

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO
FACULTAD DE INGENIERÍA QUÍMICA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA QUÍMICA



**“DISEÑO DE UN SISTEMA CONTINUO DE SECADO DE MAÍZ
PARA LA EMPRESA AGROPECUARIA CAMPO VERDE”**

TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE
INGENIERO QUÍMICO

AUTORES:

PINEDA ESTEVES, JUAN ENOC
RAMOS ESQUIVEL, CARLOS REINERIO

CALLAO, MARZO, 2015

PERÚ

PRÓLOGO DEL JURADO

La presente tesis fue sustentada ante EL JURADO DE SUSTENTACIÓN conformado por los siguientes Docentes Ordinarios:

Ing. CARLOS ERNESTO ANGELES QUEIROLO	: Presidente
Ing. CESAR GUTIERREZ CUBA	: Secretario
Ing. LEONARDO RUFINO CARLOS PEREYRA	: Vocal
Ing. LUIS AMERICO CARRASCO VENEGAS	: Asesor

Tal como está asentada en el Libro de Actas de Sustentación de Tesis N° 2, Folio N° 67, Acta N°250, de fecha DIEZ DE MARZO DE 2015, para optar el Título Profesional de Ingeniero Químico en la modalidad de Titulación con Sustentación de Tesis, de acuerdo a lo normado por el Reglamento de Grados y Títulos aprobado por Resolución N° 082-2011-CU de fecha 29 de Abril del 2011.

DEDICATORIA

Dedico este trabajo a mis progenitores, a mi segunda madre Teresa y a todos mis familiares y amigos por mostrarme su apoyo incondicional además de transmitirme sus sabios consejos en los momentos que más los necesite.

C.R.R.E

Dedico este trabajo a mi madre Virginia Esteves Vargas y mi padre Juan Pineda Goicochea, que en base a su esfuerzo y sacrificio lograron sacar adelante a nuestra familia; con esos consejos de experiencia y esa mano amiga que nos formaron en personas de bien.

A mis hermanos Augusto y Eduvigio, y mi melliza Amalia por compartir tantos momentos juntos y que hoy son parte de este logro.

A mi pareja, Yelsid Rosy por estar a mi lado, escucharme y motivarme a llegar más lejos.

A todos los amigos y amigas que conocí en mi vida universitaria.

J.E.P.E.

AGRADECIMIENTO

Agradecemos a nuestros profesores por sus enseñanzas y consejos, asimismo un agradecimiento especial a nuestro amigo Hugo Porras por su confianza y sabiduría entregada.

Índice

RESUMEN	1
ABSTRACT	2
INTRODUCCIÓN	3
I. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	4
1.1. Determinación del problema	4
1.2. Formulación del problema	4
1.2.1. Problema general	4
1.2.2. Problemas específicos	4
1.3. Objetivos de la investigación	5
1.3.1. Objetivo general	5
1.3.2. Objetivos específicos	5
1.4. Justificación	5
1.5. Importancia	7
II. MARCO TEÓRICO	8
2.1. Antecedentes	8
2.2. Marco teórico conceptual	9
2.2.1. El Maíz	9
2.2.2. Madera	15
2.2.3. Combustión de la madera	20
2.2.4. Secado	32
2.2.5. Intercambiadores de Calor	44
2.2.6. Ecuaciones de diseño	51
2.3. Definiciones de términos básicos	61
III. VARIABLES E HIPOTESIS	62
3.1. Definición de las Variables de la investigación:	62
3.2. Operacionalización de variables	62
IV. DESCRIPCION DE LAS UNIDADES Y DEL SISTEMA DE SECADO	63
4.1. Diagrama y descripción del sistema de secado	63

4.2.	Características y especificaciones del secador M-C 370.....	65
4.2.1.	Dimensiones.....	65
4.2.2.	Descripción de la arquitectura del secador	66
4.2.3.	Selección del intercambiador.....	69
4.2.4.	Selección del Hogar de combustión.....	70
V.	DISEÑO Y ESPECIFICACIONES DE LAS UNIDADES DE SECADO.....	72
5.1.	Balace de energía al sistema.....	72
5.1.1.	Calculo del calor sensible	72
5.1.2.	Calor de vaporización de los granos	73
5.1.3.	Energía del aire a su ingreso al secador	74
5.2.	Balace de energía y diseño mecánico del intercambiador	76
5.2.1.	Calculo de la separación transversal (ST) y longitudinal (SL).....	76
5.2.2.	Cálculos del número de Reynolds (Re).....	77
5.2.3.	Calculo del coeficiente de convección.....	77
5.2.4.	Calculo de la temperatura del gas a la salida del intercambiador.....	77
5.2.5.	Calculo del Factor de corrección (F).....	78
5.2.6.	Calculo del coeficiente global de transferencia (U).....	79
5.2.7.	Calculo de los Factores de ensuciamiento	79
5.2.8.	Calculo del coeficiente de convección en el interior de los tubos.....	79
5.3.	Balace de energía y diseño mecánico del hogar de combustión.....	81
5.3.1.	Determinación de la temperatura de ablandamiento.....	81
5.3.2.	Determinación de la temperatura adiabática de la llama	81
5.3.3.	Determinación de la Capacidad del Horno	83
5.3.4.	Flujo de aire primario y secundario	84
VI.	IDENTIFICACIÓN Y CONTROL DE LOS PARAMETROS DE OPERACIÓN	86
VII.	RESULTADOS	89
7.1.	Cálculos para el secador M-C 370.....	89
7.2.	Cálculos para el intercambiador de calor	91
7.3.	Cálculos para el hogar de combustión	95

VIII.	DISCUSIÓN DE RESULTADOS	99
8.2.	Contrastación de hipótesis con los resultados	99
8.3.	Contrastación de resultados con otros estudio similares.....	99
IX.	COSTOS DE RECONSTRUCCION Y DISEÑO DE LAS UNIDADES DEL SISTEMA DE SECADO.....	100
X.	CONCLUSIONES	104
XI.	RECOMENDACIONES	105
XII.	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	106
XIII.	ANEXOS	109
	Anexo A: Memorias de cálculo	109
	A.1: Composición del gas de combustión	109
	A.2: Propiedades del gas de combustión.....	113
	A.3: Dimensionamiento del intercambiador de calor.....	121
	A.4: Correlación de las propiedades físicas	123
	Anexo B: Planos.....	129
	Anexo C: Carta Psicométrica	133

Tablas de contenido

Cuadro 2.1_ANALÍISIS QUÍMICO PROXIMAL DEL MAÍZ.....	12
Cuadro 2.2_PRODUCCIÓN ANUAL DE MAÍZ AMARILLO DURO EN EL PERÚ.....	13
Cuadro 2.3_COMPOSICIÓN QUÍMICA DE LA MADERA.....	16
Cuadro 2.4_PORCENTAJE DE CENIZA DE LAS 10 MADERAS MÁS COMERCIALIZADAS EN UCAYALI.....	19
Cuadro 2.5_COMPARACIÓN DE LA CANTIDAD Y COMPOSICIÓN QUÍMICA TÍPICA DE CENIZAS.....	20
Cuadro 2.6_VENTAJAS Y DESVENTAJAS DE LAS TECNOLOGÍAS DE COMBUSTIÓN.....	28
Cuadro 2.7_PORCENTAJES MÁXIMOS DE EXTRACCIÓN DE AGUA POR HORA.....	38
Cuadro 2.8_PODER CALORÍFICO DE ALGUNOS COMBUSTIBLES.....	40
Cuadro 2.9_TIPOS DE SECADEROS.....	43
Cuadro 2.10_TIPOS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR Y SUS USOS TÍPICOS.....	45
Cuadro 2.11_CLASIFICACIÓN DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR COMPACTOS.....	48
Cuadro 5.2_COMPOSICIÓN PARCIAL DE LAS CENIZAS.....	81
Cuadro 5.3_TEMPERATURA ADIABÁTICA DE LA LLAMA CON $\lambda=1.5$	82
Cuadro 5.4_RELACIÓN GASES/COMBUSTIBLE CON LA PROPORCIÓN EXCESO DE AIRE Y LA TEMPERATURA ADIBÁTICA.....	83
Cuadro 6.1 .ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE LOS PRINCIPALES EQUIPOS Y ACCESORIOS REQUERIDOS PARA EL SISTEMA DE SECADO.....	88
Cuadro 7.1_RESUMEN DE LOS PRINCIPALES PARÁMETROS DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR.....	95
Cuadro 7.2_INDICADORES IMPORTANTES DEL HOGAR DE COMBUSTIÓN.....	98
Cuadro A.1_COMPOSICIÓN ELEMENTAL DE LA MADERA.....	109
Cuadro A.2_COMPOSICIÓN DE LA MADERA LIBRE DE CENIZA.....	111
Cuadro A.3_FLUJOS DE AIRE Y GAS DE COMBUSTIÓN EN EL HORNO $\lambda = 1.5$	112
Cuadro A.4_COMPOSICIÓN DEL GAS DE COMBUSTIÓN CON $\lambda = 1.5$	112
Cuadro A.5_COMPOSICIÓN DEL GAS DE COMBUSTIÓN.....	113
Cuadro A.7_MODELOS PARA HACER PROYECCIONES.....	114

Cuadro A.8_PROYECCIÓN DE LA VISCOSIDAD ABSOLUTA.....	115
Cuadro A.9_VISCOSIDAD DE LOS COMPONENTES A 800°C.....	116
Cuadro A.10 CONSTANTES PARA EL CALOR ESPECÍFICO.....	116
Cuadro A.11_CALOR ESPECÍFICO A 800°C.....	117
Cuadro A.12_CONDUCTIVIDAD TÉRMICA DE LOS COMPONENTES	118
Cuadros A.14_MODELOS PARA HACER PROYECCIONES	120
Cuadros A.15_PROYECCIÓN DE LA DENSIDAD.....	120

RESUMEN

El presente trabajo de tesis trata sobre el diseño de un sistema de secado continuo de granos de maíz; desarrollado para la empresa AGROPECUARIA CAMPO VERDE S.A.

Se diseñó un sistema continuo de secado (intercambiador de calor, hogar de combustión y reconstrucción del secador M-C 370) con modificaciones en la matriz para la generación de aire caliente que ingresa al secador, esto a solicitud de los requerimientos técnicos y económicos de la empresa para la cual se desarrolla este trabajo, con el propósito de optimizar sus procesos y aumentar su producción de secado de granos de maíz.

Para el diseño de las unidades de secado se tomaron referencias bibliografías especializadas y normativas internacionales, así por ejemplo para el intercambiador de calor se utilizó las normas T.E.M.A. (Tubular Exchanger Manufacturers Association). El hogar de combustión se diseñó en base a los parámetros de una combustión completa, garantizando el consumo mínimo de combustible y un ahorro energético. Para la predicción de los resultados en el intercambiador se empleó el método LMTD (Diferencia de temperaturas medias logarítmicas), asimismo los flujos de gases en el hogar de combustión se calcularon mediante balances de materia, energía y correlaciones de diseño, evidenciados en las respectivas hojas de cálculo.

Los resultados finales del diseño se evidencian en los cuadros de resumen con las especificaciones para cada una de las unidades del sistema de secado, así como los respectivos planos de construcción y diagramas 3D.

ABSTRACT

This thesis is about a system design for corn kernels' continuous drying developed for AGROPECUARIA CAMPO VERDE S.A company.

The continuous drying system (heat exchanger, combustion furnace and dryer reconstruction MC 370) has changes in the matrix for generating hot air wich enters the dryer. It was designed because of the technical and economic requirements of the company which this work is maked. The purpose of this is optimizes its processes and increase its production of dried corn kernels.

To design of drying units took references from specialized bibliographies and international standards, for example, it used norms TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association) for the heat exchanger. The combustion furnace was designed based on the complete combustion parameters so that it ensures the minimum fuel consumption and energy savings. For prediction of results in the heat exchanger was used LMTD method (logarithmic mean temperature difference), also the gases' flow in the combustion furnace were performed using material balances, energy and design correlations which are evidenced in the respective spreadsheets.

The final results of the design are evident in the summary tables with specifications for each one units of the drying system as well as 3D construction drawings and diagrams respectively.

INTRODUCCIÓN

El secado de los granos de maíz es una etapa indispensable para evitar la proliferación de bacterias y hongos en la superficie de dicho cereal. El secado según la transferencia de calor se clasifica en secado natural y secado artificial o forzado. En este trabajo abarcaremos el secado artificial, el cual se realiza a través de equipos y/o maquinarias (secadoras de granos), en las cuales se introduce el grano y mediante la acción de calor va perdiendo agua hasta un porcentaje de humedad deseado. El presente trabajo trata del diseño de un *sistema continuo* de secado de maíz; se entiende por sistema a tres unidades principales de la planta de secado, la *primera* de ellas es el hogar de combustión, el cual proporciona gas a elevadas temperaturas pasando por el interior de un haz de tubos, estos tubos inmersos en una caja metálica conforman la *segunda* unidad del sistema denominada intercambiador de calor piro-tubular, exterior al haz de tubos en flujo cruzado circula aire mediante la acción de un ventilador axial el cual al alcanzar la temperatura deseada ingresa a la secadora, que vendría a ser la *tercera* unidad del sistema de secado.

La tercera unidad, es decir, la secadora es de tipo caballetes con recirculación modelo 370 de la compañía Mathews Company, la cual se encuentra totalmente desfragmentada en los almacenes de la empresa Agropecuaria Campo Verde S.A. Empresa subsidiaria del rubro agrícola del grupo San Fernando S.A., empresa para la cual se desarrolla este trabajo y donde será instalado el sistema de secado de granos de maíz. La secadora M-C 370 será reconstruida con algunas modificaciones, una de ellas es el cambio de la matriz de generación de calor el cual será reemplazado por el hogar de combustión de madera, otra modificación es el acoplamiento de un intercambiador de calor piro-tubular; estas dos modificaciones principales serán diseñadas con sus respectivos sustentos técnicos por los autores de este trabajo.

I. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.1. Determinación del problema

El secado de cereales representa una actividad importante ya sea a nivel industrial y artesanal, en el Perú la mayoría de empresas y agricultores secan los granos de maíz naturalmente, este proceso dura semanas y se necesita grandes extensiones de terrenos; para solucionar este problema se plantea el secado de granos de maíz de manera artificial, es decir, mediante un sistema continuo (secado forzado). Este sistema de secado es requerido por la empresa Agropecuaria Campo Verde S.A., teniendo en cuenta que dicha empresa cuenta en su almacén con una secadora de granos de maíz de la marca Mathews Company totalmente desfragmentada, la cual será reconstruida con algunas modificaciones como es el cambio de la matriz de generación de calor y el acoplamiento de un intercambiador de calor piro-tubular.

1.2. Formulación del problema

1.2.1. Problema general

¿Cómo debe ser el diseño del sistema continuo de secado de maíz y cuáles son las condiciones de operación del sistema de secado de la empresa Agropecuaria Campo Verde?

1.2.2. Problemas específicos

- ¿Cómo deber ser el diseño de las unidades del sistema de secado de maíz?
- ¿Cuáles son los parámetros de operación del sistema continuo de secado para un apropiado secado del maíz?

1.3. Objetivos de la investigación

1.3.1. Objetivo general

Diseñar el sistema de secado continuo; además definir las condiciones de operación del sistema de secado de la empresa Agropecuaria Campo Verde.

1.3.2. Objetivos específicos

- Diseñar las unidades del sistema de secado continuo de maíz.
- Definir los parámetros de operación del sistema continuo de secado.

1.4. Justificación

El sistema de secado continuo de granos de maíz se presenta como una buena alternativa en comparación con otros métodos de secado tradicionales, puesto que se reduce considerablemente el tiempo de secado además de poder controlar el porcentaje de humedad final en el grano, permitiendo así el uso de acuerdo a las necesidades.

Además el secado mediante el uso del intercambiador piro-tubular garantiza la no contaminación del producto al no tener contacto directamente con los gases de combustión cumpliendo así con los estándares de calidad y las normativas internacionales que según la FAO (Organización para la Alimentación y Agricultura), en algunos países como Brasil se prohíbe el secado de cereales con combustibles derivados del petróleo.

Este sistema continuo de secado al tener como fuente de generación de calor cualquier biomasa (madera, cascarilla de arroz, cascarilla de café, etc.) hace que sea económicamente rentable su operación ya que en comparación con otros sistemas de secado el precio de la biomasa que en muchos casos es un residuo agrícola está muy por debajo de combustibles como Diesel, Gasolina, GLP y GN.

En este caso el sistema será instalado en la ciudad de Pucallpa y utilizara residuos de madera como combustible en el hogar de combustión, dichos residuos provienen de las aserraderos de la zona.

Al no depender de un único combustible para su operación, este sistema puede adaptarse fácilmente en cualquier zona donde se generen residuos agrícolas o haya biomasa disponible, asimismo este sistema podría modificarse para el secado de otros cereales como arroz, café, etc. Así se justifica la trascendencia y practicidad de este trabajo.

Siendo el secado una etapa indispensable en la producción de maíz, el impacto en la sociedad de este trabajo es de gran envergadura ya que contribuye al desarrollo de la agroindustria en el país, al ahorro de recursos y tiempo para los productores, en la mediana y/o gran industria agrícola.

1.5. Importancia

Según la Asociación Peruana de Avicultura (APA) el consumo anual per cápita de pollo se ha elevado a 58 kilos en Lima y a 28 en el promedio nacional.

Así, entre las empresas más importantes en la producción de pollo durante el 2012 se encuentran: San Fernando (29% del total), Redondos (12%), Agropecuaria Chimú – compañía asociada a San Fernando- (7%), Santa Elena (5%), Avinka (4%), El Rocío (3.6%), entre otros, según Apoyo y Asociados.

Además el precio del pollo está sujeto en un 70% al precio de la soya y el maíz, siendo este último un insumo indispensable para la alimentación de las más de 50 granjas a nivel nacional que tiene el grupo económico San Fernando S.A., la cual es suministrada a través de su empresa subsidiaria del rubro agrícola la empresa Agropecuaria Campo Verde S.A.

