	GESTIÓN DE SERVICIOS ACADÉMICOS Y BIBLIOTECARIOS		CÓDIGO	FO-GS-15	
			VERSIÓN	02	
	ESQUEMA HOJA DE RESUMEN			FECHA	03/04/2017
				PÁGINA	1 de 1
ELABORÓ		REVISÓ	APROBÓ		
Jefe División de Biblioteca		Equipo Operativo de Calidad	Líder de Calidad		

RESUMEN TRABAJO DE GRADO

AUTOR(ES): NOMBRES Y APELLIDOS COMPLETOS

NOMBRE(S): NIXON LEONARDO APELLIDOS: CONTRERAS FLOREZ

NOMBRE(S): CAMILO ANDRES APELLIDOS: NIÑO RINCON

FACULTAD: INGENIERÍA

PLAN DE ESTUDIOS: INGENIERÍA MECÁNICA

DIRECTOR:

NOMBRE(S): FAUSTINO APELLIDOS: MORENO GAMBOA

TÍTULO DEL TRABAJO (TESIS): DISEÑO Y ANÁLISIS TERMODINÁMICO DE UN REACTOR TIPO AUGER PARA EL PROCESAMIENTO DE BIOMASA A ESCALA DE LABORATORIO

RESUMEN

Se presenta el diseño y análisis termodinámico de un reactor tipo Auger de doble tornillo sinfín con el objeto de dar viabilidad al análisis de las formas de transferencia de calor dentro de este, con tal de definir cada uno de los parámetros de dimensionamiento y operabilidad óptimos para el proceso de pirolisis. De igual manera cabe resaltar, que el análisis mecánico de este, valida que estos parámetros den una operabilidad fácil, sencilla y adecuada para una próxima construcción.

PALABRAS CLAVES:

ANÁLISIS TERMODINÁMICO, REACTOR AUGER, TORNILLO SINFIN,
TRANSFERENCIA DE CALOR

CARACTERÍSTICAS:

PÁGINAS: 247 TABLAS: 24 ILUSTRACIONES: 36 CD ROOM: 1

DISEÑO Y ANÁLISIS TERMODINÁMICO DE UN REACTOR TIPO AUGER
PARA EL PROCESAMIENTO DE BIOMASA A ESCALA DE LABORATORIO

CAMILO ANDRÉS NIÑO RINCÓN

NIXON LEONARDO CONTRERAS FLÓREZ

UNIVERSIDAD FRANCISCO DE PAULA SANTANDER

FACULTAD DE INGENIERÍA

PLAN DE ESTUDIOS DE INGENIERÍA MECÁNICA

SAN JOSÉ DE CÚCUTA

2022

DISEÑO Y ANÁLISIS TERMODINÁMICO DE UN REACTOR TIPO AUGER
PARA EL PROCESAMIENTO DE BIOMASA A ESCALA DE LABORATORIO

PROYECTO DE GRADO PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO
MECÁNICO

CAMILO ANDRÉS NIÑO RINCÓN

NIXON LEONARDO CONTRERAS FLÓREZ

DIRECTOR

Ph.D. FAUSTINO MORENO GAMBOA

UNIVERSIDAD FRANCISCO DE PAULA SANTANDER

FACULTAD DE INGENIERÍA

PLAN DE ESTUDIOS DE INGENIERÍA MECÁNICA

SAN JOSÉ DE CÚCUTA

2022

ACTA DE SUSTENTACIÓN DE UN TRABAJO DE GRADO

FECHA: CÚCUTA, 25 DE ABRIL 2022
HORA: 04:00 P.m.
LUGAR: SC 302 UFPS
PLAN DE ESTUDIOS: INGENIERÍA MECÁNICA

TÍTULO: "DISEÑO Y ANÁLISIS TERMODINÁMICO DE UN REACTOR TIPO AUGER PARA EL PROCESAMIENTO DE BIOMASA A ESCALA DE LABORATORIO."

Jurados: ING. LUIS EMILIO VERA DUARTE
ING. JOSÉ RAFAEL EUGENIO LÓPEZ

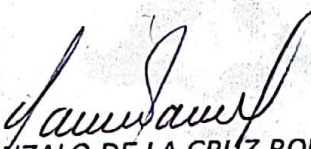
Director: ING. FAUSTINO MORENO GAMBOA

Nombre del estudiante	Código	Calificación	
		Letra	Número
CAMILO ANDRES NIÑO RINCÓN	1121534	Cuatro, Nueve	4.9
NIXÓN LEONARDO CONTRERAS FLOREZ	1121709	Cuatro, Nueve	4.9

MERITÓRIA


ING. LUIS EMILIO VERA DUARTE


ING. JOSÉ RAFAEL EUGENIO LÓPEZ


Vo.Bo GONZALO DE LA CRUZ ROMERO GARCÍA
Coordinador Comité Curricular
Ingeniería Mecánica

Agradezco a Dios por este logro, a toda mi familia que me apoyaron en mi formación como profesional, en especial a mi abuela Laura Uscategüi y mi tío Oswaldo Rincón, quienes siempre estuvieron en los momentos más difíciles, en mi desarrollo como una persona íntegra y con principios firmes, agradezco a mi alma Mater y a los docentes del programa de ingeniería mecánica que me guiaron y ayudaron en mi curiosidad por el conocimiento, en especial al Ing. Miguel Briceño, Ing. Pedro Pérez, Ing. Jesús Pedroza, Ing. Orlando Gutiérrez, al Ing., Alberto Falla, Ing. Carlos Acevedo, Ing. Emilio Vera y al doctor Jorge Bautista; y a mi director de proyecto Faustino Moreno y al profesor de la universidad nacional Farid Chejne por el apoyo y acompañamiento en el desarrollo del presente trabajo. A Anthony Zafra, Andrés González y Nixon Contreras que me acompañaron en la vida universitaria.

CAMILO ANDRES NIÑO RINCON

“Para triunfar tienes que tener un carácter fuerte... Cada pérdida se puede convertir en una experiencia que construya y fortalezca tu carácter.” Nick Vujicic.

Agradecimiento a Dios por el respaldo durante mi vida y más en este proceso, de igual manera agradezco a mis padres Nixon Contreras Suarez y Norma Constansa Flórez, por su esfuerzo y dedicación cada día para que pudiese lograr ser profesional, a mis hermanos Cesar Arley y Eliam Joseph por su apoyo. A mi compañero Camilo Niño de trabajo por la dedicación y esfuerzo frente a nuestro proyecto de grado. Al ingeniero Faustino Moreno, por confiar en nosotros para representar la carrera y la universidad ante el proyecto de ENERGETICA 2030, y al Doctor Farid Chejne por habernos dado la base para el desarrollo de este proyecto. También doy gracias a mis profesores, alma mater y demás personas que intervinieron en este proceso, ya que de ellos es la formación para desempeñarme de ahora en adelante como un excelente ingeniero mecánico.

NIXON LEONARDO CONTRERAS FLOREZ

Simbología

\dot{E}_{ext} : Energía de disipación de calor al exterior

\dot{E}_{int} : Energía de transferencia de calor interna

\dot{E}_{Reac} : Energía de reacción

\dot{E}_{gen} : Energía de salida

\dot{E}_{sal} : Energía de entrada

\overline{Nu}_D : Número de Nusselt promedio

$(T_{PC} - T_{\infty})$: Diferencia de temperaturas entre el portador de calor y el ambiente exterior

\dot{m}_f : Flujo másico del fluido.

\dot{m}_C : Flujo másico de carbón (kg/h)

\dot{m}_{PC} : Flujo másico del portador de calor (kg/h)

\dot{m}_b : Flujo másico de biomasa (kg/h)

\dot{m}_r : Flujo másico de reacción (kg/h)

\dot{m}_s : Flujo másico de los sólidos a la salida (kg/h)

(ΔT) : Diferencia de temperatura entre el flujo de portador de calor y de biomasa.

A_s : Área superficial en contacto.

$A_{sup,esf}$: Área superficial de la esfera

A_t : Área transversal

Cap_{Req} : Capacidad a manejar el reactor.

Co_r : Capacidad de carga básica estática

Cp_{PC} : Calor específico del portador de calor

Cp_f : Calor específico del fluido

C_r : Capacidad de carga básica dinámica

C_t : Tipo de tornillo a utilizar

D_{esf} : Diámetro de la esfera del portador de calor

D_r : Diámetro exterior del rodamiento

E_{acum} : Energía acumulada

E_i : Energía de activación de la reacción.

F_d : Factor según el diámetro del equipo.

F_f = Factor de vuelo. Ver Tabla 3-3 catalogo CEMA

F_m = Factor de material.

F_o : Factor de sobrecarga tomado de la tabla 3-1 catalogo CEMA

F_p = Factor de paleta. Véase la Tabla 3-4 catalogo CEMA

F_r : Fuerza resultante.

HP_f : Potencia necesaria para mover el transportador en vacío

HP_m : Potencia para mover el material

HP_{total} : Potencia necesaria para el funcionamiento del sistema

H_d : Potencia de diseño

K_1 : Constante de reacción entre la biomasa sólida y el gas.

K_2 : Constante de reacción entre la biomasa sólida y el bioaceite.

K_3 : Constante de reacción entre la biomasa sólida y el biocarbón.

K_3 : Factor de conversión igual a 1.

K_4 : Constante de reacción entre el bioaceite y el gas.

K_B : Coeficiente de conductividad de la biomasa

K_d : factor de diseño

K_f : Coeficiente de conductividad del fluido de biomasa

K_f : Factor de concentración de esfuerzos

K_{ts} : Factor de concentración de esfuerzos teórico a la torsión.

K_v : Factor de velocidad.

K_v : Factor de velocidad.

L_{10} : Vida nominal del rodamiento

$\frac{P}{D}$: Relación de paso-diámetro

Q_B'' : Entalpia de reacción

Q_p : Calor requerido para la pirolisis de la biomasa

R_B : Diámetro total de la brida

Re_D : Número de Reynolds promedio

S : Tamaño de partícula

S_e : Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación critica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso(Shigley, 2015)

S_e : Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación critica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso.

S_e' : Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

S_{ut} : Resistencia ultima a la flexión. Tabla (12)

S_{ut} : Resistencia ultima a la fluencia

S_y : Resistencia a la fluencia

S_y : Resistencia a la fluencia

T_B : Temperatura del flujo de portador de calor

$T_{PC,ent}$: Temperatura del portador de calor a la entrada del sistema

$T_{PC,sal}$: Temperatura del portador de calor a la salida del sistema

T_{PC} : Temperatura del flujo de portador de calor

$T_{f,ent}$: Temperatura del fluido a la entrada del sistema

$T_{f,sal}$: Temperatura del fluido a la salida del sistema

V : Volumen del diferencial

V_T : Volumen total del diferencial.

V_{esf} : Volumen de la esfera

V_f : Volumen total del fluido

W_d : Carga dinámica

W_t : Carga tangencial.

W_t : Carga tangencial.

W_w : Carga de desgaste

Z_2 : Numero de dientes del engrane 2

Z_3 : Número de dientes del engrane 3

Z_4 : Numero de dientes del engrane 4

Z_5 : Número de dientes del engrane 5

a_1 Constante ecuación de velocidad de energía

b_1 : Constante ecuación de velocidad de energía

c_1 : Constante ecuación de velocidad de energía

d_m : Diámetro medio del rodamiento

d_p : Diámetro de paso.

d_r : Diámetro interno rodamiento

f_b : Factor de cojinete de suspensión

f_{o_r} : Factor de calculo

k_a : Factor de modificación por la condición superficial

k_b : Factor de modificación por el tamaño

k_c : Factor de modificación por la carga

k_d : Factor de modificación por la temperatura

k_e : Factor de confiabilidad

k_f : Factor de modificación por efectos varios

k_r : Factor de concentración de esfuerzos

m_B : Masa de biomasa

m_{BO} : Masa de bioaceite

m_C : Masa de carbón

m_b : Masa de la biomasa.

m_g : Masa de gas

m_g : Razón de velocidades

n_{motor} : Velocidad rotacional del motor

$n_{reactor}$: Velocidad rotacional del reactor

n_s : Factor de seguridad

$q_{cortante}$: Sensibilidad a la muesca por carga de torsión.

r_{esf} : Radio de la esfera

α_t : Coeficiente de dilatación térmica

β_{PC} : Relación porcentual del flujo de portador de calor

β_f : Relación de flujos

δ_T : Dilatación térmica

μ_s : Viscosidad dinámica del flujo externo en la superficie de la esfera

ρ_f : Densidad del fluido

$\frac{\partial T_f}{\partial t}$: Cambio de temperatura con respecto al tiempo

$\frac{\partial T_f}{\partial x}$: Cambio de temperatura con respecto a la longitud

h : Coeficiente de convección.

A : Área superficial entre los dos fluidos.

A : Factor de frecuencia.

C : Capacidad,

$CF1$: Factor especial de capacidad por el tipo de paso

$CF2$: Factor especial de capacidad por tipo de hélice

$CF3$: Factor especial de capacidad por paletas mezcladoras

$Capacidad \frac{Ft^3}{h}$ a 1 *Rpm*: Flujo que maneja el tornillo a una RPM

$CapacidadEquivalente$: Flujo que debe manejar el sistema

D : Diámetro del tornillo

$D1$: Diámetro de los ejes

$D2$: Diámetro exterior de la brida

Dp : Diámetro de la tubería

Ds : Diámetro del tornillo

F : ancho de cara

H : potencia real

I: Momento de inercia, la cual se calcula de la siguiente manera

K: Factor de desgaste o Buckingham.

K: Porcentaje de carga del canal

L: Longitud de la brida

L: Longitud del transportador en pies

L: Longitud total del transportador

M: Momento máximo sufrido por el eje

N: Número de ciclos a los que está expuesto el sistema

P: Capacidad de carga dinámica

P: Carga dinámica equivalente del rodamiento

P: Paso del tornillo

P: Perímetro

Pot: Potencia del motor

Pr: Número de Prandtl

Q: Factor adimensional determinado por el número de dientes de cada engrane.

Q: Flujo volumétrico

R: Constante universal de los gases.

T: Par torsor

T: Temperatura absoluta (K).

T: Torque del motor

U: Coeficiente global de transferencia de calor

V: Velocidad de la línea de paso.

W: Densidad aparente del material según el transporte

Y : Factor de forma de Lewis para engranes a 25°

a y b : Constantes preestablecidas

a : Constantes tomadas de la tabla 6-2

b : Constantes tomadas de la tabla 6-2

d : Diámetro del eje

dx : Diferencial de posición en el eje X

dy : Diferencial de posición en el eje Y

dz : Diferencial de posición en el eje Z

e : Factor de eficiencia en base al sistema de transmisión.

f : Fracción del esfuerzo último a la tensión de la resistencia a la fatiga a 1000 ciclos.

$k(T)$: Constante de velocidad de reacción dependiente de la temperatura.

k : Factor adimensional para rodamiento de bolas

l : Longitud

m : Modulo del engrane

n : Factor de seguridad

n : Velocidad angular del piñón

n : Velocidad angular en rpm

p : Distancia del punto medio del eje al punto de estudio, es decir el radio del eje

r : Radio del tornillo sin fin.

r : Radio del eje

t : Tiempo

v : Velocidad

α : Área específica de contacto.

μ : Viscosidad dinámica del flujo externo

τ : Porcentaje de llenado

ω : Velocidad angular del motor

TABLA DE CONTENIDO

Resumen	26
Abstract	28
Introducción	30
1. Problema	33
1.1. Título	33
1.2. Planteamiento del problema	33
1.3. Formulación del problema	34
1.4. Justificación	34
1.5. Objetivos	37
1.5.1. Objetivo General	37
1.5.2. Objetivos Específicos	37
1.6. Alcance y limitaciones	37
1.6.1. Alcance	37
1.6.2. Limitaciones	38
1.6.3. Delimitaciones	38
2. Marco referencial	40
2.1. Antecedentes	40
2.2. Marco teórico	41
2.2.1. Generalidades de la biomasa	41
2.2.2. Pirolisis	46
2.2.3. Reactores para pirolisis rápida	48
2.2.4. Portador de Calor	52

	17
2.3. Marco conceptual	52
2.3.1. Análisis termodinámico	53
2.3.2. Biocarbón	53
2.3.3. Biocombustible	53
2.3.4. Calor por convección	54
2.3.5. Cinética de biomasa	54
2.3.6. Flujo	55
2.3.7. Gases	55
2.3.8. Relación de flujos	55
2.3.9. Reactor	56
2.3.10. Resistencia mecánica	56
2.3.11. Simulación de procesos	57
2.3.12. Tamaño de partícula	58
2.3.13. Tasa de calentamiento	58
2.3.14. Temperatura	58
2.3.15. Transferencia de calor	59
2.3.16. Tiempo de residencia	59
2.3.17. Tornillo sin fin	59
2.4. Marco legal	60
3. Diseño metodológico	65
3.1. Tipo de investigación	65
3.2. Población y muestra	65
3.2.1. Población	65
3.2.2. Muestra	66

	18
3.3. Instrumentos de recolección de información	66
3.3.1. Fuentes de información primaria	66
3.3.2. Fuentes de información secundaria	66
3.4. Procesamiento de la información	69
4. Desarrollo y ejecución del proyecto	71
4.1. Establecer las condiciones adecuadas de diseño para un reactor tipo Auger de doble tornillo sin fin.	71
4.1.1. Condiciones de funcionamiento del sistema	71
4.1.2. Estudio termodinámico del reactor	71
4.1.3. Relación geométrica para los tornillos sin fin	79
4.2. Generar un modelo matemático que exprese el comportamiento termodinámico del sistema y la cinética de la biomasa	85
4.3. Simular el modelo matemático del sistema para obtener el cambio de temperatura, la masa y el tiempo de reacción de la biomasa, con ayuda del software Matlab	108
4.4. Análisis de resistencia de materiales a los elementos que conforman el reactor, y construcción del prototipo en el CAD SolidWorks.	134
4.4.1. Cálculo de la potencia para el reactor Auger	136
4.4.2. Diseño del tren de engranes	151
4.4.3. Diseño del eje	171
4.4.4. Selección del sistema de fijación de los engranes al eje	193
4.4.5. Rodamientos para el eje	198
4.4.6. Selección del sistema de sujeción de los ejes al motor y al reactor	205
4.4.7. Dilatación de acuerdo a efectos térmicos.	208
4.4.8. Esquema final del reactor	210

5.	Marco administrativo	212
5.1.	Recursos humanos	212
5.2.	Recursos financieros	212
5.3.	Cronograma de actividades	216
6.	Conclusiones	218
	Recomendaciones	221
	Referencias bibliográficas	222
	Anexos	231

LISTA DE FIGURAS

Figura 1	Posible Ordenación Espacial De Los Componentes De La Biomasa Lignocelulósica	44
Figura 2	Estructura De La Celulosa.	45
Figura 3	Estructura De La Hemicelulosa	45
Figura 4	Alcoholes Fenilpropilicos De La Lignina	46
Figura 5	Esquema De Un Reactor Tipo Auger.	50
Figura 6	Esquema De Un Reactor De Lecho Fluidizado Burbujeante.	51
Figura 7	Esquema De Un Reactor De Lecho Fluidizado Circulante.	52
Figura 8	Disposición De Entradas De Flujos Al Reactor	73
Figura 9	Cambio De Flujo De Portador De Calor Con Respecto A La Diferencia De Temperatura Para 2 Kg/H De Biomasa.	76
Figura 10	Vista De Planta De La Configuración Axial De Los Tornillos Sin Fin,	82
Figura 11	Contra Rotación Descendente	83
Figura 12	Orden De Entrada De Los Flujos	84
Figura 13	Diferencial Del Volumen De Control Estándar.	87
Figura 14	Esquema De Relación De Gas-Solido De Biomasa	97
Figura 15	Esquematzación De Los Flujos Dentro Del Diferencial De Volumen	102
Figura 16	Esquema De Reacción De La Biomasa.	105
Figura 17	Red Nodal Reactor Auger	110
Figura 18	Cambio De Temperatura Del Portador De Calor Con Respecto Al Tiempo	130
Figura 19	Cambio De Temperatura De La Biomasa Con Respecto Al Tiempo	131

Figura 20	Cambio De Temperatura Del Portador De Calor Con Respecto Al Tiempo	132
Figura 21	Comportamiento De Biomasa Con Respecto Al Tiempo	133
Figura 22	Esquema Del Tornillo De Arquímedes	134
Figura 23	Porcentaje De Llenado Vs La Velocidad Angular Del Sistema.	140
Figura 24	Esquema Del Tren De Engranés A Utilizar	152
Figura 25	Esquema Del Eje	173
Figura 26	Diagrama De Cuerpo Libre Del Eje, En El Sistema De Coordenadas Xyz	174
Figura 27	Diagrama De Cuerpo Libre Plano X-Y	174
Figura 28	Diagrama De Cuerpo Libre Con Valores Numéricos	176
Figura 29	Grafica De Cortante, Plano X-Y	176
Figura 30	Diagrama De Momento Flector, Plano X-Y	177
Figura 31	Diagrama De Cuerpo Libre, Plano X-Z	178
Figura 32	Diagrama De Cuerpo Libre Con Valores Numéricos, Plano X-Z	179
Figura 33	Diagrama De Cortante Plano X-Z	179
Figura 34	Diagrama De Momento Flector, Plano X-Z	180
Figura 35	Diseño De La Cuña, Sujetadora De Los Engranés.	194
Figura 36	Brida Din 116	206
Figura 37	Esquema Del Tren De Engranajes	211

LISTA DE TABLAS

Tabla 1	Tabla De Propiedades Termofísicas De Los Distintos Portadores De Calor A Escala De Laboratorio	77
Tabla 2	Datos Seleccionados De Funcionamiento Del Sistema	79
Tabla 3	Dimensionamiento Del Tornillo Sinfín.	81
Tabla 4	Constantes Cinéticas	109
Tabla 5	Ecuaciones Y Coeficientes A Modelar.	112
Tabla 6	Coeficientes Y Datos Constantes Del Sistema.	115
Tabla 7	Tabla Resumen De La Variación De Configuraciones Del Reactor Tipo Auger.	116
Tabla 8	Comparación De Resultados En Relación A Las Pérdidas De Energía Hacia El Exterior.	120
Tabla 9	Comparación Del Consumo De Masa De Biomasa Con Respecto A La Energía Liberada Al Exterior	123
Tabla 10	Consumo De Masa De Biomasa Con Respecto A La Temperatura De Entrada De Portador De Calor	126
Tabla 11	Variación Del Tamaño De Grano Para La Biomasa	129
Tabla 12	Dimensiones Del Tornillo Sin Fin	135
Tabla 13	Factores De Material De Los Componentes A Transportar	145
Tabla 14	Características De Los Materiales De Los Engranés	156
Tabla 15	Iteraciones Para La Validación De Datos De Diseño De Los Engranés.	162
Tabla 16	Caracterización De Los Engranés	163
Tabla 17	Características Acero Aisi 1020 Hr	183

Tabla 18	Constantes Cálculo De Rodamientos. (Svenska Kullagerfabriken Skf, 2019)	200
Tabla 19	Datos Del Motor (Importecnica, N.D.)	205
Tabla 20	Datos De La Brida Din 116	206
Tabla 21	Gastos En Personal.	213
Tabla 22	Gastos En Equipos.	214
Tabla 23	Demás Gastos	215
Tabla 24	Cronograma De Actividades.	216

LISTA DE ANEXOS

Anexo 1 Factores Cf1 Cf2 Y Cf3 (Conveyor Equipment Manufacturers Association. Screw Conveyor Engineering Committee Et Al., N.D.)	231
Anexo 2 Figura 3-1 Factor De Sobrecarga (Conveyor Equipment Manufacturers Association, 2019)	232
Anexo 3 Tabla 8-1 Eficiencias Mecánicas De Los Mecanismos De Reducción De Velocidad, Catalogo Cema (Conveyor Equipment Manufacturers Association, 2019)	233
Anexo 4 Tabla 3.1 Factor De Soporte De La Suspensión fb , Catalogo Cema (Conveyor Equipment Manufacturers Association. Screw Conveyor Engineering Committee Et Al., N.D.)	235
Anexo 5 Tabla 3.2 Factor De Diámetro Del Tornillo, fb , Catalogo Cema (Conveyor Equipment Manufacturers Association, 2019)	236
Anexo 6 Tabla. Tabla 3-3 Factor De Vuelo, Ff	237
Anexo 7 Tabla 3-4 Factor De Paleta, Fp	238
Anexo 8 Factor De Diseño	239
Anexo 9 Factor Dinamico	240
Anexo 10 Tabla 1.1 Hamrock (Hamrock Et Al., 2000)	241
Anexo 11 Fracción Del Esfuerzo Último A La Tensión De La Resistencia A La Fatiga A 1000 Ciclos	242
Anexo 12 Factor De Carga	243
Anexo 13 La Resistencia A La Tensión Con Temperatura Corregida Que Se Obtiene Mediante El Factor	244
Anexo 14 El Factor De Confiabilidad Es Seleccionado De La Tabla 6-5	245

Anexo 15	Sensibilidad De La Muesca	246
Anexo 16	Figura A-15-8	247
Anexo 17	Fracción De Resistencia A La Fatiga	248
Anexo 18	Tabla 7-6, Dimensiones De Cuñas De Acuerdo Al Diámetro Del Eje	249
Anexo 19	Tabla De Rodamientos De 10 Mm	250
Anexo 20	Acero Inox 316 Propiedades Físicas	251
Anexo 21	Esquema Final Del Reactor Auger	252
Anexo 22	Vista De Planta Del Sistema	253
Anexo 23	Vista Superior	254
Anexo 24	Seccionamiento De Los Tornillos Sinfín	255
Anexo 25	Corte De Sección Al Reactor Auger	256

Resumen

La producción de nuevos combustibles, como alternativa a nuevas fuentes de energía, se ve ligada a cada uno de los métodos de extracción, como lo es la gasificación, torrefacción, pirólisis entre otros. Para esta investigación, se analiza un proceso en especial, el cual corresponde al de pirólisis. Este proceso se puede clasificar de varias formas de acuerdo a la velocidad de calentamiento, temperatura lograda, tamaño de grano, entre otros. El diseño de esta máquina, se enfocó en el proceso de pirólisis rápida.

Dicho artefacto, corresponde a un reactor tipo Auger de doble tornillo sin fin, que procesa dos flujos, uno de biomasa y otro de portador de calor, con el fin de obtener el calentamiento adecuado a un recurso agrícola para la producción de biocombustibles. Las condiciones de funcionamiento del reactor se determinaron de acuerdo a una búsqueda exhaustiva de cada uno de los parámetros que influyen en la ejecución del proceso de pirolisis rápida.

Este proyecto, se enfoca en el diseño del reactor tipo Auger, basado en su modelamiento termodinámico, con el objetivo de validar y establecer sus distintos parámetros geométricos, dentro del proceso de pirólisis rápida. Dicho modelado, analiza los intercambios de energía por unidad de tiempo, basados en la primera ley de la termodinámica, el cual comprende la interacción de las energías que entran, salen y/o se generan dentro de un diferencial de volumen del reactor. Consecuentemente, también se plasma un modelo cinético, para estimar la cantidad de masa de biomasa que se consume en el proceso, con el objeto de definir la cantidad de productos que se generan en la pirólisis rápida en determinada distancia del reactor.

Ya una vez definido este modelo termodinámico, se lleva adelante la respectiva simulación del sistema, por medio de software MATLAB especializado en llevar a cabo la solución de sistemas de ecuaciones diferenciales. Dicha simulación comprende la predicción de la variación de temperaturas con respecto al tiempo transcurrido por los flujos a intervenir en el sistema, la cantidad de masa que se consume y la cantidad de productos a obtener a partir de la pirólisis rápida.

Por último, se diseña el reactor de forma mecánica, la cual comprende la potencia requerida del motor para el funcionamiento del reactor y la forma de transmitirla, en este caso una caja reductora, diseñando los engranajes de forma segura y eficiente para este sistema, dimensionando cada uno de los componentes, de acuerdo a las teorías y recomendaciones del diseño mecánico.

Culminado este proceso, se puede decir que se obtiene un artefacto eficaz que suple las necesidades para los procesos de obtención de biocombustibles a partir de la biomasa.

Abstract

The production of new fuels, as an alternative to new energy sources, is linked to each of the extraction methods, such as gasification, torrefaction, pyrolysis, among others. For this research, a special process is analyzed, which corresponds to pyrolysis. This process can be classified in several ways according to the heating speed, temperature achieved, grain size, among others. The design of this machine focused on the fast pyrolysis process.

This device corresponds to an Auger type reactor of double worm screw, which processes two flows, one of biomass and the other of heat carrier, in order to obtain the adequate heating of an agricultural resource for the production of biofuels. The operating conditions of the reactor were determined according to an exhaustive search of each of the parameters that influence the execution of the fast pyrolysis process.

This project focuses on the design of the Auger type reactor, based on its thermodynamic modeling, with the objective of validating and establishing its different geometrical parameters within the fast pyrolysis process. This modeling analyzes the energy exchanges per unit of time, based on the first law of thermodynamics, which comprises the interaction of the energies that enter, leave and/or are generated within a reactor volume differential. Consequently, a kinetic model is also developed to estimate the amount of biomass mass consumed in the process, in order to define the amount of products generated in the fast pyrolysis at a given distance from the reactor.

Once this thermodynamic model is defined, the respective simulation of the system is carried out by means of MATLAB software specialized in solving differential equation systems. This simulation includes the prediction of the variation of temperatures with respect

to the time elapsed by the flows to intervene in the system, the amount of mass to be consumed and the amount of products to be obtained from the fast pyrolysis.

Finally, the reactor is designed mechanically, which includes the power required from the motor for the operation of the reactor and the way to transmit it, in this case a gearbox, designing the gears in a safe and efficient way for this system, sizing each of the components, according to the theories and recommendations of the mechanical design.

Once this process is completed, it can be said that an efficient device is obtained that meets the needs for the processes of obtaining biofuels from biomass.

Introducción

“La incertidumbre del suministro de combustibles fósiles, el aumento de la población, la rápida industrialización y las estrictas leyes ambientales han impulsado la demanda de energía renovable y sostenible en los últimos años” (Ansari et al., 2021). La biomasa, ha ganado una atención destacada en todo el mundo como recurso renovable, ya que es utilizada para generar distintas formas de energía, como calor, electricidad y combustibles.

Las reservas totales estimadas de biomasa en todo el mundo son de alrededor de 5 mil millones de toneladas, lo que indica sus vastas reservas, convirtiéndolo en el cuarto recurso energético más abundante después del carbón, el petróleo crudo y el gas natural. “En la actualidad, la biomasa proporciona alrededor del 14% de las necesidades mundiales de energía primaria anualmente, que se estima que aumentará hasta un 50% para 2050”. (Ansari et al., 2021). “La biomasa está compuesta por tres componentes principales, a saber, celulosa, hemicelulosa y lignina, sus componentes menores comprenden otros extractos y minerales” (Yang et al., 2014).

Las rutas de biomasa a energía son físicas, agroquímicas, bioquímicas y termoquímicas. La ruta física densifica la biomasa en forma de gránulos y briquetas para después poder ser usados como combustible sólido. El método agroquímico extrae aceite de la biomasa, y luego la convierte en combustible líquido. Las conversiones bioquímicas, como la digestión anaeróbica o la fermentación, producen un combustible específico (es decir, bioetanol) y productos químicos a través de vías de degradación selectivas. Las conversiones termoquímicas a saber son pirolisis, combustión, gasificación y la licuefacción hidrotermal que transforma la biomasa en gases o combustible líquido en una escala de tiempo más corta,

y por lo tanto sigue siendo más atractiva en comparación con los métodos bioquímicos, físicos y agroquímicos (Ansari et al., 2021).

La conversión termoquímica de biomasa para obtener diversos productos sólidos, líquidos y gaseosos se puede realizar mediante pirolisis, un método en el que la matriz orgánica sufre descomposición térmica directa en ausencia de oxígeno. La pirolisis de la biomasa se clasifica en pirolisis lenta y rápida, según la velocidad de calentamiento durante la pirolisis. “La pirolisis rápida es actualmente la ruta preferida debido a la velocidad elevada de reacción y los rendimientos relativamente más altos de bioaceite” (Hu & Gholizadeh, 2019).

El reactor es la parte principal de cualquier proceso de pirolisis; dentro del cual está el sistema de calentamiento que es la sección más importante para el procesamiento de biomasa. “Dependiendo del método del sistema de calentamiento se han utilizado varios tipos para la conversión termoquímica de biomasa, entre los destacados se encuentran; los lechos fluidizados circulantes (CFB), lechos fluidizados burbujeantes (CBB) y los reactores de tornillo sinfín, los cuales han sido los reactores utilizados en investigaciones anteriores” (Qi & Wright, 2020). Los diferentes reactores afectan el rendimiento, la composición o las propiedades del carbón vegetal, el bioaceite y el gas pirolítico de diferentes formas.

Los reactores tipo Auger para pirolisis están recibiendo últimamente una mayor atención de muchas industrias pequeñas y medianas, ya que esta tecnología goza de cierta popularidad debido a su simplicidad de construcción y operación.

En un reactor Auger, la biomasa se alimenta continuamente a un tornillo simple o doble, y luego la rotación del sinfín mueve el producto a lo largo del eje hasta el final de la zona de calentamiento. A medida que la biomasa se descompone, los gases y los volátiles orgánicos abandonan el reactor y el biocarbón se recoge en el fondo. Los reactores tipo Auger

para pirolisis son fáciles de operar, requieren poco o ningún gas portador y consumen poca energía. (Brassard et al., 2017)

El diseño de un reactor tipo Auger se caracteriza por la circulación de un portador de calor granulado caliente en un circuito cerrado a través del reactor mezclador de doble tornillo y un intercambiador de calor. “El intercambiador de calor y el reactor son la fuente y el disipador de calor en el circuito cerrado” (Henrich et al., 2016a). La circulación del portador de calor se mantiene mediante un elevador de portador de calor neumático o mecánico seguido de flujo por gravedad.

“Los reactores de tornillo sin fin cuentan con una ventaja donde el tiempo de residencia de la biomasa en la zona calentada se puede controlar fácilmente variando la velocidad de rotación del tornillo o la relación del diámetro del filete y el paso” (Brassard et al., 2017).

Debido a esto, el siguiente proyecto busca diseñar y analizar con un enfoque termodinámico un reactor tipo Auger de doble tornillo sin fin, con el fin de predecir el comportamiento de distintas biombras.

1. Problema

1.1. Título

“Diseño y análisis termodinámico de un reactor tipo Auger para el procesamiento de biomasa a escala de laboratorio”

1.2. Planteamiento del problema

En Colombia el alto nivel de contaminación generado en los últimos años ha sido en parte por el elevado consumo de energía a partir de combustibles fósiles, a causa de esto se han ocasionado daños ecológicos, como el deterioro del medio ambiente y la capa de ozono. El procesamiento de biomasa como recurso renovable se ha convertido en una gran alternativa debido a su gran disponibilidad y capacidad prometedora para la producción de biocombustibles.

La obtención de biocombustibles se realiza por medio de diferentes reactores que proporcionan ciertas ventajas y desventajas dentro del proceso de obtención de bioaceites, por sus distintas características de funcionamiento. En particular, los lechos fluidizados circulantes (CFB), los lechos fluidizados burbujeantes (BFB) se consideran reactores complejos de operar y que requieren de grandes cantidades de gas inerte para fluidizar el medio del lecho.

Los reactores tipo Auger son atractivos por su facilidad de fabricación, y de operación, aunque el tiempo de residencia de los vapores liberados en comparación con BFB y CFB son mayores lo que puede generar reacciones secundarias. Además, existe riesgo de taponamiento, desgaste mecánico y roturas debido a que las piezas dentro del reactor manejan altas temperaturas. Se encuentran dificultades de transferencia de calor a gran escala. “Las

condiciones operativas específicas y las características de la materia prima también pueden conducir a fenómenos de segregación inducidos por el flujo y reducir la eficacia de la mezcla” (Campuzano et al., 2019). Se requiere una relación de diámetro y paso adecuado para que exista un buen comportamiento de mezcla, como también entender su comportamiento térmico para poder predecir el momento en que el producto agrícola ha reaccionado completamente.

Actualmente los distintos estudios a reactores tipo Auger de doble tornillo sin fin, se enfocan en el modelamiento por medio del método de elementos discretos (DEM), análisis experimentales, y algunos estudios teóricos que suelen tener una alta complejidad. Debido a esto, nace la necesidad del desarrollo de un modelo matemático que pueda predecir estos comportamientos de manera adecuada y de una forma más simple.

1.3. Formulación del problema

¿Es posible analizar con un modelo termodinámico el comportamiento de distintas biomásas dentro de un reactor tipo Auger de doble tornillo sin fin?

1.4. Justificación

En el mundo ha tomado fuerza la sustitución de combustibles fósiles por recursos renovables para la obtención de energía, ya que dichos derivados fósiles, han generado daños y mutaciones en los ecosistemas. Por consiguiente, el principal motivo ha sido la preocupación del cambio climático y la producción de dióxido de carbono, como el principal aportador a la concentración atmosférica de gases de efecto invernadero. “La seguridad de la oferta energética y la diversificación de la canasta son un segundo motivador, debido principalmente a aquellas corrientes, consideran que estamos muy cercanos a llegar al pico de

la producción petrolera y que estaríamos próximos a entrar en una fase declinante”. (Unidad de Planeación Minero Energética, 2015). Como solución a esta problemática, se profundiza en la producción de biocombustibles, con el propósito de generar un cambio en la obtención de energía a partir de la transformación de recursos orgánicos.

El uso de biomasa en general ha tenido un crecimiento exponencial con el fin de ser aprovechada al máximo ya que esta, es principalmente una fuente almacenada de energía solar ensamblada en primer lugar por las plantas en espera del proceso de fotosíntesis mediante el cual el dióxido de carbono se captura y se transforma en materiales vegetales principalmente en forma de celulosa, hemicelulosa y lignina (Konuk et al., 2021).

De lo anterior parte la idea de modelar y diseñar a escala de laboratorio, un reactor tipo Auger de doble tornillo sin fin, en el cual se lleva a cabo un proceso de pirolisis, donde se analizarán los fenómenos térmicos y cinéticos que sufre la biomasa, para obtener un sistema más óptimo. Cabe mencionar, la variedad de reactores utilizados para hacer el proceso de pirolisis, ya que, dentro de estos se destacan por su eficiencia los lechos fluidizados circulantes (CFB), los lechos fluidizados burbujeantes (CBB) y los reactores tipo Auger, los cuales han sido los reactores comúnmente utilizados en investigaciones anteriores. “El uso de reactores de doble tornillo sin fin tiene la capacidad de lograr altas velocidades de calentamiento mezclando la biomasa con un portador de calor precalentado ya que, las partículas esféricas de acero son utilizadas como portador de calor” (Funke et al., 2017). Este reactor fue elegido debido a que los pirolizadores de tornillo sin fin tienen un diseño relativamente simple y superan algunos de los problemas de transporte de calor para pirolizar biomasa. “Las fuerzas mecánicas asociadas con los reactores de tornillo sin fin mejoran la mezcla de partículas y la transferencia de calor, que son clave para una pirólisis exitosa”

(Campuzano et al., 2019). Además, la intención de este proyecto es contribuir al estudio de estos procesos ya que, es posible analizar el comportamiento de distintas biomásas de acuerdo a su composición y a la fracción de cada producto, y por consiguiente la materia prima refleja su tiempo de reacción para la liberación de sus derivados.

El proyecto de diseño y análisis termodinámico de un reactor tipo auger para el procesamiento de biomasa a escala de laboratorio se está desarrollando conforme al “Proyecto de Energética 2030”, en su categorización del proyecto “P4” que es “Poligeneración: Biomasa”, cumpliendo con el objetivo número cuatro(4) que es “Implementar dos prototipos piloto de generación de energía: el primero es el Sistema integrado de recursos renovables y no renovables y el otro Sistema de generación de productos de valor agregado y energía eléctrica, en las instituciones de educación superior no acreditadas como estrategia de fortalecimiento institucional y transferencia de conocimiento”, dentro de la tesis de “Evaluación de la pirólisis rápida en reactor tipo Auger (doble tornillo sinfín) para el aprovechamiento de biomásas residuales de origen agroindustrial en el departamento Norte de Santander” siendo un proyecto avalado y financiado por El Ministerio de Ciencia, Tecnología e Innovación – MINCIENCIAS

El lugar donde se pretende implementar este proyecto es en el departamento Norte de Santander, el cual se caracteriza por su diversidad y tierras ricas, se perfila como una zona agropecuaria altamente productiva, la agricultura es el fundamento de la economía del departamento, donde se producen cantidades significativas de estas mismas, las cuales son arroz con 418677.8 ton/año, plátano con 417050.2 ton/año, palma de aceite 150024.1 ton/año, café con 112281.2 ton/año, otras biomásas con 193480.4 ton/año para un total de 1291513,7 ton/año(AGRONET, 2019)

1.5. Objetivos

1.5.1. Objetivo General

Diseñar y analizar mediante un modelo termodinámico el comportamiento de distintas biomásas dentro de un reactor tipo Auger de doble tornillo sin fin.

1.5.2. Objetivos Específicos

- Establecer las condiciones adecuadas de diseño para un reactor tipo Auger de doble tornillo sin fin.
- Generar un modelo matemático que exprese el comportamiento termodinámico del sistema y la cinética de la biomasa.
- Simular el modelo matemático del sistema para obtener el cambio de temperatura, la masa y el tiempo de reacción de la biomasa, con ayuda del software MATLAB.
- Análisis de resistencia de materiales a los elementos que conforman el reactor, y construcción del prototipo en el CAD SolidWorks

1.6. Alcance y limitaciones

1.6.1. Alcance

En este trabajo se realizará el diseño y análisis termodinámico de un reactor tipo Auger de doble tornillo sin fin a escala de laboratorio, para la producción de biocombustibles por medio de pirolisis rápida. Además, serán empleadas las recomendaciones de diseño para los diferentes elementos que componen el dispositivo para su futura construcción.

1.6.2. Limitaciones

En el modelado y diseño de sistemas para hacer reacciones de degradación térmica como lo es la pirolisis, va ligado con la selección de parámetros recomendados en investigaciones anteriores, ya que estos, determinan la calidad y eficiencia del proceso. Es por esto que se debe hacer un análisis exhaustivo en cuanto a revisión bibliográfica para seleccionar los criterios adecuados con el fin de generar un sistema más óptimo con respecto a dispositivos ya existentes.

Además, una de las limitaciones más importantes son las condiciones de entrada de los componentes a mezclar, para poder cumplir a cabalidad el proceso de degradación térmica con el fin de obtener una velocidad de calentamiento y tiempo de residencia de acuerdo al tipo de pirolisis que se desee generar

1.6.3. Delimitaciones

1.6.3.1. Delimitación espacial

El diseño del reactor tipo Auger de doble tornillo sin fin está enmarcado dentro del “Proyecto de Energética 2030”, en su categorización del proyecto “P4” que es la “Poligeneración: Biomasa”, que, será instalado en laboratorio de Materiales Cerámicos Avanzados adscrito al Centro de Investigación de Materiales Cerámicos -CIMAC de la universidad Francisco de Paula Santander, sede central, de la ciudad de Cúcuta, departamento de Norte de Santander para el procesamiento de recursos agrícolas con los que cuenta la región.

1.6.3.2. Delimitación temporal

El desarrollo del proyecto está programado para 2 meses después de la aprobación por parte del comité curricular de ingeniería mecánica de la Universidad Francisco de Paula Santander.

2. Marco referencial

En este segmento, se definen aquellos conceptos que se deben tener en cuenta para el desarrollo del trabajo de grado y dejar claro todos aquellos conceptos mencionados en los capítulos.

