obtuvo la tabla 5.64.

Tabla 5.64*Fórmulas de control de calidad de la harina cruda.*

Fórmulas de control de calidad de la harina cruda			
Formula - Abreviatura	Cantidad	Unidad	Rango
4.93 - LOI	37,2	%	[37% - 39%]
4.94 - SR	2,0		[1,2 - 2,4] ó [2,4 - 2,7]
4.95 - A/F	1,9		[1,2 - 4] ó [1,5 - 2]
4.96 - LSF	95		[90 - 95]
4.98 - MH	2,1		[1,7 - 2,1]
4.99 - L%	27,5	%	[25% - 27,5%]
4.101 - BI	2,8		[2,8 - 3,5]
4.102 - BF	109		[100 - 110]
4.103 - C ₃ S	57,4	%	
4.104 - C ₂ S	11,2	%	
4.105 - C ₃ A	11,0	%	
4.106 - C ₄ AF	9,7	%	

En la segunda parte, se realizó los cálculos matemáticos para el sistema de refractarios según el apartado 4.4.4.

En el marco teórico, según el apartado 4.4.4.1, se explicó sobre la formación de recubrimiento o formación de anillos dentro del horno y se obtuvo los siguientes datos.

$$\frac{SiO_2}{Al_2O_3} = \frac{19\%}{6,2\%} = 3,1$$

$$SR = \frac{SiO_2}{Al_2O_3 + Fe_2O_3} = 2,0$$

$$\frac{A}{F} = \frac{Al_2O_3}{Fe_2O_3} = 1,9$$

Según la figura 4.50, el punto de intersección se encuentra en el campo 3 (color celeste), es decir el recubrimiento es mediano.

En el marco teórico, según el apartado 4.4.4.2, se explicó sobre la compensación de expansión térmica y se obtuvo los siguientes datos.

Según la figura 4.51. La expansión térmica para el revestimiento de ladrillo refractario de alta alúmina soporta una compresión aprox. de 25 MPa y para el revestimiento de ladrillos refractarios de magnesio soporta una compresión aprox. de 50 MPa.

Según la figura 4.52, nos presenta la variación del esfuerzo de compresión con respecto al porcentaje de ovalización, nos muestra también que a mayor espesor del

refractario es mayor el esfuerzo de compresión. Además, en la misma figura también se presenta la variación del esfuerzo de compresión con respecto al diámetro interior de la carcasa.

Con todo lo anterior expuesto se pudo determinar que para un diámetro interior de la carcasa de 5,25 metros con revestimiento de ladrillo refractario de 250 milímetros no debe sobrepasar el 0,4% de porcentaje de ovalización.

5.1.2.5.2 Determinación de las dimensiones y características del sistema de refractarios:

Los tipos de materiales para el sistema de refractarios, según el apartado 4.4.2, sí concuerda con las características del catálogo de Refratechnik. [Ref. 39] Por lo tanto, se presenta las propiedades de los ladrillos refractarios en la tabla 5.65. Además, las características del sistema de revestimiento de ladrillos refractarios en la tabla 5.66.

Tabla 5.65
Propiedades de los ladrillos refractarios.

Temperatura (°C)	300	700	1000			
Nombre comercial	Conductividad térmica			Unidad	Densidad	Unidad
Almag - 85	1,8	1,7	1,6	W/m-°K	2925	kg/m ³
Magpurc - 93	4	3	2,7	W/m-°K	2925	kg/m ³
Kronex - 85	4,1	3,1	2,9	W/m-°K	2675	kg/m ³
Kronex - 70	2,3	2,2	2,1	W/m-°K	2650	kg/m ³
Temperatura (°C)	400	800	1200			
Nombre comercial	Expansión térmica			Unidad		
Almag - 85	0,3	0,5	0,8	m/m-°K		
Magpurc - 93	0,4	0,8	1,4	m/m-°K		
Kronex - 85	0,4	1,0	1,5	m/m-°K		
Kronex - 70	0,3	0,5	0,9	m/m-°K		

Fuente: Refratechnik (2017)

Tabla 5.66

Características del sistema de revestimiento de ladrillos refractarios.

Zona	Nombre comercial	Composición	Calidad de ladrillo
Segura	Kronex - 70	69% - 73% Al ₂ O ₃	Alta alúmina (bauxita)
Transición	Almag - 85	85% - 89% MgO	Magnesia espinel
Entrada de sinterización	Magpurc - 93	89% - 93% MgO	Magnesia espinel
Salida de sinterización	Almag - 85	85% - 89% MgO	Magnesia espinel
Enfriamiento	Kronex - 85	80% - 85% Al ₂ O ₃	Alta alúmina (bauxita)

5.1.2.5.3 Análisis de los resultados por el método analítico:

En el marco teórico, según el apartado 4.4.5, se presentó los valores límites de la relación de sílice - aluminio y módulo de aluminio-hierro:

- $SiO_2/Al_2O_3 = 3,1$, está en el rango de 2,5 – 3,3.
- $A/F = Al_2O_3/Fe_2O_3 = 1,9$, está en el rango de 1,8 – 2,3.

En el marco teórico, según el apartado 4.4.5, se explicó que un horno sano debe estar alrededor de 0,5% del porcentaje de ovalización de la carcasa. Además el esfuerzo de compresión en el recubrimiento debe estar en el rango de 4 – 6 MPa.

- Para un revestimiento de 250 mm no debe sobrepasar el 0,4% de porcentaje de ovalización.

5.1.2.5.4 Realización del plano general del sistema de refractario:

El plano que se realizó del sistema de refractarios es el UNIFIM-M3-2017-06.

5.1.2.6 Realización del cálculo por el método analítico y el plano general del sistema de sello en la carga y descarga:

5.1.2.6.1 Realización de los cálculos matemáticos del sistema de sello en la carga y descarga del horno:

En el marco teórico, según el apartado 4.5.4.1, se explicó sobre el caudal de aire necesario para el extremo del horno y se obtuvo el siguiente dato.

Con la figura 4.56, se obtuvo 450 m³/min para un diámetro interior del horno de 5,25 metros.

En el marco teórico, según el apartado 4.5.4.2, se explicó sobre el cálculo del espacio libre desde el final de contacto de la lámina y el final de la virola flotante. Luego se obtuvo los siguientes datos.

$$D_{zc} = D_a - D_b \dots (4.121)$$

$$D_{zc} = 14158 - 14000 = 158 \text{ mm}$$

$$D_{zd} = D_c - D_d \dots (4.122)$$

$$D_{zd} = 11056 - 10928 = 128 \text{ mm}$$

El espacio libre “E_L” debe ser mayor que 158 mm.

5.1.2.6.2 Determinación de las dimensiones y características del sistema de sello en la carga y descarga del horno:

Las características del sistema de sello en la carga y descarga son las siguientes:

- El caudal del aire para el sello de carga y descarga debe ser de 450 m³/min.
- El espacio libre seleccionado es de 250 mm.

5.1.2.6.3 Análisis de los resultados por el método analítico:

Se cumplió con las recomendaciones del proveedor de sistema de sellos que se indicó en el apartado 4.4.5:

- El espacio libre desde el final de contacto de la laminillas y el final de la virola flotante es 250mm > 158mm.

5.1.2.6.4 Realización del plano general del sistema de sello en la carga y descarga:

El plano que se realizó del sistema de sello en la carga y descarga es el UNIFIM-M3-2017-07.

5.1.2.7 Presentación del cuadro de comparación de las ventajas y desventajas del sistema de combustión de tres proveedores comerciales:

5.1.2.7.1 Revisión de las especificaciones indicadas en el plano general del sistema de combustión:

Luego de revisar las especificaciones del plano UNIFIM-M3-2017-05, se necesita un suministro de gas natural de Camisea para el sistema de combustión por gas natural y un conjunto de componentes para el sistema. Como el quemador, el tren de válvulas de gas, estación de reducción de media presión y estación de reducción de alta presión.

5.1.2.7.2 Definición de los proveedores recomendables para el suministro del sistema de combustión:

Los proveedores para el suministro del quemador son:

- F.L.Smith Inc. de Bethlehem – Estados Unidos.
- ThyssenKrupp Industrial Solutions de Atlanta – Estados Unidos.
- Fives North American Combustión Inc. de Cleveland – Estados Unidos.

Los proveedores para el suministro de trenes de válvulas de gas son:

- F.L.Smith Inc. de Bethlehem – Estados Unidos.
- ThyssenKrupp Industrial Solutions de Atlanta – Estados Unidos.
- Fives North American Combustión Inc. de Cleveland – Estados Unidos.

Los proveedores para el suministro de estación de reducción de presión son:

- Oil & Gas Plant Engineers India Private Limited de New Delhi – India.
- Tecor Boilers Private Limited de New Delhi – India.
- FCT COMBUSTION de Fort Lauderdale (Florida) – Estados

5.1.2.7.3 Presentación de las ventajas y desventajas del sistema de combustión de tres proveedores comerciales:

Con todo lo anterior expuesto se presenta las ventajas y desventajas de tres proveedores comerciales, ver la tabla 5.67.

Tabla 5.67

Cuadro de ventajas y desventajas del sistema de combustión de tres proveedores comerciales.

Quemador		
Proveedor	Ventajas	Desventajas
F.L.Smidth Inc.	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Poder calorífico máximo de 250 MW. ➤ Uso de boquillas de aire de impulso rotacional (Swirl) e impulso axial separado. 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Precio alto.
ThyssenKrupp Industrial Solutions	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Poder calorífico máximo de 300 MW. ➤ Precio regular. 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Uso de boquillas de aire de impulso rotacional e impulso axial en simultáneo.
Fives North American Combustión Inc.	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Precio regular. ➤ Uso de boquillas de aire para impulso rotacional (Swirl) y aire para impulso axial separado. 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Utiliza variador de frecuencia en los ventiladores de aire primario.
Tren de válvulas de gas		
F.L.Smidth Inc.	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Precio regular. 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Tiempo de suministro alto.
ThyssenKrupp Industrial Solutions	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Tiempo de suministro regular. 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Precio alto.
Fives North American Combustión Inc.	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Tiempo de suministro regular. 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Precio alto.
Estación de reducción de presión		
Oil & Gas Plant Engineers India Private Limited	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Tiempo de suministro regular. 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Precio alto. ➤ No tiene garantía.
Tecor Boilers Private Limited	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Tiempo de suministro regular. 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Precio alto. ➤ No tiene garantía.
FCT COMBUSTION de Fort Lauderdale	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Precio regular. ➤ Tiene garantía. 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Tiempo de suministro alto.

Para nuestro caso se seleccionó:

- ✓ **F.L.Smidth Inc.** para el suministro del quemador y se eligió el modelo JETFLEX.
 - Potencia de suministro de calor de 180 MW.
 - Impulso del aire entre 7 a 11 N/MW.

- ✓ **F.L.Smidth Inc.** para el suministro del tren de válvulas de gas.
 - Caudal de 3 482 325 m³/mes.
- ✓ **FCT COMBUSTION** para el suministro de la estación de reducción de presión.
 - Caudal de 3 482 325 m³/mes.

5.1.2.8 Presentación del cuadro de comparación de las ventajas y desventajas del sistema de refractarios de tres proveedores comerciales:

5.1.2.8.1 Revisión de las especificaciones indicadas en el plano general del sistema de refractarios:

Luego de revisar las especificaciones del plano UNIFIM-M3-2017-06, se necesita un revestimiento de ladrillos refractarios de tipo de alta alúmina y magnesia espinel. Por lo tanto, se realizó el metrado de ladrillos refractarios, ver la tabla 5.68.

Tabla 5.68
Metrado de ladrillos refractarios.

Descripción	Longitud metros	Área m ²	Densidad kg/m ³	Peso Ton.
69% - 73% Al ₂ O ₃	10,5	173,2	2650	114,7
85% - 89% MgO	19,2	316,7	2925	231,6
89% - 93% MgO	27,5	453,6	2925	331,7
80% - 85% Al ₂ O ₃	2,8	46,2	2675	30,9

5.1.2.8.2 Definición de los proveedores recomendables para el suministro del sistema de refractarios:

Los proveedores para el suministro de ladrillos refractarios son:

- Refratechnik Cement GmbH de Miguel Hidalgo – México.
- REPSA de Lima – Perú.
- Zhengzhou YuXin Kiln Engineering Co. de Henan – China.

5.1.2.8.3 Presentación de las ventajas y desventajas del sistema de refractarios de tres proveedores comerciales:

Con todo lo anterior expuesto se presenta las ventajas y desventajas de tres proveedores comerciales, ver la tabla 5.69.

Tabla 5.69

Cuadro de ventajas y desventajas del sistema de refractarios de tres proveedores comerciales.

Proveedor	Ventajas	Desventajas
Refratechnik Cement GmbH	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Tiene garantía. ➤ Certificado de calidad. ➤ Suministro idéntico de las propiedades solicitadas. 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Precio alto. ➤ Mayor tiempo de suministro.
REPSA	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Certificado de calidad. ➤ Precio regular. ➤ Tiempo de suministro regular. 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Suministro equivalente de las propiedades solicitadas. ➤ No tiene garantía.
Zhengzhou YuXin Kiln Engineering Co.	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Precio regular. ➤ Certificado de calidad. ➤ Tiempo de suministro regular. 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Suministro equivalente de las propiedades solicitadas. ➤ No tiene garantía.

Para nuestro caso se seleccionó:

- ✓ **Refratechnik Cement GmbH** para el suministro de ladrillos refractarios y se eligió los modelos Kronex-70, Kronex-85, Magpurc-93 y Almag-85.

5.1.2.9 Presentación del cuadro de comparación de las ventajas y desventajas del sistema de sello en la carga y descarga de tres proveedores comerciales:

5.1.2.9.1 Revisión de las especificaciones indicadas en el plano general del sistema de sello en la carga y descarga del horno:

Luego de revisar las especificaciones del plano UNIFIM-M3-2017-07, se necesita un sistema de sello de laminillas externas con fuerza de sellado por cuerda con pesos en la carga y descarga. El suministro contempla, el sistema de sello y el sistema de refrigeración por ventilador de aire.

5.1.2.9.2 Definición de los proveedores recomendables para el suministro del sistema de sello en la carga y descarga del horno:

Los proveedores para el suministro del sistema de sello en la carga y descarga son:

- F.L.Smidth Inc. de Bethlehem – Estados Unidos.
- ThyssenKrupp Industrial Solutions de Atlanta – Estados Unidos.
- Motofrenos S.A.S. de Medellín – Colombia.

5.1.2.9.3 Presentación de las ventajas y desventajas del sistema de sello en la carga y descarga de tres proveedores comerciales:

Con todo lo anterior expuesto se presenta las ventajas y desventajas de tres proveedores comerciales, ver la tabla 5.70.

Tabla 5.70

Cuadro de ventajas y desventajas del sistema de sello en la carga y descarga de tres proveedores comerciales.

Proveedor	Ventajas	Desventajas
F.L.Smidth Inc.	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Tiene garantía. ➤ Suministro completo del sistema. ➤ Tiene servicio post-venta. 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Precio alto ➤ Mayor tiempo de suministró.
ThyssenKrupp Industrial Solutions	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Tiene garantía. ➤ Suministro completo del sistema. ➤ Tiene servicio post-venta. 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Precio alto ➤ Mayor tiempo de suministró.
Motofrenos S.A.S.	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Tiene garantía. ➤ Precio regular. ➤ Menor tiempo de suministro. ➤ Suministro completo del sistema. 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ No tiene servicio post-venta.

Para nuestro caso se seleccionó:

- ✓ **Motofrenos S.A.S.** para el suministro de sistema de sello en la carga y descarga. Finalmente, se eligió el modelo de sello “seal plus”, es decir un sistema de sello de laminillas externas con fuerza de sellado por cuerda con pesos.

5.1.3 Determinación del costo de inversión:

5.1.3.1 Elaboración de la tabla de presupuesto del proyecto:

En el marco teórico, según el apartado 4.6.1, se expuso sobre el presupuesto del proyecto. Por lo tanto, la elaboración de la tabla de presupuesto del proyecto consiste en los gastos indirectos de la tabla de ingeniería y los gastos directos de la tabla de suministro de materiales y fabricación de equipos, y la tabla de montaje del horno rotatorio de 5500 TM/día.

5.1.3.1.1 Elaboración de la tabla de ingeniería:

Se presenta la tabla de gastos indirectos por ingeniería, ver la tabla 5.71.

Tabla 5.71

Tabla de gastos indirectos por ingeniería.

Ítem	Descripción	Unidad	Cantidad	Precio	Precio
				unitario	parcial
				U.S.\$	U.S.\$
I	Ingeniería				10.500,00
1	Diseño del horno rotatorio	GLB.	1	2.000,00	2.000,00
2	Memoria de cálculo	GLB.	7	500,00	3.500,00
3	Simulación de los elementos mecánicos	GLB.	3	1.666,67	5.000,00

5.1.3.1.2 Elaboración de la tabla de suministro de materiales y fabricación de equipos:

Se presenta la tabla de gastos directos del suministro de materiales y fabricación de equipos, ver la tabla 5.72.

Tabla 5.72

Tabla de gastos directos de suministro de materiales y fabricación de equipos.