En vista de esta necesidad, esta última empresa mencionada está en constante desarrollo de su agroindustria con la finalidad de mejorar sus procesos y optimizar sus recursos, una de estas mejoras es reconstruir el secador M-C 370 adquirido en la década del 90, haciéndole algunas mejoras así como el cambio de la matriz energética, generando calor en el hogar de combustión y transfiriéndole al aire de secado mediante un intercambiador de calor piro-tubular.

II. MARCO TEÓRICO

2.1. Antecedentes

La tecnología del secado ha sufrido nuevas transformaciones de calidad y velocidad de producción al inicio de la revolución industrial (1790), con el fin de satisfacer nuevos requerimientos compatibles con un mejor uso de la energía y una reducción de la contaminación ambiental. En este aspecto, el invento de nuevas tecnologías y el uso de diferentes modos de secado han significado el reemplazo gradual del secado al ambiente.

El cultivo de maíz en nuestro país, especialmente en la zona nor-oriente se ha registrado un crecimiento significativo, debido principalmente a la ampliación de las áreas de cultivo. Sin embargo, la productividad se ha mantenido todavía en niveles bajos; por tal razón urge la necesidad de las empresas en optimizar los procedimientos de secado.

En 1991 La Oficina Regional de la FAO para América Latina y el Caribe, publica el folleto "Secado de Granos a alta temperatura", la cual describe las ventajas del secado artificial respecto al secado natural, por ser menos dependiente de las condiciones climáticas. Además del procedimiento para eliminar el exceso de humedad de los granos con flujos de aire calentado en diez grados Celsius o más sobre la temperatura ambiente (este límite no es rígido sino un valor que distingue este proceso de secado a bajas temperaturas)

El 2004, en Ecuador se Diseñó y construyó una secadora de granos de maíz con capacidad de 30 Kg, por calentamiento de aire mediante la combustión de la cascarilla de arroz. Su sistema de secado estaba constituido por una tolva de alimentación, hogar de combustión, ciclón, intercambiador de calor, cámara de secado en lecho fijo.

En el 2009, la Facultad de Ingeniería Química de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo (Ecuador); se diseñó y construyó un secador de maíz continuo tipo túnel. Para este diseño se basaron en ecuaciones matemáticas, además de respectivos análisis al maíz en un secador estacionario presente en el laboratorio de la universidad.

2.2. Marco teórico conceptual

2.2.1. El Maíz

El maíz es la planta más domesticada y evolucionada del reino vegetal, representa uno de los aportes más valiosos a la seguridad alimentaria mundial junto con el arroz y el trigo, es considerado una de las tres gramíneas más cultivadas en el mundo. El maíz es nativo de América, cuyo centro original de domesticación fue Mesoamérica en donde se empezó a difundir hacia todo el continente.

La evolución del maíz es un misterio, porque ha llegado a nosotros altamente evolucionado, sin que se conozcan formas intermedias. Sin embargo, los últimos descubrimientos han logrado determinar que el maíz procede de un antepasado silvestre, un cereal de grano duro, contenido en una vaina, en el que cada semilla estaba protegida por una cubierta formada por dos valvas, el teocintle; que significa “granos de Dios”. El maíz que actualmente conocemos (*Zea mays*) no tiene esa cubierta y los granos están unidos en una mazorca, la que a su vez está contenida en una envoltura de hojas [HIVOS, 2004].

a) Clasificación Taxonómica

Nombre común o vulgar: Maíz, Cholo, Elote

Nombre científico: *Zea mays* var. *Saccharata*

Familia: Poáceas (Gramíneas)

Figura 2.3
MAÍZ, ZEA MAYZ



Fuente: www.grainmarketplace.com

b) Tipos de maíz

Una clasificación común de las diferentes variedades de maíz, según las clasificaciones internacionales [MINAGRI, 2014] es la siguiente:

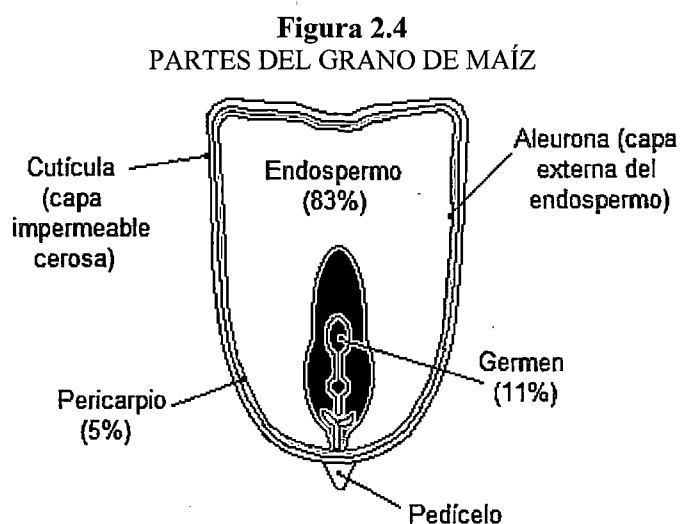
- *Dentado*: Este es el maíz de mayor importancia comercial. Ocupa casi el 73% de la producción global. Se utiliza para alimento para ganado y fabricación de productos industriales como almidón, aceite, alcohol, jarabes de maíz, etc. Consiste de un núcleo harinoso con inclusiones laterales de almidón duro. Debido a que la parte alta del grano contiene almidón harinoso, la pérdida de humedad de esta área provoca un ligero colapso durante la maduración, que produce la apariencia dentada característica.
- *Duro*: Similar al maíz reventador pero de grano más grande. Este grano es cultivado en lugares en donde se requiere tolerancia al frío o donde las condiciones de germinación y almacenamiento son pobres. Ocupa aproximadamente el 14% de la producción.
- *Blando*: Es la variedad favorita para consumo humano. Consiste de granos suaves que son fácilmente molidos/o cocinados para preparar alimentos como tortillas, atole, tamales, etc. Ocupa aproximadamente el 12% de la producción global.
- *Reventador*: Consiste de un grano esférico y pequeño con un núcleo harinoso (suave) y una cubierta cristalina (dura). La humedad atrapada en la parte harinosa se expande cuando se aplica calentamiento y estalla a través de la cubierta dura, creando las palomitas de maíz. Ocupan menos del 1% de la producción mundial. Sweet (dulce) Tiene un endospermo constituido principalmente de azúcar, con muy poco almidón. La producción anual es de menos del 1% del total, pero tiene un alto valor comercial por su utilidad como vegetal procesado.

El maíz amarillo duro (M.A.D) se siembra casi todo el año en el Perú, especialmente en la costa peruana.

c) Partes y Composición química del maíz

El grano de maíz está compuesto por cuatro partes principales que son: el pericarpio, germen, endospermo y el pedicelo. El pericarpio está compuesto de un conjunto de capas externas que rodean el grano y representan el 5% del total del grano. El germen, representa el 11 % del peso del grano, en el se localiza el 83% de los lípidos, el 70% de los azúcares y el 26% de las proteínas del grano. La mayoría de las proteínas del germen son albúminas o globulinas y probablemente componentes del sistema enzimático de la célula.

La mayor y más importante fracción del grano es el endospermo que representa el 83% del total del grano. El endospermo contiene el 75% del total de las proteínas que se encuentran en el grano entero, que son principalmente proteínas insolubles a las que se les atribuye la dureza del endospermo. Por último, el pedicelo es el residuo de tejido que une al grano del maíz y representa el 0.8% del grano [Acero, G. 2000].



Fuente: Programa Interinstitucional en Ciencias Pecuarias. Universidad de Colima. Colombia. 2000.

En el cuadro 2.1 se presenta el análisis químico proximal del maíz. Los principales componentes del grano son: almidón, proteínas, lípidos, fibra cruda y minerales.

Cuadro 2.1
ANÁLISIS QUÍMICO PROXIMAL DEL MAÍZ

Determinación.	Valor (%)
Proteína cruda	8.9
Grasa Cruda	3.5
Fibra Cruda	2.9
Cenizas	1.5
Calcio	0.01
Fósforo	0.25
Materia seca	88.0
(Allen, 1993)	

Fuente: Programa Interinstitucional en Ciencias Pecuarias. Universidad de Colima. Colombia. 2000.

d) Situación actual y perspectiva

Etapas del cultivo de maíz.

El maíz amarillo duro, es un cultivo transitorio cuyo periodo vegetativo es de 4.5 a 5.5 meses dependiendo de la variedad y de la fecha de siembra; su siembra y cosecha es durante todo el año, siendo sus picos de siembra en los meses de setiembre y febrero y sus cosechas en junio y diciembre [Agribusiness, 2000].

Labores de Preparación del Suelo

El período de barbecho tiene lugar en el invierno, durante los meses de julio, agosto y principio de setiembre. Cuanto más temprano se comience la preparación del lote, mejor, ya que dado que en invierno las temperaturas son bajas, la descomposición de la materia orgánica del rastrojo del cultivo anterior es más lenta, esta descomposición permitirá transformar los materiales orgánicos en inorgánicos, única forma en que las plantas puedan tomar los nutrientes del suelo.

La Siembra

El período de siembra del maíz tiene lugar a principios de primavera, los meses de septiembre y octubre, variando la fecha óptima de siembra según la zona del país y el cultivar seleccionado. Siembras muy tempranas permiten un mejor desarrollo del cultivo, pero hay que contemplar que una helada tardía puede afectar al cultivo en estado de nacimiento o emergencia.

Crecimiento y Desarrollo

Los cambios morfológicos externos e internos que presenta el cultivo durante su crecimiento y desarrollo se dividen en tres etapas, que tienen lugar entre Octubre y mediados de Marzo: Vegetativa, Reproductiva y Llenado de granos.

Cosecha

Una vez terminado el período de llenado de grano, llegado al estadio de "madurez fisiológica", el grano comienza a perder humedad. **El punto óptimo para cosechar el cultivo es cuando la humedad del grano llega al 14%. Si se cosecha con mayor humedad, los granos deberán ser secados artificialmente para estar en condiciones de ser almacenados.** [Agribusiness, 2000].

Producción de maíz

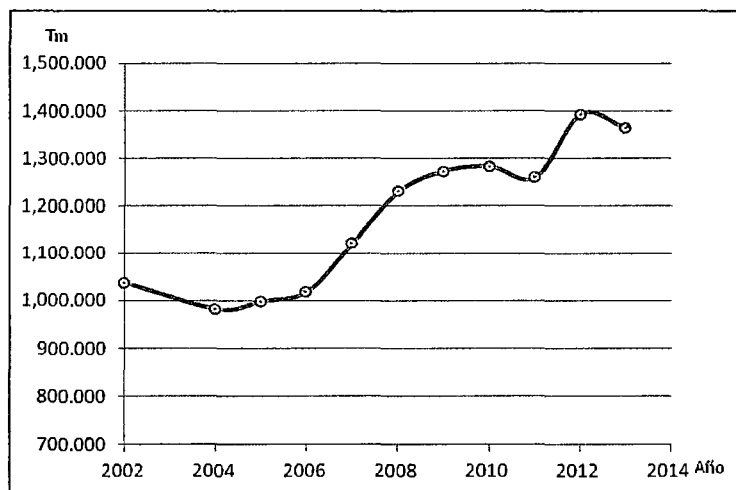
EL Perú es uno de los países con mayores producciones de maíz en América Latina, alcanzando producciones de más de 1'300 000 toneladas en el año 2013.

Cuadro 2.2
PRODUCCIÓN ANUAL DE MAÍZ AMARILLO DURO EN EL PERÚ

Año	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013
Producción (TM)	1,019.806	1,122.918	1,231.516	1,273.943	1,283.621	1,260.123	1,392.972	1,363.821

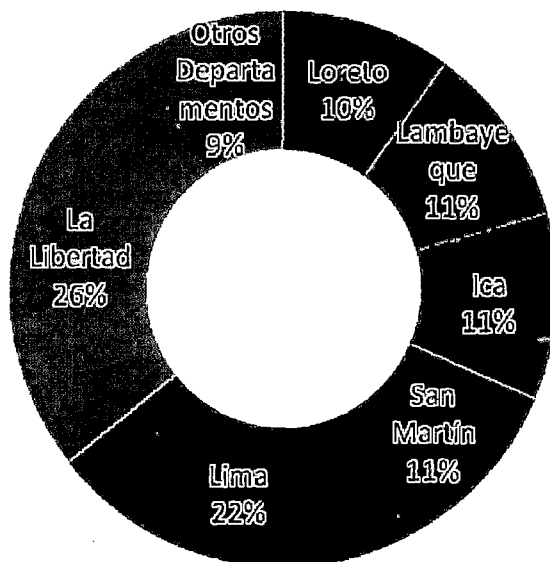
Fuente: Estadística Agraria Mensual-MINAGRI

Gráfico 2.1
EVOLUCIÓN DE LA PRODUCCIÓN DE MAÍZ AMARILLO DURO



Fuente: Elaboración Propia (Base: Estadísticas de MINAGRI)

Gráfico 2.2
PRINCIPALES DEPARTAMENTOS PRODUCTORES DE M.A.D



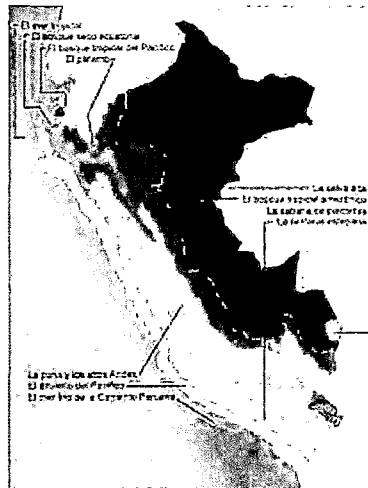
Fuente: Elaboración Propia (Base: Estadísticas de MINAGRI)

2.2.2. Madera

El territorio peruano tiene poco más de 74 millones de hectáreas de suelos productivos, de los cuales el 75% corresponden a suelos cuya capacidad de uso mayor es la producción forestal permanente. Sin embargo, la actividad forestal da cuenta de apenas el 1% del producto interno bruto (PBI), nivel que no refleja en lo más mínimo el potencial real del sector [Arellano, a. 2006].

El Perú es miembro del Acuerdo Internacional de Maderas Tropicales, firmado en 1990 y ratificado en el 2006, el cual establece que a partir del año 2000, el comercio de maderas tropicales se ha de realizar con especies provenientes de bosques en explotación y debiendo desarrollar la repoblación de los bosques de maderas tropicales; de tal manera que se logre una ordenación forestal sostenible [Convenio Internacional de las Maderas Tropicales, 2006].

Figura 2.5
UBICACIÓN DE LOS BOSQUES TROPICALES EN EL PERÚ.



Fuente: www.serperuano.com

a) Composición química de la madera

La composición química elemental de la madera es prácticamente idéntica en las diferentes especies leñosas. Se puede generalizar que las maderas contienen una composición aproximada tal como se muestra en el cuadro 2.3 [Zanni, E. 2004]

Cuadro 2.3.
COMPOSICIÓN QUÍMICA DE LA MADERA

Elemento	Porcentaje en peso (%)
Carbono	50
Oxígeno	43
Hidrógeno	6
Nitrógeno y elementos minerales	1

Fuente: "Patología de la madera: degradación y rehabilitación de estructuras de madera".
Córdoba. 2004.

b) Características de la ceniza de la madera.

Los elementos que forman las cenizas están presentes en la biomasa como sales unidas químicamente a la estructura del carbón (ceniza inherente) o puede venir con la biomasa como partículas minerales de la tierra donde han sido cultivadas y son introducidos durante la cosecha y transporte (ceniza foránea).

La ceniza proveniente de plantas de largos períodos reproductivos como son los árboles tienen, por la dinámica de flujo de nutrientes con la tierra, una composición mineral muy diferente a las plantas que se cosechan varias veces al año, como el arroz, trigo entre otros. Estas últimas contienen mayores cantidades de óxidos con bajo punto de fusión, particularmente Potasio y Fósforo. Además, contienen substancialmente menores contenidos de metales pesados [Melissari, B. 2011]

Durante los procesos de combustión, una parte de la ceniza se volatiliza y pasan a la fase gaseosa. La cantidad de ceniza volatilizada va a depender de la densidad y del

tamaño del combustible, de la atmósfera alrededor de la partícula, de la velocidad del gas y de la tecnología del quemador. Sin embargo, la mayor parte de ceniza es depositada sobre la parrilla, formando lo que se denomina ceniza de parrilla.

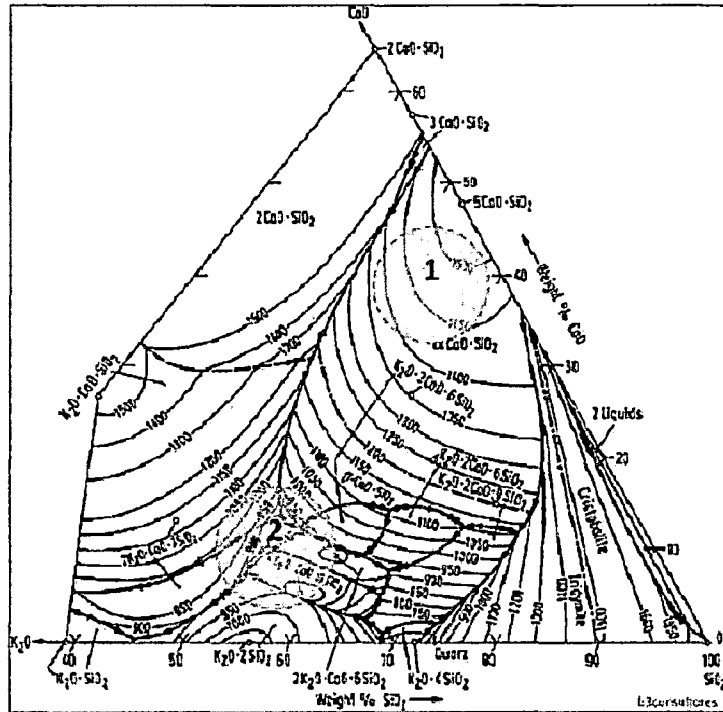
El comportamiento de la fusión de la ceniza es también un factor importante para determinar la propensión de los diferentes combustibles a formar depósitos de escoria o vitrificación de las cenizas ya sea tanto en la parrilla como en las paredes de las superficies. El tipo de equipo de combustión es también relevante en cuanto al comportamiento de la fusión de la ceniza, ya que las condiciones de combustión son diferentes. Por ejemplo, en equipos de lecho móvil la fusión de cenizas puede no ser tan problemática como en lecho fijo ya que hay menor coalescencia de partículas derretidas.