2.1. Antecedentes

Al desarrollar este proyecto de investigación titulado “DISEÑO Y ANÁLISIS TERMODINÁMICO DE UN REACTOR TIPO AUGER PARA EL PROCESAMIENTO DE BIOMASA A ESCALA DE LABORATORIO”, es importante tener en cuenta los casos de estudios previos relacionados a reactores tipo auger, en el artículo de (Sirijanusorn et al., 2013) titulado “Pyrolysis of cassava rhizome in a counter-rotating twin screw reactor unit” hablan a cerca de un reactor de pirolisis de doble tornillo y los efectos de la temperatura, el tamaño de las partículas de biomasa y del gas portador.

Los investigadores (Funke et al., 2018) en su artículo llamado “Modelling and improvement of heat transfer coefficient in auger type reactors for fast pyrolysis application” evaluaron la transferencia de calor entre partículas en un reactor de doble tornillo sin fin basado en simulaciones DEM resueltas en escala de partículas.

Se puede observar en la investigación de (Husár et al., 2021) en su artículo “Experimental validation of complex mathematical model of screw reactor coupled with particle model describing pyrolysis of lignocellulosic biomass” el desarrollo de un modelo matemático de un reactor de un tornillo sin fin para pirolisis (Husár, Šuhaj, & Haydary, 2021).

En el artículo “Numerical simulation of biomass fast pyrolysis in an auger reactor” los investigadores (Aramideh et al., 2015), simularon el comportamiento de la biomasa en un reactor de un tornillo sin fin para pirolisis rápida por CFD.

Por último, podemos ver el estudio de (Qi & Wright, 2020) por medio de su artículo “A DEM modeling of biomass fast pyrolysis in a double auger reactor”. En este estudio, se propone un modelo DEM extendido para simular flujos granulares de reacción de pirolisis rápida de biomasa en un reactor de doble tornillo sin fin, en el que intervienen la hidrodinámica y procesos de transferencia de calor entre partículas, donde se acopla el análisis cinético de la biomasa (Qi & Wright, 2020).

2.2. Marco teórico

En este capítulo se describen las generalidades del proceso de pirolisis, los tipos de reactores utilizados en el procesamiento de biomásas, las características y variables que definen las condiciones de operación, el estado del arte de los trabajos realizados de reactores tipo Auger como pirolizador.

2.2.1. Generalidades de la biomasa

La biomasa es la cantidad de materia viva de origen vegetal o animal presente en un momento dado en un área determinada. Pero la definición de biomasa que se utiliza en las directivas de la Unión Europea (UE) es diferente ya que se define como la fracción biodegradable de productos, desechos y residuos de la agricultura (incluyendo substancias vegetales y animales), silvicultura e industrias relacionadas, así como la fracción biodegradable de los residuos municipales e industriales (García & Martínez, 2014)

- Tipos de biomasa: El observatorio que realiza el mejor seguimiento de la situación de las energías renovables en la Unión Europea distingue dentro de la bioenergía, o biomasa en sentido amplio, cuatro fuentes energéticas diferentes:
- Biomasa sólida: aprovechamiento térmico o eléctrico de la materia orgánica de origen vegetal o animal (excluyendo aquellos usos que se definen en las siguientes categorías). Dependiendo del origen y composición de cada uno de los materiales energía obtenida a partir de biomasa 119 y residuos utilizados, la biomasa sólida se divide en:
 - Primaria: formada por cultivos energéticos, que son cultivos de especies vegetales destinados específicamente a la producción de biomasa para uso energético.
 - Residual o secundaria: residuos forestales (como los generados en operaciones de limpieza o poda), residuos agrícolas leñosos (como podas de olivos, viñedos y frutales), residuos agrícolas herbáceos (como la paja de cereales de invierno o el cañote del maíz), residuos de industrias forestales y agrícolas (astillas, cortezas, serrín, huesos de aceitunas, cáscaras de frutos secos, cascarilla de arroz, etc.) (Cerdá, 2012)
- Biogás: Se denomina metanización al proceso de fermentación anaeróbica de los componentes orgánicos de los residuos. Dicha fermentación es producida por bacterias que se desarrollan en ambientes carentes de oxígeno. Durante el proceso de transformación de la materia orgánica, llamado digestión, dichas bacterias producen un gas denominado por su origen «biogás». (Cerdá, 2012)

- Fracción Orgánica de Residuos Sólidos Urbanos (FORSU). La Directiva de la Unión Europea 2008/98/CE incluye como bio-residuos los residuos orgánicos procedentes de jardines y parques, los residuos procedentes de las cocinas y de los alimentos de los hogares, bares, restaurantes, proveedores y redes de distribución de alimentos y residuos procedentes de las plantas de tratamiento de los alimentos. Su transformación en energía se realiza por incineración. (Cerdá, 2012)
- Biocarburantes. Se denominan biocarburantes a los combustibles líquidos de origen biológico que por sus características físico-químicas resultan adecuados para sustituir a la gasolina o al gasóleo, bien sea de manera total, en mezcla con estos últimos o como aditivo. (Cerdá, 2012)
- Composición de la biomasa: la biomasa está compuesta principalmente por celulosa, hemicelulosa y lignina (compuestos estructurales). Y como constituyentes minoritarios se encuentra la humedad, la materia orgánica no extraíble y los extraíbles (no estructurales) (Álvarez Rodríguez et al., 2013). Los componentes mayoritarios están interrelacionados entre sí como se muestra en la Figura 1:, en la que se encuentra en forma de fibras alargadas, rodeada por hemicelulosa que forma una especie de red en torno a ella. La lignina se sitúa entre las cuerdas y hemicelulosa.

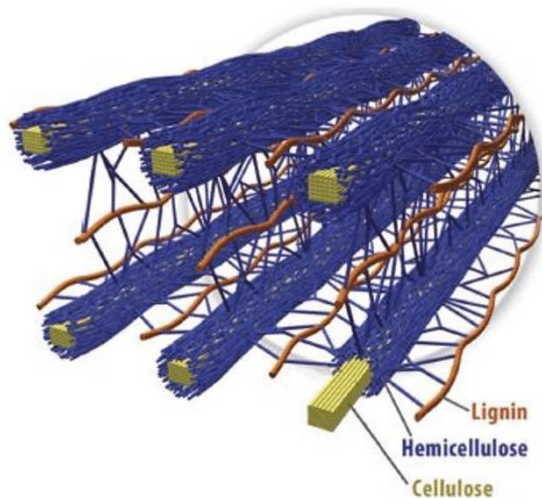


Figura 1: Posible ordenación espacial de los componentes de la biomasa lignocelulósica

Fuente: (Álvarez Rodríguez et al., 2013)

- Las moléculas de celulosa en la Figura 2: tienden a formar puentes de hidrogeno que tienen un efecto importante en la reactividad. Estos enlaces de hidrogeno permiten una estructura fibrilar de alta cristalinidad y son difíciles de penetrar por disolventes y reactivos. Las zonas amorfas, más desordenadas, son más reactivas (Álvarez Rodríguez et al., 2013)

Estructura de la Celulosa

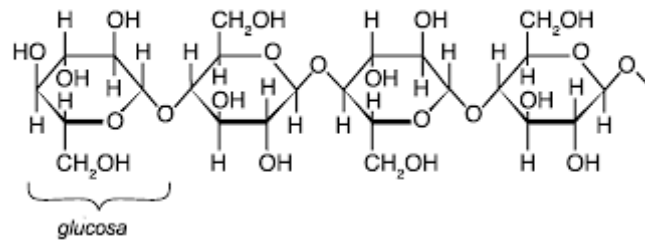


Figura 2: Estructura de la celulosa.

Fuente: (Keller, 2019)

- Las hemicelulosas en la Figura 3: son heteropolisacáridos constituidos por unidades diferentes de monosacáridos (pentoxas, hexosas y ácidos urónicos) unidos entre sí por enlaces glicosídicos. La estructura de las hemicelulosas es, en el caso general, amorfa. Estas moléculas se asocian con la celulosa mediante interacciones polisacárido-polisacárido (Álvarez Rodríguez et al., 2013).

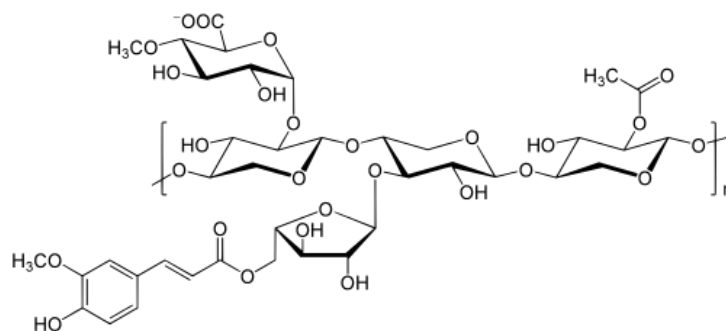


Figura 3: Estructura de la hemicelulosa

Fuente: (Álvarez Rodríguez et al., 2013)

- La lignina es una molécula que resulta de la unión de varios ácidos y alcoholes fenilpropílicos (cumarílico, sinapílico, coniferílico. Figura 4:). Estos radicales

se acoplan de manera aleatoria dando origen a una estructura tridimensional, polímero amorfo. Los ciclos aromáticos de la lignina están unidos entre ellos por ciclos furano o enlaces éter. (Álvarez Rodríguez et al., 2013)

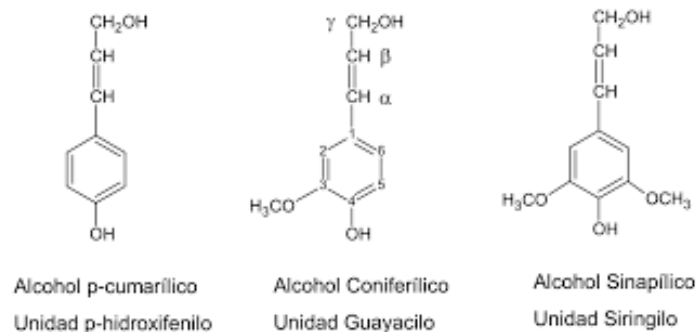


Figura 4: Alcoholes fenilpropílicos de la lignina

Fuente: (Chávez-Sifontes & Domine, 2013)

2.2.2. Pirolisis

Se trata de un proceso de descomposición de biomasa a través de una oxidación incompleta en ausencia de oxígeno que genera compuestos sólidos (carbón vegetal), líquidos y gaseosos aptos como materiales para distintas industrias o como combustibles. Las cantidades relativas de los tres productos que se obtienen dependen de la temperatura a la que se opere y del tiempo de residencia utilizado en el proceso. (Cerdá, 2012). Además, Como resultado del proceso se obtiene:

- Gas, cuyos componentes básicos son CO, CO₂, H₂, CH₄ y compuestos más volátiles procedentes del cracking de las moléculas orgánicas, conjuntamente con los ya existentes en los residuos. Este gas es muy similar al gas de síntesis

obtenido en la gasificación, pero hay una mayor presencia de alquitranes, ceras, etc. en detrimento de gases, debido a que la pirólisis trabaja a temperaturas inferiores a la gasificación. (Ministerio para la Transición Ecológica y el Reto Demográfico, n.d.)

- Residuo líquido, compuesto básicamente por hidrocarburos de cadenas largas como alquitranes, aceites, fenoles, ceras formadas al condensar a temperatura ambiente. (Ministerio para la Transición Ecológica y el Reto Demográfico, n.d.)
- Residuo sólido, compuesto por todos aquellos materiales no combustibles, los cuales o bien no han sido transformados o proceden de una condensación molecular con un alto contenido en carbón, metales pesados y otros componentes inertes de los residuos. (Ministerio para la Transición Ecológica y el Reto Demográfico, n.d.)
- Tipos de pirolisis: Los distintos tipos de procesos de pirolisis se clasifican atendiendo a la velocidad de calentamiento, el tiempo de residencia y la temperatura final en: pirolisis convencional, pirolisis rápida, pirolisis flash o pirolisis ultra rápida. (MARÍA DEL ROSARIO BARAY GUERRERO, 2016)
- ✓ La pirolisis convencional tiene lugar a con una velocidad de calentamiento lenta, alcanzando una temperatura máxima entre 500-600°C. En estas condiciones, se obtienen tres productos: sólidos, líquidos y gases, en proporciones significativas. La pirólisis lenta utiliza velocidades de calentamiento bajas (~0.1-1 K/s). (MARÍA DEL ROSARIO BARAY GUERRERO, 2016)

- ✓ Pirolisis rápida Es el proceso por el cual el material se calienta rápidamente en ausencia de oxígeno y a temperaturas altas (650°C). Se utiliza sobre todo para la producción de bioaceites ya que los rendimientos en peso de esta fracción son muy superiores a los que se obtienen en la pirolisis convencional. (MARÍA DEL ROSARIO BARAY GUERRERO, 2016)
- ✓ Flash pirolisis o pirolisis ultrarrápida Cuando la temperatura del proceso es más elevada (1000 °C) y los tiempos de residencias son aún más cortos, la pirolisis se denomina ultrarrápida. (MARÍA DEL ROSARIO BARAY GUERRERO, 2016)

2.2.3. Reactores para pirolisis rápida

Reactor tipo Auger: El reactor de pirolisis tipo Auger es uno de los diseños más atractivos desarrollados en la actualidad. El reactor se alimenta de biomasa en un extremo de la carcasa a través de una tolva al igual que un portador de calor. A continuación, uno o dos tornillos sin fin; dependiendo de la configuración conduce gradualmente los residuos agrícolas a otro extremo donde se carbonizan. “Los gases y vapores son extraídos y conducidos a un condensador, y el biocarbón resultante, muy finamente dividido, cae al fondo de la carcasa, El biocarbón descargado sale a través de un tubo único que conduce a receptores metálicos herméticos”. (Garcia-Perez M et al., 2011)

El rendimiento de bioaceite en los reactores de tornillo sin fin es variable y depende de las condiciones de operación, pero típicamente está en el rango del 40-60% de la materia prima, que es menor que lo que se logra normalmente con los reactores de lecho fluidizado. El

tiempo de residencia del vapor es mucho más largo en los reactores de tornillo sin fin que en los reactores de lecho fluidizado y, por lo tanto, aumenta la probabilidad de reacciones secundarias y, en consecuencia, aumenta el rendimiento del carbón vegetal en detrimento del rendimiento del bioaceite.

Para aumentar la velocidad de calentamiento y lograr una pirolisis rápida para la producción de biocombustible, algunos reactores de tornillo sin fin combinan un pequeño portador de calor de partículas sólidas inertes (generalmente arena caliente o granalla de acero) con partículas relativamente pequeñas de biomasa (1–5 mm).

Entre los reactores de tornillo sin fin Figura 5:, hay principalmente dos tipos: reactores de tornillo simple y de tornillo doble. Dependiendo de los productos deseados, es importante seleccionar la tecnología y las condiciones de operación más eficientes para obtener los productos deseados. Según los datos recopilados, los reactores de doble tornillo producen más bioaceite que los reactores de un solo tornillo para recursos agrícolas. Por el contrario, el rendimiento de biocarbón es generalmente menor en los reactores de doble tornillo. Una mejor mezcla de biomasa y una transferencia de calor más eficiente que contribuyen a una carbonización más completa podría mejorar el rendimiento del bioaceite en detrimento del biocarbón en los reactores de doble tornillo. Además, el hecho de que la mayoría de los estudios realizados con reactores de doble tornillo utilicen un portador sólido ayuda a mejorar la transferencia de calor. “Los resultados también demuestran que el rendimiento de bioaceite disminuye con el aumento de la capacidad del reactor. Esto puede deberse a una menor transferencia de calor en tubos más grandes”. (Brassard et al., 2017)

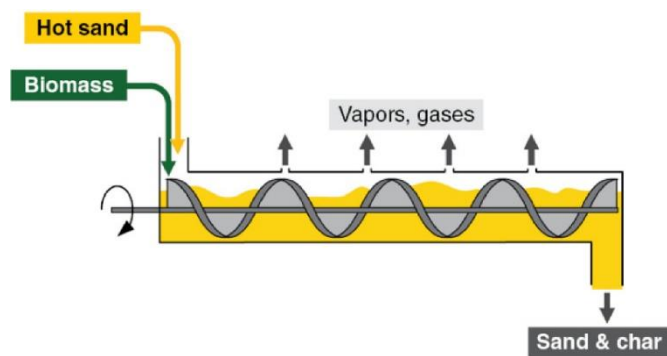


Figura 5: Esquema de un reactor tipo Auger.

Fuente: (Hu & Gholizadeh, 2019)

Reactor de lecho Fluidizado burbujeante, Figura 6: El desempeño de los pirolizadores de lecho fluidizado burbujeante es consistente con un alto rendimiento de líquido de típicamente 70-75% en peso de madera en una base de alimento seco. Los tamaños de las partículas de biomasa deben ser pequeños y menores de 2-3 mm para lograr altas tasas de calentamiento de la biomasa. En los reactores de lecho fluidizado, la velocidad de calentamiento de las partículas suele ser el paso limitante. El caudal de gas fluidizante controla el tiempo de residencia de sólidos y vapores. Normalmente, el tiempo de residencia del carbón es más alto que el de los vapores. Después de la pirolisis, “el carbón producido debe separarse del bioaceite, ya que actúa como un catalizador eficaz de craqueo por vapor. Para este fin, generalmente se instala un sistema de expulsión y arrastre seguido de la separación en uno o más ciclones”. (Hu & Gholizadeh, 2019)

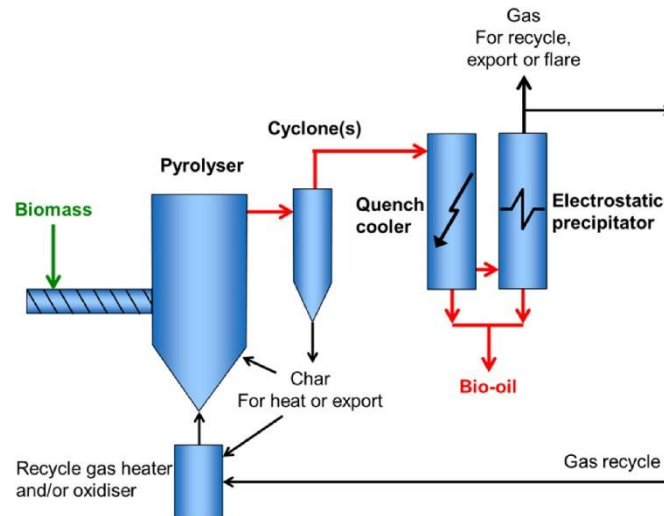


Figura 6: Esquema de un reactor de lecho fluidizado burbujeante.

Fuente: (Hu & Gholizadeh, 2019)

Lechos fluidizados circulantes y lechos transportados, Figura 7: El funcionamiento del sistema del reactor de lecho fluidizado circulante (CFB) y de lecho transportado es similar al de los lechos de burbujeo descritos anteriormente, excepto que el tiempo de residencia para el carbón es casi el mismo que para los vapores y el gas. Además, en comparación con el reactor de lecho fluidizado, el contenido de carbón en el bioaceite recolectado podría ser mayor. La ventaja de CFB es que es adecuado para rendimientos muy grandes, aunque la hidrodinámica es más compleja. “Debido a estas características, se usa ampliamente con rendimientos muy altos en la industria petrolera y petroquímica. A partir de la recirculación de arena caliente de una cámara de combustión secundaria de carbón, se suministra calor”. (Hu & Gholizadeh, 2019)

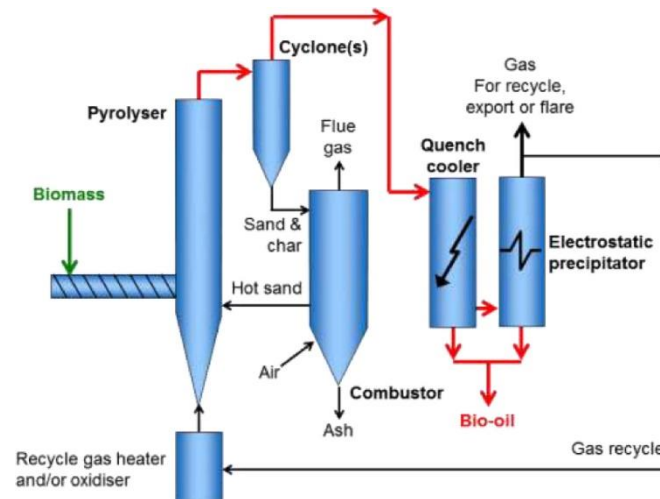


Figura 7: Esquema de un reactor de lecho fluidizado circulante.

Fuente: (Hu & Gholizadeh, 2019)

2.2.4. Portador de Calor

La función del portador de calor es suministrar el calor suficiente a la pirolisis mezclando rápidamente una alimentación fría o previamente calentada con un excedente de material portador de calor con el fin de obtener una tasa de calentamiento elevada para cumplir con la reacción. “Hay muchos tipos de portadores de calor en las que se destacan la arena refractaria, las bolas de acero, bolas cerámicas y la fibra de vidrio” (Henrich, Dahmen, Weirich, Reimert, & Kornmayer, 2017).

2.3. Marco conceptual

2.3.1. Análisis termodinámico

Tiene como objetivo la caracterización termodinámica de todas las corrientes que juegan un papel decisivo en el funcionamiento de la planta de cogeneración, es decir, asignar valores concretos de energía y exergía a cada interacción entre los componentes y entre éstos y los límites del sistema. (Análisis Termoeconómico de una Planta de Cogeneración con Biomasa, n.d.)

2.3.2. Biocarbón

El biocarbón es el producto de la descomposición térmica de materiales orgánicos (biomasa) con escaso o limitado suministro de oxígeno (pirólisis), a temperaturas relativamente bajas (inferiores a los 700 °C) y que es destinado a uso agrícola, lo que hace que sea diferente al carbón usado como combustible y al carbón activado. “El biocarbón es un producto factible de ser obtenido sólo donde hay suficiente biomasa disponible, tal es el caso de los subproductos de actividades agroforestales o residuos orgánicos urbanos, que pueden ser usados como materia prima”. (Escalante Rebolledo et al., n.d.)

2.3.3. Biocombustible

Biocombustible, es el proceso donde el combustible fósil es reemplazado por material orgánico. Es una fuente alternativa que también puede reemplazar el combustible a base de petróleo. También es el tipo de combustible sostenible derivado de abundantes fuentes biológicas llamadas biomasa. La biomasa incluye una amplia gama de residuos y plantas. El objetivo de este trabajo es el estudio completo del biocombustible y su generación y conocer la solución de otras fuentes de energía. “Los biocombustibles se extraen de algunos cultivos

especiales, estas plantas se cultivan para la generación de energía y extracción de combustibles. Estos cultivos se denominan cultivos energéticos, algunas de estas plantas son algas, microalgas y algas marinas”. (Priya et al., 2021).

2.3.4. Calor por convección

El modo de transferencia de calor por convección se compone de dos mecanismos. Además de la transferencia de energía debida al movimiento molecular aleatorio (difusión), la energía también se transfiere mediante el movimiento global, o macroscópico del fluido. El movimiento del fluido se asocia con el hecho de que, en cualquier instante, grandes números de moléculas se mueven de forma colectiva o como agregados. Tal movimiento, en presencia de un gradiente de temperatura, contribuye a la transferencia de calor. Como las moléculas en el agregado mantienen su movimiento aleatorio, la transferencia total de calor se debe entonces a una superposición de transporte de energía por el movimiento aleatorio de las moléculas y por el movimiento global del fluido. “Se acostumbra utilizar el término convección cuando se hace referencia a este transporte acumulado y el término advección cuando se habla del transporte debido al movimiento volumétrico del fluido”. (Incropera & DeWitt, n.d.)

2.3.5. Cinética de biomasa

La cinética, considera la influencia de los dos principales parámetros que afectan el proceso de pirólisis, que son la temperatura de reacción y el tiempo de residencia. considera la influencia de los dos principales parámetros que afectan el proceso de pirólisis, que son la temperatura de reacción y el tiempo de residencia. “El modelo predice adecuadamente las

velocidades de formación de productos y los rendimientos de productos de pirólisis en una amplia gama de condiciones de reacción”. (Lopez et al., 2019)

2.3.6. Flujo

“Es el estudio del movimiento de un fluido. En el estudio de dicho movimiento se involucra las leyes del movimiento de la física, las propiedades del fluido y características del medio ambiente o conducto por el cual fluyen”. (Dinamica de Fluidos, n.d.)

2.3.7. Gases

Gases cuyos componentes básicos son CO, CO₂, H₂, CH₄ y compuestos más volátiles procedentes del cracking de las moléculas orgánicas, conjuntamente con los ya existentes en los residuos. “Este gas es muy similar al gas de síntesis obtenido en la gasificación, pero hay una mayor presencia de alquitranes, ceras, etc. en detrimento de gases, debido a que la pirólisis trabaja a temperaturas inferiores a la gasificación”. (Ministerio para la Transición Ecológica y el Reto Demográfico, n.d.)

2.3.8. Relación de flujos

Estequiométricamente, en la producción por lotes, esto se define por la concentración de reactivos químicos y su relación volumétrica. En flujo esto se define por la concentración de reactivos y la relación de su caudal.

2.3.9. Reactor

El reactor de pirolisis tipo Auger es uno de los diseños más atractivos desarrollados en la actualidad. El reactor se alimenta de biomasa en un extremo de la carcasa a través de una tolva al igual que un portador de calor.

A continuación, uno o dos tornillos sin fin; dependiendo de la configuración conduce gradualmente los residuos agrícolas a otro extremo donde se carbonizan. Los gases y vapores son extraídos y conducidos a un condensador, y el biocarbón de biomasa resultante, muy finamente dividido, cae al fondo de la carcasa, El biocarbón descargado sale a través de un tubo único que conduce a receptores metálicos hermético. (Garcia-Perez M et al., 2011)

2.3.10. Resistencia mecánica

La resistencia es una propiedad de un material o de un elemento mecánico. La resistencia de un elemento depende de la selección, el tratamiento y el procesamiento del material.

Considere, por ejemplo, un embarque de resortes. Puede asociarse una resistencia con un resorte específico. Cuando este resorte se incorpora a una máquina, se aplican fuerzas externas que provocan cargas inducidas en el resorte, las magnitudes de estas dependen de su geometría y son independientes del material y su procesamiento. Si el resorte se retira de la máquina sin daño alguno, el esfuerzo debido a las fuerzas externas disminuirá a cero, su valor antes del ensamble, pero la resistencia permanece como una de las propiedades del resorte. Recuerde, entonces,

que la resistencia es una propiedad inherente de una pieza, una propiedad construida en la pieza debido al empleo de un material y de un proceso particular. (Shigley, 2015)

2.3.11. Simulación de procesos

“Es el arte y ciencia de crear una representación o sistema para los propósitos de experimentación y evaluación”. (Simergia Engineering SL, n.d.). Además, Las técnicas de simulación sirven para analizar los procesos actuales (mejora y optimización) y procesos futuros (anticipación de soluciones) con el fin de obtener el diseño más eficiente con diferentes objetivos:

- Optimización de recursos.
- Validación de la inversión a realizar.
- Identificación de restricciones de proceso.
- Análisis de puntos críticos (cuellos de botella) del proceso
- Evaluación de alternativas de diseño de los procesos.
- Evaluación del diseño de instalaciones para adaptarse a la fabricación de nuevos modelos.
- Análisis de la capacidad máxima.
- Estimación de la eficiencia / productividad.
- Simulación de condiciones extremas. (Elogística & Gobierno de Aragón, n.d.)

2.3.12. Tamaño de partícula

“Es un parámetro muy importante en muchas aplicaciones industriales y en investigación. La medición del tamaño de partícula y la comprensión de la forma en que afectan a los productos y procesos pueden ser elementos vitales para el éxito en muchos procesos”. (IESMAT, n.d.)

2.3.13. Tasa de calentamiento

Es la cantidad de calor suministrada en un periodo de tiempo, y es importante ya que, de esta depende la reacción y va ligada a la temperatura de reacción porque un calentamiento rápido a una temperatura de reacción demasiado baja o demasiado alta afectará negativamente a los productos, al igual que una velocidad de calentamiento lenta hasta la temperatura de reacción óptima. temperatura de reacción. (Brown, 2009)

2.3.14. Temperatura

La temperatura es una magnitud referida a las nociones comunes de calor o frío, por lo general un objeto más "caliente" tendrá una temperatura mayor. Físicamente es una magnitud escalar dada por una función creciente del grado de agitación de las partículas de los materiales. A mayor agitación, mayor temperatura. Así, en la escala microscópica, la temperatura se define como el promedio de la energía de los movimientos de una partícula individual por grado de libertad. (Termosistemas, n.d.)

“Además, la temperatura de pirólisis ha demostrado ser un parámetro fundamental para determinar la estructura química, las propiedades físicas y la estabilidad del biocarbón”. (Brassard et al., 2017)

2.3.15. Transferencia de calor

“La transferencia de calor es la energía en tránsito debido a una diferencia de temperaturas. Siempre que exista una diferencia de temperaturas en un cuerpo o entre cuerpos, debe ocurrir una transferencia de calor”. (Incropera & DeWitt, n.d.)

2.3.16. Tiempo de residencia

El tiempo de residencia del sólido en un reactor de tornillo sinfín está determinado por la longitud del tubo, la velocidad de rotación y el paso del tornillo. Además, el tiempo de residencia de los sólidos influye en las características físicas y químicas del biocarbón. Y se concluyó que la introducción de material portador de calor puede proporcionar altos rendimientos de líquido al mejorar la transferencia de calor, pero solo si la biomasa entra en contacto con el material portador de calor durante un corto período de tiempo. La hipótesis es que cuando no se usa material portador de calor, se requiere un tiempo de residencia del sólido más prolongado para proporcionar suficiente calor y tiempo de reacción. (Brassard et al., 2017)

2.3.17. Tornillo sin fin

“Es una de las formas más confiables y rentables para transportar materiales a granel. Es una máquina muy versátil que puede manejar una variedad de materiales, desde materiales secos y de flujo libre como el cemento hasta materiales húmedos y lentos, como los biosólidos deshidratados”. (Bega Helix S.A de C.V, n.d.)

2.4. Marco legal

En Colombia se encuentran distintos documentos donde se promueve la importancia que tiene el uso de la biomasa como recurso renovable para la producción de biocombustibles, con el fin de disminuir los factores contaminantes y asimismo aprovechar los recursos agrícolas residuales. Además, también se encuentran algunos reglamentos a la hora de trabajar en este campo.

- Ley 2036 del 27 de julio del 2020, esta ley tiene el objetivo de promover la participación de las entidades territoriales en los proyectos de generación de energías alternativas, también permite al gobierno nacional la financiación destinada a la participación de las entidades territoriales en los proyectos de generación, distribución, comercialización y autogeneración a pequeña escala y generación distribuida con Fuentes No Convencionales de Energía Renovable (FNCER), como lo son la biomasa, los aprovechamientos hidroeléctricos, la eólica, la geotérmica, la solar, los mares y el aprovechamiento energético de residuos. La ley además decreta que todo proyecto deberá ser tramitado según la normatividad vigente, y el Gobierno nacional podrá realizar un acompañamiento especial para la formulación de los proyectos a través del Departamento Nacional de Planeación y el Ministerio de Minas y Energía, también tendrán como prioridad el sector rural y para contratación laboral, el recurso humano calificado y no calificado residente y oriundo de la región donde se realice el proyecto. (Congreso de la República de Colombia, n.d.)

- Ley 1715 de 2014, esta Ley tiene como objetivos generales promover la eficiencia energética y la utilización de Fuentes No Convencionales de Energía Renovables (FNCER), en el SIN y en las Zonas No Interconectadas (ZNI), reducir las emisiones de GEI y cumplir acuerdos internacionales. En el caso de la biomasa forestal, la Ley establece que las zonas de silvicultura deberán planear el uso de sus subproductos y residuos, descartando el abandono de éstos en las Zonas (con excepción de la cantidad de biomasa necesaria para reutilizar el suelo). Esta Ley también incluye el aprovechamiento de la biomasa agrícola, la energía de los residuos y de los cultivos forestales energéticos (destinados a generar energía). Además, el desarrollo de soluciones híbridas para minimizar el uso de diésel en las ZNI. Entre los incentivos definidos en esta Ley, se destaca la reducción de 50% del valor de la inversión en FNCE sobre el total de la renta durante 5 años posteriores a la inversión. Además, los equipos, maquinaria y servicios para producir energía a partir de FNCER, serán excluidos del pago de IVA y aranceles (para nuevos proyectos y la maquinaria/equipo no fabricado en el País). (Cámara de comercio de Cali, 2016)
- Según la UPME, la canasta energética de Colombia puede diversificarse a través de los biocombustibles, tras la reglamentación de la Ley 693 de 2001, que definió las normas sobre el uso de alcoholes carburantes y los estímulos para su producción, comercialización y consumo. (Cámara de comercio de Cali, 2016)

- Resolución 2400 de 1979, (Congreso de la República de Colombia, n.d.)
- Artículo 63. “Cuando existan en los lugares de trabajo fuentes de calor, como cuerpos incandescentes, hornos de altas temperaturas, deberán adaptarse dispositivos adecuados para la reflexión y aislamiento del calor, y los trabajadores deberán utilizar los elementos de protección adecuados, contra las radiaciones dañinas de cualquier fuente de calor.”
- Artículo 64. “Los trabajadores deberán estar protegidos por medios naturales o artificiales de las corrientes de aire, de los cambios bruscos de temperatura, de la humedad o sequedad excesiva. Cuando se presenten situaciones anormales de temperaturas muy bajas o muy altas, o cuando las condiciones mismas de las operaciones y/o procesos se realicen a estas temperaturas, se concederán a los trabajadores pausas o relevos periódicos.
- Artículo 66. “Adyacentes a los sitios de trabajo con temperaturas elevadas se proporcionarán duchas con agua fría y caliente, y facilidades para que los trabajadores puedan cambiar sus ropas al finalizar la jornada laborable. Además, se suministrará agua potable cerca a los sitios mencionados.”
- Artículo 69. Se tomarán las medidas adecuadas para controlar en los lugares de trabajo las condiciones de temperatura ambiente, incluyendo el calor transmitido por radiación y convección conducción, la humedad relativa y el movimiento del aire de manera de prevenir sus efectos adversos sobre el organismo, y sobre la eficiencia de los trabajadores.
- Norma ISO 13857 de 2008, la cual establece valores de distancia de seguridad, tanto en un ambiente industrial, como público, con el fin de impedir que se alcancen zonas peligrosas de las maquinas. Las distancias de seguridad

apropiadas para estructuras de protección. Esta norma internacional también da información sobre las distancias para impedir el libre acceso de los miembros inferiores. (International Organization for Standardization, 2008)

Además, se debe contar con un Auxiliar de trabajos en caliente. En los trabajos en caliente se tiene una persona asignada llamada auxiliar de trabajos en caliente para que cumpla con algunas funciones que ayudan a reducir al mínimo los riesgos asociados con la actividad de sus compañeros de trabajo. Dicho auxiliar, tendrá la autoridad necesaria y suficiente para detener el trabajo en caliente, si se detiene el trabajo, éste no podrá ser reanudado hasta que la persona autorizada en la emisión del permiso de trabajo haya verificado y aprobado las actuales condiciones, el auxiliar de trabajo en caliente debe tener la situación clarificada, para así, reanudar las funciones de asistencia y/o auxilio. Entre las funciones del auxiliar de trabajos en calientes podemos contar:

- Acordar el trabajo con la persona que le asignará los deberes.
- Confirmar que se fue claro con el trabajo por hacer, la probabilidad que existan riesgos y las precauciones que deben tenerse en cuenta.
- Leer y entender el permiso de trabajos en caliente.
- Hacer la revisión de las tareas con las personas que realizan el trabajo y comprenderlas.
- Establecer contacto por radio con el supervisor de la actividad de ser necesario.
- Evaluar la existencia del extintor en un lugar visible y de fácil acceso. (Steel, 2019).

De igual forma la asegura SURA, nos dice que, Cuando una máquina o un proceso producen calor, se deben tener en cuenta algunas de las siguientes medidas:

- Las máquinas y procesos que producen calor no deben estar encerrados en la medida que sea posible debe existir buena ventilación y circulación de aires para que el ambiente sea menos caliente.
- Las superficies calientes deben ser aisladas mediante el uso de materiales como fibra de vidrio, fibra de poliéster u otra sustancia diseñada para este fin. Evite retirar este material aislante de los equipos.
- Deben colocarse barreras entre la fuente de calor y los trabajadores, algunas muy efectivas son las mamparas reflectivas de aluminio, las cortinas de agua, los paneles de madera.
- Deben utilizarse delantales o equipos de protección personal como chaquetas o vestidos de material reflectivo, guantes, polainas y careta. Sin embargo, es importante no trabajar por períodos prolongados en sitios que superan la zona de bienestar, especialmente en labores pesados como los de movimiento de cargas o adición de materia prima a un proceso. Las prendas pesadas evitan la evaporación del sudor, el cual es uno de los principales mecanismos que existen para enfriar el cuerpo. (SURA, n.d.).

3. Diseño metodológico

3.1. Tipo de investigación

El tipo de investigación que se utiliza en este proyecto es de tipo cuantitativo, la cual se define por “utilizar métodos y técnicas cuantitativas, por ende, tiene que ver con la medición, el uso de magnitudes, la observación y medición de las unidades de análisis, el muestreo y el tratamiento estadístico. El enfoque cuantitativo utiliza la recolección de datos y el análisis de datos para contestar preguntas de investigación y probar hipótesis formuladas previamente, además confía en la medición de variables e instrumentos de investigación, con el uso de la estadística descriptiva e inferencial, en tratamiento estadístico y la prueba de hipótesis; la formulación de hipótesis estadísticas, el diseño formalizado de los tipos de investigación; el muestro, etc. (Ñaupas et al., 2013)

3.2. Población y muestra

3.2.1. Población

El proceso de elección y definición de parámetros se da en cada uno de los reactores especializados en los procesos de pirolisis rápida.

3.2.2. Muestra

Reactores tipo Auger analizados y construidos anteriormente para análisis de resultados obtenidos, con el objeto de dar a conocer las mejoras y el modelado termodinámico con tal de demostrar los parámetros de dimensionamiento y operación adecuados

3.3. Instrumentos de recolección de información

Son los son los sitios, páginas y lugares donde se va a recolectar la información pertinente para la ejecución del proyecto.

3.3.1. Fuentes de información primaria

Recolección de datos e información dada por la literatura y vivencias de investigadores acerca del proceso en general de pirolisis rápida, con tal de caracterizar las condiciones de operación y trazabilidad a lo largo de tiempo con el objeto de diseñar un reactor que satisfaga el proceso sin hacer un mal diseño del reactor tipo Auger

3.3.2. Fuentes de información secundaria

Información que ayudó con el desarrollo del proyecto de investigación referente a temas generales de los reactores tipo Auger, empleando la recolección de información en libros y artículos de revista científica que fundamentan los temas relacionados al análisis de

pirolisis rápida y a diseño de reactores Auger como temperatura de operación, tamaño de grano, biomasa a utilizar, entre otros

A continuación, se presentarán las actividades que se realizarán para el cumplimiento de los objetivos específicos planteados.

- **Objetivo N°1:** Establecer las condiciones adecuadas de diseño para un reactor tipo Auger de doble tornillo sin fin.

Actividad 1: Realizar un análisis termodinámico al sistema, tomando el reactor como el volumen de control a examinar. Además, encontrar una relación geometría entre el diámetro y el paso del tornillo sin fin, con el objeto de lograr una mezcla adecuada y por ende una transferencia de calor apropiada para el proceso de pirolisis.

Metodología: Al considerar el sistema termodinámico, se debe empezar a trabajar el reactor como un sistema de flujo abierto, teniendo en cuenta los flujos de biomasa y portador de calor en la entrada y salida del dispositivo. Posteriormente, se evalúa el sistema como un intercambiador de calor, estimando que el portador de calor debe transmitir un flujo necesario de energía para hacer reaccionar la biomasa. A causa de esto, es posible determinar la relación de flujos adecuada ya que, se hace una exhaustiva revisión bibliografía sobre los procesos de flujo granular en reactores tipo Auger, de doble tornillo sin fin, donde se tiene en cuenta los parámetros de mezcla más adecuados, respecto a la capacidad de alimentación al sistema.

- **Objetivo N°2:** Generar un modelo matemático que exprese el comportamiento termodinámico del sistema y la cinética de la biomasa.

Actividad 2: De acuerdo a lo realizado en las actividades anteriores, se analiza la mezcla dentro del reactor, como dos fluidos en contacto directo. Partiendo de ahí, se examinan los fenómenos de transferencia de calor dentro del dispositivo para definir un modelo que explique el comportamiento del proceso.

Metodología: Se analiza la mezcla de dos fluidos en contacto directo por separado, para obtener una mayor facilidad al predecir el comportamiento físico del sistema. Se toma un diferencial de volumen en el esquema del reactor, para examinar los cambios energéticos tanto de la biomasa como del portador de calor, generando así, dos ecuaciones que describen la conducta de cada flujo.

- **Objetivo N°3:** Simular el modelo matemático del sistema para obtener el cambio de temperatura, la masa y el tiempo de reacción de la biomasa, con ayuda del software MATLAB.

Actividad 3: Programación y simulación del modelo termodinámico y cinético en el programa de diseño computacional MATLAB, con el fin de observar el comportamiento del sistema dentro del reactor, y de acuerdo a los datos obtenidos, determinar si se llevó a cabo el proceso de degradación con una longitud específica.

Metodología: Se analiza el reactor con su respectivo modelo termodinámico, en el programa de diseño computacional MATLAB, con el fin de predecir el correcto

comportamiento del sistema de acuerdo a los parámetros ya previamente seleccionados y/o calculados, cumpliendo las condiciones para realizar el proceso de pirolisis.

- **Objetivo N°4:** Análisis de resistencia de materiales a los elementos que conforman el reactor, y construcción del prototipo en el CAD SolidWorks.

Actividad 4: Realización de análisis de esfuerzos y deformación de cada elemento del reactor, con el objeto de determinar su confiabilidad y factor de diseño. De ahí proceder a la construcción virtual del prototipo en el programa de diseño asistido por computadora SolidWorks.

Metodología: Las características geométricas de cada elemento que componen el reactor se deben evaluar con un estudio de resistencia de materiales para determinar su confiabilidad con el objeto de conseguir un sistema seguro y duradero. Al realizar este proceso se procede a construir el prototipo con la ayuda del CAD SolidWorks.

3.4. Procesamiento de la información

La información obtenida da las pautas para el análisis termodinámico, los fenómenos de transferencia de calor por el cual se da la reacción de pirolisis rápida, el dimensionamiento de los tornillos sin fin, las relaciones de flujos adecuadas y demás parámetros de funcionamiento.

También con la información que se pueda obtener de manera primaria en la cual se observa el equipo en funcionamiento y se le realizan preguntas de operación al personal a cargo del equipo se puede llegar a una idea del diseño más óptimo a realizar.

4. Desarrollo y ejecución del proyecto

4.1. Establecer las condiciones adecuadas de diseño para un reactor tipo

Auger de doble tornillo sin fin.

4.1.1. Condiciones de funcionamiento del sistema

La investigación se enfoca principalmente en el diseño y análisis termodinámico de un reactor tipo Auger a escala de laboratorio; con la finalidad de procesar distintas biomásas. “En un reactor de tornillos sin fin a escala de

laboratorio para pirolisis rápida, los flujos de biomasa que se manejan varían entre 0,5 kg/h y 2,0 kg/h” (Brown, 2009), por lo tanto, el dispositivo se diseña con un valor base de 2,0 kg/h de biomasa.

4.1.2. Estudio termodinámico del reactor

Para encontrar una tasa de alimentación estimada de portador de calor es necesario realizar un análisis termodinámico donde el dispositivo se considera un sistema abierto de flujo permanente, con frontera fija.