Ítem	Descripción	Material	Unidad	Cantidad	Precio	Precio
					unitario	parcial
					U.S.\$	U.S.\$
II	Suministro de materiales y fabricación de equipos.					6.345.200,50
1	Elementos mecánicos principales					4.131.050,50
1.01	Carcasa	16 Mo 3	kg.	327.078,00	8,00	2.616.624,00
1.02	Aro de rodadura con suspensión tangencial	30 CrNiMo 8	kg.	159.721,00	5,00	798.605,00
1.03	Polín de rodadura	30 CrNiMo 8	kg.	46.207,00	5,00	231.035,00
1.04	Eje de polín de rodadura	42 CrMo 4	kg.	14.397,00	4,50	64.786,50
1.05	Soporte autoalineante con bancada rotulada	-	GLB.	2	65.000,00	130.000,00
1.06	Polín de retención	-	GLB.	2	45.000,00	90.000,00
1.07	Sistema de accionamiento por polín de fricción de tipo electromecánico	-	GLB.	2	100.000,00	200.000,00
1.07.1	Motor principal	-	GLB.	2	35.000,00	70.000,00
1.07.2	Reductor de engranajes planetarios	-	GLB.	2	55.000,00	110.000,00
1.07.3	Eje de tipo cardán	-	GLB.	2	6.250,00	12.500,00
1.07.4	Acoplamiento	-	GLB.	6	1.250,00	7.500,00
2	Sistemas auxiliares					2.214.150,00
2.01	Sistema de combustión de gas natural	-				177.000,00
2.01.1	Quemador	-	GLB.	1	45.000,00	45.000,00
2.01.2	Tren de válvulas de gas	-	GLB.	1	42.000,00	42.000,00
2.01.3	Estación de reducción de presión	-	GLB.	2	45.000,00	90.000,00
2.02	Sistema de ladrillo refractario					1.626.650,00

Ítem	Descripción	Material	Unidad	Cantidad	Precio	Precio
					unitario	parcial
					U.S.\$	U.S.\$
2.02.1	Ladrillos Kronex - 70	(69% - 73% Al ₂ O ₃), 250 mm de espesor	TM.	114,7	1.500,00	172.050,00
2.02.2	Ladrillos Almag - 85	(85% - 89% MgO), 250 mm de espesor	TM.	231,6	2.500,00	579.000,00
2.02.3	Ladrillos Magpurc - 93	(89% - 93% MgO), 250 mm de espesor	TM.	331,7	2.500,00	829.250,00
2.02.4	Ladrillos Kronex - 85	(80% - 85% Al ₂ O ₃), 250 mm de espesor	TM.	30,9	1.500,00	46.350,00
2.03	Sistema de sello de laminillas externas con fuerza de sellado por cuerda con pesos					410.500,00
2.03.1	Sello de carga	A36	kg.	30.700,00	7,00	214.900,00
2.03.2	Sello de descarga	A36	kg.	20.800,00	7,00	145.600,00
2.03.3	Sistema de enfriamiento	-	GLB.	2	25.000,00	50.000,00

5.1.3.1.3 Elaboración de la tabla de montaje del horno rotatorio de 5500 TM/día:

Se presenta la tabla de gastos directos del montaje del horno rotatorio de 5500 TM/día, ver la tabla 5.73.

Tabla 5.73

Tabla de gastos directos del montaje del horno rotatorio de 5500 TM/día.

Ítem	Descripción	Unidad	Cantidad	Precio	Precio
				unitario	parcial
				U.S.\$	U.S.\$
III	Montaje del horno rotatorio de 5500 TM/día.				222.500,00
1	Transporte: Equipos, refractarios, materiales eléctricos a obra	GLB.	1	9.500,00	9.500,00
2	Montaje del horno y sus equipos auxiliares	GLB.	1	150.000,00	150.000,00
3	Instalación de refractarios	GLB.	1	27.000,00	27.000,00
4	Montaje de instalaciones eléctricas y de automatización	GLB.	1	24.000,00	24.000,00
5	Pruebas	GLB.	1	12.000,00	12.000,00

5.1.3.2 Elaboración de la tabla de presupuesto base:

En el marco teórico, según el apartado 4.6.1, se expuso sobre el presupuesto del proyecto. Por lo tanto, la elaboración de la tabla de presupuesto base consiste en elaborar un resumen de la tabla de gastos directos y gastos indirectos para finalmente obtener el total de presupuesto base.

5.1.3.2.1 Elaboración del resumen del presupuesto del proyecto:

Se presenta el resumen de los gastos directos e indirectos del presupuesto del proyecto, ver la tabla 5.74.

Tabla 5.74
Resumen del presupuesto del proyecto.

Ítem	Descripción	Unidad	Metrado	Monto U.S.\$
I	Ingeniería			
1	Diseño del horno rotatorio	GLB.	1	2.000,00
2	Memoria de cálculo	GLB.	7	3.500,00
3	Simulación de los elementos mecánicos	GLB.	3	5.000,00
II	Suministro de materiales y fabricación de equipos.			
1	Elementos mecánicos principales	GLB.	1	4.131.050,50
2	Sistemas auxiliares	GLB.	1	2.214.150,00
III	Montaje del horno rotatorio de 5500 TM/día.			
1	Transporte: Equipos, refractarios, materiales eléctricos a obra	GLB.	1	9.500,00
2	Montaje del horno y sus equipos auxiliares	GLB.	1	150.000,00
3	Instalación de refractarios	GLB.	1	27.000,00
4	Montaje de instalaciones eléctricas y de automatización	GLB.	1	24.000,00
5	Pruebas	GLB.	1	12.000,00

5.1.3.2.1 Elaboración de la tabla de presupuesto base:

Se presenta la tabla de presupuesto base, ver la tabla 5.75.

Tabla 5.75
Tabla de presupuesto base.

Ítem	Descripción	Unidad	Monto
I	Ingeniería	\$	10.500,00
II	Suministro de materiales y fabricación de equipos.	\$	6.345.200,50
III	Montaje del horno rotatorio de 5500 TM/día.	\$	222.500,00
Total de costo directo		\$	6.567.700,50
Total de costo indirecto por ingeniería		\$	10.500,00
Utilidad + Gastos generales (26%)		\$	1.707.602,13
Sub-total de presupuesto		\$	8.285.802,63
I.G.V. (18%)		\$	1.491.444,47
Total de presupuesto base		\$	9.777.247,10

CONCLUSIONES

- 1) Se ha logrado obtener en la carcasa un factor de seguridad por criterio de falla por fatiga de Gerber en el punto crítico de 2,5, según el apartado 5.1.1.6.4.2, con el material 16 Mo 3 y soportando como máximo una temperatura de 400 °C.
- 2) Se ha logrado obtener en el aro de rodadura en la base 1 un factor de seguridad de 1,1148, según el apartado 5.1.1.7.4, con el material 30 CrNiMo 8 y soportando como máximo una temperatura de 350 °C.
- 3) Se ha comprobado que el sistema de combustión de gas natural de caudal de 3.482.325 Sm³/mes puede ser suministrado por el gasoducto de Camisea.
- 4) Se ha comprobado que el sistema de refractarios necesita un revestimiento con ladrillo refractario con 250 mm de espesor y el nombre comercial de los ladrillos son Kronex-70, Almag-85, Magpurc-93 y Kronex-85.
- 5) El costo de inversión que se obtuvo de la tabla de presupuesto base es de U.S.\$ 9.777.247,10 y el costo de inversión realizado por una empresa multinacional es aproximadamente U.S.\$ 15.000.000 lo que representa un ahorro aproximadamente de 35% en comparación con el costo de inversión total realizado por una empresa multinacional.

RECOMENDACIONES

- 1) Se recomienda a los futuros proyectos relacionados al diseño de un horno rotatorio por el método de elementos finitos que realicen tabulaciones sobre la optimización del diseño con la variación de tamaño de la malla y sobre el tiempo de mallado con la variación de tamaño de la malla.
- 2) Se recomienda la verificación de los cálculos por el método analíticos ya que es la forma más rápida de comprobar que los resultados son confiables.
- 3) El método por elementos finitos realizado por un programa comercial debe contener un modelo simplificado de diseño donde solo estén presentes las partes necesarias; esto con el fin de que el programa no consuma muchos recursos de memoria y no produzca errores en los resultados.

BIBLIOGRAFÍA

1. **ASOCEM.** (2015, Enero 31 /2018, Enero 31). *Indicadores económicos*, Lima, Perú: Ediciones ASOCEM. Extraído el 25 de Marzo, 2018, de <http://www.asocem.org.pe/estadisticas-nacionales/indice>.
2. **INEI estadísticas sectoriales.** (2009/2012). *Venta local de cemento por empresa, según departamento*. Lima, Perú. Extraído el 26 de Mayo, 2017, de <https://www.inei.gob.pe/estadisticas/indice-tematico/sector-statistics/>.
3. **UNACEM.** (2007/2017). *Reporte anual*. Lima, Perú. Extraído el 25 de Marzo, 2018, de <http://www.unacem.com.pe/?documentos=documentoscorporativos/memoria-anual>.
4. **Sergerlind, Larry J.** (1984) *Applied finite element analysis*. (segunda edición). New York: John Wiley & Sons, Inc. (pág. 11, 3, 261-270, 277-291, 138-150).
5. **Chen, Xiaolin / Liu, Yijun.** (2014). *Finite element modeling and simulation with ansys workbench*. New York: CRC Press Taylor & Francis Group. (pág. 1-10, 57-95, 189-219, 267-292).
6. **Bathe, Klaus-Jürgen.** (2014) *Finite element procedures*. (segunda edición). New York: Prentice Hall, Pearson Education. (pág. 3).
7. **HOLDERBANK.** (2000). *Cement seminar 2000/Process technology II*. Suiza: Holderbank AG. (Kiln Systems). (Refractory Lining).
8. **Deolalkar, S.P.** (2009). *Handbook for designing cement plants*. (primera edición). Andhra Pradesh, India: Ediciones BS Publications. (Sección II). (pág. 11, 78-106). (Sección VI). (pág. 193-221). (Sección I). (pág. 33).
9. **F.L.Smidth.** (2012). *Dry process kiln systems*. India: F.L.Smidth. (pág. 2-10).

10. **Peray, Kurt E.** (1986). *The rotary cement kiln*. (segunda edición). New York: Ediciones Chemical Publishing. (pág. 161-162, 94-97, 125-130).
11. **Duda, Walter H.** (1977). *Manual tecnológico del cemento*. España: Editores técnicos asociados. (pág. 201).
12. **ThyssenKrupp.** (2012). *Horno rotatorio de polysius*. ThyssenKrupp Industrial Solutions, (N° 1582). (pág. 2-7). Extraído el 14 de Junio, 2017, de https://www.thyssenkrupp-industrial-solutions.com/media/products_services/cement_plants_2/polysius_1582_es.pdf.
13. **Villar Montesino, Felipe Alberto.** (1981) *Cálculo y diseño de un horno rotatorio para producir 1000 TM/día de clínker*. Lima-Perú. (pág. 42-48).
14. **Flórez Taibel, Carlos Arturo.** (2006). *Análisis estructural mediante el método de elementos finitos de un horno para la producción de cemento*. Barranquilla, Colombia. (pág. 36-54).
15. **Sears/Zemansky/Young.** (2009). *Física universitaria*. (decimosegunda edición). México: Pearson educación. (pág. 120-121,158-159, 150).
16. **Alsop, Philip A.** (2007). *The cement plant operations handbook*. (quinta edición). Inglaterra: International Cement-review. (2007). (pág. 250).
17. **Blanco, F.** (s.f.). Universidad de Oviedo. Extraído el 22 de enero del 2014, de Cementos Lección 20: <http://www6.uniovi.es/usr/fblanco/Leccion20.CEMENTOS.HornoROTATORIO.pdf>.
18. **Seggewiss, George / Schachter, Nathan / Obermeyer, Gregory.** (2005). *Kiln drive application considerations*. IEEE Xplore digital library. (pág. 3). Extraído el 12 de agosto del 2017, <http://ieeexplore.ieee.org/document/1516353/>.
19. **Budynas, Richard G. /Nisbett, J.Keith.** (2015). *Shigley's mechanical engineering design*. (Décima edición). Estados Unidos: Mc Graw Hill Educación. (pág. 103-104 ,115, 294-302, 235-239, 311-322, 335-337,136-139, 359-362, 303-304)
20. **Timoshenko, S. /Delgado Pérez de alba, Tomás.** (1957). *Resistencia de materiales*. Madrid: Espasa-Calpe S.A. (primera parte). (pág. 87-88, 257, 266-269).
21. **Cengel, Yunus A. / Ghajar, Afshin J.** (2011). *Transferencia de calor y masa*. (Cuarta edición). México: Mc Graw Hill Educación. (pág. 96-97, 136-139).

22. **Peray, Kurt E.** (1979). *Cement manufacturer's handbook*. (primera edición). New York: Ediciones Chemical Publishing. (pág. 115, 123-143, 164-165, 3-13, 15-30).
23. **Moaveni, Saeed** (1999). *Finite element analysis – Theory and application with ANSYS*. (primera edición). New Jersey: Prentice-Hall. (pág. 263-268).
24. **Ramanenka, Dmitrij** (2015). *Numerical evaluation of brick lining status in rotary kilns*. (primera edición). Luleå, Suecia. (Apéndice C). (pág. 38, 12).
25. **Hori Asano, Juan J.** (1988) *Esfuerzo y deformaciones*. Lima – Perú: Universidad Nacional de Ingeniería. Departamento de Energía Mecánica. (pág. 145- 193, 92-97).
26. **Marin, Joseph** (1962) *Mechanical behavior of engineering materials*. New Jersey: Prentice Hall, Englewood Cliffs. (pág. 224)
27. **F.L.Smidth.** (2014). *Rotary kilns for cement plants*. Denmark: F.L.Smidth. (pág. 1-4). Extraído el 19 de Agosto, 2017, de [http://www.flsmidth.com/~media/Brochures/Brochures%20for%20kilns%20and%20firing/RotaryKilnsforcementplants.ashx](http://www.flsmidth.com/~/media/Brochures/Brochures%20for%20kilns%20and%20firing/RotaryKilnsforcementplants.ashx).
28. **KHD – Humboldt Wedag.** (2014). *Compact and Efficient Rotary Kilns*. Alemania, KHD Humboldt Wedag GmbH. (pág. 1-2). Extraído el 19 de Agosto, 2017, de <http://www.khd.com/rotary-kilns.html>.
29. **Labahn/Kohlhaas.** (1983). *Cement engineers' handbook*. (cuarta edición). Wiesbaden, Berlín: Ediciones de Bauverlag GMBH. (pág.105-111,119-137).
30. **Marquina Ruiz, José Eduardo** (2000). *Cálculo y diseño para la conversión de un horno rotativo de vía húmeda a vía seca para producción de 600 MT/día de clínker*. Lima, Perú. (pág. 9).
31. **Duggal, S.K.** (2008). *Building materials*. (tercera edición). New Delhi, India: Ediciones New Age International. (pág. 146).
32. **Hewlett, Peter C.** (2004). *LEA'S chemistry of cement and concrete*. (cuarta edición). Inglaterra: Ediciones Butterworth – Heinemann. (pág. 58-88).
33. **SEW-EURODRIVE.** (2017). *P.002-P.102 Series planetary gearmotors (60Hz)*. Alemania: SEW-EURODRIVE GmbH & Co KG. (pág. 59-62). Extraído el 17 de Setiembre, 2017, de http://www.seweurodrive.com/support/documentation_result.php?gruppen_id=D14.

34. **Saxer, B.** (1979). *Estimación de la resistencia a la fatiga de anillos de rodadura en hornos rotatorios*. "Holderbank News". (pág. 17)
35. **Espinoza Quiñones, Luis** (2000). *Camisea: Impacto en el sector energético*. Perú: Osinergmin. (pág. 6-12, 35-36). Extraído el 26 de Octubre, 2017, de <http://www.osinergmin.gob.pe/seccion/institucional/regulacion-tarifaria/informacion-tecnica/articulos>.
36. **Mendiola, Alfredo / Aguirre, Carlos / Chero, Y. / Churampi, N. / Quispe, J. / Sedano, R.** (2013). *Explotación del carbón antracita: viabilidad del yacimiento Huayday-Ambara*. Perú: Ediciones ESAN. (pág. 16-32)
37. **Castillo Neira, Percy** (2017). *Manual práctico de combustión y clinkerización*. (2da edición). Perú: iLiTec Extraído el 17 de Mayo, 2017, de <http://www.combustionindustrial.com/archivo-tecnico/page/1/>.
38. **Osinergmin** (2015). *Regulación de tarifas de transporte y distribución*. Perú: Osinergmin. (pág. 14). Extraído el 28 de Octubre, 2017, de <http://www.osinergmin.gob.pe/seccion/institucional/regulacion-tarifaria/publicaciones/folletos-relacionados-gas-natural>.
39. **Refratechnik** (2014) *Catalogo: Shaped Refractory products for the cement Industry*. Teherán, Irán: Irán Cement Engineering and Parts Co. Extraído el 30 de Octubre, 2017, de <http://www.icep84.com/images/Catalogues/Refratechnik/PDF-Ce-Shaped-refractory-products-e-7-2014.pdf>.
40. **HOLDERBANK** (2000). *Cement seminar 2000 / Materials technology II*. Suiza: Holderbank AG. (Refractory Materials and Coating Formation).
41. **Bartha, Peter.** (2004). *Refractories manual / The cement rotary kiln and its Refractory lining*. Alemania: Interceram. (pág. 14-17). Extraído el 23 de Agosto, 2017, de http://www.interceram-refractories.info/index.cfm?objekt=refrac&jahr=2004&ausgabe=1&rubrik_en=Proceedings%20of%20Meeting%20of%20Refractory%20Experts&lang=EN&artikel_id=200406&navi=2.
42. **Motofrenos S.A.S.** (2017). *Sellos de laminillas externas*. Colombia: Motofrenos. Extraído el 2 de Noviembre, 2017, de <http://motofrenos.com/productos/sello-hornos-secadores-molinos-enfriadores-rotatorios/sellos-de-laminillas-externas>.

43. **Palacios García, Manuel Fernando.** (2015). *Informe día 12 de agosto del 2015 trabajos de InterCement - Bodoquena.* Colombia: Motofrenos S.A.S. (pág. 4).

