



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

Cálculo de un horno tipo Batch

INFORME DE ACTIVIDADES PROFESIONALES

Que para obtener el título de

Ingeniero Mecánico

P R E S E N T A

Yidel Mariano Mendoza Flores

ASESOR DE INFORME

Dr. Adrián Espinosa Bautista



Ciudad Universitaria, Cd. Mx., 2025



**PROTESTA UNIVERSITARIA DE INTEGRIDAD Y
HONESTIDAD ACADÉMICA Y PROFESIONAL
(Titulación con trabajo escrito)**



De conformidad con lo dispuesto en los artículos 87, fracción V, del Estatuto General, 68, primer párrafo, del Reglamento General de Estudios Universitarios y 26, fracción I, y 35 del Reglamento General de Exámenes, me comprometo en todo tiempo a honrar a la institución y a cumplir con los principios establecidos en el Código de Ética de la Universidad Nacional Autónoma de México, especialmente con los de integridad y honestidad académica.

De acuerdo con lo anterior, manifiesto que el trabajo escrito titulado CALCULO DE UN HORNO TIPO BATCH que presenté para obtener el título de INGENIERO MECÁNICO es original, de mi autoría y lo realicé con el rigor metodológico exigido por mi Entidad Académica, citando las fuentes de ideas, textos, imágenes, gráficos u otro tipo de obras empleadas para su desarrollo.

En consecuencia, acepto que la falta de cumplimiento de las disposiciones reglamentarias y normativas de la Universidad, en particular las ya referidas en el Código de Ética, llevará a la nulidad de los actos de carácter académico administrativo del proceso de titulación.

YIDEL MARIANO MENDOZA FLORES
Número de cuenta: 396075228

Contenido

1. Introducción	1
1.1. Objetivo	1
2. Antecedentes	1
2.1. Antecedentes históricos.....	1
2.2. Antecedentes comerciales	2
3. Definición del problema	3
4. Definición de Horno térmico tipo Batch	3
5. Contexto de la participación profesional	4
6. Memorias del Cálculo.....	5
6.1 Hogar: Diseño geométrico	5
6.1.1. Longitud	6
6.1.2. Alto.....	7
6.1.3. Profundidad	8
6.2. Carga térmica	10
6.2.1. Calor en las probetas	10
6.2.2. Calor absorbido por el medio (volumen de aire en el hogar).....	10
6.2.3. Calor transferido a la fibra térmica	12
6.2.4. Calor emitido por radiación	12
6.2.5. Calor transferido al piso.....	13
6.2.6. Entrada bruta total de calor.....	13
6.2.7. Diagrama de Sankey del flujo térmico neto.....	14
6.2.8. Eficiencia del horno.....	14
6.2.9. Capacidad térmica del quemador industrial.....	14
6.2.10. Selección del quemador.....	15
6.2.11. Relación estequiométrica de mezcla	15
6.2.12. Llama oxidante ⁷	16
6.2.13. Selección del turboventilador	17
6.2.14. Tamaño nominal de tubería.....	20
6.2.15. Ruteado geométrico del sistema de combustión ⁹	22
6.3. Análisis estructural	23
6.3.1. Cajón.....	24

6.3.2. Portería	31
6.4. Cálculo mecánico.	44
6.4.1. Potencia electromotriz.	45
6.4.2. Diámetro de las flechas.	47
6.4.3. Cadena de Transmisión.	50
6.4.4. Carga pneumática.....	53
6.4.5. Limitador de torque.	57
6.4.6. Pernos de izaje.	60
7. Resultados	65
7.1. Informe de trabajo profesional	65
7.2. Corpus técnico.....	65
8. Comentarios	66
9. Conclusiones	66
10.Desarrollos futuros.....	68
11.Notas	70
12.Bibliografía	71
13.Anexos.....	72
13.1. Muestra fotográfica	72
13.2. Fichas técnicas	76
13.2.1. Eclipse ThermJet Burners. TJ0150 Datasheet	76
13.2.2. MaxWool Colcha de fibra cerámica	76
13.2.3. Eclipse Thermjet Burners. Brochure	76
13.2.4. Eclipse SMJ Series. SMJ Blowers	76
13.2.5. SEW EuroDrive. Product Information	76
13.2.6. SKF PHC 100H-1x5MTS.....	76
13.2.7. FESTO. Cilindro normalizado: DSBC-32-100-PPVA-N3.....	76
13.2.8. Cross & Morse. Torque Limiters	76
13.2.9. Martin. Embrague Limitador de Torque. Secc. E-9/10	76

Abba, gracias.
Mamá lo logramos.
Shair mi influencia académica y profesional.

¡Me cachis piachis!

Ing. Benjamín Félix Núñez Orozco.

1. Introducción

En el presente informe muestro como conformé una guía técnica de las principales etapas constructivas de un equipo térmico industrial, como base teórica necesaria para manufacturarlo. Desde la etapa temprana de requisición (requerimientos técnicos del cliente final) hasta el diseño último para entrega y la propuesta técnica comercial de un equipo tipo.

Las cuales ya cuentan con las descripciones generales y memorias de cálculo que desarrollé para los principales sistemas del equipo: sistema de combustión, sistema mecánico y sistema estructural.

1.1. Objetivo

- 1.1.1. Presentar este documento como Informe de Trabajo Profesional como requisito para obtener el título de Ingeniero en Mecánica.
- 1.1.2. Presentar el corpus técnico de memorias de cálculo principales necesarias para calcular un horno térmico tipo, (bach de media temperatura) divididas en tres bloques principales.
 - 1.1.2.1. El cálculo de la carga térmica.
 - 1.1.2.2. El cálculo estructural del horno.
 - 1.1.2.3. El cálculo mecánico de elementos motrices.

2. Antecedentes

2.1. Antecedentes históricos

La empresa “Hornos Térmicos”, así referida a partir de este momento en adelante por cuestiones de confidencialidad. Se dedica a la venta y fabricación de equipos termo industriales, siendo hoy el producto principal los hornos térmicos de baja y media temperatura tipo Batch.

En sus albores, la empresa “Hornos Térmicos” fabricaba pequeñas muflas de tratamiento térmico, estufas para ensaye en laboratorios y quemadores para gas y diésel. Más adelante las necesidades crecientes de la industria impulsaron a “Hornos Térmicos” en la creación de hornos industriales para producción continua, por lotes o intermitentes¹.

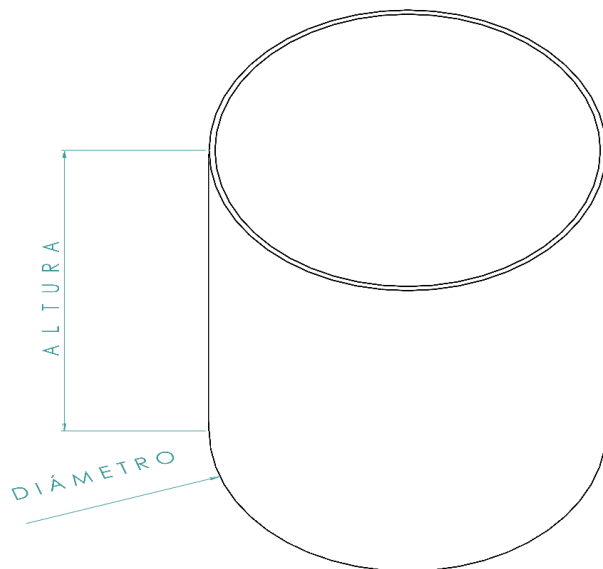
En su propio contexto histórico de desarrollo empresarial, la corporación comenzó a presentar un “declive” de personal capaz de desarrollar la ingeniería necesaria para crear su propia tecnología. La falta de renovación de personal, correcta capacitación de este, envejecimiento, jubilaciones y malas prácticas de la propiedad intelectual, entre otros factores, como la escisión interna de capital, resultó en la pérdida constante del “arte de elaboración” (*know-how*) de equipos termo industriales, siendo la fuga de la ingeniería para el desarrollo de la tecnología térmica, el principal obstáculo que hoy día afronta la empresa.

2.2. Antecedentes comerciales

Por razones de privacidad y resguardo de los procesos termo industriales propios de su ramo, al usuario final se le será referido a partir de este momento en adelante solo como “el cliente” y su producto será tratado de manera genérica como “probetas de acero”.

“El cliente” solicitó un equipo termo industrial con el objetivo de hacer tratamientos térmicos de precalentado de acero, propio de su giro y oferta comercial, que cubriera las siguientes características:

1. Temperatura en muestra. $T(^{\circ}\text{C}) = 400^{\circ}$
2. Tiempo de residencia. $t(\text{hr}) = 2$
3. Masa total por calentar. $m(\text{ton}) = 8.0$
4. Tipo de combustible: gas natural
5. Dimensiones de la probeta. (mm). Ver figura Fig. 2.1.



h (m) \ ø (m)	1.5	1.6	1.7
1.4	x	x	x
1.5		x	x
1.6		x	x
1.7			x

Tabla.2.1. Tamaño de probetas del cliente

Fig. 2.1. Muestra representativa de los principales tamaños de las probetas del cliente, las cuales ya consideran una altura de rack de montaje de 500 mm.

3. Definición del problema

Actualmente la empresa “Hornos Térmicos” no cuenta con las memorias de cálculo de proyectos previos que se han desarrollado, dejando así el diseño, selección y requerimientos del cliente en un proceso “artesanal”, o empleando el “juicio ingenieril”, es decir, reciclando componentes y/o diseños probados en proyectos anteriores, haciendo actualizaciones o adecuaciones de menores a mayores en la tecnología ya instalada en planta del usuario final, teniendo en algunos casos aislados como referente datos tabulados, en otros, fotos, planos e información de proyectos anteriores semejantes a la aplicación final.

Convirtiendo cada nueva licitación en una fuente constante de desavenencias y retrasos técnicos por falta de una metodología y logística ingenieril referente a las memorias de cálculo para la correcta selección y dimensionamiento de equipos y componentes de cada proyecto. Solucionando dichos problemas con la compra de información o prestación de servicios externos; auditores, técnicos, profesionistas, autónomos, subcontrataciones, destajo en general e incluso la incorporación temporal de “mano artesanal calificada”.

4. Definición de Horno térmico tipo Batch

Los equipos térmicos industriales son instrumentos que emplean energía calorífica para alcanzar temperaturas de proceso sobre una serie de productos. Estos se clasifican en diferentes categorías en función del proceso industrial que integran, al rango de temperatura de operación, al tipo de industria en el que se emplean o al tipo de producción que generan.

En este caso el Horno tipo Batch, algunas veces también llamado tipo *walking closet* o tipo caja, como se también se les conoce, es un equipo termo industrial utilizado para corridas discretas de producción, cuenta con una cámara de calefacción, u hogar, que se diseña para alojar la cantidad de producto deseado.

Se entiende por producción discreta a un lote marginal, al que se le eleva la temperatura hasta alcanzar el perfil térmico de una curva característica de aplicación, propia de las necesidades de cada proceso. De tal modo que el hogar aloja solo la cantidad de producto marginal de diseño, hasta cumplir el tratamiento térmico deseado, y posteriormente tras cubrir el perfil de curva deseado, el Horno tipo caja abre sus accesos para retirar el producto y recibir una nueva tanda de producto.

La diferencia principal que tiene este horno respecto a otros es que el tipo de producción es discreto o marginal, una cantidad invariable en cada unidad de tiempo, mientras que hornos de tipo producción continua, u hornos tipo túnel, están diseñados para producir de manera constante grandes lotes de producto, con la opción de variar la tasa de producción, por medio de transportadores aéreos, de piso o de bandas de manera ininterrumpida.

5. Contexto de la participación profesional

Colaboré en el proceso de la fabricación de un horno industrial, desde las etapas iniciales de diseño, hasta la elaboración de los planos técnicos de fabricación y el proceso de entrega – recepción del equipo en las instalaciones del cliente. Participé en la supervisión constante del personal técnico en el taller de fabricación, elaboré reportes internos/externos de avance del proyecto y recolecté evidencia fotográfica durante la construcción del Horno. (En la sección de Anexos incorporé una pequeña muestra fotográfica de la construcción del Horno tipo Batch. Cortesía de la empresa “Hornos Térmicos”. (Consultar la sección 13.1. Muestra fotográfica)

Entre las actividades en las que directamente me desenvolví enumero las siguientes:

- 5.1. Participé en el dimensionamiento global del equipo térmico.
(Consultar sección 6.1. Hogar: Diseño geométrico)
- 5.2. Elaboré el cálculo térmico y ayudé en el diseño del tren de válvulas.
 - 5.2.1. Realicé la memoria de cálculo de la capacidad térmica del horno.
(Consultar sección 6.2. Carga Térmica)
 - 5.2.2. Ayudé a estimar las dimensiones del sistema de combustión; tamaño de válvulas y diámetros de las líneas del sistema de combustión.
(Consultar la sección 6.2.14. Tamaño nominal de tubería)
 - 5.2.3. Propuse la geometría general del sistema de combustión; el cual consiste en el tren de válvulas de gas y el tren de válvulas de aire de combustión.
(Consultar la sección 6.2.15. Ruteado geométrico del sistema de combustión)
- 5.3. Elaboré la aproximación teórica del dimensionamiento del acero estructural del cuerpo del Horno, en este apartado también capturé los pesos teóricos de los componentes principales del cuerpo; acero estructural, charolería y aislante térmico.
(Consultar la sección 6.3. Análisis estructural)
- 5.4. Determiné el peso de la compuerta del horno, dato importante para calcular la potencia del equipo electromotriz, así como el diseño de otros elementos de transmisión, como cadena y flechas. (Consultar Fig. 6.19. Modelo puerta)
- 5.5. Elaboré los planos constructivos para fabricación, y los planos comerciales de ingeniería conceptual para el cliente, también dibujé los planos de maniobras y desembarque en las instalaciones del cliente. (No incluidos, propiedad de “Hornos térmicos”)
- 5.6. Realicé la distribución de anclas térmicas para sostener el aislante térmico.

- 5.7. Dibujé planos de fabricación de piezas especiales, no convencionales.
(No incluidos, propiedad de “Hornos térmicos”)
- 5.8. Hice el desglose y cuantificación de las listas de materiales².
- 5.9. Realicé el diagrama de flujo de la operación del sistema de combustión, el cual explica el funcionamiento de los permisos de seguridad. (No incluidos)
- 5.10. Incorporé las memorias de cálculo de los principales elementos mecánicos.
(Consultar sección 6.4. Cálculo mecánico).
- 5.11. Realicé los análisis dinámicos de movimiento de la puerta.
- 5.12. Realicé los diagramas unifilares eléctricos³ y de distribución del tablero de control.
(No incluidos, propiedad de “Hornos térmicos”)

6. Memorias del Cálculo

6.1 Hogar: Diseño geométrico

El recinto térmico es aquel lugar en donde se lleva a cabo el proceso de transferencia de calor, comúnmente llamado hogar, su principal característica además de ser la zona caliente del horno, es el de su capacidad volumétrica de espacio disponible. Esencialmente para geometrías regulares tipo cuadrangulares, basta con dimensionar el alto, largo y ancho.

Estas dimensiones siguen los requerimientos técnico – comerciales del cliente con base en su nivel de producción deseado, o número de muestras por evento de proceso térmico.

En este caso, el cliente solicitó un hogar con la capacidad de alojar por lo menos tres piezas de su producto por proceso térmico. Con este criterio estimé como límite superior de diseño, el evento en el que el cliente pudiera ingresar un lote de 3 probetas de las máximas dimensiones presentadas: 1.7 ϕ x 1.7h (m). Ver figura Fig. 2.1., y Tabla. 2.1. Pues esta selección garantiza que cualquier combinación por debajo de las dimensiones de mayor capacidad sería alojada correctamente en el hogar del horno.

6.1.1. Longitud

En el caso de que las piezas estén alineadas y en contacto una a lado de otra:

$$\ell_{\min} = NP * \phi_{Max} + 2h_1$$

$$\ell_{\min} = (3 \text{ pieza}) \left(1.7 \frac{m}{\text{pieza}} \right) + 2(0.20m) = 5.5 \text{ m}$$

Donde: $\ell_{\min}$ = longitud mínima del hogar en m.
NP = Número de piezas en cada lote en pzas/lote.
 ϕ_{Max} = Diámetro de la pieza más grande en m/pza.
 h_1 = holgura a los extremos del arreglo en m.

En el caso de que las piezas estén alineadas y tengan un margen de separación entre ellas:

$$\ell_{\text{diseño}} = \ell_{\min} + 2h_1$$

$$\ell_{\text{diseño}} = 5.5 \text{ m} + 2(0.20m) = 5.9 \text{ m}$$

Donde: $\ell_{\text{diseño}}$ = longitud de diseño del hogar, en m.
 h_1 = holgura entre las piezas, en m.
Ver figura Fig. 6.1.

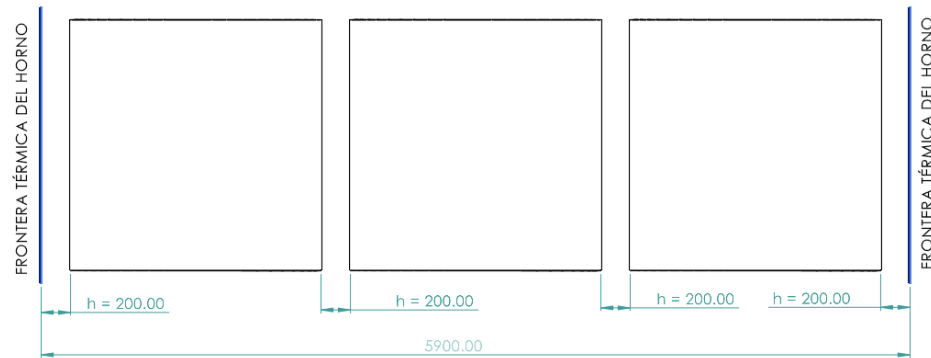


Fig. 6.1. Espacio u holgura de 200 mm, entre cada probeta de 1700 mm ϕ .

6.1.2. Alto

Para el caso de determinar la altura del hogar del horno, escogí de igual manera, la probeta con la mayor altura de la tabla de muestras proporcionada por el cliente. Ver Tabla. 2.1.

$$a = h + 2 h_2$$

$$a = 1.7 \text{ m} + (0.2\text{m}) = 1.9 \text{ m} \approx 2.0 \text{ m}$$

Donde: a = altura del hogar del horno en m.
 h = altura de la probeta del cliente en m. Ver tabla Tab. 2.1.
 h_2 = holgura superior de la probeta en m.

Se considera la holgura superior, como al claro comprendido entre la cresta de la probeta y la distancia al aislante u frontera térmica del horno. Ver figura Fig. 6.2.

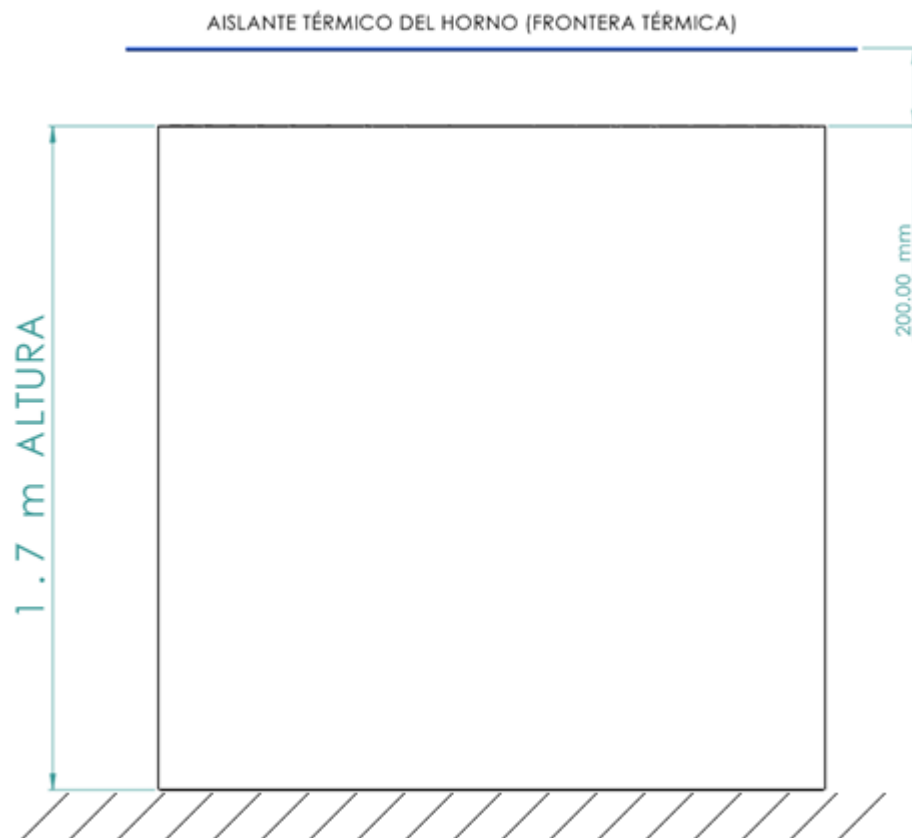


Fig. 6.2. Espacio u holgura de 200 mm, entre la cresta de probeta de 1700 mm de altura y el aislante del horno.

6.1.3. Profundidad

El ancho del horno se determina dando el doble de holgura por frente y por detrás, con el objetivo de absorber con esta tolerancia el espacio que necesitan las uñas del montacargas del cliente, para desplazar y descargar las probetas en el hogar.

Ver figura Fig. 6.3.

$$p = 2h_3 + 2h_3 + \phi_{Max}$$

$$p = 2(0.20m) + 2(0.20m) + (1.7m) = 2.5m$$

Donde: p = profundidad mínima del hogar en m.
 h_3 = holgura anterior y posterior de las piezas en m.
 ϕ_{Max} = Diámetro de la pieza más grande en m/pza.

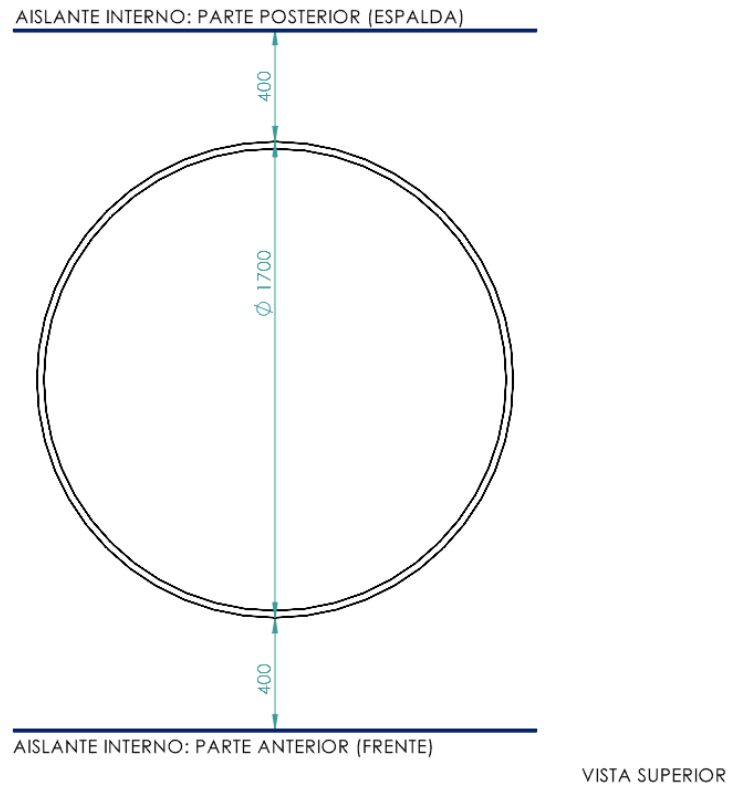


Fig. 6.3. Espacio u holgura de dos veces 200 mm, anterior y posterior entre la probeta de 1700 mm de ϕ y el aislante del horno.

Por tanto, las dimensiones mínimas del hogar del horno quedan establecidas como a continuación sigue:

5.9 m. largo x 2 m. alto x 2.5 m. profundidad. Ver figuras Fig. 6.4., y 6.5.

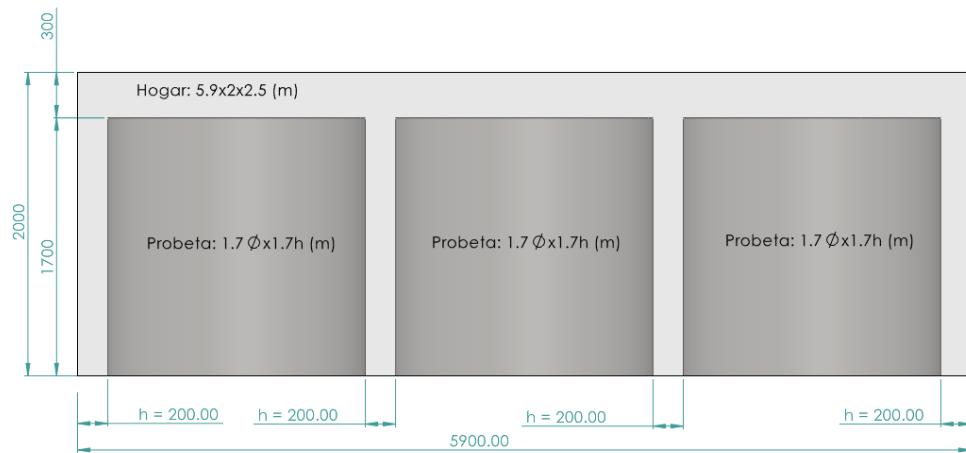


Fig. 6.4. Representación esquemática del Hogar como volumen de control.

Finalmente, con las dimensiones que calculé fueron empleadas como cotas base de diseño del tamaño final del cajón del horno.

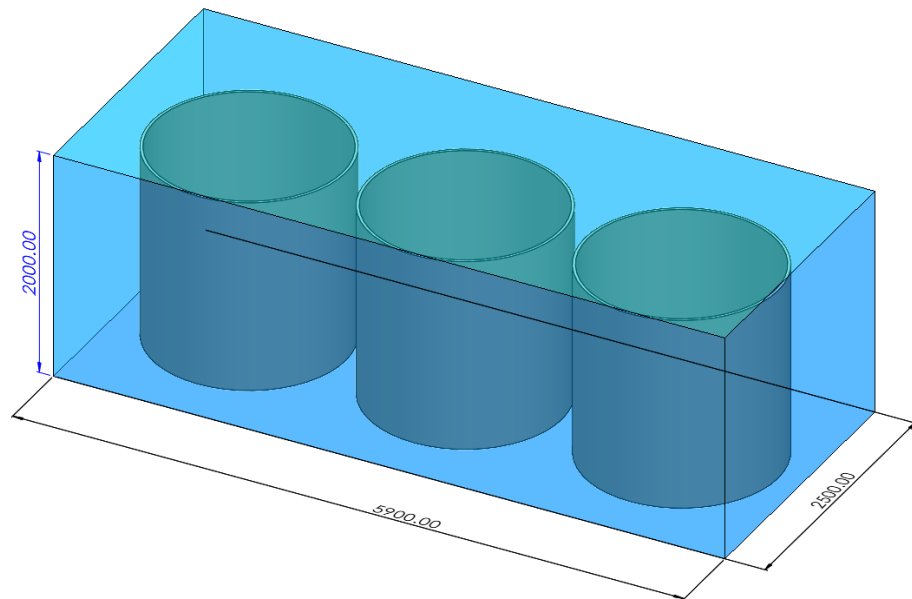


Fig. 6.5. Isométrico del hogar del horno.

6.2. Carga térmica

La carga térmica es el primer parámetro de diseño que busqué para determinar la capacidad de los quemadores instalados en el cuerpo del horno.

6.2.1. Calor en las probetas

La cantidad de calor de las probetas es el requerido por las condiciones de operación solicitadas por el cliente, sin embargo por indicaciones de gerencia consideré una sobre temperatura de diseño de 500 C, que obedece a la experiencia adquirida a lo largo del tiempo, en el cual se ha corroborado en la práctica, el uso sobre estimado de los equipos térmicos por parte del personal ingenieril de operación de la planta del cliente. Este parámetro lo obtuve a partir de la expresión del calor específico (Çengel, 2007):

$$\dot{Q}_p = \frac{mc_p\Delta T}{t} \quad (1)$$

Donde: $\dot{Q}_p$ = Calor en el producto, en btu/hr
 m = masa total, en lb
 c_p = calor específico del producto, en btu/lb·R
 ΔT = rampa de temperatura de operación, en R
 t = tiempo de residencia, en hras

$$\dot{Q}_p = \frac{8000 \text{ kg} \left(\frac{2.2 \text{ lb}}{1 \text{ kg}} \right) \cdot 0.163 \frac{\text{Btu}}{\text{lb} \cdot \text{R}} \cdot (1392 \text{ R})}{2 \text{ hrs}} = 1'996\,684.8 \text{ Btu/hr}$$

6.2.2. Calor absorbido por el medio (volumen de aire en el hogar)

La cantidad de calor que el medio absorbe es la energía necesaria para calentar el aire dentro del hogar, ésta la determiné también con la expresión del calor específico, aplicada a los principales elementos circundantes: el oxígeno y el nitrógeno, por medio de la ecuación:

$$\dot{Q}_m = (m_{O_2}c_{O_2} + m_{N_2}c_{N_2}) \frac{\Delta T}{t} \quad (1.1)$$

Donde: $\dot{Q}_m$ = Calor desprendido al medio, en btu/hr
 m_{O_2} = masa de oxígeno en el hogar, en kg
 m_{N_2} = masa de nitrógeno en el hogar, en kg
 c_{O_2} = calor específico del oxígeno, en kJ/kg·K
 c_{N_2} = calor específico del nitrógeno, en kJ/kg·K

La masa del aire la determiné a partir del tamaño del hogar, es decir, el volumen que ocupa, estos parámetros los calculé bajo condiciones medioambientales de presión y temperatura locales del sitio de operación final del horno Batch. Ver Tabla. 6.1.

Locación	Ciudad de Monterrey, México.
Año de puesta en operación	2017
Temperatura anual mínima registrada	0 C (~273 K)
Temperatura anual promedio registrada	23.8 C (~297 K)
Presión histórica media asociada	1018.6 hPa (~1 atm)
Volumen del hogar (5.9mx2mx2.5m)	29.5 m ³

Tabla. 6.1. Condiciones locales medioambientales. Estadísticas tomadas del CENAM.

Determiné la proporción teórica correspondiente a cada elemento presente, tomando como base el nitrógeno atmosférico⁴, en su fracción volumétrica:

O₂: 21% - Cantidad de oxígeno en el aire

N₂: 79% - Cantidad de nitrógeno en el aire

$$V_{O_2} = V_h \cdot O_2 = 29.5 \text{ m}^3 \cdot 0.21 = 6.195 \text{ m}^3 = 6\,195 \text{ l}$$

$$V_{N_2} = V_h \cdot N_2 = 29.5 \text{ m}^3 \cdot 0.79 = 23.305 \text{ m}^3 = 23\,305 \text{ l}$$

Donde: V_{O_2} = Volumen presente en el hogar de oxígeno en m³
 V_{N_2} = Volumen presente en el hogar de nitrógeno en m³
 V_h = Volumen del hogar en m³
 O_2 = Porcentaje de oxígeno teórico
 N_2 = Porcentaje de nitrógeno teórico.

Hallé la cantidad de masa del oxígeno y del nitrógeno.