Para balancear el sistema se asume que entra un flujo de portador de calor y de biomasa, y sale un flujo de esferas de acero y de productos de pirolisis. “El balance de masa para un estado estacionario se describe en la ecuación (1)” (Brown, 2009).

$$\frac{dm}{dt} = \dot{m}_{PC} + \dot{m}_b - \dot{m}_S - \dot{m}_r = \dot{m}_{PC} + \dot{m}_b - \dot{m}_r - (\dot{m}_{PC} + \dot{m}_C) = 0 \quad (1)$$

Dónde;

- \dot{m}_b : Flujo másico de biomasa (kg/h)
- \dot{m}_{PC} : Flujo másico del portador de calor (kg/h)
- \dot{m}_s : Flujo másico de los sólidos a la salida (kg/h)
- \dot{m}_r : Flujo másico de reacción (kg/h)
- \dot{m}_C : Flujo másico de carbón (kg/h)

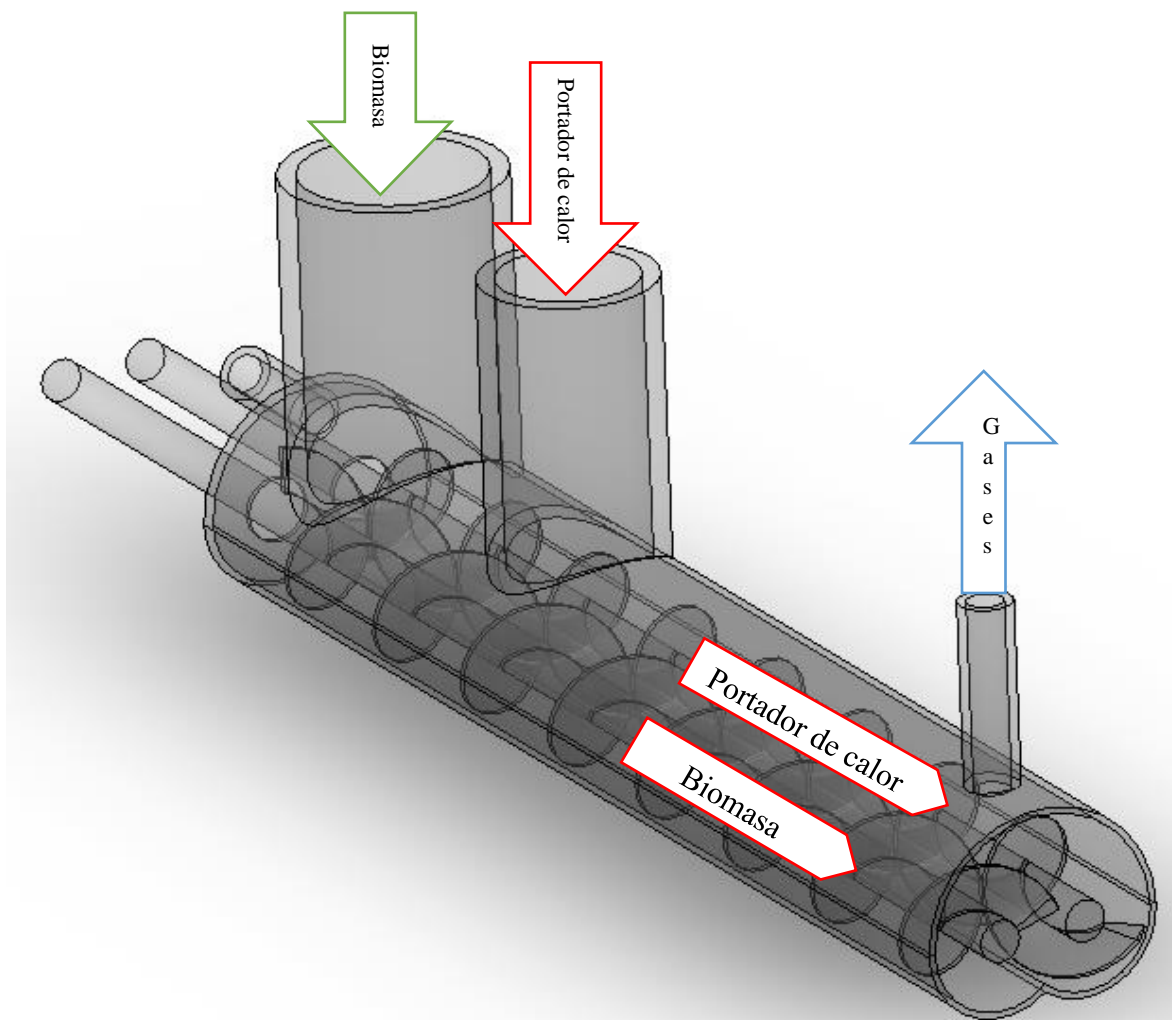


Figura 8: Disposición de entradas de flujos al reactor

Fuente: elaboración propia

“Este análisis supone que todo el carbón sale con el material portador de calor, y los productos de pirolisis incluyen vapores condensables, aerosoles y gases permanentes” (Brown, 2009).

El reactor se evalúa como un intercambiador de calor, donde el flujo del portador transfiere la tasa requerida de calor para la pirolisis de la biomasa, esto se expresa en la ecuación (2), la cual estima el flujo necesario para el calentamiento mínimo de la biomasa.

$$\dot{Q}_{PC} = \dot{Q}_b \quad (2)$$

Reemplazando en la ecuación anterior se obtiene la ecuación (3)

$$\dot{m}_{PC} * C_{p_{PC}} * (T_{PC,ent} - T_{PC,sal}) = \dot{m}_b(Q_p) \quad (3)$$

Dónde;

- $C_{p_{PC}}$: Calor específico del portador de calor
- Q_p : Calor requerido para la pirolisis de la biomasa
- $T_{PC,ent}$: Temperatura del portador de calor a la entrada del sistema
- $T_{PC,sal}$: Temperatura del portador de calor a la salida del sistema

Despejando se obtiene la ecuación (4) que define la cantidad de flujo de portador de calor

$$\dot{m}_{PC} = \frac{\dot{m}_b(Q_p)}{C_{p,PC} (T_{PC,ent} - T_{PC,sal})} \quad (4)$$

“El calor requerido para la combustión de la biomasa también conocido como entalpia de pirolisis varía según el tipo de recurso agrícola a reaccionar” (Henrich et al., 2016b). “En este caso se trabaja con un valor promedio de 1.5 MJ/kg” (D. E. Daugaard & Brown, 2003). “El calor específico varía respecto al tipo de portador de calor que se utilice, para el caso del

acero inoxidable el valor es de 449 J/kg-K”. (Funke et al., 2018). Reemplazando en la ecuación (4) se define la ecuación (5)

$$\dot{m}_{PC} = \frac{(2kg/h)(1.5 \times 10^6 J/kg)}{(449 J/kg - K)(\Delta T)} \quad (5)$$

La caída de temperatura en el dispositivo, se genera debido a la interacción de los dos flujos dentro del sistema. “En los reactores tipo Auger la temperatura de entrada se selecciona con un valor de 600°C” (Montoya et al., 2015), debido al requerimiento para la pirólisis rápida de la biomasa, pero las condiciones de salida se desconocen para la estimación del flujo necesario de portador de calor. En la búsqueda del comportamiento del sistema, se estima la diferencia de temperaturas graficando la cantidad de flujo de portador calor con respecto a esta variación, de acuerdo a cada uno de los materiales de portador de calor, en este caso, bolas de acero inoxidable y arena.

El comportamiento de la Figura 9: expresa la relación inversa entre la caída de temperatura y el flujo de portador de calor, por lo tanto, a medida que aumenta la diferencia de temperatura disminuye la cantidad del portador de calor.

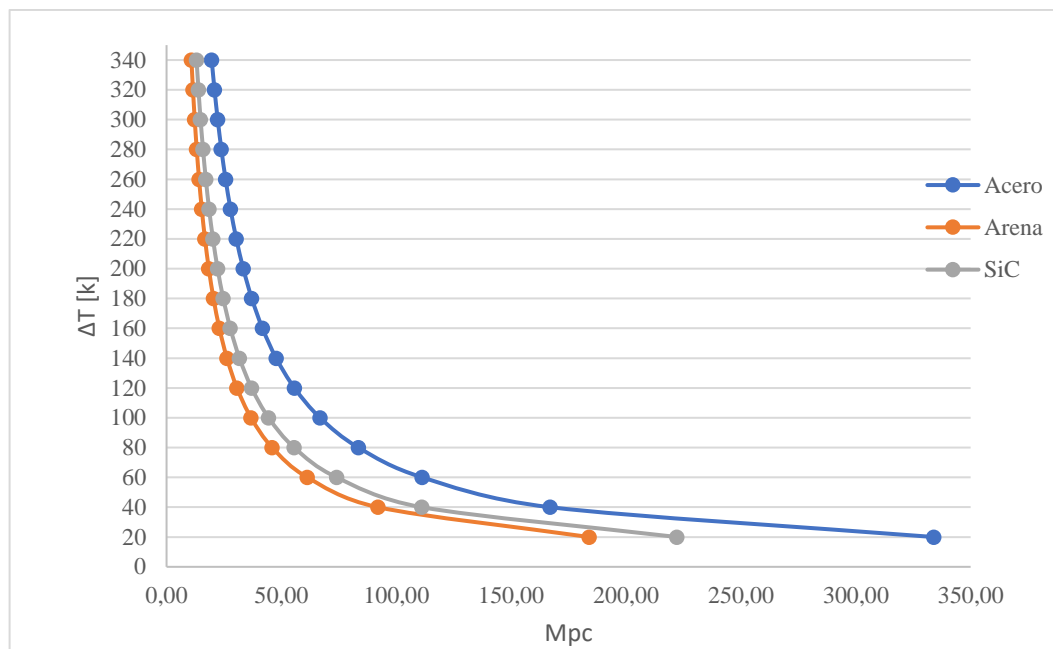


Figura 9: Cambio de flujo de portador de calor con respecto a la diferencia de temperatura para 2 kg/h de biomasa.

Fuente: Elaboración Propia

Además, para determinar un valor concreto de la cantidad de portador de calor que asegure el proceso de pirolisis rápida de la biomasa, es posible estimarla de manera empírica de acuerdo al rango de portador de calor estudiado en la investigación “Effect of thermophysical properties of heat carriers on performance of a laboratory-scale auger pyrolyzer”, donde varían estos flujos, entre 4.9 kg/h y 15 kg/h con respecto a 1 kg/h de biomasa (T. J. Daugaard et al., 2018), a la escala ya mencionada. Dependiendo del material del flujo de portador de calor se obtienen distintos beneficios, que pueden ser, un calentamiento rápido, una caída de temperatura baja y/o una alta resistencia mecánica.

En la Tabla 1:, se puede observar las diferentes características de cada uno de los portadores de calor que interactúan en un reactor tipo Auger de doble tornillo sin fin para pirolisis rápida a escala de laboratorio.

PROPIEDADES TERMOFÍSICAS DE LOS PORTADORES DE CALOR					
Tipo de material	Temperatura de entrada (°C)	Tasa de flujo másico (kg/h)	Calor específico (J/kg-k)	Tamaño de partícula (μm)	Densidad a granel (kg/L)
Acero inoxidable	575	15	468	(710-1000)	4.6
Arena fina	610	5.1	800	(250-600)	1.6
Arena gruesa	613	5	800	(600-1000)	1.5
Carburo de Silicio	623	4.9	675	(710-1180)	1.6

Nota: Relación de portador de calor para 1 kg/h de biomasa de roble rojo

Tabla 1: Tabla de propiedades termofísicas de los distintos portadores de calor a escala de laboratorio

Fuente: (T. J. Daugaard et al., 2018)

El portador de calor que va a manejar este sistema, son las bolas de acero inoxidable, seleccionadas por su capacidad de manejo de altas temperaturas, su resistencia a la corrosión

y al desgaste. “Las esferas mostraron un desgaste insignificante; después de 1.000 h de tiempo de operación, se encontró que el cambio de peso de 1000 esferas de SS era inferior al 1%”.

(Henrich et al., 2016b)

En la Tabla 2: es posible observar un resumen de los datos seleccionados de funcionamiento del sistema enfocado en los dos flujos de manejo, y sus distintas propiedades, con base en la relación de biomasa y portador de calor, dónde 1 kg/h de biomasa de roble rojo se mezcla con aproximadamente 15 kg/h de portador de calor con material de acero inoxidable.

Descripción	Temperatura de entrada, $T(^{\circ}\text{C})$	Calor específico, $C_p(\text{J/kg}\cdot\text{k})$	Densidad $\rho(\text{kg/m}^3)$	Conductividad Térmica, $K(\text{W/mK})$	Cantidad de flujo, $\dot{m}(\text{kg/h})$	Diámetro de grano, $D_{esf}(\text{mm})$
Portador de calor, acero inoxidable	600 (Montoya et al., 2015)	468 (T. J. Daugaard et al., 2018)	7980 (RGPBALLS S.r.l., 2022)	500 (RGPBALLS S.r.l., 2022)	30 (T. J. Daugaard et al., 2018)	1 (Brassard et al., 2017)
Biomasa, cascarilla de café	25	1620 (Ortiz Ruiz, 2018)	1390 (Ortiz Ruiz, 2018)	0.20 (Ortiz Ruiz, 2018)	2 (Brassard et al., 2017)	1 (Brassard et al., 2017)

Tabla 2: Datos seleccionados de funcionamiento del sistema

Fuente: Elaboración propia

4.1.3. Relación geométrica para los tornillos sin fin

Un pirolizador de doble tornillo, cuenta con dos tornillos entrelazados encerrados en un reactor que transporta y mezcla mecánicamente la biomasa y los medios portadores de calor. “La eficacia de la mezcla de los dos materiales en el pirolizador está directamente relacionada con el rendimiento del bioaceite: cuanto mejor es la mezcla, mayores son los rendimientos”. (Marmur & Heindel, 2016).

Durante una revisión bibliográfica se ha observado que la calidad de mezcla de los materiales está ligada directamente con la relación geométrica del paso-diámetro. La investigación “Visualization and Composition Analysis to Quantify Mixing in a Screw Pyrolyzer” estudió el efecto de la mezcla en un pirolizador de doble tornillo sin fin, donde se varió el paso respecto a un diámetro constante, los datos de las relaciones de paso diámetro (p/D), ecuación (6) fueron de 0,75, 1,25 y 1,75, así mismo se observó que al aumentar la relación del paso – diámetro de 0,75 a 1,25 se genera un aumento significativo en la eficacia de la mezcla. Sin embargo, la eficacia de la mezcla, disminuye a medida que la relación del paso – diámetro aumenta de 1,25 a 1,75, (Kingston & Heindel, 2013).

La relación entre el paso y el diámetro es esencial para obtener una mezcla adecuada en el proceso, en este caso se opta por una relación de paso a diámetro de 1.25, ya que el sistema de tornillos sin fin además de transportar los flujos en dirección axial, los mezcla en dirección radial lo que genera una mejor transferencia de calor en el proceso.

$$\frac{P}{D} = 1.25 \quad (6)$$

El reactor tipo Auger a escala de laboratorio descrito por primera vez por (Brown & Brown, 2012), se adapta al siguiente trabajo, considerando las medidas del diámetro del tornillo sin fin, la relación paso diámetro ya mencionada, debido a que cuenta con una capacidad similar a la requerida para este estudio. Cada uno de estos valores están denotados en la Tabla 3:.

CARACTERISTICA	VALOR
Diámetro del tornillo (D)	25.4 mm
Paso (P)	31.75 mm
Diámetro del eje (d)	8 mm
Porcentaje de llenado (<i>f</i>)	50%

Tabla 3: Dimensionamiento del tornillo sinfín.

Fuente: Elaboración propia

“En cuanto a las distintas configuraciones del diseño del reactor, los vuelos del tornillo se desplazaron a la mitad del paso adimensional del tornillo en la dirección axial al alinear correctamente los engranajes impulsores para garantizar que no haya interferencia” (Kingston & Heindel, 2014a). caso de esto, se ve en la Figura 10:

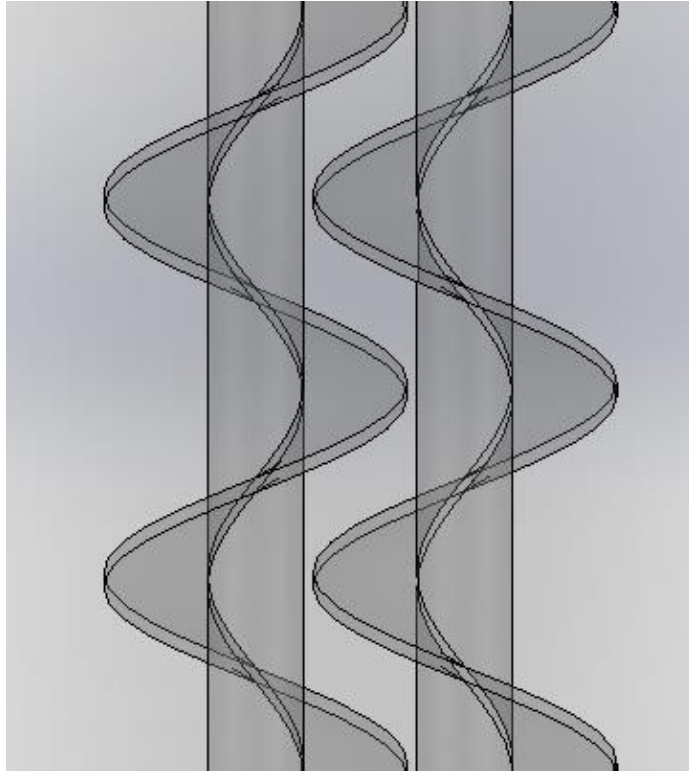


Figura 10: Vista de planta de la configuración axial de los tornillos sin fin.

Fuente: Elaboración Propia

“Debido a la influencia y conveniencia tanto en producción como en lo económico, de la orientación de rotación, se opta por un tipo de tornillo sin fin con filete de hélice espiral” (Campuzano et al., 2019). La orientación de los tonillos sin fin se da con movimiento en contra rotación de bombeo descendente, movimiento que se puede ver en la Figura 11.; y “su configuración geométrica se adapta con un tornillo de mano izquierda y otro de derecha engranados, con el fin de obtener una mezcla optima en un mismo sentido y una adaptación que genere limpieza en ambos sin fin” (Qi et al., 2017), (Kingston & Heindel, 2014a)

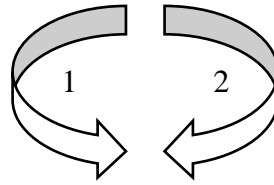


Figura 11: Contra rotación descendente.

Fuente: elaboración propia.

Bajo recomendaciones experimentales se establece que la entrada de la biomasa debe ser por el primer puerto, y la inyección del portador de calor por el segundo (Figura 12:), debido a que en una configuración contraria existe la posibilidad de atascamiento por incrustaciones de material granular, además la biomasa, al poseer menor densidad no puede penetrar en el flujo de portador de calor haciendo que el llenado volumétrico aumente considerablemente, logrando disminuir la eficacia de la mezcla, desmejorándola cualitativamente (Kingston & Heindel, 2014a).

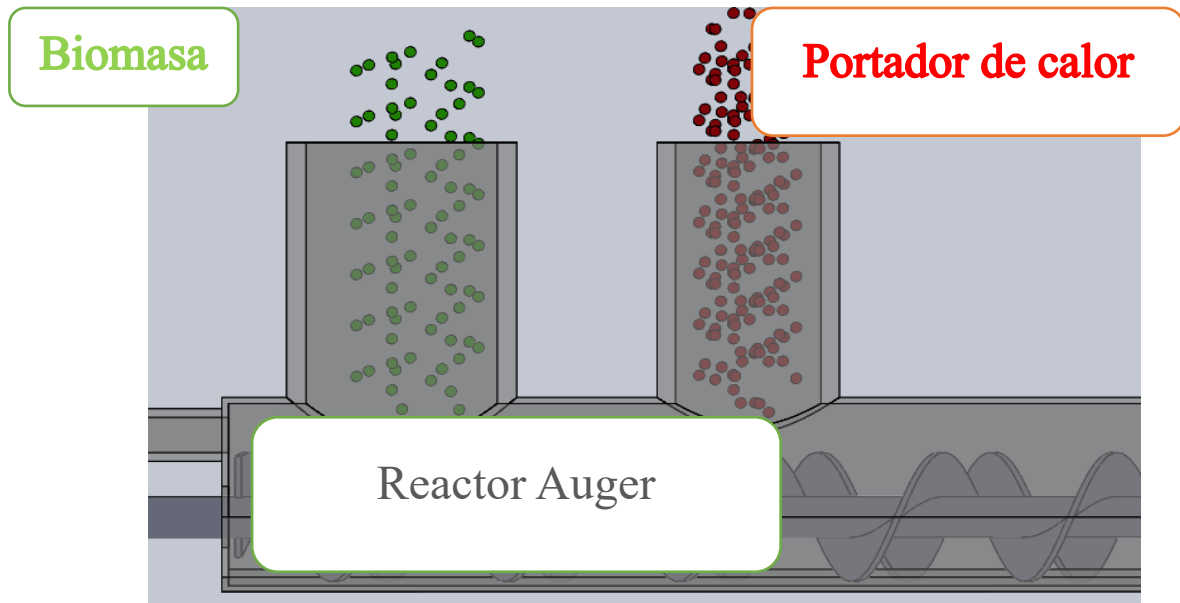


Figura 12: Orden de entrada de los flujos

Fuente: Elaboración propia.

Para establecer el espacio adecuado de las hélices de los tornillos sin fin con respecto a la carcasa y sus respectivos ejes, se debe tener en cuenta, el tamaño de grano de las partículas, donde la tolerancia debe ser menor que el tamaño de grano, esto con el objeto de evitar problemas de atascamiento, logrando que exista auto limpieza en el sistema y seguridad en los elementos del dispositivo.

4.2. Generar un modelo matemático que exprese el comportamiento termodinámico del sistema y la cinética de la biomasa

Al establecer las condiciones de funcionamiento adecuadas, descritas en el capítulo anterior; para la obtención de biocombustibles en un reactor tipo Auger de doble tornillo sin fin, surge la inquietud de ¿cuál es la longitud apropiada para el sistema? Para dar respuesta a esta pregunta, es fundamental analizar los intercambios de energía en un volumen de control, entre los dos flujos mencionados partiendo de un análisis termodinámico donde se tiene en cuenta la cinética de reacción de la biomasa, esto con el fin de indicar la distancia necesaria para el sistema.

Dicho estudio está basado en los principios de la conservación de la energía para un volumen de control, la cual, brinda una base sólida para estudiar las relaciones entre las diversas formas de interacción de la energía. A partir de observaciones experimentales, la primera ley de la termodinámica establece que “la energía no se puede crear ni destruir durante un proceso; sólo puede cambiar de forma. Por lo tanto, cada cantidad de energía por pequeña que sea debe justificarse durante un proceso”. (Cendel & Boles, n.d.).

“Lo primero que se debe hacer para analizar los intercambios de energía en un sistema, es identificar el volumen de control, una región de espacio limitada por una superficie de control a través de la cual pueden pasar la energía y la materia” (Incropera & DeWitt, n.d.), por ende, es fundamental analizar el área por donde se transportan los flujos de trabajo, y considerar el diferencial de posición para establecer un volumen a estudiar del reactor adecuado.

El área transversal (A_t) por donde circulan los flujos que maneja el reactor se define como la diferencia entre las áreas de las hélices y ejes de los tornillos sin fin, considerando el

porcentaje de llenado del dispositivo, y se describe en la ecuación (7). En conclusión, el volumen de control queda definido como el producto del área transversal y un diferencial de posición (dx).

$$A_t = \left(2 * \left(\frac{\pi}{4} * D^2 \right) - 2 * \left(\frac{\pi}{4} * d^2 \right) \right) * \tau \quad (7)$$

Simplificando la ecuación (7) tenemos;

$$A_t = \left(\left(\frac{\pi}{2} * D^2 \right) - \left(\frac{\pi}{2} * d^2 \right) \right) * \tau \quad (8)$$

Dónde;

- D : Diámetro del tornillo
- d : Diámetro del eje
- τ : Porcentaje de llenado

Una vez identificado el volumen de control, se procede a establecer la base temporal para el análisis térmico, en este caso el sistema es estudiado en cada instante de tiempo como requisito de la primera ley de la termodinámica, por ese motivo se formula la ley en una base de velocidades, es decir, “en cualquier instante debe haber un balance entre las velocidades de energía medidas en Joules por segundo (W)” (Incropera & DeWitt, n.d.). Por consiguiente, el análisis energético expresa que la velocidad de cambio de la energía almacenada del sistema,

es igual a la velocidad de la energía que entra más la velocidad de la energía que se genera menos la velocidad de la energía que sale; como se describe en la ecuación (9).

$$\dot{E}_{ent} + \dot{E}_{gen} - \dot{E}_{sal} = \frac{dE_{alm}}{dt} = \dot{E}_{alm} \quad (9)$$

La expresión matemática de la velocidad de la energía acumulada es definida de acuerdo a las velocidades de la energía que intervienen en las fronteras del diferencial a analizar. Para ilustrar esta definición, se caracterizan y definen los flujos de la velocidad de la energía de entrada y salida mediante la Figura 13:.

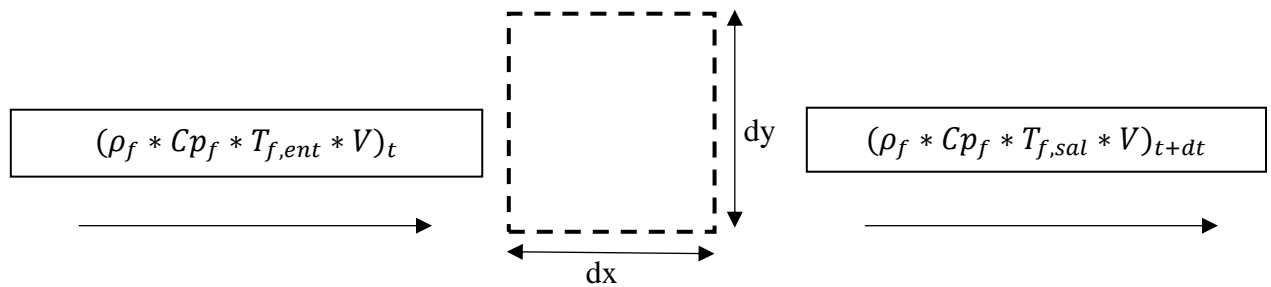


Figura 13: Diferencial del volumen de control estándar.

Fuente: Elaboración propia.

Dónde;

- ρ_f : Densidad del fluido
- Cp_f : Calor específico del fluido
- V : Volumen del diferencial

- $T_{f,ent}$: Temperatura del fluido a la entrada del sistema
- $T_{f,sal}$: Temperatura del fluido a la salida del sistema

Este diagnóstico, define la velocidad de la energía en cada instante de tiempo, como el producto de la densidad, el volumen del diferencial, el calor específico y la temperatura en la entrada o salida de los flujos según el caso. La velocidad de incremento de la energía acumulada se obtiene mediante la diferencia de la velocidad de la energía de salida con la velocidad de la energía de entrada; como se describe en la “ecuación(10).

$$\dot{E}_{sal} - \dot{E}_{ent} = (\rho_f * V * Cp_f * T_{f,sal})_{t+dt} - (\rho_f * V * Cp_f * T_{f,ent})_t \quad (10)$$

“Una de las formas de solucionar esta ecuación, es de acuerdo a la expansión de serie de Taylor, la cual sirve para obtener soluciones numéricas de las ecuaciones diferenciales, que consiste en calcular las derivadas sucesivas de la ecuación diferencial dada” (HyperPhysics, 2017). Basado en lo anterior, el término de salida se expande obteniendo dos términos, de los cuales el primer término representa la cantidad de la velocidad de la energía en la función inicial, y el segundo término se describe como el cambio de la velocidad de la energía provocada en el flujo de calor en un lapso tiempo. Reescribiendo la ecuación (10) de acuerdo a la expansión de serie de Taylor, se obtiene que:

$$dE_{acumulada} = \left[(\rho_f * V * Cp_f * T_f)_t + \frac{d(\rho_f * V * Cp_f * T_f)}{dt} \partial t \right]_{Salida} - \left[(\rho_f * V * Cp_f * T_f)_t \right]_{Entrada} \quad (11)$$

Consecuentemente, y por arreglo matemático, la ecuación anterior se simplifica dando lugar a una nueva expresión, la cual se define como “la velocidad de cambio de la energía almacenada” (Incropera & DeWitt, n.d.).

$$\frac{dE_{acum}}{dt} = \frac{d(\rho_f * V * Cp_f * T_f)}{dt} \quad (12)$$

En la ecuación anterior la densidad del fluido, el volumen y el calor específico del flujo, permanecen constantes durante el análisis al sistema. Por consiguiente, el término diferencial queda definido por el cambio de temperatura respecto al tiempo ($\frac{dT_f}{dt}$) dentro del reactor. Al realizar estas suposiciones la ecuación (12) queda expresada de la siguiente forma:

$$\frac{dE_{acum}}{dt} = \rho_f * V * Cp_f * \frac{dT_f}{dt} \quad (13)$$

Donde el volumen (V) se puede expresar en términos diferenciales, como se expresa a continuación

$$V = dx * dy * dz \quad (14)$$

Dónde,

- dx : Diferencial de posición en el eje X

- dy : Diferencial de posición en el eje Y
- dz : Diferencial de posición en el eje Z

El producto del diferencial de posición en la dirección “Y” y “Z” se define como el área transversal (A_t) del volumen de control, que en este caso tiene en cuenta la forma del reactor ya analizada anteriormente, por ende, la expresión de la velocidad de cambio de la energía almacenada se puede representar en la ecuación (15).

$$\frac{dE_{acum}}{dt} = \rho_f * A_t * Cp_f * \frac{dT_f}{dt} * dx \quad (15)$$

En la ecuación (9) luego de definir la velocidad de la energía acumulada en el diferencial, se procede a establecer la diferencia de la velocidad de la energía de entrada y salida, como lo establece la conservación de la energía, dónde se estima que la variación de la velocidad de la energía se da de acuerdo a los cambios de temperatura respecto a la posición; esto con el propósito de analizar la distancia necesaria donde se efectuó el proceso de pirolisis rápida, se sobre entiende como en el caso anterior el siguiente análisis representado por la ecuación (16).

$$\dot{E}_{ent} - \dot{E}_{sal} = (\dot{m}_f * dx * Cp_f * T_f)_x - (\dot{m}_f * dx * Cp_f * T_f)_{x+dx} \quad (16)$$

Dónde;

- \dot{m}_f : Flujo másico del fluido.

Reescribiendo la ecuación (16) de acuerdo a la expansión de serie de Taylor, se obtiene que:

$$\begin{aligned} \frac{d(\dot{E}_{ent} - \dot{E}_{sal})}{dx} &= \left[(\dot{m}_f * Cp_f * dx * T_f)_x \right]_{Entrada} \\ &- \left[(\dot{m}_f * Cp_f * dx * T_f)_x + \frac{d(\dot{m}_f * Cp_f * dx * T_f)}{dx} \partial x \right]_{Salida} \end{aligned} \quad (17)$$

Ya que hay términos semejantes, se simplifica y se reescribe la ecuación obteniendo la expresión (18).

$$\frac{d(\dot{E}_{ent} - \dot{E}_{sal})}{dx} = - \frac{d(\dot{m}_f * Cp_f * dx * T_f)}{dx} \quad (18)$$

En la ecuación anterior el flujo másico se puede expresar en términos generales, como la densidad, el área y la velocidad. El respectivo calor específico del flujo permanece constante en todo el análisis, así como el flujo másico, por ende, el diferencial queda establecido como el cambio de temperatura respecto al desplazamiento ($\frac{dT_f}{dx}$) dentro del reactor. Al realizar este procedimiento la ecuación queda expresada la ecuación (19)

$$\frac{d(\dot{E}_{ent} - \dot{E}_{sal})}{dx} = -\rho_f * A_c * v_f * Cp_f * \frac{dT_f}{dx} * dx \quad (19)$$

Finalmente, a partir de la ecuación (9) se debe determinar cuál es la velocidad de la energía que se genera dentro del volumen de control, donde entra a jugar un papel importante la cantidad de energía que se transmite de un flujo al otro, de acuerdo al tipo de mecanismo físico que se presente, de igual manera, se debe considerar el reactor como un sistema no adiabático, con el fin de determinar la pérdida energética hacia el exterior.

El análisis al flujo de portador de calor establece dos pérdidas de energía por unidad de tiempo, la primera es la velocidad de la energía que se transfiere a la biomasa, establecida por medio del mecanismo de transferencia de calor por convección que se define como “el transporte de energía a través de un fluido en movimiento y una superficie limitante cuando estos tienen diferentes temperaturas” (Incropera & DeWitt, n.d.), y la segunda es la pérdida de energía hacia el ambiente exterior.

La energía que se transfiere del portador de calor hacia la biomasa se establece por medio del mecanismo de convección ya mencionado, donde su expresión matemática queda establecida de acuerdo al “producto entre el coeficiente de transferencia de calor por convección, el área de contacto, y la diferencia de temperaturas del portador de calor y la biomasa”, esto es descrito en la siguiente ecuación(20), (Incropera & DeWitt, n.d.).

$$q = h * A * (\Delta T) \quad (20)$$

Dónde,

- h : Coeficiente de convección.
- A : Área superficial entre los dos fluidos.

- (ΔT) : Diferencia de temperatura entre el flujo de portador de calor y de biomasa.

La consideración para el estudio del reactor establece que los flujos de portador de calor y biomasa están compuestos por partículas esféricas, con el propósito de analizar de forma ideal los intercambios de energía en el proceso de pirólisis rápida. Por consiguiente, el área de contacto y el coeficiente de transferencia de calor entre los flujos de portador de calor y biomasa, se deben basar en un sistema compuesto por partículas esféricas.

El calor se transfiere entre las esferas a través de un área superficial de contacto, esta área se define por medio del producto entre el volumen del diferencial y el área superficial específica de cada esfera, debido a que tiene en cuenta el volumen total de las partículas y el área específica por donde se transfiere la energía por convección. El volumen de control, se formula como el producto del área transversal y el diferencial de posición, mientras el área específica es determinada por la relación entre el área superficial y el volumen de cada esfera, visto en la ecuación (21).

$$\alpha = \frac{A_{sup,esf}}{V_{esf}} \quad (21)$$

En términos geométricos, se expresa el área y el volumen en función del radio, con tal de definir una expresión más sencilla en la ecuación (22)

$$\alpha = \frac{4 * \pi * r_{esf}^2}{\frac{4}{3} * \pi * r_{esf}^3} \quad (22)$$

Cancelando términos, se tiene que:

$$\alpha = \frac{3}{r_{esf}} \quad (23)$$

El área presente en la ecuación base se define como el área superficial de transferencia de calor. De acuerdo con lo anterior dicha área queda descrita en la ecuación (24)

$$A_s = V_T * \alpha \quad (24)$$

Donde:

- A_s : Área superficial en contacto.
- V_T : Volumen total del diferencial.
- α : Área específica de contacto.

Reescribiendo la ecuación del área superficial se obtiene:

$$A_s = (A_t * dx) * \alpha \quad (25)$$

El cálculo del área superficial por donde se transfiere el calor definido por el mecanismo de convección debe tener en cuenta la proporción real que existe entre los dos fluidos. Como se puede observar en la Figura 12: la cantidad de esferas de un flujo varía con respecto al otro, por ende, se establece un coeficiente que se describe como la relación de flujos (β_f). Este coeficiente se define como el cociente del volumen de las partículas del

fluido y el volumen total del diferencial que se está analizando, dónde se describe en la ecuación (26)

$$\beta_f = \frac{V_f}{V_T} \quad (26)$$

Al obtener la expresión descrita anteriormente, se puede expresar el volumen de las partículas del flujo, en términos de caudal y tiempo, así como el volumen del diferencial se puede dar en términos de área transversal y longitud, esto se representa por medio de la expresión (27).

$$\beta_f = \frac{Q * t}{A_t * l} \quad (27)$$

Dado que el sistema se analiza con un movimiento uniforme, el tiempo puede ser expresado como la relación entre la longitud y la velocidad lineal, es decir:

$$t = \frac{l}{v} \quad (28)$$

El caudal se formula como el cociente entre el flujo másico y la densidad, y se expresa de la ecuación (29)

$$Q = \frac{\dot{m}_f}{\rho_f} \quad (29)$$

Remplazando y simplificando en la ecuación (27) los términos de tiempo y caudal, establece que:

$$\beta_f = \frac{\dot{m}_f}{A_t * v * \rho_f} \quad (30)$$

En resumen, la relación de flujos (β) expresa el porcentaje de cada fluido que va a permanecer en el proceso dentro del reactor, y la cantidad de flujo que es utilizada para la transferencia de calor de forma adecuada.

La información del coeficiente de transferencia de calor por convección se define de acuerdo al tipo de fenómeno que está ocurriendo dentro del sistema, el estudio se acopla a lo establecido anteriormente donde se consideran los flujos compuestos por esferas, por ende, la transferencia de calor se da desde el contacto de un flujo externo con una superficie esférica. El análisis se realiza en base al caso especial descrito por Whitaker que establece los efectos de la capa límite asociados con el flujo alrededor de una esfera. La correlación que recomienda Whitaker para este caso se describe en la siguiente ecuación:

$$\overline{Nu}_D = 2 + (0.4 Re_D^{1/2} + 0.06 Re_D^{2/3}) Pr^{0.4} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{1/4} \quad (31)$$

Dónde

- \overline{Nu}_D : Número de Nusselt promedio

- Re_D : Número de Reynolds promedio
- Pr : Número de Prandtl
- μ : Viscosidad dinámica del flujo externo
- μ_s : Viscosidad dinámica del flujo externo en la superficie de la esfera

Al evaluar los distintos números adimensionales que influyen en el análisis, se observa que la viscosidad de la biomasa líquida se hace difícil de hallar debido a su compleja reología, esto obliga a que la evaluación del sistema experimente un valor mínimo del número de Nusselt igual a dos al considerar el límite de $Re_D \rightarrow 0$ en la ecuación (31), lo cual corresponde a la transferencia de calor por conducción desde una superficie esférica a un medio infinito estacionario alrededor de la superficie.

Debido a que en el análisis de convección forzada no se tiene en cuenta que ocurra cambio de fase en el flujo, se considera que la conductividad térmica de la biomasa va a tener una influencia del cuarenta por ciento en la fase sólida y un sesenta por ciento en la fase gaseosa como se observa en la Figura 14:.

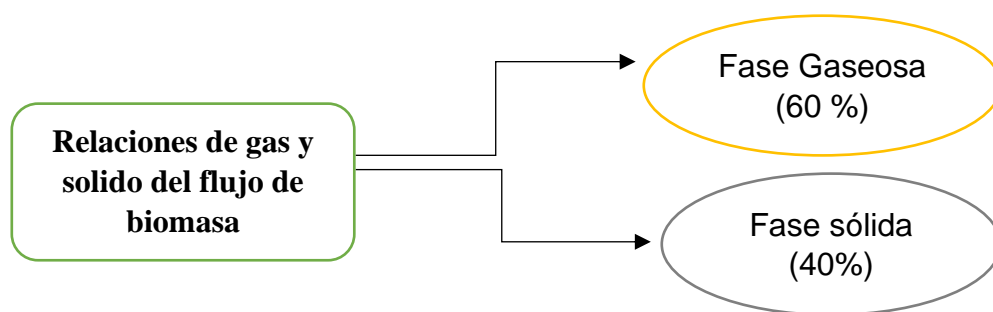


Figura 14: Esquema de relación de gas-sólido de biomasa

Fuente: Elaboración propia.

Despreciando así la influencia del gas se tiene que la conductividad térmica del fluido en fase solida describe el cuarenta por ciento del flujo total, tal como en la ecuación (32).

$$K_f = (0.4)K_B \quad (32)$$

Dónde

- K_f : Coeficiente de conductividad del fluido de biomasa
- K_B : Coeficiente de conductividad de la biomasa

El coeficiente de Nusselt se define mediante la ecuación (33), de dónde se halla el coeficiente de transferencia de calor en el sistema. (Incropera & DeWitt, n.d.)

$$Nu_{\min} = \frac{h D_{esf}}{K_f} \quad (33)$$

Dónde

- D_{esf} : Diámetro de la esfera del portador de calor

Por otra parte, el análisis del flujo de portador de calor tiene en cuenta tanto la pérdida de velocidad de la energía por el contacto con el flujo de biomasa, como el intercambio con el

ambiente exterior, por ende, al establecer la velocidad de generación de la energía se tiene en cuenta estos dos términos definidos por la ecuación (34)

$$\dot{E}_{gen} = -(\dot{E}_{int} + \dot{E}_{ext}) \quad (34)$$

La velocidad de la energía por contacto entre ambos flujos, es de índole negativo ya que el flujo de portador de calor va a ceder energía por unidad de tiempo para el proceso de pirolisis rápida de la biomasa. De acuerdo a lo anterior, la velocidad de la energía que se transfiere internamente es definida mediante la ecuación(35).

$$\dot{E}_{int} = \alpha * h * \beta_{PC} * A_t * dx * (T_{PC} - T_B) \quad (35)$$

Dónde

- T_{PC} : Temperatura del flujo de portador de calor
- T_B : Temperatura del flujo de portador de calor
- β_{PC} : Relación porcentual del flujo de portador de calor

Ahora bien, la velocidad de la energía que se va al exterior debido a que el reactor no es un sistema totalmente cerrado, debe ser tomada en cuenta en el análisis. Esta energía viene dada por el producto del coeficiente global de transferencia de calor [U], el perímetro [P] y la distancia de acuerdo a la longitud recorrida [dx]. Todo esto por la diferencia de temperaturas entre el portador de calor y el ambiente exterior ($T_{PC} - T_{\infty}$). La ecuación es la (36)

$$\dot{E}_{ext} = U * P * dx * (T_{PC} - T_{\infty}) \quad (36)$$

El perímetro (P) se describe mediante la ecuación (37), el cual considera las fronteras hacía el exterior, que en el presente caso son establecidas por las dimensiones de los tornillos sin fin ya descritos anteriormente.

$$P = (2 * \pi * r) \quad (37)$$

Dónde

- r : Radio del tornillo sin fin.