ANEXOS

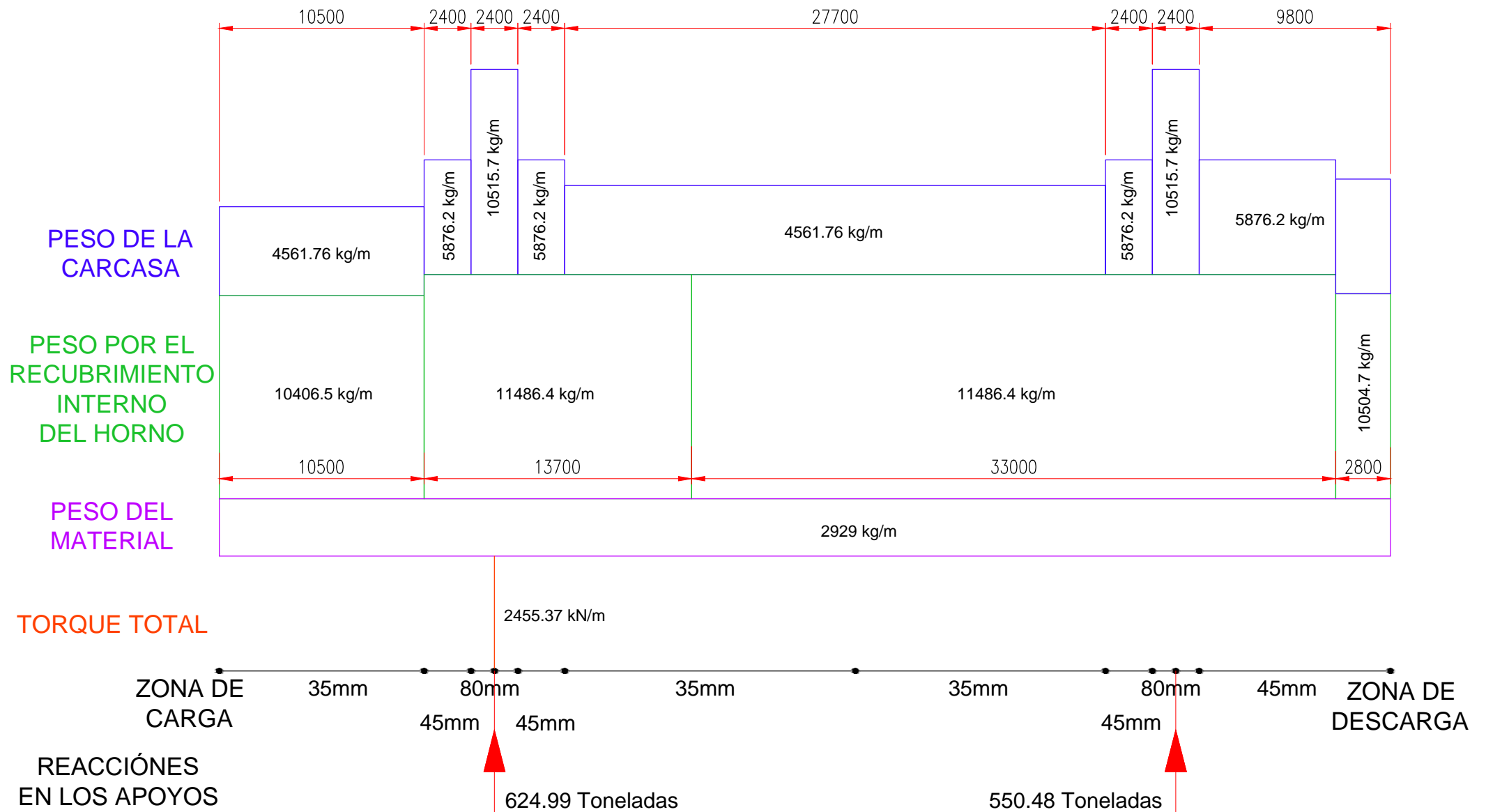
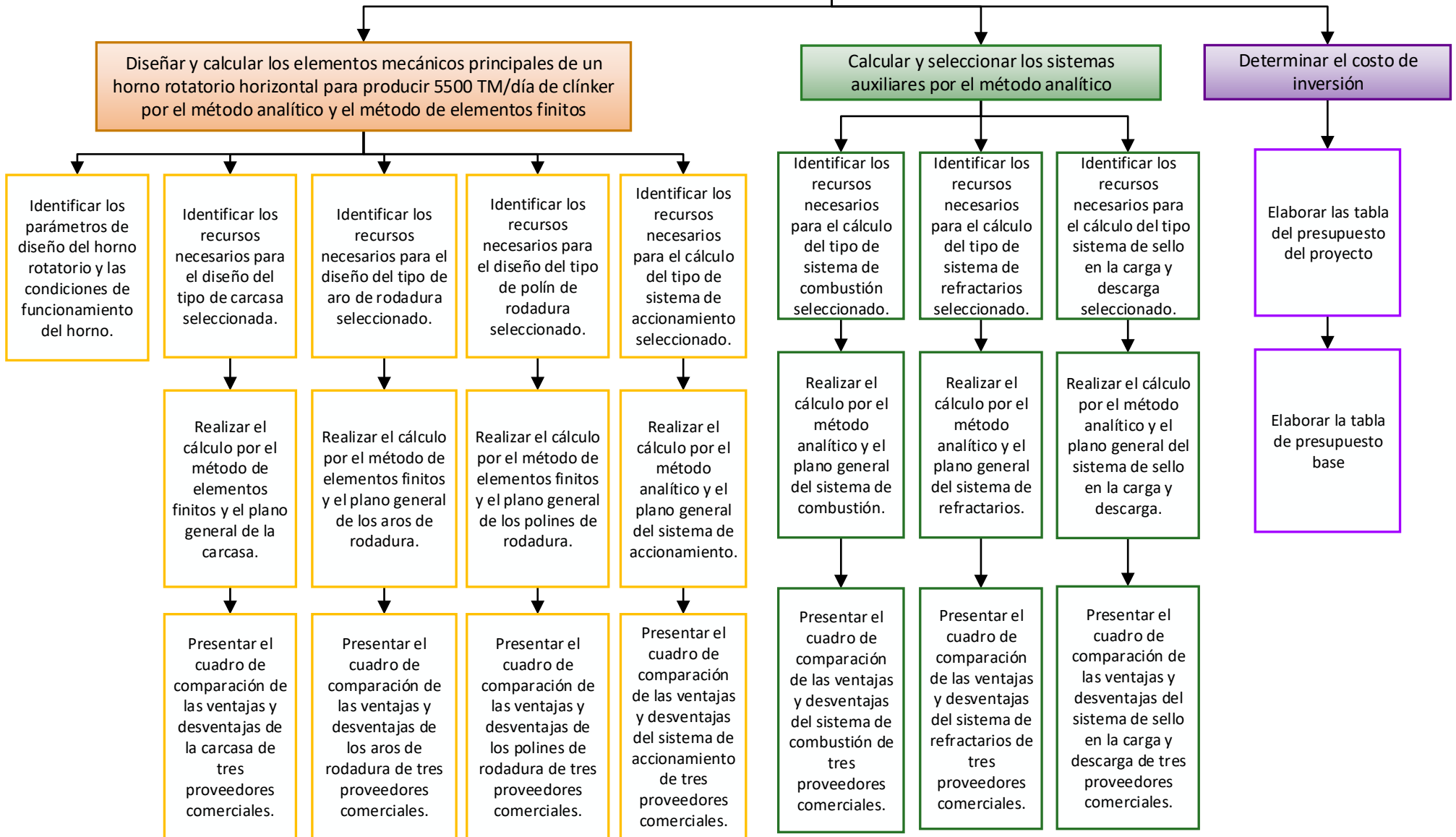


DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE LA CARCASA DEL HORNO

DIAGRAMA CORRELATO LÓGICO ENTRE LOS OBJETIVOS

Diseñar y calcular un horno rotatorio horizontal para producir 5500 TM/día de clínker para la planta UNACEM – Atocongo por el método analítico y el método de elementos finitos



PLANTILLA DE PLANIFICACIÓN CORRESPONDIENTE AL PROPOSITO N°1

PROPOSITO 1: Diseñar y calcular los elementos mecánicos principales de un horno rotatorio horizontal para producir 5500 TM/día de clínker por el método analítico y el método de elementos finitos

ACTIVIDADES	TAREA					COMPONENTES
1.1 Identificar los parámetros de diseño del horno rotatorio y las condiciones de funcionamiento del horno.	Investigar sobre la elaboración del cemento para obtener las características de la harina cruda para fabricar clínker.	Definir el tipo de sistema de calcinación por vía seca recomendable para producir clínker.	Investigar las condiciones de funcionamiento del horno rotatorio cuando funciona en plena carga.	Definir los parámetros de diseño del horno rotatorio.		<ul style="list-style-type: none"> • Los parámetros de diseño del horno rotatorio • Las condiciones de funcionamiento del horno
1.2 Identificar los recursos necesarios para el diseño del tipo de carcasa seleccionada.	Determinar el tipo de carcasa.	Seleccionar las tesis y libros referentes al diseño de la carcasa.	Seleccionar los cálculos matemáticos para el diseño de la carcasa.	Investigar sobre normas, criterios del proveedor e instructivos del fabricante de carcasas	Definir los parámetros de diseño de la carcasa.	<ul style="list-style-type: none"> • Los recursos necesarios para el diseño del tipo de carcasa seleccionada.
1.3 Identificar los recursos necesarios para el diseño del tipo de aro de rodadura seleccionado.	Determinar el tipo de aro de rodadura.	Seleccionar las tesis y libros referentes al diseño del aro de rodadura.	Seleccionar los cálculos matemáticos para el diseño del aro de rodadura.	Investigar sobre normas, criterios del proveedor e instructivos del fabricante de aro de rodadura	Definir los parámetros de diseño del aro de rodadura.	<ul style="list-style-type: none"> • Los recursos necesarios para el diseño del tipo de aro de rodadura seleccionado.
1.4 Identificar los recursos necesarios para el diseño del tipo de polín de rodadura seleccionado.	Determinar el tipo de polín de rodadura.	Seleccionar las tesis y libros referentes al diseño del polín de rodadura.	Seleccionar los cálculos matemáticos para el diseño del polín de rodadura.	Investigar sobre normas, criterios del proveedor e instructivos del fabricante de polín de rodadura	Definir los parámetros de diseño del polín de rodadura.	<ul style="list-style-type: none"> • Los recursos necesarios para el diseño del tipo de polín de rodadura seleccionado.
1.5 Identificar los recursos necesarios para el cálculo del tipo de sistema de accionamiento seleccionado.	Determinar el tipo de sistema de accionamiento.	Seleccionar las tesis y libros referentes al diseño del sistema de accionamiento.	Seleccionar los cálculos matemáticos para el sistema de accionamiento.	Investigar sobre normas, criterios del proveedor e instructivos del fabricante de sistemas de accionamiento	Definir los parámetros de diseño del sistema de accionamiento.	<ul style="list-style-type: none"> • Los recursos necesarios para el cálculo del tipo de sistema de accionamiento seleccionado.
1.6 Realizar el cálculo por el método de elementos finitos y el plano general de la carcasa.	Realizar el metrado de cargas de la carcasa.	Determinar las dimensiones, el tipo de material y características de la carcasa.	Calcular por el método de elementos finitos el modelo 3D de la carcasa.	Analizar los resultados por el método de elementos finitos.	Realizar el plano general de la carcasa.	<ul style="list-style-type: none"> • El cálculo por el método de elementos finitos de la carcasa. • El plano general de la carcasa.
1.7 Realizar el cálculo por el método de elementos finitos y el plano general de los aros de rodadura.	Realizar el metrado de cargas de los aros de rodadura.	Determinar las dimensiones, el tipo de material y características de los aros de rodadura.	Calcular por el método de elementos finitos el modelo 3D de los aros de rodadura.	Analizar los resultados por el método de elementos finitos.	Realizar el plano general de los aros de rodadura.	<ul style="list-style-type: none"> • El cálculo por el método de elementos finitos de los aros de rodadura. • El plano general de los aros de rodadura.
1.8 Realizar el cálculo por el método de elementos finitos y el plano general de los polines de rodadura.	Realizar el metrado de cargas de los polines de rodadura.	Determinar las dimensiones, el tipo de material y características de los polines de rodadura.	Calcular por el método de elementos finitos el modelo 3D de los polines de rodadura.	Analizar los resultados por el método de elementos finitos.	Realizar el plano general de los polines de rodadura.	<ul style="list-style-type: none"> • El cálculo por el método de elementos finitos de los polines de rodadura. • El plano general de los polines de rodadura.
1.9 Realizar el cálculo por el método analítico y el plano general del sistema de accionamiento.	Realizar el metrado de cargas del sistema de accionamiento.	Determinar las dimensiones y características del sistema de accionamiento.	Analizar los resultados por el método analítico	Realizar el plano general del sistema de accionamiento.		<ul style="list-style-type: none"> • El cálculo por el método analítico del sistema de accionamiento. • El plano general del sistema de accionamiento.
1.10 Presentar el cuadro de comparación de las ventajas y desventajas de la carcasa de tres proveedores comerciales.	Revisar las especificaciones indicadas en el plano general de la carcasa.	Definir a los proveedores recomendables para suministrar la carcasa.	Presentar las ventajas y desventajas de la carcasa de tres proveedores comerciales.			<ul style="list-style-type: none"> • Proveedor de la carcasa seleccionada con las especificaciones técnicas ya definidas.
1.11 Presentar el cuadro de comparación de las ventajas y desventajas de los aros de rodadura de tres proveedores comerciales.	Revisar las especificaciones indicadas en el plano general de los aros de rodadura.	Definir a los proveedores recomendables para suministrar los aros de rodadura.	Presentar las ventajas y desventajas de los aros de rodadura de tres proveedores comerciales.			<ul style="list-style-type: none"> • Proveedor de los aros de rodadura seleccionados con las especificaciones técnicas ya definidas.
1.12 Presentar el cuadro de comparación de las ventajas y desventajas de los polines de rodadura de tres proveedores comerciales.	Revisar las especificaciones indicadas en el plano general de los polines de rodadura y los ejes del polín de rodadura.	Definir a los proveedores recomendables para suministrar los polines de rodadura y los ejes del polín de rodadura.	Presentar las ventajas y desventajas de los polines de rodadura y los ejes del polín de rodadura de tres proveedores comerciales.			<ul style="list-style-type: none"> • Proveedor de los polines de rodadura seleccionados con las especificaciones técnicas ya definidas.
1.13 Presentar el cuadro de comparación de las ventajas y desventajas del sistema de accionamiento de tres proveedores comerciales.	Revisar las especificaciones indicadas en el plano general del sistema de accionamiento.	Definir a los proveedores recomendables para suministrar el sistema de accionamiento.	Presentar las ventajas y desventajas del sistema de accionamiento de tres proveedores comerciales.			<ul style="list-style-type: none"> • Proveedor del sistema de accionamiento seleccionado con las especificaciones técnicas ya definidas.

PLANTILLA DE PLANIFICACIÓN CORRESPONDIENTE AL PROPOSITO N°2

PROPOSITO 2: Calcular y seleccionar los sistemas auxiliares por el método analítico

ACTIVIDADES	TAREA						COMPONENTES
2.1 Identificar los recursos necesarios para el cálculo del tipo de sistema de combustión seleccionado.	Identificar los tipos de combustibles que se utilizan en la planta UNACEM-Atocongo.	Definir las propiedades de los combustibles.	Determinar el tipo de sistema de combustión.	Seleccionar las tesis y libros referentes al sistema de combustión.	Seleccionar los cálculos matemáticos para el sistema de combustión.	Investigar sobre normas, criterios del proveedor e instructivos del fabricante de sistemas de combustión.	<ul style="list-style-type: none"> Los recursos necesarios para el cálculo del sistema de combustión.
2.2 Identificar los recursos necesarios para el cálculo del tipo de sistema de refractarios seleccionado.	Definir el perfil de temperaturas a lo largo del interior del horno rotatorio.	Definir las propiedades de los refractarios en diferentes zonas del horno.	Determinar el tipo de sistema de refractarios.	Seleccionar las tesis y libros referentes a un sistema de refractarios.	Seleccionar los cálculos matemáticos para el sistema de refractarios.	Investigar sobre normas, criterios del proveedor e instructivos del fabricante de sistemas de refractarios.	<ul style="list-style-type: none"> Los recursos necesarios para el cálculo del sistema de refractarios.
2.3 Identificar los recursos necesarios para el cálculo del tipo de sistema de sello en la carga y descarga seleccionados.	Identificar las condiciones del proceso de clinkerización en la carga y descarga del horno.	Definir las propiedades que necesita el sello en la carga y descarga del horno.	Determinar el tipo de sistema de sello en la carga y descarga del horno.	Revisar las tesis y libros referentes a un sistema de sello en la carga y descarga.	Seleccionar cálculos matemáticos para el sistema de sello en la carga y descarga en el horno.	Investigar sobre normas, criterios del proveedor e instructivos del fabricante de sistemas de sello en la carga y descarga en el horno.	<ul style="list-style-type: none"> Los recursos necesarios para el cálculo del sistema de sello en la carga y descarga.
2.4 Realizar el cálculo por el método analítico y el plano general del sistema de combustión.	Realizar los cálculos matemáticos del sistema de combustión.	Determinar las dimensiones y características del sistema de combustión.	Analizar los resultados por el método analítico.	Realizar el plano general del sistema de combustión.			<ul style="list-style-type: none"> El cálculo del modelo analítico del sistema de combustión. El plano general del sistema de combustión.
2.5 Realizar el cálculo por el método analítico y el plano general del sistema de refractarios.	Realizar los cálculos matemáticos del sistema de refractarios.	Determinar las dimensiones y características del sistema de refractarios.	Analizar los resultados por el método analítico.	Realizar el plano general del sistema de refractarios.			<ul style="list-style-type: none"> El cálculo del modelo analítico del sistema de refractarios. El plano general del sistema de refractarios.
2.6 Realizar el cálculo por el método analítico y el plano general del sistema de sello en la carga y descarga.	Realizar los cálculos matemáticos del sistema de sello en la carga y descarga del horno.	Determinar las dimensiones y características del sistema de sello en la carga y descarga del horno.	Analizar los resultados por el método analítico.	Realizar el plano general del sistema de sello en la carga y descarga del horno.			<ul style="list-style-type: none"> El cálculo del modelo analítico del sistema de sello de carga y descarga del horno. El plano general del sistema de sello de carga y descarga del horno.
2.7 Presentar el cuadro de comparación de las ventajas y desventajas del sistema de combustión de tres proveedores comerciales.	Revisar las especificaciones indicadas en el plano general del sistema de combustión.	Definir a los proveedores recomendables para suministrar el sistema de combustión.	Presentar las ventajas y desventajas del sistema de combustión de tres proveedores comerciales.				<ul style="list-style-type: none"> Proveedor del sistema de combustión seleccionado con las especificaciones técnicas ya definidas.
2.8 Presentar el cuadro de comparación de las ventajas y desventajas del sistema de refractarios de tres proveedores comerciales.	Revisar las especificaciones indicadas en el plano general del sistema de refractarios.	Definir a los proveedores recomendables para suministrar el sistema de refractarios.	Presentar las ventajas y desventajas del sistema de refractarios de tres proveedores comerciales.				<ul style="list-style-type: none"> Proveedor del sistema de refractarios seleccionado con las especificaciones técnicas ya definidas.
2.9 Presentar el cuadro de comparación de las ventajas y desventajas del sistema de sello en la carga y descarga de tres proveedores comerciales.	Revisar las especificaciones indicadas en el plano general del sistema de sello en la carga y descarga del horno.	Definir a los proveedores recomendables para suministrar el sistema de sello en la carga y descarga.	Presentar las ventajas y desventajas del sistema de sello en la carga y descarga de tres proveedores comerciales.				<ul style="list-style-type: none"> Proveedor del sistema de sello en la carga y descarga seleccionado con las especificaciones técnicas ya definidas.