Ley de los gases ideales (Chang, 2002):

$$P \cdot V = n \cdot R \cdot T \Rightarrow P \cdot V = \frac{m}{M} \cdot R \cdot T \quad (2)$$

Donde: P = Presión en atm.
 V = Volumen en l.
 n = cantidad de sustancia (gas) mol.
 R = Contante universal de los gases. ~0.082 atm·l/mol·K
 T = Temperatura en K
 M = Masa molar en g/mol
 m = masa en g

De la ley de los gases ideales expresada en función de su masa y masa molar despejé la masa, y obtuve la cantidad de oxígeno y nitrógeno en el hogar.

$$m_{O_2} = \frac{P \cdot V_{O_2} \cdot M_{O_2}}{R \cdot T} = \frac{1 \text{ atm} \cdot 6195 \text{ l} \cdot 32 \frac{\text{g}}{\text{mol}}}{0.082 \frac{\text{atm} \cdot \text{l}}{\text{mol} \cdot \text{K}} \cdot 273 \text{ K}} = 8855.5 \text{ g} \quad (2.1)$$

$$m_{N_2} = \frac{P \cdot V_{N_2} \cdot M_{N_2}}{R \cdot T} = \frac{1 \text{ atm} \cdot 23305 \text{ l} \cdot 28 \frac{\text{g}}{\text{mol}}}{0.082 \frac{\text{atm} \cdot \text{l}}{\text{mol} \cdot \text{K}} \cdot 273 \text{ K}} = 29\,149.5 \text{ g} \quad (2.2)$$

$$\begin{aligned} \therefore \dot{Q}_m &= (m_{O_2} c_{O_2} + m_{N_2} c_{N_2}) \frac{\Delta T}{t} \\ &= (8.85 \text{ kg}_{O_2} \cdot 1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}_{O_2} \cdot \text{K}} + 29.15 \text{ kg}_{N_2} \cdot 1.1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}_{N_2} \cdot \text{K}}) \left(\frac{500 \text{ K}}{2 \text{ hrs}} \right) \\ \dot{Q}_m &= 10\,229 \frac{\text{kJ}}{\text{hrs}} = 9695.2 \text{ Btu/hra} \end{aligned}$$

6.2.3. Calor transferido a la fibra térmica

El hogar del horno se recubre con un aislante para impedir la fuga del calor al exterior, atrapándolo dentro de sí, esta energía la obtuve a partir de las guías de ingeniería del proveedor, por medio de la expresión (Eclipse, 2004):

$$\dot{Q}_f = A_i \cdot \frac{HS}{t} \quad (3)$$

$$\dot{Q}_f = \{2[(2 \times 2.5) \text{ m}^2 + (2 \times 5.9) \text{ m}^2] + (5.9 \times 2.5) \text{ m}^2\} \left(\frac{1 \text{ ft}}{0.3048 \text{ m}} \right)^2 * \frac{653 \frac{\text{Btu}}{\text{ft}^2}}{2 \text{ hrs}}$$

$$\dot{Q}_f = 169\,922.0 \text{ Btu/hr}$$

Donde: Q_s = Calor transferido al aislante, en btu/hr
 A_i = Área de la superficie interna del hogar, en ft²
 HS = Calor almacenado, en btu/ft²

6.2.4. Calor emitido por radiación

Este parámetro es el calor que se escapa a través de las puertas abiertas del horno, cada vez que un lote es reemplazado por una nueva carga a calentar. El área de exposición la supuse del tamaño de la cara frontal del hogar y la asumí como una superficie plana imaginaria de cuerpo negro, para emplear la ecuación de Stefan Boltzman (Çengel, 2007).

$$\dot{Q}_R = \sigma A_i \Delta T^4 \quad (4)$$

$$\dot{Q}_R = 5.67 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 \cdot K^4} \cdot (5.9m \cdot 2m) \cdot (673^4 - 273K^4) = 133\,538.0\,W$$

$$\dot{Q}_R = 455\,916.7\,Btu/hr$$

Donde: $\dot{Q}_R$ = Calor fugado en forma de radiación, en Btu/hr
 σ = constante de Stefan Boltzmann, en $W/m^2 \cdot K^4$
 A_i = Superficie de cuerpo negro, en m^2

6.2.5. Calor transferido al piso

El equipo térmico se instala en una cimentación especial de carácter refractario, cuando no cuenta con su piso propio, mismo que absorbe parte del calor producido. Esta energía la expresé, para el caso de un piso de concreto como a continuación se señala (ASHRAE, 2001):

$$\dot{Q}_s = A_s \cdot U \cdot \Delta T \quad (5)$$

Donde: $\dot{Q}_s$ = Calor transferido al suelo, en btu/hr
 U = Factor de pérdida de calor de sótano, en W/m^2K
 A_s = Área del piso expuesta, en m^2

$$\dot{Q}_s = (5.9m \cdot 2.5m) \left(5.7 \frac{W}{m^2 \cdot K} \right) (773 - 273)K = 42\,037.5\,W$$

$$\dot{Q}_s = 143\,521.7\,Btu/hra$$

6.2.6. Entrada bruta total de calor

Es la suma de todas las necesidades térmicas del equipo, para lograr calentar la carga, para el caso particular de la carga térmica emitida por radiación, se estima un tiempo de 20 minutos, para la apertura de puertas, según registros recogidos del tiempo operativo de extracción o inserción de nueva carga, presentado como un factor de (1/3).

$$\dot{Q}_T = \sum \dot{Q}_i = \dot{Q}_p + \dot{Q}_m + \dot{Q}_f + \dot{Q}_R + \dot{Q}_s$$

$$1'996\,684.8 + 9\,695.2 + 169\,922 + (455\,916.7)(0.3) + 143\,521.7 = 2\,456\,598.7\,btu/hr$$

6.2.7. Diagrama de Sankey del flujo térmico neto.

Elaboré el gráfico que muestra la distribución neta de calor del horno (Eclipse, 2004). Este recurso gráfico, como parte de la ingeniería conceptual que elaboré en la fase de anteproyecto, resulta útil para mostrar al cliente la eficiencia del equipo ofertado. Con esta gráfica el cliente estima la relación costo – calidad.

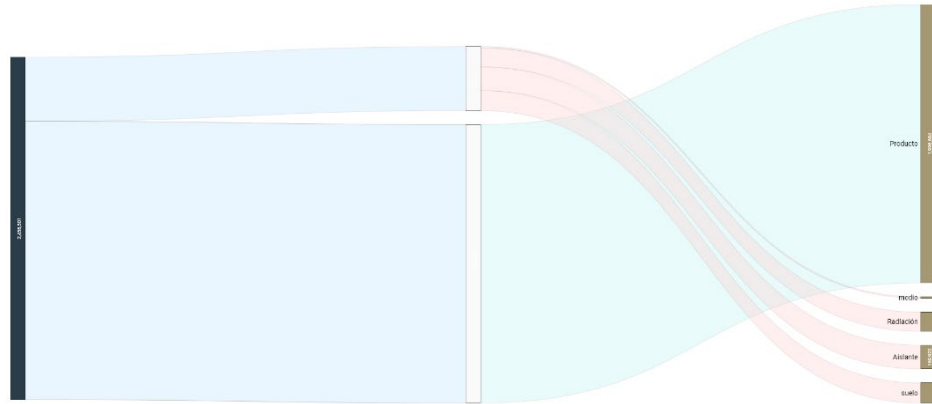


Fig. 6.6. Diagrama térmico de Sankey. En azul el total de calor disponible. En verde el calor útil, en rojo, las pérdidas.

6.2.8. Eficiencia del horno

La eficiencia⁵ térmica del equipo industrial la obtuve con la relación del calor útil en comparación con la entrada neta de calor, a partir de la ecuación de Eficiencia de Caldera (Hernández et al, 1985):

$$\eta_h = \frac{\dot{Q}_u}{\dot{Q}_T} * 100\% = \frac{1'996\ 684.8}{2'456\ 598.7} * 100\% = 81\% \quad (6)$$

Donde: η_h = eficiencia térmica del horno
 $\dot{Q}_u$ = Calor útil

6.2.9. Capacidad térmica del quemador industrial

El requerimiento térmico del equipo industrial la obtuve con la relación del calor neto total en comparación con su eficiencia térmica (Eclipse, 2004).

$$\dot{Q}_h = \frac{\dot{Q}_u}{\eta_h} = \frac{2'456\ 598.7}{0.81} = 3'032\ 837.9 \text{ Btu/hr} \quad (7)$$

Donde: $\dot{Q}_h$ = Capacidad térmica del horno

6.2.10. Selección del quemador

Hube determinado la capacidad calorífica del quemador seleccioné el equipo que cubriera la carga requerida conforme a la siguiente Tabla.6.2. [Cortesía de Eclipse ThermJet Burners By Honeywell en Información técnica: Datos técnicos – 6.1 Caudal]

Datos técnicos

Caudal			
Tipo	Máximo, BTU/h (kW) ¹	Mínimo, BTU/h (kW) ¹	Solo TJ: mínimo, caudal de aire constante, BTU/h (kW) ¹
	Media y alta velocidad		
TJ0015/TJPCA0015	150.000 (40)	15.000 (4)	3.750 (1)
TJ0025/TJPCA0025	250.000 (67)	25.000 (7)	6.250 (2)
TJ0040/TJPCA0040	400.000 (107)	40.000 (11)	10.000 (3)
TJ0050/TJPCA0050	500.000 (133)	50.000 (13)	10.000 (3)
TJ0075/TJPCA0075	750.000 (200)	75.000 (20)	15.000 (4)
TJ0100/TJPCA0100	1.000.000 (267)	100.000 (26)	20.000 (5)
TJ0150/TJPCA0150	1.500.000 (400)	150.000 (40)	30.000 (8)
TJ0200/TJPCA0200	2.000.000 (533)	200.000 (53)	40.000 (11)
TJ0300/TJPCA0300	3.000.000 (800)	300.000 (79)	60.000 (16)
TJ0500/TJPCA0500	5.000.000 (1333)	500.000 (132)	100.000 (26)
TJ1000/TJPCA1000	10.000.000 (2666)	1.000.000 (264)	200.000 (53)
TJ1500/TJPCA1500	15.000.000 (4000)	1.500.000 (396)	300.000 (79)
TJ2000/TJPCA2000	20.000.000 (5333)	2.000.000 (528)	400.000 (106)

Tabla. 6.2. Capacidades de caudal térmico para quemadores TJ.

El criterio de selección obedeció a la carga térmica que computé y al diseño del horno térmico, en este caso dos quemadores TJ0150 de 1.5 MBtu/hra. Ver figuras Fig.6.7., 6.8., y 6.9. La razón por la que se escogió una operación dual fue para lograr una mayor uniformidad térmica dentro del hogar, con dos fuentes caloríficas simétricas. Ver figura Fig.6.11. (Consultar la sección 13.2.1. Eclipse Thermjet Burners).

6.2.11. Relación estequiométrica de mezcla

Para que un quemador industrial opere en condiciones óptimas debe ser suministrado⁶ con los flujos volumétricos; uno de combustible y otro de aire, por lo menos en proporción estequiométrica (Eclipse, 2004).

$$\dot{V}_g = \frac{\dot{Q}_c}{g_n} = \frac{3'000\,000 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}}{1\,000 \frac{\text{Btu}}{\text{ft}^3}} = 3\,000 \frac{\text{ft}^3}{\text{h}} \quad (8)$$

Donde: V_g = flujo volumétrico de gas, en ft^3/h
 Q_c = capacidad calorífica comercial, en Btu/h
 g_n = poder calorífico del gas natural, en btu/ft^3 . Ver tabla Tab.6.3.

Tipo de combustible				
Combustible	Símbolo	Valor bruto de calefacción	Gravedad específica	Índice WO-BBE
Gas natural	CH ₄ 90 %+	1000 Btu/ft ³ (40,1 MJ/m ³)	0.60	1290 Btu/ft ³
Propano	C ₃ H ₈	2525 Btu/ft ³ (101,2 MJ/m ³)	1.55	2028 Btu/ft ³
Butano	C ₄ H ₁₀	3330 Btu/ft ³ (133,7 MJ/m ³)	2.09	2303 Btu/ft ³

Tabla. 6.3. Relaciones estequiométricas de gases combustible.

Valores caloríficos de los gases combustibles

Gas combustible	Relación estequiométrica* de aire/gas $q \text{ (ft}^3 \text{ aire/ft}^3 \text{ gas)}$	Valor calorífico bruto $q \text{ (BTU/ft}^3 \text{)}$
Gas natural (Birmingham, AL)	9,41/1	1002
Propano	23,82/1	2572
Butano	30,47/1	3225

Tabla. 6.4. Poder calorífico de los principales combustibles comerciales.

$$\dot{V}_a = \alpha \cdot \dot{V}_g = 9.41 \frac{ft_a^3}{ft_g^3} * 3\,000 \frac{ft_g^3}{h} = 28\,230 \frac{ft_a^3}{h} \quad (9)$$

Donde: $\dot{V}_a$ = flujo volumétrico de aire, en ft³/h
 α = relación adimensional estequiométrica aire/gas.
 Ver tabla Tab.6.4.

6.2.12. Llama oxidante⁷

Para poder garantizar una combustión completa del flujo volumétrico de gas, añadí un exceso a la mezcla estequiométrica del 15% de aire, como lo indican las recomendaciones y guías de ingeniería de *Eclipse* (Eclipse, 2004).

$$\dot{V}_{ae} = (1 + 0.15) \cdot \dot{V}_a \quad (10)$$

$$\dot{V}_{ae} = (1 + 0.15) \cdot 28\,230 \frac{ft_a^3}{h} = 32\,465.0 \frac{ft_a^3}{h}$$

Donde: $\dot{V}_{ae}$ = flujo volumétrico de aire en exceso, en ft³/h

Las expresiones empleadas para el cálculo de los flujos están elaboradas para condiciones estándar de presión y temperatura a nivel del mar de: 29.92" Hg y 70 F, respectivamente. Debido a lo cual tuve que realizar la corrección con las condiciones locales del flujo volumétrico de aire, con la expresión de la ley general de los gases (Chang, 2002):

$$\frac{P_1 \dot{V}_1}{T_1} = \frac{P_2 \dot{V}_2}{T_2} \quad (11)$$

Donde: P_1 = presión en condiciones estándar, en atm.
 $\dot{V}_1$ = flujo volumétrico de aire en condiciones estándar, en ft³/h

T_1 = temperatura en condiciones estándar, en C
 P_2 = presión anual promedio en Monterrey, en atm.
 V_c = flujo volumétrico corregido, en ft³/h
 T_2 = temperatura anual promedio en Monterrey, en C

$$\dot{V}_c = \frac{T_2}{P_2} \cdot \frac{P_1 \dot{V}_2}{T_1} = \frac{23.8 \text{ C}}{1.00528 \text{ atm}} \cdot \frac{1 \text{ atm} \cdot 32 \, 465 \text{ ft}_a^3/\text{h}}{21.1 \text{ C}} = 36 \, 427 \frac{\text{ft}_a^3}{\text{h}} \quad (11.1)$$

6.2.13. Selección del turboventilador

En la sección 6.2.10. Selección del quemador, escogí el equipo quemador, el cual para su operación de diseño requiere de un flujo de gas, un flujo de aire y de una presión estática, los cuales calculé, para el caso de la presión es un requisito de operación solicitado por el proveedor. Ver Tabla.6.5. *[Cortesía de Eclipse ThermJet Burners By Honeywell en Información técnica: Datos técnicos – 6.2 Presión de entrada TJ]*

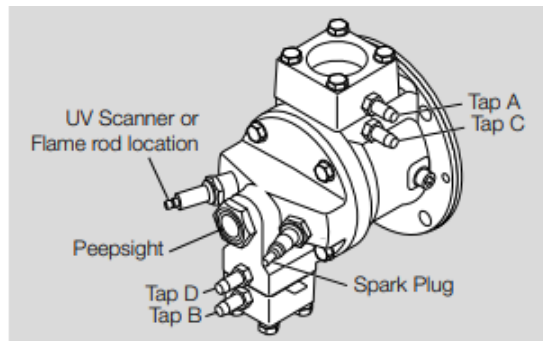
Datos técnicos

Presión de entrada TJ

Tipo	Gas principal, "CA (mbar), medida en la toma B						Aire, "CA (mbar), medida en la toma A ¹					
	Alta velocidad			Media velocidad			Alta velocidad			Media velocidad		
	Gas natural	Propano	Butano	Gas natural	Propano	Butano	Gas natural	Propano	Butano	Gas natural	Propano	Butano
TJ0015	13,0 (32,4)	15,0 (37,4)	15,0 (37,4)	7,5 (18,7)	7,5 (18,7)	7,5 (18,7)	17,0 (42,3)	18,0 (44,8)	18,0 (44,8)	11,0 (27,4)	11,0 (27,4)	11,0 (27,4)
TJ0025	14,0 (34,9)	15,0 (37,3)	15,0 (37,3)	6,8 (16,9)	7,4 (18,4)	7,0 (17,4)	17,0 (42,3)	18,0 (44,8)	18,0 (44,8)	10,0 (24,9)	10,0 (24,9)	10,0 (24,9)
TJ0040	12,0 (29,9)	13,0 (32,4)	12,0 (29,9)	5,5 (13,7)	5,5 (13,7)	5,0 (12,5)	15,5 (38,6)	17,0 (42,3)	17,0 (42,3)	9,0 (22,4)	9,5 (23,7)	9,5 (23,7)
TJ0050	16,2 (40,3)	19,6 (48,8)	17,1 (42,6)	8,9 (22,2)	11,4 (28,4)	9,6 (23,9)	16,7 (41,6)	18,0 (44,8)	17,4 (43,3)	9,9 (24,6)	10,9 (27,1)	10,5 (26,1)
TJ0075	13,8 (34,4)	18,3 (45,6)	17,4 (43,3)	7,2 (17,9)	10,2 (25,4)	9,7 (24,1)	16,0 (39,8)	16,9 (42,1)	17,0 (42,3)	9,0 (22,4)	9,3 (23,2)	9,5 (23,7)
TJ0100	12,5 (31,0)	13,5 (34,0)	14,5 (36,0)	5,5 (14,0)	8,0 (20,0)	7,5 (19,0)	16,5 (41,0)	17,0 (43,0)	17,0 (43,0)	9,0 (23,0)	9,0 (23,0)	9,0 (23,0)
TJ0150	14,5 (36,0)	15,0 (38,0)	15,5 (39,0)	7,0 (17,5)	6,0 (15,0)	6,5 (16,0)	17,5 (44,0)	19,5 (49,0)	19,5 (49,0)	9,5 (24,0)	10,0 (25,0)	10,5 (26,0)
TJ0200	9,3 (23,0)	12,7 (32,0)	13,4 (34,0)	7,1 (18,0)	8,5 (21,0)	6,9 (17,0)	12,3 (31,0)	14,1 (35,0)	14,1 (35,0)	10,0 (25,0)	11,0 (28,0)	11,0 (28,0)
TJ0300	12,5 (31,0)	12,7 (32,0)	12,2 (30,0)	6,0 (15,0)	6,8 (17,0)	6,0 (15,0)	15,0 (38,0)	15,0 (38,0)	15,0 (38,0)	8,5 (21,0)	8,5 (21,0)	8,5 (21,0)
TJ0500	13,5 (34,0)	14,0 (35,0)	13,0 (33,0)	5,5 (14,0)	6,0 (15,0)	5,5 (14,0)	18,5 (46,0)	17,5 (44,0)	17,5 (44,0)	10,0 (25,0)	10,0 (25,0)	10,0 (25,0)
TJ0750	13,4 (33,4)	13,4 (33,4)	13,4 (33,4)	6,7 (16,7)	6,7 (16,7)	6,7 (16,7)	16,6 (41,3)	16,6 (41,3)	16,6 (41,3)	10,2 (25,4)	10,2 (25,4)	10,2 (25,4)
TJ1000	14,2 (35,4)	14,2 (35,4)	14,2 (35,4)	5,5 (13,7)	5,5 (13,7)	5,5 (13,7)	16,7 (41,6)	16,7 (41,6)	16,7 (41,6)	7,8 (19,4)	7,8 (19,4)	7,8 (19,4)
TJ1500	15,7 (39,1)	15,7 (39,1)	15,7 (39,1)	3,7 (9,2)	3,7 (9,2)	3,7 (9,2)	19,7 (49,1)	19,7 (49,1)	19,7 (49,1)	8,4 (20,9)	8,4 (20,9)	8,4 (20,9)
TJ2000	13,5 (33,6)	13,5 (33,6)	13,5 (33,6)	3,6 (9)	3,6 (9)	3,6 (9)	21,0 (52,5)	21,0 (52,5)	21,0 (52,5)	11,5 (29)	11,5 (29)	11,5 (29)

¹ 15 % de exceso de aire con el caudal máximo

Tabla. 6.5. Presión de suministro en las boquillas del quemador.



TJ0040–0200, TJPCA0040–0200

Fig. 6.7. Cuerpo del quemador TJ, puertos de identificación. Tap A: toma de presión del aire. Tap B: toma de presión de gas.

Determiné la selección del ventilador⁸ tomando como parámetro de referencia la presión estática en la boquilla del cuerpo del quemador y sobreestimé el aire en exceso en un 10% adicional, con la ecuación del aire de seguridad, este valor representa un margen mínimo de seguridad con base en las recomendaciones técnicas de las guías de ingeniería del fabricante (Eclipse, 2004), quedando la capacidad del turboventilador como a continuación se muestra:

$$\dot{V}_T = (1 + 0.1)\dot{V}_c \quad (12)$$

$$\dot{V}_T = 1.1 \cdot 36\,427 \frac{ft_a^3}{h} = 40\,070 \frac{ft_a^3}{h}$$

Donde: $\dot{V}_T$ = flujo volumétrico del turboventilador, en ft³/h

De las curvas de desempeño de la familia de *turboventiladores SMJ Eclipse* seleccioné un equipo que tuviera el requerimiento de flujo volumétrico de aire, en pies cúbicos en cada hora (CFH, por sus siglas en inglés) y que cubriera la presión estática a la entrada de la boquilla de aire del quemador. Como se muestra en la gráfica 1. Ver figura Fig. 6.8.

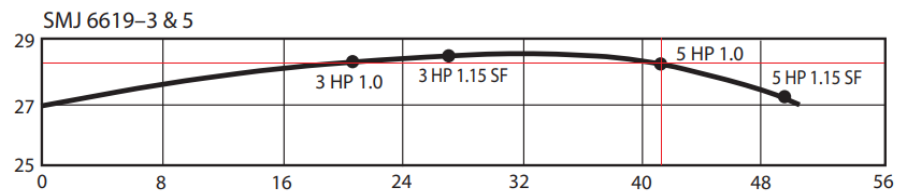


Fig. 6.8. Curva de desempeño de la familia de turboventiladores Eclipse SMJ 6619-3&5. En el eje vertical se lee la presión en pulgadas columna de agua (CA), corregida a una temperatura de 70 F y una presión barométrica de 29.92" Hg. En el eje horizontal se lee el flujo volumétrico de aire en miles de pies cúbicos en cada hora (CFH).



Fig. 6.9. Quemador TJ0150 – muestra fotográfica. La fundición verde es el cuerpo, y el tubo gris es el cañón de combustión.

Capacities - 3600 rpm Motor

Blower Catalog No.	Motor, HP	Service Factor	Inlet Size	Nominal Rating at Service Factor 1.0			
				"w.c.	SCFH	mbar	m3/h
SMJ 4610	1/3	1.35	6	7.0	6,900	17.4	195
SMJ 4610	1/2	1.25	6	7.0	15,000	17.4	425
SMJ 6812	1-1/2	1.15	8	9.5	40,300	23.7	1,141
SMJ 3412	1/3	1.35	4	10.0	4,800	24.9	136
SMJ 4412	1/2	1.25	4	10.5	8,600	24.9	244
SMJ 4412	3/4	1.25	4	10.0	14,000	24.9	396
SMJ 6812	2	1.15	8	10.0	45,000	24.9	1,274
SMJ 6812	1	1.25	8	10.5	19,000	26.2	538
SMJ 8813	3	1.15	8	12.0	58,000	29.9	1,643
SMJ 6614	2	1.15	6	13.0	31,500	32.4	901
SMJ 6614	1-1/2	1.15	6	13.1	29,500	32.6	821
SMJ 8815	5	1.15	8	13.5	75,000	33.6	2,124
SMJ 8814	3	1.15	8	13.5	52,500	33.6	1,487
SMJ 3414	3/4	1.25	4	14.0	10,000	34.9	283
SMJ 4614	1	1.25	6	14.5	12,200	36.1	346
SMJ 3414	1/2	1.25	4	14.7	5,160	36.6	146
SMJ 6615	2	1.15	6	15.6	25,000	38.9	708
SMJ 4615	3/4	1.25	6	16.0	7,500	39.9	212
SMJ 8815	3	1.15	8	16.7	38,500	41.6	1,090
SMJ 4615	1	1.25	6	17.0	15,300	42.3	433
SMJ 8816	5	1.15	8	17.0	70,000	42.3	1,982
SMJ 101016	7-1/2	1.15	10	17.0	86,000	42.3	2,436
SMJ 121217	15	1.15	12	17.5	190,000	43.6	5,381
SMJ 4616	1-1/2	1.25	6	18.0	23,000	44.8	651
SMJ 101016	10	1.15	10	18.0	143,000	44.8	4,050
SMJ 6617	2	1.15	6	19.8	20,000	49.3	541
SMJ 121217	10	1.15	12	20.0	125,000	49.8	3,540
SMJ 4617	1-1/2	1.15	6	20.0	15,000	49.8	425
SMJ 8817	7-1/2	1.15	8	20.0	85,000	49.8	2,407
SMJ 101018	15	1.15	10	20.0	165,000	49.8	4,673
SMJ 6617	3	1.15	6	20.2	32,000	50.3	906
SMJ 4616	1	1.25	6	20.2	10,000	50.3	283
SMJ 8817	5	1.15	8	21.5	55,000	53.6	1,558
SMJ 3619	1-1/2	1.15	6	27.2	8,850	67.8	251
SMJ 121220	20	1.15	12	28.0	163,000	69.7	4,616
SMJ 3619	2	1.15	6	28.2	10,500	70.2	297
SMJ 6619	5	1.15	6	28.2	41,200	70.2	1,167
SMJ 6619	3	1.15	6	28.2	20,500	70.2	581
SMJ 8819	7-1/2	1.15	8	28.2	57,000	70.2	1,614
SMJ 4619	2	1.15	6	28.7	12,250	71.5	347
SMJ 101019	10	1.15	10	29.0	73,000	72.2	2,067
SMJ 121219	15	1.15	12	29.2	116,000	72.7	3,285

Tabla. 6.6. Capacidades volumétricas de flujo de aire y presión de operación de los turboventiladores de la familia SMJ .

Una vez hube seleccionado el modelo del turboventilador corroboré la información en la carta técnica de información del producto. Ver Tabla.6.6. [Cortesía de Eclipse SMJ Series – Turbo Blowers By Honeywell en Product Brochure Edition – 10.15 Version 1].

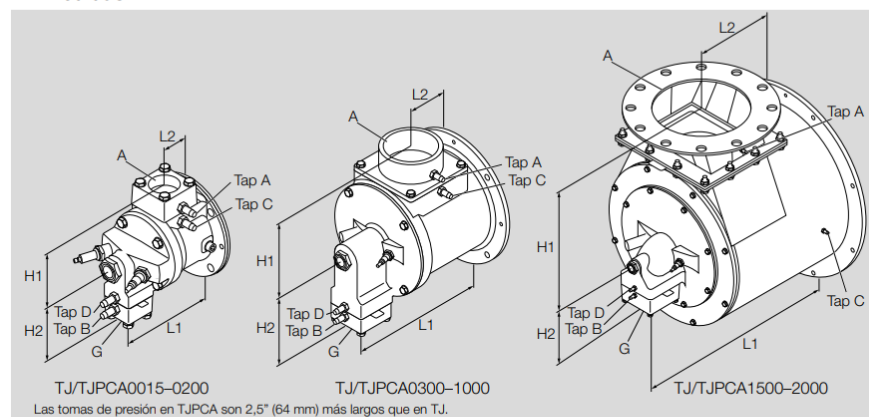
Siendo el turboventilador SMJ 6619-5, el que mejor cubre con sus características técnicas la demanda operacional del sistema para el dúo de quemadores TJ0150. (Consultar la sección 13.2.4. Eclipse SMJ Series. SMJ Blowers).

6.2.14. Tamaño nominal de tubería

Los equipos seleccionados ya vienen preparados en los cuerpos de su fundición para recibir un tamaño nominal de tubería el cual provee el flujo y presión para su operación. Como se muestra en el diagrama dimensional del quemador TJ0150 y en la tabla del turboventilador SMJ6619-5, en la figura Fig. 6.10. – Tabla.6.6., y Tabla.6.7, correspondientemente.

Datos técnicos

Medidas



pulgadas

Tipo	Conexión de gas G	Conexión de aire A	L1	L2	H1	H2	Peso [lbs]
TJ/TJPCA0015	1/2" NPT/Rc 0,5	1 1/2" NPT/Rc 1,5	4,9	2,1	3,8	3,5	17,9
TJ/TJPCA0025	1/2" NPT/Rc 0,5	1 1/2" NPT/Rc 1,5	4,9	2,1	3,8	3,5	17,9
TJ/TJPCA0040	3/4" NPT/Rc 0,75	2" NPT/Rc 2,0	6,6	3,3	3,8	3,5	21,6
TJ/TJPCA0050	1" NPT/Rc 1,0	2 1/2" NPT/Rc 2,5	7,1	3,4	5,1	3,1	37
TJ/TJPCA0075	1" NPT/Rc 1,0	2 1/2" NPT/Rc 2,5	7,1	3,4	5,1	3,1	37
TJ/TJPCA0100	1 1/2" NPT/Rc 2,5	3" NPT/Rc 3,0	7,8	3,6	5,5	3,2	42
TJ/TJPCA0150	1 1/2" NPT/Rc 2,5	3" NPT/Rc 3,0	7,8	3,6	5,5	3,2	42
TJ/TJPCA0200	1 1/2" NPT/Rc 2,5	3" NPT/Rc 3,0	7,8	3,6	5,5	3,2	42
TJ/TJPCA0300	2" NPT/Rc 2,0	4" NPT/Rc 4,0	10,8	5,1	7,2	6,4	89

Fig. 6.10. - Tabla. 6.7. Dimensiones globales de la familia de quemadores TJ0XXX.

Por lo que al menos, por instalación del tren de tuberías aguas arriba del equipo quemador, en la línea de gas, el sistema deberá ser de 1 1/2" ø y en la línea de aire sería de 3" ø.

No obstante, el diseño del sistema tiene dos quemadores y un turboventilador, de manera que los equipos nos indican el diámetro nominal de la tubería para las ramificaciones, por tal motivo revisé la sección simplificada de selección de dimensionamiento de aire, gas y mezcla de la guía técnica proporcionada por el proveedor. Ver figura Fig.6.11. *[Simplified selection of air, gas, and mixture piping size by Eclipse]*

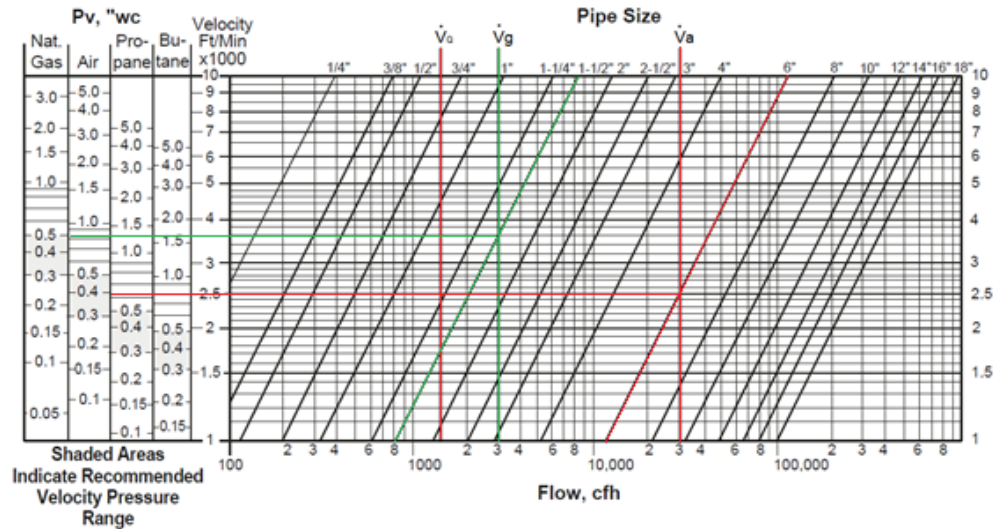


Fig. 6.11. Dimensionamiento de la tubería nominal para gas, aire y mezcla.

Las rectas V_Q , V_g y V_a corresponden al caudal de gas en el quemador, el flujo total de gas en el sistema y al del aire necesario en condiciones estándar. La intersección de las verticales, con las líneas horizontales de la presión dinámica (P_v), en el área sombreada, muestran el tamaño de tubería ideal para la operación del quemador, bajando el punto de cruce hasta encontrar la primera línea inclinada de tubería.

Así determiné que los diámetros del sistema de combustión principal serían de: $1\frac{1}{2}''\phi$ y de $6''\phi$, para el gas y el aire, respectivamente. Para las ramificaciones los tamaños serían de: $1\frac{1}{4}''\phi$ y $3''\phi$, para gas y aire, respectivamente. Debido a indisponibilidad de equipo en $1\frac{1}{4}''\phi$, se optó por homologar el tren de aire, tanto el principal como las ramificaciones en el tamaño inmediato superior disponible de equipo, quedando finalmente el sistema de gas en $1\frac{1}{2}''\phi$.

Este método que empleé, asume un rango de presión dinámica estable en el flujo de gas y de aire, no obstante, es necesario realizar un estudio previo de caídas de presión estática que este dentro del rango tabulado. Para ahorrar tiempo, por experiencia estadística se solicita una presión histórica de entrada en las acometidas de suministro, proporcionada por el cliente.

6.2.15. Ruteado geométrico del sistema de combustión⁹.

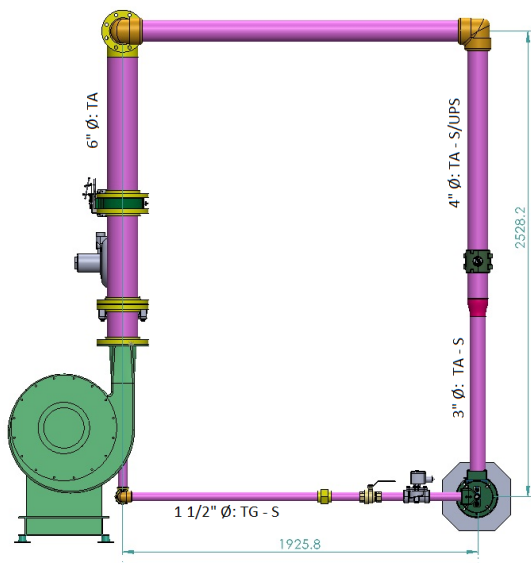


Fig. 6.12. Vista lateral derecha del sistema de combustión. En la imagen se aprecia el turboventilador SMJ en color verde a la izquierda. En un octágono gris de lado derecho, el quemador TJ.

En la figura Fig. 6.12., se ven las ramificaciones secundarias del tren de gas principal y el tren de aire que realicé para la instalación del sistema.

El tren de aire, es la línea del sistema de combustión que mayores reducciones de diámetro sufre, desde la descarga del turboventilador en 6"Ø, que es el diámetro de diseño en la descarga de aire de combustión, necesario para alimentar los dos quemadores TJ0150, posteriormente se ramifica a 4"Ø, esta transición es necesaria por cuestiones de carácter comercial, pues la empresa "Hornos térmicos", no comercializa la válvulas de 3"Ø, finalmente el sistema se ramifica a la entrada de alimentación de aire en ese diámetro.

En la figura Fig. 6.13., presento la vista general del sistema de combustión, el tren de aire principal en 6"Ø, su reducción a 4"Ø y entrada en el cuerpo del quemador en 3" Ø.

Posteriormente está el tren principal de gas en 1 1/2"Ø, y su continuación en ese diámetro hasta la entrada en la boquilla de alimentación de gas, en la fundición del quemador.

En 1/4" se encuentra la línea de impulso, que une la línea de gas con la línea de aire, la función de éste sangrado consiste en otorgar un sangrado fijo de presión a la línea de aire, para ajustar la relación de aire/gas y calibrar una relación estequiométrica.