El diagrama de fase es un buen comienzo para estudiar el comportamiento de la ceniza a altas temperaturas, donde se visualiza la influencia que tiene la composición en la temperatura de fusión, factor determinante del diseño del sistema. La Figura 2.6 muestra el diagrama de fase del sistema ternario $\text{SiO}_2\text{-CaO-K}_2\text{O}$, donde se grafica la temperatura de fusión de todas las composiciones posibles. La ceniza de madera está típicamente en la zona 1, con altos puntos de fusión insensibles a cambios en la composición; en cuanto la zona 2 representa una ceniza típica de cereales, con alto contenido de Potasio, dominada por eutécticos a bajas temperaturas y grandes variaciones con la composición. El mismo diagrama puede ser usado para optimizar las cantidades de Calcio y Sílice que se agregan al sistema, en caso de ser viable (en general, se trata de agregados de arena y piedra Caliza para modificarle las propiedades a la ceniza). [*Melissari, B. 2011*]

Figura 2.6

DIAGRAMA DE FASE TERNARIO DE SISTEMA DE SiO_2 - CaO - K_2O .

1: MADERA; 2: CEREALES



Fuente: Comportamiento de Cenizas y su Impacto en Sistemas de Combustión de Biomasa. Uruguay. 2012.

En términos prácticos, los problemas relacionados a la ceniza en sistema de combustión de madera en quemadores son:

- Formación de aglomerados de ceniza en estado líquido parcialmente derretido y su influencia en la parrilla, además de depósitos de escoria a alta temperatura en los equipos.
- Corrosión y erosión acelerada del metal del lado de los gases.
- Emisión de ceniza en estado de aerosol (fly-ash), su formación y control.
- Manejo y disposición de los residuos de ceniza de los equipos de biomasa.

En el Cuadro 2.3 se muestra la composición elemental general para los diferentes tipos de maderas. Sin embargo, de la bibliografía recogida se desconoce la composición y el porcentaje de ceniza que cuentan los diferentes tipos de maderas que van a ingresar al hogar de combustión.

Como el sistema de secado continuo va a estar operando en la ciudad de Pucallpa-Ucayali; es necesario conocer los tipos de madera más comunes en la zona debido a que se usarán como combustibles en el hogar. La Dirección General de Fauna y Flora Silvestre del Perú (2012); realizó un estudio de la composición química de los 10 tipos de maderas más procesadas en la región. En el Cuadro 2.4 se muestra en resumen el tipo de madera con su respectivo porcentaje de ceniza.

Cuadro 2.4
PORCENTAJE DE CENIZA DE LAS 10 MADERAS MÁS COMERCIALIZADAS EN UCAYALI

TIPO DE MADERA	%CENIZAS
Maqui zapa marcha	0.69
Anacaspí	0.64
Panguana	0.66
Aucatadijo	1.55
Huamanzamana	0.4
Zapote	1.13
Utucuro	1.23
Pashaco	1.33
Marupa	0.78
Yacushapana amarilla	0.74
%Ceniza promedio	0.915

Fuente: “Estudio de la composición química de la madera de diez especies maderables potenciales de bosques secundarios y primarios residuales”. MINAG. 2012.

Para la composición de la ceniza de madera, en el Cuadro 2.5 se muestra el contenido de ceniza y composición típica para tres variedades de combustible.

Cuadro 2.5
COMPARACIÓN DE LA CANTIDAD Y COMPOSICIÓN QUÍMICA TÍPICA DE CENIZAS

	chip madera	corteza	cereales
ceniza total	< 2%	3% - 8%	5% - 10%
Composición ceniza, %			
SiO₂	25	25	35-60
Al₂O₃	5	7	2
Fe₂O₃	2	4	2
CaO	45	40	7
MgO	5	7	3
K₂O	5	5	20-30
P₂O₅	4	2	6
Contenido de metales pesados en cenizas, en ppm			
Pb	25	25	10
Cd	5	5	1
Zn	400	600	250
V	40	60	5
Cr	50	150	15
Ni	60	100	4

Fuente: Comportamiento de Cenizas y su Impacto en Sistemas de Combustión de Biomasa. Uruguay, 2012.

2.2.3. Combustión de la madera

La reacción de combustión se basa en la reacción química exotérmica de una sustancia o mezcla de sustancias llamada combustible con un agente oxidante llamado comburente (oxígeno o sustancias que contengan oxígeno), siendo el aire el comburente más habitual. [DANILIN, O. 1999].

La reacción del combustible con comburente (aire) origina sustancias gaseosas entre las cuales las más comunes son CO₂ y vapor de H₂O. Se denominan en forma genérica productos, humos o *gases de combustión*. Es importante destacar que el combustible solo reacciona con el oxígeno y no con el nitrógeno, el otro componente del aire. Por lo tanto el nitrógeno del aire pasará íntegramente a los productos de combustión sin reaccionar.

a) Tipos de combustión

Combustión incompleta:

Este tipo de reacción se caracteriza por la presencia de sustancias combustibles o también llamados inquemados en los gases de combustión. Estas sustancias generalmente son carbono como hollín (C), monóxido de carbono (CO) e Hidrógeno (H₂) y también pueden aparecer pequeñas cantidades de los hidrocarburos. [Danilin, O. 1999].

Esta combustión se realiza con una cantidad insuficiente de aire (menor a la cantidad estequiométrica), como resultado de ello queda materia volátil sin combustionar; alcanzándose temperaturas desde 300 °C hasta 800°C [Santana, C. 2008].

Combustión completa

En la combustión completa se queman las sustancias combustibles hasta el máximo grado posible de oxidación. En este tipo de reacción no se encuentran sustancias combustibles en los gases de combustión; además la combustión se realiza con aire, entonces los gases de combustión estarían formados solo de Dióxido de carbono (CO₂), vapor de agua (H₂O), oxígeno (O₂) y nitrógeno (N₂). [Danilin, O. 1999]

En la práctica se opera con exceso de aire para aumentar las turbulencias y que el comburente llegue a todos los puntos del reactor; El exceso de aire afecta a la composición de los gases de salida y a la temperatura, alcanzando valores por encima de 800°C.

El coeficiente de exceso de aire (λ), indica el aire real introducido respecto al aire teórico, este coeficiente suele oscilar entre 1,5 -2,5 [Sistemas de Incineración, 2001]

2115

b) Etapas de la combustión de la madera

Secado de la madera: Inicialmente la superficie exterior de leña recibe calor por radiación de las llamas, de manera que evapora el agua; iniciando el proceso de secado. Mientras mayor sea el contenido de agua inicial, una mayor cantidad de energía se consumirá en este proceso de secado.

Gasificación y oxidación de la materia volátil:

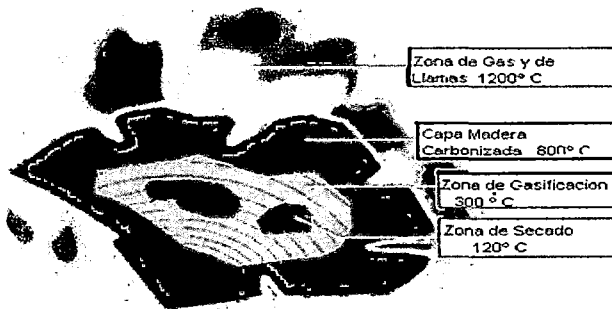
En esta etapa, la leña comienza a humear, teniendo temperaturas mayores a 100°C. El humo es el resultado visible de la descomposición térmica de la madera, con la liberación de calor se produce llamas largas y brillantes, que son características de la combustión de la leña seca. El humo también representa una pérdida de eficiencia, porque contiene una gran parte de la energía presente en la madera.

Quemado del carbón residual:

Al liberarse completamente la materia volátil de la madera, permanece como producto residual el carbón sólido junto a la ceniza no combustible, su combustión superficial genera un resplandor rojo y llama muy pequeña alcanzando temperaturas entre 600 y 1.000 °C, sin generar humos.

En la práctica, las **tres fases de combustión de madera anteriormente descritas ocurren simultáneamente**. Esto significa que los gases de la materia volátil pueden estar quemándose con largas llamas mientras que sobre la superficie del combustible el carbón se quema con el característico resplandor rojo y el agua en el centro de la leña se evapora lentamente. [Santana, C. 2008]

Figura 2.7
PROCESO DE COMBUSTIÓN DE LA MADERA



Fuente: Contaminación a la Leña. Escuela de Ingeniería. Universidad de Chile.. 2010

Para lograr una combustión completa de la madera se requieren las siguientes condiciones, llamadas las tres “T”: Temperatura, Tiempo y Turbulencia. [TIEMPO REAL, 2010].

Temperatura: La temperatura mínima que se requiere mantener al interior de un hogar para garantizar la combustión completa de los productos gaseosos. En la literatura se indican valores promedios en la zona de combustión de mínimo 800 °C a máximo 1200°C.

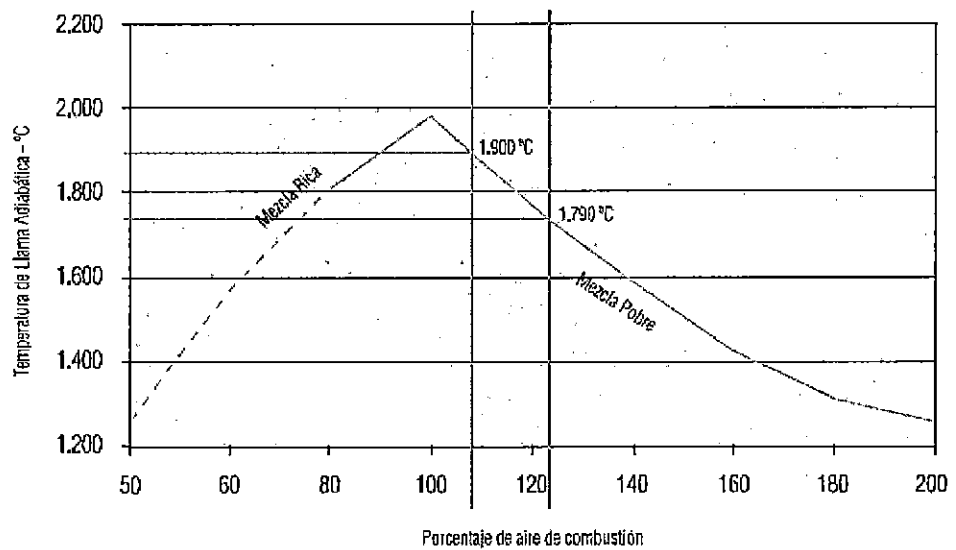
Tiempo: Para lograr una combustión completa se debe garantizar un tiempo mínimo de residencia de los gases al interior del hogar. Cuando se presentan temperaturas mayores a 900 °C en el quemado de la madera, el tiempo de residencia mínimo debe superar los 0,5 segundos para de esa manera optimizar la combustión total [SANTANA, C. 2008].

Turbulencia: La última condición necesaria para asegurar una combustión óptima se relaciona con una intensa turbulencia requerida para mezclar el oxígeno con la materia volátil en combustión, llevando consigo que la temperatura de la llama sea alta, es decir, la temperatura de la llama depende de la proporción de exceso de aire que ingresa al horno. En los distintos tipos de hornos, para alcanzar esa turbulencia se hace ingresar aire primario y aire secundario a distintos puntos.

Solamente si se cumple con estas tres reglas básicas de *temperatura mínima, tiempo de residencia mínimo y alta turbulencia* se puede generar las condiciones para realizar una combustión óptima de la leña con la mínima emisión de contaminantes

En el Grafico 2.3 se muestra el comportamiento de la temperatura de la llama con la influencia del aire de combustión, considerando como combustible gas natural; comportamiento muy similar que se mostrará al usar madera como combustible.

Grafico 2.3
INCIDENCIA DEL AIRE COMBUSTIÓN EN LA TEMPERATURA DE LA LLAMA



Fuente: Optimización de la Combustión. TIEMPO REAL S.A. 2010.

c) Tipos de hornos de combustión

En la actualidad existen 3 tipos de hornos de combustión [Toscano, L. 2009], y pueden ser:

- Combustión en lecho fijo.
- Combustión en lecho fluidizado.
- Combustión pulverizada del combustible.

Combustión en lecho fijo.

Los sistemas de combustión de lecho fijo incluyen los hornos de parrilla y fogoneros de alimentación por debajo. El aire primario pasa a través del lecho fijo, el cual seca a la madera, ocurren los procesos de gasificación y combustión del carbón de leña; los gases combustibles producidos se queman con la adición del aire secundario, que se introduce en puntos distintos del horno para conseguir una homogeneización de la temperatura y de la composición, evitando la presencia de puntos calientes que pueden conducir a la formación de cantidades importantes de óxidos de nitrógeno.

- Hornos de parrilla
 - Parrillas transportadoras.
 - Sistemas de parrillas fijas.
 - Parrillas móviles inclinadas.
 - Parrillas móviles horizontales.
 - Parrillas vibrantes.
 - Quemador de cigarro.
 - Parrillas giratorias de alimentación por debajo.
- Fogoneros de alimentación por debajo.

Distribución de aire de combustión en los hornos de parrillas

El aire de combustión se aporta en dos corrientes diferenciadas:

- Aire primario, que pasa a través de la parrilla; el objetivo fundamental es aportar el oxígeno necesario para la combustión pero, además, tiene una función de refrigeración de los elementos de la parrilla; normalmente se precalienta antes de la entrada en el horno hasta temperaturas de unos 150°C, lo que mejora las condiciones de combustión [Palomino, S. 2008].
El **aire primario ingresa por defecto (50-80% del estequiométrico)**, vaporizando la fracción volátil de la madera endotérmicamente gracias a la oxidación de una fracción del Carbono convirtiéndose en humo y productos pirolíticos (metano, CO y otros). La velocidad de turbulencia se mantiene baja para minimizar el arrastre de partículas. [Sistemas de Incineración, 2001].
- Aire secundario, que se inyecta en diferentes puntos del horno; el objetivo es conseguir la combustión completa de los residuos, especialmente de aquellos que no han podido quemarse directamente sobre la parrilla; **el aire secundario se introduce de forma que cree una gran turbulencia**, para homogeneizar la atmósfera, tanto en composición como en temperatura, evitando puntos calientes [Palomino, S. 2008].

Combustión en lecho fluidizado:

Dentro de un horno de lecho fluidizado, el combustible de la biomasa se quema en una suspensión de una misma mezcla de gas y de un lecho de material sólido (arena) en el cual el aire de combustión entra por debajo. Dependiendo de la velocidad de la fluidización puede ser:

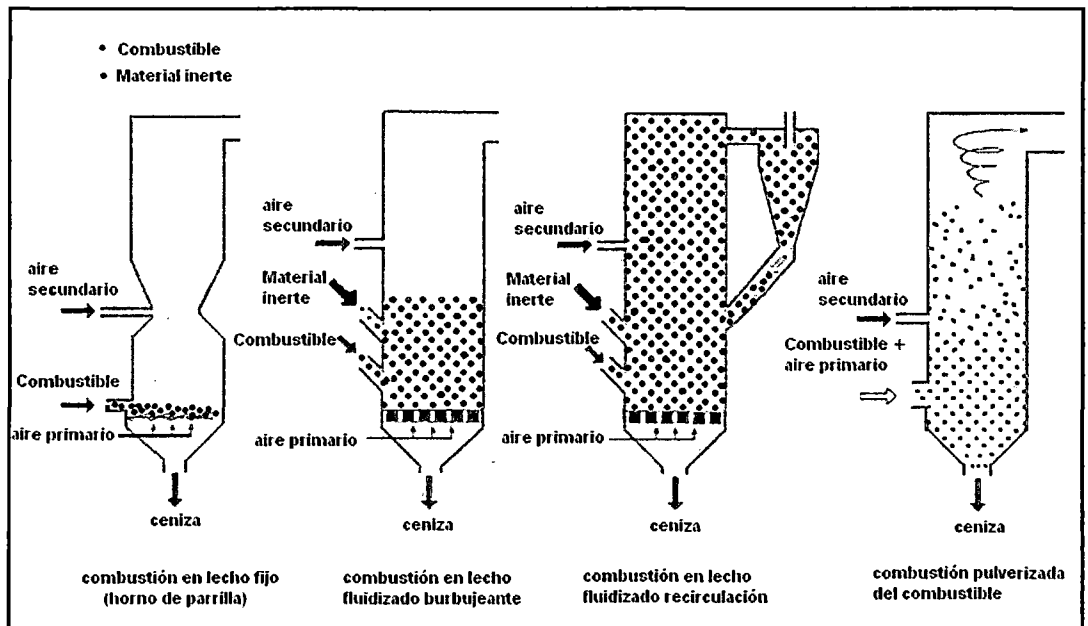
- Combustión en Lecho fluidizado burbujeante (LFB).
- Combustión en Lecho fluidizado de recirculación (LFR).

Combustión pulverizada del combustible

La combustión pulverizada del combustible es conveniente cuando se tiene disponible pequeñas partículas (diámetro medio más pequeño de 2mm). Una mezcla de combustible y de aire de combustión primario se inyecta en la cámara de combustión. La combustión ocurre mientras que el combustible está en suspensión y la quema del gas combustible se alcanza después de la adición del aire secundario.