En conclusión, la velocidad de la energía generada por el portador de calor en el diferencial de volumen es descrita en la ecuación (38)

$$\dot{E}_{gen} = -\alpha * h * \beta_{PC} * A_c * dx * (T_{PC} - T_B) - U * P * dx * (T_{PC} - T_{\infty}) \quad (38)$$

Para el caso de la biomasa, es un proceso similar en las consideraciones de acuerdo a la velocidad de la generación de la energía. Primero que todo, el termino energético del portador de calor se ha definido como una perdida en el interior del reactor, por consiguiente, el análisis de la biomasa establece una ganancia de energía por el mecanismo de convección y una perdida por la interacción con el ambiente exterior, y se da de la misma forma que en el caso anterior, solo que va ligada es a las condiciones a las que esta se encuentre. Aparte, se debe tener en cuenta el término que dictamina la descomposición de la biomasa, mostrando que cantidad de biomasa se está consumiendo y con qué velocidad lo hace, proceso que será

explicado más adelante. Con relación a lo anterior la velocidad de la energía generada se representa por la expresión (39)

$$\dot{E}_{gen} = \dot{E}_{int} - \dot{E}_{ext} + \dot{E}_{Reac} \quad (39)$$

El termino \dot{E}_{Reac} corresponde a la velocidad de la energía de reacción que se genera durante el proceso de pirolisis rápida, y se describe como el “producto entre la entalpia de reacción [Q_B'']” (Ortiz Ruiz, 2018) y la velocidad de reacción [$\frac{dm}{dt}$] del flujo de biomasa. “La entalpia de reacción considera la multitud de reacciones químicas individuales que se producen durante la pirolisis” (Ortiz Ruiz, 2018), y la velocidad de reacción describe la descomposición del recurso agrícola por unidad de tiempo. “El calor de reacción que se produce durante el proceso de obtención de biocombustibles se considera endotérmico” (Ortiz Ruiz, 2018), (Roy et al., 1988), por ende, el signo de la velocidad de la energía de reacción es positivo. Lo anterior está dado por la ecuación (40)

$$\dot{E}_{Reac} = Q_B'' * \frac{dm}{dt} \quad (40)$$

Para finalizar la ecuación (41) expresa energía acumulada.

$$\dot{E}_{gen} = \alpha * h * \beta_{PC} * A_t * dx * (T_{PC} - T_B) - U * P * dx * (T_B - T_{\infty}) + Q_B'' * \frac{dm}{dt} \quad (41)$$

De acuerdo a la primera ley de la termodinámica, se hizo el respectivo balance de las velocidades de energía que intervienen en el proceso de pirolisis rápida entre ambos flujos

dentro del diferencial de volumen. Por consiguiente, en la Figura 15: se esquematiza lo descrito anteriormente.

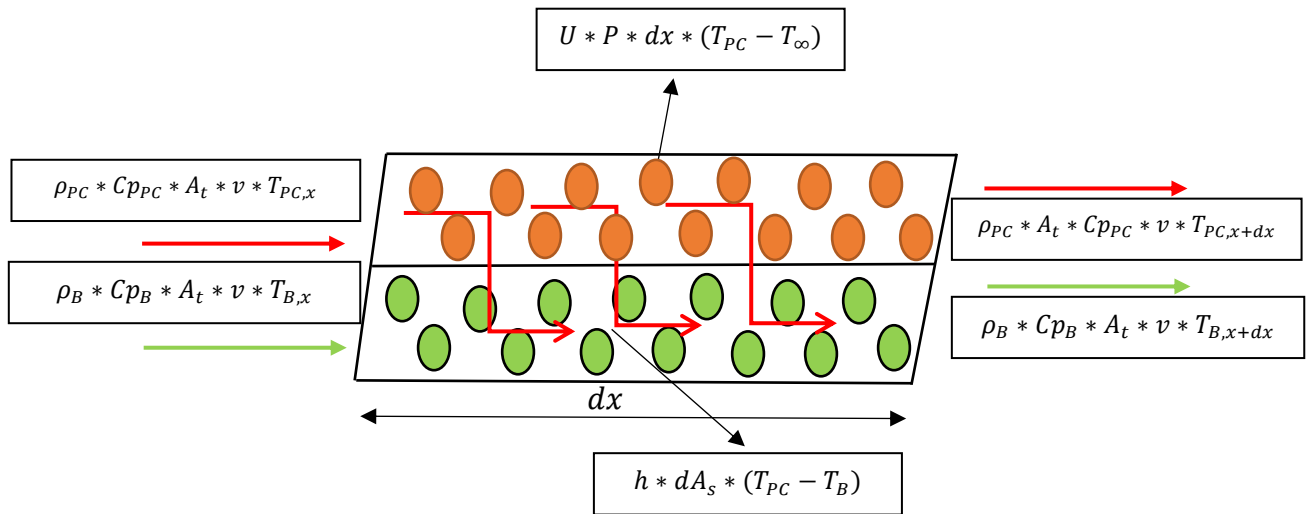


Figura 15: Esquemización de los flujos dentro del diferencial de volumen

Fuente: Elaboración propia.

De acuerdo al balance presentado en la ecuación (39), se procede a remplazar las distintas expresiones ya mencionadas. Es oportuno mencionar que el coeficiente “relación de flujos” de cada flujo, también debe aplicarse tanto a la velocidad de la energía acumulada como a la diferencia entre la energía de entrada y salida por unidad de tiempo, según la ecuación de cada flujo.

Al reemplazar en la ecuación (39) para el portador de calor se obtiene la siguiente ecuación:

$$\begin{aligned}
& \rho_{PC} * C_{pPC} * \beta_{PC} * A_t * dx * \frac{\partial T_{PC}}{\partial t} \\
& = -\rho_{PC} * C_{pPC} * \beta_{PC} * v * A_t * dx * \frac{\partial T_{PC}}{\partial x} - \alpha * h * \beta_{PC} * A_t \\
& * dx * (T_{PC} - T_B) - U * P * dx * (T_{PC} - T_{\infty})
\end{aligned} \tag{42}$$

Reemplazando en la ecuación (39) para la biomasa se obtiene la siguiente expresión:

$$\begin{aligned}
& \rho_B * C_{pB} * (\beta_B) * A_t * dx * \frac{\partial T_B}{\partial t} \\
& = -\rho_B * C_{pB} * (\beta_B) * v * A_t * dx * \frac{\partial T_B}{\partial x} + \alpha * h * A_t * dx * (\beta_{PC}) \\
& * (T_{HC} - T_B) - U * P * dx * (T_B - T_{\infty}) + Q_B'' * \frac{dm}{dt}
\end{aligned} \tag{43}$$

La ecuación descrita para ambos cambios de energía se simplifica con el fin de facilitar el manejo de las ecuaciones que rigen el sistema. La ecuación posee términos de área, relación de flujos y de espaciamiento en el reactor, los cuales, por casos matemáticos, estos términos se pueden cancelar y/o reescribir dentro de la ecuación, con tal de hacer la ecuación general un poco más simple. De acuerdo con lo anterior, la ecuación (44) expresa dicha reestructuración para el portador de calor.

$$\begin{aligned}
& \rho_{PC} * C_{pPC} * \frac{\partial T_{PC}}{\partial t} \\
& = -\rho_{PC} * C_{pPC} * v * \frac{\partial T_{PC}}{\partial x} - \alpha * h * (T_{PC} - T_B) - \frac{U * P}{A_t * \beta_{PC}} * (T_{PC} - T_{\infty})
\end{aligned} \tag{44}$$

Y por consiguiente la ecuación (45) define para la biomasa dicha simplicidad.

$$\begin{aligned}
\rho_B * C_{pB} * \frac{\partial T_B}{\partial t} & = -\rho_B * C_{pB} * v * \frac{\partial T_B}{\partial x} + \alpha * h * \frac{(\beta_{HC})}{(\beta_B)} * (T_{PC} - T_B) \\
& - \frac{U * P}{A_t * \beta_B} * (T_{PC} - T_{\infty}) + \frac{Q_B''}{A_t * dx * (\beta_B)} * \frac{dm}{dt}
\end{aligned} \tag{45}$$

Dado que se busca encontrar el gradiente de la variación de la temperatura con respecto al tiempo, los términos constantes que están en la parte que corresponde a la energía acumulada, se van a simplificar, dividiendo toda la ecuación por estos mismos términos. Dada esta simplificación obtenemos las ecuaciones de energía de forma más simple y sencilla.

En el caso del flujo del portador de calor, la ecuación (46) describe su comportamiento.

$$\frac{\partial T_{PC}}{\partial t} = -v \frac{\partial T_{PC}}{\partial x} - \frac{\alpha * h * (T_{PC} - T_B)}{\rho_{PC} * C_{pPC}} - \frac{U * P}{A_t * \rho_{PC} * C_{pPC} * \beta_{PC}} (T_{PC} - T_{\infty}) \quad (46)$$

Y, por último, la ecuación (47) da el balance de energía para el manejo de la biomasa.

$$\begin{aligned} \frac{\partial T_B}{\partial t} = & -v * \frac{\partial T_B}{\partial x} + \frac{\alpha * h * \beta_{PC} * (T_{PC} - T_B)}{\rho_B * CP_B * \beta_B} - \frac{U * P}{A_t * \rho_B * CP_B * \beta_B} (T_B - T_{\infty}) \\ & + \frac{Q_B}{\rho_B * CP_B * A_t * dx * \beta_B} * \frac{dm}{dt} \end{aligned} \quad (47)$$

Además de realizar el estudio termodinámico del sistema se tiene en cuenta el análisis cinético del flujo de la biomasa dónde se describe la descomposición de la masa del recurso agrícola, por ende, el estudio tiene la finalidad de analizar el comportamiento de dicho flujo según la tasa de calentamiento aplicada por el flujo de portador de calor.

Para determinar el consumo de biomasa en el sistema, se optó por un esquema de reacción de varios pasos para el proceso de pirolisis rápida.

El esquema de reacción consta de tres reacciones paralelas e independientes para la formación de gas, bioaceite (que representa el agua y la fracción orgánica) y carbón a partir de la biomasa, así como una reacción secundaria de craqueo que involucra la fracción orgánica condensable (bioaceite) para producir gases, que es una reacción homogénea que ocurre en la fase gaseosa (Lopez et al., 2019), descritos en la Figura 16:

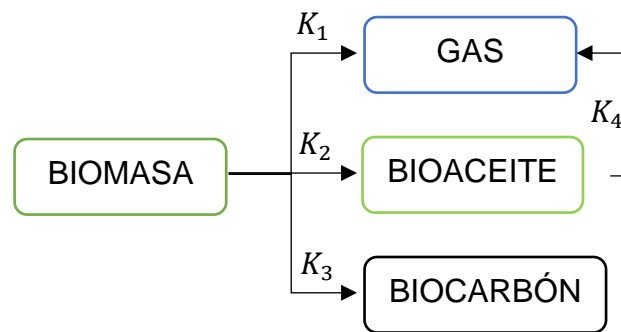


Figura 16: Esquema de reacción de la biomasa.

Fuente: (Hooshdaran et al., 2021)

Dónde

- K_1 : Constante de reacción entre la biomasa sólida y el gas.
- K_2 : Constante de reacción entre la biomasa sólida y el bioaceite.
- K_3 : Constante de reacción entre la biomasa sólida y el biocarbón.
- K_4 : Constante de reacción entre el bioaceite y el gas.

El modelo cinético analiza la velocidad de reacción de la biomasa de acuerdo a la ecuación de Arrhenius en función de la masa del recurso agrícola, y se define por la ecuación (48).

$$\frac{dm_b}{dt} = k(T) * m_b \quad (48)$$

Dónde

- $k(T)$: Constante de velocidad de reacción dependiente de la temperatura.
- m_b : Masa de la biomasa.

La constante de velocidad de reacción que depende de la temperatura absoluta se describe de acuerdo a la ecuación (49).

$$k(T) = Ae^{\left(\frac{-E_i}{RT}\right)} \quad (49)$$

Dónde

- A : Factor de frecuencia.
- E_i : Energía de activación de la reacción.
- R : Constante universal de los gases.
- T : Temperatura absoluta (K).

Luego de establecer la ley que describe el consumo de la biomasa, se procede a proponer las distintas ecuaciones según el tipo de reacción. En la expresión (50) se describe la conversión de biomasa sólida a gas, bioaceite y biocarbón en el mismo instante de tiempo dentro del volumen de control que se ha estudiado.

$$\frac{dm_B}{dt} = -(K_1 + K_2 + K_3) * m_B \quad (50)$$

En la ecuación (50) se describe el valor de la cantidad de bioaceite que se genera a medida que se va calentando la biomasa en el sistema.

$$\frac{dm_{BO}}{dt} = (K_2 * m_B - K_4 * m_{BO}) \quad (51)$$

En la ecuación (51) se determina la cantidad de biomasa que se convierte en gas debido al cambio de fase.

$$\frac{dm_g}{dt} = (K_1 * m_B + K_4 * m_{BO}) \quad (52)$$

En la ecuación (52) se estima la cantidad de biomasa convertida en biocarbón que se genera durante el proceso.

$$\frac{dm_C}{dt} = (K_3 * m_B) \quad (53)$$

4.3. Simular el modelo matemático del sistema para obtener el cambio de temperatura, la masa y el tiempo de reacción de la biomasa, con ayuda del software Matlab

La simulación del modelo matemático que se construyó anteriormente busca predecir el comportamiento de los flujos para el proceso de pirolisis rápida, en el reactor tipo Auger. El objetivo es modelar el sistema investigado, por medio del software MATLAB donde se incluyan las ecuaciones diferenciales obtenidas y sus parámetros de funcionamiento, para encontrar una longitud óptima del reactor, los diferentes cambios de temperatura tanto para el flujo de biomasa como para el de portador de calor, y por último el comportamiento de la descomposición de la masa de la biomasa a medida que cambian de posición los flujos en contacto.

En este estudio también se pretende encontrar el tiempo en que reacciona el flujo de biomasa dentro del reactor, en otras palabras, el tiempo de residencia necesario para descomponer el recurso agrícola. Al relacionar las ecuaciones diferenciales se reemplazan las constantes en una sola para facilitar la simulación tanto para el flujo de biomasa como para el de portador de calor.

La ecuación diferencial (54) representa la simplificación del comportamiento de la velocidad de la energía del flujo de portador de calor para realizar la simulación.

$$\frac{\partial T_{PC}}{\partial t} = -a_1 \frac{\partial T_{PC}}{\partial x} - b_1(T_{PC} - T_B) - c_1(T_{PC} - T_\infty) \quad (54)$$

La ecuación diferencial (55) describe el comportamiento simplificado de la velocidad de la energía del flujo de biomasa, es oportuno mencionar que la velocidad de reacción se acopla con la ecuación que rige la cinética de la masa del recurso agrícola.

$$\frac{\partial T_B}{\partial t} = -a_2 \frac{\partial T_B}{\partial x} + b_2(T_{PC} - T_B) - c_2(T_B - T_\infty) + d_2 \frac{dm_B}{dt} \quad (55)$$

Por último, tenemos la ecuación diferencial (56) que representa el comportamiento de la cinética de la biomasa, dónde se describe la degradación de la masa de la biomasa.

$$\frac{dm_B}{dt} = -(K_1 + K_2 + K_3)m_B \quad (56)$$

La velocidad de descomposición de la biomasa depende de las constantes de reacción que son determinadas de acuerdo al factor pre exponencial y la energía de activación que se encuentran en la Tabla 4:, así como también dependen de la constante universal de los gases, y la temperatura absoluta de dicha materia.

Reacción	$A^\circ (s^{-1})$	$E \left(\frac{kJ}{mol} \right)$
1. Biomasa → Gas	536.2	76.8
2. Biomasa → Bioaceite	4.3	33.4
3. Biomasa → Biocarbón	$1.2 * 10^{-2}$	5.6
4. Bioaceite → Gas	138.3	55.6

Tabla 4: Constantes cinéticas

Fuente: (Hooshdaran et al., 2021)

Para resolver el sistema es necesario realizar un análisis de elementos discretos, en función de la variable posición, para que el cambio de temperatura solo dependa del tiempo, esto con el fin de modelar el caso que se ha descrito mediante el software MATLAB. El cambio discretizado de la temperatura con respecto a la posición se observa en la ecuación (57)

$$\frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\Delta T}{\Delta x} = \frac{T_i - T_{i-1}}{\Delta x} \quad (57)$$

La Figura 17: representa los elementos nodales en la dirección axial, el número de nodos puede aumentar para tener una mayor precisión en la simulación.

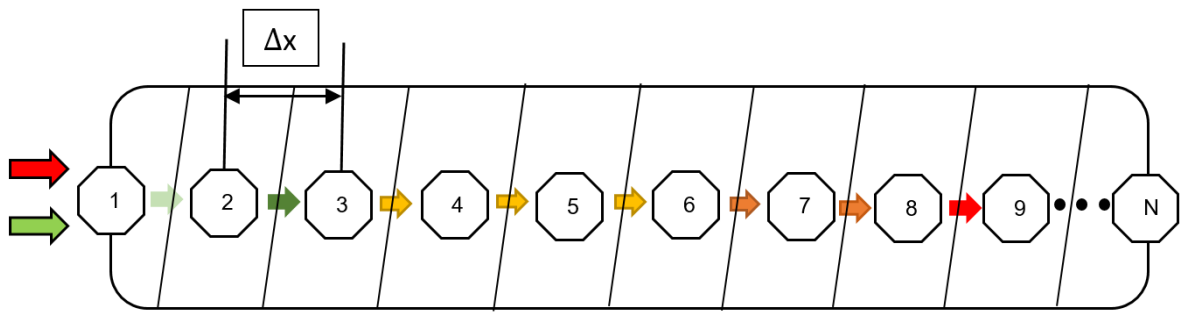


Figura 17: Red nodal reactor Auger

Fuente: elaboración propia.

Al realizar el análisis de elementos discretos, en la Tabla 5: se puede describen las ecuaciones y sus respectivos coeficientes que se van a modelar, se puede observar que los elementos diferenciales ya no son parciales, ya que dependen únicamente del tiempo.

DESCRIPCIÓN	ECUACIONES	NO.	COEFICIENTES
Velocidad de la energía del flujo de portador de calor	$\frac{dT_{PC}}{dt} = -a_1 \frac{T_{PC} - T_{PC-1}}{\Delta x}$ $- b_1(T_{PC} - T_B)$ $- c_1(T_{PC} - T_\infty)$	(58)	$a_1 = v$ $b_1 = \frac{\alpha * h}{\rho_{HC} * Cp_{HC}}$ $c_1 = \frac{U * P}{A_t * \rho_{PC} * Cp_{PC} * \beta_{PC}}$
Velocidad de la energía del flujo de biomasa	$\frac{dT_B}{dt} = -a_2 \frac{T_B - T_{B-1}}{\Delta x}$ $+ b_2(T_{PC} - T_B)$ $- c_2(T_B - T_\infty)$ $+ d_2 \frac{dm_B}{dt}$	(59)	$a_2 = v$ $b_2 = \frac{\beta_{PC} * \alpha * h}{\beta_B * \rho_B * Cp_B}$ $c_2 = \frac{U * P}{\beta_B * A_t * \rho_B * Cp_B}$ $d_2 = \frac{Q_B}{\beta_B * \rho_B * Cp_B * A_t * dx}$

Velocidad de reacción de la biomasa	$\frac{dm_B}{dt}$ $= -(K_1 + K_2 + K_3)m_B$ $K_1 = A_1 e^{\left(\frac{-E_1}{RT}\right)}$ $R = 8.314 \times 10^{-3} \text{ kJ/mol}$ <p style="text-align: center;">* K</p> $A_1 = 536.2 \text{ s}^{-1}$ $E_1 = 76.8 \text{ kJ/mol}$ $K_2 = A_2 e^{\left(\frac{-E_2}{RT}\right)}$ $A_2 = 4.3 \text{ S}^{-1}$ $E_2 = 33.4 \text{ kJ/mol}$ $K_3 = A_3 e^{\left(\frac{-E_3}{RT}\right)}$ $A_3 = 1.2 \times 10^{-2} \text{ S}^{-1}$ $E_3 = 5.6 \text{ kJ/mol}$	(60)	$\frac{dm_B}{dt}$ $= -(K_1 + K_2 + K_3)m_B$ $K_1 = 536.2 \text{ S}^{-1} e^{\left(\frac{-9237.43}{T_B}\right)}$ $K_2 = 4.3 \text{ S}^{-1} e^{\left(\frac{-4017.32}{T_B}\right)}$ K_3 $= 1.2 \times 10^{-2} \text{ S}^{-1} e^{\left(\frac{-673.56}{T_B}\right)}$
-------------------------------------	--	------	--

Tabla 5: Ecuaciones y coeficientes a modelar.

Fuente: Elaboración Propia

En la Tabla 6: están cada uno de los términos utilizados dentro de la simulación, la tabulación da un manejo rápido y sencillo para emplear cada uno de los factores que intervienen en el sistema.

DESCRIPCIÓN	COEFICIENTES	VALOR
Coefficiente de convección interna (h)	$h = \frac{Nu * D_{esf}}{K_f}$ $K_f = 0.08 \text{ W/m} * K$ $Nu = 2$ $D_{esf} = 1 \times 10^{-3} \text{ m}$	$h = 160 \text{ W/m}^2 * K$
Área transversal del diferencial (A_t)	$A_t = \left(\left(\frac{\pi}{2} * D^2 \right) - \left(\frac{\pi}{2} * d^2 \right) \right) * \tau$ $D = 25.4 \times 10^{-3} \text{ m}$ $d = 8 \times 10^{-3} \text{ m}$ $\tau = 0.5$	$A_t = 4.56 \times 10^{-4} \text{ m}^2$
Perímetro de la superficie exterior (P)	$P = (2 * \pi * r)$ $r = 4 \times 10^{-3} \text{ m}$	$P = 0.0798 \text{ m}$
Relación del área específica superficial (α)	$\alpha = \frac{3}{r_{esf}}$ $r_{esf} = 5 \times 10^{-4} \text{ m}$	$\alpha = 6000 \text{ m}^{-1}$
Velocidad de flujo (v)	$v = \frac{Q_{PC} + Q_B}{A_t}$	$v = 0.0032 \text{ m/s}$

	$Q_{PC} = \frac{\dot{m}_{PC}}{\rho_{PC}}$ $Q_B = \frac{\dot{m}_B}{\rho_B}$ $\dot{m}_{PC} = 30 \text{ kg/h}$ $\dot{m}_B = 2 \text{ kg/h}$ $\rho_{PC} = 7890 \text{ kg/m}^3$ $\rho_B = 1390 \text{ kg/m}^3$ $A_t = 4.56 \times 10^{-4} \text{ m}^2$	
Coeficiente de relación de flujos β	$\beta_{PC} = \frac{\dot{m}_{PC}}{A_t * v * \rho_{PC}}$ $\beta_B = \frac{\dot{m}_B}{A_t * v * \rho_B}$ $v = 0.0032 \text{ m/s}$	$\beta_{PC} = 0.73$ $\beta_B = 0.27$
Coeficiente global de transferencia de calor (U)	$U = \frac{1}{\sum R}$	$U = 5 \text{ W}$
Calor de reacción (Q_B)	-	$Q_B = 92 \times 10^3 \text{ kJ/kg}$ (Roy et al., 1988)

Tabla 6: Coeficientes y datos constantes del sistema.

Fuente: Elaboración Propia

En la Tabla 5: y en la Tabla 6:, se pueden encontrar los diferentes coeficientes y datos constantes dentro del estudio. Al simular el sistema de ecuaciones, se discretiza el dispositivo en 100 nodos, donde se consideran las condiciones de frontera fijas, que incluye la temperatura de entrada de la biomasa y del portador de calor, como también la cantidad de masa de biomasa que se estableció para el sistema. Las condiciones iniciales dentro del reactor también se establecen, en este caso, con la temperatura de entrada del portador de calor para la ecuación que describe su comportamiento, y para el caso de biomasa la misma temperatura ambiente.

Con respecto a lo anterior se analizó diferentes configuraciones para este sistema, el cual tuvo cambios en la cantidad de flujos y en la longitud de reacción. Dichas variaciones se ven reflejados en la Tabla 7:.

Características	Modelo 1	Modelo 2	Modelo 3
Velocidad [m/s]	0,0032	0,0016	0,0083
Tiempo de reacción [s]	250	210	200
Flujo Biomasa [kg/h]	2	1	12
Flujo Portador de calor [kg/h]	30	15	180
Relación P/D	1,25	1,25	1,25
Longitud de reacción [m]	0,8	0,4	1,245
Temperatura de entrada [°C]	600	600	650
Tamaño de partícula [mm]	1,5	1	1
Diámetro exterior [cm]	2,54	2,54	3,81
Diámetro interior [cm]	0,8	0,8	1,2
Porcentaje de llenado [%]	50	50	50

Tabla 7: Tabla resumen de la variación de configuraciones del reactor tipo Auger.

Fuente: Elaboración Propia

La validación del estudio realizado se hizo para el modelo 2 ya que cuenta con datos medidos experimentalmente en la investigación “A DEM modeling of biomass fast pyrolysis in a double auger reactor” (Qi & Wright, 2020), el análisis encuentra que para un porcentaje de llenado del 50 % y una relación de flujos de 1 a 15 kg/h se tiene una distancia de reacción de 40 cm, valor que se aproxima mucho al de ellos que en ese caso fue de 35.56 cm, aunque los resultados fueron eficientes, se observó que el porcentaje de llenado no fue el mismo, ya que al disminuir el porcentaje dicho en la actual investigación, la velocidad de los flujos

aumenta, y el sistema no obtiene el intercambio de calor adecuado; por consiguiente los distintos modelos se trabajaron en un punto medio de llenado con las recomendaciones descritas anteriormente. El modelo 3 es estudiado a partir de la investigación titulada “Effect of thermophysical properties of heat carriers on performance of a laboratory-scale auger pyrolyzer (T. J. Daugaard et al., 2018) siendo otra de las configuraciones que fue simulada con la intención de escalar el estudio de laboratorio realizado, donde la relación de flujos máxicos aumentó de 12 a 180 kg/h para analizar la influencia de cada uno de los efectos, definiendo así, la longitud optima de reacción.

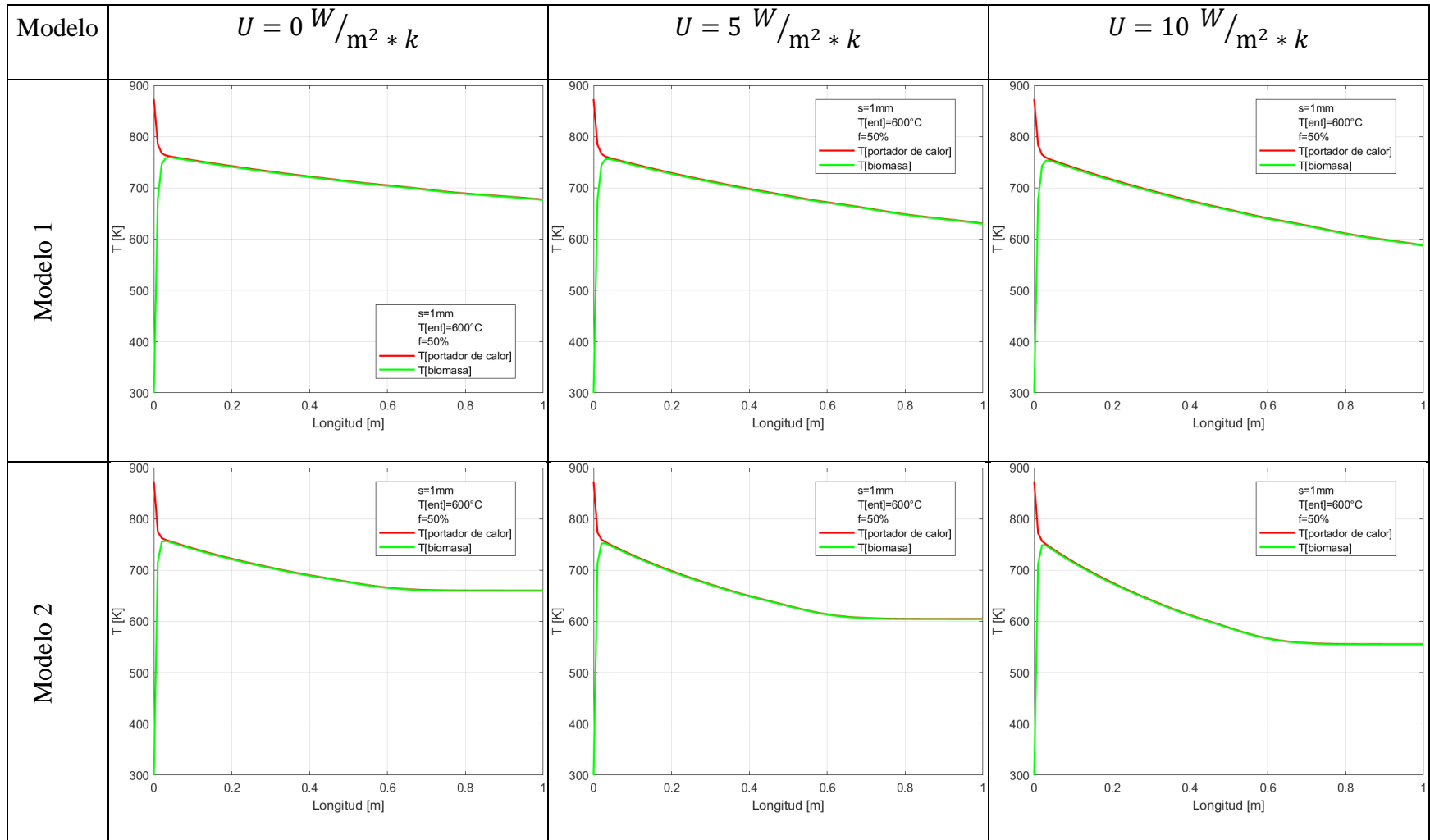
En la Tabla 8: se hace un resumen del comportamiento de la temperatura de cada flujo respecto a la longitud, a medida que varía el coeficiente global de transferencia de calor (U), donde el sistema se evalúa con valores de 0, 5 y 10 [$W/m^2 * k$] de dicho coeficiente.

El considerar un valor de $U \rightarrow 0$ [$W/m^2 * k$], significa analizar el sistema totalmente aislado con el ambiente exterior, así como en la investigación titulada “A DEM modeling of biomass fast pyrolysis in a double auger reactor” (Qi & Wright, 2020). Dicha consideración define el sistema como un proceso ideal. Al tener en cuenta esta suposición, se observa un cambio brusco de las temperaturas de los flujos, debido a que no se contemplan pérdidas de energía que afecten el proceso de degradación térmica de la biomasa. Sin embargo, esta condición no es posible llevarla a cabo en la vida real, porque no hay manera de aislar totalmente un sistema. Consecuentemente se procede a hacer la variación de dicho valor con $U \rightarrow 5$ [$W/m^2 * k$] y $U \rightarrow 10$ [$W/m^2 * k$], logrando así un proceso que tiene en cuenta cada factor que interviene en los procesos de pirolisis rápida como lo son las pérdidas de energía hacia el exterior del reactor.

La utilización de valores diferentes de cero, valida que el modelo tiene en cuenta un aproximado de la cantidad de energía que se disipa al exterior. Cuando se toma el valor de $U \rightarrow 5 \left[\frac{W}{m^2 \cdot k} \right]$ las graficas sufren un cambio notorio de acuerdo al cambio de temperatura de cada fluido, dando como resultado final una caída de temperatura mayor, con respecto a la consideración tenida por (Qi & Wright, 2020).

La aplicación de $U \rightarrow 10 \left[\frac{W}{m^2 \cdot k} \right]$ es una de las formas de validar aún más lo que es el modelo termodinámico aplicado a los reactores Auger, donde sus resultados demuestran una mayor caída de temperatura al tener mayores pérdidas al exterior. El comportamiento de las gráficas de acuerdo a este valor, tiene la peculiaridad de perder temperatura de forma más rápida, siendo casi nula la oportunidad de que se estabilice el cambio de temperatura de un fluido al otro.

Como conclusión de la variación del valor del coeficiente global de transferencia de calor (U), demuestra las diferencias de las consideraciones tenidas dentro del proceso, dando así las pautas, para definir que es un sistema ideal, y que es un sistema real.



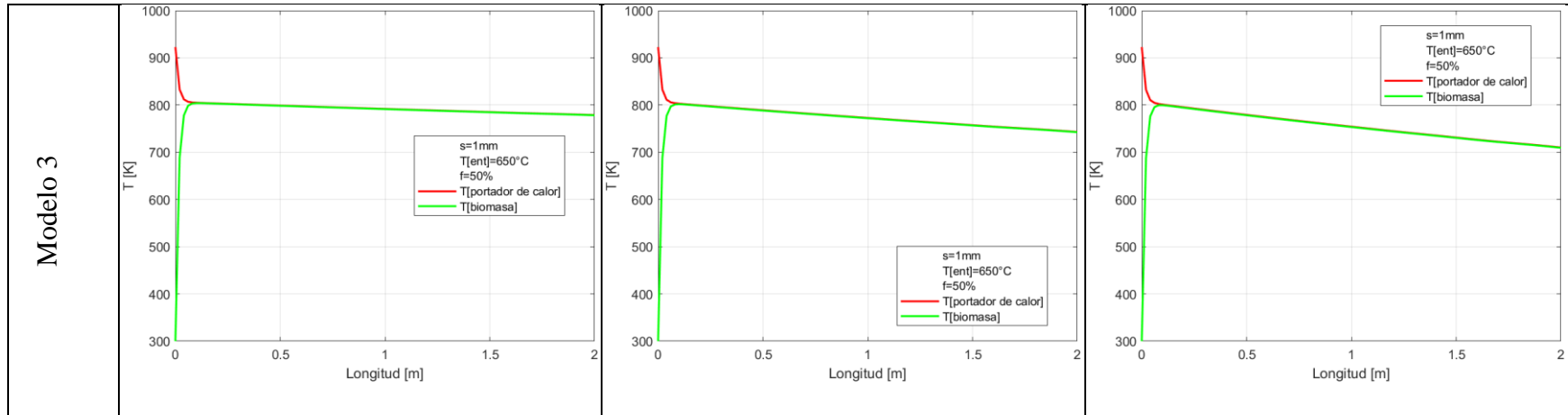
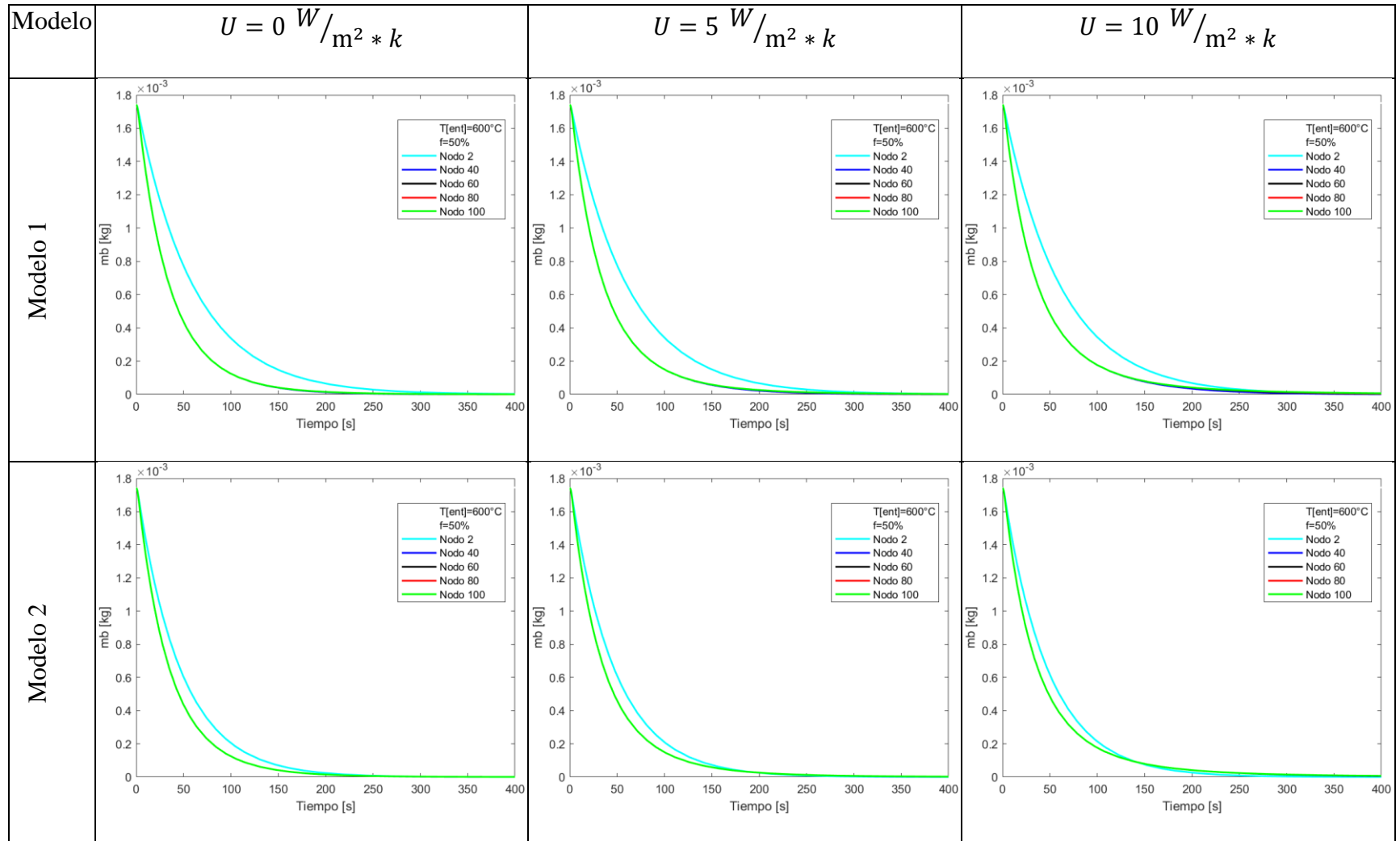


Tabla 8: Comparación de resultados en relación a las pérdidas de energía hacia el exterior.

Fuente: Elaboración propia.

En la Tabla 9:, se enfoca en demostrar como es el consumo de masa de biomasa con respecto al tiempo transcurrido dentro del sistema, teniendo en cuenta cada uno de los valores del coeficiente global de transferencia de calor, donde los resultados obtenidos demuestran que existe la proporcionalidad de que a mayor sea la disipación de energía al exterior, el recurso agrícola va a tardar más en reaccionar.

La Tabla 8: y la Tabla 9: están relacionadas implícitamente debido a que se considera la disipación de la energía hacia el exterior, analizando los distintos casos de estudio de acuerdo al modelo termodinámico que se llevó a cabo en este proyecto, con el fin de obtener un valor aproximado de la longitud de reacción en procesos de pirolisis rápida dentro de un reactor Auger de doble tornillo sinfín, que garantice el consumo de toda la biomasa.



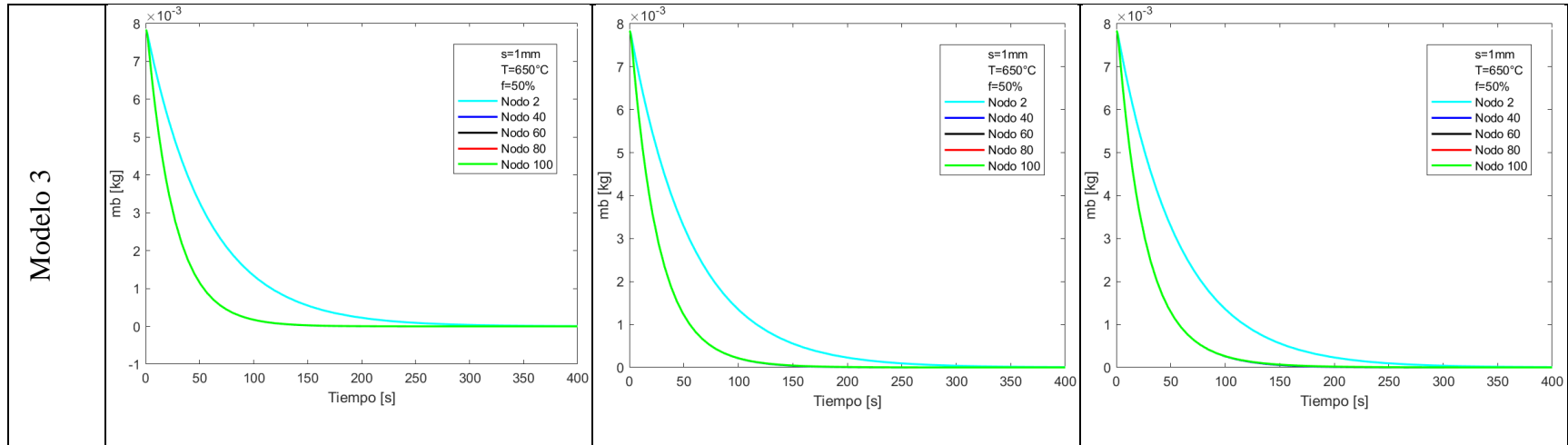
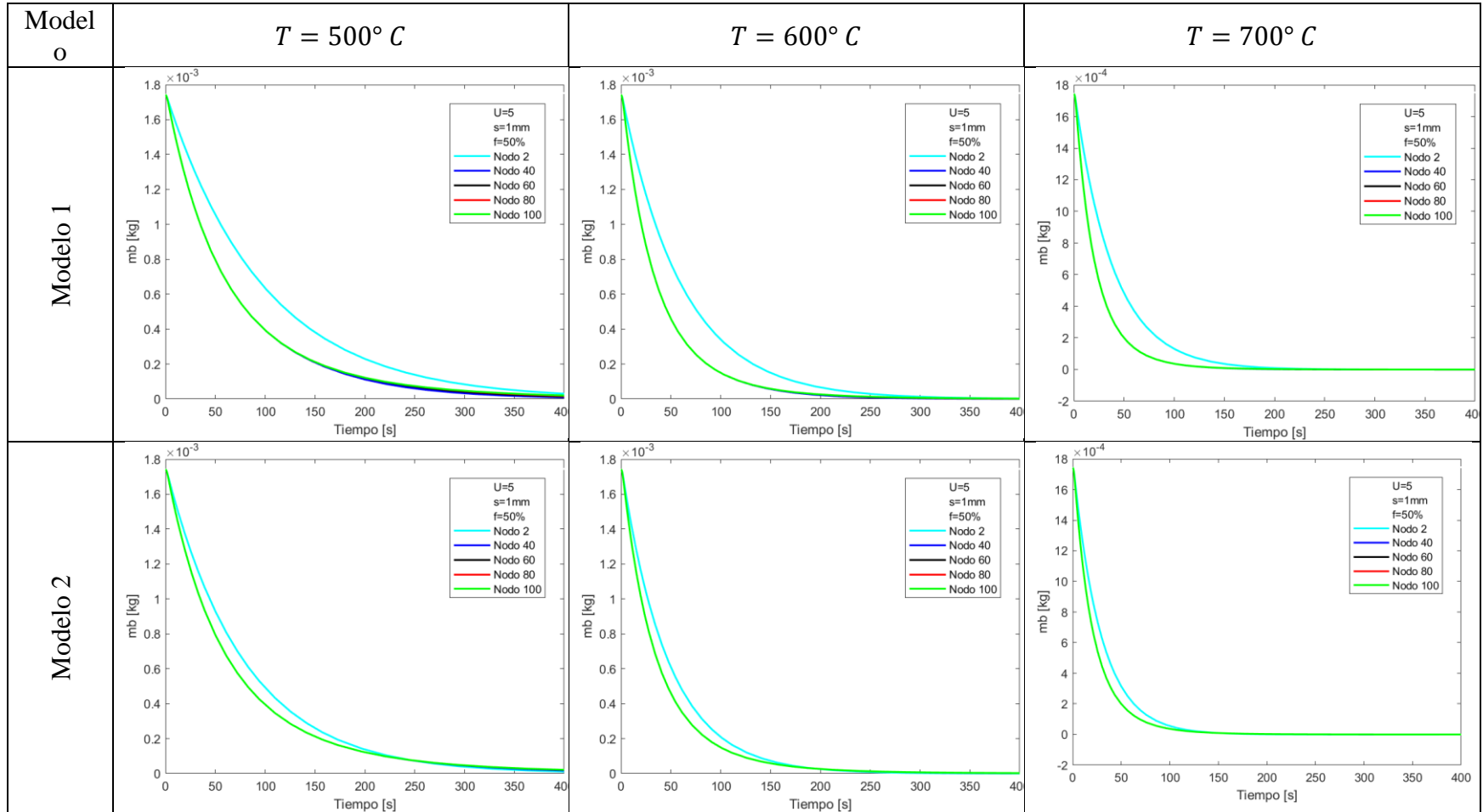


Tabla 9: Comparación del consumo de masa de biomasa con respecto a la energía liberada al exterior

Fuente: Elaboración propia.