PLANTILLA DE PLANIFICACIÓN CORRESPONDIENTE AL PROPOSITO N°3

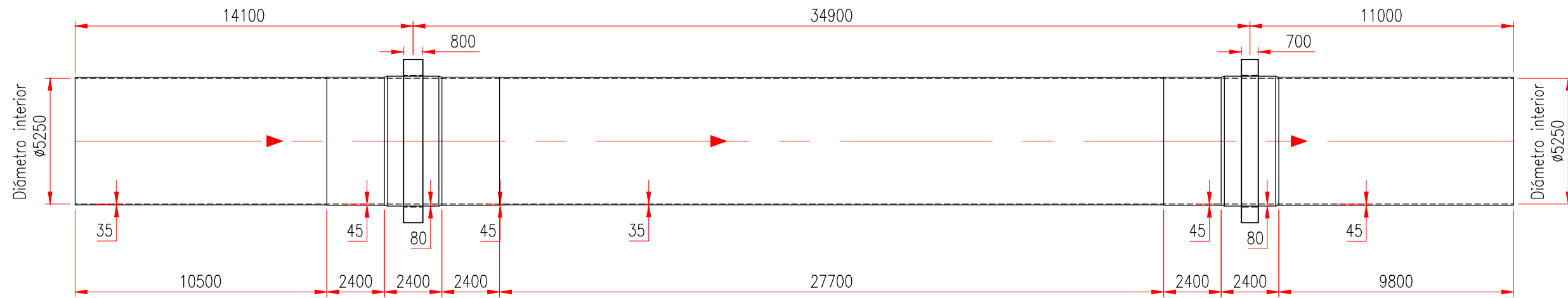
PROPOSITO 3: Determinar el costo de inversión

ACTIVIDADES	TAREA			COMPONENTES
3.1 Elaborar la tabla del presupuesto del proyecto.	Elaborar la tabla de ingeniería.	Elaborar la tabla de suministro de materiales y fabricación de equipos.	Elaborar la tabla de montaje del horno rotatorio de 5000 TM/día.	Tabla del presupuesto del proyecto.
3.2 Elaborar la tabla de presupuesto base.	Elaborar el resumen de gastos directos del presupuesto.	Elaborar la tabla de presupuesto base.		Tabla de presupuesto base

MATRIZ DE CONSISTENCIA DETALLADA

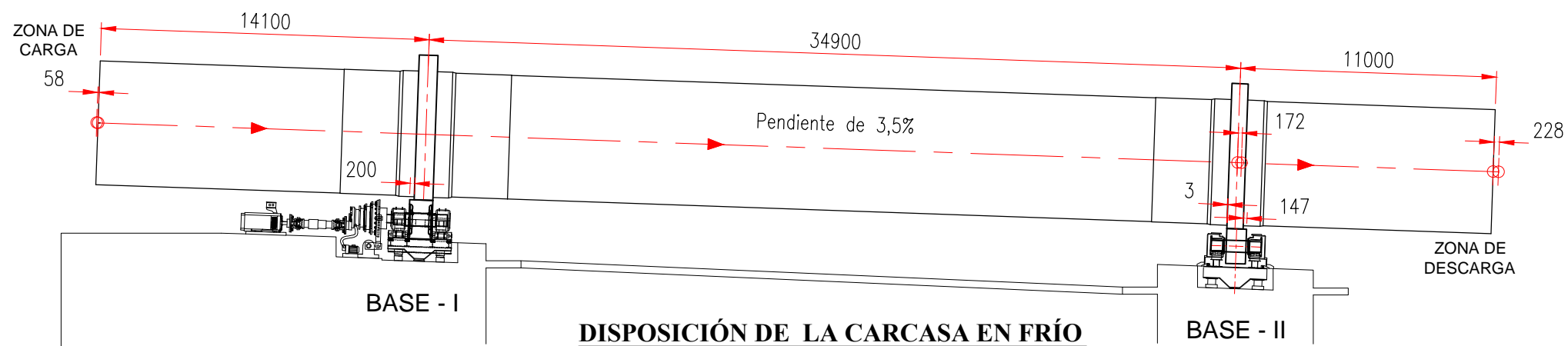
PROBLEMAS	OBJETIVOS	HIPÓTESIS	DIMENSIÓN	VARIABLE DEPENDIENTE	VARIABLE INDEPENDIENTE	INDICADORES	METODOLOGIA
PROBLEMAS PRINCIPAL: ¿Es posible diseñar y calcular un horno rotatorio horizontal para producir 5500 TM/día de clínker para la planta UNACEM - Atocongo por el método analítico y el método de elementos finitos?	Diseñar y calcular un horno rotatorio horizontal para producir 5500 TM/día de clínker para la planta UNACEM - Atocongo por el método analítico y el método de elementos finitos.	Si es posible diseñar y calcular un horno rotatorio horizontal para producir 5500 TM/día de clínker para la planta UNACEM - Atocongo por el método analítico y el método de elementos finitos.	Procedimiento de diseño y cálculo	Parámetros de diseño del horno rotatorio	Longitud del horno (metros) Diámetro interior del horno (metros)	Rango de parámetros de diseño y condiciones de funcionamiento del horno	1) Hipotética 2) Cualitativa 3) Cuantitativa 4) Explorativa 5) Descriptiva 6) Correlacional 7) Explicativa 8) Deductiva
				Factor de seguridad por fatiga y deformación de los elementos principales	<ul style="list-style-type: none"> Esfuerzos equivalentes por el método de elementos finitos (MPa) Deflexión de los elementos principales por el método de elementos finitos (mm) 	Factor de seguridad por fatiga y especificaciones técnicas.	
			Producción	Carga específica del volumen	Producción de clínker (TM / día)	Demanda de cemento	
			Lugar	Localización de la planta cementera	Altitud de la planta (m.s.n.m)		
PROBLEMA SECUNDARIO 1: ¿Es posible diseñar y calcular los elementos mecánicos principales de un horno rotatorio horizontal para producir 5500 TM/día clínker por el método analítico y el método de elementos finitos?	Diseñar y calcular los elementos mecánicos principales de un horno rotatorio horizontal para producir 5500 TM/día clínker por el método analítico y el método de elementos finitos.	Si es posible diseñar y calcular los elementos mecánicos principales de un horno rotatorio horizontal para producir 5500 TM/día clínker por el método analítico y el método de elementos finitos.	Procedimiento de diseño y cálculo de los elementos mecánicos principales	Producción	Carga específica del volumen	Producción de clínker (TM / día)	Demanda de cemento
				Factor de seguridad por fatiga y deformación de la carcasa	<ul style="list-style-type: none"> Esfuerzos equivalente por el método de elementos finitos (MPa) Deflexión de los elementos principales por el método de elementos finitos (mm) 	Factor de seguridad por fatiga y especificaciones técnicas.	
				Factor de seguridad por fatiga y deformación de los aros de rodadura			
				Factor de seguridad por fatiga de los polines de rodadura			
Potencia requerida del sistema de accionamiento	Producción de clínker (TM / día)	Especificaciones técnicas					
PROBLEMA SECUNDARIO 2: ¿Es posible calcular y seleccionar los sistemas auxiliares por el método analítico?	Calcular y seleccionar los sistemas auxiliares por el método analítico	Si es posible calcular y seleccionar los sistemas auxiliares por el método analítico	Procedimiento de cálculo	Cálculo y selección del sistema de combustión	Consumo específico del calor del horno (KJ/Kg-clínker)	Especificaciones técnicas	
				Cálculo y selección del sistema de refractarios	Espesor del sistema de refractario (mm)		
				Cálculo y selección del sistema de sello de carga y descarga	Deformación axial de la carcasa del horno (mm)		
PROBLEMA SECUNDARIO 3: ¿Es posible determinar el costo de inversión?	Determinar el costo de inversión.	Si es posible determinar el costo de inversión.	Costo de inversión.	Costo total de inversión (US\$)	Costos de ingeniería (US\$)	Precios referenciales del mercado y costo (proyecto)	
					Costos de suministro de materiales y fabricación de equipos. (US\$)		

PLANOS



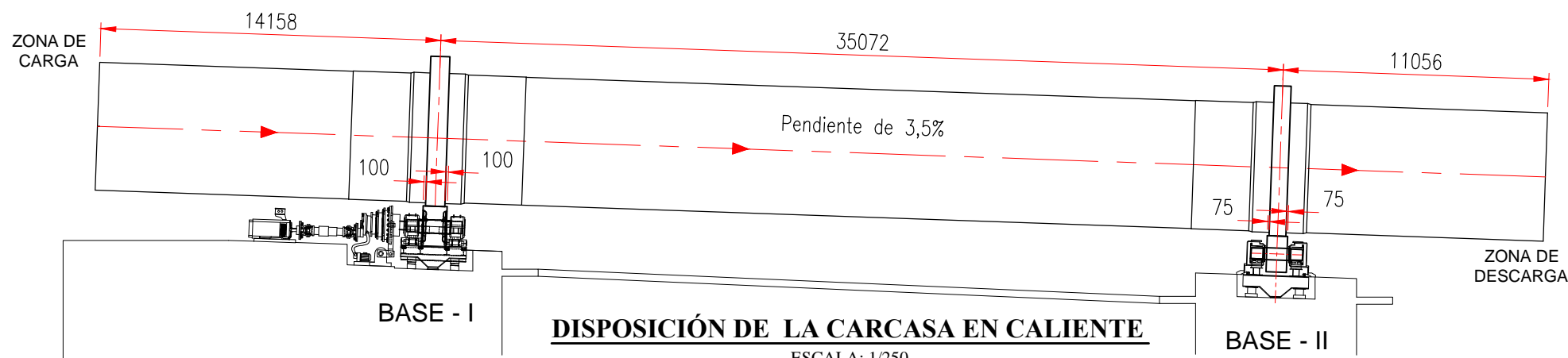
DISPOSICIÓN DE ESPESORES EN LA CARCASA

ESCALA: 1/200



DISPOSICIÓN DE LA CARCASA EN FRÍO

ESCALA: 1/250



DISPOSICIÓN DE LA CARCASA EN CALIENTE

ESCALA: 1/250

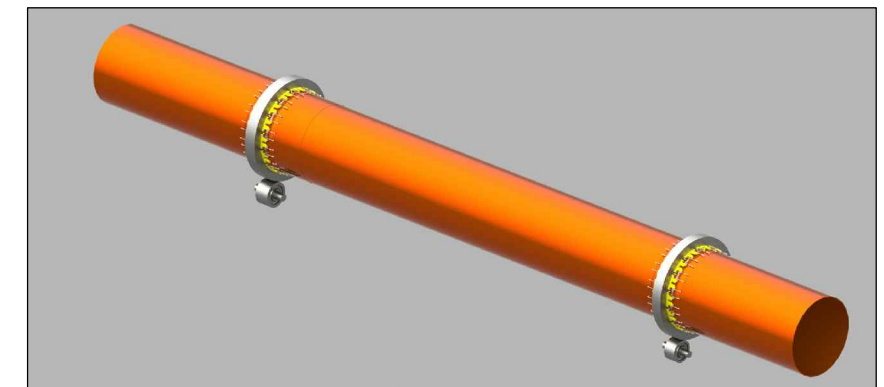


Tabla 5.7
Propiedades mecánicas del material 1.5415. (16 Mo 3)

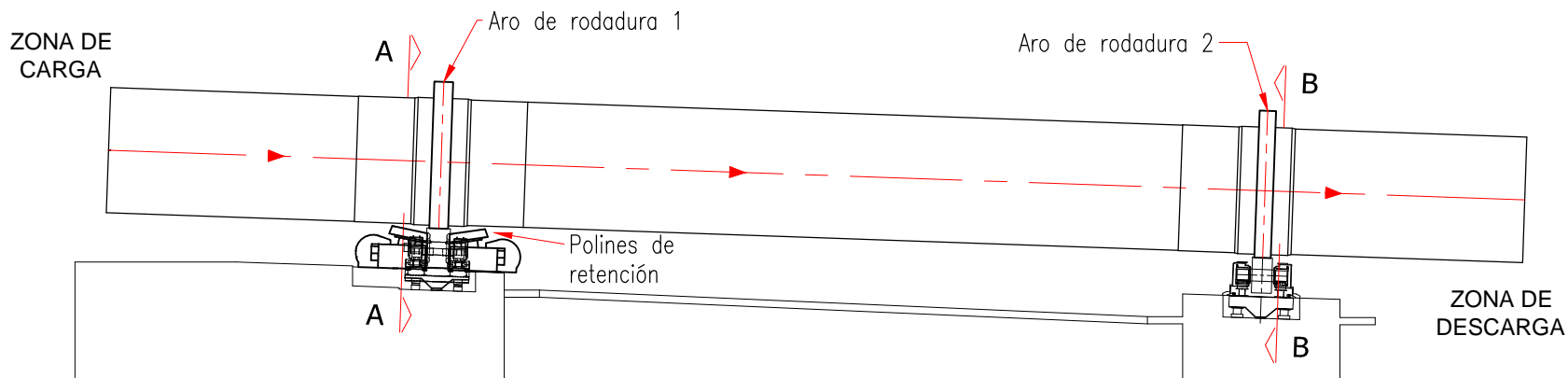
Composición química	0,12-0,20 C%; 0,40-0,90 Mn%; 0,10-0,35 Si%; ≤ 0,025 P%; ≤ 0,01 S%; 0,25-0,35 Mo%; ≤ 0,03 Ni%; ≤ 0,03 Cr%; ≤ 0,03 Cu%		
Rango de espesores en mm	60-100	40-60	
Descripción	Cantidad	Cantidad	Unidad
Densidad	7850	7850	Kg/m ³
Coefficiente de poisson	0,3	0,3	
Resistencia ultima mínima	420 -570	440 -590	MPa
Resistencia ultima mínima seleccionada	495	515	MPa
Resistencia a la fluencia a 300°C	169	183	MPa
Resistencia a la fluencia a 350°C	153	165	MPa
Resistencia a la fluencia a 400°C	139	150	MPa
Dureza Brinnell	140 - 170		Hb
Módulo de elasticidad a 200°C	199000		MPa
Módulo de elasticidad a 300°C	192000		MPa
Módulo de elasticidad a 400°C	184000		MPa
Coefficiente de dilatación a 200°C	12,7		10 ⁻⁶ m/m-°K
Coefficiente de dilatación a 300°C	13,2		10 ⁻⁶ m/m-°K
Coefficiente de dilatación a 400°C	13,6		10 ⁻⁶ m/m-°K
Conductividad térmica a 200 °C	48,7		W/m-°K
Conductividad térmica a 300 °C	45,5		W/m-°K
Conductividad térmica a 400 °C	42,3		W/m-°K

Fuente: www.totalmateria.com (La base de datos de materiales más extensa del mundo)

NOTA:

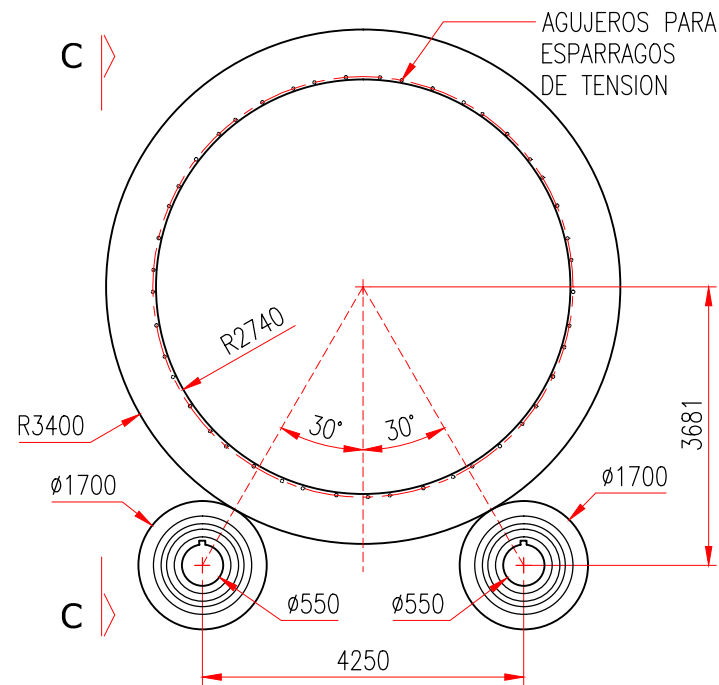
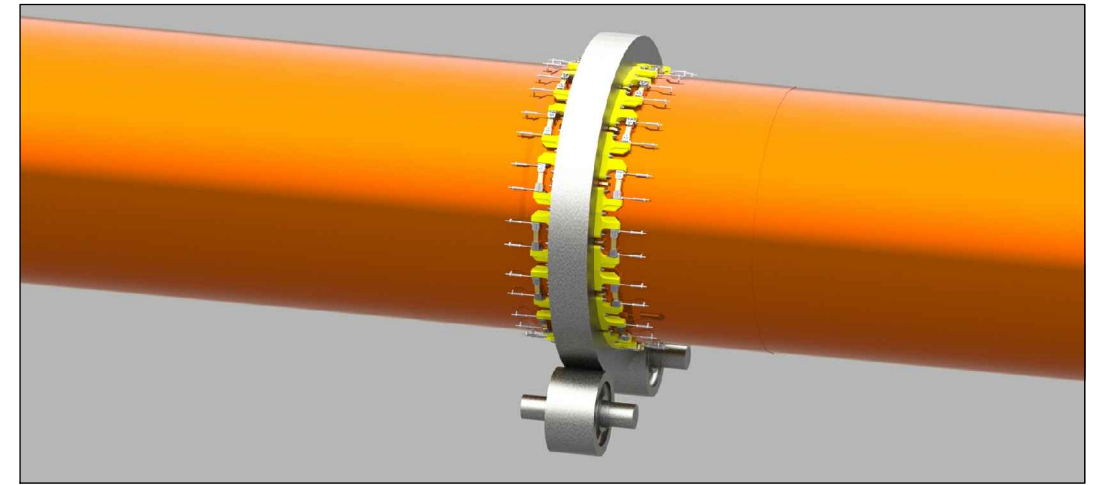
1. Los espesores de las planchas solicitadas para la fabricación de la carcasa son de 35mm, 45mm y 85mm.
2. El material de la carcasa es según la tabla 5.7.
3. Las planchas de 85 mm es más grande de lo que se necesita porque será rectificadas para que el nivel de la plancha sea parejo en toda su sección.
4. Esta diseñada para soportar temperaturas hasta un máximo de 400°C.