El tren de gas principal se divide en tres secciones de carácter general:

1. Regulación.

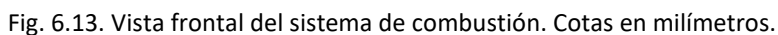
Se caracteriza esta zona como la primera sección que se encarga de suministrar la correcta presión de entrada al sistema.

2. Seguridad.

En esta parte está instalada la valvulería que se encarga de otorgar los permisos de seguridad para la activación de los elementos desde el tablero de control.

3. Control.

En la tercera sección, la más próxima al quemador, se encuentran las válvulas que se encargan de regular el flujo de aire y gas, con la finalidad de ajustar, ya sea manual o automáticamente la mezcla estequiométrica de gas/aire.



Los materiales con los cuales se fabrican los hornos industriales en *Hornos térmicos* se han elegido principalmente siguiendo el arte de elaboración adquirido a lo largo de los años, siendo los perfiles estructurales la selección realizada por empirismo.

En todos los análisis siguientes asumí condiciones ideales: carga continua, homogénea, isotrópica, lineal y elástica, así como una asignación del material acero estructural A36, por ser la opción comercial mayormente empleada.

Para los análisis estructurales me ayudé de la paquetería CAE (Computer Assisted Engineering, por sus siglas en inglés) – SolidWorks2021. Modulo: Simulation, en el que realicé simulaciones de carga estáticas de análisis por elementos finitos. Procedí a emplear este método debido a que la configuración de cargas ocurriría sobre secciones transversales de viga fuera de sus ejes de simetría, así como casos presentados de hiperestaticidad.

6.3.1. Cajón

El cuerpo del horno se elaboró con perfil estructural para proporcionarle una vida de servicio útil prolongada, se utilizó en su construcción viga S4x7.7, canal C4x5.4 y solera de 4"x1/4". Elaboré propuestas de la geometría del acomodo del arreglo de los perfiles asignados. Ver figura Fig.6.14. El arreglo que presento en este caso de estudio, resultó ser el diseño óptimo, en comparación con otros que realicé.

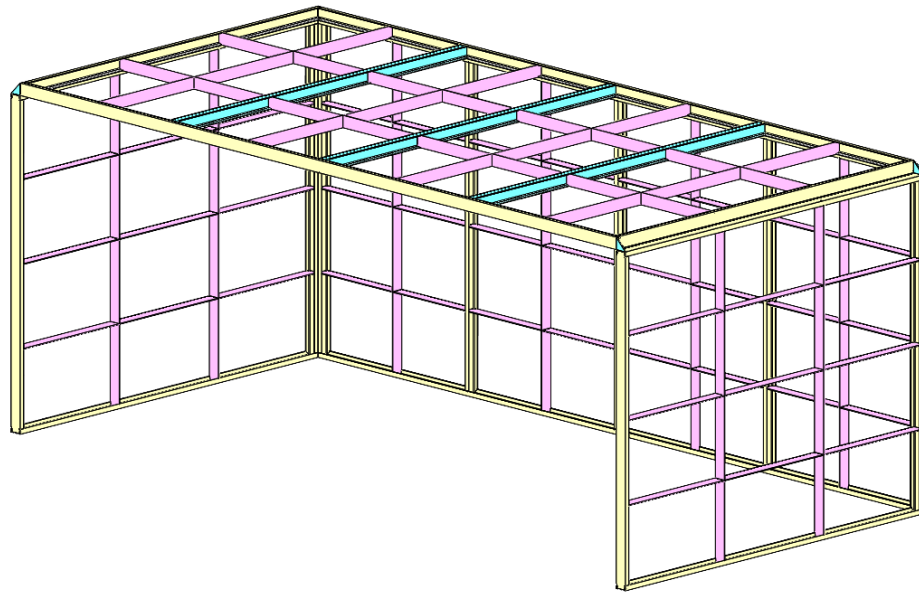


Fig. 6.14. Vista trimétrica de la estructura del cajón del horno. En azul la viga S4, en amarillo la canal C4 y en morado la solera de 4x1/4.

En el dimensionamiento final del horno me basé en el tamaño mínimo del hogar, siendo las medidas exteriores del cajón: L6612xA3304xH2754, medido en milímetros. Ver figura Fig. 6.15.

Para el dimensionamiento externo del cajón tomé como referencia el tamaño del hogar, también la longitud de flama totalmente desarrollada de los quemadores (Consultar sección 13.2.1. Eclipse ThermJet Burners TJ0150 Datasheet), el espesor del aislamiento de muros y techo, así como el rack de montaje del producto del cliente.

Para el cómputo de los perfiles, hice el análisis estático lineal sobre el cuerpo del horno bajo su fuerza peso (peso propio de la masa de las vigas), el cual asigné por efecto de la gravedad, el peso carga del aislante térmico y el peso carga de

la charola forro, cuyo valor distribuí de manera uniforme en el techo a lo largo de los perfiles estructurales de interés.

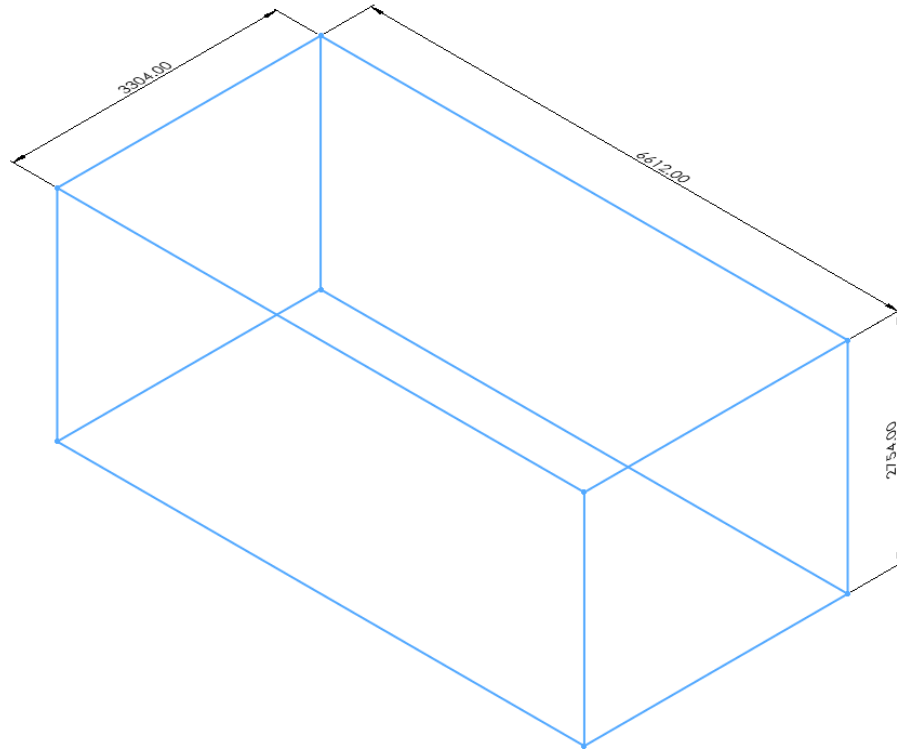


Fig. 6.15. Dibujo alámbrico del cajón del horno. En el esquema se aprecian las cotas generales de construcción. Medidas en milímetros.

Para este análisis me ayudé de paquetería de cómputo CAE - CAD. La cual solicita especificar las condiciones mecánicas del sistema. Como se aprecia en la figura Fig. 6.16.

Como valores de frontera seleccioné soportes fijos en el plano de apoyo del horno, asignados a los elementos nodales de los perfiles de carga.

De manera automática el programa determina el tamaño y forma de los elementos nodales de análisis de un modelo 3D multicuerpo, de naturaleza *weldment* (estructural), mismo que elaboré.

Para este efecto el programa emplea las condiciones de contacto mecánico que asigné en los puntos de intersección. Ver figura Fig. 6.17.

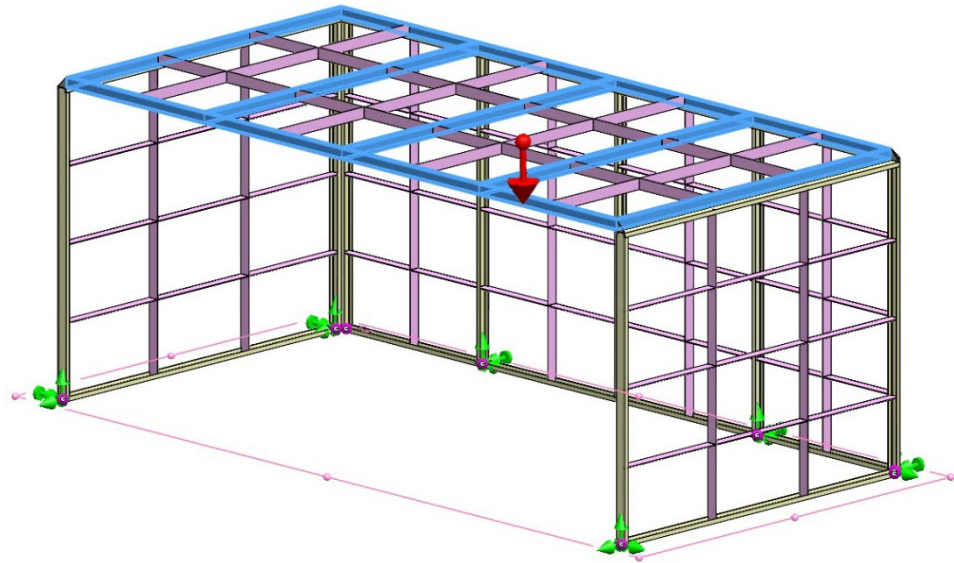


Fig. 6.16. Diagrama del sistema mecánico de análisis del cuerpo del horno. Los perfiles de interés están remarcados en color azul. La componente gravitatoria se encuentra representada por la flecha roja. Los apoyos fijos son las flechas verdes. El plano suelo, es la superficie delimitada en rosa .

Determiné la carga peso, elaborando el modelo del volumen ocupado por el aislante térmico y las charolas forro, proporcioné las propiedades físicas para obtener sus masas totales y asignarlas como una sola entrada o excitación al sistema.

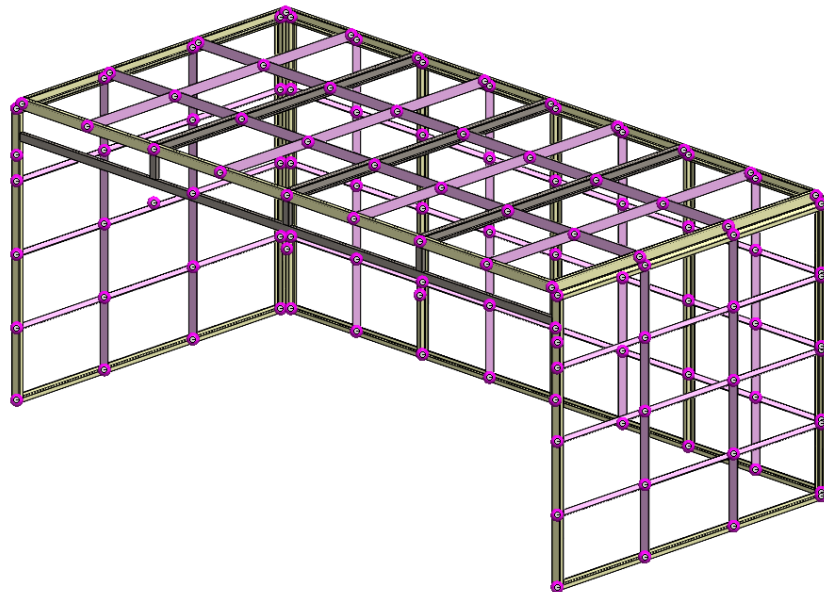


Fig. 6.17. Diagrama nodal del cuerpo del horno. En el esquema se aprecian con esferas rosas los puntos discretos de análisis.

La carga del peso aislante lo determiné a partir de sus propiedades termomecánicas. Las cuales las obtuve de su ficha técnica (Consultar sección 13.2.2. MaxWool Colcha de Fibra cerámica), y cuya selección fue la colcha de fibra cerámica, modelo 8 LTS (low temperature silica, por sus siglas en inglés), y el volumen del modelo 3D que creé.

$$m = \rho \cdot v = 128 \frac{kg}{m^3} \cdot 3.17 m^3 = 406 kg$$

Donde:

m = masa del aislante, en kg

ρ = densidad del aislante, en kg/m^3

v = volumen del aislante, en m^3

Este dato lo pude corroborar en la ventana de *propiedades de masa*, del programa de cómputo. Ver Fig. 6.18.

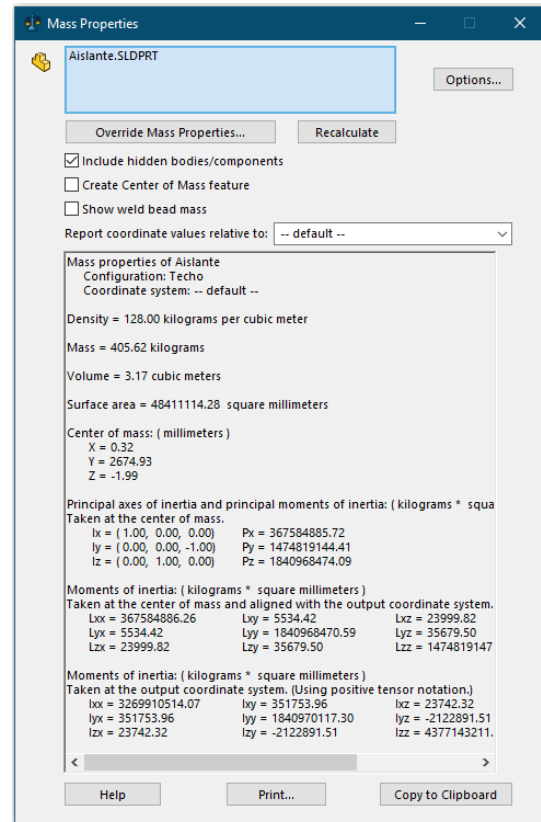


Fig. 6.18. Ventana *Mass Properties*. Aislante

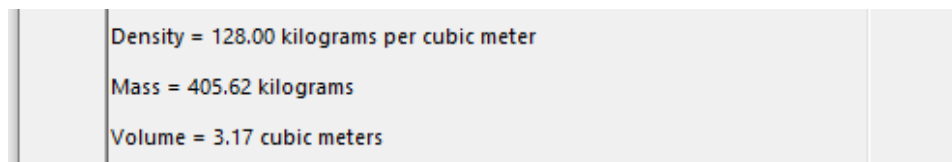


Fig. 6.19. Detalle Fig. 6.16. Ventana *Mass Properties*. Aumento.

De manera análoga, determiné el peso de la charolería, colocadas como forro del aislante de lámina, con una carga de 635 kg, por lo que la entrada total que introduje al cálculo del sistema fue la suma algebraica de masa aislante y la masa forro de 1041 kg (406 kg + 635 kg, respectivamente).

Los resultados del análisis estático de las figuras Fig.6.16., y Fig.6.17., se encuentran representados a partir de las figuras Fig. 6.20., a la Fig. 6.22.

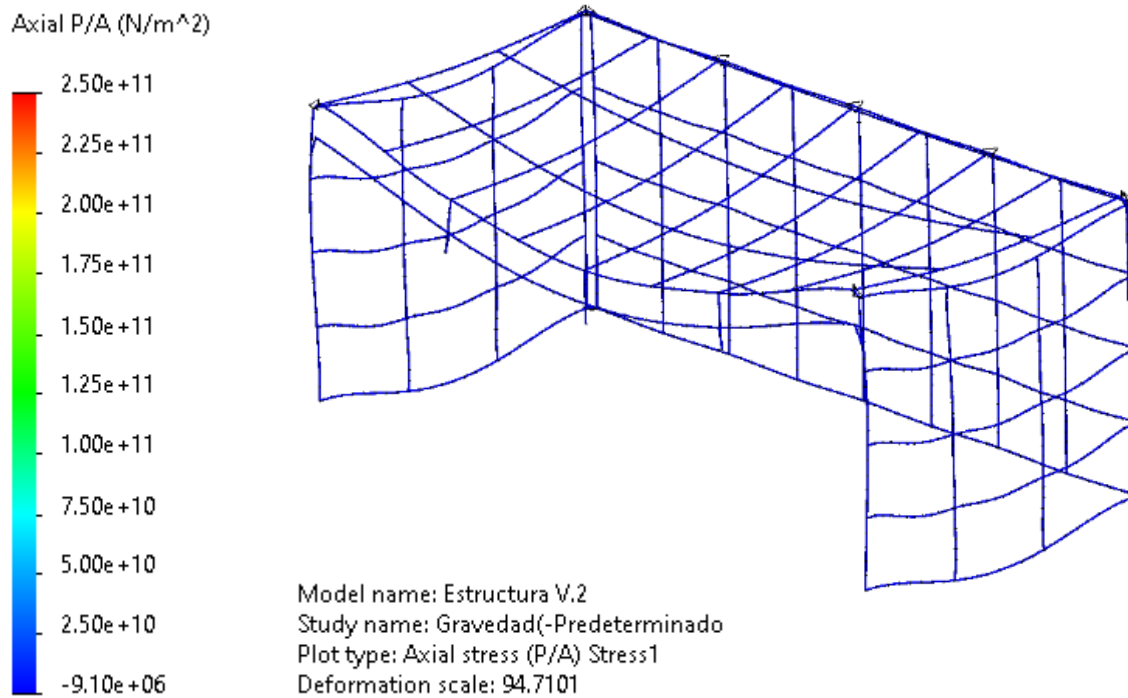


Fig. 6.20. Gráfico del esfuerzo. El gráfico muestra la reacción global en escala de azul, cuya magnitud máxima fue de 10.5 MPa.

Con este resultado de 10.5 MPa, como magnitud máxima, pude validar la selección de los perfiles estructurales, pues no exceden el valor promedio de su límite a la fluencia de 250 MPa.

La escala colorométrica indica en color azul que la resistencia de la estructura, sometida al peso de 1041 kg, no se ve afectada mecánicamente.

En la figura siguiente, ver gráfica Fig. 6.19., se observa en una escala de deformación de 94:1, el desplazamiento elástico del perfil estructural. Mostrando en la sección frontal del techo un pandeo máximo de 7.33 mm. Por medio de la Ley de Hook (Merritt, 1984), encontré la deformación límite para el modelo:

$$\epsilon = \frac{\sigma}{E} = \frac{10.5 \times 10^6 \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{s}^2}}{200 \times 10^9 \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{s}^2}} = 52.5 \times 10^{-6} \frac{\text{m}}{\text{m}} \quad (13.1)$$

$$\delta_l = \frac{\ell}{L_l} = \frac{7.33 \times 10^{-3} \text{ m}}{6612 \text{ m}} = 1.1 \times 10^{-6} \frac{\text{m}}{\text{m}} \quad (14.1)$$

$$\delta_t = \frac{\ell}{L_t} = \frac{7.33 \times 10^{-3} \text{ m}}{3304 \text{ m}} = 2.21 \times 10^{-6} \frac{\text{m}}{\text{m}} \quad (14.2)$$

Donde: ϵ = deformación teórica, en m/m.
 σ = esfuerzo, en N.
 E = Módulo de Young, en N.
 ℓ = Elongación, en m/m.
 δ_l = deformación unitaria longitudinal, en m/m.
 δ_t = deformación unitaria transversal, en m/m.
 L_l = distancia longitudinal total, en m.
 L_t = distancia transversal total, en m.

$$\therefore \delta_l, \delta_t \ll \epsilon$$

La formulación que empleé me permitió establecer el comparativo plástico, con lo que determiné la estabilidad estática de la estructura del cuerpo del horno, validando la selección de perfiles empleada.

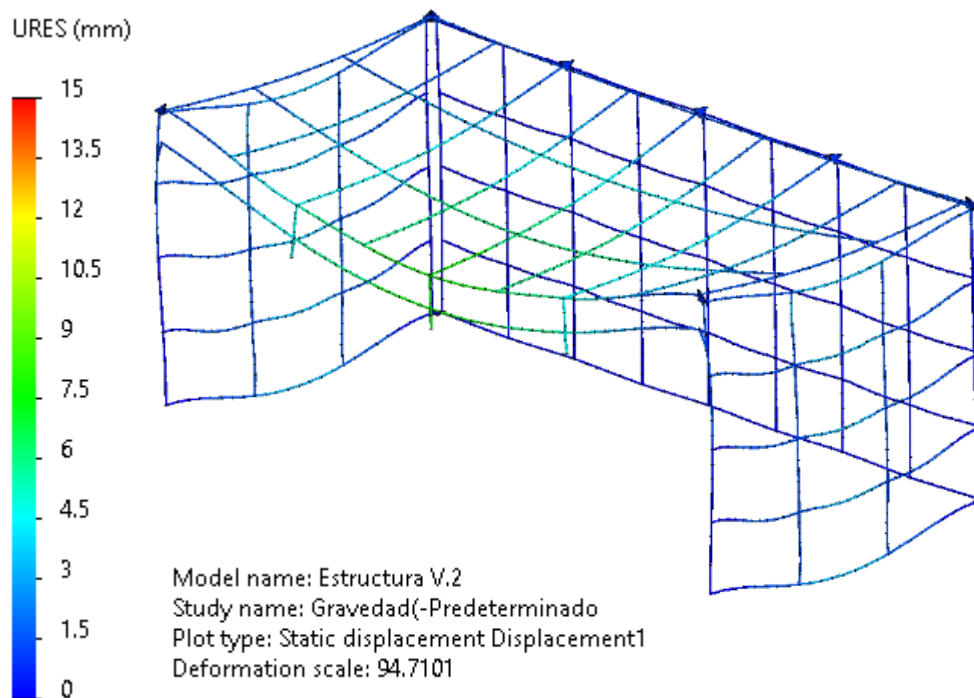


Fig. 6.21. Gráfico de desplazamiento. El gráfico presenta en color verde el desplazamiento, cuya magnitud máxima fue de 7.33 mm

Finalmente entregué como parte del análisis el gráfico del factor de seguridad de la estructura del cuerpo del horno, el cual muestra un factor global mínimo de 3, éste indica el nivel de confiabilidad del modelo, un resultado inferior al valor unitario indicaría que la estructura fallaría plásticamente.

Para poder graficar el factor de seguridad global, puse especial énfasis en los perfiles de carga; las vigas y canales, las soleras para este análisis las omití por ser elementos empleados para prevenir acharolamiento y palomeos en las láminas forro de la cubierta del aislante. Ver figura Fig. 6.22.

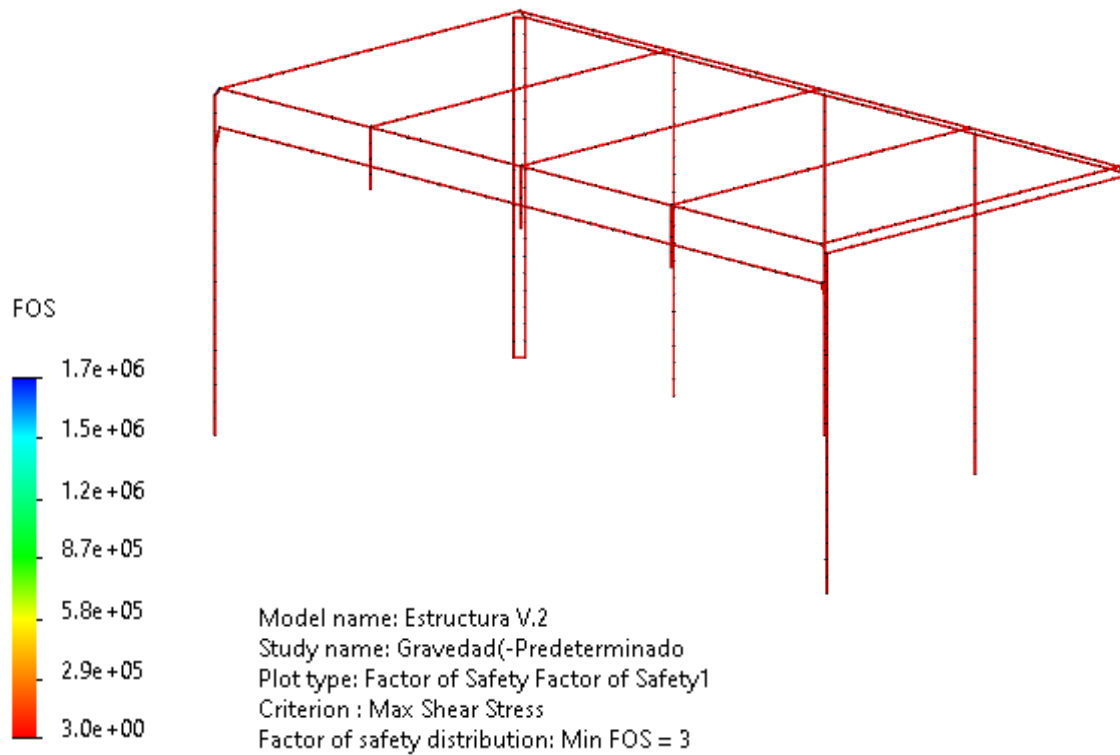


Fig. 6.22. FOS. Factor de seguridad. En el gráfico se aprecia que el factor global en los elementos de carga de la estructura es de 3., garantizando la estabilidad.

El programa CAD – CAE, permite seleccionar entre dos criterios para obtener el factor de seguridad, los cuales son el esfuerzo de Von Mises y el criterio de Tresca (Schey, 2002), como a continuación describo:

$$\frac{\tau_{\max}}{0.5\sigma_{\text{Limit}}} < 1 \quad \frac{\sigma_{\text{vonMises}}}{\sigma_{\text{Limit}}} < 1 \quad (15)$$

Donde:

- σ_{vonMises} = esfuerzo de von Mises: $(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 = 2\sigma_f^2$
- σ_{limit} = Esfuerzo límite de fluencia elástica.
- $\tau_{\max}$ = Esfuerzo cortante máximo.

En el análisis que realicé, se cumplen los criterios de plasticidad, en los que el esfuerzo de la carga estática, no excede los valores de fluencia, para el caso de Tresca, el cortante no excede la mitad del límite de fluencia elástica, y el de von Mises queda por igual en la región elástica.

El factor FOS que presenté a mis superiores ejemplifica el análisis de von Mises, aunque mi análisis cumple con ambos criterios de plasticidad.

6.3.2. Portería.

Como se puede apreciar en los gráficos anteriores, el cuerpo del horno que diseñé no cuenta con elementos estructurales en su frente, pues es el claro necesario para la instalación de la puerta del horno, en la figura Fig.6.21., presento el modelo general del horno que generé en el programa CAD.

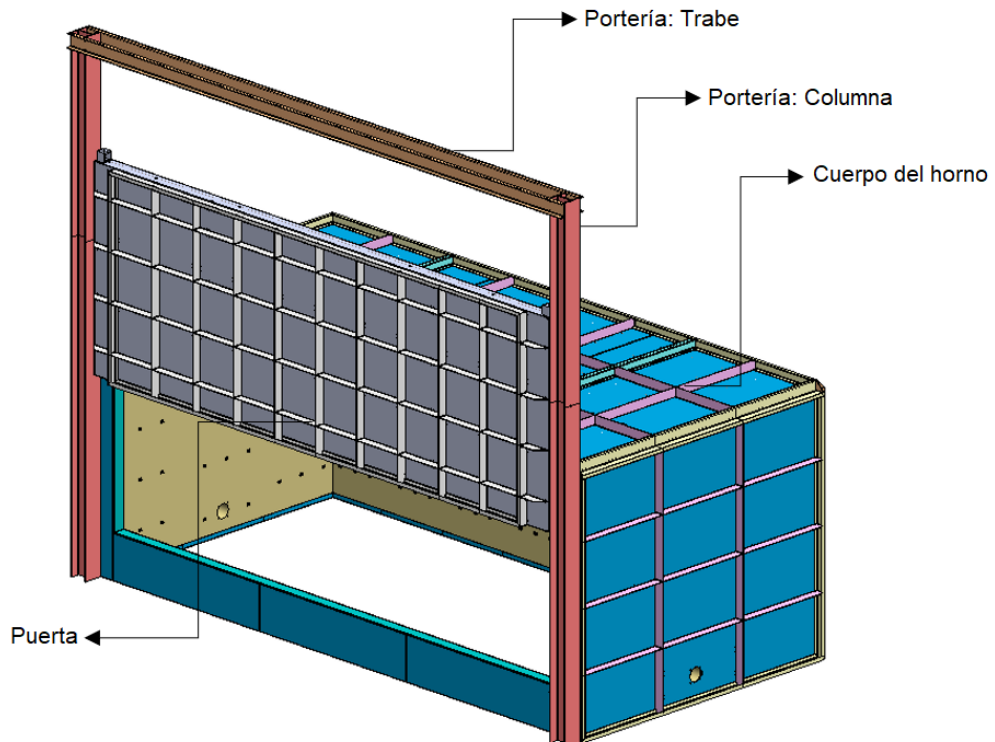


Fig. 6.23. Modelo general del horno. En color azul el forro charolas, en color ocre el aislante térmico.

La portería es la estructura para sostener la puerta en su recorrido vertical de apertura y cierre, el análisis lo supuse con interacciones de sistema en estado de equilibrio estático.

Realicé el modelo de la puerta del horno, respetando el tamaño del hogar. Ver figura Fig.6.24., de esta manera obtuve el peso carga, que es el parámetro crítico para el diseño de la portería, este valor también es necesario para calcular la potencia del equipo electromotriz de izaje.

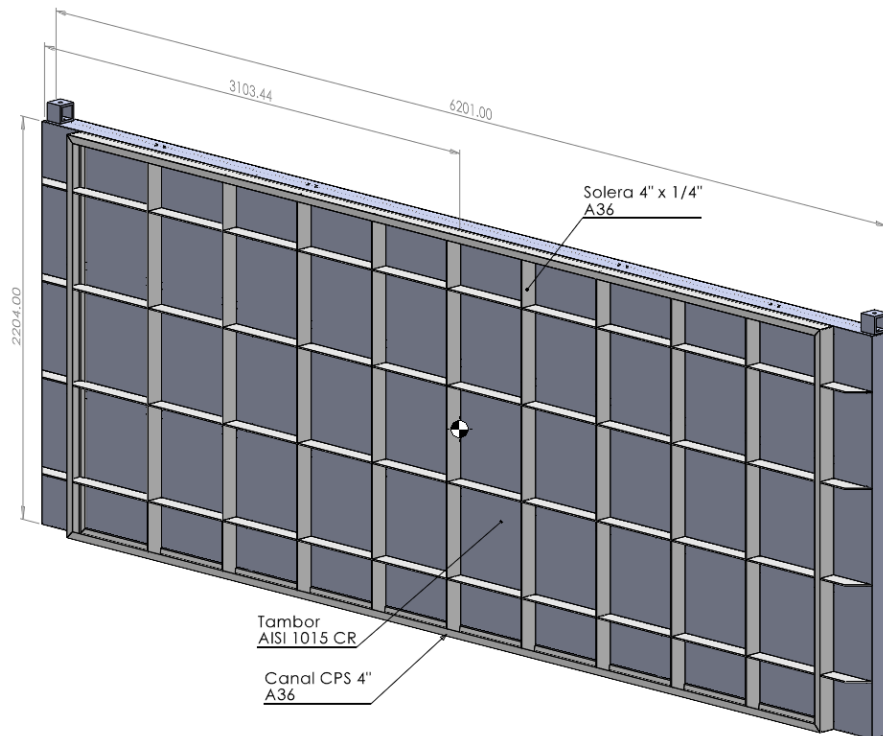


Fig. 6.24. Modelo puerta. Accionada por mecanismo tipo guillotina. Dimensiones: 6201Lx2204H (mm). Masa: 1350 kg.

El peso total de la puerta lo determiné a partir de la suma de las masas de los componentes que la integran; el aislante térmico, la charola de forro y el perfil estructural. Mismo que corroboré a partir de la opción de *Mass properties* del modelo puerta que generé en el programa CAE – CAD. Este valor es la carga crítica, para dimensionar la estructura de la portería, así como el mecanismo de transmisión de la misma.

Propuse tras varios análisis y casos de estudio, que hice con diferentes tamaños de perfil, los elementos de soporte para la portería de la puerta perfiles “HP” americanos de ala ancha, por mostrar el caso más óptimo de estabilidad mecánica, así como a su alta resistencia en carga, y geométricamente tener el ancho suficiente en sus caras planas para permitir la instalación de las guías de la puerta. Ver figuras Fig.6.23., Fig.6.25., y Fig.6.35.

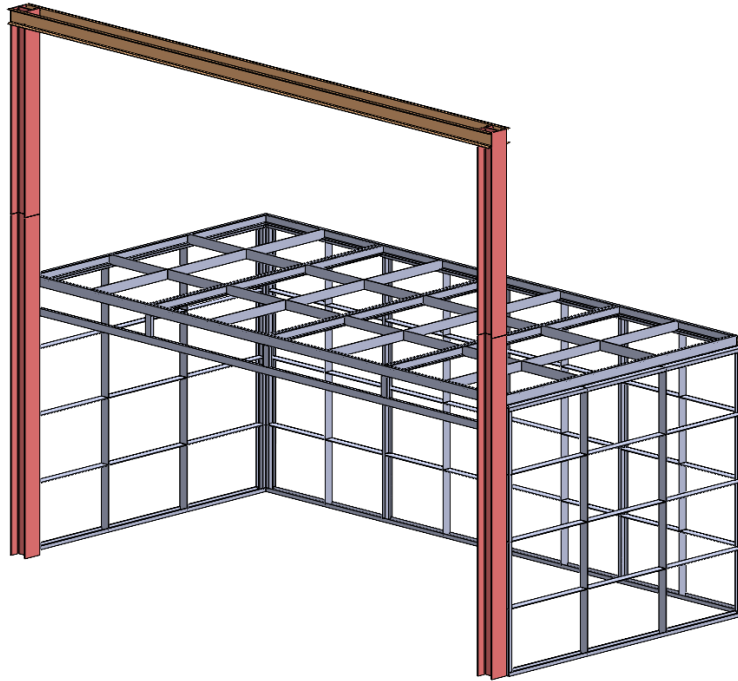


Fig. 6.25. Modelo de la portería del horno. Resaltado en colores cálidos, perfiles HP8x36, de 5612[mm] de altura para postes y canal C6x8.2, de 6745 [mm] de largo para trabe.