La Tabla 10: asemeja lo relacionado a la influencia que tiene la temperatura de entrada del portador de calor sobre el proceso de pirolisis rápida del presente estudio, debido a que de este depende que se lleve a cabo dicho proceso. La variabilidad de cada condición se simulo en un rango entre 500°C y 700°C, ya que se busca analizar un intervalo que defina un punto de operación óptimo para un buen funcionamiento del reactor Auger. Dicho intervalo se da a un rango medio de acuerdo a los diversos tipos de biomasa estudiados en la investigación “Pyrolysis in auger reactors for biochar and bio-oil production: A review” (Brassard et al., 2017), en los cuales dicho cambio, demuestra que, a una mayor temperatura, el consumo de biomasa es más rápido. Para el manejo de este proyecto, se toma el valor de 600°C mostrado por (Montoya et al., 2015) para pirolisis rápida, demostrando que garantiza la degradación térmica completa del recurso agrícola.



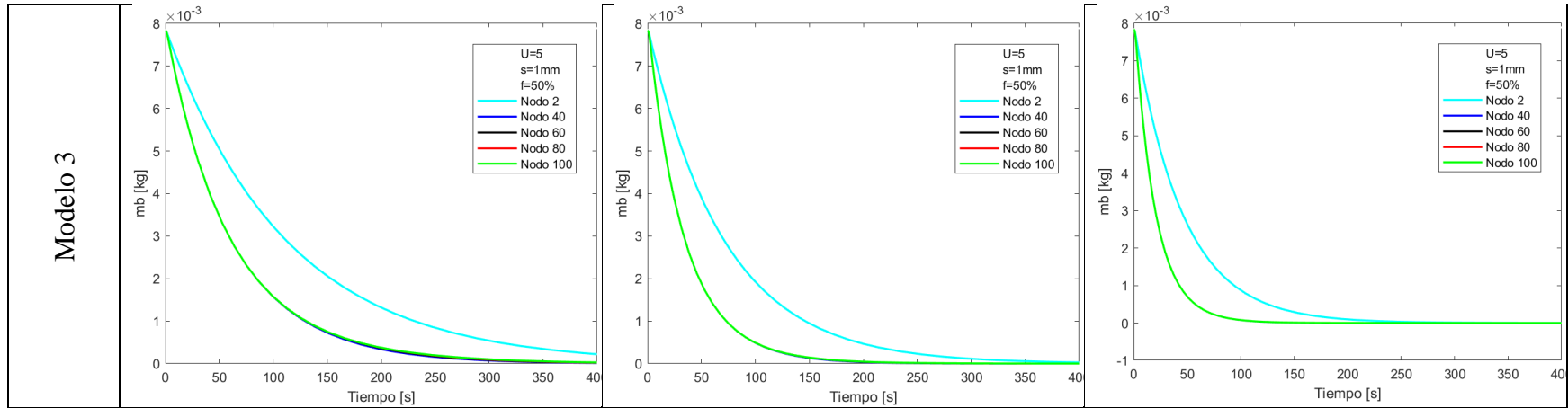
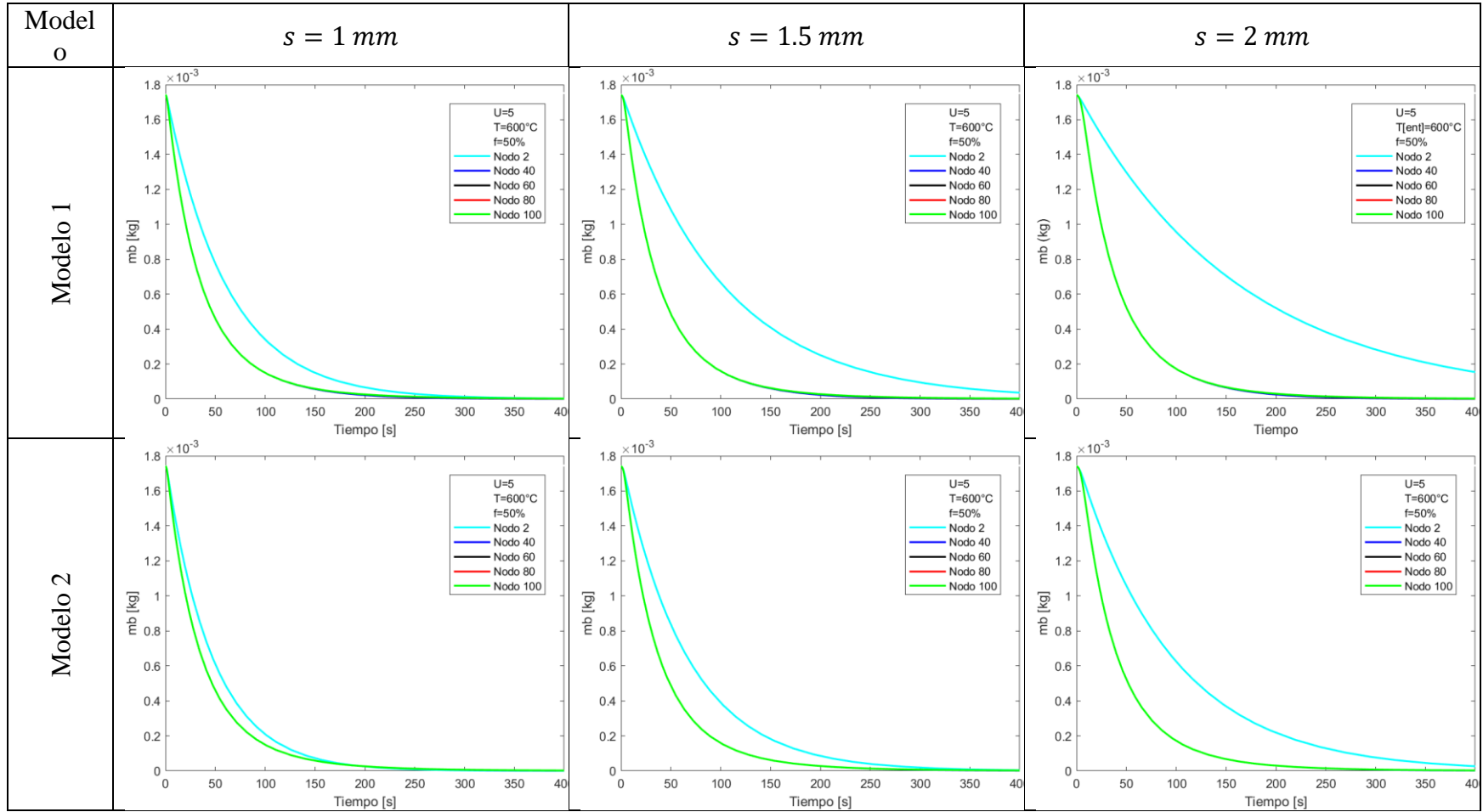


Tabla 10: Consumo de masa de biomasa con respecto a la temperatura de entrada de portador de calor

Fuente: Elaboración Propia

Ya, por último, la Tabla 11: hace referencia a la variación del tamaño de grano que van a tener las partículas de cada fluido en la cual, se cree que, a mayor tamaño, la separación entre ellos es más alta, haciendo que la transferencia de calor sea menor, es decir retrasa el proceso de pirolisis rápida. Para una mayor eficacia del proceso, los resultados óptimos de hallaron a un tamaño de grano de 1 mm demostrado por las gráficas con un consumo de biomasa más rápido. Como deducción de esta condición se puede definir que, a un mayor tamaño de grano, el consumo de masa va a ser tardío, y como consecuencia el tiempo y longitud de reacción van a aumentar.



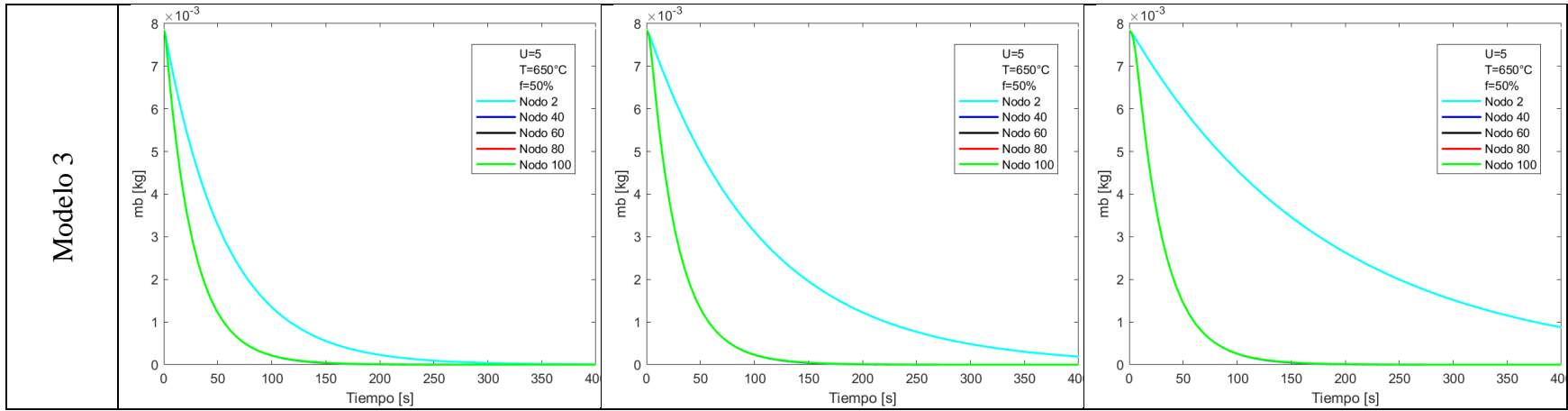


Tabla 11: Variación del tamaño de grano para la biomasa

Fuente: Elaboración Propia

De acuerdo a las distintas configuraciones analizadas a partir de los casos de estudio, se obtuvieron valores de

- $s = 1 \text{ mm}$ tamaño de grano
- $U = 5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{k}$ coeficiente global de transferencia de calor
- $T = 600^\circ \text{ C}$ Temperatura de entrada del portador de calor

Dichas condiciones, se ven reflejadas en la Figura 18:, en la que se puede observar el cambio de la temperatura del portador de calor en grados Kelvin respecto al tiempo expresado en segundos, dónde se observa que a medida que aumenta el tiempo, la temperatura de dicho flujo decrece debido a la interacción con el flujo de la biomasa.

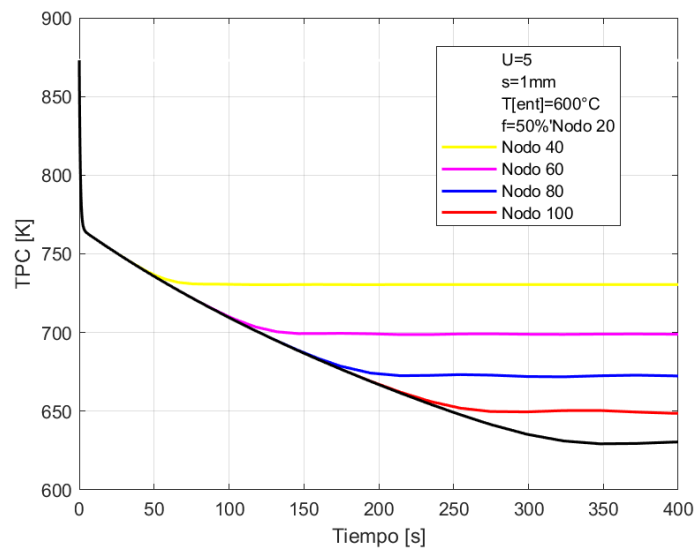


Figura 18: Cambio de temperatura del portador de calor con respecto al tiempo

Fuente: Elaboración Propia

En la Figura 19: podemos observar el cambio de la temperatura de la biomasa en grados Kelvin respecto al tiempo en unidades de segundos, dónde a diferencia del

comportamiento del flujo de portador de calor se puede interpretar que por el contacto directo la temperatura de la biomasa aumenta rápidamente, y empieza a bajar a medida que cambia de posición.

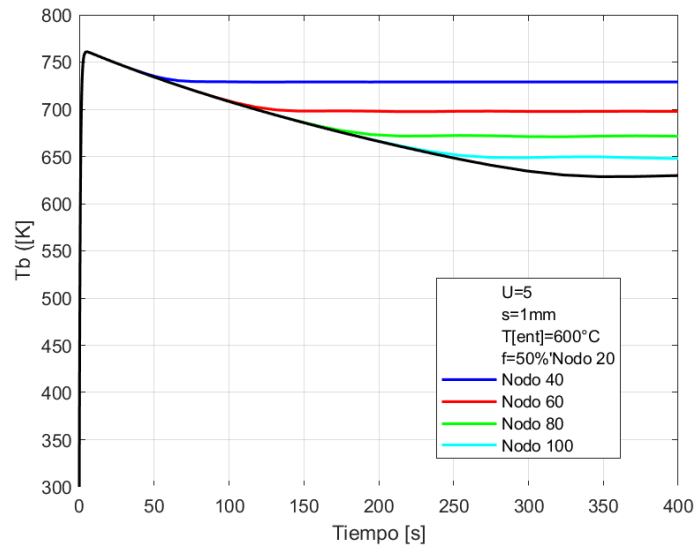


Figura 19: Cambio de temperatura de la biomasa con respecto al tiempo

Fuente: Elaboración Propia

En la Figura 20: es posible observar el cambio de la temperatura de la biomasa y del portador de calor respecto a la distancia, donde se confirma que mientras la temperatura del flujo de portador de calor disminuye la temperatura del flujo de biomasa aumenta; en el instante en que se encuentran en contacto directo, luego de este intervalo de tiempo en contacto ambos flujos empezaran a perder energía por la interacción entre ellos.

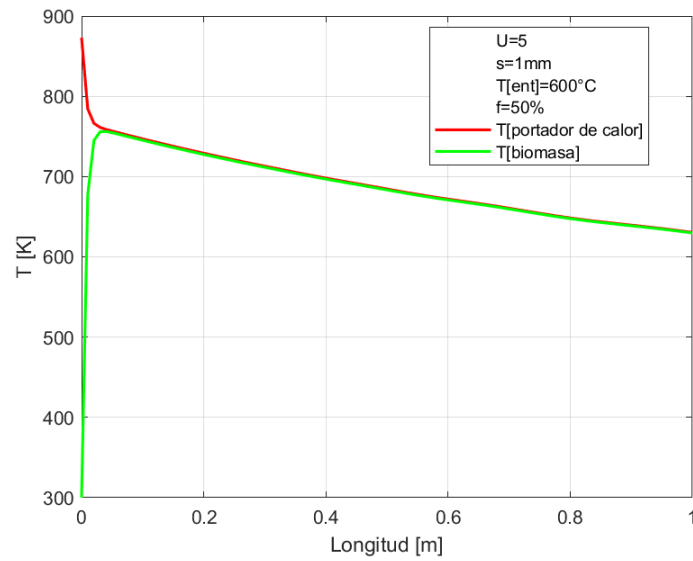


Figura 20: Cambio de temperatura del portador de calor con respecto al tiempo

Fuente: Elaboración Propia

En la Figura 21: podemos encontrar la descomposición de la masa de la biomasa en kg respecto al tiempo en segundos, dónde se analiza que el consumo va aumentando a medida que avanza el tiempo de contacto entre ambos flujos, logrando un consumo total en un tiempo de residencia de 250 segundos para este caso.

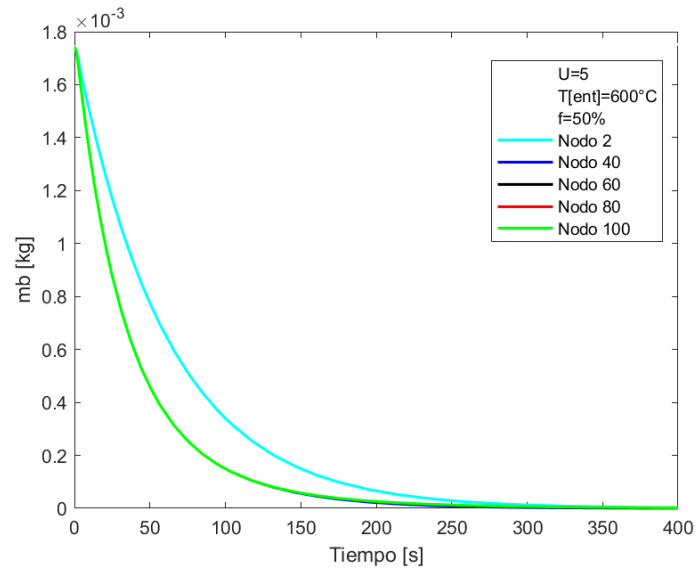


Figura 21: Comportamiento de biomasa con respecto al tiempo

Fuente: Elaboración Propia

Como consecuencia de todo el proceso de simulación, se puede decir que a partir de la demostración y visualización del modelo termodinámico es posible predecir el proceso de pirolisis rápida dentro de un reactor Auger de doble tornillo sinfín, con el objeto de definir parámetros geométricos y de funcionamiento óptimos para llevar a cabo una degradación térmica completa sin tener dimensiones que no satisfagan las necesidades de este proyecto.

4.4. Análisis de resistencia de materiales a los elementos que conforman el reactor, y construcción del prototipo en el CAD SolidWorks.

Los transportadores de tornillo sinfín se consideran una de las formas más confiables y económicas de transportar materiales a granel. Es una máquina versátil que puede manejar una amplia gama de materiales, desde materiales secos y líquidos como el cemento hasta materiales húmedos y lentos como los biosólidos.

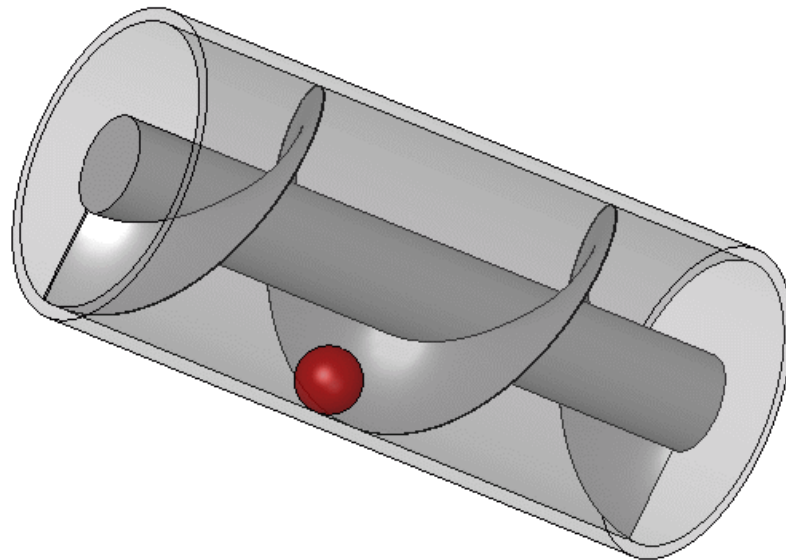


Figura 22: Esquema del tornillo de Arquímedes

Fuente: (Salamanca, 2017)

Los reactores de tornillo sinfín, que utilizan un tornillo para transportar una sola materia prima o una mezcla con portadores de calor sólidos a lo largo de un tubo, están ganando atención no solo para la pirólisis rápida, sino también para la pirólisis lenta o intermedia. Tienen un diseño relativamente simple y resuelven

algunos de los problemas de transporte de calor para pirolizar biomasa o desechos.

También tienen perspectivas de procesamiento distribuido a pequeña escala de diferentes tipos de materias primas. (Campuzano, Brown, & Martínez, 2019)

Para la ejecución de este proyecto, se seleccionan las dimensiones transversales de cada uno de los tornillos sin fin de acuerdo al catálogo de Auger Manufacturing Specialist (Specialists., 2021) las cuales son las mismas que la investigación de (Brown & Brown, 2012), dichas características están dadas en la Tabla 12:

Auger Manufacturing Specialist		
Características	Sistema ingles	Sistema métrico
Modelo:	#16	#16
Diámetro	1"	2.54 cm
Paso	1 ¼"	3.175 cm
Diámetro del eje	5/16"	0.79 cm
Pulgadas cubicas por revolución	0.981 in ³ /rpm	16.07 cm ³ /rpm

Tabla 12: Dimensiones del tornillo sin fin

Fuente: Elaboración propia.

De acuerdo con las dimensiones establecidas por el fabricante, se debe calcular y/o diseñar cada uno de los componentes que hacen funcionar el sistema como lo es selección de la potencia del motor, el método de transmisión de movimiento, en este caso por medio de un tren de engranes, y los demás elementos del reactor.

El prototipo maneja 2 flujos, que son bolas de acero inoxidable AISI 430/430F, cuyas características están denotadas por la empresa RGPBALLS S.r.L. (RGPBALLS, 2021), cuya característica más relevante es la densidad de este para poder hacer el respectivo diseño mecánico del reactor. El valor es de 7730 kg/m^3 . De igual forma la biomasa a tratar es la cascarilla de café, la cual posee una densidad de 1390 kg/m^3 según (Ortiz Ruiz, 2018)

La relación entre estos dos flujos es de 2 kg/hr de biomasa, que deben ser reaccionados por 30 kg/hr de bolas de acero, teniendo una proporción para la biomasa de 6.25% y para el portador de calor de 93.75%

4.4.1. Cálculo de la potencia para el reactor Auger

Los parámetros de diseño van a estar regidos por el catálogo del CEMA (Asociación de Fabricantes de Equipos Transportadores), los cuales poseen una amplia gama de estudios que validan las ecuaciones realizadas por ellos. Dentro de los cálculos está la de estimar densidad de trabajo, velocidad angular en rpm óptima para el sistema, la potencia necesaria para su correcto funcionamiento, la torsión que soporta, deflexión en el punto medio entre soportes y su respectiva deformación térmica, ya que el reactor Auger, va a sufrir cambios debido a la temperatura que soporta.

De acuerdo al catálogo del CEMA,(Conveyor Equipment Manufacturers Association. Screw Conveyor Engineering Committee et al., n.d.), se procede a estimar la densidad de trabajo, la cual estima una densidad real para hacer los respectivos cálculos de diseño para el reactor. Dicha densidad está dada por la expresión (61)

$$\rho = (\rho_{Biomasa} * \%Vol_{Biomasa}) + (\rho_{Portador} * \%Vol_{Portador}) \quad (61)$$

Una vez calculada la densidad de trabajo, se debe hallar la capacidad equivalente o real del sistema, determinada a partir de diversos factores de diseño como lo son el factor CF1 está relacionado con el paso de los tornillos. El factor CF1 se refiere al paso del tornillo. El factor CF2 se relaciona con el tipo de vuelo. El factor CF3 se relaciona con el uso de paletas mezcladoras dentro de los pasos del tornillo.

Factores tomados y determinados del catálogo CEMA (Conveyor Equipment Manufacturers Association. Screw Conveyor Engineering Committee et al., n.d.). La capacidad equivalente se obtiene multiplicando la capacidad requerida por uno o más de los factores de capacidad que intervienen de los cuales se desprecia el factor especial por paletas mezcladoras, ya que nuestro reactor no tiene estos artefactos dentro del diseño. La capacidad equivalente se usa para el cálculo de las velocidades de transporte se debe utilizar una capacidad requerida equivalente. La expresión que denota la capacidad equivalente del sistema es la siguiente:

$$Cap_{Equiv} = Cap_{Req} * CF1 * CF2 * CF3 \quad (62)$$

Donde :

- Cap_{Req} : es la capacidad a manejar el reactor.
- CF1: Factor especial de capacidad por el tipo de paso
- CF2: Factor especial de capacidad por tipo de hélice
- CF3: Factor especial de capacidad por paletas mezcladoras

Mas detalladamente los factores de acuerdo a el catalogo CEMA en el Anexo 1:

Siguiendo con el paso a paso del diseño estructural del reactor y según las dimensiones dadas por el fabricante Auger Manufacturing Specialist (Specialists., 2021), se debe calcular la velocidad de transporte de acuerdo al catálogo CEMA, la cual consiste en la relación entre la capacidad equivalente del sistema y la capacidad que maneja el tornillo sin fin a una 1 rpm, cabe aclarar que para el diseño total del sistema, se asume que cada tornillo maneja la mitad del flujo total, es decir si el flujo total es 32 kg/hr cada tornillo se diseña para manejar 16 kg/hr. En relación con lo anterior, la ecuación es la número (63)

$$n = \frac{\text{CapacidadEquivalente}}{\text{Capacidad} \frac{Ft^3}{h} \text{ a } 1 \text{ Rpm}} \quad (63)$$

Donde

- *CapacidadEquivalente*: es el flujo que debe manejar el sistema
- *Capacidad* $\frac{Ft^3}{h}$ *a 1 Rpm*: es el flujo que maneja el tornillo a una RPM

La capacidad que maneja cada tornillo sin fin a una rpm, es sintetizada por producto del área transversal del tornillo, por la longitud que es mismo el paso del tornillo, por la capacidad volumétrica del tornillo por un factor de ajuste para la ecuación. Cabe resaltar que el manejo de la ecuación es para dimensiones dadas en pulgadas, los coeficientes numéricos que están dentro de la ecuación, son apropiados para definir la cantidad que maneja el tornillo en una rpm. La capacidad de flujo a 1 RPM se estima mediante la expresión (64).

$$\frac{C}{rpm} = \frac{\pi}{4} * \left(\left(\frac{D_E}{12} \right)^2 - \left(\frac{D_p}{12} \right)^2 \right) * \left(\frac{P}{12} \right) * k * 60 \quad (64)$$

De las expresiones anteriores se tiene que:

- C: Capacidad, (ft³/hr)
- RPM: Revoluciones del tornillo por minuto
- D_s: Diámetro del tornillo, (in)
- D_p: Diámetro de la tubería, (in)
- P: Paso del tornillo, (in)
- K: Porcentaje de carga del canal

Luego de determinar la velocidad angular para el manejo del flujo, se hace una estimación de acuerdo a la variabilidad del porcentaje de llenado, graficando la influencia del cambio de este parametro se ve reflejado en la Figura 23:

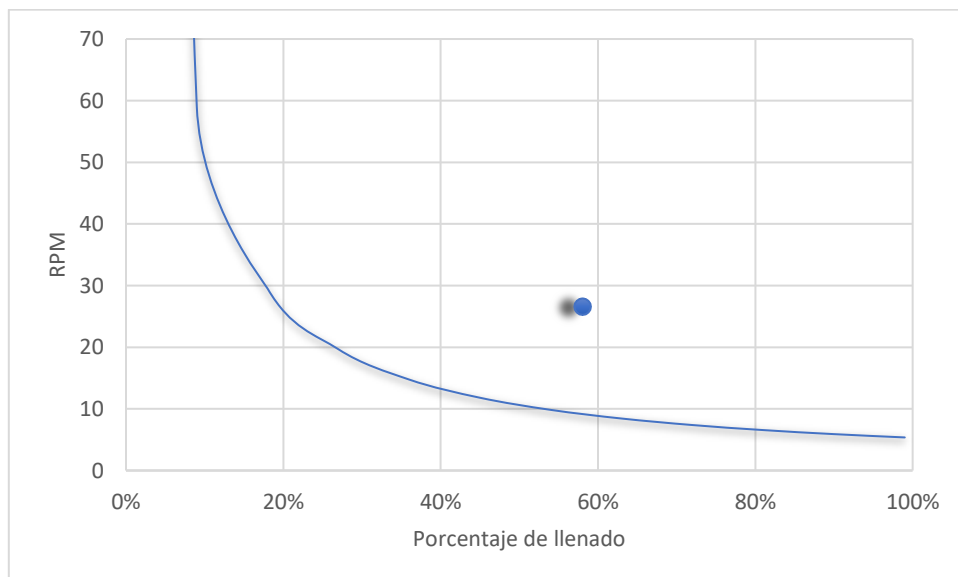


Figura 23: Porcentaje de llenado vs la velocidad angular del sistema.

Fuente: elaboracion propia

De acuerdo al grafico, se concluye que la velocidad angular depende del porcentaje de llenado que se tenga dentro del reactor, y en consideracion, que va a afectar mas adelante el calculo de la potencia y demas factores que intervengan en el sistema. Ademas, se puede resaltar que para garantizar el transporte y mezclado de los flujos adecuado para cada una de las recomendaciones dadas, el porcentaje de llenado da orientaciones acerca de la velocidad recomendada para que el tornillo gire y mueva el flujo masico necesario sin que haya contratiempos o manejo de un flujo inadecuado.

Siguiendo con el procedimiento de diseño, se procede a calcular la potencia adecuada para este sistema, la cual compromete el funcionamiento del tornillo sin fin vacío y el manejo del flujo a reaccionar.

El cálculo de la potencia de operación comprende un motor, el cual está acoplado a un montaje de engranes para mover el sistema. “El motor transmite la potencia a ambos sinfines a través de un sistema de tres engranajes rectos” (Brown, 2009) “los cuales tienen una orientación de rotación del tornillo de bombeo descendente en sentido contrario reduciendo la variación de la composición con el fin de obtener una mezcla eficaz.” (Kingston & Heindel, 2014b). La potencia debe cumplir los criterios de diseño para vencer la inercia del tornillo vacío, agentes externos como la fricción, teniendo en cuenta los factores de carga que se ajusten, y el factor de eficiencia de acuerdo al medio de transmisión que se emplee.

La potencia total se define como:

$$HP_{total} = \frac{(HP_f + HP_m) * F_o}{e} \quad (65)$$

Donde

- HP_{total} : es la potencia necesaria para el funcionamiento del sistema
- HP_f : es la potencia necesaria para mover el transportador en vacío
- HP_m : es la potencia para mover el material
- F_o : es el factor de sobrecarga tomado de la tabla 3-1 catalogo CEMA
- e : es el factor de eficiencia en base al sistema de transmisión. Tabla 8-1 catalogo CEMA

Cada uno de los factores están descritos por el catálogo del CEMA, de los cuales se explican las tablas y el funcionamiento de ellas, para la elección de los parámetros adecuados para un sistema eficaz y de las mejores condiciones operacionales.

El factor de sobrecarga es necesario porque los transportadores de tornillo a menudo requieren un rango de torque mayor que el que pueden proporcionar los motores pequeños. En otras palabras, pequeñas sobrecargas o condiciones de estrangulamiento menores podrían fácilmente crear una molestia intolerable en un proceso continuo. Aumentar la potencia de estos pequeños motores se ha considerado un medio satisfactorio para corregir estas condiciones indeseables, y el factor F_o hace precisamente eso. Anexo 2: (Conveyor Equipment Manufacturers Association. Screw Conveyor Engineering Committee et al., n.d.)

La tabla 8-1 denotada en el Anexo 3:, explica que determinar la potencia mínima del motor, es necesario dividir la potencia calculada potencia calculada en el eje de transmisión del transportador de tornillo por el rendimiento global de la maquinaria de reducción de velocidad de la maquinaria de reducción de velocidad. La eficiencia global es el producto de multiplicar las eficiencias de cada unidad del del tren de transmisión. Estas eficiencias representan cifras conservadoras para los componentes del tren motriz, teniendo en cuenta posibles de los componentes del tren de transmisión, teniendo en cuenta los posibles desajustes, el mantenimiento incierto y los efectos de los cambios de temperatura. Aunque hay Si bien existen variaciones en la eficiencia de los productos de los distintos fabricantes.(Conveyor Equipment Manufacturers Association. Screw Conveyor Engineering Committee et al., n.d.)

Según lo anterior, se especifica cada uno de los términos de él cálculo de la potencia necesaria para el sistema, la cual consta de la potencia necesaria para mover el tornillo sin fin en vacío, la cual se expresa en la ecuacion (66)

$$HP_f = \frac{L * n * F_d * f_b}{1000000} \quad (66)$$

Donde

- L : longitud del transportador en pies
- n : velocidad angular en rpm
- F_d : factor según el diámetro del equipo.
- f_b : factor de cojinete de suspensión

Cada uno de los factores que intervienen en el cálculo de la potencia necesaria para mover el tornillo están denotados en el Anexo 4:.

El factor f_b está relacionado con la fricción en los cojinetes de suspensión, debido al roce de los muñones en de los cojinetes en el metal del cojinete e incluye, en el caso de los cojinetes de suspensión de tipo manguito, un margen para la entrada en el cojinete de algún material extraño en el cojinete de algún material extraño. Anexo 5:

El factor de diseño del diámetro en vista de que en el catálogo CEMA posee un rango a partir de 6 pulgadas, en la investigación de Jared Nathaniel Brown (Brown, 2009) validan este valor por medio de la expresión (67)

$$F_d = 0.508x^2 - 2.89x + 15.95 \quad (67)$$

X=diámetro del sin fin en pulgadas.

Seguidamente, de debe calcular la potencia necesaria para mover y trasportar los flujos del sistema, la cual posee las características de cada uno de los flujos con tal de evaluarlos con los debidos factores de cada uno de ellos para un sistema adecuado.

La potencia requerida se calcula de la siguiente manera

$$HP_m = \frac{C * L * W * F_f * F_m * F_p}{1000000} \quad (68)$$

Donde:

- C = Capacidad (ft³ /hora).
- F_f = Factor de vuelo. Ver Tabla 3-3 catalogo CEMA
- F_m = Factor de material.
- F_p = Factor de paleta. Véase la Tabla 3-4 catalogo CEMA
- L = Longitud total del transportador, (pies).
- W = Densidad aparente del material según el transporte, (lbs/ft³).

Los factores F_f y F_p se proporcionan como factores de corrección para las diversas formas de vuelo de los tornillos transportadores. Se derivan empíricamente, pero tienen relación con el área efectiva neta del vuelo del tornillo. Tablas 3-3 y 3-4 en el Anexo 6: y Anexo 7: respectivamente.

El factor de material, para un mejor ajuste, se estima por una ecuación basada en la expresión de densidad de trabajo donde se debe tener en cuenta el porcentaje de cada flujo dentro del tornillo sin fin. Se reescribe la ecuación y obtenemos

$$F_{mT} = (F_{mb} * \%Flujo_{Biomasa}) + (F_{mPC} * \%Flujo_{Portador}) \quad (69)$$

Los valores del factor de material están denotados en la Tabla 13:

Material	Factor	Referencia
Cascarilla de café	1	(Gear, 2021)

Bolas de acero	3	(Conveyor Equipment Manufacturers Association, 2019)
----------------	---	--

Tabla 13: Factores de material de los componentes a transportar

Fuente: Elaboración propia.

El factor F_{mT} depende de las características del material. Es un factor totalmente empírico determinado por una larga experiencia en el diseño y el funcionamiento de los transportadores de tornillo. No tiene ninguna relación medible relación con ninguna propiedad física del material transportado.

A continuación, se procede a hacer los respectivos cálculos para el diseño estructural del reactor. Primero se hace la respectiva valoración de la densidad de trabajo obteniendo:

$$\rho = \left(1390 \frac{kg}{m^3} * 6.25\%\right) + \left(7730 \frac{kg}{m^3} * 93.75\%\right) \quad (70)$$

Se obtiene

$$\rho = 7333.75 \frac{kg}{m^3} \quad (71)$$

En unidades inglesas, la densidad de trabajo está dada por:

$$\rho = 457.831 \frac{lb}{ft^3} \quad (72)$$

Luego, se calcula la capacidad equivalente para cada tornillo el cual es un estimado del 50% del flujo para cada tornillo. Por consiguiente, si el flujo total es de 32 kg/hr, cada sinfín, va a trabajar con 16 kg/hr o en el sistema inglés 35,273 lb/hr que es la mitad del flujo a transportar.

$$Cap_{Equiv} = \frac{\dot{m}}{\rho_{trabajo}} * CF1 * CF2 * CF3 \quad (73)$$

$$Cap_{Equiv} = \frac{35.273 \frac{lb}{hr}}{457.831 \frac{lb}{ft^3}} * 0.835 * 2.54 \quad (74)$$

$$Cap_{Equiv} = 0.1634 \frac{ft^3}{hr} \quad (75)$$

Para el manejo de la velocidad angular que maneja el sistema, se procede a reemplazar en la ecuación (64) para hacer el respectivo cálculo de la velocidad angular óptima, obteniendo

$$\frac{C}{rpm} = \frac{\pi}{4} * \left(\left(\frac{1}{12} \right)^2 - \left(\frac{0.3125}{12} \right)^2 \right) * \left(\frac{1.25}{12} \right) * 0.45 * 60 \quad (76)$$

$$\frac{C}{rpm} = 0.01384 \frac{ft^3}{hr - rpm} \quad (77)$$

Calculo de la velocidad angular por medio de la geometria del tornillo

$$n = \frac{0.1634 \frac{ft^3}{hr}}{0.01384 \frac{ft^3}{rpm}} \quad (78)$$

$$n = 11.8 \text{ rpm} \quad (79)$$

De acuerdo con el paso a paso del calculo estructural y de operación para el reactor, se procede a calcular la potencia requerida para que el sistema trabaje de manera optima.

De acuerdo a la ecuacion (65) la potencia total es

$$HP_{total} = \frac{(HP_f + HP_m) * F_o}{e} \quad (80)$$

La potencia para mover el sistema en vacio

$$HP_f = \frac{L * n * F_d * f_b}{1000000} \quad (81)$$

Potencia para mover los componentes a reaccionar

$$HP_m = \frac{C * L * W * F_f * F_m * F_p}{1000000} \quad (82)$$

Reemplazando los valores para la obtención de la potencia se calcula:

- Potencia para mover el sistema en vacío:

$$HP_f = \frac{2.95 * 11.8 * 13.57 * 4.4}{1000000} \quad (83)$$

Donde

- L : 90cm o 2.95ft
- n : 11.8rpm
- F_d : 13.57
- f_b : 4.4

$$HP_f = 0.0021 \text{ hp} \quad (84)$$

- Potencia para mover los flujos

$$HP_m = \frac{0.1634 * 2.95 * 457.831 * 1.0 * 2.875 * 1.0}{1000000} \quad (85)$$

- $C = 0.1634$ (ft³ /hr).
- $F_f = 1.0$
- $F_m = 2.875$

$$F_{mT} = (1 * 6.25\%) + (3 * 93.75\%) \quad (86)$$

$$F_{mT} = 2.875 \quad (87)$$

- $F_p = 1.0$
- $L = 2.95 \text{ ft}$
- $W = 457.831 \text{ (lb/ft}^3\text{)}.$

Reemplazando en la ecuación (82)

$$HP_m = 0.000634 \text{ hp} \quad (88)$$

Potencia total del sistema:

$$HP_{total} = \frac{(0.0021 + 0.000634) * 3}{0.5} \quad (89)$$

Donde

- HP_f : 0.0021 hp
- HP_m : 0.000634 hp
- F_o : 3.0, valor máximo para motores pequeños
- e : 0.9 para engranajes rectos de dientes cortados, abiertos para cada reducción, pero estimado en un 50% para obtener un sistema más conservador.

El resultado de la ecuación (89) la potencia total es igual a:

$$HP_{total} = 0.0164 \text{ hp} \quad (90)$$

En aras de que, el valor obtenido anteriormente, corresponde a un solo tornillo, la potencia total debe ser multiplicado por 2 para obtener la potencia real del sistema.

$$HP_{total} = 0.0164 \text{ hp} * 2 \quad (91)$$

$$HP_{total_sistema} = 0.0328 \text{ hp} \quad (92)$$

O en términos del sistema internacional

$$Pot = 24.5 \text{ watts} \quad (93)$$

Dado que el cálculo de la potencia necesaria para el funcionamiento del reactor, hay varios rangos de funcionamiento el cual va ligado a la velocidad angular a la cual gira el sistema. Estudios que van desde las 10 RPM hasta las 180 RPM, con lo cual el rango de velocidades es evaluado de acuerdo a la cantidad de biomasa a manejar, obteniendo diferentes potencias para sus respectivos reactores.

Para este estudio en específico, se evalúa la potencia en un rango de velocidades partiendo de un valor bajo hasta un valor alto de aproximadamente 100 rpm, obteniendo un valor de potencia de:

$$HP = 0,1094745684 \text{ hp} \quad (94)$$

Debido a que son 2 tornillos sin fin, este valor debe ser multiplicado por dos, es decir:

$$HP_{total} = 0,1094745684 \text{ hp} * 2 \quad (95)$$

La potencia total es de:

$$HP_{total} = 0.22 \text{ hp} \quad (96)$$

De acuerdo a este dato obtenido, se puede adaptar un motor comercial de una potencia nominal de 0.25 hp dando un factor más elevado aproximado de 1.2 veces la potencia obtenida.

4.4.2. Diseño del tren de engranes

La forma de dar movimiento es acoplando el motor a los tornillos sin fin, por medio de un tren de engranes debido a que el espacio entre los tornillos sin fin es reducido, es preciso hacer una caja reductora con el fin de transmitir el movimiento y la potencia adecuada al reactor, de acuerdo a las recomendaciones básicas de diseño y de montaje para este tipo de mecanismos

El tren de engranajes es un sistema de transmisión del movimiento que con varias etapas y engranes conectados entre sí, con el fin de suplir las necesidades que no se logran con un solo engrane, reducen la velocidad y dan el sentido de giro deseado para la maquina

a diseñar. Para este caso, se va a diseñar un tren de engranajes, con engranes de tipo recto de altura completa. El esquema para el diseño esta dado por la Figura 24:.

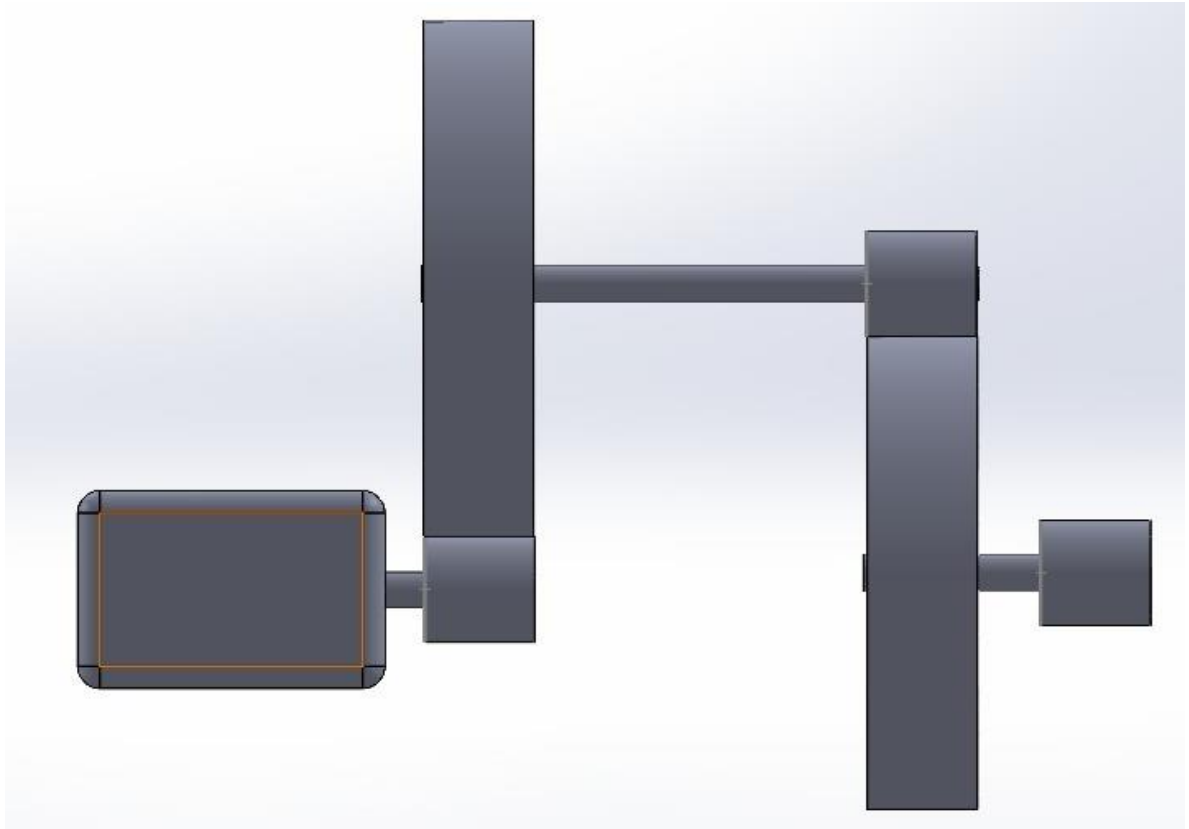


Figura 24: Esquema del tren de engranes a utilizar

Fuente: Elaboración propia.