LIMA-PERU		DISEÑO Y CÁLCULO DE UN HORNO ROTATORIO HORIZONTAL PARA PRODUCIR 5500 TM/DÍA DE CLÍNKER PARA LA PLANTA UNACEM - ATOCONGO POR EL MÉTODO ANALÍTICO Y EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS	
	NOMBRE	FECHA	
DIBUJADO	J.CHINO	OCTUBRE-2017	
DISEÑADO	J.CHINO	OCTUBRE-2017	
REVISADO	ASESOR	OCTUBRE-2017	
APROBADO	ASESOR	OCTUBRE-2017	
ESCALA:	FORMATO:	N° PLANO:	REV:
Indicada	A3	UNIFIM-M3-2017-01	○ ⊕ ⊞



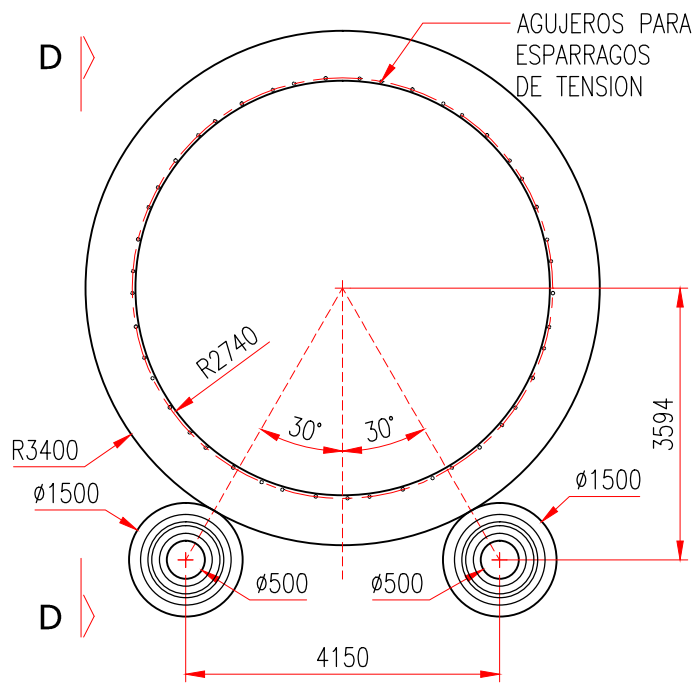
DISPOSICIÓN DEL HORNO ROTATORIO

ESCALA: 1/300



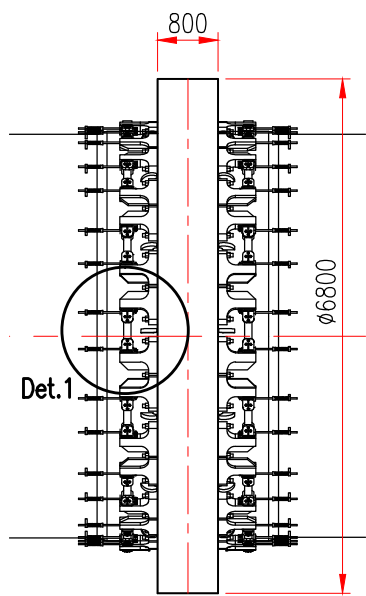
**VISTA A-A
ARO DE RODADURA 1**

ESCALA: 1/100

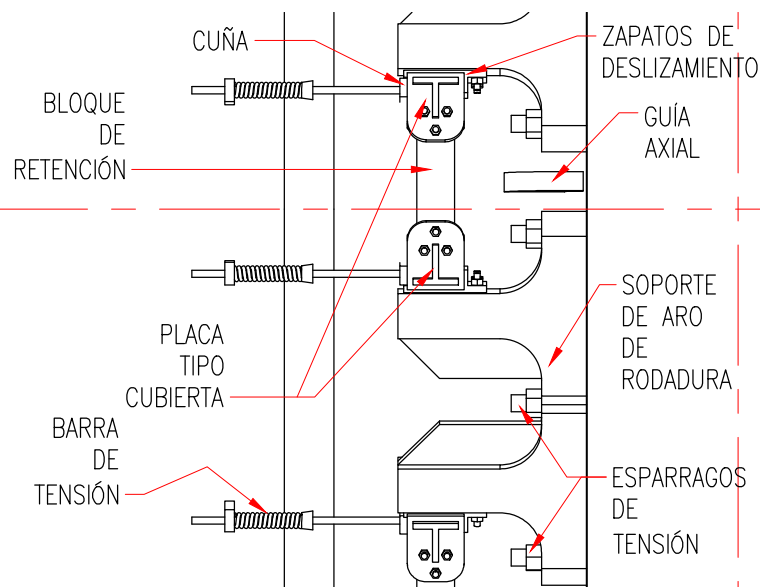


**VISTA B-B
ARO DE RODADURA 2**

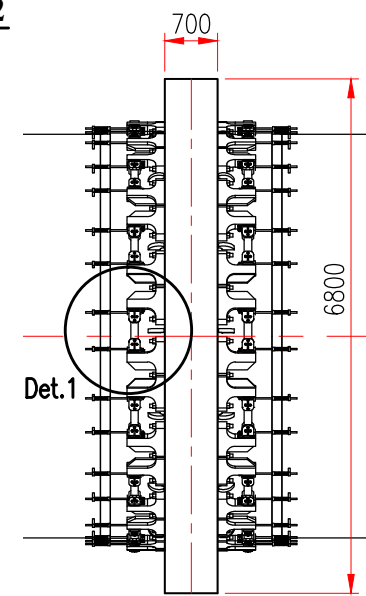
ESCALA: 1/100



**VISTA C-C
ESCALA: 1/100**



**DETALLE 1 - UTILLAJES
ESCALA: 1/20**



**VISTA D-D
ESCALA: 1/100**

Tabla 5.22

Propiedades mecánicas del material 1.6580. (30 CrNiMo 8)

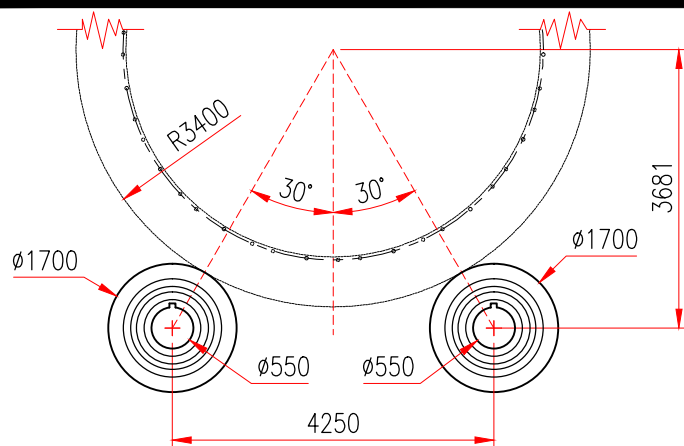
Composición química		0,26-0,33 C%; 0,30-0,60 Mn%; ≤ 0,035 P%; ≤ 0,035 S%; ≤ 0,40 Si%; 1,80-2,20 Ni%; 1,80-2,20 Cr%; 0,30-0,50 Mo%;
Rango de espesores en mm	500 - 1000	
Descripción	Cantidad	Unidad
Densidad	7800	Kg/m ³
Coefficiente de poisson	0,3	
Resistencia ultima mínima	780 - 930	MPa
Resistencia ultima mínima seleccionada	855	MPa
Resistencia a la fluencia a 300°C	471	MPa
Resistencia a la fluencia a 350°C	431	MPa
Resistencia a la fluencia a 400°C	392	MPa
Dureza Brinnell	248	Hb
Módulo de elasticidad a 200°C	199000	MPa
Módulo de elasticidad a 300°C	192000	MPa
Módulo de elasticidad a 400°C	184000	MPa
Coefficiente de dilatación a 200°C	12,7	10 ⁻⁶ m/m-°K
Coefficiente de dilatación a 300°C	13,2	10 ⁻⁶ m/m-°K
Coefficiente de dilatación a 400°C	13,6	10 ⁻⁶ m/m-°K
Conductividad térmica a 200 °C	37,8	W/m-°K
Conductividad térmica a 300 °C	37,2	W/m-°K
Conductividad térmica a 400 °C	35,7	W/m-°K

Fuente: www.totalmateria.com (La base de datos de materiales más extensa del mundo)

NOTA:

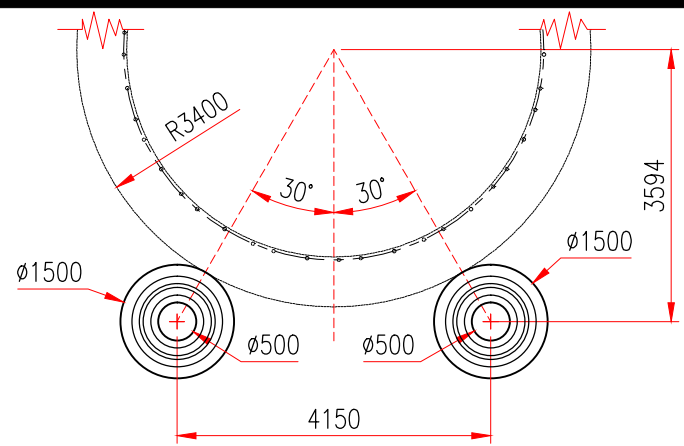
1. El aro de rodadura es una pieza larga forjada por especificaciones de calidad. Según norma DIN y subgrupo SEW 550.
2. El material del aro de rodadura es según la tabla 5.22.
3. Esta diseñada para soportar temperaturas hasta un máximo de 350 °C.
4. Los utillajes no fueron calculados solo son referenciales.
5. Los filos deben ser redondeados.

LIMA - PERU			DISEÑO Y CÁLCULO DE UN HORNO ROTATORIO HORIZONTAL PARA PRODUCIR 5500 TM/DÍA DE CLÍNKER PARA LA PLANTA UNACEM - ATOCONGO POR EL MÉTODO ANALÍTICO Y EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS		
	NOMBRE	FECHA			
DIBUJADO	J.CHINO	OCTUBRE-2017	DISPOSICIÓN GENERAL DE LOS AROS DE RODADURA		
DISEÑADO	J.CHINO	OCTUBRE-2017			
REVISADO	ASESOR	OCTUBRE-2017			
APROBADO	ASESOR	OCTUBRE-2017			
ESCALA:	Indicada	FORMATO:			A3
		REV:	○	⊕	⊞



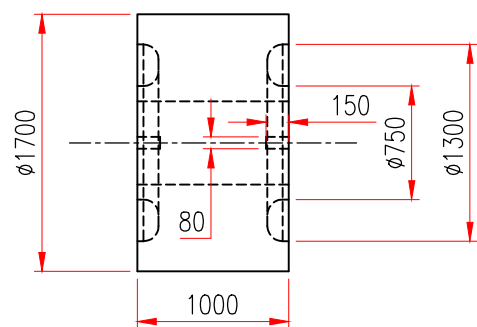
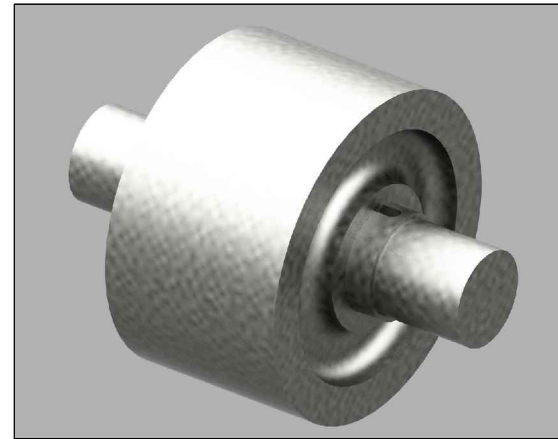
DISPOSICIÓN DE LOS POLINES DE RODADURA DE LA BASE 1

ESCALA: 1/100



DISPOSICIÓN DE LOS POLINES DE RODADURA DE LA BASE 2

ESCALA: 1/100

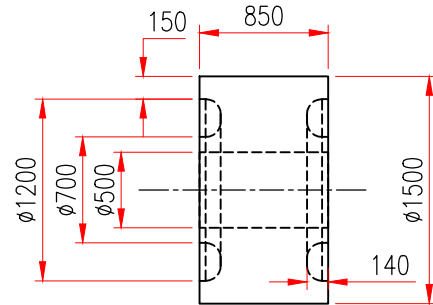


VISTA SUPERIOR

ESCALA: 1/50

POLÍN DE BASE 1

CANTIDAD: 02 UNID.

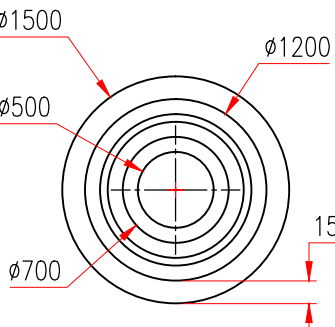


VISTA FRONTAL

ESCALA: 1/50

VISTA LATERAL

ESCALA: 1/50

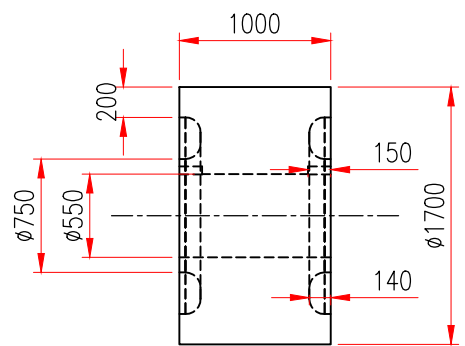


POLÍN DE BASE 2

CANTIDAD: 02 UNID.

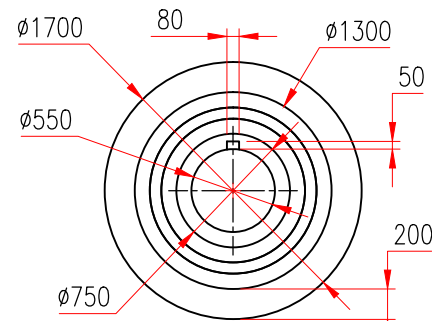
NOTA:

1. El polín de rodadura es una pieza larga forjada por especificaciones de calidad. Según norma DIN y subgrupo SEW 550.
2. El material del polín de rodadura es según la tabla 5.31.
3. Los ejes de polín de rodadura son piezas forjadas por especificaciones de calidad. Según DIN y subgrupo SEW 550.
4. El material del eje del polín de rodadura es según la tabla 5.32.



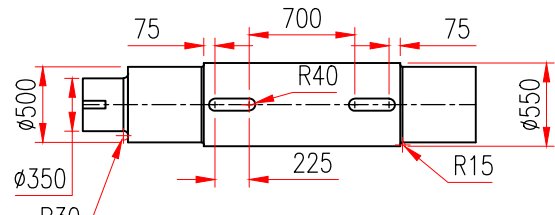
VISTA FRONTAL

ESCALA: 1/50



VISTA LATERAL

ESCALA: 1/50

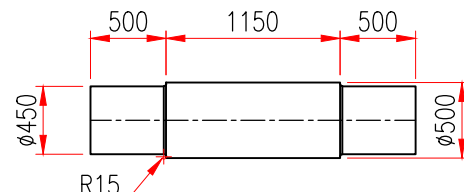


VISTA SUPERIOR

ESCALA: 1/50

EJE DE POLÍN DE BASE 1

CANTIDAD: 02 UNID.



VISTA FRONTAL

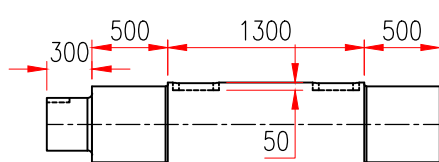
ESCALA: 1/50

VISTA LATERAL

ESCALA: 1/50

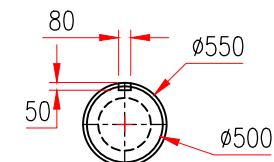
EJE DE POLÍN DE BASE 2

CANTIDAD: 02 UNID.