6.3.2.1. Trabe estructural

Para realizar el estudio del modelo que diseñé, hice la simulación estática de la estructura portería, en estado de equilibrio sometida a la fuerza peso de la puerta.

El sistema lo simulé asignando el peso de la puerta a lo largo de las vigas horizontales, en este caso tampoco desprecié el peso propio de la estructura, al contemplar el efecto gravitatorio en el sistema.

Para este análisis supuse como condiciones de frontera soportes fijos en las bases de las columnas.

Aunque la altura efectiva de la portería es 5612 [mm] desde el piso a cresta de trabe, solo tomé para la simulación desde el punto de ensamble a la altura trabe, lo que equivale a una altura efectiva de columna 2112 [mm], lo planteé de esta manera por condiciones de logística de embarque, pues la portería en su parte superior tenía que ser desmontable para cumplir a efectos de traslado y altura máxima permisible, las leyes de traslado de vehículos de carga. Por tal motivo la parte inferior de la portería se coloca a lo largo de su longitud fija (soldada) al cuerpo del horno. El sistema mecánico de equilibrio queda descrito en la figura Fig.6.26.

Nombre de análisis: Portería
Condiciones del sistema: Equilibrio
Carga: Estática. Masa: 1350 kg
Longitud: 6745 mm (trabe)
Altura: 2112 mm (columna)
Perfil (trabe): Canal C6x8.2. Cantidad: 2
Perfil (columna): Sección HP 8x36. Cantidad 2
Material: Acero estructural A36

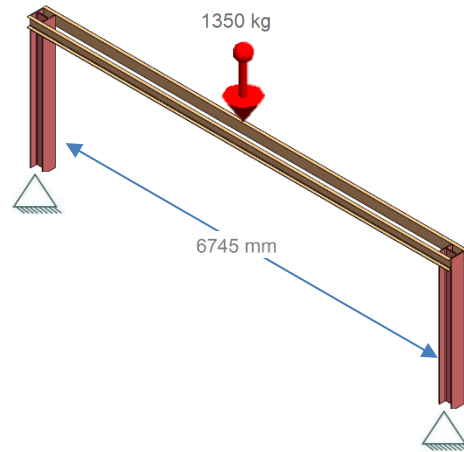


Fig. 6.26. Modelo de la portería del horno. Resaltado en colores cálidos, perfiles HP8x36, de 2112[mm] de altura para postes y canal C6x8.2, de 6745 [mm] de largo para trabe.

Los resultados que obtuve de este análisis se aprecian de las figuras Fig. 6.27., a la Fig. 6.29.

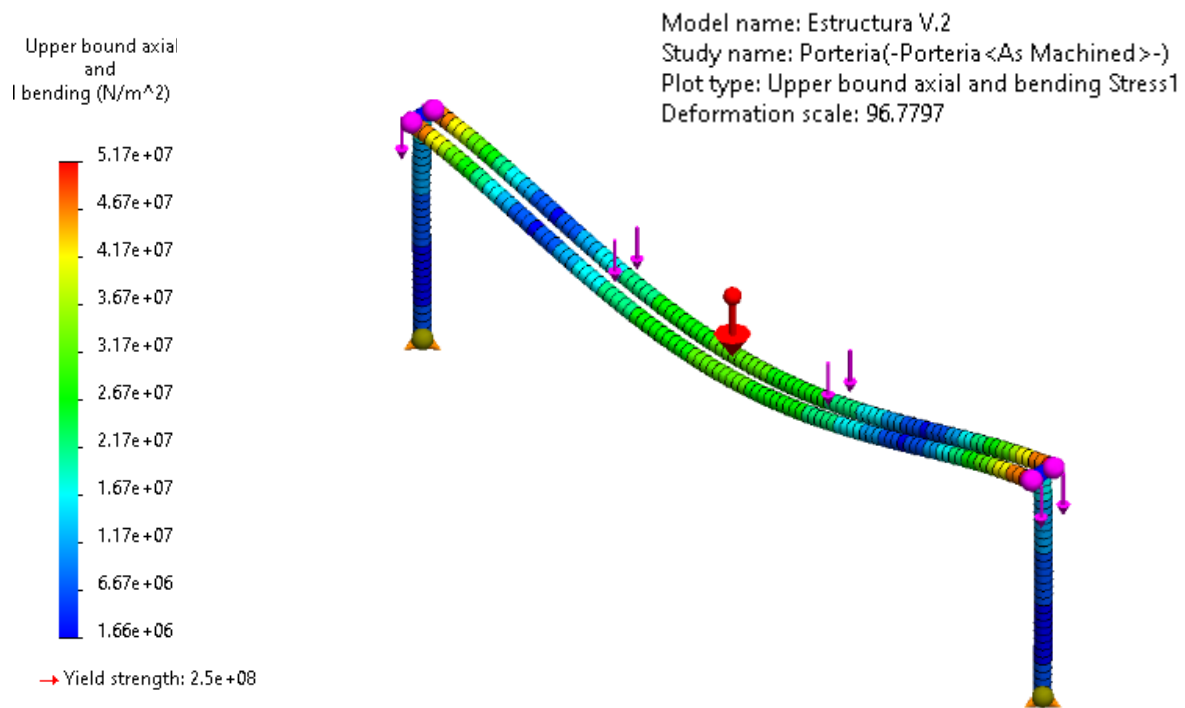


Fig. 6.27. Gráfico del esfuerzo. El gráfico muestra la reacción global en escala de azul, cuya magnitud máxima fue de 51.7 MPa.

El resultado del análisis de la figura Fig. 6.27, mostró que el mayor esfuerzo obtenido como reacción en la viga, fue de 51.7 MPa, el cual se encuentra por debajo de su esfuerzo último de cedencia, el cual para los aceros suele ser de 250 MPa, validando la selección que realice para el tamaño de los perfiles empleados para esta aplicación.

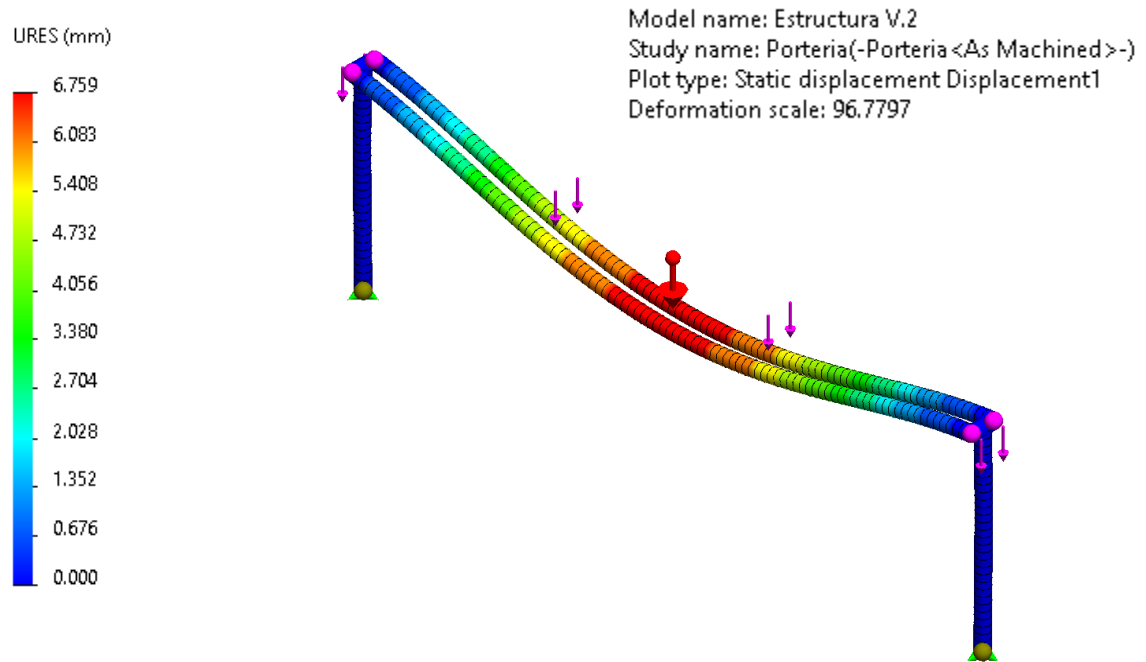


Fig. 6.28. Gráfico URES (desplazamiento). El gráfico muestra en color rojo la sección de mayor deformación debido a la carga, el cual presentó un desplazamiento negativo de 6.7 mm

En la figura Fig. 6.28., muestro la deformación teórica del sistema en su trabe, el valor máximo se aprecia en color rojo, este análisis lo realicé manteniendo a las columnas como elementos rígidos indeformables, debido a que su análisis es de naturaleza diferente, consultar la sección 6.3.2.2. Columna estructural.

Empleando la metodología de la sección 6.3.1., con los valores de la puerta, realice el análisis de la deformación teórica y unitaria:

$$\epsilon = \frac{\sigma}{E} = \frac{51.7 \times 10^6 \frac{kg \cdot m}{s^2}}{200 \times 10^9 \frac{kg \cdot m}{s^2}} = 258.5 \times 10^{-6} \frac{m}{m} \quad (13.2)$$

$$\delta = \frac{\ell}{L} = \frac{6.759 \times 10^{-3} m}{6745 m} = 1.0 \times 10^{-6} \frac{m}{m} \quad (14.3)$$

Donde: ϵ = deformación teórica, en m/m.
 σ = esfuerzo, en N.
 E = Módulo de Young, en N.
 ℓ = Elongación, en m/m.
 δ = deformación unitaria, en m/m.
 L = longitud total, en m.

$$\therefore \delta \ll \epsilon$$

Este resultado me demostró que el desplazamiento de 6.7 mm, debido al máximo esfuerzo de 51.7 MPa (Ver figura Fig.6.27.), interpretado como deformación negativa (en sentido de la carga), es una deformación aceptable en las vigas que seleccioné, pues es un desplazamiento menor a la deformación teórica permitida, o dicho de otro modo, la deformación unitaria no provocaría esfuerzos mayores a los de la excitación externa en el material, dándome ello mayor certeza del tamaño del perfil que seleccioné, es decir, canal CPS tipo “C” de 6 pulgadas, con densidad de 8.2 lb/ft.

$$f = \delta E = \left(1.0 \times 10^{-6} \frac{m}{m}\right) (200 \times 10^6 Pa) = 200 N \quad (16)$$

Donde: f = esfuerzo unitario, en N.

Finalmente, el gráfico del factor de seguridad que obtuve, figura Fig.6.29., exhibe el nivel de confiabilidad del diseño de la estructura, sometida a las cargas estáticas de la puerta. Cuyo valor mínimo fue de 4.8. Este valor nos señala, que, al ser mayor a la unidad, 1, garantiza su estabilidad lo que, dicho de otra forma, nos indica es que la viga – trabe de la estructura no llegará a la falla mecánica debido a la tensión del peso de la puerta, o que los esfuerzos principales, no rebasarían el esfuerzo de fluencia elástica.

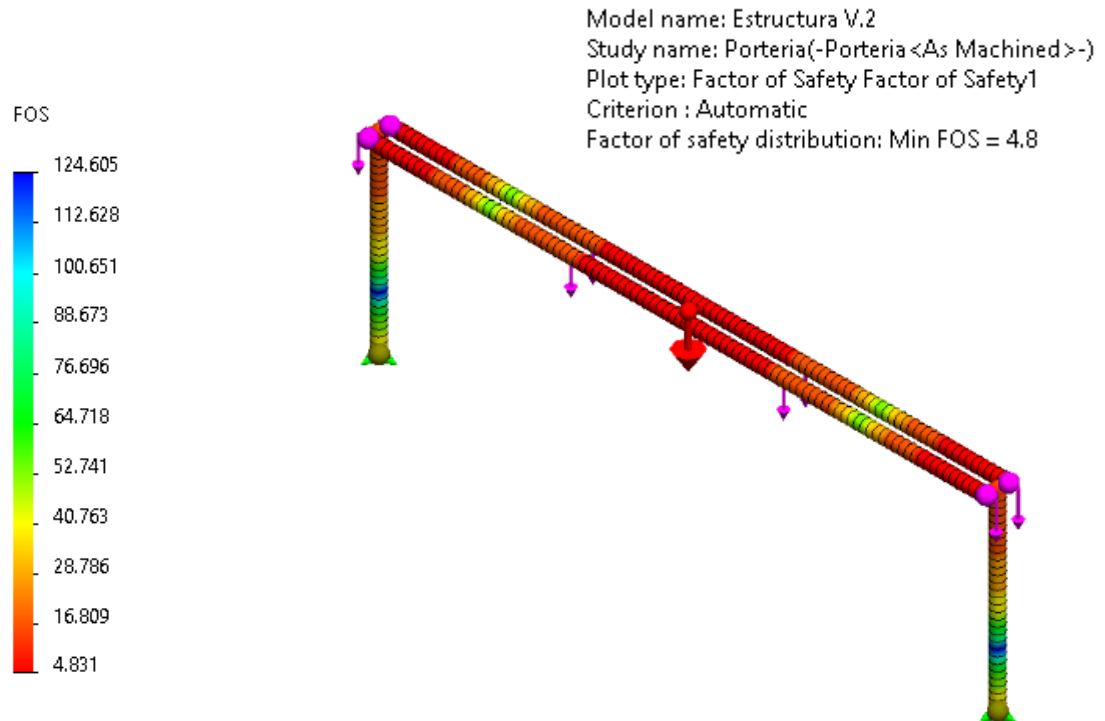


Fig. 6.29. Gráfico FS-portería/trabe. En el gráfico se aprecia que el factor de seguridad mínimo, en los elementos de carga de la estructura es de 4.8

El factor de seguridad representa un parámetro de diseño que valida la selección de los perfiles estructurales empleados en esa configuración en particular, bajo las condiciones estáticas de diseño, entre más alto sea la magnitud de este valor, mayor es la confiabilidad del diseño mecánico.

Este caso de estudio que examiné no fue el único que hice, pero sí fue el que exhibió el comportamiento óptimo de servicio.

6.3.2.2. Columna estructural

En la sección anterior mostré el análisis de los perfiles empleados como trabe, sometidos a la fuerza peso de la carga puerta, en esta sección muestro el comportamiento de los perfiles empleados como columna, sometidos a media carga, pues asumí que el modelo debido a la simetría del diseño es de naturaleza isostática. Evité expresar este análisis a causa de la sencillez del mismo.

Para predecir el comportamiento de los perfiles columna, realicé el análisis sobre una de las mismas, debido a que el módulo de simulación del programa CAD – CAE, acerca de casos de estudio estructural de falla por pandeo, no ha sido adquirido por la empresa “hornos térmicos”.

De manera que determiné una columna como volumen de control y a las interacciones las asigné como valores de entrada al sistema viga – columna, a solo una viga vertical. Las cargas y reacciones las obtuve del DCL, que obtuve del modelo general. Ver figura Fig. 30. Modelo general.

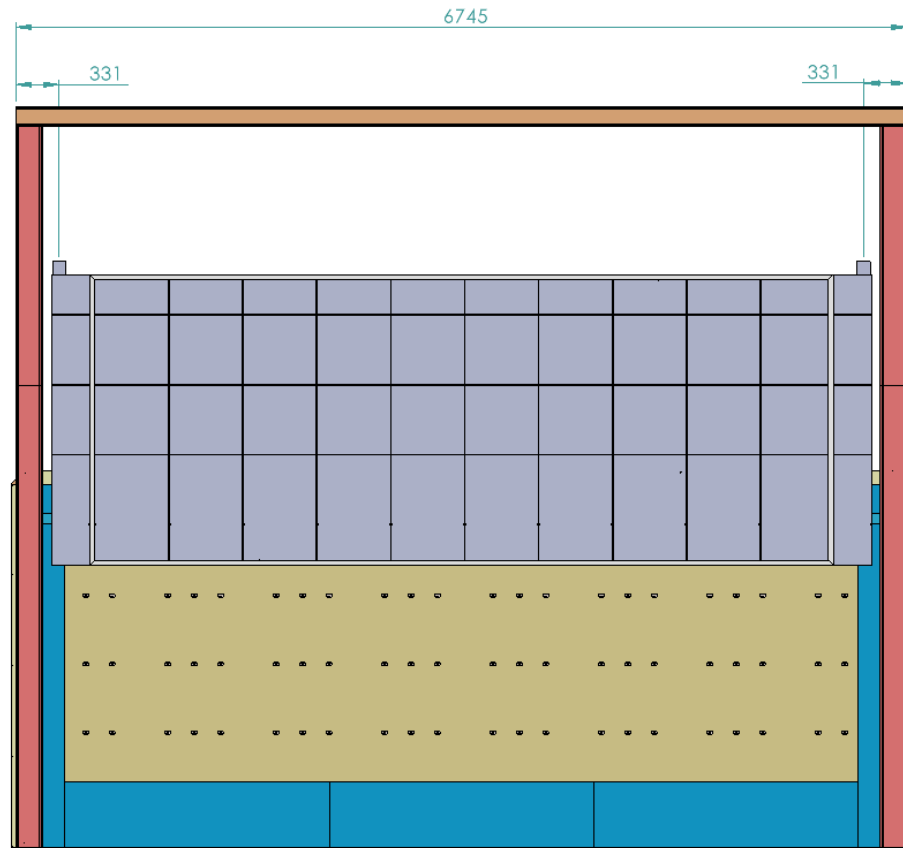


Fig. 6.30. Modelo general del horno. Vista frontal. La carga aplicada a las columnas se encuentra a una distancia de 331 [mm], que es la distancia de instalación de la cadena de transmisión. Cotas en milímetros.

Para determinar el DCL de la columna asumí que la carga peso, tendría dos efectos en el volumen de control, el primero es que se repartiría isostáticamente como tensiones en las cadenas de transmisión de la puerta, y que su línea de acción sería en el plano medio de los eslabones de ésta, el segundo es el efecto compresivo por la gravedad y su línea de acción sería en el plano medio de la viga. Ver figura Fig.6.31.

Consideré que el brazo de palanca que actuaría como momento flector estaría a la máxima distancia posible desde la línea de acción de la tensión al punto extremo contrario de la viga columna, siendo esta longitud de 331 [mm]. Ver figura Fig.6.30.

De manera genérica asigné como material de estudio acero estructural A36, por ser este acero, el comercialmente más empleado.

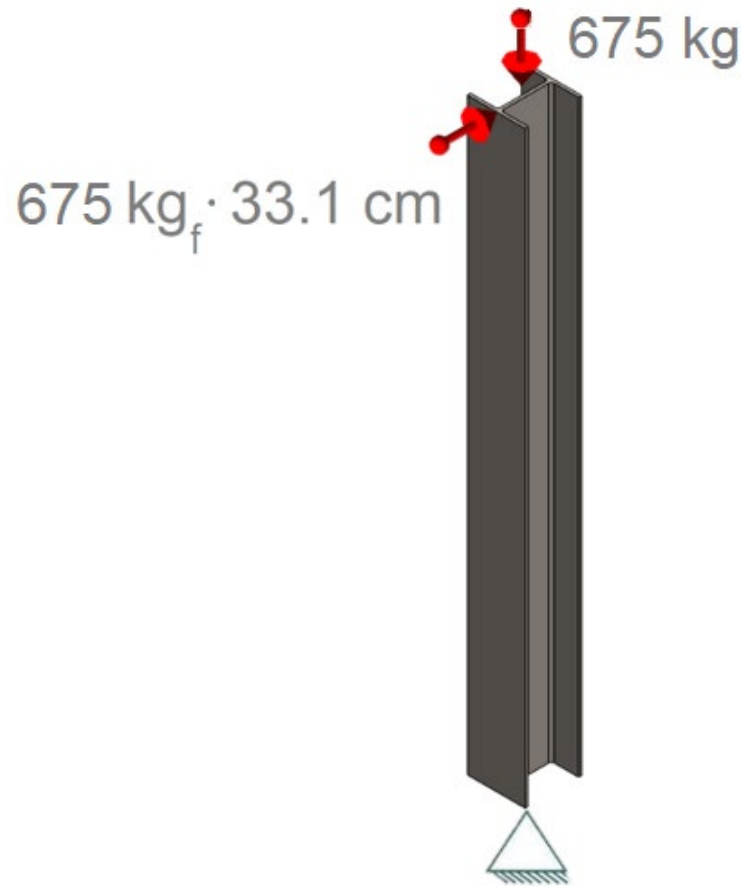


Fig. 6.31. DCL de la viga – columna. Su base la consideré como un apoyo fijo y los efectos de la fuerza peso, de naturaleza compresiva y de momento flector. Longitud de columna: 2112 [mm].

Los resultados que obtuve del análisis CAE, los exhibí en las figuras Fig. 6.32., a la Fig. 6.34. La figura Fig. 6.32., muestra la reacción esfuerzo de la viga.

El análisis que realicé en la paquetería CAE, arrojó resultados de un análisis estático que predice la respuesta del material analizado en el sistema que empleé, no obstante, con este análisis intenté obtener una idea de la reacción de las vigas columna.

En la figura Fig. 6.32., presenté la reacción teórica del material, en el cual se observa el pandeo esperado debido al momento flector, causado por la carga soportada en la cadena.

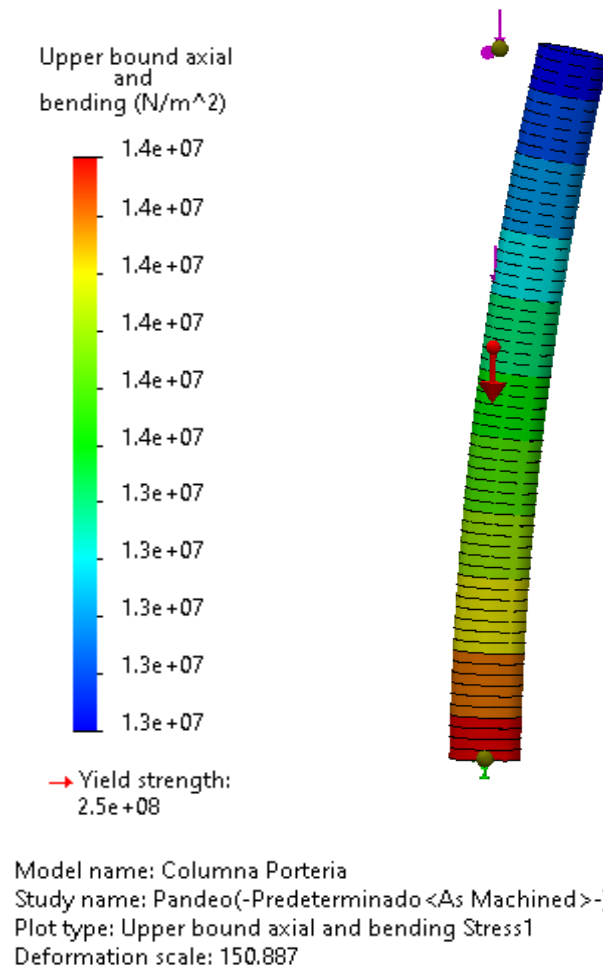


Fig. 6.32. Viga - columna. La respuesta del elemento estructural exhibe una tendencia marcada al pandeo en dirección de la tensión que actuaría en la línea de acción de la cadena de transmisión, de una magnitud de 13 MPa. También se observa el efecto compresivo acumulado en la base de la columna, donde se presenta el máximo esfuerzo de 14 MPa.

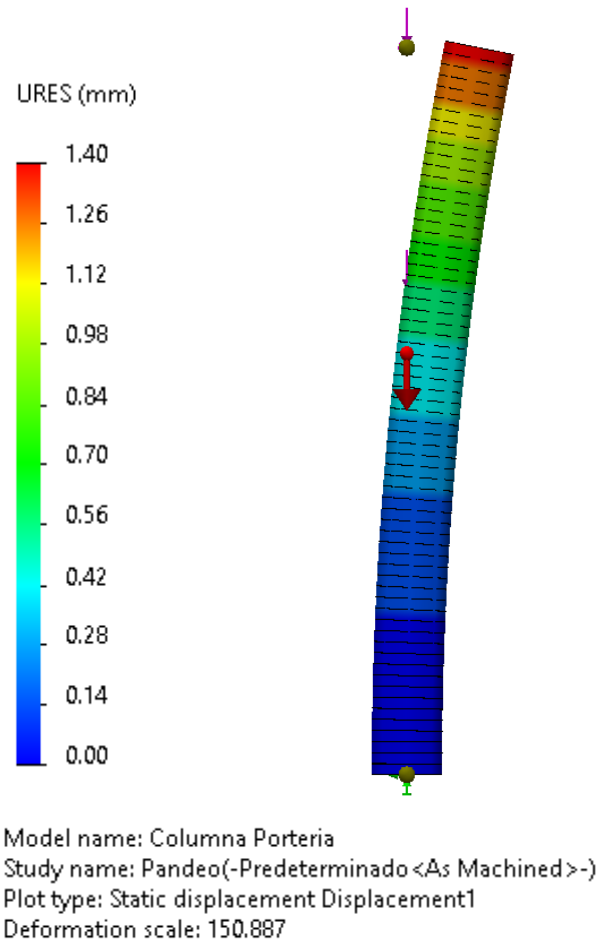


Fig. 6.33. Viga - columna. Desplazamiento.

En la figura Fig. 6.33., obtuve la respuesta de deformación o desplazamiento en la viga, actuando como columna. En la máxima distancia de aplicación del momento flector, se observa una deformación de 1.4 [mm], mientras que en su base permanece inmóvil.

Debido a la baja magnitud de los resultados que obtuve del análisis, determiné que es una selección adecuada, sin embargo, hice por igual el análisis teórico, para tener dos criterios de selección.

Esta decisión que tome, esta incentivada en el hecho de que, cuando la puerta se encontraba en reposo en la portería, el sistema columna – viga, permanecía estable, no obstante, cuando la puerta realizaba su desplazamiento vertical, el sistema columna – viga exhibía pandeo.

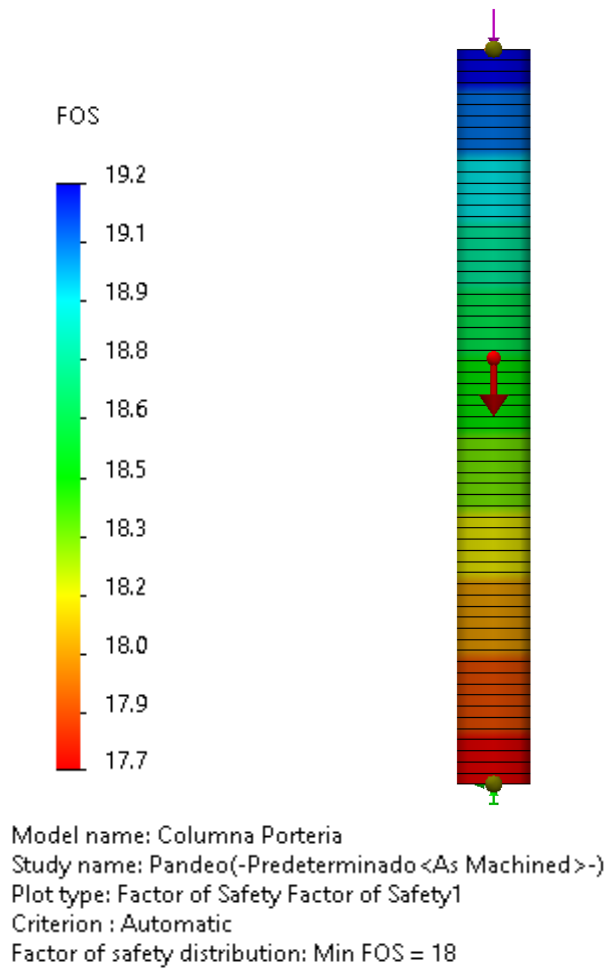


Fig. 6.34. Viga - columna. Factor de seguridad.

Con la figura Fig. 6.34, demostré que conseguí determinar un criterio de fiabilidad para la columna, en el caso de que fuera un análisis puro estático, a pesar de que obtuve un resultado satisfactorio, no es la metodología apropiada para este tipo de estudios, por esa razón y lo ante dicho, lo tomé como un criterio necesario, pero no suficiente, para garantizar la operabilidad de la selección que realicé.

Para reforzar los resultados logrados que alcancé con el análisis CAE, calculé la carga crítica por pandeo (Mott, 2009), el cual me permitió hacer la comparativa de esfuerzos.

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{N(kL)^2} \quad (17)$$

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 \cdot 250 \text{ GPa} \cdot (4977 \times 10^4 \text{ mm}^4) \left(\frac{1 \text{ m}}{1000 \text{ mm}}\right)^4}{2[2(2.112 \text{ m})]^2} = 3.4 \text{ MN}$$

Donde: P_{cr} = Carga de pandeo crítica, en N.
 E = Módulo de elasticidad, en GPa.
 I = Inercia, en m^4
 k = Factor de fijación
 L = Longitud, en m.
 N = Factor de seguridad, adimensional.

Comparé el resultado del pandeo contra el esfuerzo compresivo, esto es, si la carga externa actuara verticalmente en la sección transversal de la viga.

De naturaleza compresiva:

$$\frac{1}{2} m \cdot g = \frac{1}{2} (1350 \text{ kg}) \cdot g = 6.62 \text{ kN} \ll 3.4 \text{ MN}$$

Donde: m = masa de la carga, en kg.
 g = Constante gravitacional.

De igual manera comparé el pandeo contra el esfuerzo causado momento.

De naturaleza flectora:

$$\sigma = \frac{M \cdot c}{I_y} = \frac{[675 \text{ kg} \cdot g] \left[\frac{0.2037}{2} \text{ m}\right]}{4953.15 \text{ cm}^4 \left(\frac{1 \text{ m}}{100 \text{ cm}}\right)^4} = 13.6 \text{ MN} > 3.4 \text{ MN}$$

Donde: M = Momento, en Nm.
 g = Constante gravitacional.
 c = Distancia a plano neutro, en m
 I_y = Inercia entorno al eje "y", en m^4

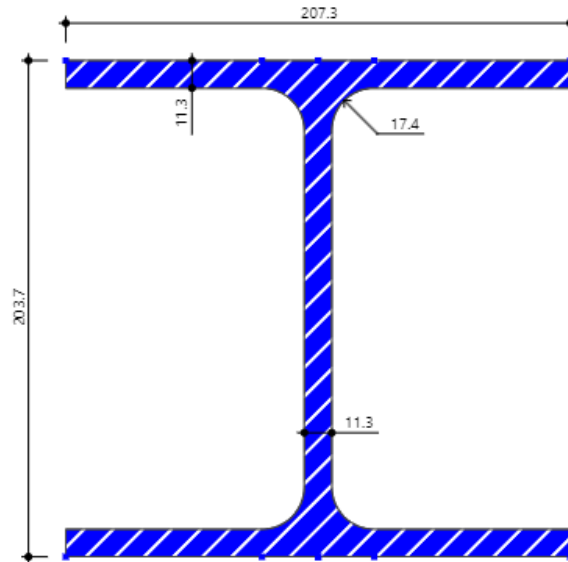


Fig. 6.35. Sección transversal de viga HP8x36. Cotas en milímetros. [Cortesía de Dlubal <Structural Analysis and Design Software>]

El análisis comparativo que propuse lo desarrollé para tener criterios de diseño con los cuales guiar la selección de los perfiles que estudié. Los resultados que obtuve, al estar uno debajo del valor de pandeo y el otro por encima me indicó que existía una probable una condición de equilibrio inestable.

Para reforzar la estructura se propusieron vigas tensoras a 45 que amarraran las columnas con el cuerpo del horno.

Estas vigas tensoras mejoraron la condición de equilibrio dinámico durante el desplazamiento de la carga puerta. Debido al cronograma de fabricación, no fue posible recoger la información estructural, ni detalles de la adecuación.

El análisis de falla geométrica por pandeo que hice, nos indicó que era necesario emplear perfiles con otras características geométricas.

6.4. Cálculo mecánico.

En el análisis mecánico hago referencia a los valores de diseño de los elementos motrices que calculé para la selección de las capacidades de los diversos componentes de la transmisión, en el desplazamiento vertical de la puerta.

Para dimensionar los elementos motrices, comencé por todos aquellos que para su selección, la excitación externa es parámetro suficiente para su cálculo. Esto es, el peso de la carga puerta, como criterio de diseño.

6.4.1. Potencia electromotriz.

Para izar la puerta, estimé la potencia requerida por el equipo motoreductor capaz de desplazar verticalmente la carga, es decir, calculé el “caballaje” necesario para levantar los 1350 (kg) de la puerta, en un tiempo de diseño en apertura de 10 segundos.

$$P_S = \frac{mgv}{\eta_T} = \frac{mg \frac{d}{t}}{\eta_L \eta_G} \quad (18)$$

Donde: P_S = Potencia estática, en W.
 m = Masa de la carga, en kg.
 g = Constante gravitacional.
 d = Recorrido total de la carga, en m.
 v = velocidad de desplazamiento, en m/s.
 η_L = Eficiencia a la carga, 0.90 adimensional.
 η_G = Eficiencia de engrane, 0.94 adimensional.
 η_T = Eficiencia global, adimensional.