En la figura 2.8 se muestra los principios básicos de los tipos de hornos descritos.

Figura 2.8
PRINCIPALES TECNOLOGÍAS DE COMBUSTIÓN PARA LA BIOMASA.



Fuente: Análisis de los parámetros y Selección de hornos para la combustión de biomasa

Cuadro 2.6

VENTAJAS Y DESVENTAJAS DE LAS TECNOLOGÍAS DE COMBUSTIÓN

VENTAJAS	DESVENTAJAS
<p>Hornos de parrilla</p> <ul style="list-style-type: none"> • Bajo costos de inversión para plantas menor 200MW • Bajo costos de funcionamiento • Baja carga de polvo en los gases de combustión. • Menor sensibilidad de escoria que los hornos de lechos fluidizados. <p>Fogoneros de alimentación por debajo.</p> <ul style="list-style-type: none"> • Menor costos de inversión para plantas <6MW • Sencillo y buen control de carga debido a la alimentación continua y de la baja masa de combustible en el horno. • Bajas emisiones en la carga parcial debido a la buena dosificación del combustible. • Baja flexibilidad con respecto al tamaño de la partícula. <p>Horno LFB</p> <ul style="list-style-type: none"> • Sin partes móviles en la cámara de la combustión caliente • NO_x reducción por el buen trabajo de la puesta en escena del aire. • Alta flexibilidad concerniente al contenido de humedad y el tipo de combustible de biomasa usado. • El poco exceso de oxígeno (3-4 Vol%) aumenta la eficiencia y disminuye el flujo del combustible de gas. 	<ul style="list-style-type: none"> • Usualmente no aceptan mezclas de combustibles de madera y de combustibles de herbáceos. • La eficiente reducción de NO_x requiere de especiales tecnologías (combinaciones de medidas primarias y secundarias). • El Alto exceso de oxígeno(5-8 Vol%) disminuye la eficiencia <ul style="list-style-type: none"> • Las condiciones de la combustión no son homogéneas como en los hornos de cauce fluidizados. • Los altos niveles de emisión de funcionamiento a carga parcial requieren un proceso de control sofisticado. • Adecuado únicamente para combustibles de biomasa con bajo contenido de ceniza y alto punto de fusión de ceniza (combustibles de madera menor a 50mm) <ul style="list-style-type: none"> • Altos costos de inversión, interés solo para plantas >20 MW • Altos costos de funcionamiento • Flexibilidad reducida con respecto al tamaño de la partícula (<80mm) • La utilización de alta ceniza alcalina en el combustible de biomasa (ejemplo: paja) es crítico debido a la posible aglomeración de cauce sin medidas especiales. • Alta carga de polvo en el combustible de gas.

<p>Hornos CFB</p> <ul style="list-style-type: none"> • Sin partes móviles en la cámara de la combustión caliente • NO(x), reducción por el buen trabajo de la puesta en escena del aire. • Alta flexibilidad concierne contenido de humedad y el tipo de combustible de biomasa usado. • Condiciones de combustión homogénea en el horno si varios inyectores de combustión son usados. • Alta capacidad específica de transferencia de calor debido a la alta turbulencia. • Uso de fáciles aditivos • Muy bajo exceso de oxígeno (1-2 vol%) aumenta la eficiencia y disminuye el flujo de combustible de gas. <p>Combustión del Combustible Pulverizado</p> <ul style="list-style-type: none"> • Bajo exceso de oxígeno (4-6 vol%) incrementa la eficiencia. • Alta reducción de NO_x por eficiencia de la puesta en escena del aire y de la posible mezcla si los mecheros del ciclón o vórtice son usados. • Muy buen control de carga y rápida alteración de la posible carga. 	<ul style="list-style-type: none"> • Altos costos de inversión, interés solamente para plantas >30MW • Altos costos de funcionamiento. • Baja flexibilidad con respecto al tamaño de la partícula (>40mm) • La utilización de alta ceniza alcalina en el combustible de biomasa (ejemplo: paja) es crítico debido a la posible aglomeración de cauce sin medidas especiales. • Alta carga de polvo en el combustible de gas. • Alta sensibilidad concierne la escoria de ceniza. <ul style="list-style-type: none"> • El tamaño de partícula del combustible de biomasa es limitado (menor a 10-20mm) • Alta tasa de desgaste de ladrillo de aislamiento, si el quemador del ciclón y el vórtice son usados. • Se requiere de un quemador extra START-UP.
---	---

Fuente: Análisis de los parámetros y Selección de hornos para la combustión de biomasa

Con respecto a emisiones sólidas gaseosas, el horno de LFB y de LFR demuestra normalmente emisiones más bajas del CO y de NO_x debido a condiciones más homogéneas y por lo tanto más controlables de la combustión. *El horno de lecho fijo, a su vez, emite pocas partículas de polvo y demuestra generalmente una mejor quema de las cenizas volantes* [Toscano, L. 2009].

d) Aspectos medio ambientales de la combustión de biomasa.

La combustión de biomasa influye en el ambiente principalmente a través de emisiones a la atmósfera. Dependiendo del componente de la emisión, influenciará en el ambiente local, regional y global. El ambiente local es afectado principalmente por las emisiones de partículas y otros componentes causados por la combustión incompleta.

El ambiente regional es afectado por la precipitación ácida que se origina principalmente por el NO_x y de las emisiones de SO₂, mientras que el ambiente global es afectado por las emisiones de los gases de efecto invernadero directo o indirecto y a través del agotamiento de la capa de ozono.

La cantidad de agentes contaminantes emitidos a la atmósfera desde diferentes tipos de aplicaciones de la combustión de biomasa es alta, depende de la tecnología de combustión aplicada, las características del combustible, las condiciones del proceso de la combustión, y de las medidas de reducción de emisión primaria y secundaria que se hayan implementado.

Por lo tanto, las tecnologías del control de contaminación atmosférica se deben seleccionar con cuidado, y la economía será siempre un factor limitado. Sin embargo, la puesta en práctica de límites de emisión más rigurosos fuerza el desarrollo de sistemas de combustión de biomasa de baja emisiones. Generalmente las medidas de reducción de emisiones desarrolladas para la combustión de combustibles fósiles pueden también ser aplicadas para los usos de la combustión de biomasa.

Para las aplicaciones a pequeña escala las regulaciones de las emisiones usualmente no son tan estrictas como para las aplicaciones a grande escala de la combustión de biomasa.

Para las aplicaciones de la combustión de biomasa que usan biomasa virgen como combustible, las regulaciones de las emisiones son generalmente aplicadas para las emisiones de la combustión incompleta, tal como algunas clases de partículas y CO en algunos casos, las regulaciones de las emisiones también se aplican al NO_x, que se puede también reducir hasta cierto punto por medidas primarias de reducción de emisión. Las emisiones de SO₂ no son generalmente significativas para las aplicaciones de la combustión de la madera debido al bajo contenido de azufre en la madera. [Toscano, L. 2009].

Los componentes siguientes se emiten a la atmósfera como resultado de la combustión completa en aplicaciones de la combustión de la madera.

- Dióxido de carbono CO₂
- Óxidos de nitrógeno NO_x
- Óxido nitroso N₂O
- Partículas (Metales pesados).

2.2.4. Secado

a) Principios de secado

El secado consiste en la eliminación de humedad de una sustancia por evaporación del agua de la superficie del producto, traspasándola al aire circundante produciendo un producto sólido y seco. La rapidez de este proceso depende del aire (la velocidad con la que éste circule alrededor del producto, su grado de sequedad, etc.), y de las características del producto (composición, contenido de humedad, tamaño de las partículas, etc.). [Bermúdez, J. y Maíz, V., 2004]

El secado es un proceso en el que ocurren procesos de transferencia de calor y de masa. Incluye una operación energética elemental y representa una de las acciones térmicas básicas en la industria de procesos y agro-alimentaria.

Las razones para su empleo son de diversos tipos:

- Facilitar la manipulación en etapas posteriores.
- Reducir gastos de transporte.
- Facilitar la conservación.
- Aumentar el valor del producto.
- Reducir volumen y aumentar la capacidad de aparatos en otras etapas del proceso, etc.

Métodos de Secado

Los métodos de secado para alimentos se clasifican como métodos directos y métodos indirectos. [Bermúdez, J. y Maiz, V., 2004]

Métodos directos

Los métodos directos de secados son aquellos en los cuales la fuente de calor logra por sí misma el secado, ejemplo de ello es el secado tradicional de alimentos expuestos al sol.

Las características generales de los secadores directos son:

- ❖ El secado se efectúa por transferencia de calor por convección entre el sólido húmedo y un gas caliente, extrayendo el último al líquido vaporizado, así como también suministrando el calor necesario para la evaporación.
- ❖ El medio de calefacción puede ser aire calentado por vapor, gases de combustión, una atmósfera inerte calentada, como el nitrógeno, o un vapor sobrecalentado, como el vapor de agua.
- ❖ Las temperaturas de secado pueden variar desde las temperaturas atmosféricas reinantes hasta cerca de 800 °C.
- ❖ La eficiencia de los secadores directos crecerá con un aumento en la temperatura de entrada del gas de secado, a temperatura fija de salida.
- ❖ En los secadores directos discontinuos, el costo de operación es en general mucho más elevado.

Métodos indirectos

El método indirecto es aquel en el cual una fuente de energía externa calienta el medio secante.

Las características generales operatorias de los secadores indirectos son las siguientes:

- ❖ Secado mediante transferencia de calor por conducción y algo de radiación al material húmedo. La conducción tiene lugar generalmente a través de una pared metálica de contención. La fuente de calor es, por lo general, el vapor condensante, pero puede ser también agua caliente, gases de combustión, baños de sales fundidas para transferencia del calor, aceite caliente, o calefacción eléctrica.

- ❖ Los secadores indirectos son especialmente adecuados para el secado a presiones reducidas y con atmósferas inertes, y, por consiguiente se presta bien para recuperación de disolventes.
- ❖ Los secadores indirectos pueden tratar materiales productores de polvo con mayor facilidad que los secadores directos.
- ❖ La operación de los secadores indirectos se caracteriza a menudo por algún método de agitación para mejorar el contacto entre la superficie metálica caliente y el material húmedo. La naturaleza de este contacto determina el rendimiento total de secado de los secadores indirectos; los materiales pesados y granulados presentan por lo general coeficientes más elevados de transferencia de calor por contacto que los sólidos mullidos y voluminosos.

Los métodos indirectos empleados en la desecación de los alimentos pueden clasificarse convenientemente de la siguiente manera:

Desecación con aire caliente, el alimento se pone en contacto con una corriente de aire caliente. El calor se aporta principalmente por convección.

Desecación por contacto directo con una superficie caliente, el calor se aporta al producto principalmente por conducción.

Desecación mediante el aporte de energía de una fuente radiante, de microondas o dieléctrica.

Liofilización, el agua de los alimentos se congela y seguidamente se sublima a vapor, generalmente por aporte de calor en condiciones de presión muy baja.

Desecación por aire

Secado de granos a baja temperatura

Se define como secado de granos a bajas temperaturas el método artificial de secado en que se utiliza **aire natural o aire ligeramente calentado (1 a 5°C por encima de la temperatura ambiente)**. En general, este proceso se realiza en silos secadores

almacenadores y, luego del secado, el producto queda almacenado en el mismo lugar [Dalpasquale, V. 1991, A].

El secado a bajas temperaturas es un procedimiento lento; puede tardar una semana o, en determinados casos, hasta un mes. Tal lentitud se debe a la pequeña cantidad de aire que se utiliza por unidad de masa de granos por secar y a la dependencia del sistema respecto de la capacidad del aire para evaporar agua, muy inferior a la de los sistemas que emplean temperaturas elevadas.

Para que un silo se preste para el secado a bajas temperaturas, debe presentar ciertas características especiales que no se exigen a los silos que sirven sólo para almacenar. La primera de estas características se refiere al piso, el cual debe ser hecho totalmente de metal, con un 10%, por lo menos, de su superficie perforada, para promover la distribución uniforme del aire, factor importante en la seguridad del proceso. El ventilador debe proporcionar una cantidad de aire suficiente para efectuar el secado de toda la masa de granos sin que haya deterioro. Las dimensiones del silo (diámetro y altura) condicionan la potencia del ventilador que se necesita para realizar el secado.

Secado de granos a alta temperatura

El secado artificial a altas temperaturas es un procedimiento para eliminar el exceso de humedad de los granos, más seguro que el secado natural, por ser menos dependiente de las condiciones climáticas; es más rápido y permite evitar algunos daños que ocurren durante el secado natural. En lugares donde no se dispone de energía eléctrica y cuyas cosechas son pequeñas, el uso del principio de convección natural puede ser una buena opción. [Dalpasquale, V. 1991, B].

El secado a altas temperaturas es una técnica muy usada en las granjas de los países más desarrollados y se emplea desde hace mucho tiempo en las industrias de transformación y en las unidades almacenadoras de granos de todo el mundo.

Los procesos de secado a altas temperaturas utilizan grandes flujos de aire calentado en diez grados Celsius o más sobre la temperatura ambiente. Como es natural, este límite no es rígido sino un valor que distingue este proceso de secado a bajas temperaturas.

El potencial de retención de agua de dicha masa de aire aumenta a medida que sube su temperatura, con lo que se incrementa a su vez el potencial de secado de dicho aire. De ahí la mayor rapidez de los procesos de secado a altas temperaturas, en comparación con los otros procesos de secado.

Factores de Secado

Temperatura del aire caliente

En la práctica del secado, la elección de la temperatura se lleva a cabo tomando en consideración la especie que se vaya a someter al proceso. Existen diversos niveles de temperatura que se mantienen durante el proceso técnico de secado. Durante el proceso de secado, se origina un gradiente de temperatura con respecto al espesor del material, mismo que tiende a disminuir conforme se reduce el contenido de humedad. [Aucancela, C. y Chavez E., 2009].

Humedad relativa del aire

La humedad del aire se define como la razón presente en ese momento, con respecto a la presión de saturación de vapor de agua a la misma temperatura. Generalmente, se expresa en porcentaje (%), a medida que se incrementa la temperatura del aire aumenta su capacidad de absorción de humedad y viceversa. [Aucancela, C. y Chavez E., 2009].

Presión estática y flujo de aire

La pérdida de carga de un flujo de aire a través de una capa de granos, conocida generalmente como resistencia al flujo de aire y denominada presión estática, influye en este flujo y, en consecuencia, en la tasa de secado. Para determinado tamaño de ventilador, cuanto mayor sea el espesor de la capa de granos y menor la cantidad de impurezas en ella, mayor será el flujo de aire y también mayor la tasa de secado. Esto, porque el menor espesor de la capa y la menor cantidad de impurezas significan menos resistencia al paso del aire a través de los granos [Dalpasquale, V. 1991, B].

Las impurezas que más interfieren en el paso del aire a través de la masa de granos son los "finos". Los finos, por ser más pequeños que los granos enteros, ocupan parte de los espacios intersticiales y dificultan el paso del aire por la masa. Dicha dificultad determina la exigencia de mayores presiones estáticas para el ventilador y, en consecuencia, en la reducción de la masa de aire que éste proporciona.

Velocidad del aire

La velocidad del aire dentro del secador tiene como funciones principales, en primer lugar transmitir la energía requerida para calentar el agua contenida en el material facilitando su evaporación, y en segundo lugar, transportar la humedad saliente del material. [Aucancela, C.; Chavez E., 2009].

La forma de la corriente del aire es importante para la velocidad, una corriente turbulenta es mucho más eficaz que una laminar, pues la primera afecta en mayor forma la capa límite y el aire. Durante las primeras etapas del secado, la velocidad del aire desempeña un papel muy importante, sobre todo cuando el material contiene un alto contenido de humedad.

A mayor flujo de aire, mayor será la tasa de evaporación y el tiempo de secado disminuye. Por tal razón, para asegurar un secado rápido y uniforme es indispensable una circulación del aire regular.

Sin embargo, no podemos excedernos con la velocidad del aire porque se reflejaría en la calidad del producto final. Cada tipo de grano (maíz, soya, arroz, etc.) tiene una velocidad de extracción de agua por hora para no sufrir deterioro. Si nosotros sobrepasamos ese valor cuando lo secamos artificialmente, no podremos mantener su calidad [PRECOP, 2006].

Cuadro 2.7
PORCENTAJES MÁXIMOS DE EXTRACCIÓN DE AGUA POR HORA

Grano	% de Extracción por hora
Maíz -Sorgo- Girasol	Menos de 5 %.
Trigo	Menos de 4 %.
Soja	Menos de 3 %.
Arroz	Menos de 1 %.

Fuente: secado de granos-FRECOP

b) Calentamiento del aire

La dificultad económica para adquirir derivados del petróleo con fines energéticos hizo que muchos países volvieran a concentrar esfuerzos en al uso más intensivo de las fuentes renovables de energía, tales como la leña, los residuos agrícolas y la energía solar. Por ejemplo, *la prohibición de usar derivados del petróleo para el secado de granos, decretada en el Brasil en 1981*, obligó a la utilización de leña y residuos agrícolas por parte de las empresas almacenadoras estatales y privadas [Dalpasquale, V. 1991, B].

En el secado de granos, el método más empleado es el de temperaturas elevadas. Con este método, el consumo de energía puede ser, en ciertos casos, superior al 60% del total de la energía consumida en la producción y tratamiento del grano.

Las exigencias actuales son, por tanto, de optimización del uso de las fuentes energéticas convencionales y, al mismo tiempo, de fomentar la elaboración de estudios en el uso de fuentes de energía renovables.

El calentamiento del aire destinado al secado de productos agrícolas tiene como principales fuentes de energía:

- Los combustibles, tales como la leña, los residuos agrícolas y los derivados del petróleo
- La energía eléctrica, por medio de resistencias eléctricas;
- La captación de energía solar.