VISTA FRONTAL

ESCALA: 1/50



VISTA LATERAL

ESCALA: 1/50

Tabla 5.31

Propiedades mecánicas del material 1.6580. (30 CrNiMo 8)

Composición química	0,26-0,33 C%; 0,30-0,60 Mn%; ≤ 0,035 P%; ≤ 0,035 S%; ≤ 0,40 Si%; 1,80-2,20 Ni%; 1,80-2,20 Cr%; 0,30-0,50 Mo%;	
Rango de espesores en mm	500 - 1000	
Descripción	Cantidad	Unidad
Densidad	7800	Kg/m ³
Coefficiente de poisson	0,3	
Resistencia ultima mínima	780 - 930	MPa
Resistencia ultima mínima seleccionada	855	MPa
Resistencia a la fluencia a 250°C	500	MPa
Resistencia a la fluencia a 300°C	471	MPa
Resistencia a la fluencia a 350°C	431	MPa
Dureza Brinnell	248	Hb
Módulo de elasticidad a 200°C	199000	MPa
Módulo de elasticidad a 300°C	192000	MPa
Módulo de elasticidad a 400°C	184000	MPa
Coefficiente de dilatación a 200°C	12,7	10 ⁻⁶ m/m-°K
Coefficiente de dilatación a 300°C	13,2	10 ⁻⁶ m/m-°K
Coefficiente de dilatación a 400°C	13,6	10 ⁻⁶ m/m-°K
Conductividad térmica a 200 °C	37,8	W/m-°K
Conductividad térmica a 300 °C	37,2	W/m-°K
Conductividad térmica a 400 °C	35,7	W/m-°K

Fuente: www.totalmateria.com (La base de datos de materiales más extensa del mundo)

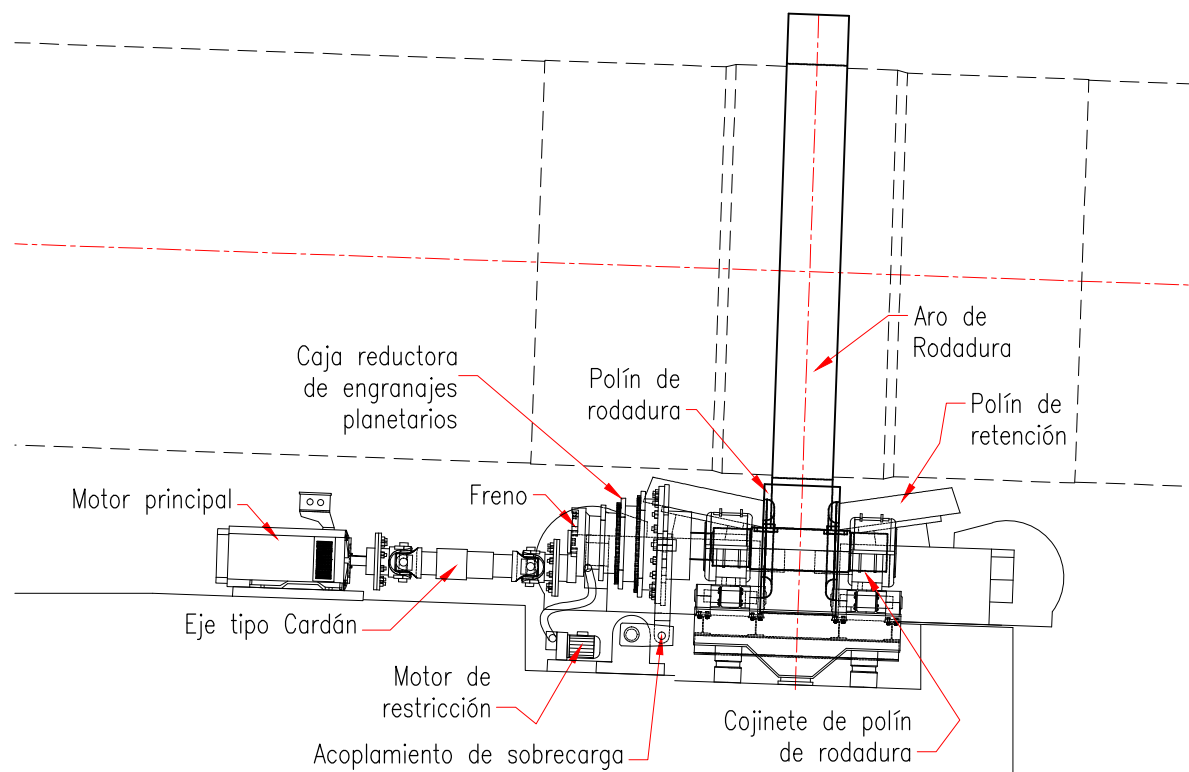
Tabla 5.32

Propiedades mecánicas del material 1.7225. (42 CrMo 4)

Composición química	0,38-0,45 C%; 0,50-0,80 Mn%; ≤ 0,035 P%; ≤ 0,035 S%; ≤ 0,40 Si%; ≤ 0,60 Ni%; 0,90-1,20 Cr%; 0,15-0,30 Mo%;	
Rango de espesores en mm	500 - 750	
Descripción	Cantidad	Unidad
Densidad	7850	Kg/m ³
Coefficiente de poisson	0,3	
Resistencia ultima mínima	590 - 740	MPa
Resistencia ultima mínima seleccionada	665	MPa
Resistencia a la fluencia a 100°C	363	MPa
Resistencia a la fluencia a 200°C	333	MPa
Resistencia a la fluencia a 250°C	324	MPa
Dureza Brinnell	240	Hb
Módulo de elasticidad a 100°C	205000	MPa
Módulo de elasticidad a 200°C	195000	MPa
Módulo de elasticidad a 300°C	185000	MPa
Coefficiente de dilatación a 100°C	11,1	10 ⁻⁶ m/m-°K
Coefficiente de dilatación a 200°C	12,1	10 ⁻⁶ m/m-°K
Coefficiente de dilatación a 300°C	12,9	10 ⁻⁶ m/m-°K
Conductividad térmica a 20 °C	33,5	W/m-°K
Conductividad térmica a 250 °C	34,0	W/m-°K

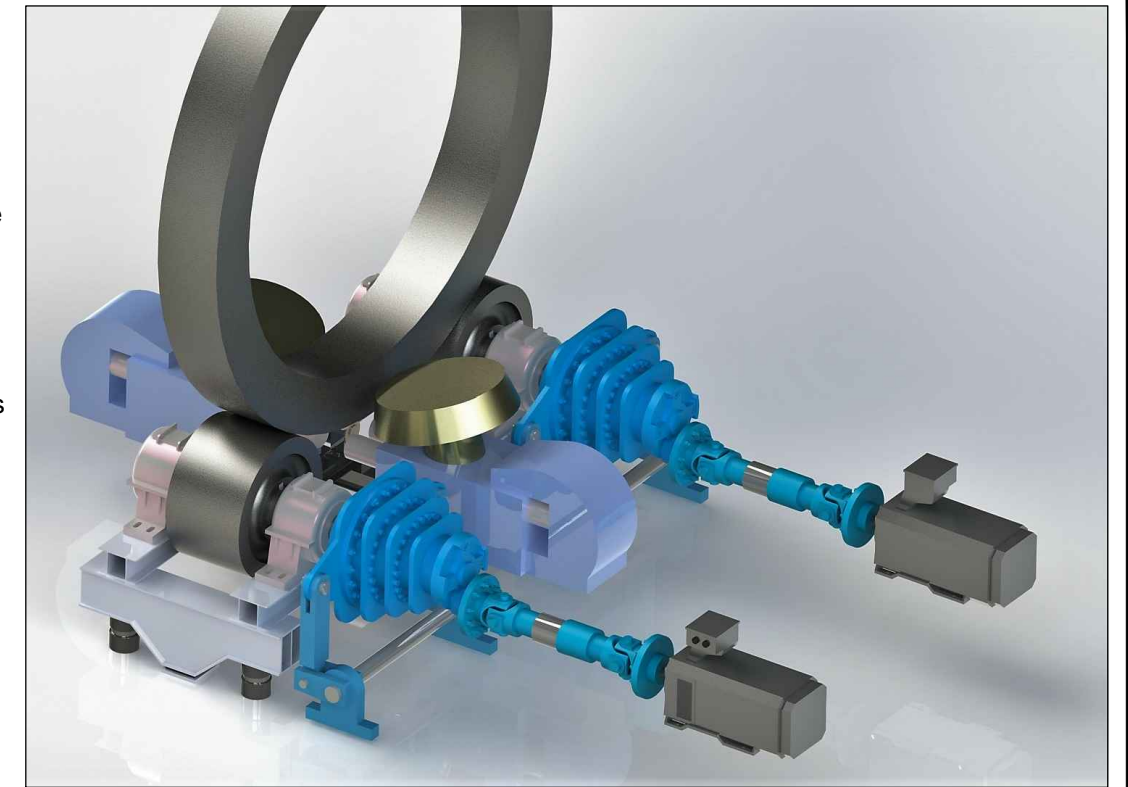
Fuente: www.totalmateria.com (La base de datos de materiales más extensa del mundo)

LIMA—PERU			DISEÑO Y CÁLCULO DE UN HORNO ROTATORIO HORIZONTAL PARA PRODUCIR 5500 TM/DÍA DE CLÍNKER PARA LA PLANTA UNACEM - ATOCONGO POR EL MÉTODO ANALÍTICO Y EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS	
	NOMBRE	FECHA		
DIBUJADO	J.CHINO	OCTUBRE-2017	DISPOSICIÓN GENERAL DEL POLÍN Y EJE DE POLÍN DE RODADURA	
DISEÑADO	J.CHINO	OCTUBRE-2017		
REVISADO	ASESOR	OCTUBRE-2017		
APROBADO	ASESOR	OCTUBRE-2017		
ESCALA:	FORMATO:	N° PLANO:		
Indicada	A3	UNIFIM-M3-2017-03	REV:	



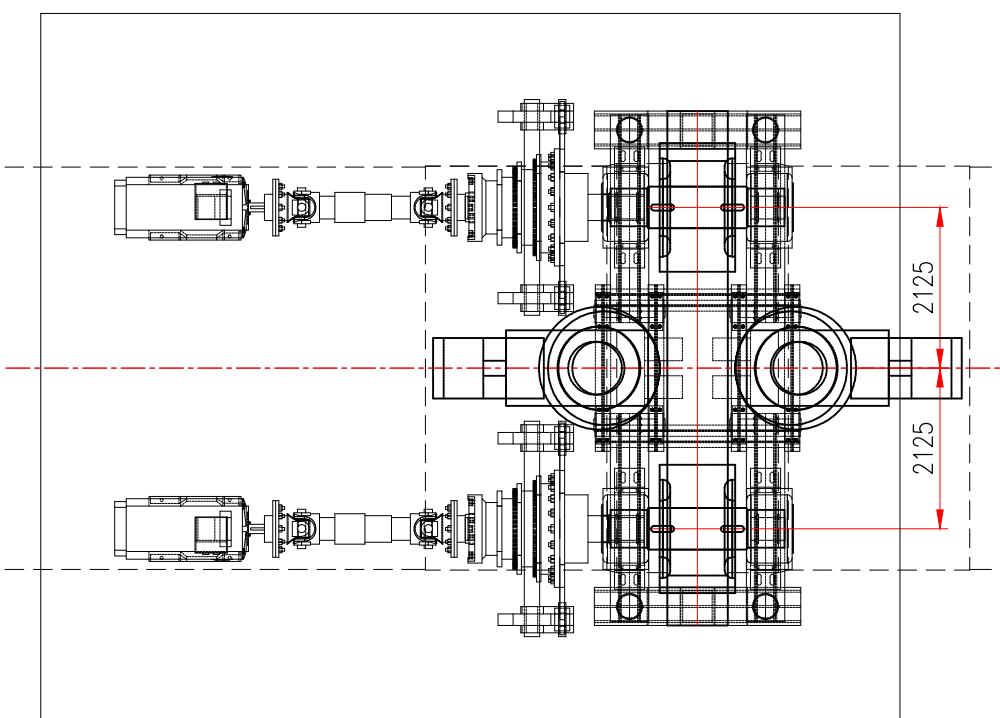
NOTA:

1. El motor principal debe tener las características que se indican en la tabla 5.46.
2. El reductor de engranajes planetarios debe tener las características que se indican en la tabla 5.46.
3. El eje cardán y los acoplamientos deben tener las características que se indican en la tabla 5.46.
4. Se recomienda verificar las dimensiones de los ejes para seleccionar los acoplamientos.
5. Utilizar un base especial para el alineamiento del motor principal.



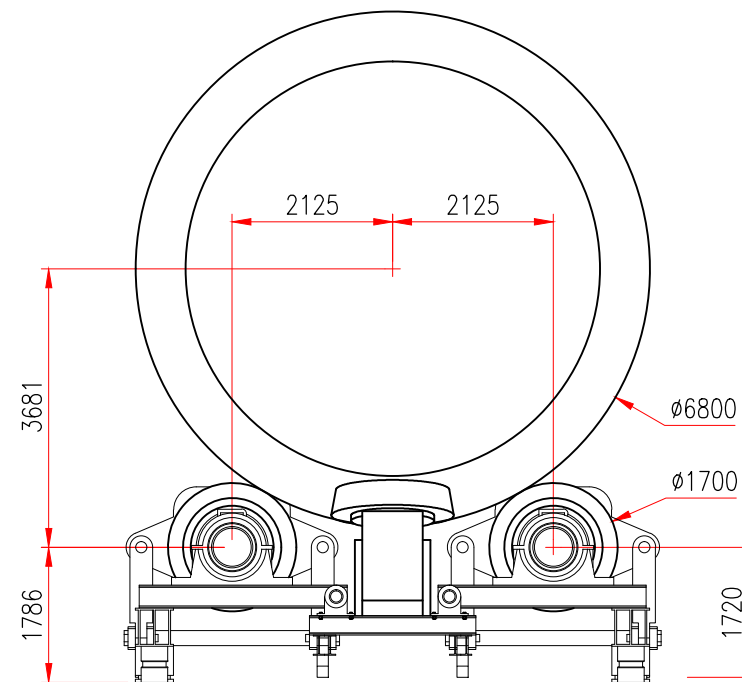
DISPOSICIÓN DEL SISTEMA DE ACCIONAMIENTO EN LA BASE 1

ESCALA: 1/100



VISTA DE PLANTA DEL SISTEMA DE ACCIONAMIENTO

ESCALA: 1/100



VISTA FRONTAL DEL SISTEMA DE ACCIONAMIENTO

ESCALA: 1/100

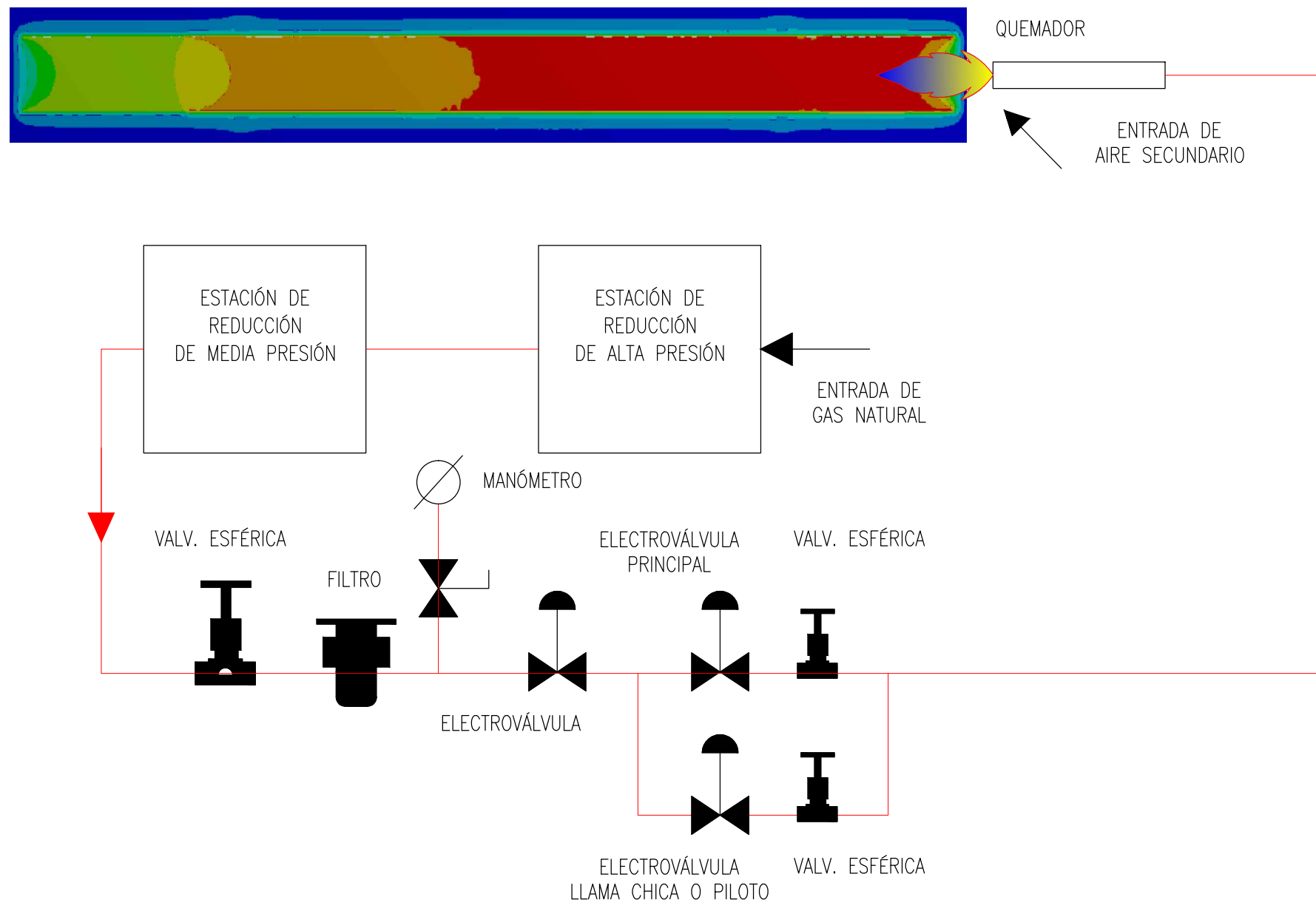
Tabla 5.48

Especificaciones técnicas del sistema de accionamiento que fueron seleccionados de los catálogos de los proveedores.