Los valores de las eficiencias los obtuve de la Tabla.6.8., los cuales indican la pérdida de energía a lo largo del sistema de transmisión, en este estudio que realicé, tomé en cuenta la eficiencia a la carga, cuya interpretación es la energía perdida en los componentes de transmisión sometidos a la carga a desplazar, para esta aplicación, es la energía disipada a lo largo de la cadena, y la eficiencia en los engranes, cuyo significado es la energía que se pierde debido a los efectos poligonales (de carácter geométrico) que se generan en el cambio de dirección del movimiento del eslabonamiento de la cadena en los engranes. Seleccioné el valor mínimo para ambos casos, dentro del rango ofrecido en la literatura.

Transmission elements	Conditions	Efficiency
Wire rope	per complete contact of the rope around the drum (sleeve or anti-friction bearings)	0.91 – 0.95
V belts	per complete contact of the belt around the V-belt pulley (normal belt tension)	0.88 – 0.93
Polymer belts	per complete contact/rollers have anti-friction bearings (normal belt tension)	0.81 – 0.85
Rubber belts	per complete contact/rollers have anti-friction bearings (normal belt tension)	0.81 – 0.85
Toothed belt	per complete contact/rollers have anti-friction bearings (normal belt tension)	0.90 – 0.96
Chains	per complete contact/rollers have anti-friction bearings (dependent on chain size)	0.90 – 0.96
Gear units	oil-lubricated, three stages (helical gears), dependent on gear unit quality; for helical-worm and helical bevel gear units: according to the manufacturer specifications	0.94 – 0.97

Tabla. 6.8. Eficiencias de transmisión. [Cortesía de SEWEurodrive en *Project Planning of Drives. 17.1 Appendix with tables, pp 148.*]

$$\therefore P_S = \frac{1350 \text{ kg} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \frac{2 \text{ m}}{10 \text{ s}}}{0.90 \cdot 0.94} = 3.13 \text{ kW} = 4.2 \text{ HP}$$

Debido a que la oferta comercial de caballaje solo está disponible en números enteros, seleccione una potencia de trabajo de 5 HP.

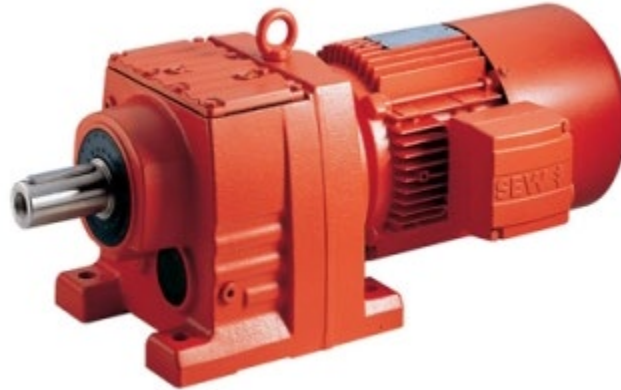


Fig. 6.36. Unidad motoreductora R97DRN100 – muestra fotográfica. Caballaje 5 HP. Velocidad de salida 21 RPM. [Cortesía de SEWEurodrive].

El elemento motriz de la puerta lo seleccioné, basándome en dos parámetros, el del caballaje o potencia y el de la velocidad del mismo, debido a que la flecha del motor sería dotada de un engrane 19T, la relación de velocidad de salida, con respecto a la velocidad lineal de desplazamiento en el izaje de la puerta sería la misma que el de flecha inferior, es decir 20 RPM y manteniendo inalterada la catarina conducida, es decir 32T. Consultar sección 7.4.3. Cadena de Transmisión.

La selección y juego de piñones en cada dupla de engranes, obedece la relación de diseño de tiempo de apertura de la puerta, de modo que la dupla original (19T – 32T) fue la guía de diseño que seguí, para la transferencia de relaciones y velocidades para el resto de los elementos motrices, el motor incluido, debido a que en la oferta técnica comercial que encontré, suplía las condiciones para conservar la relación inicial 19/32 y una apertura de 10 s.

De haber sido otro el caso, en la que no hubiera encontrado una oferta con las condiciones de operación necesarias de 5 HP con 20 RPM de velocidad de salida, hubiera buscado entonces otra relación de engranes diferente que mantuviera la condición de velocidad lineal. Manteniendo el criterio de un piñón de $NT > 19T$., con una búsqueda de dupla para su catarina de suma de 50T.

La ficha técnica de la propuesta comercial de la unidad motoreductora se encuentra en los anexos. Consultar Sección 13.2.5 SEW EuroDrive. Product Information.

6.4.2. Diámetro de las flechas.

6.4.2.1. Diámetro de la flecha superior.

Para el dimensionamiento de las flechas realicé el análisis estático a partir del diagrama de cuerpo libre, como se muestra en la figura Fig.6.37.

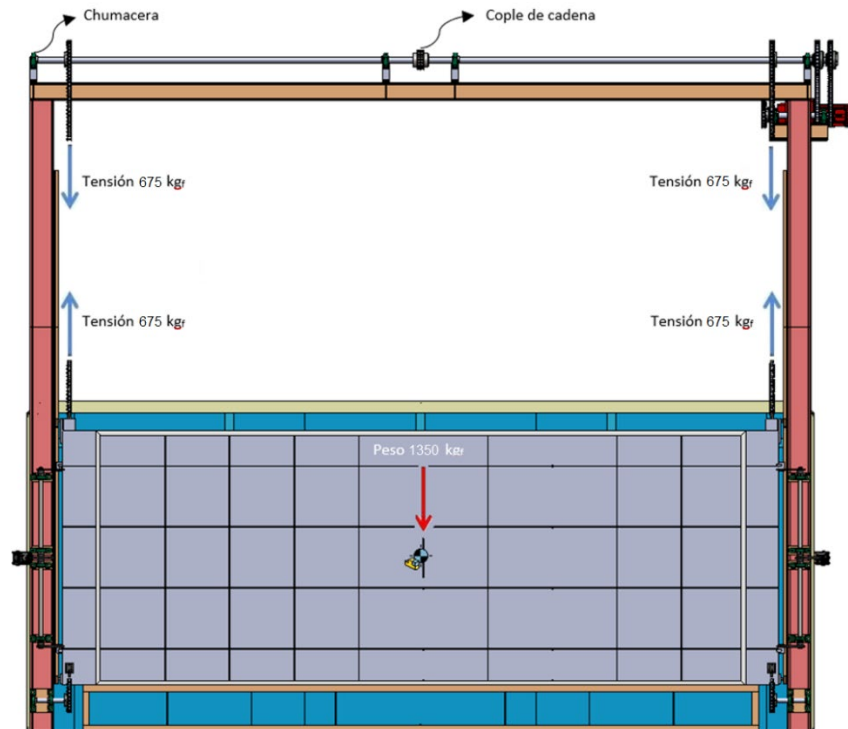


Fig. 6.37. DCL de la flecha superior.

Debido a la configuración de las cargas y apoyos, con respecto al centro de gravedad de la puerta, se generó un sistema isostático, por tal motivo determiné que la carga en forma de tensión se transmite en la misma magnitud, repartiendo la fuerza peso, en las cadenas de transmisión que sostienen la puerta.

Por causas de manufactura, se seccionó la longitud total de la flecha en dos segmentos, ello relacionado a los altos costos de producción de un eje de 6 (m), aunado a la dificultad de encontrar un proveedor que tuviera la capacidad de maquinarse una flecha de esa longitud y lo complicado por falta de equipo en el taller, de desplazar el peso de esa flecha hasta la

altura de operación. De tal manera que el nuevo DCL del sistema se muestra en la figura Fig.6.38.

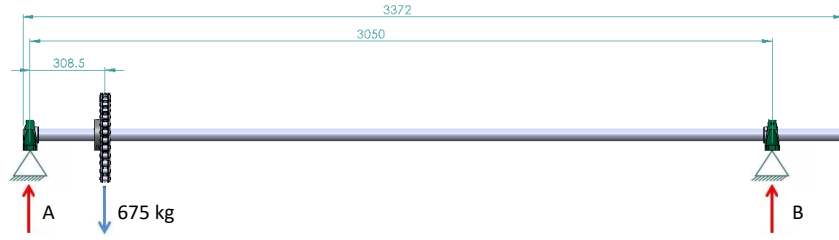


Fig. 6.38. DCL modificado de la flecha superior. Flecha de 3372 [mm] sección izquierda. Análisis estático.

$$M_A^{+ \circ}: (675kg)(308.5mm) = 3050mm \cdot B$$

$$\therefore B = \frac{(675kg)(308.5mm)}{3050mm} = 68.3 \text{ kg}$$

$$M_B^{+ \circ}: (675kg)(3050mm - 308.5mm) = (3050mm) \cdot A$$

$$\therefore A = \frac{(675kg)(2741.5mm)}{3050 \text{ mm}} = 606.7 \text{ kg}$$

Con el valor de las reacciones en los apoyos de la flecha, evalúe diferentes casos de análisis con el uso de la expresión de esfuerzo debido a flexión (Mott, 2009).

$$\sigma = \frac{M_{max} \cdot c}{I} \quad (19)$$

$$2''\theta: \sigma = \frac{(675 - 606.7)kg \cdot 9.81 \frac{m}{s^2} \cdot (0.3085m)(0.0254m)}{\frac{(0.0508m)^4}{64} \pi} = 16.05 \text{ MPa}$$

$$1\frac{1}{2}''\theta: \sigma = \frac{(675 - 606.7)kg \cdot 9.81 \frac{m}{s^2} \cdot (0.3085)(0.01905m)}{\frac{0.0381^4}{64} \pi} = 38.04 \text{ MPa}$$

$$1''\theta: \sigma = \frac{(675 - 606.7)kg \cdot 9.81 \frac{m}{s^2} \cdot (0.3085)(0.0127m)}{\frac{0.0254^4}{64} \pi} = 128.4 \text{ MPa}$$

Donde: σ = Esfuerzo, en MPa.

$M_{\max}$ = Momento máximo, en N · m.

g = Constante gravitacional.

c = Distancia de plano medio de eje neutro, en m.

I = Inercia, en m^4

$$\therefore \sigma \leq \sigma_d \quad (20)$$

$$\sigma_d = \frac{S_y^{SAE1045}}{2} = \frac{310 \text{ MPa}}{2} = 155 \text{ MPa}$$

Para garantizar seguridad de diseño mecánico en la flecha, use un factor de seguridad de 2 (Mott, 2009), como criterio para carga estática, pues el servicio de la flecha, propiamente será en estado de reposo, por esa razón aunque la flecha de 1"Ø cumple la condición de diseño, escogí el diámetro de flecha de 1 ½"Ø, como selección óptima, pues la magnitud de la de 1" se encuentra próximo al límite de diseño.

6.4.2.2. Diámetro de la flecha inferior.

El diagrama para el dimensionamiento de la flecha inferior se ilustra en la figura Fig.6.39.

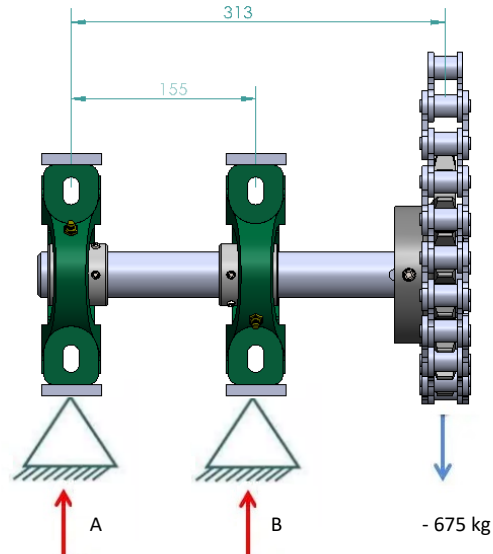


Fig. 6.39. DCL de la flecha inferior. Cotas en milímetros.

$$M_A^{+0} : -(-675 \text{ kg})(313 \text{ mm}) = 155 \text{ mm} \cdot B$$

$$\therefore B = \frac{(675kg)(313mm)}{155mm} = 1363.0 \text{ kg}$$

$$M_B^{+\cup}: -(-675kg)(313mm - 155mm) = -(155mm) \cdot A$$

$$\therefore A = \frac{(+675kg)(313mm - 155mm)}{(-155mm)} = -688.0 \text{ kg}$$

$$2''\theta: \sigma = \frac{(1363 - 688)kg \cdot 9.81 \frac{m}{s^2} \cdot (0.155m)(0.0254m)}{\frac{0.0508^4}{64} \pi}$$

$$= 79.72 \text{ MPa}$$

$$1\frac{1}{2}''\theta: \sigma = \frac{(1363 - 688)kg \cdot 9.81 \frac{m}{s^2} \cdot (0.155m)(0.01905m)}{\frac{0.0381^4}{64} \pi}$$

$$= 188.97 \text{ MPa}$$

$$1''\theta: \sigma = \frac{(1363 - 688)kg \cdot 9.81 \frac{m}{s^2} \cdot (0.155m)(0.0127m)}{\frac{0.0254^4}{64} \pi}$$

$$= 637.76 \text{ MPa}$$

Seguendo el criterio de diseño de la sección anterior, el diámetro óptimo que escogí, que cumple la condición es la flecha de 2"Ø.

6.4.3. Cadena de Transmisión.

Para la selección del tamaño de la cadena seguí la guía diseño y procedimientos de cadenas de SKF (SKF, 2021). Primero determine la potencia motriz en la línea de transmisión.

$$P_D = P_M \prod F_i = P_M F_S F_V F_L \dots \quad (21)$$

Donde: P_D = Potencia mecánica en kW

P_M = Momento máximo, en N · m.

F_i = Factores de operación.

F_S = Factor de servicio, adimensional.

F_V = Factor de velocidad, adimensional.

F_L = Factor de lubricación, adimensional.

La potencia mecánica asociada a la transmisión de las cadenas está relacionada con la tensión y velocidad de desplazamiento generada a causa de la carga que soporta cada línea, en este caso, la potencia estática. En cuanto a los diversos factores de operación, tales como lubricación, velocidad, número de líneas, etc., se pueden consultar las tablas relativas en *SKF Transmission Chains*.

$$\therefore P_M = \frac{1}{2} P_S = \frac{1}{2} \cdot 3.13 \text{ kW} = 1.57 \text{ kW}$$

$$P_D = (1.57 \text{ kW})(1.0)(1.1)(1.0) = 1.73 \text{ kW}$$

Posteriormente seleccioné un piñón de $z = 19T$ (19 dientes), a partir del cual calculé la velocidad angular del piñón, valor crítico para la selección de cadenas.

$$v = \frac{d}{t} = \frac{2m}{10s} = 0.2 \text{ m/s}$$

$$\omega = \frac{v}{D_p/2} = \frac{0.2 \text{ m/s}}{(7.45" \cdot 0.0254 \text{ m/1"})/2} = 2.11 \text{ s}^{-1}$$

$$\omega = \left(2.11 \frac{\text{rad}}{\text{s}}\right) \left(\frac{1 \text{ rev}}{2\pi \text{ rad}}\right) \left(\frac{60 \text{ s}}{1 \text{ min}}\right) = 20.15 \text{ RPM}$$

Donde: v = velocidad lineal de la puerta, en m/s.
 d = recorrido de la puerta, en m.
 t = tiempo de apertura, en s.
 ω = velocidad angular, en rad/s.
 D_p = Diámetro primitivo, en m.

El diámetro primitivo del engrane piñón lo saqué de los modelos contenidos en la *Sección E del Gran Catálogo 4000 Sprocket & Gear, Inc.* [Cortesía de Martin].

Con la potencia de diseño, la selección del piñón de $z = 19T$ y la velocidad de éste, entré a las tablas de potencia de SKF y escogí una cadena que cubriera las características físicas de operación. Ver Tabla.6.9. Tablas de Potencia (kW) – Cadenas ANSI. [Cortesía SKF Tabla 10j. pp., 25.]. Consultar sección 13.2.6. SKF PHC 100H-1x5MTS.

100H-1; (31.75 mm Pitch) Power ratings in kilowatt (ANSI standard)																	
No of teeth	Pitch circle Dia.	rpm of small (faster) sprocket z ₁															
Z	mm	10	25	50	58	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1200	1800
13	132,67	0,81	1,97	3,83	4,42	7,45	14,49	21,38	28,18	34,91	41,59	38,37	31,41	26,32	22,47	17,10	9,30
15	152,71	0,94	2,27	4,42	5,10	8,59	16,72	24,67	32,52	40,28	47,99	47,56	38,93	32,62	27,85	21,19	11,53
17	172,79	1,07	2,57	5,01	5,77	9,74	18,94	27,96	36,85	45,66	54,39	57,37	46,96	39,36	33,61	25,57	13,91
19	192,90	1,19	2,88	5,60	6,45	10,88	21,17	31,25	41,19	51,03	60,78	67,80	55,49	46,51	39,70	30,21	16,44
21	213,03	1,32	3,18	6,18	7,13	12,03	23,40	34,54	45,52	56,40	67,18	77,90	64,48	54,03	46,14	35,10	19,11
23	233,17	1,45	3,48	6,77	7,81	13,17	25,63	37,83	49,86	61,77	73,59	85,32	73,91	61,93	52,88	40,23	21,90
25	253,32	1,57	3,78	7,36	8,49	14,32	27,86	41,12	54,20	67,14	79,99	92,74	83,75	70,19	59,93	45,59	22,14
Lubrication method		TYPE 1				TYPE 2				TYPE 3							

Tabla. 6.9. Potencias para cadena servicio pesado 100H.

Para corroborar la adecuada selección de la intersección que realicé de la Tabla.6.9., interpolé la velocidad de operación para comparar adecuadamente las velocidades y potencias requeridas, con las ofrecidas por la cadena.

RPM	kW
10	1.19
20	x
25	2.88

$$x = \frac{2.88 - 1.19}{25 - 10} \cdot (20 - 10) + 1.19 = 2.32 \text{ kW}$$

Como la potencia de transmisión permitida a 20 RPM por la cadena 100H, es mayor que la requerida por la aplicación que analicé, pude asegurar que mi selección fue correcta. Consultar Sección 12. 1. Fichas técnicas.

En cuanto a la selección del piñón 19T, la tomé considerando los factores de corrección por tamaño en engranes, pues este tamaño, garantiza un factor de 1.0, lo que indica que no impacta en la potencia de diseño para la selección del tamaño de la cadena, para apreciar de mejor forma el criterio que seguí lo ilustro con la Tabla.6.10., siguiente.

Sprocket Correction Factors					
No. teeth Z	Tooth Factor F2	No. teeth Z	Tooth Factor F2	No. teeth Z	Tooth Factor F2
23	1.22	17	0.90	12	0.35
21	1.11	15	0.60	11	0.30
19	1.00	13	0.40	10	NR ^a

Tabla. 6.10. Factores de corrección para calcular la potencia de diseño, para piñones de diferentes tamaños. *[Cortesía de SKF, en SKF Transmission chains SKF., pp., 14.]*

Posteriormente respeté las recomendaciones del proveedor al completar el juego de engranes en duplas que sumen entrambos 50T (50 dientes), con lo cual el siguiente engrane que escogí fue el de 32T, al ser el tamaño disponible comercialmente.

6.4.4. Carga neumática.

Aunque la puerta del horno se diseña para cerrar el umbral del hogar, no garantiza un perfecto enclaustramiento del recinto térmico, por esta razón se instalan dispositivos neumáticos a capaces de ejercer la fuerza necesaria para mantener la puerta presionada contra el cuerpo del horno.

Para determinar la fuerza en las unidades neumáticas, realicé un análisis de volcamiento, asumiendo que la fuerza de los pistones debe otorgar un par igual o mayor que el generado por el peso de la puerta. Ver figuras Fig. 6.40 y Fig. 6.41.

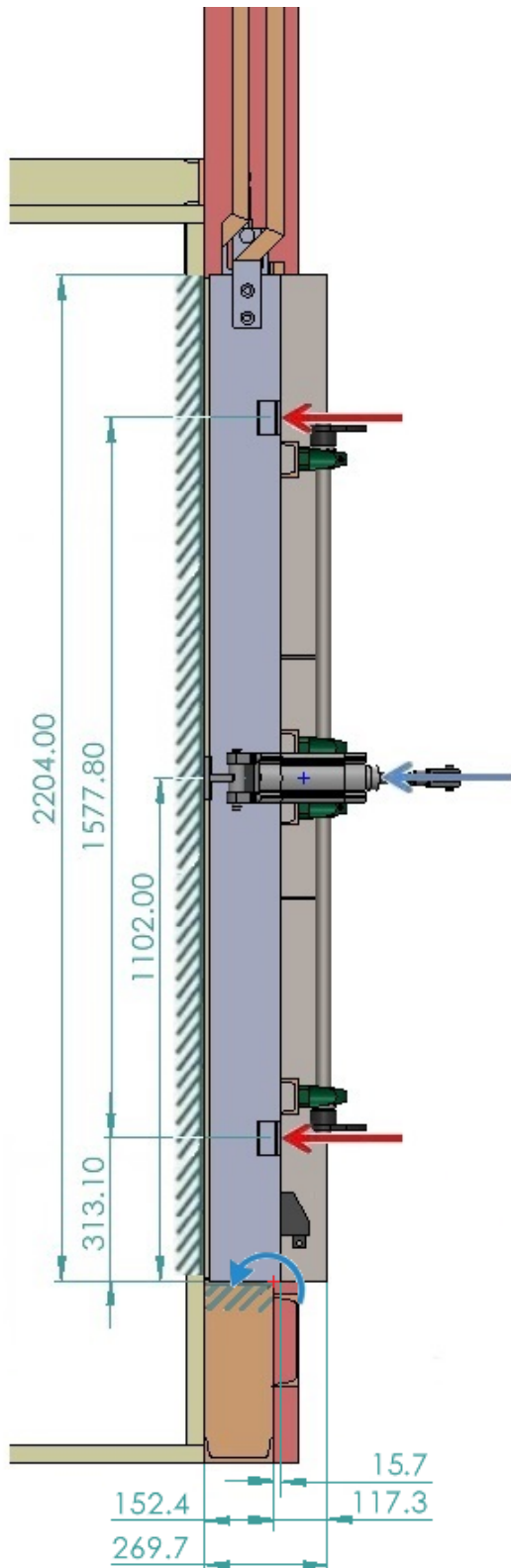


Fig. 6.40. Esquema de la carga penumática en el seguro de cierre. Cotas en milímetros.

En la figura Fig. 6.40., se aprecia en amarillo, la frontera límite del cuerpo del horno, la cual se representa además como una continuidad de apoyo fijo, misma contra la que se recarga la puerta de color gris.

En color anaranjado, en la parte inferior, se aprecia el *asiento* de 152 [mm], en el cual descansa en toda su longitud la puerta, sin embargo, el mismo no se extiende a lo ancho de la puerta.

Con una cruz azul, se identifica a la unidad pneumática y señalo donde se encuentra aplicada su fuerza sobre la puerta. Como se puede ver, el efecto de la fuerza del pistón es de carácter isostático.

El análisis de volcamiento que propuse, consistió en que el momento de la fuerza pneumática, debe vencer al momento de la fuerza peso en cantilever de la puerta, en sentido hacia el cuerpo del horno, como se aprecia con la flecha curva azul.

Asumí que la parte posterior de la puerta, se encuentra totalmente descansada en el asiento, de modo que solo los refuerzos externos se encuentran como carga peso haciendo volcar la puerta hacia afuera, como se indica en la figura previa figura Fig. 6.40.

La parte posterior (izquierda) de la puerta se visualiza en su totalidad, en color gris, mientras que la parte anterior, color marrón, corresponde a los refuerzos de la puerta.

En la figura Fig. 6.41., se exhiben los centros de gravedad de las dos secciones de la puerta y su correspondiente ubicación.

De la ventana de *Mass Properties*, de la paquetería CAE, obtuve para la sección frontal de la puerta un peso de 347 kg.

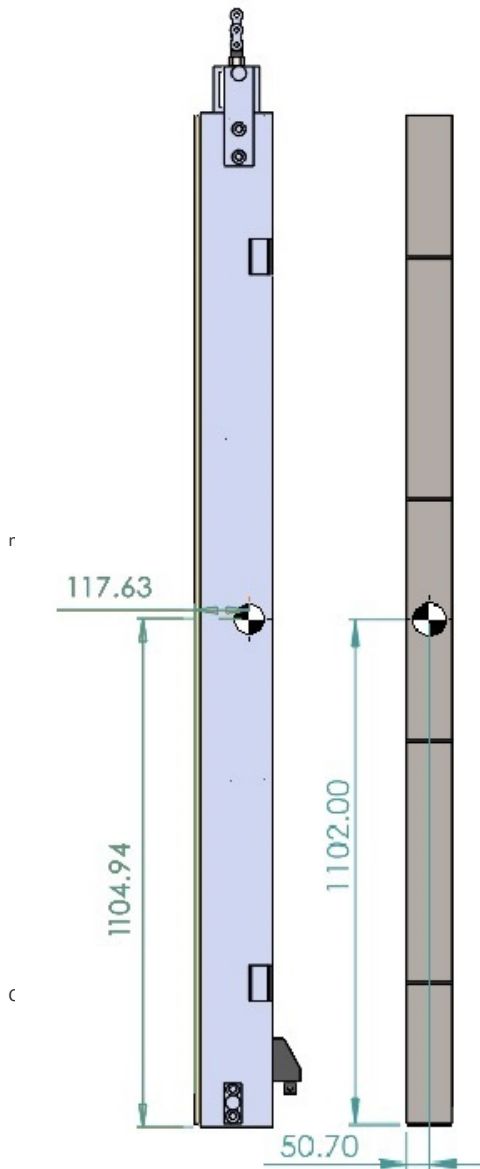


Fig. 6.41. Centros de gravedad de las secciones izquierda y derecha, posterior y anterior, respectivamente. Cotas en milímetros.

El momento para vencer es el debido al peso de los refuerzos externos en la cara anterior de la puerta, en el punto extremo del asiento, marcado con una cruz roja en la figura Fig. 6.41.

Para el cálculo de los momentos empleé las distancias normales a dicho punto.

$$m_v = \frac{1}{2} w \cdot d_1$$

$$m_v = \frac{1}{2} (347 \text{ kg}) G (50.7 + 15.7) \text{ mm} = 113 \text{ Nm}$$

Donde: m_v = volcamiento, en Nm
 w = fuerza peso, en kg.
 d_1 = distancia normal del CG de la parte anterior de la puerta, en m.
 G = Ctte gravitacional, 9.81 ms^{-2}

$$\therefore m_p > m_v$$

$$m_p = \frac{1}{2} p \cdot d_2 + \frac{1}{2} p \cdot d_3$$

$$m_p = \frac{1}{2} p (d_2 + d_3)$$

$$m_v < \frac{1}{2} p_i (d_2 + d_3)$$

$$\therefore \frac{2m_v}{(d_2 + d_3)} < p$$

$$\frac{2 \cdot 113 \text{ Nm}}{[(0.313 + 1.577) + 0.313] \text{ m}} = 102.6 \text{ N}$$

Donde: m_p = momento neumático, en Nm
 p = fuerza neumática, en N.
 d_2 = distancia normal del brazo superior en m.
 d_3 = distancia normal del brazo inferior, en m.

Con este valor, entré a las tablas de *Data Sheet* de *Standars-based cylinders DSBC, ISO 15552*, cortesía de *Festo*. Donde busqué una relación fuerza – piston que cumpliera esa característica. Ver Tabla.6.11.

Forces [N] and impact energy [J]							
Piston diameter	32	40	50	63	80	100	125
Theoretical force at 6 bar, advancing	483	754	1178	1870	3016	4712	7363
Theoretical force at 6 bar, retracting	415	633	990	1682	2721	4418	6881
Max. impact energy in the end positions							
DSBC-...	0.4 ¹⁾	0.7	1.0	1.3	1.8	2.5	3.3
DSBC-...-L/-U/-T1/-T3/-T4	0.2 ¹⁾	0.35	0.5	0.65	0.9	1.25	1.65
DSBC-...-L1	0.1	0.2	0.3	0.4	0.9	1.25	1.65

Tabla. 6.11. Hoja de datos técnicos para cilindros neumáticos. *Fuerza y energía de Impacto*. [Cortesía de Festo, *Standars-based cylinders DSBC, ISO 15552.*, p. 14.]

Cabe señalar que el pistón 32 de la serie DSBC, tiene un rango de operación de 0.6 a 12 bar, y las tablas proporcionadas por el proveedor, están tabuladas a una presión promedio de 6 bar. Este dato es importante cuando el cliente no cuenta con línea de aire comprimido en su planta, de modo que al equipo horno, se le tiene que añadir una unidad compresora de aire que suministre la presión neumática a los pistones. Ver Tabla.6.12. Consultar la Sección 13.2.7. FESTO. Cilindro normalizado: DSBC-32-100-PPVA-N3.

Operating and environmental conditions							
Piston diameter	32	40	50	63	80	100	125
Operating medium	Compressed air to ISO 8573-1:2010 [7:4:4]						
Note on the operating/pilot medium	Lubricated operation possible (in which case lubricated operation will always be required)						
Operating pressure							
DSBC-... [MPa]	0.06 ... 1.2		0.04 ... 1.2			0.02 ... 1.0	
[bar]	0.6 ... 12		0.4 ... 12			0.2 ... 10	

Tabla. 6.12. Tabla: Hoja de datos técnicos para cilindros neumáticos. *Operación y condiciones medioambientales*. [Cortesía de Festo, *Standars-based cylinders DSBC, ISO 15552.*, p. 12.]



Fig. 6.42. Unidad neumática DSBC-32-100-PPVA-N3 – muestra fotográfica. [Cortesía Festo].

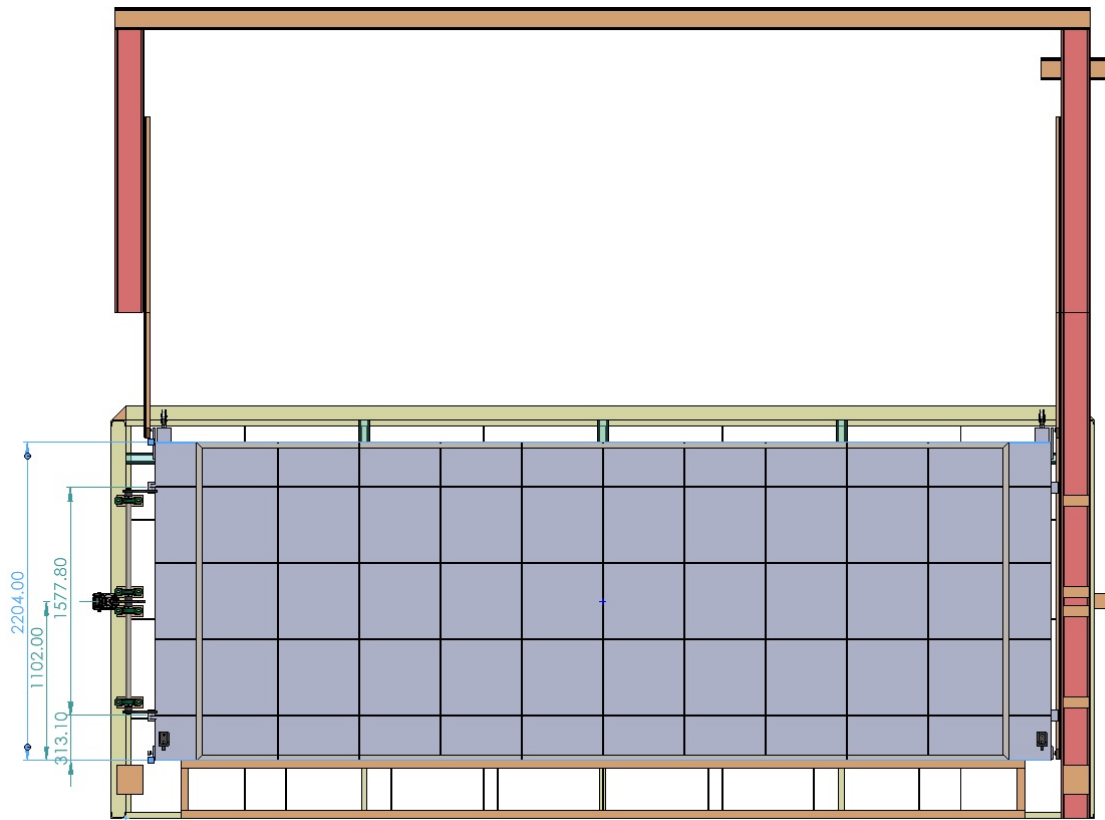


Fig. 6.43. Vista frontal del horno, puerta, estructura, asiento y unidades neumáticas a los costados. Cotas en milímetros.

6.4.5. Limitador de torque.

El limitador de torque es un elemento de seguridad que protege mecanismos de transmisión de acoplamientos de flechas y cadenas cinemáticas contra la sobrecarga.

En este caso se emplearon para proteger a los usuarios del equipo térmico, pues en caso de corte súbito de energía eléctrica o cualquier otro connato, el limitador de torque evitaría que la puerta guillotinará, haciendo un descenso paulatino y suave.

Los limitadores, embragues o clutch de torque, como también se les conoce, se instalan en conjunto con los engranes, que son justo el elemento que detienen. Ver figura Fig. 6.44.

En esta sección determiné la memoria de cálculo para el par de reacción externo originado por la acción peso de la puerta.

Para éste cálculo consideré como base de referencia, una catarina estándar 32T (32 dientes) y paso 1.25", con diámetro primitivo de 12.75".