El diseño parte del intervalo para la razón de engranes, la cual define la relación por la cual se va a regir el sistema. Dado que el cambio de velocidades es de 900 rpm a 40 rpm calculamos la respectiva razón de velocidades para definir los primeros parámetros de diseño. La ecuación (97) define la razón de velocidades.

$$m_g = \frac{n_{motor}}{n_{reactor}} \quad (97)$$

Donde

- m_g : razón de velocidades
- n_{motor} : velocidad rotacional del motor
- $n_{reactor}$: velocidad rotacional del reactor

Reemplazando en la ecuación (97), se obtiene que:

$$m_g = \frac{900rpm}{40rpm} = 22.5 \quad (98)$$

Debido a que dicha relación tiene un valor elevado, y obtener una razón de tren mayor de 10:1, se necesita un tren de engranes compuesto. Un tren de engranes compuesto es aquel donde al menos un eje tiene más de un engrane. “Éste tendrá una configuración en paralelo o paralelo en serie, en lugar de las conexiones en serie puras del tren de engranes simple” (Norton, n.d.). De acuerdo a lo anterior se observa que el rango óptimo es entre 1 y 10, de lo cual se selecciona un tren de engranes de 2 etapas, con las cuales es más que suficiente para hacer la debida reducción de velocidades.

Para estas dos etapas se eligen dos valores intermedios, como lo son 5 y 4.5 debido a que la geometría va ligada a esta relación, y si se seleccionan valores límites como 10, la geometría va a tener valores exorbitantes. De acuerdo con lo anterior se hacen los respectivos cálculos para las reducciones del sistema. Para la primera etapa, usamos la

razón de velocidad igual a 5 obteniendo la velocidad del siguiente engrane y del eje que va a conectar la siguiente etapa. Reemplazando en la ecuación (97) se obtiene:

$$5 = \frac{900rpm}{n_{etapa}} \quad (99)$$

Despejando:

$$n_{etapa} = 180 \text{ rpm} \quad (100)$$

Ahora, para la siguiente etapa, se procede a hacer el mismo procedimiento, pero con el valor de la razón de velocidades de 4.5 obteniendo la reducción final de velocidad siendo un resultado válido, para diseñar un sistema geoméricamente adecuado

$$4.5 = \frac{180rpm}{n_{reactor}} \quad (101)$$

Despejando

$$n_{reactor} = 40rpm \quad (102)$$

Siendo este el valor de velocidad angular deseado para el reactor.

Ya teniendo la relación de velocidad adecuada para el manejo del reactor, se debe continuar con el paso a paso, una de las formas de diseñar el tren de engranajes, es de acuerdo a varias metodologías que comprende el diseño mecánico, ya sea definir la geometría y seleccionar los materiales a utilizar o la inversa a esta forma. En el diseño de

este tren de engranajes, se van a seleccionar los materiales, para los engranes y de acuerdo a las condiciones del sistema, vamos a definir la geometría de cada engrane, para un diseño optimo y adecuado para el sistema. Para la primera etapa, se debe escoger el menor número de dientes para el piñón de la primera etapa el cual esta estandarizado para los diferentes ángulos de presión normal permitidos en el diseño de engranes. “En este caso el ángulo normal de presión es de 25° y de acuerdo a la tabla 5-3 del manual de Dudley” (Darle W. Dudley, 1973) el menor número de dientes para ese ángulo de presión es de 12 dientes. Ya con los parámetros obtenidos de la razón de engrane y el número mínimo de dientes para el piñón, se procede a calcular el respectivo número de dientes para la corona junto a las dimensiones que estos poseen

$$m_G = \frac{Z_3}{Z_2} \quad (103)$$

$$Z_3 = m_G Z_2 \quad (104)$$

$$Z_3 = 12 * 5 = 60 \quad (105)$$

Para el diseño de cada engrane, se debe hacer el respectivo análisis a flexión por medio de la ecuación de Lewis, la cual estima los esfuerzos asociados a la flexión de los dientes de los engranes.

Para el primer paso, se debe seleccionar el material de cada uno de los engranes, con el objeto de hacer el respectivo análisis, para definir los parámetros que van a regir las recomendaciones de la geometría.

Para la primera etapa, se seleccionan los materiales, dados en la Tabla 14:

Engrane	Material	Nombre	Procesamiento	Módulo de Young	Resistencia a la fluencia	Dureza Brinell	Referencia
Piñón	Acero	AISI 1030	HR	207 GPa	260 MPa	137	(Shigley, 2015)
Rueda	Acero	AISI 1020	HR	207 GPa	210 MPa	111	(Shigley, 2015)

Tabla 14: Características de los materiales de los engranes

Fuente: Elaboración Propia.

En los engranes, se debe calcular la potencia de diseño, la cual es el producto de la potencia de trabajo calculada anteriormente con un factor de aplicación que según Robert Mott, los factores de aplicación consideran la posibilidad de que las variaciones de carga, vibraciones, el choque, los cambios de velocidad, y otras condiciones particulares en la aplicación puedan dar por resultados picos de carga que excedan W_t cuando se aplican a los dientes de los engranes durante la operación. Para dar solución a ello, se usa la tabla 11-13 (Mott, 1995) Anexo 8:, se selecciona una fuente de poder uniforme, es decir un motor eléctrico. Para las condiciones bruscas, se selecciona de choque ligero, debido a que el reactor es un transportador que soporta cargas uniformes. Dicho valor es igual a 1.25

La potencia de diseño se calcula de la siguiente manera:

$$H_d = H * K_d \quad (106)$$

$$H_d = 0.25hp * 1.25 \quad (107)$$

$$H_d = 0.3125 hp \quad (108)$$

Para el sistema internacional de unidades

$$H_d = 233.03 \text{ watt} \quad (109)$$

Luego se procede a hacer el análisis de flexión para los engranes. Para esto, se asume que los engranes van a tender a fallar por desgaste que por flexión. Es decir

$$W_w = W_d \quad (110)$$

Donde:

- W_w : carga de desgaste
- W_d : carga dinámica

Reemplazando en la ecuación (110) se tiene que:

$$K * Q * F * d_p = K_v * W_t \quad (111)$$

Donde:

- K : Factor de desgaste o Buckingham.
- Q : factor adimensional determinado por el número de dientes de cada engrane.
- F : ancho de cara.
- d_p : diámetro de paso.
- K_v : factor de velocidad.
- W_t : carga tangencial.

De la igualación de estas ecuaciones, se determina el ancho de cara de cada engrane, con el objeto de tener las dimensiones adecuadas para evitar desgaste prematuro o alguna falla por geometría mal calculada.

De la ecuación (110) se despeja el ancho de cara y se obtiene:

$$F = \frac{K_v * W_t}{K * Q * d_p} \quad (112)$$

La recomendación para el ancho de cara es que debe estar en el rango de tres a cinco veces el paso circular del engrane. Si se cumple esta condición, el diseño está bien evaluado.

Para el factor de desgaste o de Buckingham, se calcula por la siguiente ecuación

$$K = \frac{S_c^2 * \sin(\theta)}{1.4} * \left[\frac{1}{E_p} + \frac{1}{E_g} \right] \quad (113)$$

Donde:

- θ : ángulo de presión normal (25°)
- E : módulo de elasticidad del material de cada engrane
- S_c : es la resistencia al contacto, también se le denomina resistencia a la fatiga por contacto y está en función de la dureza del material, que por lo general se estima que va a tener una vida útil de 10^8 ciclos. Se estima por medio de la siguiente ecuación

$$S_c = 400HB - 10000 \text{ psi para el sistema ingles de unidades}$$

$$S_c = 2.76HB - 70 \text{ MPa para el sistema internacional de unidades}$$

De las ecuaciones anteriores el termino HB refleja la dureza del material en la escala Brinell, y los demás factores definen la resistencia al contacto de acuerdo al sistema de unidades que se desee trabajar.

Reemplazando

$$S_c = 2.76 * 111 - 70 \text{ MPa} \quad (114)$$

$$S_c = 236.36 \text{ MPa} \quad (115)$$

Para el factor de velocidad, se rigen dos categorías y van ligadas al tipo de sistema de unidades que se maneje, y de los rangos de velocidad que maneje la línea de paso, estas ecuaciones están en el Anexo 9:

El factor Q es un factor adimensional, que está ligado a la cantidad de dientes de cada engranaje y se calcula mediante la ecuación (116)

$$Q = \frac{2 * Z_G}{Z_G + Z_P} \quad (116)$$

Reemplazando se obtiene

$$Q = \frac{2 * 60}{60 + 12} \quad (117)$$

$$Q = 1.667 \quad (118)$$

Debido a que la velocidad de la línea de paso, es variable con el diámetro de paso, y que este depende del tipo de modulo que se seleccione, se hace una tabla de datos para mirar la influencia de estos valores y se obtiene que:

- Para el diámetro de paso:

$$d_p = m * Z \quad (119)$$

- Para la velocidad de la línea de paso

$$V = \frac{\pi * d_p * n}{60000} \quad (120)$$

Donde

- n es la velocidad angular del piñón

La velocidad tangencial se limita a la siguiente ecuación:

$$W_t = \frac{K_3 * H_d}{V} \quad (121)$$

Donde

- K_3 : factor de conversión igual a 1.
- H_d : potencia de diseño.
- V : velocidad de la línea de paso.

De igual forma, calculado el factor de desgaste se obtiene:

$$K = \frac{(236.36 * 10^6)^2 * \sin(25)}{1.4} * \left[\frac{1}{207 * 10^9} + \frac{1}{207 * 10^9} \right] \quad (122)$$

$$K = 162940.04 \text{ Pa} \quad (123)$$

Ahora, se procede a hacer la tabla de datos con las iteraciones de acuerdo a los módulos estándares recomendados, para el respectivo cálculo de la geometría del engrane.

La Tabla 15:, demuestra cada una de las iteraciones necesarias para definir la geometría de los engranajes

Iteraciones para la selección de parámetros adecuados							
m	d_p	V	K_v	W_t	$F [mm]$	$3P_c$	$5P_c$
1	12	0,57	1,19	412,09	149,90	9,42	15,71
1,25	15	0,71	1,23	329,67	99,69	11,78	19,63
1,5	18	0,85	1,28	274,73	71,83	14,14	23,56
2	24	1,13	1,37	206,04	43,34	18,85	31,42
2,5	30	1,41	1,46	164,84	29,61	23,56	39,27
3	36	1,70	1,56	137,36	21,87	28,27	47,12
4	48	2,26	1,74	103,02	13,76	37,70	62,83
5	60	2,83	1,93	82,42	9,75	47,12	78,54
6	72	3,39	2,11	68,68	7,42	56,55	94,25
8	96	4,52	2,48	51,51	4,91	75,40	125,66

Tabla 15: Iteraciones para la validación de datos de diseño de los engranes.

Fuente: Elaboración propia

De acuerdo a la tabla, con un módulo de 2.5, se obtiene un valor recomendado del ancho de cara, se observa que este valor esta entre los limites teniendo para el ancho de cara un valor de 29.61 mm, el cual lo podemos aproximar a un valor de mejor manejo, como lo son 30mm siendo una cifra más fácil de obtener.

Para este primer par de engranes se tienen las siguientes características dadas por la

Tabla 16:

Engrane	Numero de dientes	Tipo de engrane	Método de fabricación	Modulo	Angulo de presión	Ancho de cara[mm]
Piñón	12	Estándar	Fresado	2.5	25°	30
Rueda	60	Estándar	Fresado	2.5	25°	30

Tabla 16: Caracterización de los engranes

Fuente: Elaboración propia.

Se procede a hacer la respectiva verificación para corroborar que la carga a flexión es mayor a la carga dinámica. Para el cálculo de la carga dinámica es por medio de la ecuación (124)

$$W_d = K_v * W_t \quad (124)$$

Donde

- K_v : factor de velocidad.
- W_t : carga tangencial.

Reemplazando

$$W_d = 1.46 * 164.84 \quad (125)$$

$$W_d = 240.66 \text{ N} \quad (126)$$

El cálculo de la carga a flexión es por medio de la siguiente expresión

$$W_b = \frac{S_y * Y * F * m}{n * K_f} \quad (127)$$

Donde:

- S_y : resistencia a la fluencia
- Y : factor de forma de Lewis para engranes a 25°
- F : ancho de cara
- m : modulo del engrane
- n : factor de seguridad
- K_f : factor de concentración de esfuerzos

El factor de forma de Lewis se usa para inducir al efecto de la carga distribuida no uniforme en los engranes. “Para seleccionar los valores de este sistema, se buscan en la tabla 10-2, valores del factor de forma de Lewis para engranes con ángulo de presión de 25° ” (Deutschman et al., 1987)

Para 12 dientes

$$Y = 0.277$$

Para 60 dientes

$$Y = 0.491$$

Para analizar el sistema se debe multiplicar el factor de forma de Lewis por la resistencia a la fluencia de cada material para seleccionar el menor, todo esto según las respectivas consideraciones de diseño

Para el piñón

$$S_y * Y \rightarrow 260Mpa * 0.277 = 72.02Mpa \quad (128)$$

Para la rueda

$$S_y * Y \rightarrow 210Mpa * 0.491 = 103.11Mpa \quad (129)$$

“En el factor de concentración de esfuerzos se asume de 1.5 como valor razonable y aproximado para este factor” (Deutschman et al., 1987).

Seleccionando las características del piñón, junto a un factor de seguridad de 1.2 siendo este a elección propia, se reemplaza en la ecuación (127)

$$W_b = \frac{260Mpa * 0.277 * 30 * 2.5}{1.2 * 1.5} \quad (130)$$

$$W_b = 3000.83 \text{ N} \quad (131)$$

Ahora bien, se hace la verificación de la ecuación de que la carga a flexión es mayor que la carga dinámica, es decir

$$W_d \geq W_b \quad (132)$$

$$3000.83 \text{ N} > 240.66 \text{ N} \quad (133)$$

Con este resultado, se observa que este par de engranes, si cumple los requerimientos para un buen funcionamiento.

Ya una vez realizado este proceso, y siendo este, el par de engranes más afectado por el cambio de velocidades, la siguiente etapa, puede ser diseñada bajo el mismo criterio que en la etapa anterior. Consecuentemente, se procede a hacer el respectivo dimensionamiento de los engranes y del eje

Para la primera etapa, el diámetro de paso es de acuerdo al módulo de la fresa que se va a utilizar, en este caso una fresa de módulo de 2.5 mm

$$D_2 = m * Z_2 \quad (134)$$

$$D_2 = 2 * 12 = 30\text{mm} \quad (135)$$

Engrane 3

$$D_3 = m * Z_3 \quad (136)$$

$$D_2 = 2.5 * 60 = 150mm \quad (137)$$

Ancho de cara del engrane

$$F = 30mm \quad (138)$$

Para la velocidad de la línea de paso

$$v = \frac{\pi * d_2 * n_2}{60000} \quad (139)$$

$$v = \frac{\pi * 30 * 900}{60000} = 1.41 \text{ m/s} \quad (140)$$

Cargas soportadas por el engrane

K_d : factor de potencia 1.25 factor (Mott, 1995)

$$Hd = H * K_d \quad (141)$$

$$Hd = 0.25 * 1.25 \quad (142)$$

$$Hd = 0.3125 \text{ hp} \quad (143)$$

$$Hd = 233.03 \text{ watt} \quad (144)$$

Carga tangencial

$$W_{t2} = \frac{H * K_3}{v} \quad (145)$$

$$W_t = \frac{233.03 * 1}{1.41} \quad (146)$$

$$W_{t2} = 165.3 \text{ N} \quad (147)$$

Carga radial

$$W_{r2} = W_t * \tan(\phi_p) \quad (148)$$

$$W_{r2} = 77.1 \text{ N} \quad (149)$$

Para la siguiente etapa razón de engrane de 4.5 y con un Angulo de presión de 25°
el número de dientes mínimo para el engrane 4 es de 12

$$m_G = \frac{Z_5}{Z_4} \quad (150)$$

$$Z_5 = m_G Z_4 \quad (151)$$

$$Z_3 = 12 * 4.5 = 54 \quad (152)$$

Diámetro de paso es de acuerdo al módulo de la fresa que se va a utilizar, en este caso una fresa de módulo de 2.5mm

$$D_2 = m * Z_2 \quad (153)$$

$$D_2 = 2.5 * 12 = 30mm \quad (154)$$

Engrane 3

$$D_3 = m * Z_3 \quad (155)$$

$$D_2 = 2 * 54 = 135 mm \quad (156)$$

Ancho de cara del engrane

$$F = 30mm \quad (157)$$

Para la velocidad de la línea de paso

$$v = \frac{\pi * d_2 * n_2}{60000} \quad (158)$$

$$v = \frac{\pi * 30 * 180}{60000} = 0.28 \text{ m/s} \quad (159)$$

Cargas soportadas por el engrane

K_d : factor de potencia 1.25 factor tomado de Robert Mott

$$Hd = H * K_d \quad (160)$$

$$Hd = 0.25 * 1.25 \quad (161)$$

$$Hd = 0.3125 \text{ hp} \quad (162)$$

$$Hd = 233.03 \text{ watt} \quad (163)$$

Carga tangencial

$$W_{t4} = \frac{H * K_3}{v} \quad (164)$$

$$W_{t4} = \frac{233.03 * 1}{0.28} \quad (165)$$

$$W_{t4} = 832.25 \text{ N} \quad (166)$$

Carga radial

$$W_{r4} = W_t * \tan(\phi_p) \quad (167)$$

$$W_{r4} = 388.1 \text{ N} \quad (168)$$

4.4.3. Diseño del eje

Para el diseño del eje, va a ser evaluado por medio de las dos metodologías del diseño, las cuales son a carga estática y a carga dinámica, con el objeto de tener un diseño valido, tanto para soportar las cargas mientras el sistema está detenido y mientras está en funcionamiento.

En el diseño del eje a carga estática se toma el eje 2 el cual posee 2 apoyos, y dos engranes, las distancias de acuerdo al manual de Dudley, la distancia que hay entre el engrane y su apoyo se obtiene de la siguiente manera

$$A = 0.7 * r + \frac{F}{2} \quad (169)$$

Reemplazando para las distribuciones del eje en la ecuación (169)

Distancia A-B

$$A - B = 0.7 * 75 + \frac{30}{2} \quad (170)$$

$$A - B = 67.5 \text{ mm} \quad (171)$$

Distancia B-C y C-D son iguales, entonces se debe hacer un solo calculo

$$A - B = 0.7 * 15 + \frac{30}{2} \quad (172)$$

$$A - B = 25.5 \text{ mm} \quad (173)$$

De acuerdo a lo anterior, la Figura 25: demuestra dicho distanciamiento

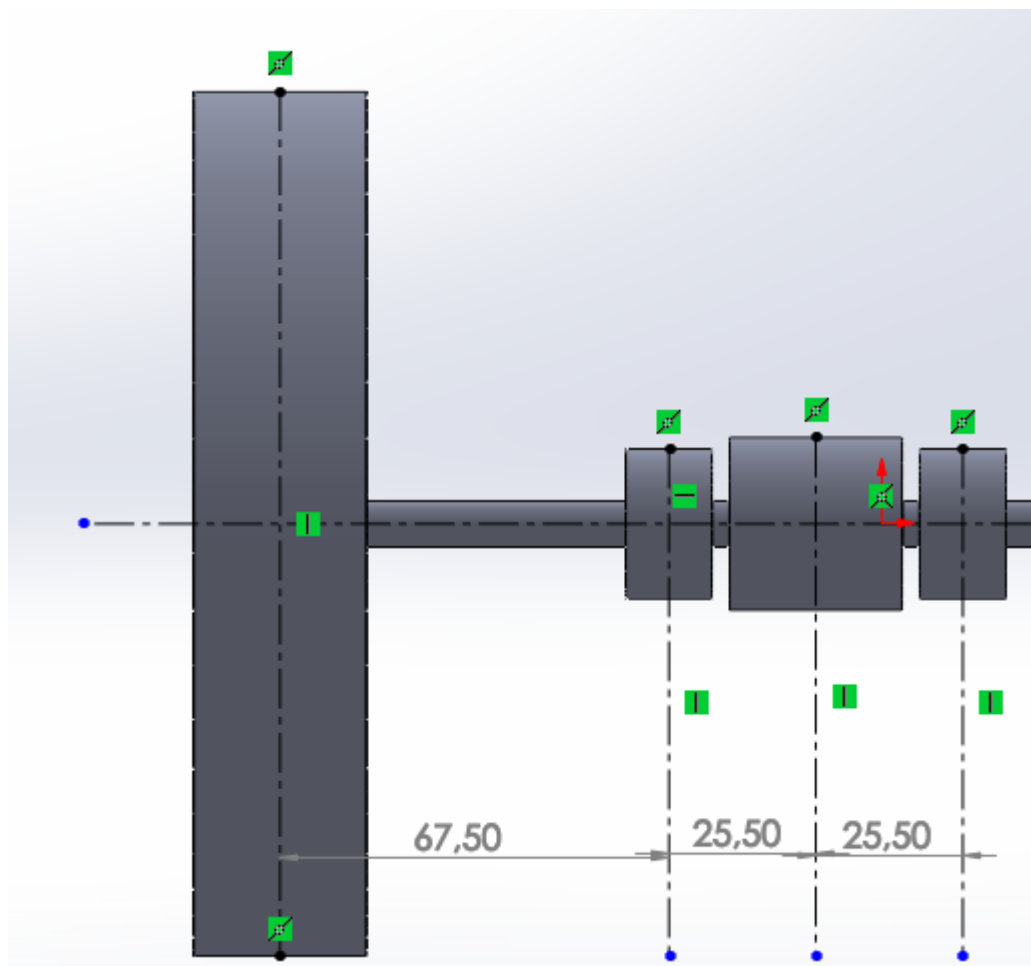


Figura 25: Esquema del eje

Fuente: Elaboración propia

Para el diagrama de cuerpo libre del eje junto a cada engrane y apoyo se tiene el siguiente esquema

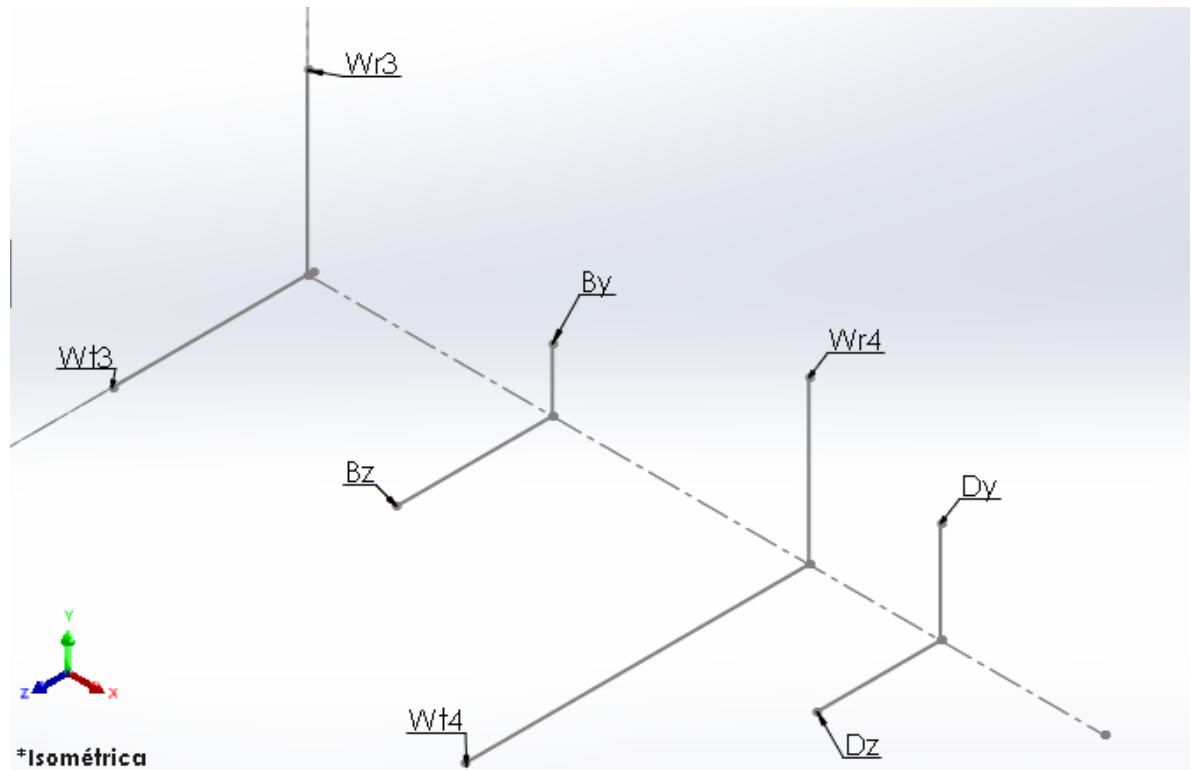


Figura 26: Diagrama de cuerpo libre del eje, en el sistema de coordenadas XYZ

Fuente: Elaboración propia

Para el plano X-Y

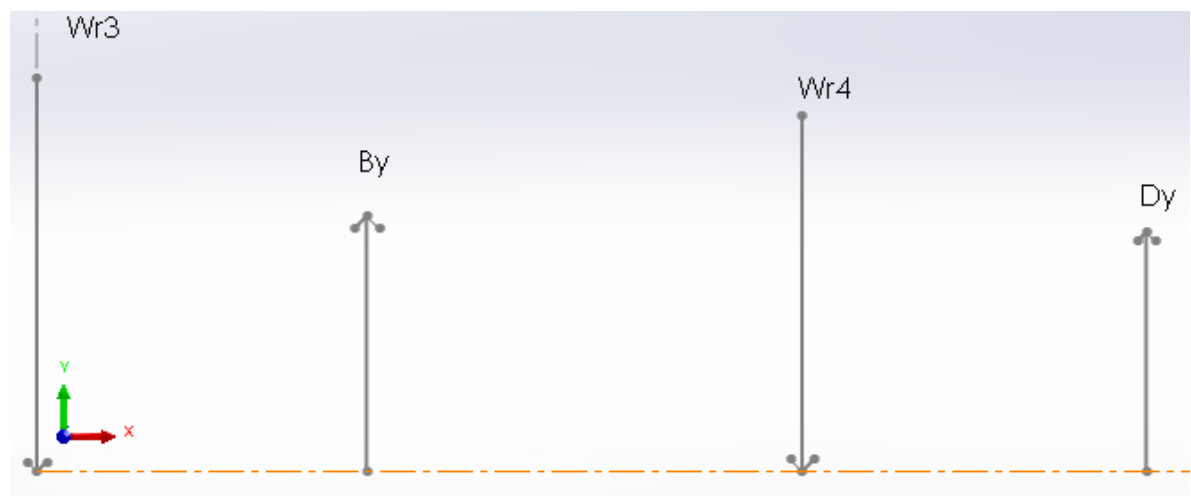


Figura 27: Diagrama de cuerpo libre plano X-Y

Hacemos la respectiva sumatoria de momentos en el punto B

$$\sum M_B = 0 \quad (174)$$

$$(W_{r3} * 67.5) - (W_{r4} * 25.5) + (D_y * 51) = 0 \quad (175)$$

$$(77.1 * 67.5) - (388.1 * 25.5) + (D_y * 51) = 0 \quad (176)$$

$$D_y = 92.00 \text{ N} \quad (177)$$

Diagrama de fuerzas

$$-W_{r3} + B_y - W_{r4} + D_y = 0 \quad (178)$$

$$-77.1 + B_y - 388.1 + 69.17 = 0 \quad (179)$$

$$B_y = 373.2 \text{ N} \quad (180)$$

En conclusión, se tiene la Figura 28: que da el diagrama de cuerpo libre con todas las fuerzas así:

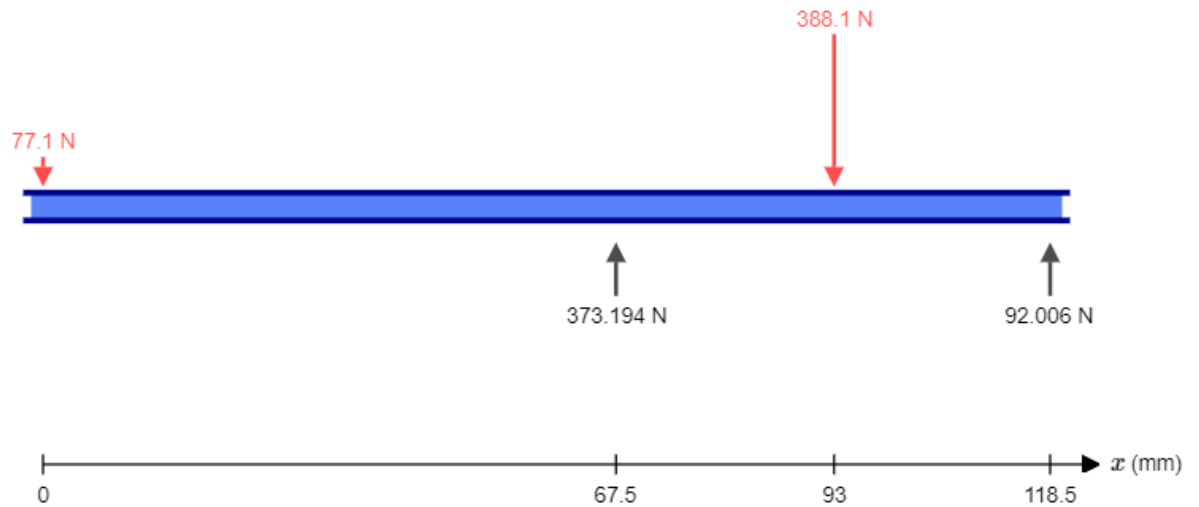


Figura 28: Diagrama de cuerpo libre con valores numéricos

Fuente: Elaboración propia

Se hace el respectivo diagrama de cortante y se obtiene

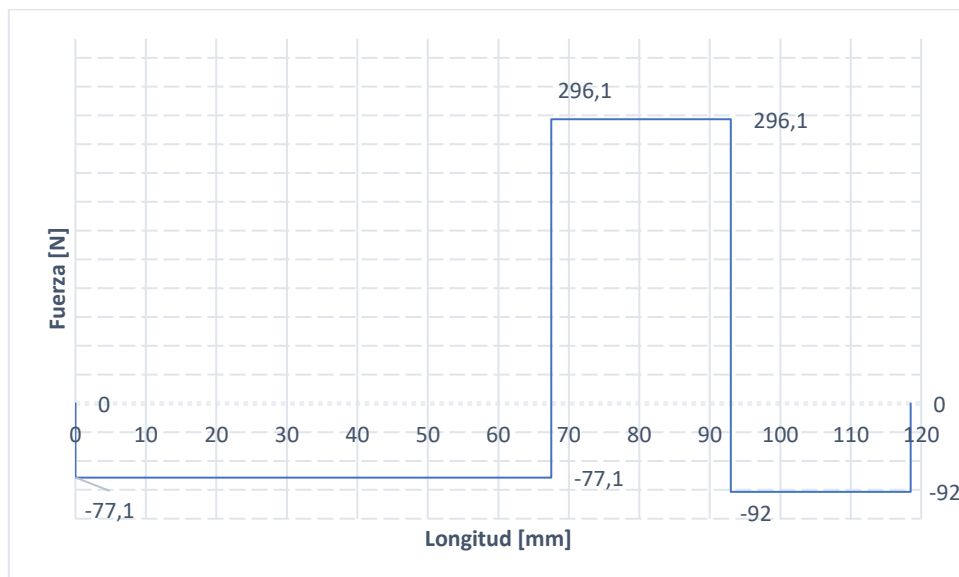


Figura 29: Grafica de cortante, plano X-Y

Para el diagrama de momento flector

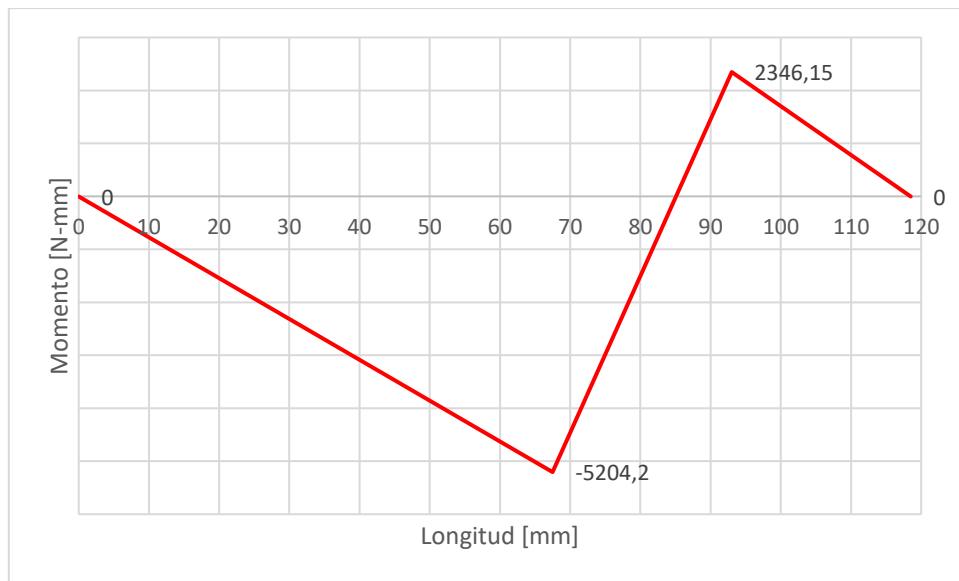


Figura 30: Diagrama de momento flector, plano X-Y

Plano X-Z

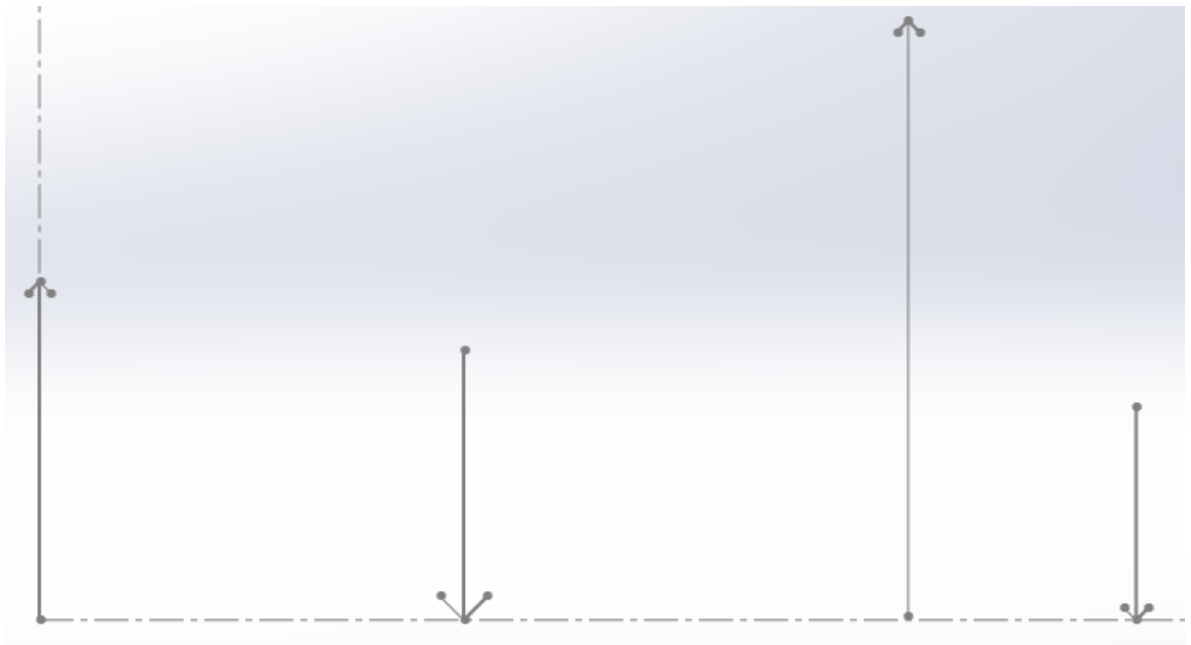


Figura 31: : diagrama de cuerpo libre, plano X-Z

Fuente: Elaboración propia

Hacemos la respectiva sumatoria de momentos en el punto B

$$\sum M_B = 0 \quad (181)$$

$$-(W_{T3} * 67.5) + (W_{T4} * 25.5) - (D_z * 51) = 0 \quad (182)$$

$$-(165.3 * 67.5) + (832.25 * 25.5) - (D_z * 51) = 0 \quad (183)$$

$$D_z = 197.34N \quad (184)$$

Diagrama de fuerzas

$$W_{T3} - B_z + W_{T4} - D_z = 0 \quad (185)$$

$$165.3 - B_z + 832.25 - 197.34 = 0 \quad (186)$$

$$B_z = 800.24 N \quad (187)$$

Representadas estas fuerzas en el eje dadas en la Figura 32:.

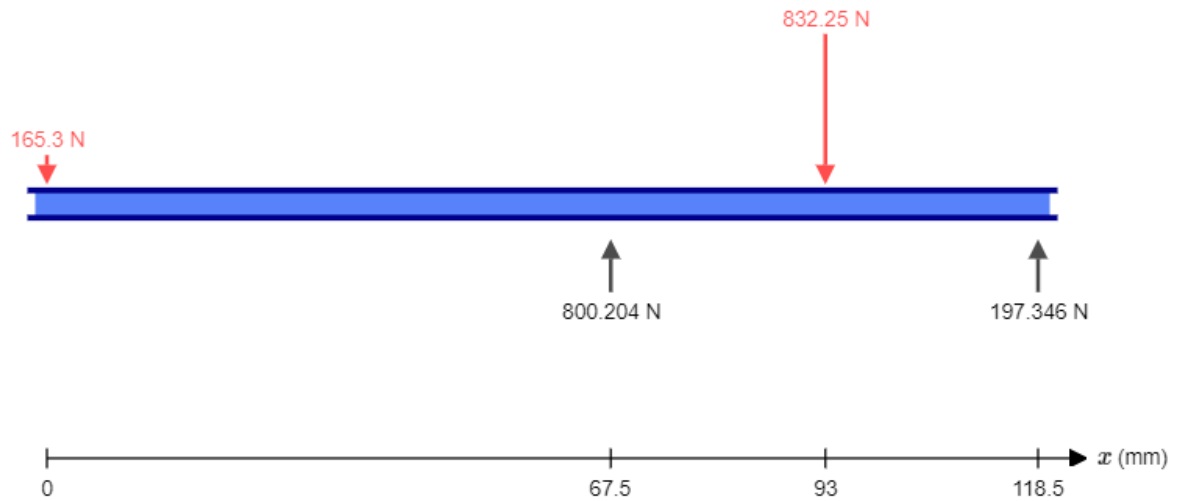


Figura 32: Diagrama de cuerpo libre con valores numéricos, plano X-Z

Fuente: Elaboración propia

Diagrama de fuerza cortante

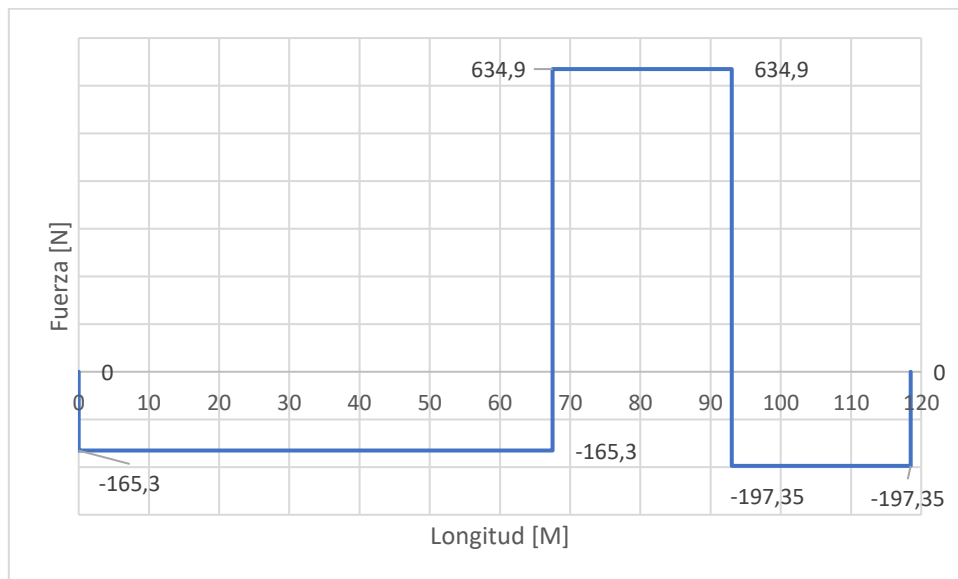


Figura 33: Diagrama de cortante plano X-Z

Diagrama de momento

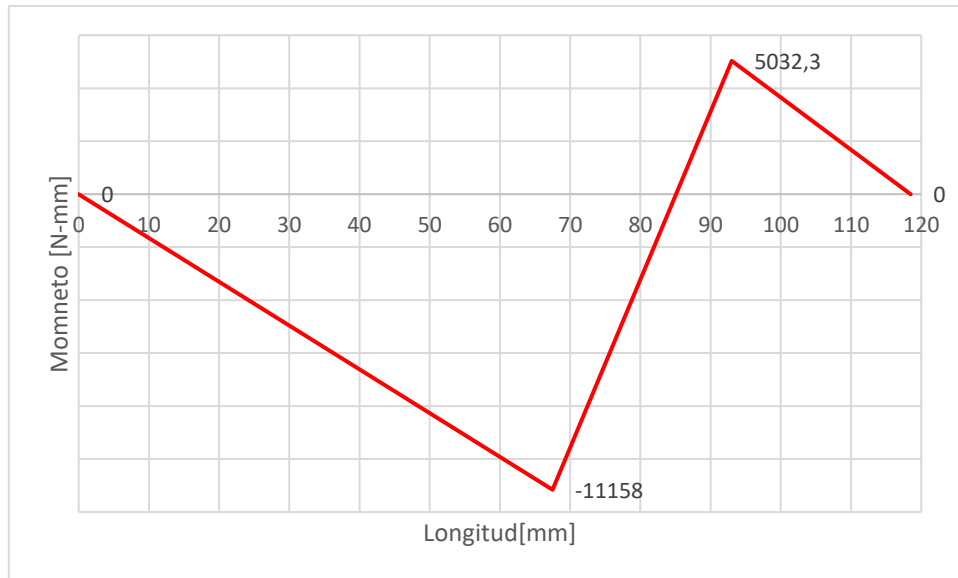


Figura 34: Diagrama de momento flector, plano X-Z

Fuente: elaboración propia.