Combustibles

Las sustancias que se pueden quemar, liberando calor, se llaman combustibles. La principal característica de un combustible es su poder calorífico. El poder calorífico de un combustible es la cantidad de energía que se produce en la combustión completa de una unidad de masa o de volumen. El poder calorífico depende de las características químicas del combustible y se clasifica como superior PCS e inferior PCI. El poder calorífico superior tiene en cuenta el calor que proviene de la condensación del vapor de agua presente en los productos de combustión; el poder calorífico inferior no tiene en cuenta ese calor.

Por el hecho de que el agua está contenida en los productos de combustión en estado de vapor, se usa generalmente el poder calorífico inferior. En el Cuadro 2.8 aparecen los valores de algunos combustibles.

Cuadro 2.8
PODER CALORÍFICO DE ALGUNOS COMBUSTIBLES

COMBUSTIBLE	PODER CALORÍFICO SUPERIOR (PCS) KJ/Kg
Petróleo bruto	47970
Gasolina	46885
Gas natural	44000
Antracita	34700
Lignito	29600
Turba	22500
Madera seca	19000
Madera húmeda	14400

Fuente: Libro, Termodinámica y Termotecnia. México. 2007.

Combustibles sólidos

Entre los principales combustibles sólidos se cuentan la leña, los residuos agrícolas, el carbón mineral y el carbón vegetal.

Leña.

La leña presenta una gran diversidad de características fisicoquímicas que es preciso estudiar, según la aplicación que se desee darle. El contenido de humedad, la composición química y el poder calorífico de la leña son aspectos que hay que conocer para la construcción y el funcionamiento de los hornos.

Residuos agrícolas.

El potencial energético de los residuos agrícolas es elevado. A título de ejemplo, se estima que el 12% de los residuos de la producción de arroz bastaría para el secado de este producto. Al mismo tiempo, el uso de residuos agrícolas con fines energéticos depende de la disponibilidad de dicho insumo a un costo económicamente viable y de la adaptación de los sistemas de calentamiento de aire al tipo de residuo utilizado, o

de la adaptación del insumo energético utilizado a los sistemas de calentamiento existentes.

La fabricación de briquetas de combustibles en polvo se ocupa para el aprovechamiento de los hornos apropiados para leña. Para ello, se recurre al método de aglutinar este material en bloques prensados susceptibles de ser quemados

Combustibles líquidos

El petróleo es una sustancia oleaginosa constituida por una mezcla de compuestos orgánicos (hidrocarburos). El petróleo crudo no tiene utilización práctica, pero luego de su destilación se obtienen subproductos tales como la gasolina, el querosén, el petróleo diesel y el petróleo combustible, los cuales, pese a ser combustibles excelentes, en algunos países no son de uso general en el secado de granos, por su elevado costo.

Combustibles gaseosos

Los combustibles gaseosos se obtienen de la mezcla de gases. Entre ellos, se cuentan el gas licuado de petróleo (GLP) y el gas natural. Por ser subproductos del petróleo, en varios de los países en desarrollo el uso de estos combustibles en el secado de productos agrícolas está bastante limitado por razones económicas.

El biogás derivado de la fermentación de residuos orgánicos no está indicado para el secado de granos, porque el biodigestor tendría que ser de dimensiones muy grandes para atender la demanda energética en el proceso de secado.

c) Tipos de secadores

Debido a la naturaleza universal del secado, el equipo utilizado en esta operación adopta formas diversas. Los equipos de secado pueden clasificarse de acuerdo a los siguientes criterios, [Ángeles, C., 2013]

- ❖ De acuerdo al modo de operación
- ❖ De acuerdo al método de proporcionar calor al material húmedo..

De acuerdo al modo de operación

Secadores discontinuos

Son aquellos que operan en forma intermitente o cíclica, bajo condiciones de estado no estacionario. El material se carga al secador y permanece en él, hasta que se seca a una humedad determinada. Una vez que el material está seco, éste se retira del secador y luego se carga con nuevo material. Estos tipos de secadores se recomiendan a pequeña escala.

Secadores continuos

Son aquellos que operan en forma continua y bajo condiciones de estado estacionario. El material húmedo ingresa al secador, se traslada a través y sale del mismo en forma continua. Este tipo de equipos es recomendable a producciones a gran escala.

De acuerdo al método de proporcionar calor al material húmedo

Secadores directos o convectivos

Son aquellos que se caracterizan por utilizar **gases calientes que entran en contacto directo con el material húmedo**, al que transfieren calor por convección fundamentalmente, y que arrastran fuera del secador los vapores producidos.

Los gases calientes que pueden utilizarse son:

- Aire calentado por vapor de agua.
- Gases productos de una combustión.
- Vapor sobrecalentado.

Estos secadores pueden ser continuos o intermitentes, siendo el costo de funcionamiento menor en los primeros y utilizando los segundos para bajas capacidades de producción y para el tratamiento de productos que exigen una manipulación especial.

Secadores indirectos o conductivos

Son aquellos que se caracterizan porque en ellos la transmisión de calor hasta el material húmedo tiene lugar por conducción a través de una superficie caliente, generalmente metálica.

Difieren de los secadores directos, respecto a la forma de suministrar calor al material húmedo y a la forma de eliminar la humedad.

La fuente de calor para la superficie caliente puede ser:

- Vapor que condensa.
- Agua caliente.
- Aceites térmicos.
- Gases de combustión.
- Resistencia eléctrica.

**Cuadro 2.9
TIPOS DE SECADEROS**

Secaderos de calentamiento directo		Secaderos de calentamiento indirecto	
Equipos discontinuos	Equipos continuos	Equipos discontinuos	Equipos continuos
<ul style="list-style-type: none"> • Secaderos de bandejas con corriente de aire. • Secaderos de cama fluidizada. • Secaderos con circulación a través del lecho sólido. 	<ul style="list-style-type: none"> • Secaderos de túnel. • Secaderos neumáticos. • Secaderos ciclónicos. • Secaderos de cama vibratoria. • Secadero de cama fluidizada. • Secaderos sprays. • Secaderos de tipo turbina. • Secaderos rotatorios. 	<ul style="list-style-type: none"> • Secaderos de bandejas a vacío. • Secaderos de bandejas a presión atmosférica. • Secaderos por congelación. 	<ul style="list-style-type: none"> • Secaderos de tambor. • Secaderos con circulación a través de lecho.

Fuente: Diseño y construcción de un secador de túnel para la deshidratación de maíz. Universidad Central de Venezuela. 2004.

2.2.5. Intercambiadores de Calor

a) Definición

Intercambiadores de calor es un dispositivo en donde se realiza un proceso de intercambio de calor entre dos fluidos que están a diferentes temperaturas y separados por una pared sólida. El intercambio térmico se produce del fluido de mayor temperatura al de menor temperatura, en contacto térmico con las paredes metálicas. [Revilla, C y otros, 2010]

b) Clasificación del Intercambiador de Calor

Los intercambiadores de calor son utilizados en una amplia variedad de aplicaciones industriales tales como producción de potencia, acondicionamiento de aire, en procesos químicos, en la industria alimenticia, refrigeración, recuperación de calor de desecho, etc. Los ejemplos más comunes son los radiadores de automóviles, condensadores, evaporadores, calefacción de locales, y torres de enfriamiento.

Para poder cumplir con la infinidad de aplicaciones los intercambiadores de calor requieren diferentes tipos de accesorios y configuraciones que han originado diferentes diseños y tipos por lo que han sido clasificados de varias formas:

- *De acuerdo a su construcción:* Tubulares, Placas, Superficies extendidas y Regeneradores.
- *Procesos de transferencia:* Contacto directo y contacto indirecto.
- *Grado de compactación de superficie:* Compactos (densidad de área superficial $>700 \text{ m}^2/\text{m}^3$) y No compactos (densidad de área superficial $< 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$).
- *De acuerdo al arreglo de flujo:* Flujo Paralelo, Contra Flujo y Flujo Cruzado.
- *Mecanismos de transferencia de calor:* Una fase, Dos fases.

Cuadro 2.10

TIPOS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR Y SUS USOS TÍPICOS

Tipo	Régimen	Intercambiador	Usos
Recuperación directa de calor	Gas – Gas	Flujo cruzado	Recuperación de calor de gases de combustión.
		Rotativo	Escape de calor en alta temperatura y bajo volumen.
		Regenerativo	Calentamiento de aire en comercios
	Líquido – Líquido	Coraza y tubos	Agua para proceso
		Espiral	Enfriadores de aceite
		Placas	Enfriado a alta presión
Gas – Líquido	Caldera de recuperación	Escape de hornos y motores.	
	Enfriamiento evaporativo de aire	Enfriamiento de agua Lavadores de gases	
		Enfriamiento de aceites	
Recuperación indirecta de calor	Térmica – Térmica	Bomba de calor	Calefacción de edificios
		Enfriador por absorción	Producción de agua caliente.
		Tanque flash	Purgas de caldera
		Combustión de gases de desecho	Cervecerías Tratamiento de aguas
	Térmica – Mecánica/Eléctrica	Turbina de expansión	Plantas químicas
		Ciclos Rankine	Gases de desperdicio a alta temperatura.

Fuente: Recuperación de calor de proceso. Comisión Nacional para el Ahorro de Energía. CONAE.

Como existe una variedad de intercambiadores de calor se ha establecido que por facilidad de fabricación para el sistema de recuperación de energía es recomendable usar dos tipos de intercambiadores de calor que son Banco de tubos e intercambiadores compactos. [Mirabá, K. y otros, 2010]

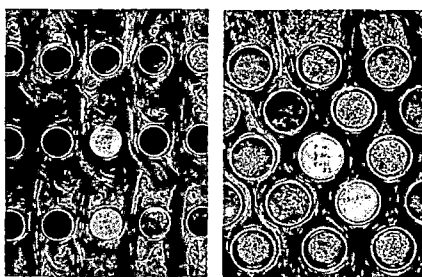
En el enfriamiento o calentamiento de gases es recomendable utilizar un intercambiador de calor de banco de tubos en flujo cruzado, en el que uno de los fluidos (líquido o gas) circula por el interior de los tubos, mientras que al otro fluido (gaseoso) se le obliga a circular perpendicularmente al haz de tubos. [Valiente, A. 2010]

Banco de tubos

La transferencia de calor por un intercambiador de calor modelo banco de tubos en flujo cruzado es una de las más empleadas en el campo industrial.

Este tipo de arreglo puede realizarse mediante convección forzada o libre; el gas que circula por el exterior de los tubos se considera de tipo de mezclado, mientras que el fluido del interior de los tubos se considera no mezclado; el flujo del gas exterior es con mezcla porque puede moverse libremente entre los tubos cuando intercambia calor, mientras que el fluido del interior de los tubos está confinado y no puede mezclarse con ningún otro flujo o corriente durante el proceso de intercambio de calor. [Valiente, A. 2010]

Figura 2.9
FLUIDOS EN FLUJO CRUZADOS

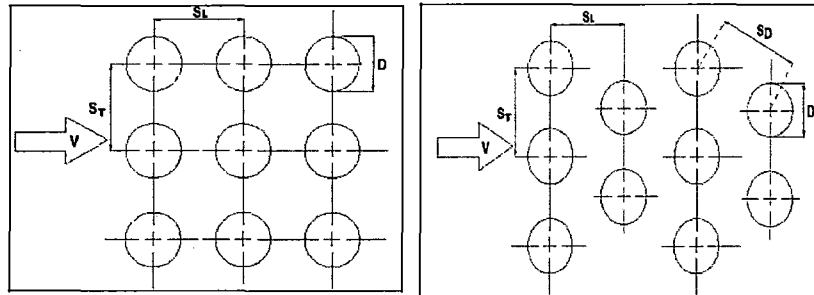


Fuente: Transferencia de Calor: Convección. Venezuela. 2010

Los tubos pueden estar dispuestos en dos tipos de arreglos geométricos, alineados o escalonados. La transferencia de calor de la disposición escalonada es más efectiva que la alineada por lo que se recomienda dicha disposición en la mayoría de intercambiadores de calor. Sin embargo la caída de presión en este tipo de

configuración es mucho mayor que la alineada por lo tanto es una desventaja que se debe tener en consideración al momento de diseñar. [Mirabá, K. y otros, 2010]

Figura 2.10
DIFERENTES ARREGLOS EN EL BANCO DE TUBOS.
Izquierda: ALINEADO; Derecha: ESCALONADO



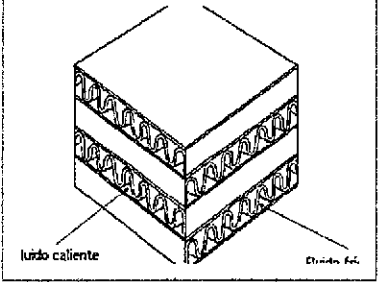
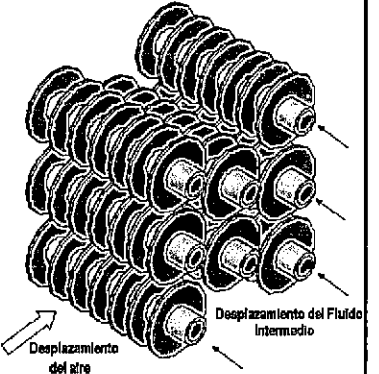
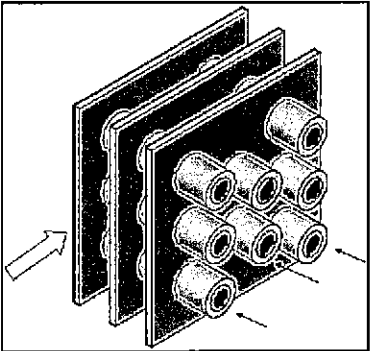
Fuente: "Programa para Optimización del Diseño de Recuperadores de Energía de Gases de Escape desde Hornos. Escuela Superior Politécnica. Guayaquil. 2010.

Intercambiadores de Calor Compactos

Son intercambiadores de calor diseñados para obtener una gran área superficial de transferencia de calor por unidad de volumen y son de uso común cuando se requieren velocidades elevadas de transferencia de calor entre dos fluidos en un volumen pequeño con limitaciones de peso y espacio.

Los intercambiadores de calor compactos logran una gran área superficial debido a que constan de complejos arreglos de tubos con aletas o placas delgadas con poco espacio entre sí. Estos arreglos se colocan cuando el coeficiente del lado externo del tubo metálico es mucho menor que el coeficiente interno, como sucede en el caso de que se condense vapor de agua en el interior de un tubo que se utiliza para calentar aire, las superficies externas aletadas (también llamadas superficies extendidas) son de mucha utilidad para aumentar sustancialmente la cantidad de calor transferida por unidad de superficie. [Valiente, A. 2010]

Cuadro 2.11.
CLASIFICACIÓN DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR
COMPACTOS.

Tipo	Descripción	Figura
<p align="center">Placas paralelas corrugadas o con aletas</p>	<p>Estos intercambiadores son ampliamente usados para aplicaciones gas - gas donde se requieren grandes áreas de transferencia de calor</p>	
<p align="center">Tubos circulares con aletas circulares</p>	<p>Las aletas circulares son colocadas fuera de los tubos con la finalidad de compensar el bajo coeficiente de convección de los gases con el aumento del área de transferencia.</p>	
<p align="center">Tubos planos o circulares con placas delgadas como aletas</p>	<p>En este tipo de arreglo las placas son colocadas paralelamente entre sí.</p>	

Fuente: Programa para Optimización del Diseño de Recuperadores de Energía de Gases de Escape desde Hornos; Escuela Superior Politécnica. Guayaquil. 2010.

Estos dos últimos tipos de intercambiadores compactos son utilizados comúnmente cuando se desea una transferencia de calor de gas a líquido.[Mirabá, K. y otros, 2010]

c) Métodos para Análisis de Intercambiadores de Calor

En el diseño de intercambiadores de calor, los problemas más comunes que se presentan son el dimensionamiento y el modelaje.

En los problemas de dimensionamiento se involucra la determinación del tipo de intercambiador de calor, el tamaño que se requiere para cumplir las especificaciones del fluido frío y caliente, así como las tasas de flujo y caídas de presión.

Por otra parte en los problemas de modelaje el diseñador está interesado en determinar valores como la tasa de transferencia de calor, las temperaturas de salida de los fluidos, caídas de presión permisibles en intercambiadores de calor existentes.

La tasa de transferencia de calor, puede ser determinada por medio de la siguiente ecuación:

$$Q = F * U * A * LMTD$$

Donde:

A = es el área total de transferencia de calor que según el caso a analizar puede ser el área externa o interna del intercambiador de calor.

U = es el coeficiente global de transferencia de calor que involucra las resistencias térmicas entre los fluidos.

LMTD = temperatura media logarítmica, viene en función de las temperaturas de entrada y de salida de los fluidos caliente y frío.

F = factor de corrección para flujos cruzados.

Existen dos métodos para el diseño de intercambiadores de calor, el método de diferencias de temperaturas media logarítmica LMTD y el método de efectividad - número de unidades de transferencia ϵ -NTU.

El método de diferencias de temperaturas media logarítmica LMTD, es básicamente utilizado para el diseño de intercambiadores de calor, sin embargo, este método es aplicable si se conocen las temperaturas de entrada y de salida de ambos fluidos, o se determinan fácilmente por medio de un balance de energía del sistema. [Mirabá, K. y otros, 2010]

Por otra parte el método de ϵ -NTU, por lo regular se lo utiliza para el análisis de un intercambiador de calor, y así poder modelar el comportamiento de un equipo ya diseñado.