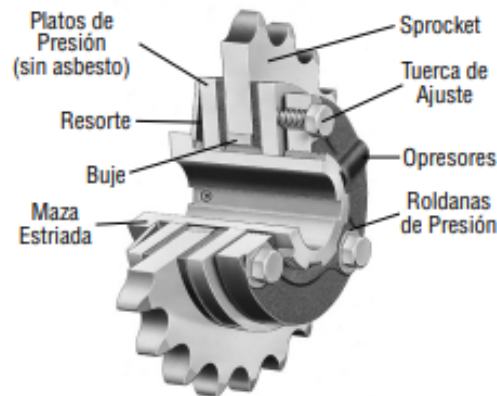


Fig. 6.44. Diagrama de un limitador de torque. [Cortesía de Martin].

$$\tau = \frac{D_p^{32T}}{2} \cdot w = \frac{1}{2} (12.75 \text{ plg}) \frac{0.0254 \text{ m}}{1 \text{ plg}} \cdot 1350 \text{ kg} \cdot G = 2143.7 \text{ Nm}$$

Con este valor que calculé seleccioné un embrague que tuviera el rango de capacidad, para la carga requerida. Se estudió la propuesta técnica del proveedor Morse. Ver Tabla. 14. Consultar sección 13.2.8. Cross & Morse. Torque Limiters

*Model	Torque min	Torque max	Stock min plain bore	Stock Finish bores	Max Bore with Std Keyway	†Standard Bush Lengths (Ref.)	Set Screw	A	B	C (max)	D	F	G	L	M A/F	P	Weight
	Nm	Nm	mm	mm	mm	mm		mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	kg
200M1	3	13	9.5	19	22	(275, 365, 480, 551)	M5	52	48	9	16	4.0	3.5	34.9	46		0.4
200M2	6	25		20		7.0, 9.5, 11.5, 13.4											
250M1	7	34	9.5	15	22	(275, 365, 480, 551)	M5	64	48	9	16	4.0	3.5	34.9	46		0.5
250M2	12	67		19		7.0, 9.5, 11.5, 13.4											
350M1	20	100	18	20	25	(365, 480, 551, 628, 829)	M6	89	62	16	19	4.0	3.5	42.9	60		1.1
350M2	34	200		24		9.5, 11.5, 13.4 16.0, 20.3											
500M1	48	283	22	25	41	(480, 551, 628, 829)	M8	127	76	16	22	6.5	3.5	63.5	-	92	3.0
500M2	88	566		30		11.5, 13.4, 16.0, 20.3											
700M1	110	770	24	40	64	(520, 580, 667, 868, 966, 1187, 1375)	M10	178	98	29	24	8.0	5.0	95.3	-	133	6.8
700M2	224	1540		48		13.2, 14.7, 16.9, 22.3, 24.6, 30.2, 34.9											
13-8 ^(*)	678	1966	38.1		82	(375, 500, 562)	-	330	146	22	36	9.5	4.8	114.3	-	279	38.6
13-16 ^(*)	1356	3120				9.5, 12.7, 14.3											
20-5 ^(*)	2135	4270	50.8		124	(500, 625)	-	508	184	24	46	12.5	4.8	165.1	-	413	115.0
20-10 ^(*)	4270	8540				12.7, 15.9											

Tabla.6.13. Dimensiones y capacidades de los limitadores de torque estándar. [Cortesía de Cross-Morse, en Cross & Morse Torque Limiters p., 4].

Aunque la oferta técnica de la propuesta que seleccioné cubre el rango de capacidad necesaria, fue descartada por salirse del presupuesto asignado para el proyecto en general, de tal forma que se me solicitó proponer una alternativa dentro del costo de producción asignado.

Por ello sugerí adquirir dos embragues de menor tamaño que en conjunto cubrieran la capacidad de demanda.

$$\therefore \tau = 2143.7 Nm \left(\frac{1 \text{ lb}_f}{4.45 \text{ N}} \right) \left(\frac{1 \text{ ft}}{0.3048 \text{ m}} \right) \left(\frac{12''}{1 \text{ ft}} \right) = 18\,965.9 \text{ lb} \cdot \text{in}$$

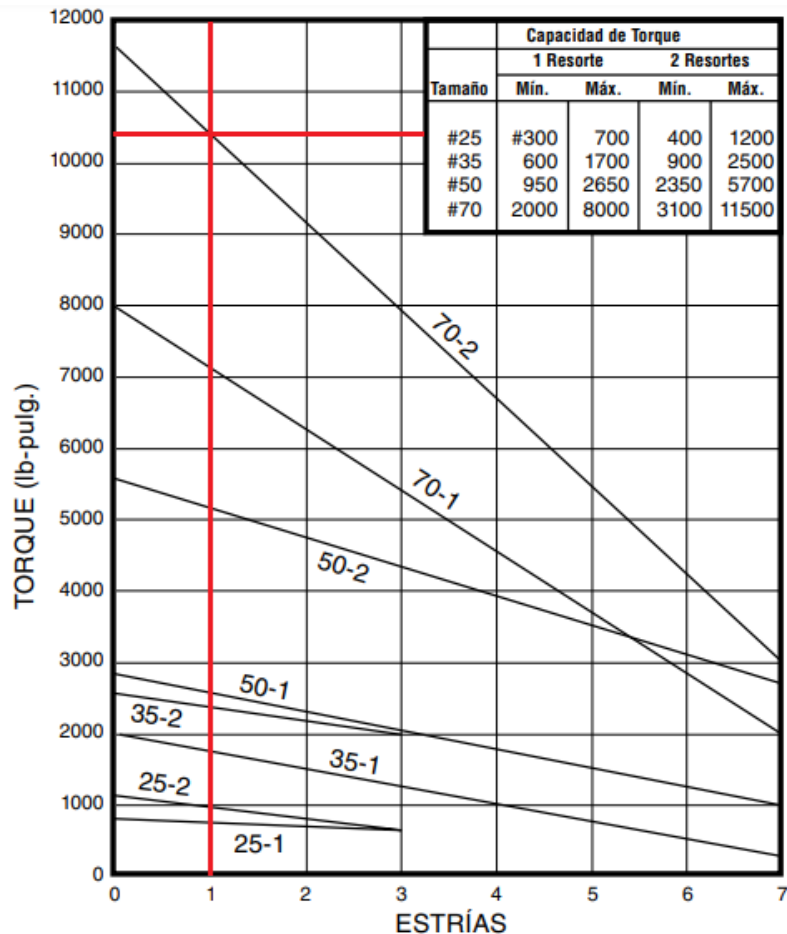


Tabla. 6.14. Calibración de embragues *Martin*. [Cortesía de *Martin*, en *El gran Catálogo 4000. Sprockets & Gear, Inc. Sección E-10.*].

Debido a que las curvas de *Martin*, se encuentran en sistema inglés, realicé la conversión de unidades, y escogí dos limitadores de torque modelo 70-2, con ajuste de 1 estría. Ver Tabla.6.14. Consultar sección 13.2.9. Martin. Embrague Limitador de Torque. Secc. E-9/10.

6.4.6. Pernos de izaje.

Los tornillos que se emplearon para unir la cadena de transmisión con la carga peso de la puerta, son los pernos de izaje en los cuales realicé el análisis de tensión, para dimensionar el tamaño adecuado del elemento.

En la figura Fig. 6.45, muestro la carga puerta, y las cadenas de transmisión sometidas a la tensión del peso, marcada en color rojo.

En la figura Fig. 6.46, muestro en detalle el DCL en el que me basé para el análisis mecánico del perno, sometido a la tensión de línea de transmisión de la cadena.

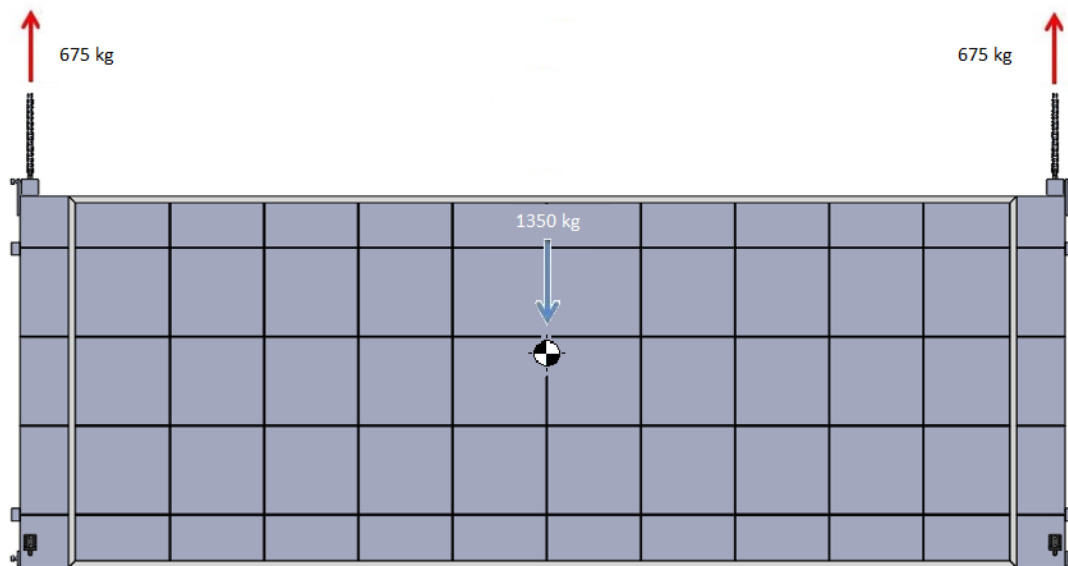


Fig. 6.45. Puerta guillotina. Masa 1350 kg. En cada línea cadena se transmiten 675 kgf de tensión.

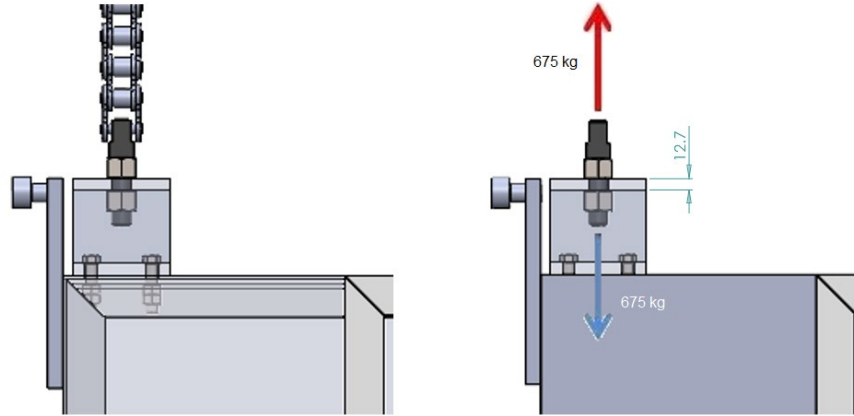


Fig. 6.46. Izquierda. Unión a tensión. Sujeción tipo perno. Derecha. DCL de la tensión y reacción en el perno. Cotas en milímetros.

$$F_b = CP + 0.90A_t S_p \quad (22)$$

Donde: F_b = Carga resultante en el perno, en MPa.
 C = Coeficiente de rigidez, en lbf/pulg
 P = Carga externa de tensión, en Mpa.
 A_t = Área de tensión, en m².
 S_p = Resistencia de prueba, en MPa

Para el cálculo de los pernos de izaje de la puerta empleé la ecuación de carga resultante de perno y criterio de Russel Burdsall & Ward (Budynas, 2008).

El término derecho de la ecuación del perno, corresponde a la carga que recibe el perno solo debido al apriete del mismo, sin efecto de carga externa alguna, sin embargo es una excitación que recibe el elemento, el cual también es de naturaleza tensora y debe ser considerada. Mientras que el término a la izquierda, representa la proporción de la excitación externa (la fuerza peso) que soporta el perno.

Para emplear la ecuación del perno y criterio RB & W, es necesario obtener la condición de *ajuste firme*, el cual se consigue con algunos “golpes” de llave de impacto en el perno, tras el apriete sin juego (backlash).

Los diferentes coeficientes de la expresión RB & W, los obtuve de las Tabla.6.15., para el caso del área transversal de un perno de $\frac{3}{4}"\phi$. para la resistencia de prueba empleé la Tabla.6.16., y una selección de perno SAE Gr. 5 y finalmente, para la rigidez del perno, use la Tabla.6.17.

La Tabla.6.17., expresa el espesor del material sujetado, en la que se deben sumar otros elementos en el caso de contar con ellos en la configuración de sujeción, como el caso de arandelas, bridas o empaques.

La misma Tabla.6.17., se encuentra limitada por el número de muestras tabuladas a diferentes espesores de agarre, sin embargo ofrece algunos valores industrialmente empleados en construcción, no obstante, para evitar un sesgo debido a ausencia de valores por debajo de las 2" de agarre, extrapolé en la paquetería *Excel*, una proyección logarítmica hacia el pasado, hacia el espesor de mi elemento de sujeción, de 0.5 inch (12.7 mm). Ver figura Fig.6.46., y la gráfica Graf.6.12.

Designación de tamaño	Diámetro mayor nominal	Roscas por pulgada, N	Serie gruesa-UNC		Roscas por pulgada, N	Serie fina-UNF	
			Área de esfuerzo de tensión A_t , pulg ²	Área del diámetro menor A_r , pulg ²		Área de esfuerzo de tensión A_t , pulg ²	Área del diámetro menor A_r , pulg ²
0	0.0600				80	0.001 80	0.001 51
1	0.0730	64	0.002 63	0.002 18	72	0.002 78	0.002 37
2	0.0860	56	0.003 70	0.003 10	64	0.003 94	0.003 39
3	0.0990	48	0.004 87	0.004 06	56	0.005 23	0.004 51
4	0.1120	40	0.006 04	0.004 96	48	0.006 61	0.005 66
5	0.1250	40	0.007 96	0.006 72	44	0.008 80	0.007 16
6	0.1380	32	0.009 09	0.007 45	40	0.010 15	0.008 74
8	0.1640	32	0.014 0	0.011 96	36	0.014 74	0.012 85
10	0.1900	24	0.017 5	0.014 50	32	0.020 0	0.017 5
12	0.2160	24	0.024 2	0.020 6	28	0.025 8	0.022 6
$\frac{1}{4}$	0.2500	20	0.031 8	0.026 9	28	0.036 4	0.032 6
$\frac{5}{16}$	0.3125	18	0.052 4	0.045 4	24	0.058 0	0.052 4
$\frac{3}{8}$	0.3750	16	0.077 5	0.067 8	24	0.087 8	0.080 9
$\frac{7}{16}$	0.4375	14	0.106 3	0.093 3	20	0.118 7	0.109 0
$\frac{1}{2}$	0.5000	13	0.141 9	0.125 7	20	0.159 9	0.148 6
$\frac{9}{16}$	0.5625	12	0.182	0.162	18	0.203	0.189
$\frac{5}{8}$	0.6250	11	0.226	0.202	18	0.256	0.240
$\frac{3}{4}$	0.7500	10	0.334	0.302	16	0.373	0.351
$\frac{7}{8}$	0.8750	9	0.462	0.419	14	0.509	0.480
1	1.0000	8	0.606	0.551	12	0.663	0.625
$1\frac{1}{4}$	1.2500	7	0.969	0.890	12	1.073	1.024
$1\frac{1}{2}$	1.5000	6	1.405	1.294	12	1.581	1.521

* Esta tabla se compiló de la norma ANSI B1.1-1974. El diámetro menor se determinó mediante la ecuación $d_r = d - 1.299\ 038p$ y el diámetro de paso a partir de $d_p = d - 0.649\ 519p$. Para calcular el área de esfuerzo de tensión se usaron la media del diámetro de paso y el diámetro menor.

Tab. 6.15. Diámetros y áreas de roscas estándar de paso grueso y fino.

Grado SAE núm.	Intervalo de tamaños, inclusive, pulg	Resistencia de prueba mínima,* kpsi	Resistencia mínima a la tensión,* kpsi	Resistencia mínima a la fluencia,* kpsi	Material	Marca en la cabeza
1	$\frac{1}{4}$ a $1\frac{1}{2}$	33	60	36	Acero de bajo o medio carbono	
2	$\frac{1}{4}$ a $\frac{3}{4}$ $\frac{7}{8}$ a $1\frac{1}{2}$	55 33	74 60	57 36	Acero de bajo o medio carbono	
4	$\frac{1}{4}$ a $1\frac{1}{2}$	65	115	100	Acero de medio carbono, estirado en frío	
5	$\frac{1}{4}$ a 1 $1\frac{1}{8}$ a $1\frac{1}{2}$	85 74	120 105	92 81	Acero de medio carbono, T y R	
5.2	$\frac{1}{4}$ a 1	85	120	92	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
7	$\frac{1}{4}$ a $1\frac{1}{2}$	105	133	115	Acero de aleación de medio carbono, T y R	
8	$\frac{1}{4}$ a $1\frac{1}{2}$	120	150	130	Acero de aleación de medio carbono T y R	
8.2	$\frac{1}{4}$ a 1	120	150	130	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	

Tabla. 6.16. Especificaciones SAE para pernos de acero con grado.

El valor para el acero SAE Gr. 5., corresponde a 85 kpsi, en sistema inglés, lo cual es equivalente a 586 MPa.

Agarre del perno, pulg	Rigideces, M lbf/pulg			
	k_b	k_m	C	$1 - C$
2	2.57	12.69	0.168	0.832
3	1.79	11.33	0.136	0.864
4	1.37	10.63	0.114	0.886

Tab. 6.17. Rigideces del perno y los elementos de sujeción.

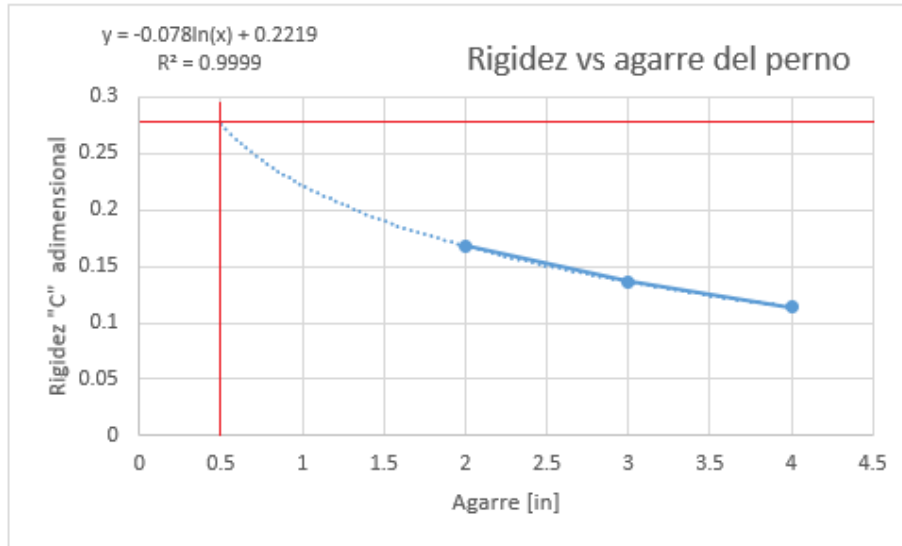


Fig. 6.47. Curva de desempeño de rigidez en función del agarre. Extrapolación logarítmica hacia 1.5 periodos en el pasado, a partir de $x=2''$. (23)

$$\therefore C = -0.078 \ln \frac{1}{2} + 0.2219 = 0.2759 \approx 0.28$$

$$F_b = (0.28)(675kg) \cdot g + 0.90(0.334in^2) \left(\frac{0.0254m}{1in} \right)^2 586MPa = 115.49 kN$$

$$\therefore T_b = \frac{F_b}{A_t} = \frac{115.49 kN}{(0.334in^2) \frac{0.0254m^2}{1in^2}} = 536 MPa$$

$$T_b < S_p$$

6.4.6.1. Factor de seguridad del perno

$$FSP = \frac{S_y^{SAEGr.5}}{T_b} = \frac{827.37}{536} = 1.5$$

El FSP es la comparación o relación entre la resistencia mínima a la tensión (S_y) y la tensión unitaria (T_b). La S_y para acero grado SAE, la obtuve de la tabla Tab. 17., con un valor de 120 (kpsi), en sistema inglés, el cual corresponde a 827 [MPa], en sistema internacional. En el caso de buscarse un FSP mayor, con seleccionar un acero SAE Gr. 8., sería suficiente.

7. Resultados

7.1. Informe de trabajo profesional

Logré hacer el primer informe profesional, dentro de “hornos térmicos”, cuya función es de servir como guía de ingeniería básica, en la selección de los principales componentes de un modelo de horno tipo batch.

El informe cuenta como un documento base de diseño en tres áreas principales: la sección térmica, la sección estructural y la sección mecánica, segmentos que se encuentran sustentados en requerimientos reales de la industria. Las condiciones de operación de este trabajo, en las que base este estudio fueron: 8 ton., de masa, 500° C de temperatura de diseño y una operación por carga de 2 hr.

7.2. Corpus técnico

Logré recabar la documentación representativa de las principales etapas constructivas de un equipo térmico, la cual consta de los cálculos base, éstos divididos en tres bloques principales.

1. Carga térmica.
 - 1.1 Calor del producto.
 - 1.2 Calor del medio.
 - 1.3 Calor de almacenamiento.
 - 1.4 Calor de radiación.
 - 1.5 Calor de sótano.
 - 1.6 Eficiencia térmica.
 - 1.7 Selección de equipo quemador.
 - 1.8 Selección de equipo turboventilador.
2. Cálculo estructural.
 - 2.1 Cálculo del cuerpo.
 - 2.2 Cálculo de la portería.
 - 2.2.1 Trabe.
 - 2.2.2 Columna.
3. Cálculo mecánico.
 - 3.1 Selección del equipo motoreductor.
 - 3.2 Diseño de flechas motrices.
 - 3.3 Selección de cadena de transmisión.
 - 3.4 Selección del equipo neumático.
 - 3.5 Selección del limitador de torque.
 - 3.6 Selección de pernos de izaje

8. Comentarios

Con este proyecto logré aplicar un amplio criterio de conocimientos teóricos adquiridos, llevados a la práctica con la fabricación de un equipo termo mecánico, el bagaje académico del perfil ingenieril en mecánica que me otorgó el estudio a lo largo de la carrera, me brindo, más que las fórmulas físico – matemáticas para su aplicación, el criterio ingenieril deseable propio del ramo de la mecánica, pues la metodología que aquí vertí, casi en su totalidad fue desarrollo personal, con base en los principios fenomenológicos adquiridos en la academia y la experiencia laboral, es decir, los criterios de interpretación de resultados, aplicación de la teoría y con la práctica pude sortear los retos teóricos presentados a lo largo de todo el proceso de manufactura del equipo industrial.

Incluso desde buscar la forma de calcular elementos no estudiados en el curso de la carrera, hasta la búsqueda de literatura como fuente de referencia, fue una constante que seguí y que aún conservo. Sin olvidar la lectura de tablas y gráficas, pues requerí también la experiencia adquirida en laboratorio para extraer de gráficas y tablas los valores correctos para el diseño de elementos mecánicos.

También añadido que el mismo comportamiento profesional dentro de los talleres de fabricación y normas de seguridad en las plantas industriales, son protocolos semejantes a la normatividad seguida en los laboratorios de investigación y prácticas profesionales que se desarrollan en los laboratorios académicos de la universidad. El empleo de equipo de protección, los protocolos internos de cada planta industrial, normas de seguridad, normas nacionales o internacionales, avisos de privacidad, el secreto profesional, la confidencialidad técnica, etc.

9. Conclusiones

Este trabajo parte ante la necesidad de tener un sustento teórico que de fundamento al diseño de un horno térmico industrial, y justifique la selección de los equipos críticos que integran una tecnología de este tipo.

Anteriormente no se contaban con los cálculos base para determinar una aproximación de las capacidades y tamaños de los elementos, que acababan por seleccionarse por “juicio ingenieril” y empirismo, ocasionando como resultado la fabricación de múltiples proyectos sobrediseñados.

El sobredimensionamiento de los equipos va acompañado de un proceso de prueba y error, es decir, para lograr que un equipo cumpliera con los requerimientos técnico – comerciales, se fabricaban componentes que en operación y servicio presentaban fallas termomecánicas, llegando hasta la fractura de elementos y mal funcionamiento operativo de los equipos ofertados.

Haciendo necesarios retrabajos, composturas y reemplazo de secciones de menores a mayores en el sistema, esperando que el nuevo dimensionamiento, mayor al anterior, soportara la carga de trabajo.

Estas experiencias no cerraban en el momento de entrega – recepción del equipo, incluso en la post venta se habían llegado a recibir quejas de fallas en el equipo, fallas dentro de un estimado de 5 años de operación, para lo cual en la práctica industrial, un horno con un servicio dentro de este lapso de tiempo, es considerado aún nuevo.

Cuando los trabajos se encontraban dentro de cronograma era plausible realizar las adecuaciones y reemplazos pertinentes, no obstante cuando los tiempos eran justos, era necesario realizar rediseños sobre la marcha que cubrieran los servicios operativos.

Ante estas contingencias, era urgente realizar un trabajo base como guía de diseño. Estos análisis presentes, reflejan esa necesidad, y fueron realizados como parte de una post producción que dieran razón de las múltiples fallas de logística detectadas y sufridas a lo largo de la fabricación del equipo aquí estudiado.

El análisis de los perfiles estructurales permite ya tener una primera aproximación del tamaño, pesos, y costos para generar las primeras ingenierías conceptuales de los proyectos, hasta antes de estos cálculos, la selección venía siendo con base de prueba y error, y aunque se tienen datos históricos de equipos anteriores, se siguen cometiendo errores de selección.

No obstante a la teoría y literatura existente, romper con las tradiciones adquiridas por costumbre, aun dentro del gremio, sigue siendo un obstáculo difícil de vencer.

Para la adquisición y selección de equipos mecánicos como; motores, pistones, cadenas, flechas, etc., existía un desconocimiento de las expresiones y conceptos de su cálculo, las expresiones y formulaciones que se use en lo general, son parte de la literatura y guías de equipos industriales disponibles o proporcionados por proveedores. Un análisis estadístico sobre el histórico de los equipos vendidos me permitió demostrar que la base teórica que aquí empleé tiene la validación suficiente para ser una guía referente de diseño.

Para el análisis térmico del sistema de combustión, la empresa “hornos térmicos” tiene suficiente información de cálculo para la selección de los equipos, sin embargo, con mi procedimiento con la ecuación de la “ley general de los gases” es posible corregir el cálculo a las condiciones atmosféricas locales propias de cada región, esto no había sido posible, debido a que solo se disponen de algunas tablas con factores de corrección por altura, las cuales eran empleadas, sin considerar otras variables como volumen o presión. Ahora con esta formulación se tiene una metodología válida para todo el rango de condiciones ambientales.

Todo esto presenta la antesala para el mejoramiento de los procesos constructivos y de diseño para la ingeniería conceptual de venta, ingenierías básicas de avance e ingenierías detalle para construcción y manufactura, lo que permite ahorrar en general recursos de cada proyecto.

Es necesario destacar que los criterios que aquí vertí son solo para hornos tipo Batch de gas natural, y que pueden ser empleados con mecanismos semejantes, pero en el caso de que se tuvieran otros arreglos mecánicos es necesario realizar el estudio; sea el caso de accesos neumáticos izados por pistones, accesos accionados por gravedad con contrapesos, o con volantes inerciales, los mismos hornos Batch eléctricos tienen una naturaleza diferente, hornos con transportadores requieren otro análisis, etc.

10. Desarrollos futuros

Debido a que los hornos se fabrican con base en la ingeniería artesanal adquirida por la experiencia, suelen tener los equipos un número incierto de errores acumulados durante su manufactura, mismas fallas técnicas se van subsanando en etapas posteriores del proyecto con composturas no planificadas basadas en la experiencia y el conocimiento de la “mano artesanal calificada”, el “juicio ingenieril” y el “arte de elaboración”, mismos que van mermando la calidad en el producto final, consumiendo tiempo de planificación y presupuesto del proyecto. En muchas licitaciones se prefirió sobredimensionar sin un criterio técnico válido en los equipos para prevenir fallas, práctica que se convirtió más que en una guía de diseño, en una tradición sin fundamento teórico, sin saber realmente que tanto de más estaban sobrados o faltos los equipos y el horno mismo. Con la elaboración de la memoria técnica de los cálculos, formalicé un procedimiento base para comenzar a desarrollar la tecnología de los equipos termo mecánicos manufacturados.

Este trabajo puede completarse con desarrollos futuros, con los cálculos de la selección de cada una de las válvulas empleadas en el sistema de combustión, así como la explicación técnica del ¿por qué? de un modelo sobre otro, es decir el regulador de presión, la(s) válvula(s) de seguridad y las válvulas de control, filtros, solenoides, o como el caso de las válvulas mariposa manual, automática y el regulador proporcional, detectores de fugas, flujómetros, etc., información que puede ser brindada por el experto en combustión, dado que la selección de cada dispositivo térmico cuenta con sus propias características técnicas, servicio y operación.

También este trabajo abre la oportunidad de desarrollo en el área eléctrica, de control y automatización, al ser necesario en todos los equipos electrónicos la seguridad del funcionamiento con dispositivos de naturaleza eléctrica, como interruptores termomagnéticos, arrancadores, contactores, PLC, pantallas de control, barreras térmicas, temporizadores, alertas, alarmas, barras de tierra, dimensionamiento del cable empleado, equipos de protección de falla de flama, escáner de flama, o varilla detectora, termopares, equipos de ignición; como bujías y transformadores, límites de temperatura, interruptores de posición, presostatos, etc.

Incluso, dentro del mismo ramo de la mecánica, es posible extender este informe, para casos de estudio termodinámico para sistemas abiertos, pues todo horno térmico lleva una toma de aire fresco, regulada con *dampers* manuales (mariposas), que son accesos siempre abiertos al medio ambiente, mismos que en “hornos térmicos” se han elaborado siempre por tradición, la chimenea misma de cada horno es una abertura para el escape de los gases de combustión.

El mismo perfil de cada equipo térmico al interior del hogar, es otra área de desarrollo e investigación al ser sujeto de estudio los flujos caloríficos en cada proceso.

Los procesos de dilatación térmica en diferentes puntos del horno son susceptibles también de estudio, análisis e investigación, etc.

De igual manera el estudio y análisis de flujos dinámicos con gradientes de velocidad y temperatura, pues en mi participación, aunque no en este caso de estudio presentado, tuve la necesidad de simular el análisis dinámico de los gases de ignición, que son motivo de discusión.

Las barreras térmicas, vistas como aislantes presentan también una oportunidad de estudio, pues la selección de fibras, lanas minerales, concretos refractarios, adobes, etc., depende de las costumbres adquiridas, un análisis de resistencias térmicas permitiría realizar propuestas que mejoren las prácticas tradicionales.

11. Notas

1. El extracto lo tomé del folleto comercial de la celebración de los 30 años de la empresa antecesora a “hornos térmicos”, la publicación se tiró sin editorial, sin número de año, sin números de páginas y en general sin datos bibliográficos de referencia, sólo bajo el título “Equipo para procesos termointermedios”.
2. Las listas de materiales, dispositivos y equipos de control, en el sistema de combustión, son el núcleo del giro de la empresa, y se mantienen como información sensible entre “el cliente” y “hornos térmicos”.
3. El conjunto de diagramas eléctricos y de control muestran la lógica, control e ingeniería de operación del sistema de combustión, mismos que se mantienen en la secrecía y confidencialidad entre “el cliente” y “hornos térmicos”.
4. En 3.9.7. Nitrógeno atmosférico. p – 3.15. Prácticas de laboratorio de máquinas térmicas. FI/DIMEI UNAM. Departamento de fluidos y térmica
5. Aunque el cálculo es empleado para determinar la eficiencia de un equipo térmico tipo caldera, el fundamento térmico para calcular la eficiencia de un equipo horno es el mismo, dado que ambos equipos cuentan con una fuente térmica de tipo quemador, como el que aquí he calculado.
6. La metodología que seguí para el cálculo calorífico de un quemador, obedece las guías de diseño del proveedor.
7. En los procesos de combustión industrial se le nombra *llama oxidante* a la reacción química exotérmica generada en presencia de oxígeno en exceso, o en mayor proporción a su relación estequiométrica. Esta es una práctica deseable, pues garantiza una mayor quema de combustible. El fuego generado bajo estas condiciones se caracteriza por un color azul intenso.
8. Aunque la presión estática en la boquilla de aire del quemador es un requisito sugerido en la guía de ingeniería del fabricante, para el correcto desempeño del equipo, tiene su fundamento teórico consistente en dos razones por igual importantes, una es que se asume que es la presión necesaria para vencer todas las caídas de presión a lo largo del tren de válvulas y la otra se debe a que es la presión positiva necesaria para vencer la presión absoluta en el hogar del horno.
9. Para el presente informe me propuse como objetivo desarrollar la formulación de cálculo de los hornos térmicos tipo closet, más no así el diseño propio de los equipos de combustión y trenes de válvulas, por esa razón no incorporé aquí los criterios y lineamientos de seguridad que un sistema de valvulería de gas debe cumplir, si el lector desea consultar sobre el diseño de los sistemas de combustión industrial puede acudir a las normas: International Risk Insurance (IRI), NFPA 86 (National Fire Protection Association), Factory Mutual (FM).

12. Bibliografía

1. ASHRAE Handbook 2001, Fundamentals.
2. Eclipse ThermJet Quemadores. Modelo TJ0015-2000. Información Técnica Ed. 2.14. Ver. 2.
3. Eclipse SMJ Series. Turbo Blowers. Product Brochure Ed. 10.15. Ver. 1.
4. Engineering Guide 2004. Eclipse, Inc. 10th Ed. EFE-825, 1/13. Illinois
5. Pocket Engineering Guide. Eclipse.
6. SKF Transmission chains. SKF.
7. Cross & Morse Torque Limiters.
8. Standards-based cylinders DSBC, ISO 15552. Festo.
9. El Gran catálogo 4000. Sprocket & Gear, Inc. Martin
10. Project Planning of Drives. Drive Engineering – Practical Implementation. 2001. 10th Ed. SEW Eurodrive
11. Mott, Robert L. (2009). *Resistencia de Materiales*. (5° ed). México: Pearson.
12. Çengel, Yunus. (2007). *Transferencia de Calor y Masa*. (3° ed.). México: McGraw-Hill.
13. Çengel, Yunus. (2009). *Termodinámica*. (7° ed.). México: McGraw-Hill.
14. Chang, Raymond. (2002). *Química*. (7° ed.). Colombia: McGraw-Hill.
15. Budynas, Richard G. y Keith Nisbett. J. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. (9° ed.). México: McGraw-Hill.
16. Merritt, F., S. (1984). *Manual del Ingeniero Civil. Vol. I*. (1984). México: McGraw-Hill.
17. Hernández, E., et al. (1985). *Prácticas de Laboratorio de Máquinas térmicas*. México: División de Ingeniería Mecánica y Eléctrica. Departamento de Fluidos y Térmica.
18. Schey, J., A. (2002). *Procesos de Manufactura*. (3° ed.). México: McGraw Hill Interamericana. pp. 286-289.