Componente	Descripción	Cantidad	Unidad
Motor principal	Potencia nominal	735	kW
	Velocidad angular del eje	1800	RPM
	Torque nominal	3,90	kN-m
	Frecuencia	60	Hz
	Voltaje	440	V
Reductor de engranajes planetario	Corriente de carga	1340	A
	Potencia nominal	746	kW
	Velocidad angular del eje de salida	9,76	RPM
	Torque total	730	kN-m
Eje cardán	Relación de transmisión en emergencia	838,30	
	Relación de transmisión en plena carga	184,43	
	Potencia nominal	700	kW
Acoplamiento entre motor y reductor	Torque total	3,90	kN-m
	Velocidad angular del eje	1800	RPM
Acoplamiento entre reductor y eje de polín de rodadura	Potencia nominal	700	kW
	Torque total	730	kN-m
	Velocidad angular del eje	9,76	RPM

LIMA - PERU		DISEÑO Y CÁLCULO DE UN HORNO ROTATORIO HORIZONTAL PARA PRODUCIR 5500 TM/DÍA DE CLÍNKER PARA LA PLANTA UNACEM - ATOCONGO POR EL MÉTODO ANALÍTICO Y EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS	
	NOMBRE	FECHA	
DIBUJADO	J.CHINO	OCTUBRE-2017	
DISEÑADO	J.CHINO	OCTUBRE-2017	
REVISADO	ASESOR	OCTUBRE-2017	
APROBADO	ASESOR	OCTUBRE-2017	
ESCALA:	Indicada	FORMATO:	A3
N° PLANO:	UNIFIM-M3-2017-04	REV:	○ ⊕ ⊞

DISPOSICIÓN GENERAL DEL SISTEMA DE ACCIONAMIENTO



DISPOSICIÓN DEL SISTEMA DE COMBUSTIÓN DE GAS NATURAL

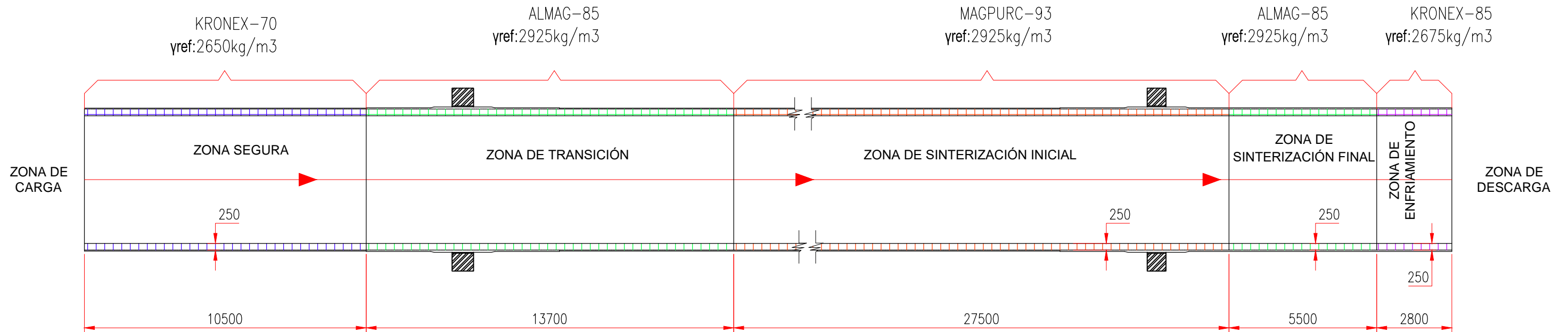
- NOTA:
1. El sistema de combustión de gas natural necesita un caudal de 3 482 325 Sm³/mes.
 2. Un caudal de aire secundario de 1364 Nm³/día.
 3. El requerimiento real de calor es de 179,1 MW.

Tabla 5.57
Resumen de la composición y poder calorífico de los reservorios del gas de Camisea.

Composición del GN/ Nomenclatura	Porcentaje (%)	Poder calorífico (MJ/kg)	Poder calorífico (MJ/Sm ³)
Metano - CH ₄	82,8	54,595	40,95
Etano - C ₂ H ₆	8,65	50,392	37,79
Propano - C ₃ H ₈	3,19	49,776	37,33
Butano - C ₄ H ₁₀	1,38	48,930	36,70
Gasolina natural - C ₈ H ₁₈	3,02	46,667	35,00
Nitrógeno - N ₂	0,76	0	0
Anhídrido Carbónico - CO ₂	0,2	0	0
Total	100	53,2	40
Descripción	Unidad	Cantidad	
Densidad	kg/m ³	0,75	

Fuente: Espinoza Quiñones, Luis (2000) / Perú-Camisea Feasibility Study. Elaborado por Shell.

LIMA - PERU		DISEÑO Y CÁLCULO DE UN HORNO ROTATORIO HORIZONTAL PARA PRODUCIR 5500 TM/DÍA DE CLÍNKER PARA LA PLANTA UNACEM - ATOCONGO POR EL MÉTODO ANALÍTICO Y EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS	
	NOMBRE	FECHA	
DIBUJADO	J.CHINO	NOVIEMB.-2017	
DISEÑADO	J.CHINO	NOVIEMB.-2017	
REVISADO	ASESOR	NOVIEMB.-2017	
APROBADO	ASESOR	NOVIEMB.-2017	
ESCALA:	FORMATO:	N° PLANO:	REV:
Indicada	A3	UNIFIM-M3-2017-05	○ ⊕



DISPOSICIÓN DEL REVESTIMIENTO DE LADRILLO REFRACTARIO EN LAS ZONAS DEL PROCESO DE CLINKERIZACIÓN

ESCALA: 1/150

Tabla 5.65
Propiedades de los ladrillos refractarios.

Temperatura (°C)	300	700	1000			
Nombre comercial	Conductividad térmica			Unidad	Densidad	Unidad
Almag - 85	1,8	1,7	1,6	W/m-°K	2925	kg/m ³
Magpurc - 93	4	3	2,7	W/m-°K	2925	kg/m ³
Kronex - 85	4,1	3,1	2,9	W/m-°K	2675	kg/m ³
Kronex - 70	2,3	2,2	2,1	W/m-°K	2650	kg/m ³
Temperatura (°C)	400	800	1200			
Nombre comercial	Expansión térmica			Unidad		
Almag - 85	0,3	0,5	0,8	m/m-°K		
Magpurc - 93	0,4	0,8	1,4	m/m-°K		
Kronex - 85	0,4	1,0	1,5	m/m-°K		
Kronex - 70	0,3	0,5	0,9	m/m-°K		

Fuente: Refratechnik (2017)

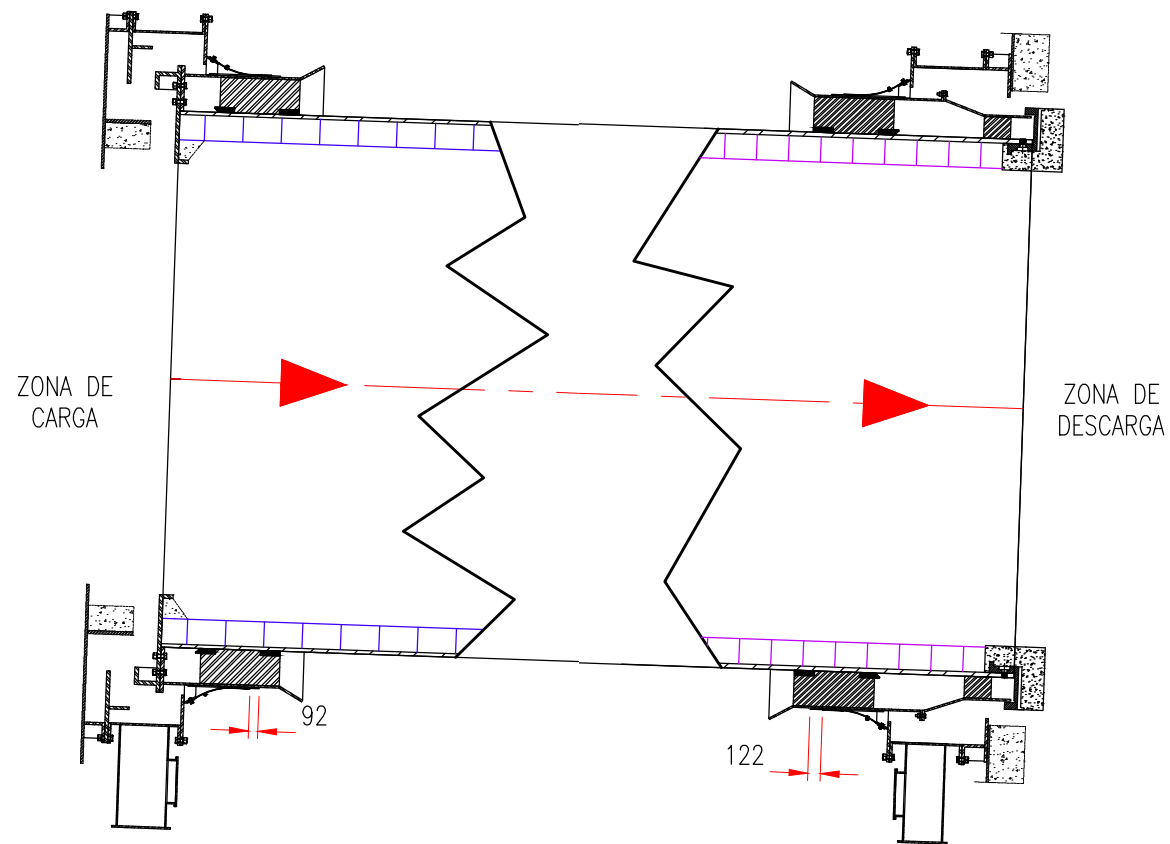
Tabla 5.66
Características del sistema de revestimiento de ladrillos refractarios.

Zona	Nombre comercial	Composición	Calidad de ladrillo
Segura	Kronex - 70	69% - 73% Al ₂ O ₃	Alta alúmina (bauxita)
Transición	Almag - 85	85% - 89% MgO	Magnesia espinel
Entrada de sinterización	Magpurc - 93	89% - 93% MgO	Magnesia espinel
Salida de sinterización	Almag - 85	85% - 89% MgO	Magnesia espinel
Enfriamiento	Kronex - 85	80% - 85% Al ₂ O ₃	Alta alúmina (bauxita)

NOTA:

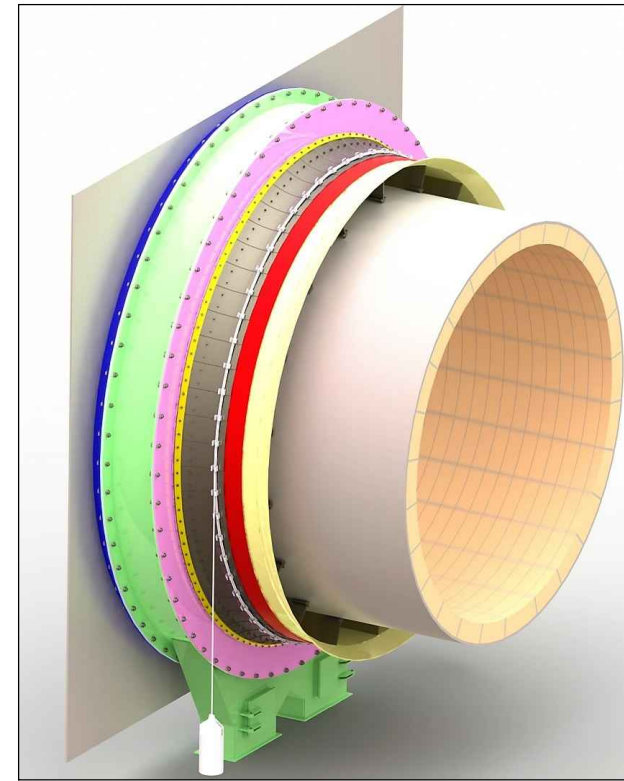
1. El sistema de ladrillos refractarios debe tener juntas de dilatación y corazas de fundición para la zona de descarga.
2. El nombre comercial es del proveedor Refratechnik.
3. En la entrada del material y salida del material, el sistema de refractario tienen disposiciones especiales para evitar el derrame de la pasta de clínker. Ver plano UNIFIM-M3-2017-07.

LIMA-PERU			DISEÑO Y CÁLCULO DE UN HORNO ROTATORIO HORIZONTAL PARA PRODUCIR 5500 TM/DÍA DE CLÍNKER PARA LA PLANTA UNACEM - ATOCONGO POR EL MÉTODO ANALÍTICO Y EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS		
	NOMBRE	FECHA	DISPOSICIÓN GENERAL DEL SISTEMA DE REFRACTARIOS		
DIBUJADO	J.CHINO	NOVIEMB.-2017			
DISEÑADO	J.CHINO	NOVIEMB.-2017			
REVISADO	ASESOR	NOVIEMB.-2017			
APROBADO	ASESOR	NOVIEMB.-2017			
ESCALA:	Indicada	FORMATO:	A3	N° PLANO:	UNIFIM-M3-2017-06
				REV:	○ ⊕ ⊞