Método de Diferencias de Temperaturas Media Logarítmica

Este método se basa en la ecuación general de transferencia de calor pero establece apropiadamente un valor promedio de la diferencia de temperatura entre el fluido caliente y frío, conocida como Diferencia de temperatura media logarítmica,

La diferencia de temperatura media logarítmica, es la forma apropiada de la diferencia de temperatura promedio que debe usarse en el análisis de los intercambiadores de calor. En este caso, ΔT_1 y ΔT_2 representan la diferencia de temperatura entre los dos fluidos en ambos extremos (de entrada y de salida) del intercambiador. No existe diferencia con respecto a cuál de los extremos de éste se designe como la entrada o la salida. La diferencia de temperatura entre los dos fluidos disminuye desde ΔT_1 a la entrada hasta ΔT_2 a la salida. Esta diferencia se expresa como:

$$LMTD = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

Donde, ΔT_1 y ΔT_2 son las diferencias de temperaturas entre los fluidos calientes y fríos.

Como la diferencia de temperatura promedio. La diferencia de temperatura media logarítmica se obtiene siguiendo el perfil real de temperaturas de los fluidos a lo largo del intercambiador y es una representación exacta de la diferencia de temperatura promedio entre los fluidos caliente y frío. En verdad refleja el decaimiento exponencial de la diferencia de temperatura local. [Revilla, C y otros, 2010]

Método de Eficiencias – NUT

Pueden existir casos en que se conocen sólo la temperatura de entrada o de salida de los fluidos y no ambos, el método de diferencia de temperatura media logarítmica LMTD sería un proceso iterativo, por lo que para evitar éste procedimiento de prueba y error se utiliza el método de eficiencias NTU que se basa en la efectividad del intercambiador de calor. [Revilla, C y otros, 2010]

2.2.6. Ecuaciones de diseño

a) Ecuaciones de diseño para el intercambiador de calor

Para hacer el balance de energía y diseñar el intercambiador de calor se definieron algunos parámetros que están sujetos a las especificaciones de la secadora M-C 370 e intereses de la empresa Agropecuaria Campo Verde S.A.

Parámetros y condiciones establecidas:

- Tubos de acero inoxidable de 2" de diámetro.(ASTM A-192)
- El fluido exterior a los tubos es el aire impulsado por el ventilador.
- El fluido interior en los tubos es el gas proveniente del hogar de combustión.
- La distribución de los tubos será en arreglo escalonado triangular.

Calculo de la separación transversal (ST) y longitudinal (SL).

Para determinar dichas separaciones se toma como referencia la norma internacional T.E.M.A. (Tubular Exchanger Manufacturers Association) la cual indica que la separación transversal *mínima* es $1.25*De$ y la *máxima* $2*De$ para intercambiadores de tubos y coraza, donde De es el diámetro exterior de los tubos.

Para determinar SL, depende si el arreglo es cuadrado o escalonado (triangular).

Teniendo en cuenta dicha norma, *se tomó como criterio* el valor de $ST1.45*De$ y SL igual a $1.1*ST$, criterio para facilidad de construcción además de estar dentro de las recomendaciones bibliográficas.

Es necesario precisar que la separación no puede ser muy grande, debido a que a mayor distancia entre tubos, la velocidad del fluido que va por fuera de los tubos se hace menor, y esto hace que el número de Reynolds disminuya con lo cual se genera menor turbulencia, asimismo la velocidad disminuye aumentando la caída de presión.

Cálculos del número de Reynolds (*Re*).

El flujo por la parte externa de los tubos está determinado por diversos factores, entre los que podemos mencionar, espaciado y arreglo de los tubos.

Basado en estas consideraciones, el primer parámetro que con frecuencia se desea determinar es el número de Reynolds, el cual está determinado por la siguiente relación.

$$Re = \frac{\rho * v_{max} * De}{\mu} \dots \dots (3)$$

Donde:

Re: Número de Reynolds

ρ. Densidad del fluido [kg/m³]

v: Velocidad del fluido antes de ingresar al intercambiador [m/s]

μ: Viscosidad del fluido [pa.s]

m°: Flujo másico del fluido [kg/s]

Af: Área de flujo del fluido [m²]

De: Diámetro externo del tubo [m].

S_T: Espaciado entre los centros de los tubos, Pitch [m]

Para las consideraciones del diseño en un arreglo triangular, la velocidad máxima se determina de la siguiente manera.

$$v_{max} = \frac{v * S_T}{(S_T - De)} \dots \dots (4)$$

Calculo del coeficiente de convección.

Para hallar el coeficiente de convección, usamos la correlación de Zhukaukas.

$$Nu = C * Re_{max}^m * Pr^{0.36} * \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{0.25} \dots \dots (5)$$

Donde:

C y m: constantes según el arreglo de tubos y número de Reynolds.

Pr: número de Prandtl a la temperatura promedio del intercambio.

Pr_s: número de Prandtl a la temperatura de salida del gas.

Nu: número de Nusselt.

K: conductividad térmica del fluido.

Conocido el número de Nusselt, se determina el coeficiente de convección mediante la siguiente relación.

$$h_0 = \frac{Nu * k}{De} \dots \dots (6)$$

Calculo de la temperatura del gas a la salida del intercambiador.

- Balance de materia global

Para intercambiadores de calor por convección forzada se sabe que el calor que pierde el gas de combustión (fluido caliente), es el mismo que gana el aire (fluido frío) con lo cual el balance es:

$$Q = m^o_f * Cp_f * (Tf_2 - Tf_1) = m^o_c * Cp_c * (Tc_1 - Tc_2) \dots \dots (7)$$

Además también podemos utilizar la correlación de diseño para intercambiadores:

$$Q = F * U * A * \Delta T_{mt} \dots \dots (8)$$

Donde:

$m^{\circ}f$: Flujo másico de aire (fluido frío).

$m^{\circ}c$: Flujo másico de gas (fluido caliente)

C_{pf} : Capacidad calorífica del aire.

C_{pc} : Capacidad calorífica del gas.

T_{f1} : Temperatura inicial del aire.

T_{f2} : Temperatura final del aire

T_{c1} : Temperatura inicial del gas.

T_{c2} : Temperatura final del gas

U : Coeficiente de transferencia global.

F : Factor de corrección para intercambiadores

A : Área del intercambiador

ΔT_{ml} : Diferencia de temperaturas media-logarítmica

De la ecuación (7) todos los datos se conocen menos T_{c2} , de lo cual se despeja.

$$T_{c2} = T_{c1} - \frac{m^{\circ}f * C_{pf} * (T_{f2} - T_{f1})}{m^{\circ}c * C_{pc}} \dots \dots (9)$$

Conocida la temperatura de salida del gas caliente, se procede al cálculo de la temperatura media logarítmica dada por:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{c1} - T_{f1}) * (T_{c2} - T_{f2})}{\ln\left[\frac{(T_{c1} - T_{f1})}{(T_{c2} - T_{f2})}\right]} \dots \dots (10)$$

Calculo del Factor de corrección (F)

Para este tipo de intercambiadores de calor de flujo cruzado mezclado, conociendo las temperaturas se calcula el factor de corrección utilizando la gráfica tomada de *Bowman, Mueller y Tagle*.

$$R = \frac{T_{c1} - T_{c2}}{T_{f2} - T_{f1}}$$

$$P = \frac{T_{f1} - T_{f2}}{T_{f1} - T_{c1}}$$

Para determinar el área del intercambiador, hace falta determinar el coeficiente global de transferencia el cual está dado por la relación siguiente:

Calculo del coeficiente global de transferencia (U).

$$U = \frac{1}{\frac{de}{di \cdot hi} + \frac{de \cdot Ri}{di} + \frac{de \cdot \ln\left(\frac{de}{di}\right)}{2k} + Ro + \frac{1}{ho}} \dots \dots (11)$$

Donde:

de: diámetro externo del tubo.

di: diámetro interno del tubo.

ho: coeficiente de convección en el exterior de los tubos.

hi: coeficientes de convección en el interior de los tubos.

Ri: factor de ensuciamiento del fluido exterior (aire).

Ro: factor de ensuciamiento del fluido interno (gas de combustión).

Calculo de los Factores de ensuciamiento

Para el cálculo de los factores de ensuciamiento R_0 y R_i nos basamos de tablas. De la cual se tienen valores de factores de ensuciamiento ya conocidos en función de los fluidos utilizados.

Calculo del coeficiente de convección en el interior de los tubos.

El gas que circulará por el interior de los tubos, proviene de la combustión completa de la madera.

El coeficiente de convección se calcula a partir de:

$$h_i = \frac{Nu \cdot k}{De} \dots \dots (12)$$

Nu = número adimensional de Nusselt

K = conductividad térmica de la mezcla, W/mK

De = diámetro externo de la tubería, m

Para la determinación del número de Nusselt en flujos desarrollados por el interior de tuberías, se usa la siguiente ecuación

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) (Re - 1000) * Pr}{1 + 12.7 \left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \dots (13)$$

Válida para: $L/d > 10$; $0.5 < Pr < 2000$; $3000 < Re < 10^6$

Dónde:

$$f = 0.316 * Re^{-1/4}$$

Velocidad del gas;

$$v = \frac{Q}{N \cdot \frac{\pi D^2}{4}} \dots \dots (14)$$

Número de Reynolds:

$$Re = \frac{D * \rho * v}{\mu} \dots \dots (15)$$

Número de Prandtl (Pr):

$$Pr = \frac{Cp \cdot \mu}{k} \dots \dots (16)$$

Donde:

Q = caudal volumétrico de entrada del gas; m^3/s

ρ = densidad de la mezcla, Kg/m^3

μ = viscosidad absoluta de la mezcla; Pa.s

N = Numero de tubos

Cp = capacidad calorífica de la mezcla gaseosa; $KJ/Kmol$

Consideración importante:

Puesto que el coeficiente de convección interna (h_i) está en función de la velocidad del gas y esta a su vez depende del número de tubos, analíticamente se hace complicado determinar el coeficiente global.

Para solucionar el problema, planteamos la solución iterativa que se describe a continuación.

- 1) Asumimos un valor de U' de la ecuación (8).
- 2) Con este valor hallamos el área A
- 3) Determinamos el número de tubos con esta área calculada.
- 4) Hallamos h_i en la ecuación (12).
- 5) Se calcula el coeficiente global de transferencia U con la ecuación (11).
- 6) Si $U' - U \leq 10^{-3}$, es la solución; caso contrario se repite los pasos mencionados.

b) Ecuaciones de diseño para el hogar de combustión

Para el diseño del hogar de combustión, se deben determinar los parámetros de diseño:

- Temperatura de Ablandamiento (TA).
- Temperatura adiabática de la llama
- Volumen del horno de combustión

Temperatura de Ablandamiento (TA)

La temperatura de ablandamiento se define como la temperatura donde empieza la fundición de las cenizas, es decir, las cenizas se derriten causando depósitos de escoria a alta temperatura en los equipos, corrosión y erosión acelerada del metal del lado de los gases. Podemos conocer esta temperatura de ablandamiento a partir de la Figura 2.7 o haciendo uso de la siguiente ecuación, presentada por Toscano Luis [2009],

$$TA(^{\circ}C) = 1.81(CaO) + 4.20(Al_2O_3) - 2.41(K_2O) + 5.31(P_2O_5) + 1017 \dots (17)$$

Donde, () indican las concentraciones de masa relativas en la ceniza, normalizada para sumar 100. Este modelo es útil para comprobar la plausibilidad de los resultados experimentales, y permite estimaciones semi-cuantitativas de las temperaturas de ablandamiento.

SEP (estándar error de predicción) SEP = 57 °C corresponde a 4 - 9% de TA

Determinación de la temperatura adiabática de la llama

La temperatura adiabática de la llama, es la temperatura alcanzada cuando se quema un combustible en aire u oxígeno sin ganancia o pérdida de calor hacia el entorno. Se considera el supuesto de que no se realiza ningún trabajo mecánico y que los únicos términos de energía que intervienen son la energía interna y el trabajo de flujo. [Castillo, D. y Dávila, J. 2012].

Por razones termodinámicas, no es factible evitar las pérdidas al entorno, por tanto la temperatura real observada siempre es menor. Para la estimación de la temperatura adiabática de la llama ($T_{adiabática\ llama}$) se hace uso de la ecuación 18. [Toscano Luis. 2009].

$$T_{adiabática\ llama} = T_{amb} + \frac{PCI}{\overline{m}_{FG} \cdot Ce_{gc}} \dots \dots (18)$$

Donde:

T_{amb} = temperatura del aire a la entrada; °C

PCI = poder calorífico inferior de la madera; $\frac{KJ}{Kg}$

\overline{m}_{FG} = relación de gases/combustibles; $\frac{Kg\ gas\ comb}{Kg\ madera}$

Ce_{gc} = calor específico del gas de combustión, considerando igual al del aire a 294K; $(1.007 \frac{KJ}{Kg.K})$

Para la determinación del poder calorífico inferior (PCI) de la madera, se hace uso de las siguientes ecuaciones; además de conocer la composición elemental de la madera.

$$PCS = 0.3491 * X_C + 1.1783 * X_H + 0.1005 * X_S - 0.0015 * X_N - 0.1034 * X_O - 0.021 * X_{ceniza} \dots \dots (19)$$

$$PCI = PCS \left(1 - \frac{w}{100}\right) - 2.444 \left(\frac{w}{100}\right) - 2.444 * 8.936 \left(\frac{h}{100}\right) \left(1 - \frac{w}{100}\right) \dots (20)$$

Donde:

PCS: Poder Calorífico Superior del combustible en MJ/kg

PCI: Poder Calorífico Inferior del combustible en MJ/kg

w: Contenido de humedad del combustible

h: Concentración del hidrogeno.

Determinación de la capacidad mínima del horno

Para lograr una combustión completa se debe garantizar un tiempo mínimo de residencia de los gases al interior del hogar, para de esa manera quemar en su totalidad la materia volátil.

Para estimar este parámetro se utiliza la siguiente ecuación:

$$t_r = \frac{V_C \cdot \rho_{FG}}{\dot{m}_F \cdot \bar{m}_{FG}} \dots (21)$$

Donde:

t_r : tiempo de residencia; s

V_C : volumen del hogar de combustión

ρ_{FG} : densidad de los gases de combustión; $\frac{Kg}{m^3}$

\dot{m}_F : flujo de alimentación de la madera; $\frac{Kg}{s}$

\bar{m}_{FG} : relación de gases/combustibles; $\frac{Kg_{gas\ comb}}{Kg_{madera}}$

Cuando se presentan temperaturas mayores a 900 °C en el quemado de la madera, el tiempo de residencia mínimo debe superar los 0,5 segundos para de esa manera optimizar la combustión total. Con esta información podemos estimar el volumen mínimo de nuestro hogar de combustión, para luego dimensionarlo.

$$V_C = \frac{t_r \cdot \dot{m}_F \cdot \bar{m}_{FG}}{\rho_{FG}} \dots (22)$$

Para la determinación del ingreso de aire primario y secundario, las siguientes ecuaciones:

$$\bar{m}_{Aire\ primario} = \frac{\%Aire\ primario * \bar{m}_{aire}}{\lambda} \dots (23)$$

$$\bar{m}_{Aire\ secundario} = \bar{m}_{aire} - \bar{m}_{Aire\ primario} \dots (24)$$

2.3. Definiciones de términos básicos

Intercambiador de calor: equipo que permite calentar o enfriar fluidos mediante transferencia de calor por conducción y/o convección

Horno de combustión: equipo donde se realiza la combustión de un combustible, de manera completa o incompleta.

Secado: reducción del grado de humedad de un sólido hasta alcanzar el estado de equilibrio.

Maíz: cereal domesticado y evolucionado del reino vegetal, representa uno de los aportes más valiosos a la seguridad alimentaria mundial junto con el arroz y el trigo, es considerado una de las tres gramíneas más cultivadas en el mundo

Madera: materia viva indispensable por el intercambio de gases para la supervivencia de los animales.

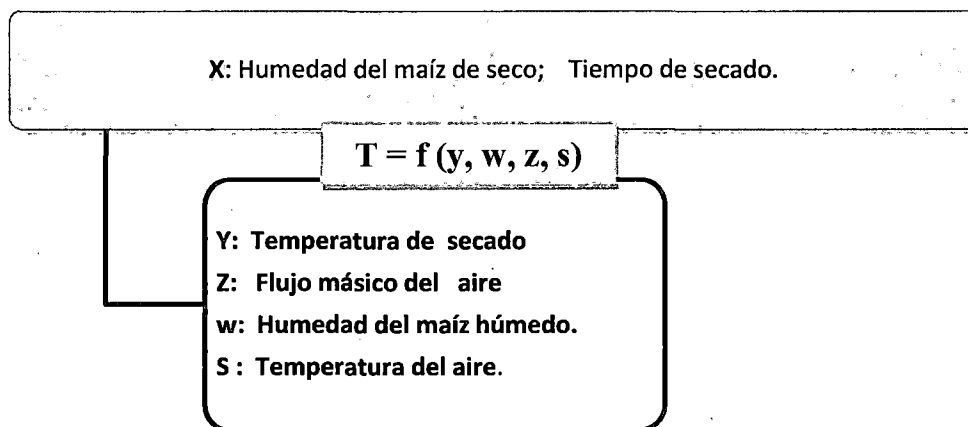
Secador Mathews Company M-C 370: secador para granos de maíz

Fluido: materia que es capaz de sufrir deformación, por ejemplo: líquidos, gases, emulsiones.

Combustión: reacción de tipo exotérmica, que ocurre entre un combustible y un comburente, generalmente aire.