13. Anexos

13.1. Muestra fotográfica

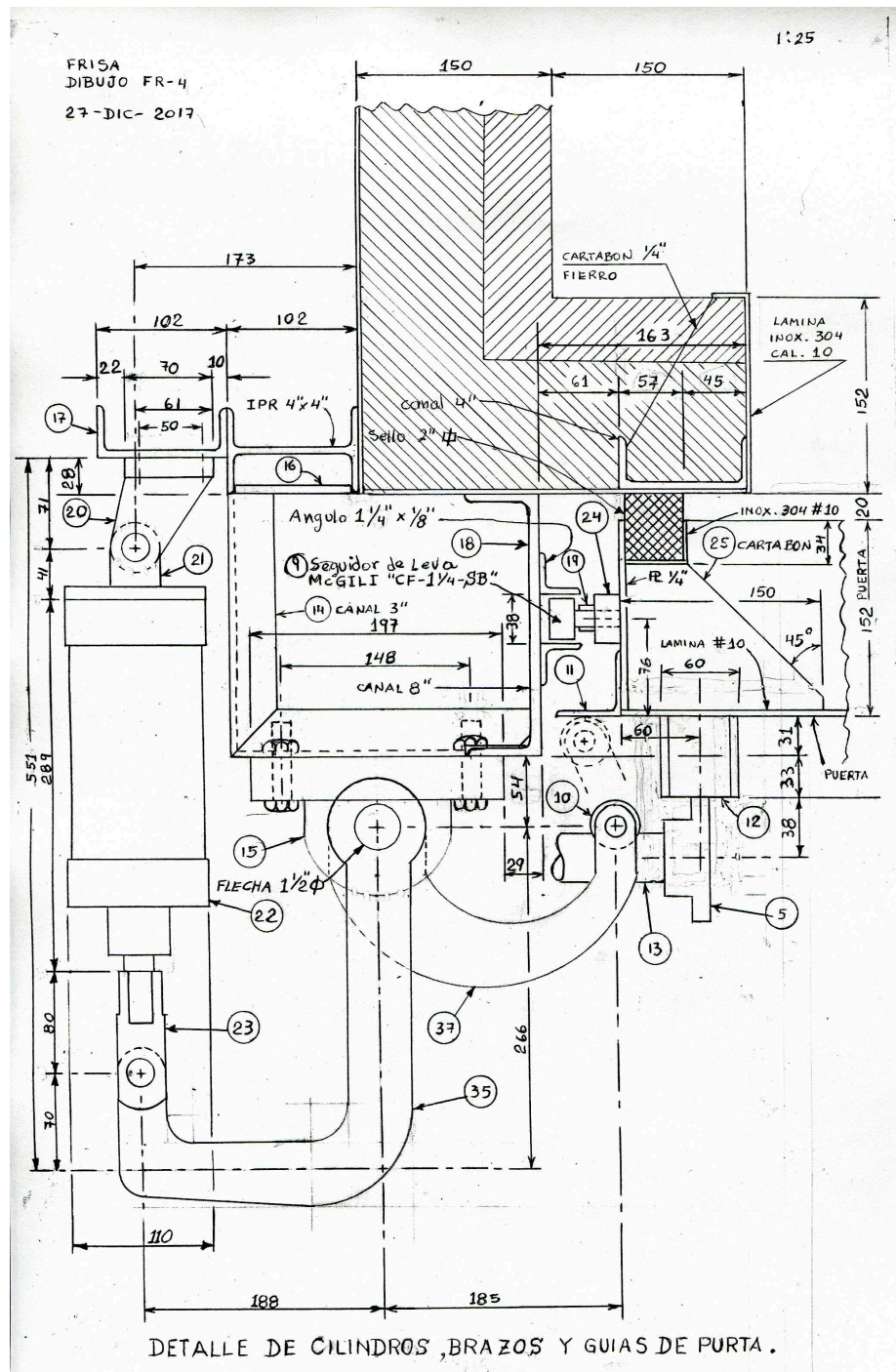


Foto 1. Elaboración de planos a mano alzada. Mecanismo neumático de puerta. Detalle



Foto 2. Fabricación del Horno. Vista frontal.



Foto 3. Fabricación de puerta.



Foto 4. Sistema de combustión.

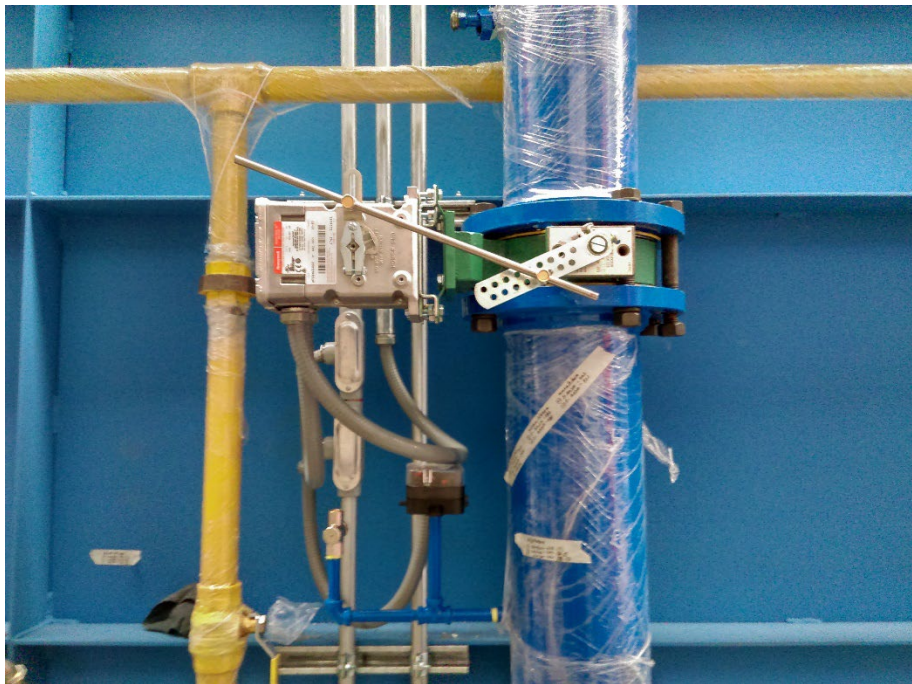


Foto 5. Detalle sistema de combustión. Modulación automática de flujo de aire.



Foto 6. Horno de media temperatura, tipo Batch. Instalación en planta de cliente.

13.2. Fichas técnicas

- 13.2.1. Eclipse ThermJet Burners. TJ0150 Datasheet
- 13.2.2. MaxWool Colcha de fibra cerámica
- 13.2.3. Eclipse Thermjet Burners. Brochure
- 13.2.4. Eclipse SMJ Series. SMJ Blowers
- 13.2.5. SEW EuroDrive. Product Information
- 13.2.6. SKF PHC 100H-1x5MTS
- 13.2.7. FESTO. Cilindro normalizado: DSBC-32-100-PPVA-N3
- 13.2.8. Cross & Morse. Torque Limiters
- 13.2.9. Martin. Embrague Limitador de Torque. Secc. E-9/10

Eclipse ThermJet Burners

Model TJ0150

Data sheet Edition 11.14

Version 2

Parameter	Burner Velocity		Model TJ0150
Maximum Input, Btu/h (kW)¹	Medium & High Velocity		1,500,000 (396)
Minimum Input, Btu/h (kW)¹ <i>For lower inputs, contact Eclipse, Inc.</i>	Medium & High Velocity		150,000 (40)
Minimum Input Fixed Air, Btu/h (kW)¹	Medium & High Velocity		30,000 (8)
Main Gas Inlet Pressure, "w.c. (mbar) <i>Fuel pressure at gas inlet Tap B (see page 3)</i>	High Velocity	Natural Gas	14.5 (36.0)
		Propane	15.0 (38.0)
		Butane	15.5 (39.0)
	Medium Velocity	Natural Gas	7.0 (17.5)
		Propane	6.0 (15.0)
		Butane	6.5 (16.0)
Air Inlet Pressure, "w.c. (mbar) <i>15% excess air at maximum input Tap A (see page 3)</i>	High Velocity	Natural Gas	17.5 (44.0)
		Propane	19.5 (49.0)
		Butane	19.5 (49.0)
	Medium Velocity	Natural Gas	9.5 (24.0)
		Propane	10.0 (25.0)
		Butane	10.5 (26.0)
High Fire Visible Flame Length, inches (mm) <i>Measured from the outlet end of the combustor</i>	High Velocity	Natural Gas	38 (965)
		Propane	42 (1065)
		Butane	43 (1090)
	Medium Velocity	Natural Gas	43 (1090)
		Propane	42 (1065)
		Butane	44 (1120)
Approximate Flame Velocity, ft/s (m/s) <i>Approximately 15% excess air at maximum input</i>	High Velocity		680 (207)
	Medium Velocity		350 (107)
Maximum Combustion Air Temperature	300° (149°C). For higher temperatures use TJPCA (Datasheet 206).		
Flame Detection	UV scanner standard. If flame rod is required, please contact Eclipse.		
Fuels² <i>For any other mixed gas, contact Eclipse, Inc.</i>	Natural gas, Propane or Butane		
Approvals			

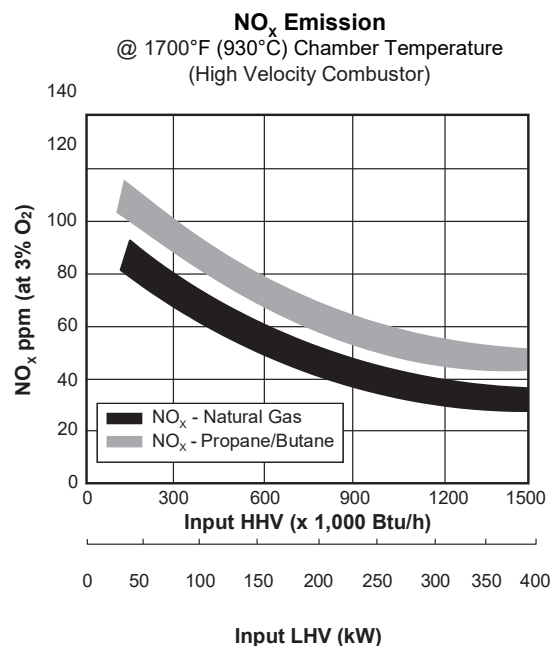
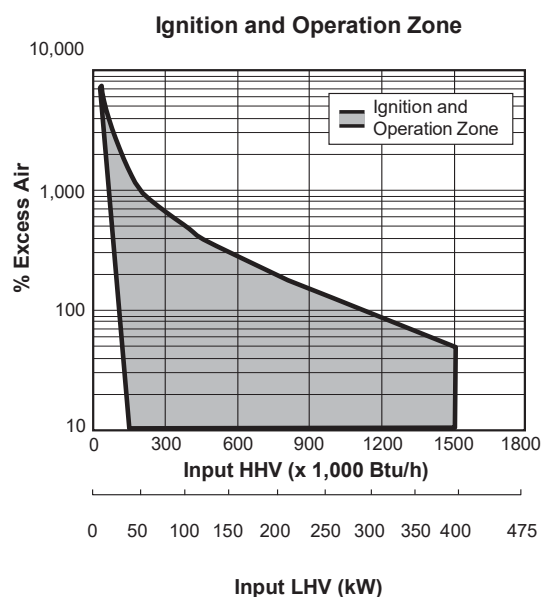
1. All imperial inputs based upon gross calorific values (HHV). All metric inputs based upon net calorific values (LHV).

2. See Design Guide 205 for more information about typical fuel composition and properties.

- All information is based on laboratory testing in neutral (0 "w.c., 0 mbar) pressure chamber. Different chamber conditions may affect the data.
- All information is based on standard combustor design. Changes in combustor will alter performance and pressures.
- All inputs based upon standard conditions; 1 atmosphere, 70°F (21°C).
- Eclipse reserves the right to change the construction and/or configuration of our products at any time without being obliged to adjust earlier supplies accordingly.
- Plumbing of air and gas will affect accuracy of orifice readings. All information is based on generally acceptable air and gas piping practices.



Performance Graphs

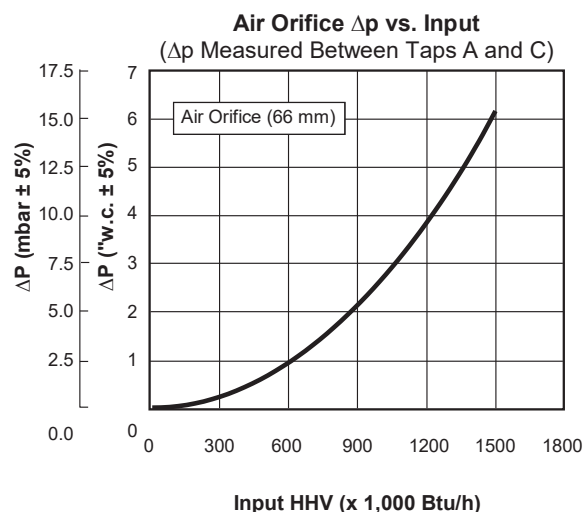
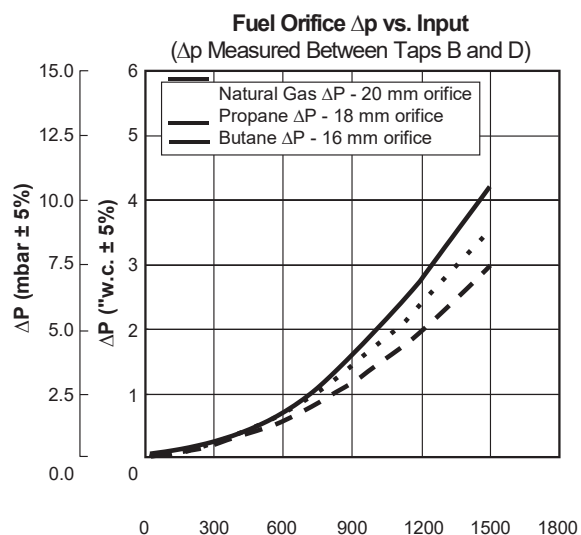


Emissions correction factor for medium velocity combustor is 1.20. Emissions data based on, on-ratio control firing at 15% excess air corrected to 3% O₂.

Emissions from the burner are influenced by:

- Fuel type
- Combustion air temperature
- Firing rate
- Chamber conditions
- Percent of excess air

For estimates of other emissions, contact Eclipse.



MaxWool colcha

de fibra cerámica

MaxWool™ colcha de fibra cerámica está compuesta por fibras entrelazadas largas y flexibles, fabricadas a través del proceso "spun", creando con esto un producto durable, fuerte y ligero. Este material puede usarse para aplicaciones con temperaturas que van desde los 538 °C (1000 °F) hasta los 1425 °C (2000 °F). Las Colchas Nutech tienen alta resistencia a la tensión para una mayor durabilidad.

CARACTERÍSTICAS

- Baja Conductividad Térmica
- Bajo Almacenamiento de Calor
- Alta Resistencia a la Tensión
- Resistencia al Choque Térmico
- Absorción del Sonido
- Fácil Instalación
- No Contiene Aglutinante
- No Contiene Asbestos
- No Requiere Tiempo de Secado o de Curado

APLICACIONES COMUNES

Refinamiento y Petroquímica

- Hornos de Pirólisis y Reformadores
- Sellos para Tubos, Empaques y Juntas de Expansión
- Tubería para Alta Temperatura, Aislamiento de Ductos y Turbinas
- Revestimiento para Calentadores de Crudo

Industria Siderúrgica

- Hornos de Tratamiento Térmico y Templado
- Revestimiento para el Interior de las Puertas de los Hornos y Sellos
- Tapas y Sellos para Hornos de Fundición
- Reparaciones en la Cara Caliente de los Hornos
- Hornos de Recalentamiento
- Tapas de Ollas

Industria Cerámica

- Aislamiento para los Carros de los Hornos y Sellos
- Horno Continuo y Batch

Generación de Energía

- Aislamiento de Caldera
- Puertas de Caldera
- Cubiertas Reusables de Turbinas
- Recubrimiento para Tuberías

Otras Aplicaciones

- Aislamiento de Cubiertas y Secadores Comerciales
- Revestimiento sobre Refractarios Existentes
- Aislamiento en Horno como Alivio de Tensión
- Aislamiento en la Corona de Hornos para la Industria del Vidrio
- Protección contra Incendios



Propiedades Físicas

Densidad lb/ft³ (kg / m³)

Temperatura de Uso Máxima, °C (°F)

Temperatura de Uso Continuo, °C (°F)

Punto de Fusión, °C (°F)

Diametro de Fibras Promedio, micrones

Encogimiento Lineal (%)

24 Hrs @ 1000 °C (1832°F)

24 Hrs @ 1200 °C (2192°F)

24 Hrs @ 1300 °C (2372°F)

Análisis Químico (%)

Al₂O₃

SiO₂

ZrO₂

Otros < 1%

Conductividad Térmica W/m °K (BTU-in/hr-ft²-°F)

Temperatura Promedio, 128 kg/m³ (8 lb/ft³)

@ 260 °C (500 °F)

@ 538 °C (1000 °F)

@ 816 °C (1500 °F)

@ 982 °C (1800 °F)

@ 1093 °C (2000 °F)

Temperatura Promedio, 96 kg/m³ (6 lb/ft³)

@ 260 °C (500 °F)

@ 538 °C (1000 °F)

@ 816 °C (1500 °F)

@ 982 °C (1800 °F)

@ 1093 °C (2000 °F)

Temperatura Promedio, 64 kg/m³ (4 lb/ft³)

@ 260 °C (500 °F)

@ 538 °C (1000 °F)

@ 816 °C (1500 °F)

@ 982 °C (1800 °F)

@ 1093 °C (2000 °F)

LTS

HPS

HTZ

4, 6, 8, 10 (64, 96, 128, 160)	4, 6, 8, 10 (64, 96, 128, 160)	4, 6, 8, 10 (64, 96, 128, 160)
1093 (2000)	1316 (2400)	1425 (2600)
982 (1800)	1200 (2192)	1343 (2450)
1760 (3200)	1760 (3200)	1760 (3200)
3.0	3.0	3.0
2.0	-	-
-	< 3	-
-	-	2.0
42-46	44-50	33-37
50-60	50-56	47-51
-	-	13-19
0.06 (0.41)	0.06 (0.41)	0.06 (0.41)
0.12 (0.83)	0.12 (0.83)	0.12 (0.83)
0.20 (1.38)	0.20 (1.38)	0.20 (1.38)
0.26 (1.77)	0.26 (1.77)	0.26 (1.77)
0.30 (2.05)	0.30 (2.05)	0.30 (2.05)
0.07 (0.52)	0.07 (0.52)	0.07 (0.52)
0.15 (1.01)	0.15 (1.01)	0.15 (1.01)
0.25 (1.76)	0.25 (1.76)	0.25 (1.76)
0.34 (2.37)	0.34 (2.37)	0.34 (2.37)
0.41 (2.83)	0.41 (2.83)	0.41 (2.83)
0.10 (0.69)	0.10 (0.69)	0.10 (0.69)
0.19 (1.32)	0.19 (1.32)	0.19 (1.32)
0.33 (2.28)	0.33 (2.28)	0.33 (2.28)
0.43 (2.95)	0.43 (2.95)	0.43 (2.95)
---	0.50 (3.45)	0.50 (3.45)

NUTEC

fibra cerámica alta temperatura

3

ECLIPSE THERMJET BURNERS

High Performance Velocity Burners

APPLICATIONS

ThermJet is a direct fire, nozzle-mix burner that is designed to fire an intense stream of hot gases through a high velocity nozzle. The extremely high velocity of the gases improves temperature uniformity, product quality, and system efficiency. ThermJet is available in either high velocity or medium velocity versions in 14 sizes. ThermJet can be adapted to operate with either ambient or preheated combustion air.

THERMJET SETS NEW STANDARDS FOR VELOCITY, EMISSIONS AND FLEXIBILITY.

Highest velocity flame

ThermJet produces an intense stream of hot gases to thoroughly penetrate the load and deliver precise temperature uniformity for consistent product quality and system efficiency.

Unparalleled fuel and control convenience

ThermJet offers the convenience of multi-fuel capability with no nozzle change. Plus, you can use any control methodology...pulse firing, excess air or stoichiometric.

Large turndown combined with high excess air

A wide turndown range with high excess air means ThermJet delivers high velocity benefits and efficiencies across its operating range.

Dependable ignition

With ThermJet you can light anywhere in the ignition range with no pilot required.

Customization with packaged convenience

All ThermJet components have been pre-engineered to come together to meet your specific requirements. You choose the capacity range, combustor type, fuel type, thread type and flame sensing components you need to do the job.

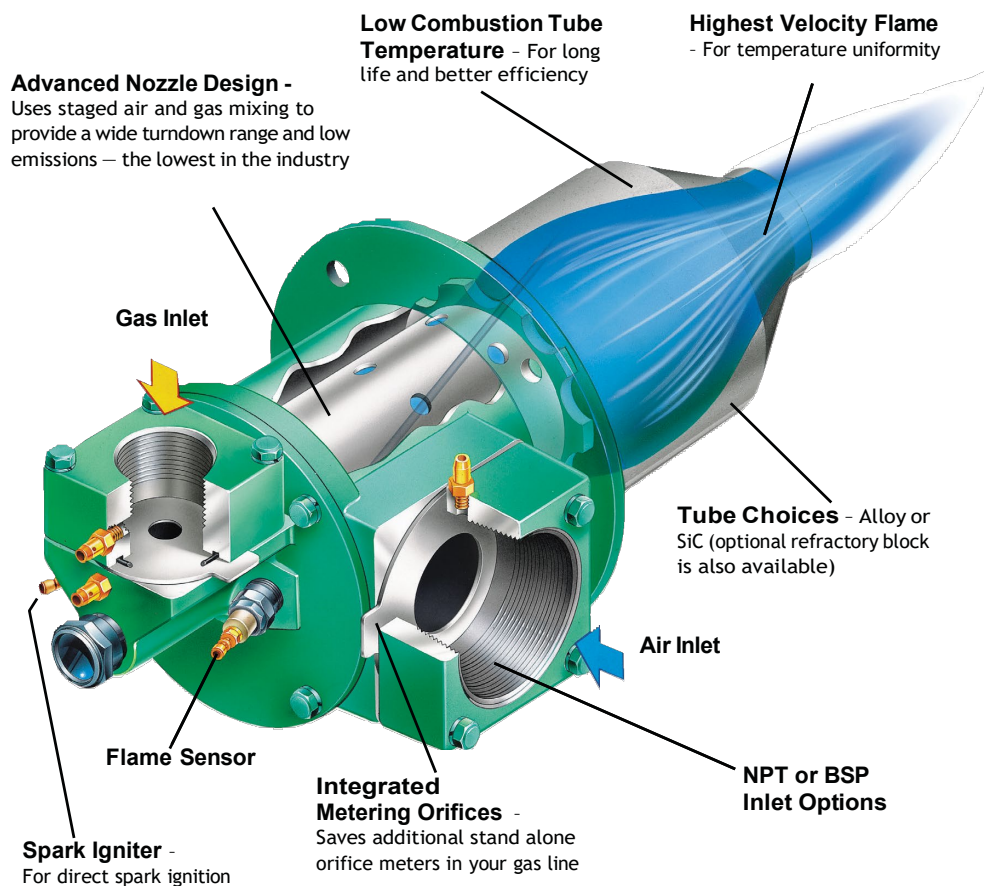
Big savings

When you figure in the installation and maintenance savings, you'll discover that ThermJet's top performance is equaled only by its cost effectiveness.



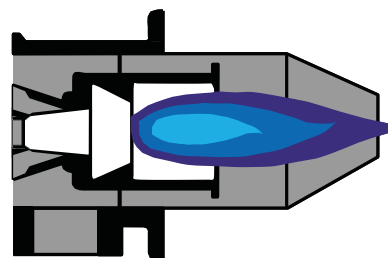
- The highest operating velocity of any burner available
- Comparison tests with competitive models prove ThermJet delivers the lowest emissions
- Integrated gas and air orifices simplify burner piping, set-up and adjustment
- Air and gas inlets are independently adjustable in 90° increments to suit a variety of piping alternatives
- Installation, operation, and maintenance are simplified and less costly
- Available in fourteen sizes with maximum capacities from (150,000 to 20,000,000 Btu/h) 40 to 5280 kW
- All models are available for use with preheated combustion air

Honeywell



Typical applications include:

- Tempering furnaces
- Reheating furnaces
- Hardening furnaces
- Fluidized bed dryers
- Thermal oxidizers
- Non-ferrous melting
- Ladle/tundish, glass lehrs
- Environmental applications



For More Information

The Honeywell Thermal Solutions family of products includes Honeywell Combustion Controls, Honeywell Combustion Safety, Honeywell Combustion Service, Eclipse, Exothermics, Hauck, Kromschröder and Maxon. To learn more about our products, visit ThermalSolutions.Honeywell.com or contact your Honeywell Sales Engineer.

Honeywell Process Solutions

Honeywell Thermal Solutions (HTS)

2101 City West Blvd, Houston, TX 77042

ThermalSolutions.honeywell.com

FLR-22-25-EN | 05/22

**THE
FUTURE
IS
WHAT
WE
MAKE IT**

Honeywell

Eclipse SMJ Series Turbo Blowers

Product Brochure Edition 10.15

Version 1



High efficiency
Heavy gauge steel base and
housing Aluminum impellers
balanced statically and dynamically
Matching air filters
available Changeable
outlet positions

Eclipse “SMJ” Blowers are centrifugal blowers that provide low pressure air for industrial combustion systems. They are also used for cooling, conveying, drying, liquid agitation, smoke abatement, vacuum cleaning, fume and dust exhausting, and other applications where air temperatures are under 220°F (104°C). “SMJ” Blowers are listed by nominal pressure that is corrected for an air inlet temperature of 70°F (21°C) and a barometric pressure of 29.92” Hg (1013 mbar).

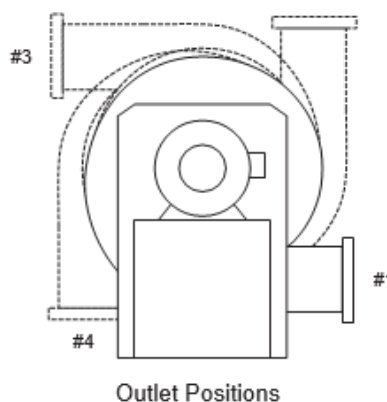
All “SMJ” Blowers are constructed of continuous welded, heavy gauge steel. The impellers are made of lightweight, high strength, riveted aluminum. Outlets on 3 inch and 4 inch models are threaded, while all others are flanged for a standard 125# ANSI companion flange. Discharge ports are sized to keep pressure losses within reasonable limits.

Blower inlet flanges are equipped with a grill that complies with OSHA regulations. If desired, the grill may be removed and the inlet bolted to a standard ANSI companion flange. Eclipse-supplied motors are standard shaft and starting torque, ball bearing, 3600 rpm units. On any blower requiring 3/4 HP or more, Eclipse recommends that polyphase motors be used.

There are four possible outlet positions. Any existing position is easily changed by removing the housing from the blower base and remounting it in the desired position. Positions 1 through 3 can be specified for any blower. Position 4, however, requires factory approval before

ordering. Position 1 is the standard assembly (bottom, horizontal) unless otherwise specified.

“SMJ” Blowers can be supplied with counterclockwise (CCW) or clockwise (CW) rotation as viewed from the motor side. CCW rotation is furnished standard unless otherwise specified.

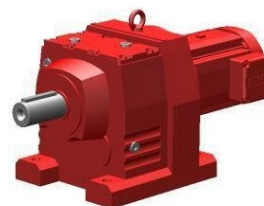


Catalog designation

R97DRN100L4/TF
Helical gearmotors R..DRN.. (IE3)

Product data

Rated motor speed	[rpm] : 1750
Output speed	[rpm] : 21
Overall gear ratio	: 83,15
Output torque	[lb-in] : 14 800
Service factor SEW-FB	: 1,80
Mounting position	: M1
Base / top coat	: 3020 Traffic red (52930200)
Position of connector/terminal box	[°] : 0
Cable entry/connector position	: X
Output shaft	[in] : 2.375X4.72
Design type	: Foot-mounted design
Permitted output overhung load at n=1750	[Lb] : 5960
Lubricant quantity 1st gear unit	[Gallons] : 1,2
Motor power	[HP] : 5
Duration factor	: S1-100%
Efficiency class	: IE3
Efficiency (50/75/100% Pn)	[%] : 87,75 / 89,4 / 89,5
CE mark	: No
Motor voltage	[V] : 230/460
Wiring diagram	: R76
Frequency	[Hz] : 60
Rated current	[A] : 14,3 / 7,2
Cos Phi	: 0,72
Thermal class	: 155(F)
Motor protection type	: IP54
Design requirement	: USA (UR) / Canada (CSA)
Mass moments of inertia (referring to the input side)	[lb-ft²] : 0,2648
Weight	[kg] : 140.00



Additional feature

Output shaft: 2.375X4.72 in
Voltage, frequency, winding
USA (UR) / Canada (CSA)
Thermal class 155(F)
Motor protection 3 TF temperature sensors (without trip device) M
Material Oil seal Motor FKM (Standard)

The present product information does not represent a quotation in legal terms. Technical data must be confirmed in a final technical verification. This verification is performed when creating the quotation/order. A legally binding contract requires an order issued by the ordering party and an order confirmation issued by SEW-EURODRIVE GmbH & Co KG. You can find the exact net weight on the order confirmation. For technical reasons, the real weight may differ from this information. DC Version 2.44 HF1 Created on: 9/4/2023 9:49:33 PM CEST/ yidel mendoza / YMENDOZA@DIENTERPRISE.COM.MXS15S1

Resultados del cálculo

Datos de partida:

Potencia nominal [kW]:	1.73
Par nominal [Nm]:	819.93
Factor de servicio requerido:	1.1
Velocidad del lado conductor (DR) [rpm]:	20.15
Velocidad del lado conducido (DN) [rpm]:	11.96

Transmisión:

Distancia real entre centros [mm]:	5500.3
Velocidad real de la transmisión [rpm]:	11.96

Cadena:

Referencia:	PHC 100H-1X5MTR
Factor de servicio real:	1.35
Potencia nominal de la cadena [kW]:	2.34
Número de eslabones en la cadena:	372
Velocidad de la cadena [m/s]:	0.2
Velocidad máxima admisible de la cadena [m/s]:	8.84
Longitud de la cadena [mm]:	11811
La transmisión propuesta requerirá 3 caja(s) de 5 metros.	

Piñón del lado conductor (DR):

Referencia:	PHS 100-1A19
Diámetro de referencia [mm]:	192.9
Número de dientes:	19
Paso de la cadena [mm]:	31.75

Piñón del lado conducido (DN):

Referencia:	PHS 100-1A32
Diámetro de referencia [mm]:	323.92
Número de dientes:	32
Paso de la cadena [mm]:	31.75

Tipo(s) de lubricación recomendado(s): Tipo I

Lubricación manual - El aceite se aplica manualmente con un cepillo o desde un bidón de aceite

Lubricación por goteo - Por medio de un sistema de goteo, el aceite se conduce a través de un sumidero, y a un ritmo previamente fijado, a los engrasadores

Fuerzas:

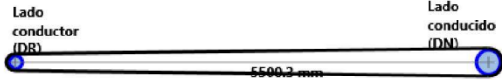
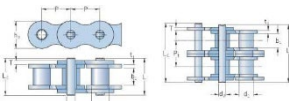
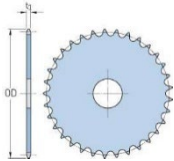
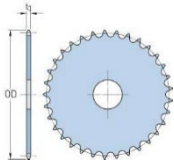
Fuerza tensora [N]:	8500
Fuerza centrífuga [N]:	0
Fuerza de rotura [N]:	88569
Fuerza sobre la cadena [N]:	8501
Coefficiente estático de seguridad frente a rotura:	10.42
Coefficiente dinámico de seguridad frente a rotura:	9.47
Presión en la unión de la cadena [Mpa]:	32.57
Nivel de seguridad de la unión de la cadena:	1.17
Laxitud máxima de la cadena [mm]:	110.01

Fecha: 21/09/2023

© SKF es una marca registrada del Grupo SKF

© SKF 2023

El contenido de este informe es propiedad exclusiva del editor y no podrá reproducirse (incluso en parte) sin el consentimiento previo de tenido el máximo cuidado para garantizar la exactitud de la información contenida en esta publicación, pero no se acepta ninguna responsabilidad por pérdidas o daños, ya sean directos, indirectos o consecuentes, que se produzcan como resultado del uso de dicha información.