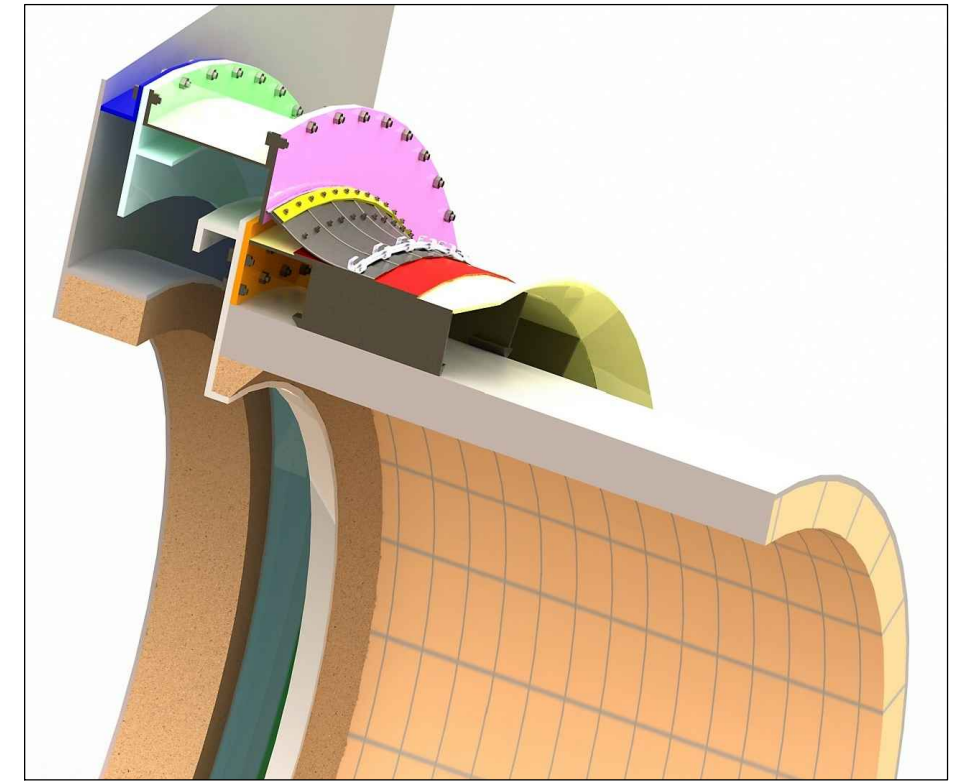


DISPOSICIÓN DEL SISTEMA DE SELLO EN CALIENTE

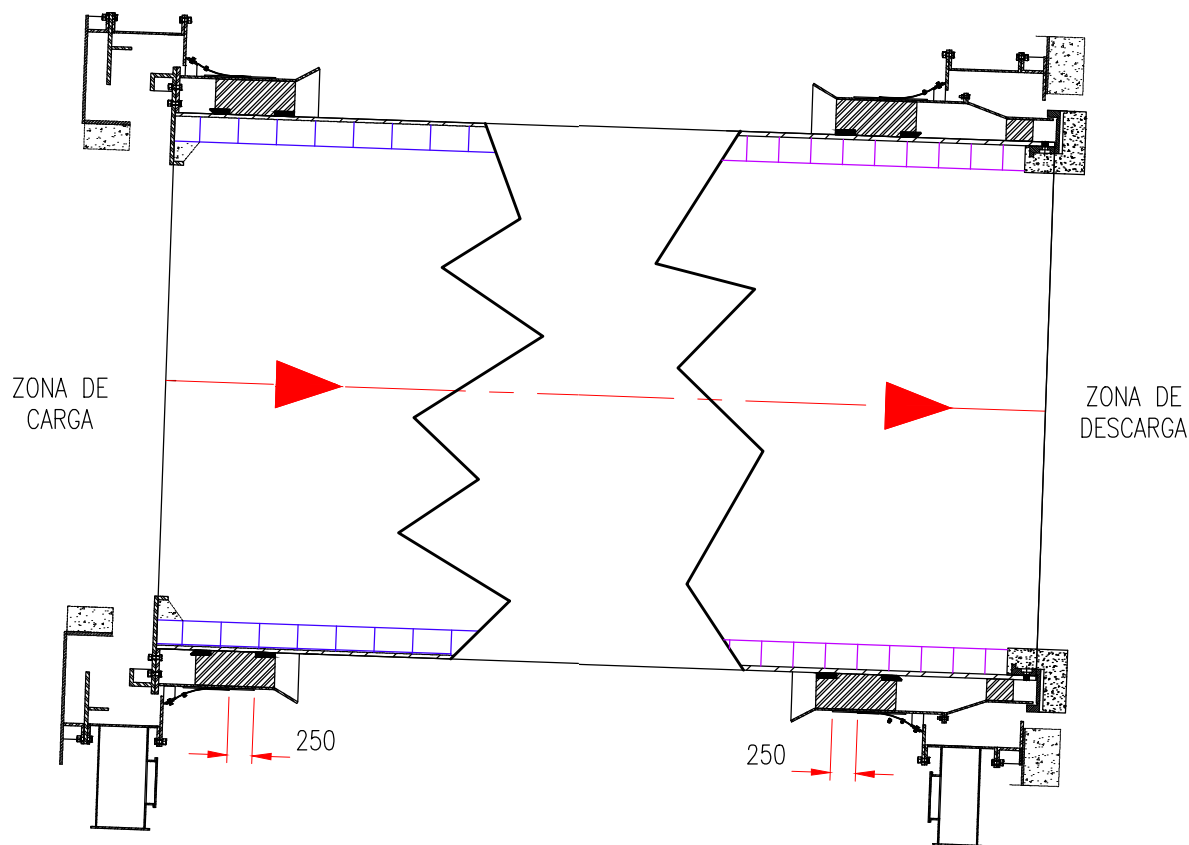
ESCALA: 1/75



SELLO DE CARGA DE MATERIAL CRUDO

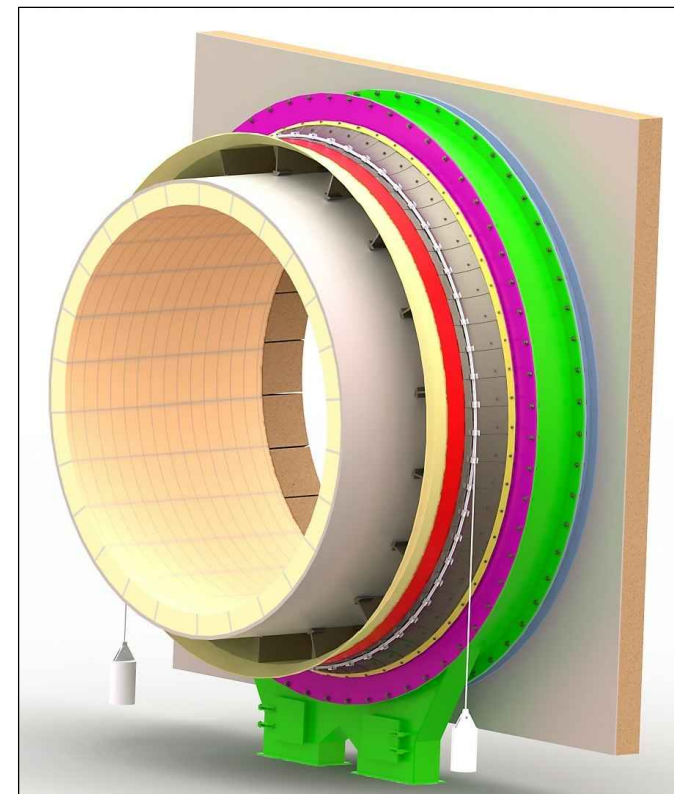


SECCIÓN EN 3D DEL SELLO DE CARGA

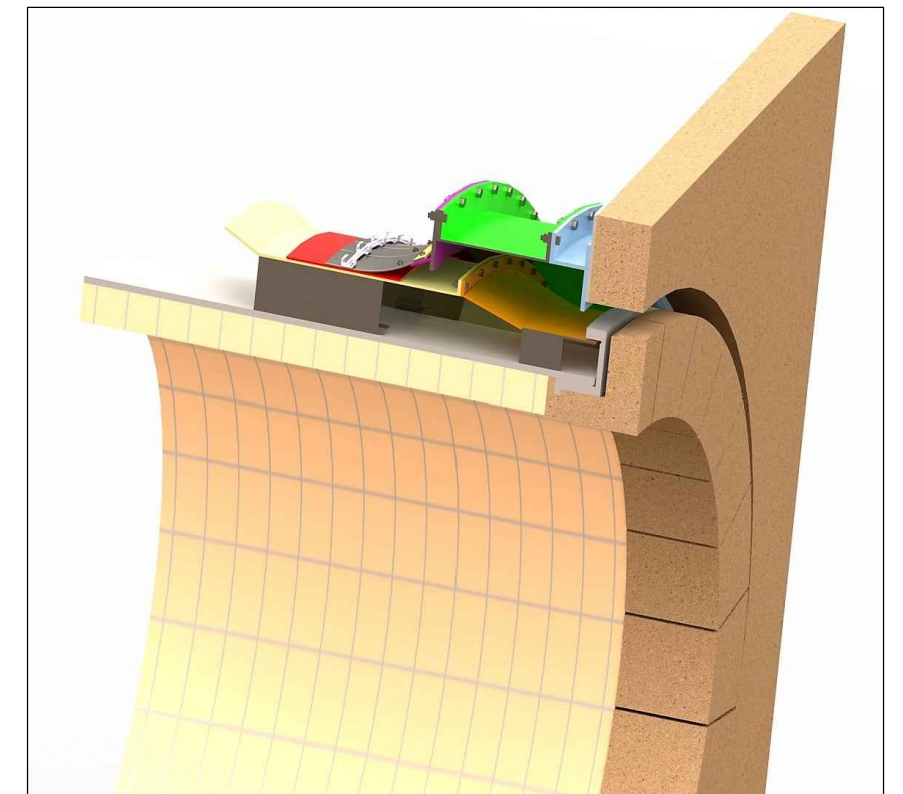


DISPOSICIÓN DEL SISTEMA DE SELLO EN FRÍO

ESCALA: 1/75



SELLO DE DESCARGA DE CLÍNKER

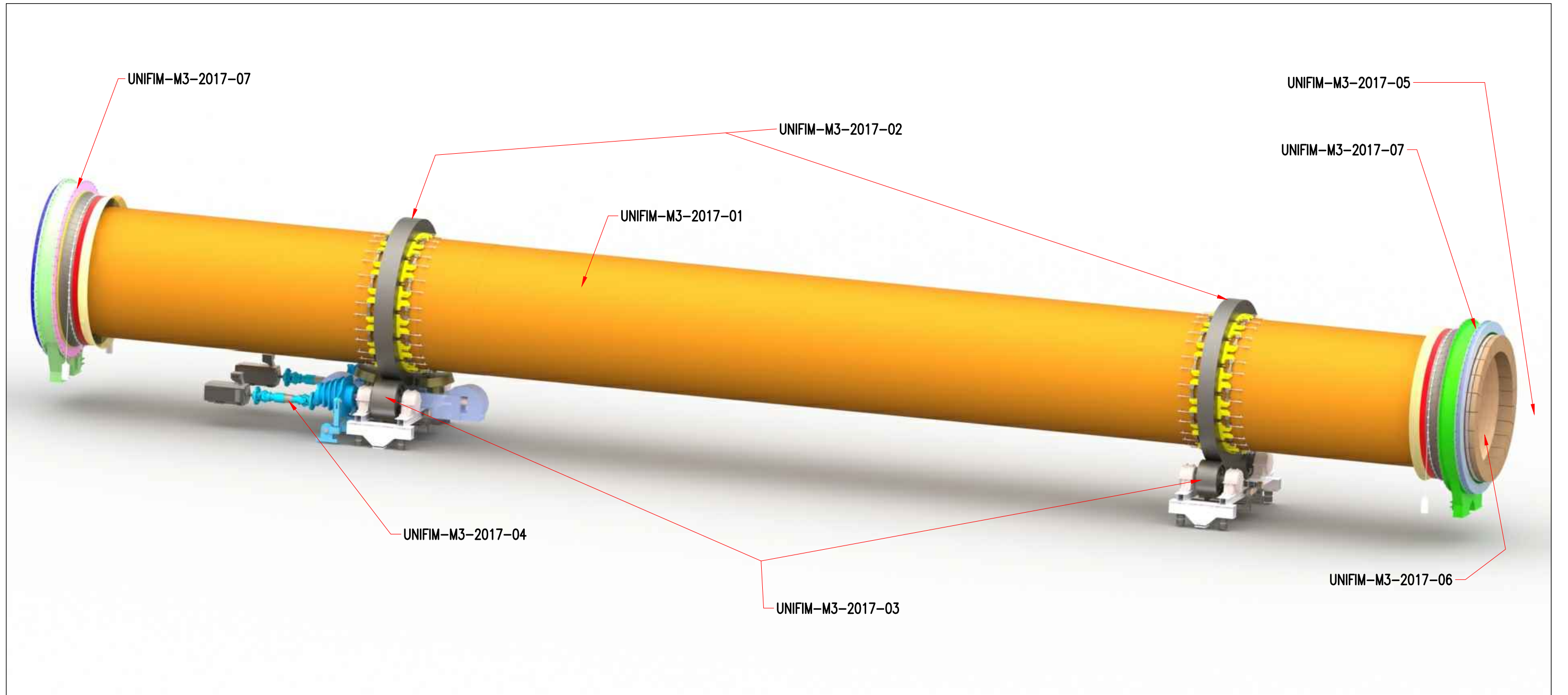


SECCIÓN EN 3D DEL SELLO DE DESCARGA

NOTA:

1. El espacio libre desde el final de contacto de la lámina y el final de la virola flotante es de 250mm.
2. Las laminillas deben ser ensambladas en el sentido de giro del horno.
3. Las laminillas deben tener 30% del area de la lámina en contacto con la pista para garantizar la eliminación de aire falso.

LIMA-PERU			DISEÑO Y CÁLCULO DE UN HORNO ROTATORIO HORIZONTAL PARA PRODUCIR 5500 TM/DÍA DE CLÍNKER PARA LA PLANTA UNACEM - ATOCONGO POR EL MÉTODO ANALÍTICO Y EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS	
	NOMBRE	FECHA		
DIBUJADO	J.CHINO	NOVIEMB.-2017		
DISEÑADO	J.CHINO	NOVIEMB.-2017		
REVISADO	ASESOR	NOVIEMB.-2017		
APROBADO	ASESOR	NOVIEMB.-2017		
ESCALA:	FORMATO:	N° PLANO:	REV:	
Indicada	A3	UNIFIM-M3-2017-07		

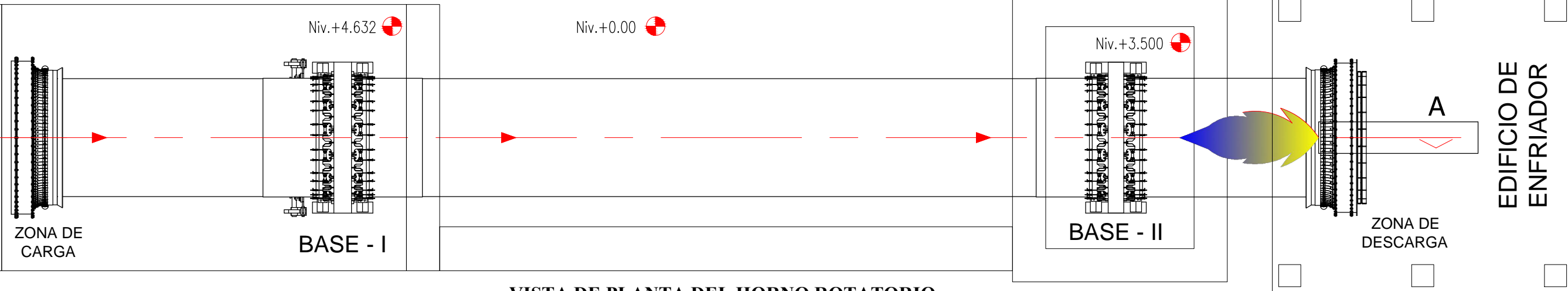


ISOMÉTRICO DEL HORNO ROTATORIO 3D

LIMA-PERU		DISEÑO Y CÁLCULO DE UN HORNO ROTATORIO HORIZONTAL PARA PRODUCIR 5500 TM/DÍA DE CLÍNKER PARA LA PLANTA UNACEM - ATOCONGO POR EL MÉTODO ANALÍTICO Y EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS	
	NOMBRE	FECHA	
DIBUJADO	J.CHINO	NOVIEMB.-2017	
DISEÑADO	J.CHINO	NOVIEMB.-2017	
REVISADO	ASESOR	NOVIEMB.-2017	
APROBADO	ASESOR	NOVIEMB.-2017	
ESCALA:	Indicada	FORMATO:	A3
		N° PLANO:	UNIFIM-M3-2017-08
		REV:	○ ⊕ ⊞

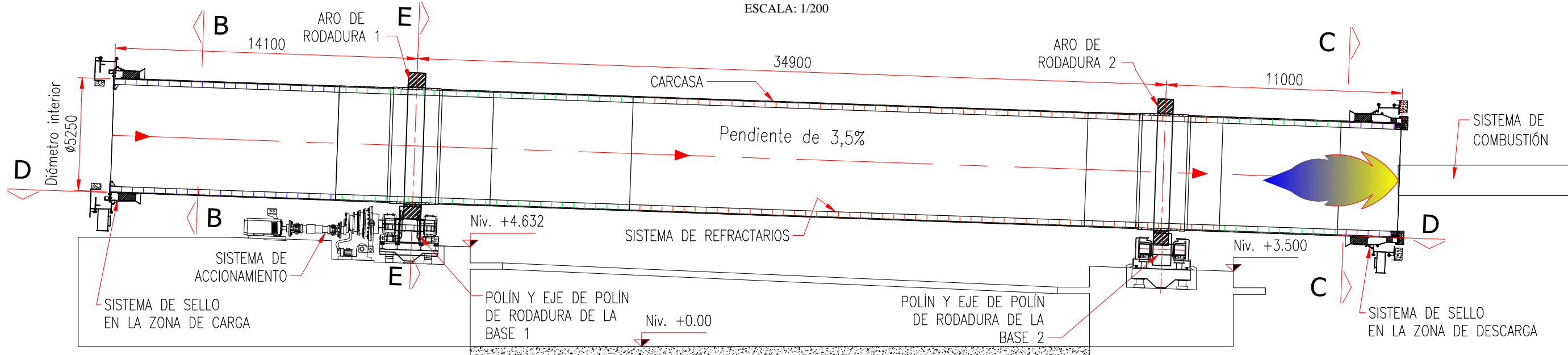
TORRE
PRECALENTADOR

EDIFICIO DE
ENFRIADOR



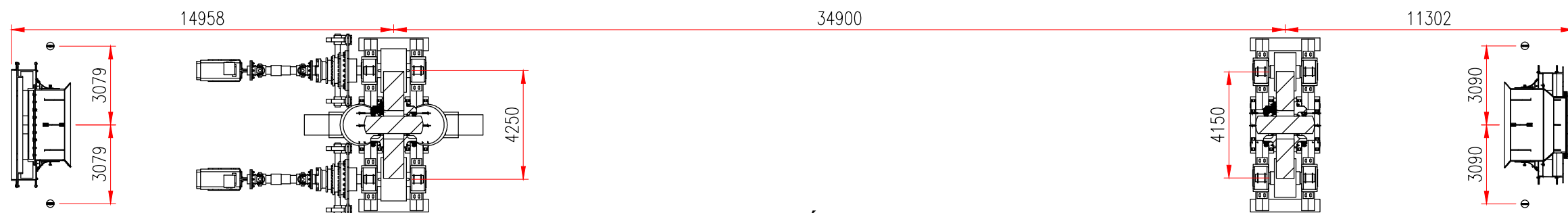
VISTA DE PLANTA DEL HORNO ROTATORIO

ESCALA: 1/200



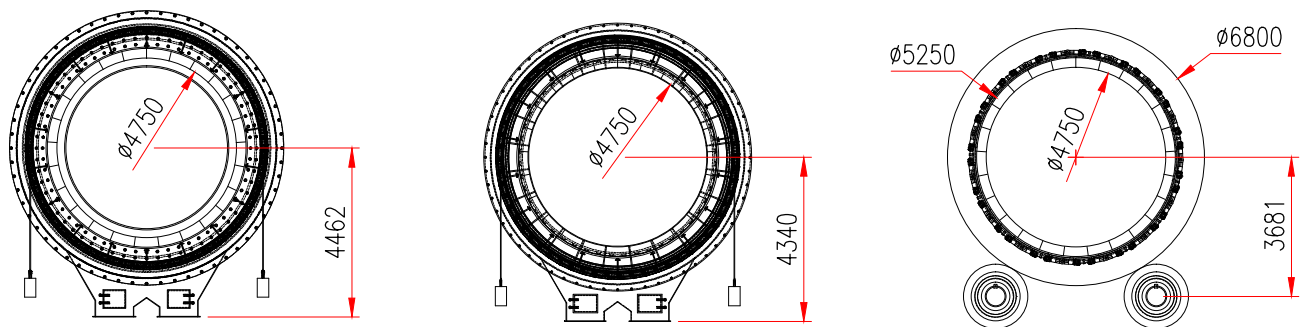
SECCIÓN A-A

ESCALA: 1/200



SECCIÓN D-D

ESCALA: 1/200



SECCIÓN B-B

ESCALA: 1/200

SECCIÓN C-C

ESCALA: 1/200

SECCIÓN E-E

ESCALA: 1/200

NOTA:

1. Todas las medidas presentadas estan en milímetros.
2. Los niveles indicados estan en metros.
3. La disposición de los sistemas auxiliares es referencial.
4. La temperatura ambiente es de 15 °C.

LIMA-PERU			DISEÑO Y CÁLCULO DE UN HORNO ROTATORIO HORIZONTAL PARA PRODUCIR 5500 TM/DÍA DE CLÍNKER PARA LA PLANTA UNACEM - ATOCONGO POR EL MÉTODO ANALÍTICO Y EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS				
	NOMBRE	FECHA					
DIBUJADO	J.CHINO	MARZO-2018	ARREGLO GENERAL DEL HORNO ROTATORIO HORIZONTAL DE 5.25MTS x 60 METROS				
DISEÑADO	J.CHINO	MARZO-2018					
REVISADO	ASESOR	MARZO-2018					
APROBADO	ASESOR	MARZO-2018					
ESCALA:	Indicada	FORMATO:	A3	N° PLANO:	UNIFIM-M3-2017-09	REV:	