III. VARIABLES E HIPOTESIS

3.1. Definición de las Variables de la investigación:



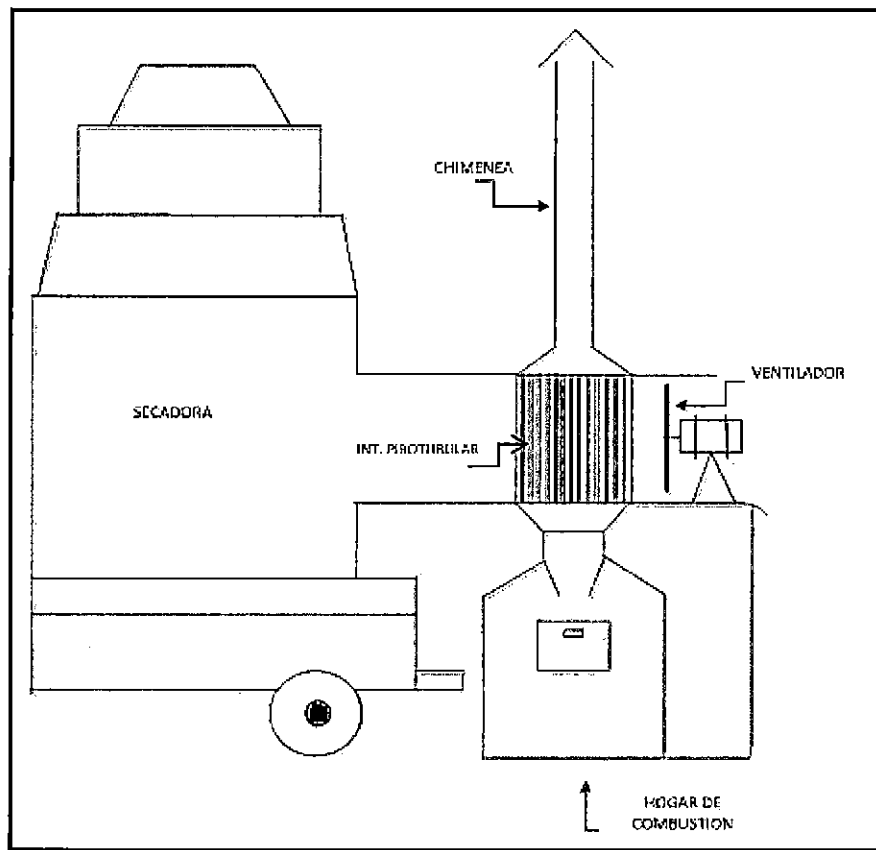
3.2. Operacionalización de variables

VARIABLE DEPENDIENTE	DIMENSIONES	METODO
X1: Humedad del maíz de seco	Porcentaje, %	Considerando Y, Z, W y S identificadas y la teoría de diseño industrial
X2: Tiempo de secado.	Horas, h	
VARIABLE INDEPENDIENTE	DIMENSIONES	METODO
Y: Temperatura de secado	Grados Celsius, °C	- Revisión de publicaciones. - Correlaciones de diseño
Z: Flujo másico del aire	Kg/hora	
W Humedad del maíz húmedo.	Porcentaje, %	Apoyo técnico
S : Temperatura del aire	Grados Celsius, °C	Medición directa

IV. DESCRIPCIÓN DE LAS UNIDADES Y DEL SISTEMA DE SECADO

4.1. Diagrama y descripción del sistema de secado

Figura 4.1
DIAGRAMA GENERAL DEL SISTEMA DE SECADO

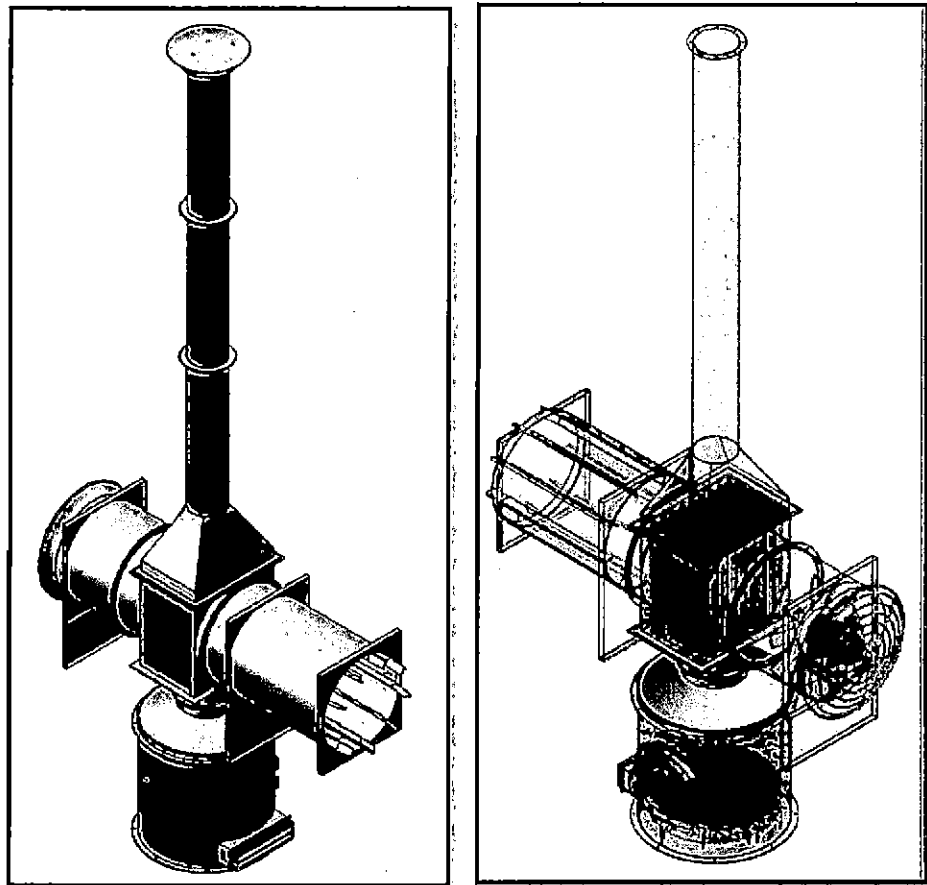


Fuente: Elaboración propia

El sistema continuo de secado está conformado por tres unidades principales, la secadora M-C 370, el intercambiador de calor piro-tubular y el hogar de combustión. En el hogar de combustión se genera gases (CO_2 , N_2 , etc.) a 800°C los cuales fluyen por el interior de los tubos del intercambiador de calor, liberándose por una chimenea hacia la parte superior a 595°C .

Trasversalmente y por el exterior del banco de tubos fluye aire frío a 21°C impulsado por un ventilador, este aire se calienta por los tubos hasta una temperatura de 80°C para después de recorrer cierto tramo descienda hasta 75°C; temperatura óptima para que entre en contacto con los granos de maíz. El aire caliente ingresa a la secadora por dos secciones (inferior y superior), y después de 3 horas de ciclo de secado el maíz es descargado a través de alabes longitudinales que rotan mecánicamente, para luego ser transportados a silos de enfriamiento y almacenamiento.

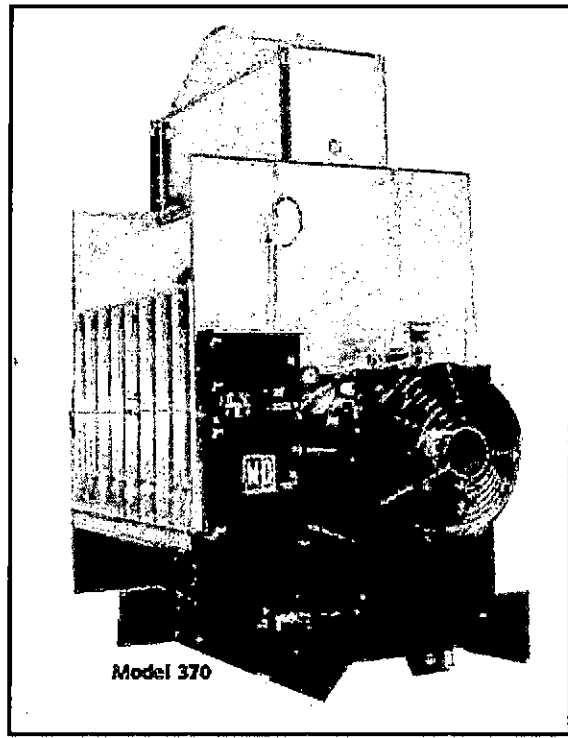
Figura 4.2
ACOPLAMIENTO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR Y HOGAR DE COMBUSTIÓN



Fuente: Elaboración propia

4.2. Características y especificaciones del secador M-C 370

Figura 4.3
SECADORA DE GRANOS M-C 370



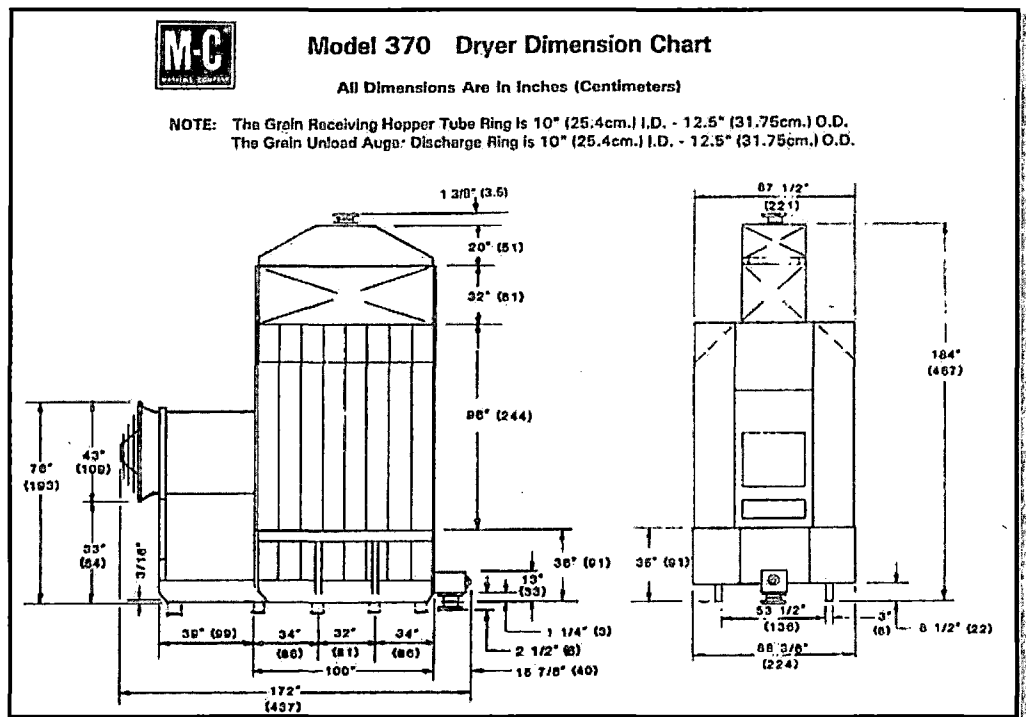
Fuente: Manual de Mathews Company

4.2.1. Dimensiones

- Longitud 4.4m
- ancho, (chasis) sección superior: 2.25 m
- Ancho chasis sección inferior: 2.04m
- Ancho vigas tensoras del chasis: 1.55m
- Altura: total con tolva de reciclado: 4.2m
- altura sin tolva para transporte: 3.4m, + 1-20m de altura de la plataforma de un camión, la altura para transporte sería de 4.6m.
- Peso estimado del equipo 4 ton. Sin quemador.
- Capacidad de secado por ciclo de 3 horas: 5 toneladas.

- Energía requerida 35 kW, para energizar el secador, sistema de transferencia de calor piro-tubular y elevador de reciclaje.

Figura 4.3
DIMENSIONES DEL SECADO



Fuente: Manual de Mathews Company

4.2.2. Descripción de la arquitectura del secador

a) PRIMER NIVEL: Chasis y Transmisiones.

La estructura portante o primer nivel, (chasis) está fabricado de perfiles plegados de plancha de 1/4 de espesor, 2.5m de largo, 22 cm de ancho, y alas de 2 3/4" con arriostres de la misma configuración en los extremos.

El chasis está estructurado para dar cabida y soportar el peso de todos los componentes del secador incluida la carga de maíz.

En la sección inferior también están montados los mecanismos de las transmisiones de descarga y recirculación, en forma de cono truncado longitudinal compuesta por 4 compartimentos por lado. Desde donde se descarga el producto al sin fin de reciclado, mediante dos ejes laterales, con 6 alabes longitudinales cada uno, que rotan mecánicamente para descargar el maíz al sin fin de descarga y de este al chute del elevador para la recirculación y/ descarga final post secado.

Esta sección de secado, admite aproximadamente el 40% del aire caliente insuflado, compartido mediante un panel divisor de 4 cuerpos con registro desmontable que separa toda el área vertical de la cámara de secado en dos secciones transversales a la altura de la sección media inferior del equipo.

Para verificar el estado de conservación del chasis, que presentaba ampollamientos superficiales, fue necesario como estaba previsto, someterlo a granallado integral a metal brillante, constatándose que no había sufrido el embate de la corrosión, debido al espesor del material y la buena cobertura de pintura anticorrosiva, salvo los elementos de poco espesor con signos de corrosión en distintas etapas de deterioro, entre ellos el más afectado era el canal del fondo, laterales y los alabes de aluminio de los transportadores de descarga lateral, siendo los más deteriorado los canales de los transportadores, en estado prácticamente inservible decidiéndose su reconstrucción integral, conforme a los originales. Con láminas de acero inoxidable para soportar la intensa abrasión por fricción del maíz entre los alabes y la carcasa.

Particularmente los alabes de aluminio de descarga longitudinal debían ser remplazados por la misma configuración en "V", contruidos de láminas de acero inoxidable que aseguren resistencia al desgaste por abrasión y confiabilidad, para descargar el maíz sin riesgos de rotura en operaciones continuas en el transportador de recirculación; esta reconstrucción incluye el cambio integral de las 4 transmisiones y sus componentes obsoletos como son: bocinas de bronce y soportes, de láminas endeble de 1.5 mm.

b) SEGUNDO NIVEL:

Conformado por la segunda sección de la cámara de secado; compuesto por cuatro paredes de chapas perforadas, dos interiores y otra exterior que forman un espacio vertical en forma de caballete, de 52 cm x 2.40 de largo y 3.20 de altura, que forman el vacío donde se confina el producto en proceso de secado por recirculación.

En esta sección solo existían los paneles de la pared interna (16) faltando la totalidad de los 16 paneles de la pared externa, 4 ángulos de 45° de 2.44m x 2" de ala con 16 taladros de 5/16 y 8 ranuras de 1/8 para alojar los paneles, 8 placas y 12 platinas tensoras, que rigidizan las paredes para evitar deformaciones por bombeado de los paneles, por la fuerza de la compresión axial de la carga de maíz.

Se construyeron los 4 ángulos faltantes, las placas y platinas de refuerzo, del material recuperado de los elementos desechados

c) TERCER NIVEL:

Originalmente la tolva de almacenamiento del reciclado estaba conectada a un elevador tipo sin fin que retroalimentaba el maíz, en esta función específica el elevador sin fin, no es el adecuado por causar rompimiento, (hasta 5%), de la materia prima que transporta verticalmente, por la excesiva fricción del producto con la carcasa y la interface del descanso, constituyendo por esta causa un cuello de botella, que justificaba su remplazo por un elevador de cangilones que es más eficiente y versátil para dicha función .

La tolva de reciclado, constaba a su vez de dos cuerpos el primero de sección rectangular sin fondo de 2,43m x 80cm x 70cm y sobre este una estructura piramidal cuyo vértice estaba conectado a la boca de descarga del elevador helicoidal, ambas de láminas cincadas endebles, la descarga del reciclado, funcionaba por el principio del Angulo de reposo de los materiales desde donde el maíz cae en cascada a los lados vacíos del espacio tipo caballete.

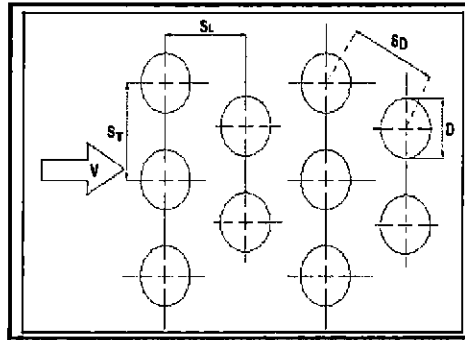
En vista del estado ruinoso de estos 2 componentes, con fisuras en su estructura, avanzada corrosión y geometría deformada, previmos una reingeniería radical de esta sección que por experiencia conocíamos su ineficiencia en esta función, toda vez que habíamos constatado la existencia de material adaptable para dicho propósito, construyendo una nueva tolva de láminas de acero inoxidable, que a su vez sería alimentado por un transportador helicoidal de descarga horizontal progresiva regulable, para distribuir mecánicamente en proporción homogénea el maíz retroalimentado.

Para completar el circuito de reciclaje se decidió construir un elevador de cangilones, cuyas 4 secciones o carcasas y las poleas están construidas, pero que por conveniencia, se usara un equipo disponible, al que se le adaptara un compartidor de descarga (pantalón) de accionamiento neumático requiriendo un compresor que también servirá para labores de limpieza del secador.

4.2.3. Selección del intercambiador

Como se mencionó en el marco teórico del presente informe el tipo de intercambiadores más apropiados para la transferencia de calor de dos fluidos gaseosos son los intercambiadores de calor Compactos y los intercambiadores en Banco de tubos en flujo cruzado. Se planteó las propuestas a la empresa Agropecuaria Capo Verde S.A. y luego de un análisis económico de construcción además del factor de mantenimiento se optó por diseñar el intercambiador de calor en banco de tubos en flujo cruzado con arreglo escalonado. Como se muestra en la siguiente figura.