Para el diseño del eje, se selecciona un material comercial, en este caso acero AISI 1020 HR, el cual tiene su resistencia a la fluencia con un valor de 210 MPa

Se selecciona un factor de seguridad de la Tabla 1.1 Hamrock Anexo 10: (Hamrock et al., 2000), de los cuales se selecciona un factor de seguridad de 1.45

Para el torque soportado por él se debe calcular el momento resultante en cada uno de los soportes para diseñar bajo el valor máximo soportado

Punto B

$$M_{RB} = \sqrt{B_y^2 + B_z^2} \quad (188)$$

Reemplazando

$$M_{RB} = \sqrt{5204.2^2 + 11158^2} \quad (189)$$

$$M_{RB} = 12311.97 \text{ N} * \text{mm} \quad (190)$$

Punto D

$$M_{RB} = \sqrt{C_y^2 + C_z^2} \quad (191)$$

Reemplazando

$$M_{RB} = \sqrt{2346.15^2 + 5032.3^2} \quad (192)$$

$$M_{RB} = 5552.34 \text{ N} * \text{mm} \quad (193)$$

El torque es el mismo es el eje, así que con la fuerza tangencial del primer engrane y su radio, hallamos el torque del sistema

$$T = 165.3 * 75 \quad (194)$$

$$T = 12431.25 \text{ N} * \text{mm} \quad (195)$$

Para el hallar el diámetro del eje, se usa la siguiente ecuación:

$$d = \left[\frac{16 * n}{\pi * S_y} * (4 * M_{max}^2 + 3 * T^2) \left(\frac{1}{2}\right) \right]^{\frac{1}{3}} \quad (196)$$

$$d = \left[\frac{16 * 1.3}{\pi * 210} * (4 * (12311.97)^2 + 3 * (12431.25)^2) \left(\frac{1}{2}\right) \right]^{\frac{1}{3}} \quad (197)$$

$$d = 10 \text{ mm} \quad (198)$$

Ya con este valor de diámetro, se procede a hacer el respectivo análisis a fatiga, para calcular si este sistema sufre las necesidades del sistema.

Para este sistema, se establecen las condiciones iniciales, las cuales se procede a hacer el mismo procedimiento que en el diseño de engranes, se selecciona el material y posteriormente, se define la geometría del eje.

Se selecciona de material acero AISI 1020 HR, por motivos de diseño y de teorías, el mejor manejo para el análisis a fatiga, se hace bajo el sistema ingles de unidades de medida.

Las características del acero AISI 1020 HR están dadas en la Tabla 17:

Característica	Valor	Unidad	Referencia
Resistencia ultima a la tensión S_{ut}	58	KPSI	(Shigley, 2015)
Resistencia a la fluencia	30	KPSI	(Shigley, 2015)
Confiabilidad	90	%	(Shigley, 2015)

Tabla 17: Características acero AISI 1020 HR

Fuente: Elaboración propia

Debe tener un acabado superficial maquinado o laminado en frio, gira a 180 rpm y debe tener una vida de $1 * 10^3$ ciclos debido a que el reactor es de escala a laboratorio, se selecciona este valor, para no tener una geometría exagerada.

El eje va a sufrir un esfuerzo de trabajo inducido, el cual se calcula por medio de la ecuación (199)

$$\sigma = \frac{M * p}{I} \quad (199)$$

Donde

- M : momento máximo sufrido por el eje
- p : distancia del punto medio del eje al punto de estudio, es decir el radio del eje

$$r = \frac{d}{2} \quad (200)$$

- I : momento de inercia, la cual se calcula de la siguiente manera

$$I = \frac{\pi}{64} * d^4 \quad (201)$$

Reemplazando en la ecuación (199)

$$\sigma = \frac{M * \frac{d}{2}}{\frac{\pi}{64} * d^4} \quad (202)$$

Reescribiendo

$$\sigma = \frac{64 * M}{2\pi * d^3} \quad (203)$$

Reemplazando términos como lo es el momento máximo que sufre el eje, denotado en la ecuación (199)

El momento máximo en el sistema internacional de unidades tiene un valor de 12311.97 N-mm, para el sistema ingles de unidades tiene un valor de 108.97 lb-in

$$\sigma = \frac{64 * 108.97}{2\pi * d^3} \quad (204)$$

Simplificando

$$\sigma = \frac{1.10996}{d^3} \text{ in} - \text{Kip} \quad (205)$$

“El diseño a fatiga se compone de definir un factor de seguridad el cual está dado por la tabla 1 del libro de Hamrok” (Hamrock et al., 2000), Anexo 10:, el cual para este caso y las condiciones a las que está expuesto toma un valor de 1,45. La expresión (206) define el cálculo dicho factor.

$$n = \frac{\text{Resistencia a la fatiga}}{\sigma} \quad (206)$$

Donde la resistencia a la fatiga se compone de una ecuación general que define la resistencia a cualquier número de ciclos a los cuales está expuesto el material. Esta se calcula mediante la ecuación (207)

$$S_f = a * N^b \quad (207)$$

Donde:

- N: número de ciclos a los que está expuesto el sistema
- *a* y *b*: constantes preestablecidas

Las anteriores constantes se calculan de la siguiente manera

$$a = \frac{(f * S_{ut})^2}{S_e} \quad (208)$$

$$b = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{f * S_{ut}}{S_e}\right) \quad (209)$$

Donde:

- f : fracción del esfuerzo último a la tensión de la resistencia a la fatiga a 1000 ciclos. Anexo 11:
- S_{ut} : resistencia ultima a la flexión. Tabla (12)
- S_e : límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso(Shigley, 2015)

El límite de resistencia a la fatiga, es afectado por diversos factores, los cuales tiene en cuenta los posibles cambios o alteraciones que tenga el material, el diseño, la manufactura, o el entorno en el que va a estar. Para calcular este límite se puede hacer mediante la expresión (210)

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S'_e \quad (210)$$

Donde:

- k_a : factor de modificación por la condición superficial
- k_b : factor de modificación por el tamaño
- k_c : factor de modificación por la carga
- k_d : factor de modificación por la temperatura

- k_e : factor de confiabilidad
- k_f : factor de modificación por efectos varios
- S'_e : límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria
- S_e : límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso.

Todos estos factores se pueden calcular a continuación:

Primero para el factor k_a es de acuerdo a la condición superficial del eje, en este caso, es maquinado o laminado en frío y puede ser expresado en la ecuación (211)

$$k_a = a * S_{ut}^b \quad (211)$$

Donde

- S_{ut} : resistencia última a la fluencia
- a y b : constantes tomadas de la tabla 6-2 (Shigley, 2015)

Reemplazando en la ecuación (211)

$$k_a = 2.70 * 58^{-0.265} \quad (212)$$

$$k_a = 0.92 \quad (213)$$

El factor k_b es de acuerdo al tamaño que posee el eje, en el cual se va a evaluar el tamaño calculado a carga estática como punto de partida para este sistema. El diámetro que se obtuvo anteriormente fue de 10mm lo que equivale a 0.3937 pulgadas. Para calcular este factor es mediante la ecuación (214)

$$k_b = \left(\frac{d}{0.3} \right)^{-0.107} \quad (214)$$

Reemplazando

$$k_b = \left(\frac{0.3937}{0.3} \right)^{-0.107} \quad (215)$$

$$k_b = 0.97 \quad (216)$$

Los factores k_c y k_d corresponden a los factores de carga y de temperatura, cuyos valores corresponden a 0.59 y 1 respectivamente, el valor del factor de carga se toma de la ecuación 6-26 (Shigley, 2015) para carga a torsión, Anexo 12:. Para el valor de temperatura, se toma ese valor, debido a que no se conoce el límite de la resistencia a la fatiga de una viga rotativa, entonces se calcula mediante la ecuación (6-8) y la resistencia a la tensión con temperatura corregida que se obtiene mediante el factor de la tabla 6-4, Anexo 13:. Entonces use $k_d = 1$.

El factor de confiabilidad es seleccionado de la tabla 6-5(Shigley, 2015), Anexo 14:, de la cual se selecciona un valor de confiabilidad del 90%, obteniendo

$$k_e = 0.897 \quad (217)$$

Por último, el factor de modificación por varios efectos comprende las variaciones o las afectaciones que puede sufrir el eje por corrosión, tratamientos superficiales entre otros. Este factor puede considerarse como un factor que reduce la resistencia. Este factor puede expresarse de la siguiente manera

$$k_f = \frac{1}{k_{fs}} \quad (218)$$

Donde

- k_r : factor de concentración de esfuerzos y este se calcula de la siguiente manera debido a que el eje va a estar sometido a torsión

$$K_{fs} = 1 + q_{cortante} * (K_{ts} - 1) \quad (219)$$

- $q_{cortante}$: Sensibilidad a la muesca por carga de torsión. Para el diseño del eje se debe tener un hombro para asegurar los rodamientos para que no tengan la posibilidad de estar moverse a lo largo del eje, esta muesca tiene el radio de 0.5mm valor con el cual se calcula el valor del $q_{cortante}$ el cual se toma de la figura 6-21, Anexo 15:, teniendo como resultado:

$$q_{cortante} = 0.6 \quad (220)$$

- K_{ts} : Factor de concentración de esfuerzos teórico a la torsión. Se toma de la figura A-15-8 (Shigley, 2015) Anexo 16:, de la cual el factor de concentración de esfuerzos se obtiene:

$$K_{ts} = 1.3 \quad (221)$$

Reemplazando en la ecuación (219)

$$K_{fs} = 1 + 0.6 * (1.3 - 1) \quad (222)$$

$$K_{fs} = 1.18 \quad (223)$$

Con este resultado, se sustituye en la ecuación (218) donde se obtiene:

$$k_f = \frac{1}{1.18} \quad (224)$$

$$k_f = 0.85 \quad (225)$$

Ahora, para el límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria es de acuerdo a la ecuación 6-8 del libro de diseño en ingeniería mecánica (Shigley, 2015) , donde para un valor menor de 200 KPSI el valor de dicho limite se calcula de la siguiente manera

$$S'_e = 0.5 * S_{ut} \quad (226)$$

Reemplazando

$$S'_e = 0.5 * 58 \text{ Kpsi} \quad (227)$$

$$S'_e = 29 \text{ kpsi} \quad (228)$$

Una vez calculados todos los factores que intervienen en el proceso, se debe calcular el límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso, de lo anterior se reemplaza en la ecuación (210) y se expresa así:

$$S_e = 0.92 * 0.97 * 1 * 0.59 * 0.897 * 0.85 * 29 \text{ kpsi} \quad (229)$$

$$S_e = 11.64 \text{ kpsi} \quad (230)$$

Ahora se debe reemplazar en las ecuaciones de a y b, donde el valor de f el cual se debe calcular de acuerdo al valor de S_{ut} . Debido a que este valor es menor a 70 kpsi, el valor de f es de 0.9 Anexo 17:

Para a :

$$a = \frac{(f * S_{ut})^2}{S_e} \quad (231)$$

$$a = \frac{(0.9 * 58)^2}{11.64} \quad (232)$$

$$a = 234.1 \text{ ksi} \quad (233)$$

Para b :

$$b = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{f * S_{ut}}{S_e} \right) \quad (234)$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{0.9 * 58}{11.64} \right) \quad (235)$$

$$b = -0.217 \quad (236)$$

Ahora se reemplaza en la ecuación (207)

$$S_f = a * N^b \quad (237)$$

$$S_f = 234.1 * (1 * 10^3)^{-0.217} \quad (238)$$

$$S_f = 52.3 \quad (239)$$

Ya, por último, se debe calcular el diámetro que supla las necesidades para este eje. El factor de seguridad, se selecciona el mismo que el utilizado en los cálculos para hallar el diámetro a carga estática. Reemplazando en la ecuación (206) se tiene que

$$n = \frac{\text{Resistencia a la fatiga}}{\sigma} \quad (240)$$

$$1.45 = \frac{52.3 \text{ ksi}}{\left(\frac{1.10996}{d^3} \text{ in} - \text{Kip}\right)} \quad (241)$$

Para el valor del diámetro de obtiene:

$$d = 0.31133 \text{ pulgadas} \quad (242)$$

En sistema internacional de unidades

$$d = 7.90 \text{ mm} \quad (243)$$

El valor obtenido es inferior al valor que se calculó a carga estática, esto quiere decir que el diámetro de 10 mm es suficiente para el manejo del tren de engranajes.

4.4.4. Selección del sistema de fijación de los engranes al eje

Uno de los métodos de sujeción más usado, de fácil manejo y resistente es por medio de cuñas, las cuales sufren varios esfuerzos en el sistema, para el manejo de sujeción

de engranes a ejes, el esfuerzo más peculiar que sufren es el aplastamiento, como se ve en la siguiente imagen:

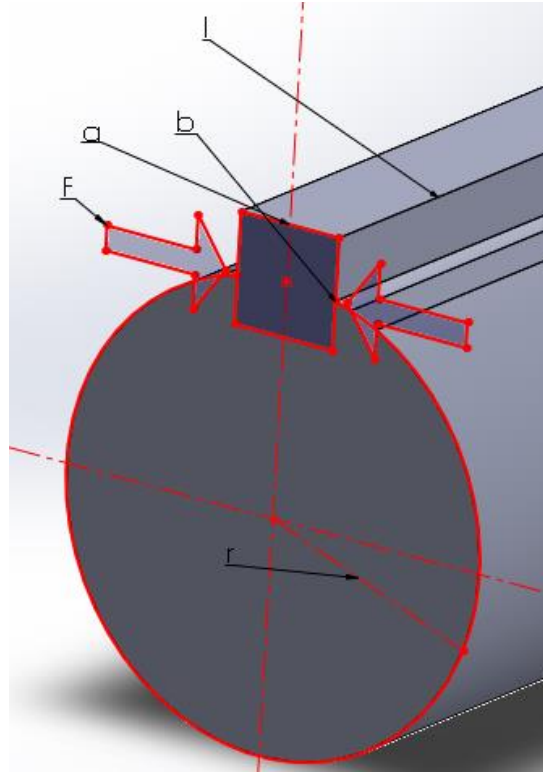


Figura 35: Diseño de la cuña, sujetadora de los engranes.

Fuente: Elaboración propia

“Para el sistema del tren de engranajes, se selecciona una cuña de la tabla 7-6 Dimensiones en pulgadas de algunas aplicaciones de cuñas cuadradas y rectangulares estándar” (Shigley, 2015) Anexo 18:. Donde para un diámetro de eje entre $\frac{5}{16}$ y $\frac{7}{16}$ se usan las siguientes dimensiones para la cuña

$$\text{Ancho } [W] = \frac{3}{32} \text{ "}$$

$$\text{Altura } [h] = \frac{3}{32} \text{ "}$$

Ahora, se selecciona el material que va a tener la cuña, en este caso acero AISI 1020 HR con una resistencia a la fluencia de 30 kpsi. Para la cuña, se toma el mismo factor de seguridad que se ha utilizado en el manejo de los ejes, es decir 1.45.

Para calcular la longitud de la cuña, se debe hacer el siguiente proceso:

1. Calcular el par de torsión mediante la siguiente ecuación

$$T = \frac{63025 * H}{n} \quad (244)$$

Donde

- H : potencia a transmitir en hp
- n : velocidad angular del eje

Reemplazando en la ecuación (244)

$$T = \frac{63025 * 0.25}{180} \quad (245)$$

$$T = 87.53 \text{ lb} - \text{in} \quad (246)$$

Luego, se procede a calcular la fuerza, que se ejerce sobre la cuña, la cual se calcula de la siguiente manera:

$$F = \frac{T}{r} \quad (247)$$

Donde

- T: par torsor
- r: radio del eje

reemplazando en la ecuación (247)

$$F = \frac{87.53}{\left(\frac{0.3937}{2}\right)} \quad (248)$$

$$F = 44.65 \text{ lb} \quad (249)$$

La falla por aplastamiento es la falla más común en las cuñas, así que, de acuerdo a la ecuación general de esfuerzo, (250)

$$\sigma = \frac{S_y}{n_s} \quad (250)$$

Donde:

- S_y : resistencia a la fluencia
- n_s : factor de seguridad

De acuerdo a la Figura 35:, el esfuerzo queda expresado como la fuerza que ejerce sobre el área de la cara de la cuña, pero para poder resistir el aplastamiento, debe ser calculado de acuerdo a la mitad de la longitud de la cuña quedando expresado de la siguiente manera

$$\frac{F}{t * \left(\frac{l}{2}\right)} = \sigma \quad (251)$$

Igualando las ecuaciones (250) y (251) se tiene que

$$\frac{S_y}{n_s} = \frac{F}{t * \left(\frac{l}{2}\right)} \quad (252)$$

Reemplazando en la ecuación (252)

$$\frac{30 * 10^3}{1.45} = \frac{444.65}{0.09375 * \left(\frac{l}{2}\right)} \quad (253)$$

Obteniendo como longitud mínima para la cuña el valor de

$$l = 0.45 \text{ pul} \quad (254)$$

En el sistema internacional de unidades

$$l = 11.43 \text{ mm} \quad (255)$$

Lo que quiere decir que se puede utilizar el ancho de cara del engrane, también como longitud de la cuña, para un sistema de sujeción más completo, determinado con la seguridad de que va a resistir la carga a transmitir el sistema.

4.4.5. Rodamientos para el eje

Para los apoyos que posee el eje, se va a usar “rodamientos de bolas, de acuerdo a las condiciones dadas por el sistema. Del manual de rodamientos, del fabricante SKF”, (Svenska Kullagerfabriken SKF, 2019). Se selecciona un rodamiento de bolas de una sola hilera, con un diámetro de 10mm, con las siguientes características

- $d = 10\text{mm}$
- $D = 22\text{mm}$
- $C = 2.7\text{KN}$
- $C_o = 1.27$
- $f_o = 14$

La designación de este rodamiento es la siguiente: 61900-2RS1(Svenska Kullagerfabriken SKF, 2019) Anexo 19:

Para el manejo de los rodamientos, se debe calcular los factores de fuerzas para verificar si el rodamiento seleccionado, suple las necesidades de este sistema. Para esta condición esta la ecuación (256).

$$F_a \leq 0.5 * C_o \quad (256)$$

A criterio propio se selecciona que F_a va a tener un valor de 0.5 veces el valor de C_o

$$F_a = 0.5 * 1.27 \quad (257)$$

$$F_a = 0.635 \quad (258)$$

Para el manejo del límite para la relación de carga e, se utiliza la ecuación (259)

$$\frac{F_o * F_a}{C_o} \quad (259)$$

$$\frac{14 * 0.635}{1.27} = 7 \quad (260)$$

Con este resultado, se procede a hacer el respectivo cálculo de las constantes “e”, “x” y “y”. debido a que el valor es superior del que está en la tabla (Svenska

Kullagerfabriken SKF, 2019) para el manejo de este caso en específico, se resumen en la Tabla 18:

$\frac{F_o * F_a}{C_o}$	e	X	Y
3.45	0.38	0.56	1.15
5.17	0.42	0.56	1.04
6.89	0.44	0.56	1

Tabla 18: Constantes cálculo de rodamientos. (Svenska Kullagerfabriken SKF, 2019)

Fuente: Elaboración propia

Para hallar el valor con respecto a estos valores, es por medio de la interpolación.

Donde se tiene que

$$e = 0.445$$

$$x = 0.56$$

$$y = 0.983$$

En el cálculo de los rodamientos, se debe calcular las fuerzas a las que va a estar sometido, siendo estas calculadas como la resultante de los soportes del eje.

Para el punto B, la fuerza resultante es:

$$F_{Pa} = \sqrt{(800.204)^2 + (373.194)^2} \quad (261)$$

$$F_{Pa} = 882.95 \text{ N} \quad (262)$$

En el punto D, la fuerza resultante es:

$$F_{Pa} = \sqrt{(197.346)^2 + (92)^2} \quad (263)$$

$$F_{Pb} = 217.74 \text{ N} \quad (264)$$

Para el cálculo se toma el mayor valor. Ahora bien, se procede a calcular la carga dinámica del rodamiento, para hacer el análisis, con el fin de determinar si el rodamiento cumple con los requerimientos del reactor. Para esta fuerza hay que determinar el cociente entre la fuerza axial y la fuerza radial

$$\frac{F_a}{F_r} \leq e \quad (265)$$

Si se cumple esta condición se puede decir que la carga dinámica equivalente del rodamiento es igual a la carga resultante. Es decir:

$$P = F_r \quad (266)$$

Donde:

- P : carga dinámica equivalente del rodamiento
- F_r : fuerza resultante.

Reemplazando en la ecuacion (265)

$$\frac{0.635}{882.95} \leq e \quad (267)$$

$$7.19 * 10^{-4} < 0.445 \quad (268)$$

Como si se cumple la condición, se puede que la carga dinámica equivalente del rodamiento es igual a la carga resultante

$$P = 882.95 \text{ N} \quad (269)$$

Ahora se procede a calcular la capacidad de carga dinámica con el fin de analizar si el rodamiento soportara el sistema.

$$C' = P * (L_{10})^{\frac{1}{k}} \quad (270)$$

Donde:

- P : capacidad de carga dinámica
- L_{10} : vida nominal del rodamiento, con un tiempo de uso de 2600 horas, el cual se calcula por medio de la expresión (271)

$$L_{10} = \frac{n * 60}{h} * 2600 \quad (271)$$

$$L_{10} = 28.08 \text{ millones de revoluciones} \quad (272)$$

- k : factor adimensional para rodamiento de bolas, en este caso $k = 3$

Reemplazando en la ecuación (270)

$$C' = 882.95 * (28.08)^{\frac{1}{3}} \quad (273)$$

$$C' = 2683.7 \text{ N} \quad (274)$$

Ahora se procede a verificar si la capacidad de carga dinámica establecida para el rodamiento es mayor que la capacidad de carga dinámica calculada

$$C > C' \quad (275)$$

Se comprueba la ecuación (275)

$$2700N > 2683.7N \quad (276)$$

Se cumple la condición, entonces el rodamiento si se puede utilizar en este sistema.

Para estos rodamientos, también se debe calcular que tipo de lubricante se debe utilizar para este sistema. En el catálogo de rodamientos de la SKF, (Svenska Kullagerfabriken SKF, 2019) dan la recomendación de la lubricación con aceite para rodamientos con jaula centrada respecto del aro (sufijo de designación MA o MB) Cuando estos rodamientos están lubricados con grasa, el valor nd_m se limita a 250 000 mm/min

$$n * d_m \leq 250.000mm/min \quad (277)$$

Donde:

- n : velocidad angular del eje
- d_m : diámetro medio del rodamiento

Reemplazando

$$180 * 0.5(10 + 22) = 2880mm/min \quad (278)$$

Validando la ecuación (277)

$$2880mm/min \leq 250.000mm/min \quad (279)$$

Dando como resultado, la selección de grasa como lubricante para los rodamientos.

4.4.6. Selección del sistema de sujeción de los ejes al motor y al reactor

El acople del motor es a partir de un motor de bajas velocidades, es decir 900 rpm, con una potencia de 0.25 hp con características dadas por la Tabla 19:

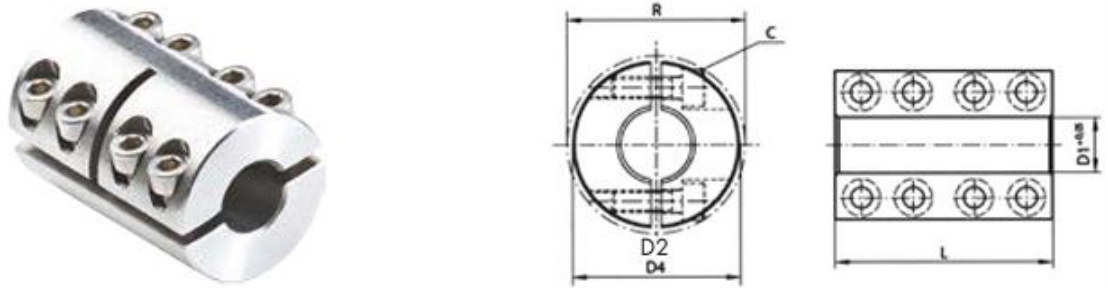
Material	Carcasa	HP	Tipo	PAM	Eje	Voltaje	Hz	RPM	IP
Aluminio/hierro	63	0.25	B14	11/90	11mm	230-460	60	900	55

Tabla 19: Datos del motor (IMPORTECNICA, n.d.)

Modelo MS 713-4 (IMPORTECNICA, n.d.)

Para la unión del eje del motor al tren de engranes, es por medio de acoples de abrazadera y/o brida, debido a que en este caso los ejes son de diferentes diámetros y que estos, son de diámetro pequeño, se utilizan acoplamientos con bridas DIN 116, en los cuales dichos acoplamientos con “bridas son uniones de ejes resistentes a la torsión, especialmente robustas y fiables, que pueden soportar sacudidas y cargas que actúan radial o axialmente”. (OPTIBELT, n.d.).

El acople entre el motor y el eje que sostiene el primer engrane, hay un cambio de sección como lo es de 11 mm que corresponde al diámetro del eje, a 10 mm que corresponde al eje del tren de engranes. Para este sistema se usa el siguiente tipo de brida dado por la Figura 36:



· Material, design: steel 1.0718, black-oxidized; stainless steel 1.4305, blank

Figura 36: Brida DIN 116

La cual posee las características dadas por la Tabla 20:

$D1$	$D2$	R	L	C
10	29	32.7	45	M4 x 12

Tabla 20: Datos de la brida DIN 116

Donde:

- $D1$: diámetro de los ejes
- $D2$: diámetro exterior de la brida
- R : diámetro total de la brida
- L : longitud de la brida
- C : tipo de tornillo a utilizar

Las recomendaciones para este tipo de brida son rangos los cuales están sobredimensionados con respecto al diseño del reactor, donde van a cumplir su función sin ningún tipo de problema. Dichas recomendaciones son:

- Sin desgaste ni mantenimiento
- Velocidad máxima de giro: 4000 rpm
- Rango de temperatura: $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $+175\text{ }^{\circ}\text{C}$

Ahora, en la unión del tren de engranes se usa el mismo modelo de brida, con la excepción que el cambio de diámetro es de 10 mm a 8mm que corresponde al diámetro del eje del tornillo sin fin del reactor.

La brida está diseñada para soportar un torque máximo de $85\text{ N} - m$ el cual será validado con respecto al torque dado por el motor, es decir

$$Pot = T * \omega \quad (280)$$

Donde:

- Pot : potencia del motor, $0.25[hp]$ o $186.43[watt]$
- T : torque del motor
- ω : velocidad angular del motor

Calculando el torque corresponde a:

$$T = \frac{Pot}{\omega} \quad (281)$$

$$T = \frac{183.43}{900} \quad (282)$$

$$T = 0.20 \text{ N} - m \quad (283)$$

Verificando:

$$85 \text{ N} - m > 0.20 \text{ N} - m \quad (284)$$

El resultado anterior ratifica que la brida soportara la carga a manejar en el sistema.

4.4.7. Dilatación de acuerdo a efectos térmicos.

Como es bien sabido, los aceros sufren cierta dilatación al ser expuestos a la energía térmica, de igual forma, la dilatación térmica es el proceso por el cual un objeto aumenta de volumen bajo la influencia de la temperatura. Afecta a todos los estados de la materia. A medida que aumenta la temperatura de un objeto, las partículas se mueven más rápido, por lo que necesitan más espacio para moverse. Por lo tanto, el cuerpo debe aumentar de volumen.

Para el manejo del tornillo sinfín, este va estar expuesto a un gran cambio de energía, el cual oscila de 25°C a una atmosfera de 500°C para hacer reaccionar la biomasa,

entonces para el dimensionamiento de la carcasa, se debe tener en cuenta esta dilatación para hacer un diseño adecuado.

La dilatación térmica se maneja de tipo lineal y se calcula de la siguiente manera:

$$\delta_T = \alpha * (\Delta T) * L \quad (285)$$

Donde:

- ΔT : es el cambio de energía a la cual se expone el material, en este caso de temperatura ambiente a 500°C
- L : es la longitud a examinar. Para este caso en específico se analizará como base, el radio que maneja la hélice del tornillo sinfín.
- α : coeficiente de dilatación térmica. En este estudio, esta constante se evalúa de acuerdo al cambio de temperatura, y tiene un valor de:

$$\alpha = 17.5 * 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$$

Valor tomado de (Grados material mundial, n.d.) Anexo 20:

Reemplazando en la ecuación (285)

$$\delta_T = 17.5 * 10^{-6} * (500 - 20) * \frac{25.4 * 10^{-3} - 8 * 10^{-3}}{2} \quad (286)$$

$$\delta_T = 0.0723 \text{ mm} \quad (287)$$

La tolerancia para el reactor, es mayor que este valor, lo cual nos garantiza que la dilatación que sufra el tornillo sinfín, no tiene influencia en el dimensionamiento del reactor.

4.4.8. Esquema final del reactor

El montaje final, se hace la respectiva simulación del diseño en el CAD SolidWorks donde se puede denotar en la Figura 37:, en el cual se presenta el reactor Auger, focalizando su geometría, su posicionamiento con respecto a cada uno de los componentes que tiene. El montaje del tren de engranajes como sistema de transmisión de potencia, las salidas de los gases al exterior, para recolectar el los productos en fase gaseosa y las entradas de cada uno de los fluidos. En fin, el diseño en base a la vida real, seria bajo los lineamientos descritos a través de este trabajo.

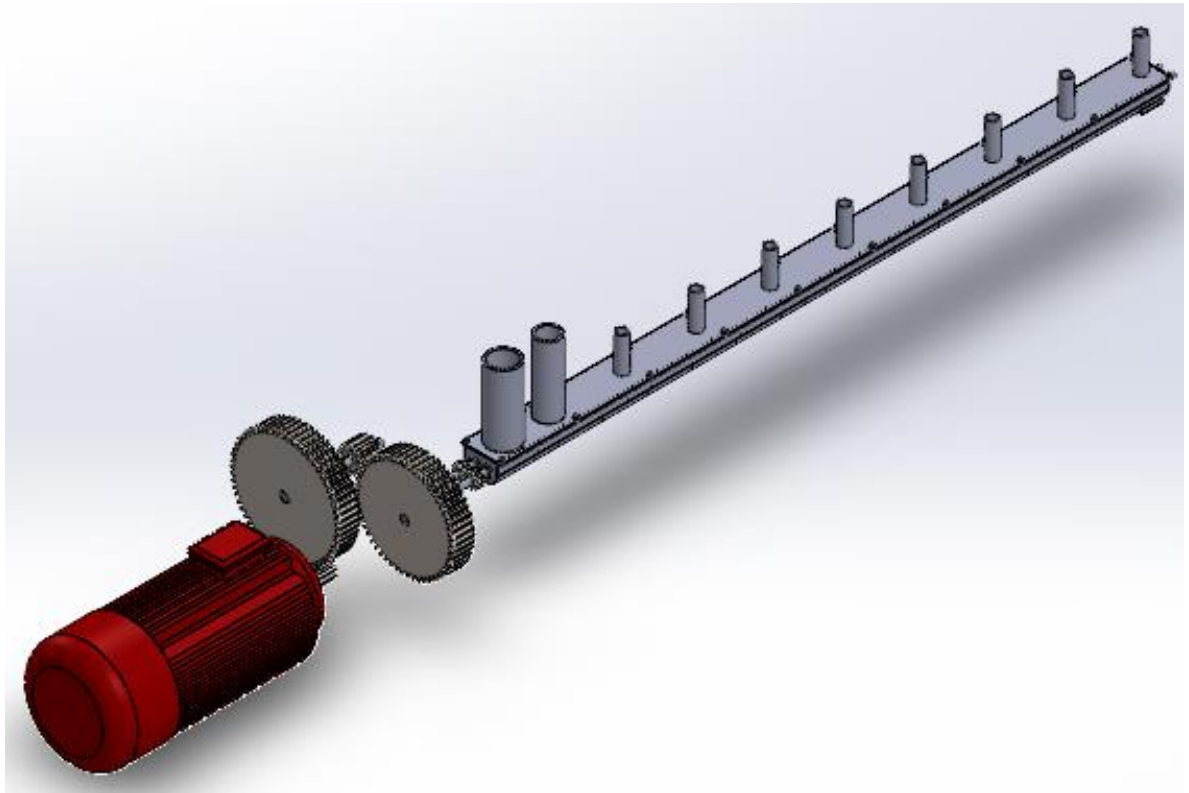


Figura 37: Esquema del tren de engranajes

Demás imágenes del montaje dadas en:

- Anexo 21:
- Anexo 22:
- Anexo 23:
- Anexo 24:

- Anexo 25:

5. Marco administrativo

5.1. Recursos humanos

Director de proyecto

Ph. D. Faustino Moreno Gamboa

Autores del Proyecto Candidatos a Ingenieros Mecánicos

- Camilo Andrés Niño Rincón
- Nixon Leonardo Contreras Flórez

5.2. Recursos financieros

PRESUPUESTO

Presupuesto global (en pesos Colombianos COP)

Tabla 21: Gastos en personal.

ITEM	PERSONAL	FUNCIÓN	CONTRAPARTIDA		TOTAL
			ESTUDIANTES	UFPS	
1	Camilo Andrés Niño Rincón	Investigador y ejecutor	1'000.000		1'000.000
2	Nixon Leonardo Contreras Flórez	Investigador y ejecutor	1'000.000		1'000.000
3	Faustino Moreno Gamboa	Director		5'000.000	5'000.000
	SUBTOTAL		2'000.000	5'000.000	
		TOTAL			7'000.000

Tabla 22: Gastos en equipos.

ITEM	EQUIPO	CANTIDAD	CONTRAPARTIDA		TOTAL
			ESTUDIANTES	UFPS	
1	Computador(es)		2'000.000		2'000.000
	SUBTOTAL		2'000.000		
			TOTAL		2'000.000

Tabla 23: Demás gastos

ITEM	DESCRIPCIÓN	CONTRAPARTIDA		TOTAL
		ESTUDIANTES	UFPS	
1	Viáticos	500.000		500.000
2	Imprevistos	1'000.000		1'000.000
3	Papelería y útiles de escritorio	1'000.000		1'000.000
	SUBTOTAL	2'500.000		
		TOTAL		2'500.000

5.3. Cronograma de actividades

Tabla 24: Cronograma de actividades.

Actividad	Periodo (meses)															
	Noviembre				Diciembre				Enero				Febrero			
	Periodo (Semana)															
	I	II	III	IV	I	II	III	IV	I	II	III	IV	I	II	III	IV
Recolección de información	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	-	-	-
Análisis térmico de flujos	-	X	X	X	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Formulación del modelo matemático del reactor	-	-	-	X	X	X	X	X	X	-	-	-	-	-	-	-
Simulación del proceso de pirolisis	-	-	-	-	-	-	-	X	X	X	-	-	-	-	-	-
Diseño mecánico del reactor	-	-	-	-	-	-	-	-	-	X	X	X	X	-	-	-

Redacción y corrección del documento	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	X	X	X	X
---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---

6. Conclusiones

La investigación realizada en la producción de biocombustibles dentro de un reactor tipo Auger, pudo observar que al aplicar un modelo termodinámico es factible dimensionar de manera apropiada este tipo de dispositivos con el objeto de generar un proceso óptimo de pirolisis rápida. En este caso se pudo encontrar que para un flujo de 2 kg/h de biomasa calentado por un flujo de 30 kg/h de portador de calor, es necesario una longitud aproximada de 80 cm gracias a los resultados obtenidos por la simulación del modelo matemático mencionado, el cual se pudo validar con la investigación A DEM modeling of biomass fast pyrolysis in a double auger reactor (Qi & Wright, 2020).

Como consecuencias principales se tiene que:

- La longitud, como variable fundamental del dimensionamiento de los reactores de doble tornillo sinfín, logra cambiar respecto a la geometría y a la capacidad de carga que maneja en su operación.
- El porcentaje de llenado se trabajó de acuerdo a la investigación titulada Process optimization of an auger pyrolyzer with heat carrier using (Brown & Brown, 2012) response surface methodology y lo reafirma la investigación The effects of scale on granular mixing in a double screw pyrolyzer (Marmur, 2015), tomando un valor de 50% para un manejo adecuado de operación. Los porcentajes de llenado que maneja este modelo se mantuvieron en un punto medio, ya que se está considerando un movimiento lineal de los flujos que intervienen en el proceso de calentamiento en comparación a la investigación de

“A DEM modeling of biomass fast pyrolysis in a double auger reactor” (Qi & Wright, 2020) donde consideran la hidrodinámica de cada partícula y su interacción con su respectivo medio. Esto nos hace concluir que el modelo realizado puede generar resultados similares con un enfoque mucho más sencillo a la hora de seleccionar un dimensionamiento adecuado.

- El coeficiente global de transferencia de calor, define la influencia de la pérdida de energía al exterior. Al analizar dicha variable con valores de $U \rightarrow 0 \left[\frac{W}{m^2 \cdot k} \right]$, $U \rightarrow 5 \left[\frac{W}{m^2 \cdot k} \right]$ y $U \rightarrow 10 \left[\frac{W}{m^2 \cdot k} \right]$ válida como para el primer caso del valor de cero, según la investigación Pyrolysis in auger reactors for biochar and bio-oil production: A review (Brassard et al., 2017) promueve un sistema ideal. Ya los demás valores tienen en cuenta agentes exteriores, como lo es la disipación de energía al ambiente demostrando la diferencia entre un modelo ideal y un modelo que represente lo real.
- La temperatura de entrada se encontró de acuerdo a la temperatura de operación óptima para esta investigación, dicho valor es de 600°C en escala de laboratorio, pero al aumentar estas dimensiones se tuvo que trabajar a 650°C, rango que se encuentra para el proceso de pirolisis rápida
- El tamaño de grano mantuvo un valor de 1mm en el presente análisis y se observa que al aumentar el tamaño de 1 a 2 mm la longitud de reacción tiende a aumentar como en la investigación A DEM modeling of biomass fast pyrolysis in a double auger reactor (Qi & Wright, 2020)

Además, de acuerdo a las dimensiones obtenidas en el análisis termodinámico, también se hizo el diseño mecánico donde se aplicaron las técnicas metodológicas de ingeniería mecánica para comprobar que el diseño fue bien seleccionado, dando así un énfasis en la validación de diseños antes hechos, con tal de averiguar si estos soportan las cargas a trabajar, obteniendo parámetros no sobredimensionados, y acordes a las necesidades de un prototipo a escala de laboratorio.

Recomendaciones

El estudio del movimiento de los fluidos se consideró de forma lineal, por lo tanto, se sugiere hacer el respectivo análisis hidrodinámico, donde se tendrá en cuenta la interacción real entre los tornillos sinfín y los flujos dentro del reactor tipo Auger.

Se recomienda estudiar la influencia geometría de los tornillos sinfín de acuerdo a las condiciones que se necesitan para el proceso de pirolisis rápida.

De igual manera, la transmisión de potencia mecánica a través de los ejes, se recomienda hacer un intercambiador de calor que garantice una temperatura de trabajo optima, para evitar el daño prematuro de los rodamientos de los soportes y/o demás componentes

Y por último se aconseja hacer el respectivo plan de mantenimiento para el cuidado y preservación del reactor Auger.

Referencias bibliográficas

- AGRONET, R. de información y comunicación del sector A. C. (2019). *AGRONET, MINAGRICULTURA*.
- Álvarez Rodríguez, A., Pizarro García, C., & Folgueras Díaz, M. B. (2013). *Caracterización química de biomasa y su relación con el poder calorífico*.
<http://hdl.handle.net/10651/17777>
- Análisis Termoeconómico de una Planta de Cogeneración con Biomasa. (n.d.). 2. *ANÁLISIS TERMODINÁMICO*. Retrieved February 26, 2022, from
https://biblus.us.es/bibing/proyectos/abreproy/3949/descargar_fichero/cap%C3%ADtulos%252F2.+AN%C3%81LISIS+TERMODIN%C3%81MICO.pdf
- Ansari, K. B., Kamal, B., Beg, S., Wakeel Khan, M. A., Khan, M. S., al Mesfer, M. K., & Danish, M. (2021). Recent developments in investigating reaction chemistry and transport effects in biomass fast pyrolysis: A review. In *Renewable and Sustainable Energy Reviews* (Vol. 150). Elsevier Ltd. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2021.111454>
- Aramideh, S., Xiong, Q., Kong, S. C., & Brown, R. C. (2015). Numerical simulation of biomass fast pyrolysis in an auger reactor. *Fuel*, *156*, 234–242.
<https://doi.org/10.1016/j.fuel.2015.04.038>
- Bega Helix S.A de C.V. (n.d.). *Qué es un Transportador Helicoidal*. Retrieved February 26, 2022, from <https://www.begahelicoidales.com/que-es-un-transportador-helicoidal>

- Brassard, P., Godbout, S., & Raghavan, V. (2017). Pyrolysis in auger reactors for biochar and bio-oil production: A review. *Biosystems Engineering*, *161*, 80–92.
<https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2017.06.020>
- Brown, J. N. (2009). *Development of a lab-scale auger reactor for biomass fast pyrolysis and process optimization using response surface methodology by*.
- Brown, J. N., & Brown, R. C. (2012). Process optimization of an auger pyrolyzer with heat carrier using response surface methodology. *Bioresource Technology*, *103*(1), 405–414.
<https://doi.org/10.1016/j.biortech.2011.09.117>
- Cámara de comercio de Cali. (2016). *Normatividad para las Energías Renovables en Colombia*.
<https://www.ccc.org.co/file/2016/04/Ritmo-Bioenergia-Bioenergia.pdf>
- Campuzano, F., Brown, R. C., & Martínez, J. D. (2019). Auger reactors for pyrolysis of biomass and wastes. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, *102*(October 2018), 372–409.
<https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.12.014>
- Cendel, Y. A., & Boles, M. A. (n.d.). *Termodinamica* (8 edition).
- Cerdá, E. (2012). *Energía obtenida a partir de biomasa*.
- Chávez-Sifontes, M., & Domine, M. E. (2013). LIGNINA, ESTRUCTURA Y APLICACIONES: MÉTODOS DE DESPOLIMERIZACIÓN PARA LA OBTENCIÓN DE DERIVADOS AROMÁTICOS DE INTERÉS INDUSTRIAL LIGNIN, STRUCTURE AND APPLICATIONS: DEPOLYMERIZATION METHODS FOR OBTAINING AROMATIC DERIVATIVES OF INDUSTRIAL INTEREST. In *Av. cien. ing* (Vol. 4, Issue 4). Chávez-Sifontes & Domine.
http://www.exeedu.com/publishing.cl/av_cienc_ing/15

Congreso de la República de Colombia. (n.d.). *Ley 2036 de 2020*. Retrieved February 26, 2022, from <https://medioambiente.uexternado.edu.co/ley-2036-de-2020-por-la-cual-se-promueve-la-participacion-de-las-entidades-territoriales-en-los-proyectos-de-generacion-de-energias-alternativas-renovables/#:~:text=octubre%20de%202020-,Ley%202036%20de%202020%20%E2%80%9CPor%20la%20cual%20se%20promueve%20la,generaci%C3%B3n%20de%20energ%C3%ADas%20alternativas%20renovables%E2%80%9D>

Conveyor Equipment Manufacturers Association. Screw Conveyor Engineering Committee, Conveyor Equipment Manufacturers Association, & American National Standards Institute. (n.d.). *Screw conveyors for bulk materials*.

Darle W. Dudley. (1973). Manual de engranajes. In McGRAW HILL BOOK COMPANY (Ed.), *Compañía Editorial Continental S. A.*

Daugaard, D. E., & Brown, R. C. (2003). Enthalpy for pyrolysis for several types of biomass. *Energy and Fuels*, 17(4), 934–939. <https://doi.org/10.1021/ef020260x>

Daugaard, T. J., Dalluge, D. L., Brown, R. C., & Wright, M. M. (2018). Effect of thermophysical properties of heat carriers on performance of a laboratory-scale auger pyrolyzer. *Fuel Processing Technology*, 176(November 2017), 182–189. <https://doi.org/10.1016/j.fuproc.2018.03.024>

Deutschman, A. D., Michels, W. J., & Wilson, C. E. (1987). *Diseño de maquinas. teoria y practica*.