Resultados del cálculo 	Cadena PHC 100H-1X5MTR <table border="1"> <thead> <tr> <th colspan="2">PHC 100H-1X5MTR</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Paso P (mm)</td><td>31.75</td> </tr> <tr> <td>Diámetro del rodillo d1 máx (mm)</td><td>19.05</td> </tr> <tr> <td>Anchura del casquillo del pasador b1 min (mm)</td><td>18.9</td> </tr> <tr> <td>Diámetro del pasador d2 max (mm)</td><td>9.53</td> </tr> <tr> <td>Altura de la placa h2 max (mm)</td><td>30</td> </tr> <tr> <td>Grosor de la placa del eslabón T max (mm)</td><td>4.8</td> </tr> <tr> <td>Peso (kg/m)</td><td>4.52</td> </tr> </tbody> </table> 	PHC 100H-1X5MTR		Paso P (mm)	31.75	Diámetro del rodillo d1 máx (mm)	19.05	Anchura del casquillo del pasador b1 min (mm)	18.9	Diámetro del pasador d2 max (mm)	9.53	Altura de la placa h2 max (mm)	30	Grosor de la placa del eslabón T max (mm)	4.8	Peso (kg/m)	4.52		
PHC 100H-1X5MTR																			
Paso P (mm)	31.75																		
Diámetro del rodillo d1 máx (mm)	19.05																		
Anchura del casquillo del pasador b1 min (mm)	18.9																		
Diámetro del pasador d2 max (mm)	9.53																		
Altura de la placa h2 max (mm)	30																		
Grosor de la placa del eslabón T max (mm)	4.8																		
Peso (kg/m)	4.52																		
Piñón del lado conductor (DR) PHS 100-1A19 <table border="1"> <thead> <tr> <th colspan="2">PHS 100-1A19</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Paso P (pulg.)</td><td>1.25</td> </tr> <tr> <td>Número de dientes</td><td>19</td> </tr> <tr> <td>Diámetro (pulg.)</td><td>8.24</td> </tr> <tr> <td>Agujero mínimo (pulg.)</td><td>-</td> </tr> <tr> <td>Agujero máximo (pulg.)</td><td>-</td> </tr> <tr> <td>Cubo H (pulg.)</td><td>-</td> </tr> <tr> <td>Cubo L (pulg.)</td><td>-</td> </tr> <tr> <td>Peso (lbs)</td><td>7.8</td> </tr> </tbody> </table> 	PHS 100-1A19		Paso P (pulg.)	1.25	Número de dientes	19	Diámetro (pulg.)	8.24	Agujero mínimo (pulg.)	-	Agujero máximo (pulg.)	-	Cubo H (pulg.)	-	Cubo L (pulg.)	-	Peso (lbs)	7.8	Casquillo del lado conductor (DR) No hay datos
PHS 100-1A19																			
Paso P (pulg.)	1.25																		
Número de dientes	19																		
Diámetro (pulg.)	8.24																		
Agujero mínimo (pulg.)	-																		
Agujero máximo (pulg.)	-																		
Cubo H (pulg.)	-																		
Cubo L (pulg.)	-																		
Peso (lbs)	7.8																		
Piñón del lado conducido (DN) PHS 100-1A32 <table border="1"> <thead> <tr> <th colspan="2">PHS 100-1A32</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Paso P (pulg.)</td><td>1.25</td> </tr> <tr> <td>Número de dientes</td><td>32</td> </tr> <tr> <td>Diámetro (pulg.)</td><td>13.44</td> </tr> <tr> <td>Agujero mínimo (pulg.)</td><td>-</td> </tr> <tr> <td>Agujero máximo (pulg.)</td><td>-</td> </tr> <tr> <td>Cubo H (pulg.)</td><td>-</td> </tr> <tr> <td>Cubo L (pulg.)</td><td>-</td> </tr> <tr> <td>Peso (lbs)</td><td>22.6</td> </tr> </tbody> </table> 	PHS 100-1A32		Paso P (pulg.)	1.25	Número de dientes	32	Diámetro (pulg.)	13.44	Agujero mínimo (pulg.)	-	Agujero máximo (pulg.)	-	Cubo H (pulg.)	-	Cubo L (pulg.)	-	Peso (lbs)	22.6	Casquillo del lado conducido (DN) No hay datos
PHS 100-1A32																			
Paso P (pulg.)	1.25																		
Número de dientes	32																		
Diámetro (pulg.)	13.44																		
Agujero mínimo (pulg.)	-																		
Agujero máximo (pulg.)	-																		
Cubo H (pulg.)	-																		
Cubo L (pulg.)	-																		
Peso (lbs)	22.6																		

Fecha: 21/09/2023

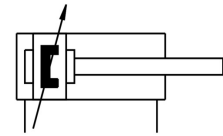
© SKF es una marca registrada del Grupo SKF
© SKF 2023

El contenido de este informe es propiedad exclusiva del editor y no podrá reproducirse (incluso en parte) sin el consentimiento previo de tenido el máximo cuidado para garantizar la exactitud de la información contenida en esta publicación, pero no se acepta ninguna responsabilidad por pérdidas o daños, ya sean directos, indirectos o consecuentes, que se produzcan como resultado del uso de dicha información.

Cilindro normalizado DSBC-32-100-PPVA-N3

Número de artículo: 1376426

FESTO



Hoja de datos

Característica	Valor
Carrera	100 mm
Diámetro del émbolo	32 mm
Rosca del vástago	M10x1,25
Amortiguación	Amortiguación neumática, regulable en ambos lados
Posición de montaje	Cualquiera
Conforme a la norma	ISO 15552
Extremo del vástago	Rosca exterior
Forma constructiva	Émbolo Vástago Camisa perfilada
Detección de posición	Para sensor de proximidad
Símbolo	00991235
Variantes	Vástago simple
Presión de funcionamiento	0.06 MPa 1.2 MPa
Presión de funcionamiento	0.6 bar ... 12 bar
Modo de funcionamiento	Doble efecto
Medio de funcionamiento	Aire comprimido según ISO 8573-1:2010 [7:4:4]
Nota sobre el medio de trabajo/mando	Admite funcionamiento con lubricación (lo cual requiere seguir utilizándolo)
Clase de resistencia a la corrosión CRC	2 - riesgo de corrosión moderado
Conformidad PWIS	VDMA24364-B1/B2-L
Clase de sala limpia	Clase 6 según ISO 14644-1
Temperatura ambiente	-20 °C ... 80 °C
Energía de impacto en las posiciones finales	0.4 J
Longitud de amortiguación	17 mm
Fuerza teórica con 6 bar, retorno	415 N
Fuerza teórica con 6 bar, avance	483 N
Masa móvil con carrera de 0 mm	110 g
Aumento masa móvil por 10 mm de carrera	9 g
Peso básico con carrera de 0 mm	465 g
Peso adicional por 10 mm de carrera	27 g
Tipo de fijación	A elegir: Con rosca interior Con accesorios
Conexión neumática	G1/8
Nota sobre el material	Conformidad con la Directiva RoHS
Material de la tapa	Fundición inyectada de aluminio, recubierta

Cross & Morse Torque Limiters



Cross & Morse Torque Limiters are low cost protection devices that limit torque in a drive system by slipping when a preset value is exceeded, in order to:-

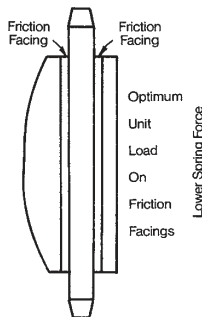
***Prevent machine and drive damage.
Eliminate costly machine downtime.***

The Torque Limiter is a protective device that limits torque transmitted in a drive system by slipping when a preset value is exceeded as a result of shock load, overload or machine jam. It automatically re-engages, when the overload is removed, no setting being required, Torque is transmitted by spring loaded friction faces, the value being preset by adjustment of the spring force by simple setting of the adjustment nuts and bolts. The Torque Limiter is suitable to use with sprockets, gears, pulleys or a flange plate as the centre member clamped between the friction facings. The Torque Limiter is not a new product with Cross & Morse. In 1949 Morse introduced the first spring loaded, friction type protective device which was developed to today's line of products consisting of 7 sizes, the models 200M to 700M being the most popular units. To further extend the capabilities of our products a new metric series of clutches, consisting of 6 sizes from M30 to M280 has been added, to cater for higher torque applications, and areas where space is limited. As originator of the Torque Limiter, Morse gained vast experience in the design and application of these units as trouble free and long lasting protective devices. Many thousand units have been fitted to conveyors, mechanical handling equipment and agricultural machines.



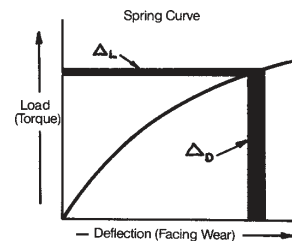
Morse Torque Limiters incorporate design features for long life and reliability.

Correct Spring Selection and Ratings



Torque Limiter capacities are directly proportional to the spring force applied to the friction surfaces and it is a simple matter to increase capacity by increasing spring force - but not without a sacrifice. The higher the unit load or pressure (psi) on the friction surfaces, the quicker the friction facings will deteriorate as they slip against the pressure plates and centre member. Morse ratings are realistic and are consistent with optimum spring loads and face pressures that permit longer slip time, maintain re-engagement at pre-set torque, and provide long-lasting protection.

The spring is designed so that its force varies little over a wide deflection range at the rated capacity of the torque limiter. This assures load re-engagement near the pre-set torque level as the friction facing wears. It is characteristic of a disc spring that it is more unstable and erratic in the lower end of its load vs. deflection curve; Morse therefore established minimum torque ratings consistent with spring characteristics.



Cross & Morse Torque Limiters offer you the following Benefits:

- Simple Design
- Minimum Maintenance
- Economical
- Durable
- Easy Adjustment
- Corrosion Resistant
- Compact
- Low Cost
- Wide Torque Range
- Infinite Torque Adjustment Settings
- Dependable

Conclusion

The incorporation of an inexpensive Cross & Morse Torque Limiter improves machine design, safeguards production, and minimises the downtime so ensuring increased productivity and profits.

Tel : +44 121 360 0155

Fax : +44 121 325 1079

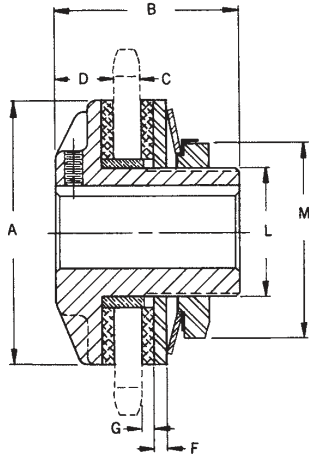
Email : sales@crossmorse.com

Standard Torque Limiters

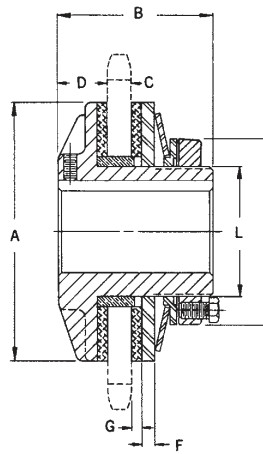


Original Morse Series Torque Limiters

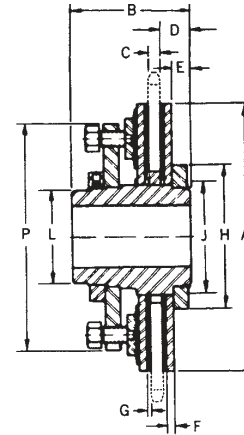
Developed from the original Torque Limiters produced in 1949, these well proven units are based on Imperial dimensions. Imitated by many over the years these units provide the ideal low cost solution to overload protection for torques between 3 & 1500 Nm. For Torque Limiter selection refer to page 6.



Models 200M, 250M & 350M



Models 500M & 700M



Models 13 & 20

Dimensions

*Model	Torque min Nm	Torque max Nm	Stock min plain bore mm	Stock Finish bores mm	Max Bore with Std Keyway mm	†Standard Bush Lengths (Ref.) mm	Set Screw	A mm	B mm	C (max) mm	D mm	F mm	G mm	L mm	M A/F	P mm	Weight kg
200M1 200M2	3 6	13 25	9.5	19 20	22	(275, 365, 480, 551) 7.0, 9.5, 11.5, 13.4	M5	52	48	9	16	4.0	3.5	34.9	46		0.4
250M1 250M2	7 12	34 67	9.5	15 19 20	22	(275, 365, 480, 551) 7.0, 9.5, 11.5, 13.4	M5	64	48	9	16	4.0	3.5	34.9	46		0.5
350M1 350M2	20 34	100 200	18	20 24 25	25	(365, 480, 551, 628, 829) 9.5, 11.5, 13.4 16.0, 20.3	M6	89	62	16	19	4.0	3.5	42.9	60		1.1
500M1 500M2	48 88	283 566	22	25 28 30 35 38 40	41	(480, 551, 628, 829) 11.5, 13.4, 16.0, 20.3	M8	127	76	16	22	6.5	3.5	63.5	-	92	3.0
700M1 700M2	110 224	770 1540	24	40 45 48 50 60	64	(520, 580, 667, 868, 966, 1187, 1375) 13.2, 14.7, 16.9, 22.3, 24.6, 30.2, 34.9	M10	178	98	29	24	8.0	5.0	95.3	-	133	6.8
13-8 ⁽¹⁾ 13-16 ⁽¹⁾	678 1356	1966 3120	38.1		82	(375, 500, 562) 9.5, 12.7, 14.3	-	330	146	22	36	9.5	4.8	114.3	-	279	38.6
20-5 ⁽¹⁾ 20-10 ⁽¹⁾	2135 4270	4270 8540	50.8		124	(500, 625) 12.7, 15.9	-	508	184	24	46	12.5	4.8	165.1	-	413	115.0

*M1 Torque Limiters Fitted One Disc Spring.
M2 Torque Limiters Fitted Two Disc Springs.

†Torque Limiter supplied standard without Bush, which is supplied with Platewheel.
If Bush required, specify on order which length (size) required.

For procedure to select Torque Limiters refer to page 6.
For range of standard platewheels refer to page 7.

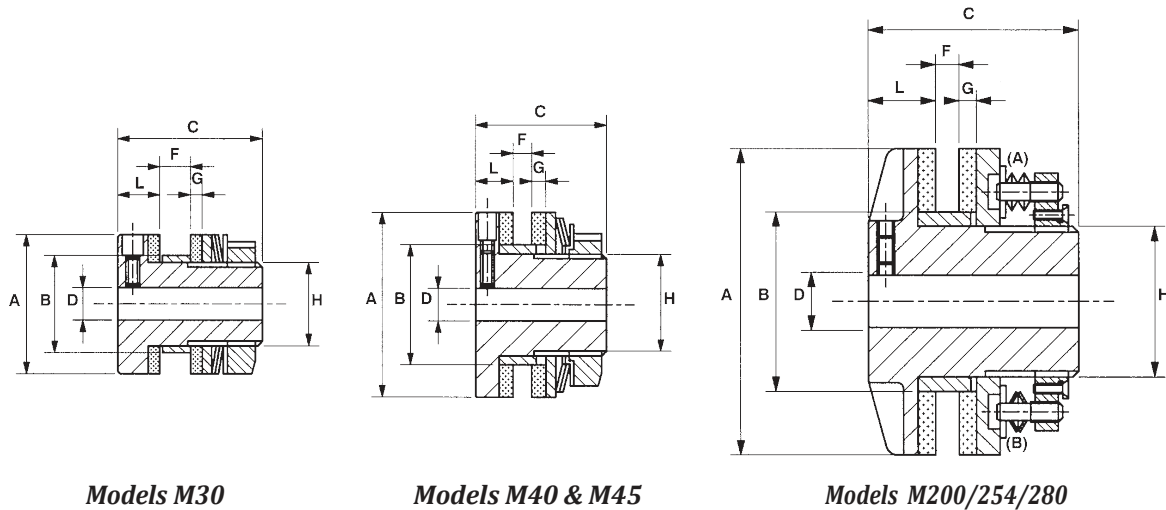
⁽¹⁾ Sizes 13 & 20 Torque Limiters for replacement purposes only
Refer Metric sizes M200 - M280 for new applications.

Standard Torque Limiters



Metric Series Torque Limiters

To extend the range of torque capability a new series of Torque Limiters is offered providing both smaller and larger sized units with a range of 1.5 to 10,000 Nm. These units are all to metric dimensions, and as with the original series are available with a roller chain coupling for shaft to shaft connection. For Torque Limiter selection refer to page 6.



Models M30

Models M40 & M45

Models M200/254/280

Dimensions

Model	Torque min	Torque max	Stock bore	Max Bore with Std Keyway	A	Bk7	C	Bush	F		G	L	H	Approx. Weight
								Length	min	max				
	Nm	Nm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	kg
M30-2	3*	10*	4.5	11	30	21	31	5.8	6.0 ⁽²⁾	7.2	2.5	9.0	18	0.10
M40-1	4	15	7.0	14	40	26	28	7.0	3.5	5.0 ⁽¹⁾	2.8	8.0	22	0.16
M40-2	7	28												
M40-3	10	40												
M45-1	7	30	7.0	20	45	35	33	8.8	4.5	5.8 ⁽¹⁾	3.0	8.5	32	0.19
M45-2	13	55												
M45-3	17	70												
M200-24(A)†	440	2200	35.0	80	200	120	105	28.0	20.0 ⁽²⁾	22.0	5.0	27.0	110	16.50
M200-24(B)†	800	4000												
M254-32(A)†	760	3800	48.0	90	254	140	120	31.8	23.8 ⁽²⁾	26.0	5.0	33.0	125	21.00
M254-32(B)†	1350	6800												
M280-32(A)†	1100	5500	48.0	120	280	170	120	31.8	23.8 ⁽²⁾	26.0	5.0	33.0	155	26.00
M280-32(B)†	2000	10000												

*Torque values can be halved by facing springs towards one another.

†Torque values determined by positioning of springs, refer to drawings.

⁽¹⁾Torque Limiters with 1 & 2 springs can accommodate thicker platewheels, (up to 2mm max), but extra care must be exercised to ensure that bush supports both friction facings, and use second bush if required.

⁽²⁾Min. width can be reduced by reducing bush length.

Tel: +44 121 360 0155

Fax: +44 121 325 1079

Email: sales@crossmorse.com

Torque Limiters Selection



Selection Procedure

1. Determine if the Torque Limiter is to be mounted on input (driver) or output (driven) shaft. Mounting on input shaft is normally lowest cost, and spreads load on Limiter body in overload slip, but if frequent slip occurs longer wear life of friction facings is obtained with the Torque Limiter on the output shaft.
2. Determine normal Drive Torque from input Power and Shaft Speed using formulae:-

Torque Nm = $\frac{\text{H.P.} \times 7124}{\text{R.P.M.}}$ Torque Nm = $\frac{\text{kW} \times 9550}{\text{R.P.M.}}$
3. Decide on required Slip Torque, normally between 1.2 and 1.5 times Drive Torque dependant on frequency of machine stop-start cycles.
4. Refer to pages 4 and 5, select size of Torque Limiter where Rated Torque slightly exceeds Slip Torque. Confirm Selected Torque Limiter will accept drive shaft diameter.
5. Using capacity below, confirm selection of Torque Limiter. For machines under constant supervision or with motor overload sensors the 10 sec values should be used. For unmanned machines combination of torque and speed should always be within power ratings over 5 min to avoid deterioration of components parts due to temperature build-up. If necessary a larger Torque Limiter may have to be selected to provide sufficient heat dissipation.
6. Check Sprocket Tables below, to ensure that required size will fit selected Torque Limiter.

Dimensions

Torque Limiter Model	Maximum Operating RPM		kW Ratings according to max slip time					
	At Minimum Torque	50% Plus Torque Rating	Over 5 min	5 min	2 min	1 min	30 sec	10 sec
200M	1800	800	0.06	0.11	0.20	0.38	0.55	0.90
250M	1450	430	0.08	0.16	0.30	0.56	0.80	1.30
350M	1050	280	0.19	0.37	0.70	1.30	1.85	3.00
500M	750	250	0.47	0.93	1.70	3.25	4.65	7.50
700M	530	200	1.02	2.04	3.80	7.15	10.20	16.30
M30	3000	310	0.01	0.02	0.04	0.07	0.10	0.16
M40	2300	210	0.02	0.04	0.08	0.14	0.20	0.32
M45	2000	140	0.03	0.05	0.10	0.18	0.25	0.40
M200	475	100	1.29	2.50	4.80	9.00	12.90	20.60
M254	375	90	2.40	4.80	8.90	16.80	24.00	38.50
M280	340	80	2.95	5.85	10.80	20.50	29.25	47.00

Note: If your drive requirements do not permit selection of a Standard Torque Limiter by the above procedure contact Technical Department, Cross & Morse.

Minimum Sprocket Teeth and Bush Lengths for BS and ANSI Roller Chains

Chain Size		3/8" 06B/35		1/2" 08B/40		5/8" 10B/50		3/4" 12B/60		1" 16B/80		1 1/8" 20B/100		1 1/2" 24B/120		1 3/4" 28B/140		2" 32B/160	
Model No.	Bore Dia. mm	Sprocket Min. Teeth	Bush Length mm	Sprocket Min. Teeth	Bush Length mm	Sprocket Min. Teeth	Bush Length mm	Sprocket Min. Teeth	Bush Length mm	Sprocket Min. Teeth	Bush Length mm	Sprocket Min. Teeth	Bush Length mm	Sprocket Min. Teeth	Bush Length mm	Sprocket Min. Teeth	Bush Length mm	Sprocket Min. Teeth	Bush Length mm
200M	41.33 41.38	21	(365) 9.5	17	(480) 11.5	14	(551) 13.4												
250M	41.33 41.38	25	(365) 9.5	20	(480) 11.5	16	(551) 13.4												
350M	49.28 49.33	33	(365) 9.5	26	(480) 11.5	21	(551) 13.4	18	(628) 16.0	15	(829) 20.3								
500M	73.10 73.15			35	(480) 11.5	29	(551) 13.4	25	(628) 16.0	19	(829) 20.3								
700M	104.88 104.93			48	(520) 13.2	39	(580) 14.7	33	(667) 16.9	25	(868) 22.2	21	(966) 24.6	18	(1187) 30.2	16	(1187) 30.2	15	(1375) 34.9
13-	161.99 162.05									44	(375) 9.5	36	(500) 12.7	31	(562) 14.3	27	(562) 14.3	24	(562) 14.3
20-	222.33 222.40											54	(500) 12.7	46	(625) 15.9	40	(625) 15.9	35	(625) 15.9
M30	21.10 21.05	14	4.5 ⁽¹⁾	12	6.0														
M40	26.10 26.05	17	8.0	14	8.0														
M45	35.12 35.07	19	9.0	15	9.0														
M200	120.18 120.10					43	15.5 ⁽²⁾	36	17.0 ⁽³⁾	28	22.5 ⁽³⁾	23	25.0 ⁽³⁾	20	29.0	17	29.0 ⁽¹⁾	15	29.0 ⁽¹⁾
M254	140.20 140.12							45	17.0 ⁽³⁾	35	22.5 ⁽³⁾	29	25.0 ⁽³⁾	24	31.8	21	31.8 ⁽²⁾	19	35.0 ⁽⁴⁾
M280	170.20 170.12							50	17.0 ⁽³⁾	38	22.5 ⁽³⁾	31	25.0 ⁽³⁾	26	31.8	23	31.8 ⁽²⁾	21	35.0 ⁽⁴⁾

⁽¹⁾Platewheels require recess to fit Torque Limiter.

⁽²⁾Platewheels for BS series chains requires recess to fit Torque Limiter.

⁽³⁾Bushes require shortening to length indicated.

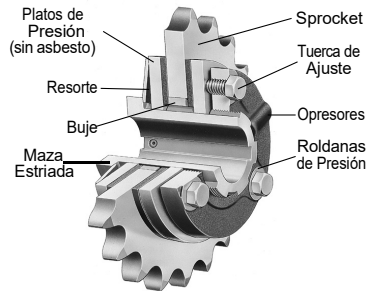
⁽⁴⁾Two bushes required to total length indicated.

Tel: +44 121 360 0155

Fax: +44 121 325 1079

Email: sales@crossmorse.com

El embrague limitador de torque *Martin* es fácil de ajustar para proteger su transmisión de sobrecargas.



El embrague limitador de torque *Martin* es fácil de ajustar para proteger su transmisión de sobrecargas.

Un embrague limitador de torque que es fácil de instalar es un aditamento de bajo costo para proteger su maquinaria.

Una característica exclusiva de los embragues limitadores de torque es el "juego de ajuste fácil". Esto hace que el ajuste del torque sea rápido y elimine la necesidad de usar martillos, llaves o fuerza bruta.

Solo necesita realizar los siguientes pasos:

1. Acomode y apriete con la mano la tuerca de ajuste, acomode el opresor en la estría más cercana y apriete. Vea la tabla de la derecha.
2. Con una llave pequeña, apriete los tres tornillos hasta el tope. Esto da el máximo torque.
3. Para obtener un torque menor, retire los tornillos, afloje el opresor, regrese la tuerca de ajuste a cualquiera de las seis estrías, para obtener el torque requerido, vuelva a apretar el opresor y los tornillos.

El "juego de ajuste fácil" no solamente simplifica la instalación, sino que adicionalmente proporciona un soporte sólido para los platos de presión al comprimirse su periferia.

El embrague limitador de torque protege permanentemente a la maquinaria de las sobrecargas producidas en los arranques, durante los cambios de sentido de giro y en la operación, patinando al exceder el torque al que ha sido calibrado. La transmisión se reanuda automáticamente cuando la sobrecarga se libera. Su diseño es sencillo, compacto, eficiente y de gran durabilidad. Proporciona el servicio de limitar el torque a bajo costo y para una gran variedad de aplicaciones. No necesita lubricación. Requiere un mantenimiento mínimo.

Las cargas producidas durante el arranque de los motores eléctricos son la principal causa de mantenimiento de las partes móviles. Los embragues limitadores de torque protegen de estas sobrecargas al patinar hasta que el torque caiga a los niveles preestablecidos.

Pueden ser ajustados para reducir las cargas de impacto en los motores y en los equipos impulsados durante las operaciones de cambio de sentido de giro. Proporcionan protección mecánica para

evitar los daños causados por sobrecargas repentinas al patinar cuando se alcanza el torque previamente establecido.

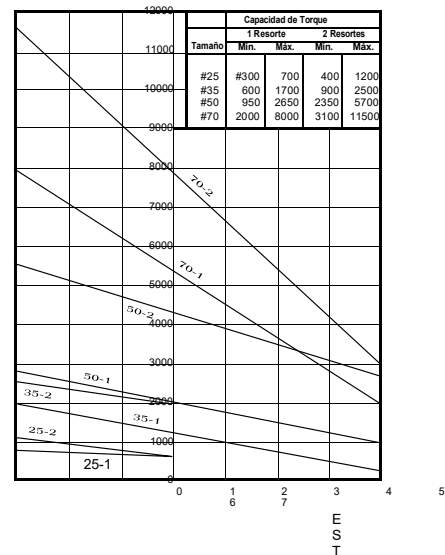
Los embragues limitadores de torque pueden ser usados con sprockets, engranes, poleas, bridas o con cualquier otro tipo de elemento de transmisión. Se recomienda que las caras de los elementos de transmisión se pulan a 63-125 micro-pulgadas, para tener una superficie de fricción lisa. Vea la tabla de capacidades de torque en la siguiente página.

El elemento de transmisión se monta en un buje impregnado con aceite y se ajusta entre dos discos de fricción de alta calidad

por efecto de la presión de un resorte. Cada limitador de torque, totalmente ensamblado tiene un resorte. Se puede obtener una capacidad de torque mayor usando un segundo resorte alojado en el resorte original. Vea la tabla de capacidades de torque en la siguiente página.

Cuando ocurre la sobrecarga, el elemento de transmisión patina entre dos discos de fricción como los usados en los embragues. Después de que se ha iniciado el deslizamiento, continuará hasta llegar al 90% del torque establecido, debido al bajo coeficiente de fricción y hasta que la condición de sobrecarga sea corregida.

CALIBRACIÓN DEL EMBRAGUE LIMITADOR DE TORQUE

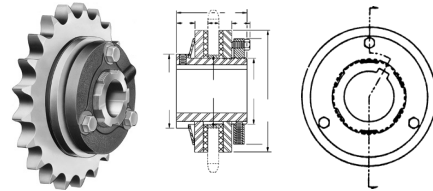


Embragues Limitadores de Torque

Martin

Embragues Limitadores de Torque

Cada unidad tiene un resorte. Se puede obtener una mayor capacidad de torque, usando un segundo resorte alojado en el resorte original. Los bujes deben ser solicitados por separado. Las caras de fricción del elemento central de transmisión deben pulirse uniformemente a 63 – 125 micropulgadas.



Capacidad de los Embragues Limitadores de Torque

Tamaño	Peso Prom.	Capacidad de Torque ▲ (lb-pulgada)				A	B	C		D	E	G ●	H	J	K + .000 - .002 Estría D.E.	L + .003 - .000 Sprocket Barreno
		Con 1 Resorte		Con 2 Resortes **				Mín.	Máx.							
		Mín.	Máx.	Mín.	Máx.											
TT25	1	300	700	400	1200	2-1/2	1-3/4	1/8	11/32	29/64	19/64	19/64	2-1/2	1-1/2	1.368	1.631/1.628
TT35	2.5	600	1700	900	2500	3-1/2	2-7/16	1/8	5/8	45/64	23/64	35/64	3-3/16	1-15/16	1.675	2.006/2.003
TT50	6	950	2650	2350	5700	5	2-7/8	1/8	5/8	53/64	29/64	21/32	4-5/16	2-13/16	2.625	3.008/3.005
TT70	18	2100	8000	3100	11500	7	3-7/8	1/4	1-1/4	55/64	31/64	29/32	6	4	3.811	4.197/4.194

▲ Con un elemento central con caras de fricción pulidas uniformemente a 63 - 125 micro-pulgadas. El elemento central debe estar limpio de aceite, óxido, etc.

** El segundo resorte debe estar alojado en el resorte original. Solicítelo si es necesario.

● Distancia nominal para ajustar al torque máximo. Para ajustar al torque mínimo agregue 3/64" para el TT25; 5/64" para el TT35; 3/32" para el TT50 y el TT70. Cuando se usan dos resortes estas dimensiones se incrementan aproximadamente 1/16" para los TT25, 35, y 50 y 3/32" para el TT70.

Limitadores de Torque — Barreno Piloto (Sin Cuñero y Opresor†)

Cuñeros Estándar

UNIDAD TT25

UNIDAD TT35

Tamaño	Barreno Piloto	Barreno Máximo		Barreno de Lim. de Torque	Cuñero	Barreno de Lim. de Torque	Cuñero
		Cuñero Estándar*	Cuñero Plano*				
TT25	1/2	7/8	1	1/2 - 9/16	1/8 × 1/16	1-7/16 - 1-3/4	3/8 × 3/16
TT35	3/4	13/16	1-1/4	5/8 - 7/8	3/16 × 3/32	1-13/16 - 2-1/4	1/2 × 1/4
TT50	1	1-3/4	2	15/16 - 1-1/4	1/4 × 1/8	2-5/16 - 2-3/4	5/8 × 5/16
TT70	1-3/8	2-3/4	3	1-5/16 - 1-3/8	5/16 × 5/32	2-13/16 - 3	3/4 × 3/8

† Si requiere opresores adicionales consulte la lista de precios para alteraciones.

* El cuñero se corta centrado a la cuerda estriada.

Tamaño de Sprocket	Tamaño de Sprocket
35TTA25-25	35TTA35-35
35TTA26-25	35TTA40-35
40TTA20-25	40TTA28-35
40TTA22-25	40TTA30-35
40TTA24-25	40TTA32-35
40TTA28-25	50TTA22-35
40TTA30-25	50TTA24-35
50TTA17-25	50TTA25-35
50TTA21-25	50TTA26-35
50TTA22-25	60TTA18-35
	60TTA20-35

Limitadores de Torque con Barreno Calibrado, Cuñero Estándar y un Opresor †

Tamaño	Barrenos Terminados													
TT25	1/2	5/8	3/4	7/8										
TT35			3/4	7/8	1									
TT50					1	1-1/8	1-3/16	1-1/4	1-3/8	1-7/16	1-1/2	1-5/8		
TT70										1-7/16	1-1/2	1-3/4	1-15/16	2 2-7/16

† Cuñero con las dimensiones estándar indicadas en la tabla de cuñeros estándar. para opresor adicional vea la lista de precios.

UNIDAD TT50

UNIDAD TT70

Tamaño de Sprocket	Tamaño de Sprocket
40TTA35-50	60TTA36-70
50TTA30-50	80TTA26-70
50TTA32-50	80TTA28-70
60TTA25-50	80TTA30-70
60TTA26-50	80TTA36-70
60TTA28-50	100TTA22-70
60TTA30-50	100TTA24-70
80TTA20-50	
80TTA22-50	
80TTA24-50	

Tamaño de Unidad	Mínimo No. de Dientes Permitido y Largo del Bujes Requerido por Paso de Cadena											
	Paso de Sprocket	35	41	40	50	60	80	100	120	140	160	
TT25	Mínimo de Dientes	Existencia ★	25	19	19	16	..	..	..	..	..	..
		S. Pedido ●	25	19	19	16	..	..	..	..	..	..
	Largo del Bujes Req.		1/8	1/8	1/4	1/4	..	..	..	..	..	..
TT35	Mínimo de Dientes	Existencia ★	35	25	26	21	18	15	..	..	..	..
		S. Pedido ●	33	25	26	21	18	15	..	..	..	..
	Largo del Bujes Req.		1/8	1/8	1/4	1/4	3/8	3/8	..	..	..	..
TT50	Mínimo de Dientes	Existencia ★	48	35	35	29	25	19	..	..	..	..
		S. Pedido ●	46	35	35	29	25	19	..	..	..	..
	Largo del Bujes Req.		1/8	1/8	1/4	1/4	3/8	3/8	..	..	..	..
TT70	Mínimo de Dientes	Existencia ★	..	..	48	38	33	26	21	18	16	14
		S. Pedido ●	..	..	48	38	33	26	21	18	16	14
	Largo del Bujes Req.		..	..	1/4	1/4	3/8	3/8	1/2	1/2	1/2	1/2

★ Número mínimo de dientes de sprockets en existencia Martin que puede ser usado en un embrague limitador de torque. * Agregar sufijo al final para el No. de parte del

PARTES DE REPUESTO

TT25 TT50 TT35 TT70	Número de Parte*
PLATO DE PRESIÓN	-PP
DISCOS DE FRICCIÓN	-FD
TUERCA DE AJUSTE DE TENSION Y OPRESOR	-NA
RESORTE	-SP