Dinamica de fluidos. (n.d.). Retrieved February 26, 2022, from <http://tesis.uson.mx/digital/tesis/docs/2496/Capitulo3.pdf>

Elogística, & Gobierno de Aragon. (n.d.). *Centro nacional de conocimiento en la aplicación de las Tecnologías de la Información y de las Comunicaciones a la resolución de problemas en el ámbito de la logística*. Retrieved February 26, 2022, from <http://web.itainnova.es/elogistica/inicio/>

Escalante Rebolledo, A., Pérez López, G., Hidalgo Moreno, C., López Collado, J., Campo Alves, J., Valtierra Pacheco, E., Etchevers Barra, J. D., Rebolledo, E., Pérez López, G., Hidalgo Moreno, C., López Collado, J., Campo Alves, J., & Valtierra Pacheco D Etchevers Barra, E. J. (n.d.). *Biocarbón (biochar) I: Naturaleza, historia, fabricación y uso en el suelo Biocarbon (biochar) I: Nature, history, manufacture and use in soil* Autora responsable (hidalgo@colpos.mx).

Funke, A., Grandl, R., Ernst, M., & Dahmen, N. (2018). Modelling and improvement of heat transfer coefficient in auger type reactors for fast pyrolysis application. *Chemical Engineering and Processing - Process Intensification*, 130(May), 67–75. <https://doi.org/10.1016/j.cep.2018.05.023>

Funke, A., Tomasi Morgano, M., Dahmen, N., & Leibold, H. (2017). Experimental comparison of two bench scale units for fast and intermediate pyrolysis. *Journal of Analytical and Applied Pyrolysis*, 124, 504–514. <https://doi.org/10.1016/j.jaap.2016.12.033>

García, J. luis, & Martínez, M. J. (2014). *Biomasa y Biotecnología*. <https://digital.csic.es/handle/10261/137345>

Garcia-Perez M, T. Lewis, & C.E. Kruge. (2011). *Methods for Producing Biochar and Advanced Biofuels in Washington State Part 1: Li eactors terature Review of Pyrolysis Reactors*. www.pacificbiomass.org.

Grados material mundial. (n.d.). *Acero Inoxidable 316 Ficha Tecnica, Acero AISI 316*

Propiedades, Inox 316 S. Retrieved February 28, 2022, from

<https://www.materialmundial.com/inox-ss316-aisi-astm-acero-inoxidable-316-ficha-tecnica-propiedades-ss/>

Hamrock, B. J., Jacobson, B. O., & Schród, S. R. (2000). *Elementos máquinas*.

Henrich, E., Dahmen, N., Weirich, F., Reimert, R., & Kornmayer, C. (2016a). Fast pyrolysis of lignocellulosics in a twin screw mixer reactor. *Fuel Processing Technology, 143*, 151–161.

<https://doi.org/10.1016/j.fuproc.2015.11.003>

Henrich, E., Dahmen, N., Weirich, F., Reimert, R., & Kornmayer, C. (2016b). Fast pyrolysis of lignocellulosics in a twin screw mixer reactor. *Fuel Processing Technology, 143*, 151–161.

<https://doi.org/10.1016/j.fuproc.2015.11.003>

Hooshdaran, B., Haghshenasfard, M., Hosseini, S. H., Esfahany, M. N., Lopez, G., & Olazar, M.

(2021). CFD modeling and experimental validation of biomass fast pyrolysis in a conical spouted bed reactor. *Journal of Analytical and Applied Pyrolysis, 154*(December 2020),

105011. <https://doi.org/10.1016/j.jaap.2020.105011>

Hu, X., & Gholizadeh, M. (2019). Biomass pyrolysis: A review of the process development and challenges from initial researches up to the commercialisation stage. In *Journal of Energy Chemistry* (Vol. 39, pp. 109–143). Elsevier B.V.

<https://doi.org/10.1016/j.jechem.2019.01.024>

Husár, J., Šuhaj, P., & Haydary, J. (2021). Experimental validation of complex mathematical model of screw reactor coupled with particle model describing pyrolysis of lignocellulosic

biomass. *Journal of Environmental Chemical Engineering*, 9(4).

<https://doi.org/10.1016/j.jece.2021.105543>

HyperPhysics. (2017). *Series de Taylor*. <http://hyperphysics.phy-astr.gsu.edu/hbasees/tayser.html>

IESMAT. (n.d.). *Tamaño de Partícula*. Retrieved February 26, 2022, from

https://iesmat.com/catalogos/WC_TAMPARTI/tamano-de-particula/

IMPORTECNICA, S. A. (n.d.). *Motor de 900 rpm 0.25 HP*. Carcasa 63 HP 0,25. Retrieved

February 28, 2022, from <http://importecnica.com/producto/motor-electrico-13/>

Incropera, F. P., & DeWitt, D. P. (n.d.). *Fundamentos de transferencia de calor, 4ta Edición*.

International Organization for Standardization. (2008). *UNE-EN ISO 13857*.

<https://www.une.org/encuentra-tu-norma/busca-tu-norma/norma/N0042107>

Keller, S. (2019). *Por Qué el Papel Prospera en un mundo digital*. www.acs.org/chemmatters

Kingston, T. A., & Heindel, T. J. (2013). Visualization and composition analysis to quantify mixing in a screw pyrolyzer. *American Society of Mechanical Engineers, Fluids*

Engineering Division (Publication) FEDSM, 2. <https://doi.org/10.1115/FEDSM2013-16054>

Kingston, T. A., & Heindel, T. J. (2014a). Granular mixing optimization and the influence of operating conditions in a double screw mixer. *Powder Technology*, 266, 144–155.

<https://doi.org/10.1016/j.powtec.2014.06.016>

Kingston, T. A., & Heindel, T. J. (2014b). Granular mixing optimization and the influence of operating conditions in a double screw mixer. *Powder Technology*, 266, 144–155.

<https://doi.org/10.1016/j.powtec.2014.06.016>

- Konuk, F., Zeren, F., Akpınar, S., & Yıldız, Ş. (2021). Biomass energy consumption and economic growth: Further evidence from NEXT-11 countries. *Energy Reports*, 7, 4825–4832. <https://doi.org/10.1016/j.egy.2021.07.070>
- Lopez, G., Alvarez, J., Amutio, M., Hooshdaran, B., Cortazar, M., Haghshenasfard, M., Hosseini, S. H., & Olazar, M. (2019). Kinetic modeling and experimental validation of biomass fast pyrolysis in a conical spouted bed reactor. *Chemical Engineering Journal*, 373, 677–686. <https://doi.org/10.1016/j.cej.2019.05.072>
- MARÍA DEL ROSARIO BARAY GUERRERO. (2016). *PIROLISIS A BAJA TEMPERATURA DE LA POMASA DE MANZANA PARA LA PRODUCCIÓN DE BIOCMBUSTIBLES*. <https://cimav.repositorioinstitucional.mx/jspui/handle/1004/363>
- Marmur, B. L. (2015). *The effects of scale on granular mixing in a double screw pyrolyzer*.
- Marmur, B. L., & Heindel, T. J. (2016). Effect of particle size, density, and concentration on granular mixing in a double screw pyrolyzer. *Powder Technology*, 302, 222–235. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2016.08.040>
- Ministerio para la Transición Ecológica y el Reto Demográfico. (n.d.). *VALORIZACIÓN ENERGÉTICA / TRATAMIENTOS TÉRMICOS*. Retrieved February 26, 2022, from <https://www.miteco.gob.es/es/calidad-y-evaluacion-ambiental/temas/prevencion-y-gestion-residuos/flujos/domesticos/gestion/sistema-tratamiento/Pirolisis.aspx>
- Montoya, J. I., Chejne-Janna, F., & Garcia-Pérez, M. (2015). Pirólisis rápida de biomásas: Una revisión de los aspectos relevantes. Parte I: Estudio paramétrico. *DYNA (Colombia)*, 82(192), 239–248. <https://doi.org/10.15446/dyna.v82n192.44701>
- Mott, R. L. (1995). *Diseno de Elementos de Maquinas* (2nd ed.).

Ñaupas, H., Marcelino, P., Valdivia, R., Jesús, D., Palacios, J., Hugo, V., & Delgado, E. R.

(2013). *Metodología de la investigación Cuantitativa-Cualitativa y Redacción de la Tesis*.

<https://corladancash.com/wp-content/uploads/2020/01/Metodologia-de-la-inv-cuanti-y-cuali-Humberto-Naupas-Paitan.pdf>

Norton, R. L. (n.d.). *DISEÑO DE MAQUINAS*. www.elsolucionario.net

OPTIBELT. (n.d.). *CLAMP AND FLANGE COUPLINGS – RIGID COUPLINGS*.

Ortiz Ruiz, S. (2018). *Estimation of biofuels produced by pyrolysis of coffee husk*. October.

Priya, Deora, P. S., Verma, Y., Muhal, R. A., Goswami, C., & Singh, T. (2021). Biofuels: An alternative to conventional fuel and energy source. *Materials Today: Proceedings*, 48, 1178–1184. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2021.08.227>

Qi, F., Heindel, T. J., & Wright, M. M. (2017). Numerical study of particle mixing in a lab-scale screw mixer using the discrete element method. In *Powder Technology* (Vol. 308, pp. 334–345). <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2016.12.043>

Qi, F., & Wright, M. M. (2020). A DEM modeling of biomass fast pyrolysis in a double auger reactor. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 150. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.119308>

RGPBALLS S.r.l. (2022). *BOLAS DE ACERO INOXIDABLE AISI 316/316L*.

<https://www.rgpballs.com/es/bolas-de-acero-inoxidable-aisi-316-316l/>

Roy, C., de Caumia, B., & Blanchette, D. (1988). Processing of wood chips in a semicontinuous multiple-hearth vacuum-pyrolysis reactor. *ACS Symposium Series*, 376, 16–30. <https://doi.org/10.1021/bk-1988-0376.ch003>

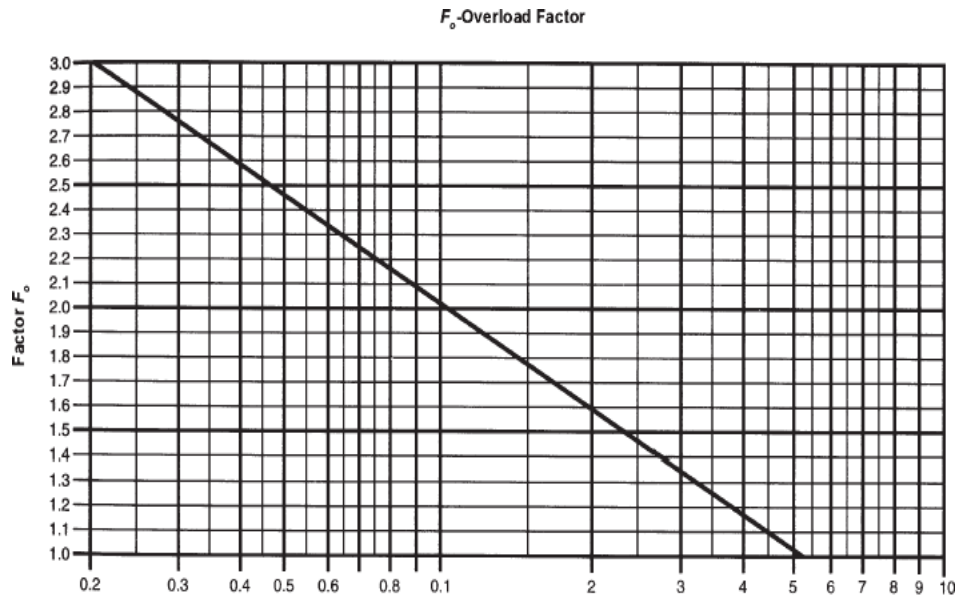
- Shigley, J. E. (2015). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley Décima edición* (10th ed.).
- Simergia Engineering SL. (n.d.). *¿Qué es la simulación de procesos?* Retrieved February 26, 2022, from <https://simergia.com/simulacion-de-procesos/>
- Sirijanusorn, S., Sriprateep, K., & Pattiya, A. (2013). Pyrolysis of cassava rhizome in a counter-rotating twin screw reactor unit. *Bioresource Technology*, *139*, 343–348.
<https://doi.org/10.1016/j.biortech.2013.04.024>
- Steel, S. a tu medida. (2019). *Trabajos en caliente: Procedimiento para trabajos en caliente*.
<https://www.steel.net.co/trabajos-en-caliente/>
- SURA, S. D. V. S. S. A. (n.d.). *El clima, la iluminación y el ruido en el lugar de trabajo - Parte I*. Retrieved February 26, 2022, from
<https://www.arlsura.com/index.php/component/content/article?id=784:-sp-11309>
- Svenska Kullagerfabriken SKF. (2019). *Catálogo Rodamientos*.
- Termosistemas, T. portal de refrigeración. (n.d.). *Temperatura*. Retrieved February 26, 2022, from <http://www.termosistemas.com.ar/sitio/vernota.php?nota=247&cat=1>
- Unidad de Planeación Minero Energética. (2015). *PLAN ENERGETICO NACIONAL COLOMBIA: IDEARIO 2050*.
- Yang, S. I., Wu, M. S., & Wu, C. Y. (2014). Application of biomass fast pyrolysis part I: Pyrolysis characteristics and products. *Energy*, *66*, 162–171.
<https://doi.org/10.1016/j.energy.2013.12.063>

Anexos

Anexo 1: Factores CF1 CF2 y CF3 (Conveyor Equipment Manufacturers Association. Screw Conveyor Engineering Committee et al., n.d.)

Factor de capacidad de paso especial del transportador CF1					
Alquitrán	Descripción			CF1	
Estándar	Pitch = Diámetro del tornillo			1	
Corto	Paso = 2/3 Diámetro del tornillo			1,5	
Mitad	Paso = 1/2 Diámetro del tornillo			2	
Largo	Paso = 1-1/2 Diámetro del tornillo			0,67	
Factor de capacidad de vuelo especial del transportador CF2					
Tipo de vuelo		Carga del transportador			
		15%	30%	45%	
Cortar vuelo		1,95	1,57	1,43	
Vuelo cortado y plegado		N, R	3,75	2,54	
Vuelo de cinta		1,04	1,37	1,62	
Factor de capacidad de paleta de mezcla de transportador especial CF3					
Paletas estándar por parcela a 45°					
Paso inverso					
Factor CF3	Ninguno	1	2	3	4
	1	1,08	1,16	1,24	1,32

Anexo 2: Figura 3-1 Factor de sobrecarga (Conveyor Equipment Manufacturers Association, 2019)



Horsepower $HP_f + HP_m$
 For values of $HP_f + HP_m$ greater than 5.2, F_o is 1.0
 Trace the value of $(HP_f + HP_m)$ vertically to the diagonal line, then across to the left where the F_o value is listed.

Anexo 3: Tabla 8-1 Eficiencias mecánicas de los mecanismos de reducción de velocidad, catalogo CEMA (Conveyor Equipment Manufacturers Association, 2019)

Tipo de mecanismo de reducción de velocidad	Eficiencias aproximadas
Correas en V y poleas	0.94
Cadena de rodillos de precisión sobre piñones de dientes cortados, protección abierta	0.93
Cadena de rodillos de precisión sobre ruedas dentadas cortadas, carcasa estanca al aceite	0.94
Reductor de engranajes cilíndricos o de espina de pescado de simple reducción o Motorreductor	0.95
Reductor o motorreductor de engranajes cilíndricos o en espiga de doble reducción	0.94
Reductor de engranajes cilíndricos o de espiga de triple reducción o Motorreductor	0.93
Reductor de engranajes helicoidales de simple reducción, reductores de velocidad montados en eje cerrado Reductores y accionamientos de transportadores de tornillo	0.95
Reductores de velocidad de doble reducción, montados en eje cerrado Reductores y accionamientos de transportadores de tornillo	0.94
Reductores de velocidad de engranajes helicoidales cerrados de baja relación (hasta 20:1)	0.90
Reductores de velocidad de engranaje helicoidal cerrado de relación media (rango de 20:1 a 60:1) Reductores	0.70

Reductores de velocidad de engranajes helicoidales cerrados de alta relación (más de 60:1 a 100:1) Reductores	0.50
Engranaje de dientes cortados, inglete o cónico, extremos de caja del eje de transmisión cerrados	0.93
Engranajes rectos de dientes cortados, cerrados, para cada reducción	0.93
Dientes cortados de inglete o engranajes cónicos Extremos de caja del eje de contrapeso de tipo abierto	0.90
Engranajes rectos de dientes cortados, abiertos para cada reducción	0.90
Engranajes rectos de dientes fundidos, abiertos para cada reducción	0.85

Anexo 4: Tabla 3.1 Factor de soporte de la suspensión f_b , catalogo CEMA
 (Conveyor Equipment Manufacturers Association. Screw Conveyor Engineering
 Committee et al., n.d.)

Grupo de componentes	Tipo de rodamiento	f_b
Grupo A	Ball	
Grupo B	Babbit Bronce Bronce grafito Base de lona fenólica Bronce impregnado de aceite Madera impregnada de aceite	1.7
Grupo C	Plástico Nylon PTFE	2.0
Grupo D	Hierro duro refrigerado Manguito de aleación endurecida	4.4

Nota: Rodamientos no lubricados o sin lubricación adicional

Anexo 5: Tabla 3.2 Factor de diámetro del tornillo, f_b , catalogo CEMA (Conveyor Equipment Manufacturers Association, 2019)

Diámetro del tornillo	F_d
6	18
9	31
10	37
12	55
14	78
16	106
18	135
20	165
24	235
30	365
36	540

Anexo 6: Tabla 3-3 Factor de vuelo, Ff

Factor de vuelo				
Tipo de vuelo	Carga del transportador			
	15%	30%	45%	95%
Estándar	1,00	1,00	1,00	1,00
Cortar vuelo	1,10	1,15	1,20	1,30
Vuelo cortado y plegado	N, R	1,50	2,54	2,30
Vuelo de cinta	1,04	1,37	1,62	-

Anexo 7: Tabla 3-4 Factor de paleta, F_p

Factor F_p	Palas estándar por paso ajustadas a 45° de paso inverso				
	Ninguno	1	2	3	4
	1.00	1.29	1.58	1.87	2.16

Anexo 8: factor de diseño

Anexo 9: factor dinámico

Kv: Factor dinámico			
Sistema Internacional		Sistema Ingles	
$0 < V \leq 10 \text{ m/s}$	$Kv = \frac{3.05 + v}{3.05}$	$0 < V \leq 2000 \text{ p/min}$	$Kv = \frac{600 + v}{600}$
$10 < V \leq 20 \text{ m/s}$	$Kv = \frac{6.1 + v}{6.1}$	$2000 < V \leq 4000 \text{ p/min}$	$Kv = \frac{1200 + v}{1200}$
$V > 20 \text{ m/s}$	$Kv = \frac{5.56 + \sqrt{v}}{5.56}$	$V > 4000 \text{ p/min}$	$Kv = \frac{78 + \sqrt{v}}{78}$
V: Velocidad de la línea de paso en m/s		V: Velocidad de la línea de paso en p/min	

Anexo 10: tabla 1.1 Hamrock (Hamrock et al., 2000)

Tabla 1.1 Características de factor de seguridad A, B y C.

Característica ^a		B =			
		mb	b	r	p
A = mb	mb	1.1	1.3	1.5	1.7
	b	1.2	1.45	1.7	1.95
	r	1.3	1.6	1.9	2.2
	p	1.4	1.75	2.1	2.45
A = b	mb	1.3	1.55	1.8	2.05
	b	1.45	1.75	2.05	2.35
	r	1.6	1.95	2.3	2.65
	p	1.75	2.15	2.55	2.95
A = r	mb	1.5	1.8	2.1	2.4
	b	1.7	2.05	2.4	2.75
	r	1.9	2.3	2.7	3.1
	p	2.1	2.55	3.0	3.45
A = p	mb	1.7	2.15	2.4	2.75
	b	1.95	2.35	2.75	3.15
	r	2.2	2.65	3.1	3.55
	p	2.45	2.95	3.45	3.95

^a mb = muy bien, b = bien, r = regular y p = pobre.
 A = calidad de los materiales, mano de obra, mantenimiento e inspección.
 B = control sobre la carga aplicada a la parte.
 C = exactitud del análisis de esfuerzos, de la información experimental o de la experiencia con partes similares.

Tabla 1.2 Características del factor de seguridad D y E.

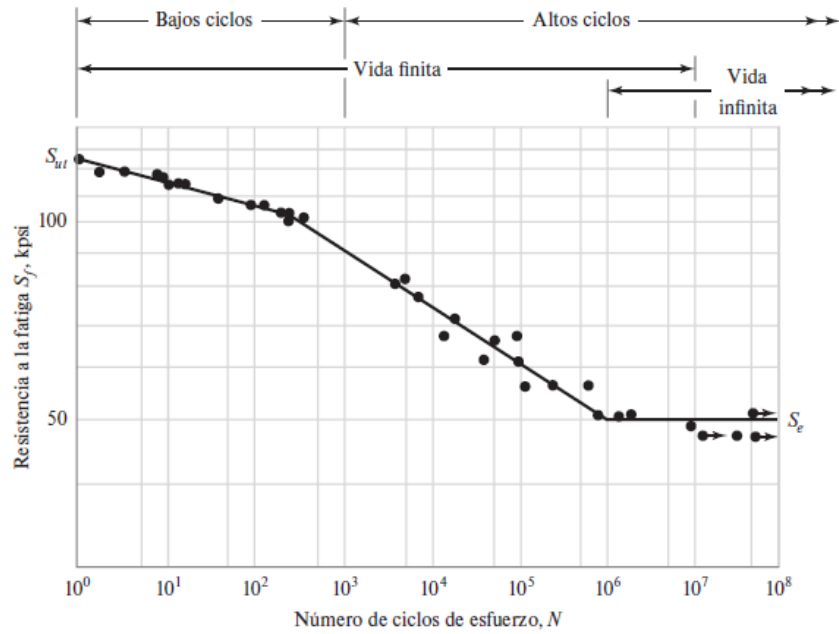
Característica ^a		D =		
		ns	s	ms
E =	ns	1.0	1.2	1.4
	s	1.0	1.3	1.5
	ms	1.2	1.4	1.6

^a ms = muy serio, s = serio y ns = no serio.
 D = peligro para el personal.
 E = impacto económico.

Anexo 11: fracción del esfuerzo último a la tensión de la resistencia a la fatiga a 1000
ciclos

Figura 6-10

Diagrama $S-N$ que se graficó a partir de los resultados de ensayos a la fatiga axial completamente invertidos. Material: acero UNS G41300, normalizado; $S_{ut} = 116$ kpsi; S_{ut} máxima = 125 kpsi. (Datos de NACA Tech. Nota 3866, diciembre de 1966.)



Anexo 12: factor de carga

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión}^{17} \end{cases}$$

Anexo 13: La resistencia a la tensión con temperatura corregida que se obtiene mediante el factor

Tabla 6-4

Efecto de la temperatura de operación en la resistencia a la tensión del acero.*
 (S_T = resistencia a la tensión a la temperatura de operación,
 S_{RT} = resistencia a la tensión a temperatura ambiente; $0.099 \leq \hat{\sigma} \leq 0.110$)

Temperatura, °C	S_T/S_{RT}	Temperatura, °F	S_T/S_{RT}
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1 000	0.698
550	0.672	1 100	0.567
600	0.549		

Anexo 14: El factor de confiabilidad es seleccionado de la tabla 6-5

Tabla 6-5

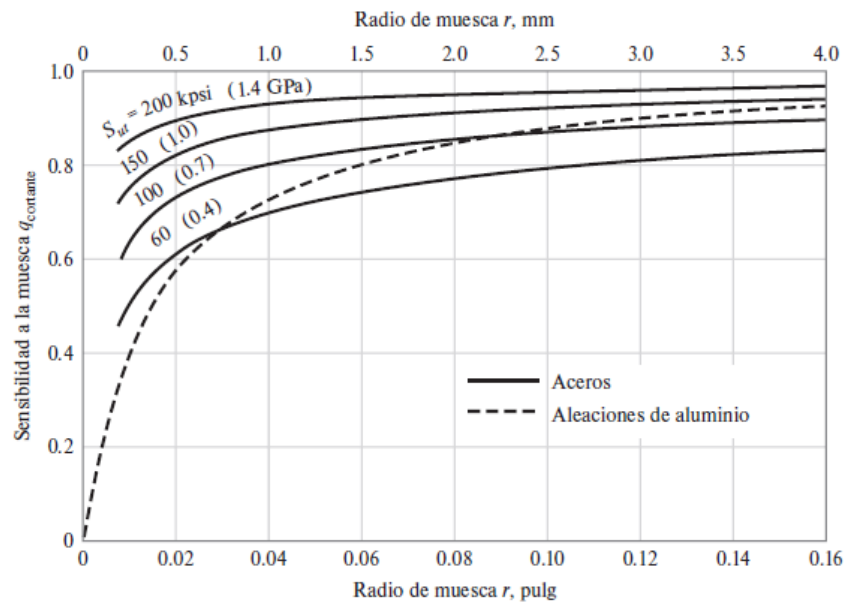
Factores de confiabilidad k_e correspondientes a 8 desviaciones estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga.

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_G	Factor de confiabilidad k_e
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Anexo 15: Sensibilidad de la muesca

Figura 6-21

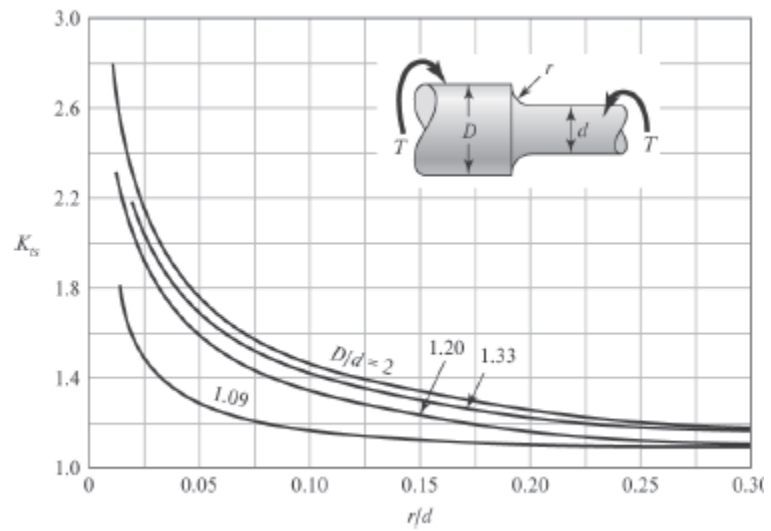
Sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a torsión inversa. En el caso de radios de muesca más grandes, use los valores de q_{cortante} correspondientes a la ordenada $r = 0.16$ pulg (4 mm).



Anexo 16: Figura A-15-8

Figura A-15-8

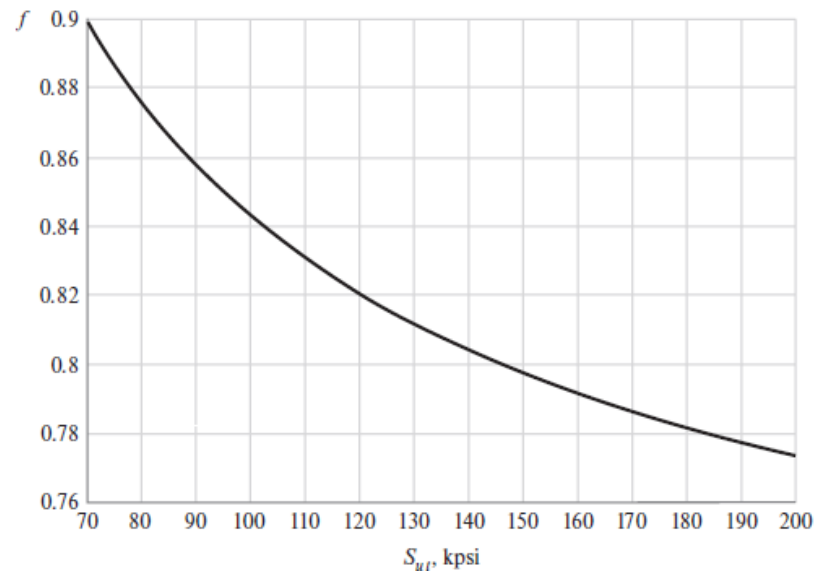
Eje redondo con filete en el hombro en torsión. $\tau_0 = Tc/J$, donde $c = d/2$ y $J = \pi d^4/32$.



Anexo 17: Fracción de resistencia a la fatiga

Figura 6-18

Fracción de resistencia a la fatiga, f , de S_{ut} a los 10^3 ciclos para $S_e = S'_e = 0.5 S_{ut}$ a los 10^6 ciclos.



Anexo 18: Tabla 7-6, dimensiones de cuñas de acuerdo al diámetro del eje

Tabla 7-6

Dimensiones en pulgadas de algunas aplicaciones de cuñas cuadradas y rectangulares estándar

[Fuente: Joseph E. Shigley, "Unthreaded Fasteners", capítulo 24, en Joseph E. Shigley, Charles R. Mischke y Thomas H. Brown Jr. (eds.), *Standard Handbook of Machine Design*, 3a. ed., McGraw-Hill, Nueva York, 2004.]

Diámetro del eje		Tamaño de la cuña		Profundidad del cuñero
Más de	Hasta (inclusive)	w	h	
$\frac{5}{16}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{64}$
$\frac{7}{16}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{64}$
		$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{16}$
$\frac{9}{16}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{16}$
		$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{32}$
$\frac{7}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{32}$
		$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
$1\frac{1}{4}$	$1\frac{3}{8}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
		$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{32}$
$1\frac{3}{8}$	$1\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
		$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16}$
$1\frac{3}{4}$	$2\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16}$
		$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$
$2\frac{1}{4}$	$2\frac{3}{4}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{7}{32}$
		$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{16}$
$2\frac{3}{4}$	$3\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$
		$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$

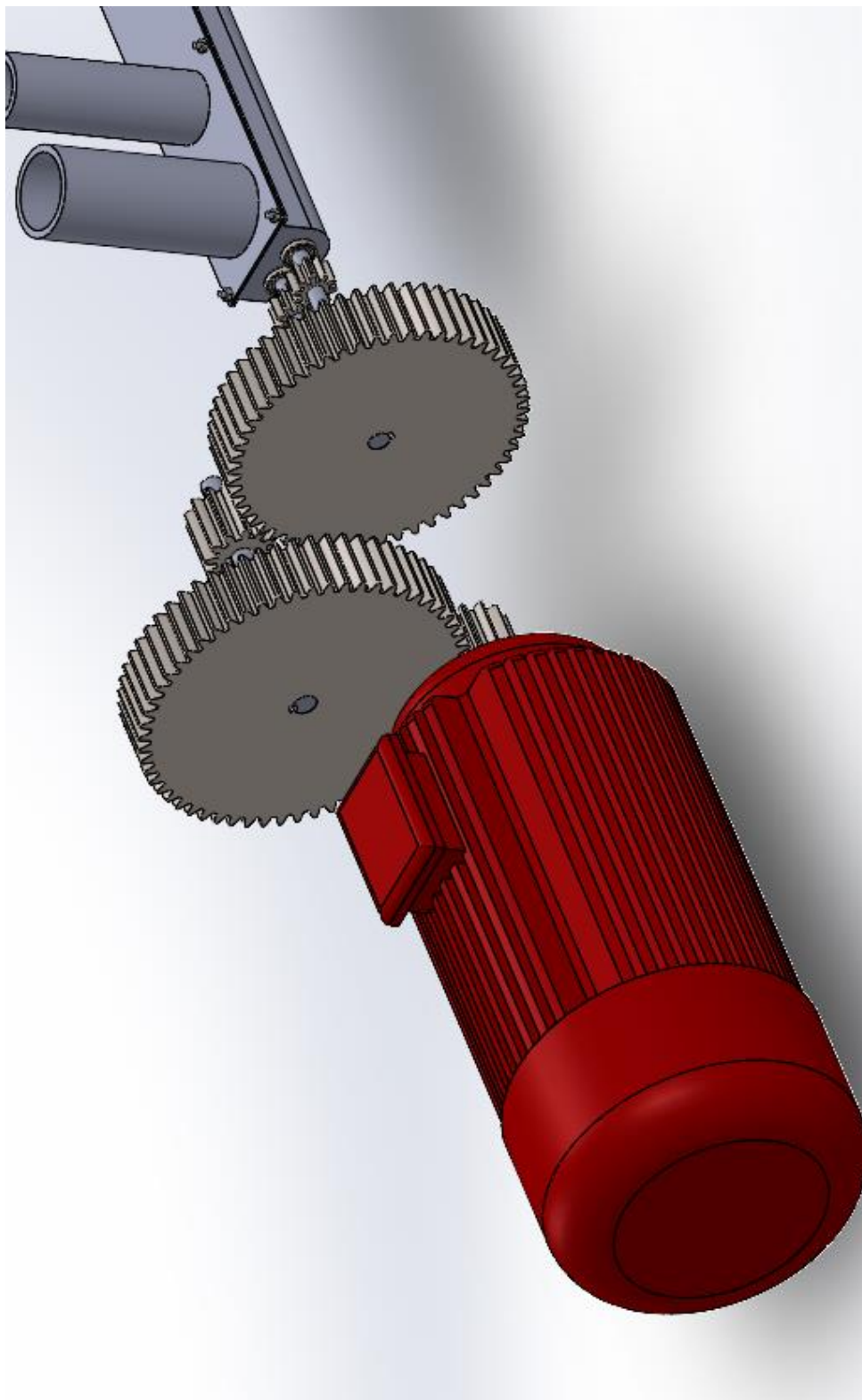
Anexo 19: Tabla de rodamientos de 10 mm

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designaciones	
d	D	B	dinámica C	estática C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite ¹⁾		Rodamiento abierto o tapado en ambos lados	tapado en un lado ²⁾
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	–	
9 cont.	24	7	3,9	1,66	0,071	–	19 000	0,015	▶ 609-2RSH	609-RSH
	24	7	3,9	1,66	0,071	70 000	34 000	0,014	▶ 609-2RSL	609-RSL
	24	7	3,9	1,66	0,071	70 000	34 000	0,015	▶ 609-ZZ	609-Z
	26	8	4,75	1,96	0,083	60 000	38 000	0,02	▶ 629	–
	26	8	4,75	1,96	0,083	–	19 000	0,02	▶ 629-2RSH	629-RSH
	26	8	4,75	1,96	0,083	60 000	30 000	0,02	▶ 629-2RSL	629-RSL
	26	8	4,75	1,96	0,083	60 000	30 000	0,021	▶ 629-ZZ	629-Z
	19	5	1,72	0,83	0,036	–	22 000	0,0055	61800-2RS1	–
	19	5	1,72	0,83	0,036	80 000	38 000	0,0055	61800-ZZ	–
	19	5	1,72	0,83	0,036	80 000	48 000	0,0053	61800	–
22	6	2,7	1,27	0,054	–	20 000	0,01	61900-2RS1	–	
22	6	2,7	1,27	0,054	70 000	36 000	0,01	61900-ZZ	–	
22	6	2,7	1,27	0,054	70 000	45 000	0,01	61900	–	
26	8	4,75	1,96	0,083	67 000	40 000	0,019	▶ 6000	–	
26	8	4,75	1,96	0,083	–	19 000	0,019	▶ 6000-2RSH	6000-RSH	
26	8	4,75	1,96	0,083	67 000	34 000	0,019	▶ 6000-2RSL	6000-RSL	
26	8	4,75	1,96	0,083	67 000	34 000	0,02	▶ 6000-ZZ	▶ 6000-Z	
26	12	4,62	1,96	0,083	–	19 000	0,025	63000-2RS1	–	
28	8	5,07	2,36	0,1	60 000	30 000	0,026	16100-ZZ	–	
28	8	5,07	2,36	0,1	60 000	38 000	0,024	16100	–	
30	9	5,4	2,36	0,1	56 000	36 000	0,031	▶ 6200	–	
30	9	5,4	2,36	0,1	–	17 000	0,032	▶ 6200-2RSH	6200-RSH	
30	9	5,4	2,36	0,1	56 000	28 000	0,032	▶ 6200-2RSL	6200-RSL	
30	9	5,4	2,36	0,1	56 000	28 000	0,034	▶ 6200-ZZ	6200-Z	
30	14	5,07	2,36	0,1	–	17 000	0,04	62200-2RS1	–	
35	11	8,52	3,4	0,143	50 000	32 000	0,053	▶ 6300	–	
35	11	8,52	3,4	0,143	–	15 000	0,054	▶ 6300-2RSH	6300-RSH	
35	11	8,52	3,4	0,143	50 000	26 000	0,053	6300-2RSL	6300-RSL	
35	11	8,52	3,4	0,143	50 000	26 000	0,055	▶ 6300-ZZ	6300-Z	
35	17	8,06	3,4	0,143	–	15 000	0,06	62300-2RS1	–	

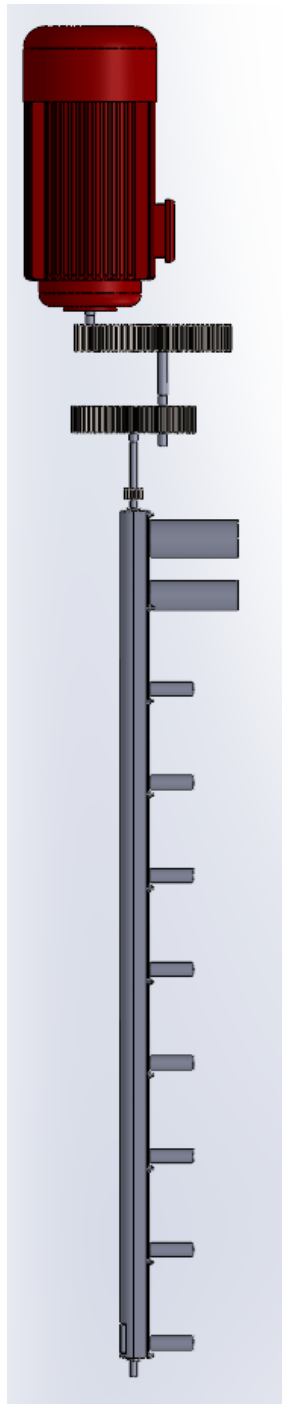
Anexo 20: Acero Inox 316 Propiedades Físicas

Acero Inox 316 Propiedades Físicas	
Densidad	8.03 g/cm ³
Punto de fusion	1370-1398 °C
Calor específico (Capacidad calorífica específica)	500 J/(Kg·K) a 20 °C
Resistividad eléctrica	0.74 μΩ·m (20°C)
Permeabilidad magnética	1.02 (Aproximado)
Modulo elastico	193 GPa (28×10 ⁶ psi)
Difusividad térmica	4.05 mm ² /s
Coeficiente de conductividad termica	12.1 (20 °C)
	16.3 (100 °C)
	21.5 (500 °C)
Coeficiente de dilatacion lineal	15.9 (20-100 °C)
	16.2 (20-300 °C)
	17.5 (20-500 °C)

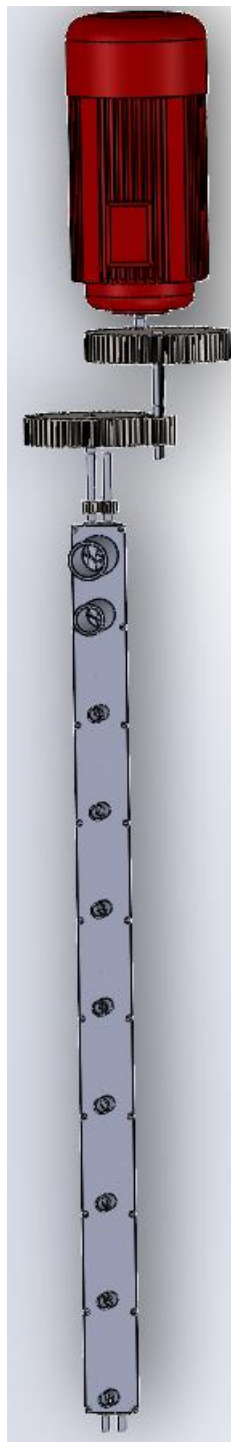
Anexo 21: esquema final del reactor Auger



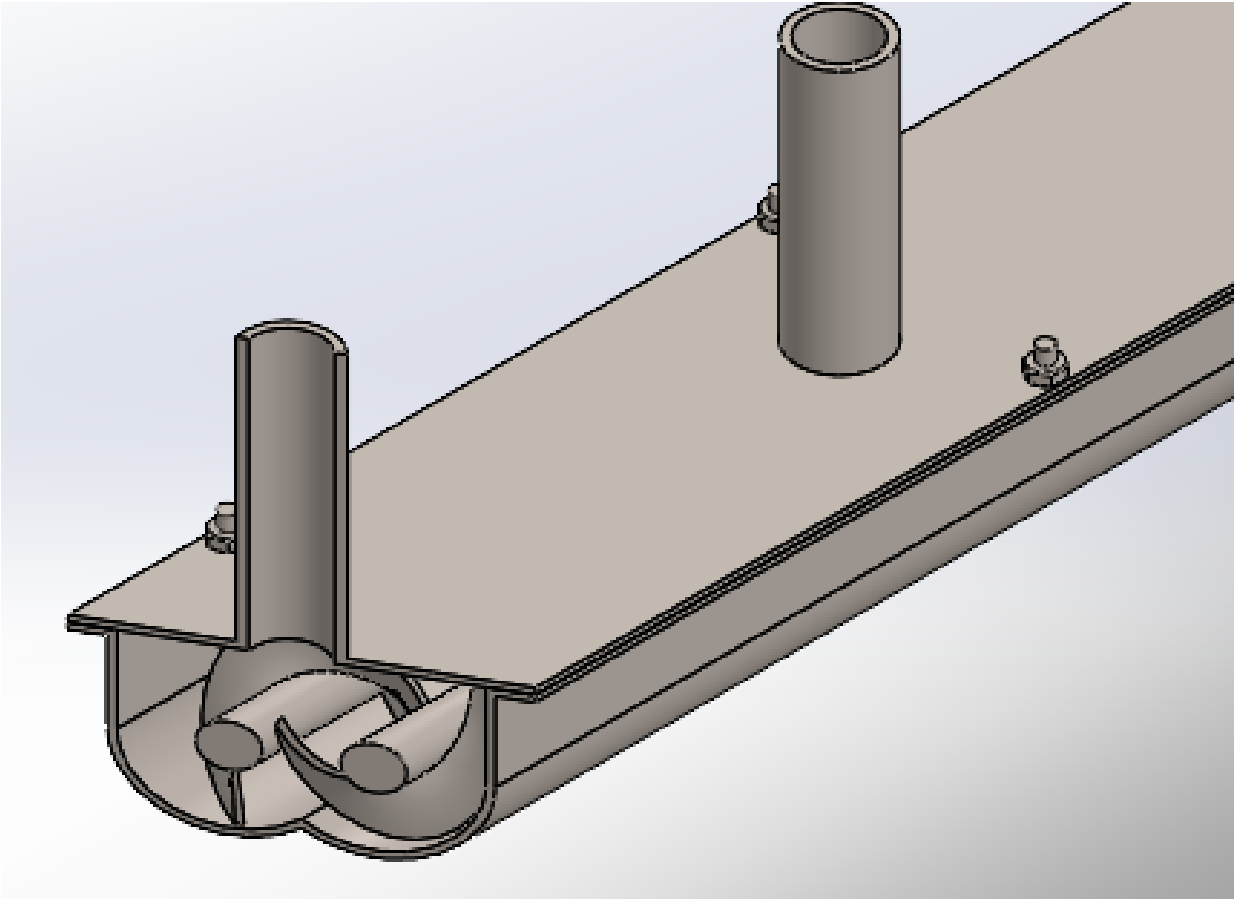
Anexo 22: vista de planta del sistema



Anexo 23: Vista superior



Anexo 24: seccionamiento de los tornillos sin fin



Anexo 25: corte de sección al reactor Auger