Figura 4.4
ARREGLO EN BANCO DE TUBOS ESCALONADO



Fuente: "Programa para Optimización del Diseño de Recuperadores de Energía de Gases de Escape desde Hornos"

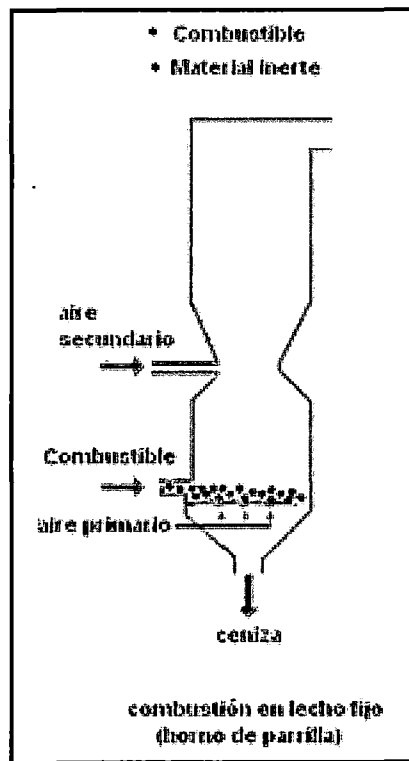
Cabe señalar que algunos parámetros de diseño como especificaciones de los materiales y dimensiones del intercambiador de calor se definieron en esta etapa debido a que están en función a las características y especificaciones de la Secadora M-C370.

4.2.4. Selección del Hogar de combustión

De la literatura revisada en los tipos de hornos para biomasa, el más apropiado para la combustión completa de la madera son los hornos de lecho fijo con parrilla. Estos hornos operan eficientemente con dos ingresos de aire (aire primario y aire secundario) en distintos puntos, permitiendo ello cumplir con los tres requisitos para una buena combustión: alta temperatura, tiempo de residencia y turbulencia

El horno de combustión propuesto para la empresa Agropecuaria Campo Verde S.A. presenta un diseño único y de acuerdo a los requerimientos de operación para la alimentación de la madera.

Figura 4.5
HOGAR DE COMBUSTIÓN

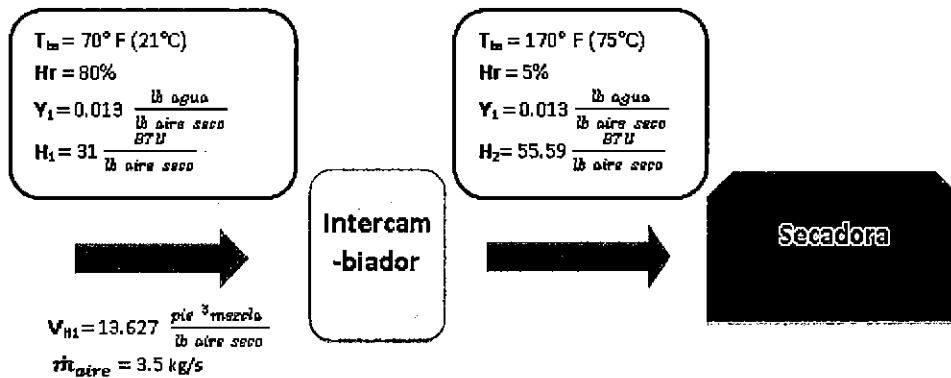


Fuente: Análisis de los parámetros y Selección de hornos para la combustión de biomasa

V. DISEÑO Y ESPECIFICACIONES DE LAS UNIDADES DE SECADO

5.1. Balance de energía al sistema

En este apartado se hace un balance de energía conociendo el flujo de aire a su ingreso al intercambiador que alimentará de aire caliente al secador. Este flujo de aire está definido por la capacidad del ventilador (12000 m³/h).



Para conocer la cantidad de energía que requiere el secador para reducir la humedad del maíz desde 24% a 14% se calcula de la siguiente manera.

$$Q_{\text{Total secador}} = Q_{\text{Útil}} + Q_{\text{pérdidas}}$$

El calor útil es la suma del calor necesario para calentar el maíz (Q_s) y el calor para la vaporación del agua en el maíz (Q_L) [Esparza, R. y Salazar P. 2004]

5.1.1. Cálculo del calor sensible

Determinamos el calor necesario para elevar la temperatura del maíz desde 21°C hasta 55°C, temperatura apropiada para iniciar el secado del grano. [Villa, L.1974]

Para su cálculo usamos el calor sensible, Q_s .

$$Q_s = C_e \cdot m \cdot \Delta T$$

Para el flujo de maíz se considerará para empezar un tiempo de secado de 1h para 5000 Kg de maíz, es decir, 11022 libra/h. El calor específico (C_e) del maíz depende linealmente del grado de humedad, y se calcula con la ecuación demostrada por Kazariam y Hall (1963).

$$C_e = 0.350 + 0.00851 * M \frac{BTU}{\text{libra.F}}$$

Donde; M, es el contenido de humedad en base húmeda del maíz (M = 24%).
Reemplazando,

$$C_e = 0.3520 \frac{BTU}{\text{libra.F}}$$

Por tanto,

$$Q_s = 0.3520 * 11022 * (131 - 70) / 3600$$

$$Q_s = 65.75 \text{ BTU/s}$$

5.1.2. Calor de vaporización de los granos

El calor necesario para evaporar el agua presente en el maíz, lo hacemos mediante la siguiente ecuación.

$$Q_L = \lambda_L * m_{\text{agua}}$$

El calor latente de vaporización (λ_L) para maíz a diferentes contenidos de humedad, se calcula con la ecuación demostrada por Thomson y Shedd (1954)

$$\lambda_L = (1094 - 0.57 * T)(1 + 4.349e^{-28.25 * M})$$

Donde; T es la temperatura de ingreso del aire al secador. T = 170°F.

Reemplazando;

$$\lambda_L = 1002 \text{ BTU/libra agua}$$

La masa de agua (m_{agua}) se determina en función de la humedad en base seca final e inicial del maíz:

$$X_1 = 0.3157 \quad X_2 = 0.1627$$

Entonces,

$$m_{\text{agua}} = (0.3157 - 0.1627) * 5000 / 0.4536$$

$$m_{\text{agua}} = 1686.5 \text{ Libras}$$

Por tanto el calor necesario para evaporar el maíz es:

$$Q_L = 1002 * 1686.5 / 3600 = 469.42 \text{ BTU/s}$$

El calor Útil en el secador es la suma del Q_1 y Q_8

$$Q_{\text{útil}} = 535.17 \text{ BTU/s}$$

Esparza, R. y Salazar P. 2004 demostraron mediante cálculos y ecuaciones de transferencia de calor, que las pérdidas de calor (calor por conducción y convección) en la cámara de secado de un secador de maíz es cerca al 50% del calor total necesario para el secado. Asimismo la FAO considera que un rendimiento del 50% es el promedio de las secadoras tradicionalmente usadas. [FAO, 1996]

Considerando un rendimiento del 50%, significa entonces que $Q_{\text{útil}}$ es igual $Q_{\text{pérdidas}}$

Entonces el calor total requerido es:

$$Q_{\text{Total secador}} = 1129.42 \text{ KJ/s}$$

5.1.3. Energía del aire a su ingreso al secador

Para ello primero debemos conocer la entalpia de saturación a la salida del intercambiador; es decir, a 75°C. Esto se puede medir como una lectura directa de la carta psicométrica (Anexo C).

$$H_2 = 55.59 \text{ btu/lb aire seco}$$

Para determinar el flujo másico de aire seco, hacemos uso de la siguiente ecuación,

$$\dot{m}_{\text{aire seco}} = \frac{\dot{m}_{\text{aire}}}{V_H}$$

Donde, V_H es el volumen específico y se calcula a partir de la ecuación;

$$V_H = (0.0252 + 0.0405 Y) * (T + 459.7)$$

$$V_H = 13.627 \frac{\text{pie}^3 \text{ mezcla}}{\text{lb aire seco}}$$

Entonces;

$$\dot{m}_{\text{aire seco}} = 7.7 \text{ Libras/s}$$

Por tanto, la energía contenida en el aire a la salida del intercambiador es:

$$Q_{\text{aire}} = H_2 * \dot{m}_{\text{aire seco}}$$

Reemplazando;

$$Q_{\text{aire}} = 451.9 \text{ KJ/s}$$

Análisis:

Con el flujo de aire de 3.5 Kg/s su energía a la salida del intercambiador es de 451.9 KJ/s, asimismo el secador requiere de 1129.42 KJ/s para secar el maíz en una hora. Significa que el calor que otorga el intercambiador al aire no es el suficiente para secar los 5000 Kg de maíz en una hora de operación. Por tanto se tiene que aumentar el tiempo de operación del secador de tal manera que el calor requerido por el secador sea igual a la energía del aire que sale del intercambiador.

Por lo tanto en función del calor requerido el tiempo de secado sería:

$$t = 1129.42/451.9 = 2.50 \text{ horas}$$

Considerando que los cálculos son teóricos, determinamos el tiempo total para el secado es de 3 horas.

5.2. Balance de energía y diseño mecánico del intercambiador

Para hacer el balance de energía y diseñar el intercambiador de calor se definieron algunos parámetros que están sujetos a las especificaciones de la secadora M-C 370 e intereses de la empresa Agropecuaria Campo Verde S.A.

Parámetros y condiciones establecidas:

- Tubos de acero inoxidable de 2" de diámetro.(ASTM A-192)
- El fluido exterior a los tubos es el aire impulsado por el ventilador.
- El fluido interior en los tubos es el gas proveniente del hogar de combustión.
- La distribución de los tubos será en arreglo escalonado triangular.

5.2.1. Calculo de la separación transversal (ST) y longitudinal (SL).

Para determinar dichas separaciones se toma como referencia la norma internacional T.E.M.A. (Tubular Exchanger Manufacturers Association) la cual indica que la separación transversal *mínima* es $1.25*De$ y la *máxima* $2*De$ para intercambiadores de tubos y coraza, donde De es el diámetro exterior de los tubos.

Para determinar SL, depende si el arreglo es cuadrado o escalonado (triangular).

Teniendo en cuenta dicha norma, *se tomó como criterio* el valor de ST $1.45*De$ y SL igual a $1.1*ST$, criterio para facilidad de construcción además de estar dentro de las recomendaciones bibliográficas.

Por lo tanto:

$$ST=0.074 \text{ m}$$

$$SL= 0.081 \text{ m}$$

5.2.2. Cálculos del número de Reynolds (Re).

$$Re = \frac{1.184 * 16.10 * 0.0508}{0.000018485}$$
$$Re = 16596.14$$

$$v_{max} = \frac{4.99 * 0.0736}{(0.0736 - 0.0508)}$$
$$v_{max} = 16.1034 \frac{m}{s}$$

5.2.3. Cálculo del coeficiente de convección.

Para hallar el coeficiente de convección, usamos la correlación de Zhukaukas.

$$Nu = 0.35 * 16596.14^{0.6} * 0.6935^{0.36} * \left(\frac{0.6935}{0.7296}\right)^{0.25}$$
$$Nu = 101.059$$

Conocido el número de Nusselt, se determina el coeficiente de convección mediante la siguiente relación.

$$h_0 = \frac{101.059 * 0.04493}{0.0508}$$
$$h_0 = 89.38 \text{ W/m}^2$$

5.2.4. Cálculo de la temperatura del gas a la salida del intercambiador.

- Balance de materia global

Para intercambiadores de calor por convección forzada se sabe que el calor que pierde el gas de combustión (fluido caliente), es el mismo que gana el aire (fluido frío) con lo cual el balance es:

$$Q = 3.5 * 1035 * (353 - 294) = 0.875 * 1188.48 * (1073 - T_{c2})$$

De la ecuación anterior todos los datos se conocen menos T_{c2} , de lo cual se despeja.

$$T_{c2} = 1073 - \frac{3.5 * 1035 * (353 - 294)}{0.875 * 1188.48}$$

$$T_{c2} = 867 \text{ K}$$

Además también podemos utilizar la correlación de diseño para intercambiadores:

$$Q = F * U * A * \Delta T_{ml}$$

Conocida la temperatura de salida del gas caliente, se procede al cálculo de la temperatura media logarítmica dada por:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(1073 - 294) * (867 - 353)}{\ln\left[\frac{(1073-294)}{(867-353)}\right]}$$

$$\Delta T_{ml} = 643 \text{ K}$$

5.2.5. Cálculo del Factor de corrección (F)

Para este tipo de intercambiadores de calor de flujo cruzado mezclado, conociendo las temperaturas se calcula el factor de corrección utilizando la gráfica tomada de *Bowman, Mueller y Tagle. ANEXO A.3*

$$R = \frac{1073 - 867}{353 - 294} = 3.48$$

$$P = \frac{294 - 353}{294 - 867} = 0.075$$

$$F = 0.9$$

Para determinar el área del intercambiador, hace falta determinar el coeficiente global de transferencia el cual está dado por la relación siguiente:

5.2.6. Cálculo del coeficiente global de transferencia (U).

$$U = \frac{1}{\frac{0.0508}{0.045 \cdot 25.29} + \frac{0.0508 \cdot R_i}{0.045} + \frac{0.0508 \cdot \ln\left(\frac{0.0508}{0.045}\right)}{2k} + \frac{1}{89.38}}$$

$$U = 20.879 \text{ W/m}^2\text{K}$$

5.2.7. Cálculo de los Factores de ensuciamiento

Para el cálculo de los factores de ensuciamiento R_0 y R_i nos basamos en la tabla presentada en el ANEXO A.3-ii, de la cual se tienen valores de factores de ensuciamiento ya conocidos en función de los fluidos utilizados.

5.2.8. Cálculo del coeficiente de convección en el interior de los tubos.

El gas que circulará por el interior de los tubos, proviene de la combustión completa de la madera.

Primero determinamos el número de Nusselt.

Para la determinación del número de Nusselt en flujos desarrollados por el interior de tuberías Anexo A.3-iii, se usa la siguiente ecuación

$$Nu = \frac{\left(\frac{0.0359}{8}\right) (5967 - 1000) \cdot 0.66}{1 + 12.7 \left(\frac{0.0359}{8}\right)^{\frac{1}{2}} \left(0.66^{\frac{2}{3}} - 1\right)}$$

$$Nu = 21.271$$

El coeficiente de convección se calcula a partir de:

$$h_i = \frac{21.271 \cdot 50}{0.0508} \dots \dots (12)$$

$$h_i = 25.29 \text{ W/m}^2$$

Consideración importante:

Puesto que el coeficiente de convección interna (h_i) está en función de la velocidad del gas y esta a su vez depende del número de tubos, analíticamente se hace complicado determinar el coeficiente global.

Para solucionar el problema, planteamos la solución iterativa que se describe a continuación.

1. Asumimos un valor de U^* de la ecuación (8).
2. Con este valor hallamos el área A
3. Determinamos el número de tubos con esta área calculada.
4. Hallamos h_i en la ecuación (12).
5. Se calcula el coeficiente global de transferencia U con la ecuación (11).
6. Si $U^* - U \leq 10^{-3}$, es la solución; caso contrario se repite los pasos mencionados.

Terminada la iteración se obtiene:

$$U \text{ asumido} = 20.87$$

$$U \text{ calculado} = 20.8797$$

$$\% \text{ de error} = 0.079$$

5.3. Balance de energía y diseño mecánico del hogar de combustión

Para determinar el volumen del horno de combustión, de tal manera que genere el flujo de gas suficiente para calentar el aire en el intercambiador; se muestra a continuación el cálculo de los parámetros necesarios para el diseño del horno.

5.3.1. Determinación de la temperatura de ablandamiento

Dada la composición de la ceniza presentada en el Cuadro 5.2, determinamos las masas relativas en la ceniza para luego reemplazar en la Ecuación 17:

Cuadro 5.2
COMPOSICIÓN PARCIAL DE LAS CENIZAS

Componente	CaO	Al ₂ O ₃	K ₂ O	P ₂ O ₅	Total
Composición	45%	5%	5%	4%	59%

Fuente: Recolectado del cuadro 2.5.

Masas relativas en la ceniza:

$$CaO = \frac{45}{59} * 100 = 76.27\%$$

$$K_2O = \frac{5}{59} * 100 = 8.47\%$$

$$Al_2O_3 = \frac{5}{59} * 100 = 8.47\%$$

$$P_2O_5 = \frac{4}{59} * 100 = 6.79\%$$

Reemplazando:

$$TA(^{\circ}C) = 1206.22^{\circ}C$$

5.3.2. Determinación de la temperatura adiabática de la llama

Calculamos el poder calorífico superior e inferior de la madera, a partir de las ecuaciones 19 y 20.

$$PCS=20.059MJ/Kg$$

$$PCI=18.706 MJ/Kg$$

La relación del gas de combustión y combustible, se obtiene del ANEXO A.1. Para empezar el cálculo se inicia considerando con una proporción de exceso de aire de 1.5.

$$\overline{m}_{FG} = 8.12 \frac{\text{Kg gas combustión}}{\text{Kg madera}}; \text{ Con } \lambda = 1.5$$

Entonces, reemplazando en la ecuación 18, la temperatura adiabática es:

$$T_{\text{adiabática llama}} = 21 + \frac{17926.31}{8.12 * 1.007}$$

$$T_{\text{adiabática llama}} = 2289.2^{\circ}\text{C}$$

Cuadro 5.3
TEMPERATURA ADIABÁTICA DE LA LLAMA CON $\lambda=1.5$

	<i>TA</i>	<i>T_{adiabática llama}</i>	Proporción de aire (λ)
Madera	1206.26°C	2289.2°C	1.5

Fuente: Elaboración propia

Para poder reducir la *temperatura adiabática de llama* de tal manera que sea un poco menor a la *temperatura de ablandamiento* (TA), y de esa manera evitar la fundición de las cenizas, se debe modificar la **proporción de exceso de aire (λ)**

Como deseamos que la *temperatura adiabática de llama* sea menor que la *temperatura de ablandamiento* (TA) entonces:

$$T_{\text{adiabática llama}} = TA - 200^{\circ}\text{C}$$

El valor de 200°C es elegido para garantizar que la temperatura adiabática de llama no sea mayor que la temperatura de ablandamiento, con ello aseguramos que el horno no tenga problemas de incrustaciones por la fundición de la ceniza, debido a las altas temperaturas que ocurren en el hogar de combustión.

Determinación de la relación aire/combustible con exceso de aire y corrección de la Temperatura adiabática

Para corregir la temperatura de la llama encontrada en la sección anterior, hay que estimar la relación aire/combustible adecuada de tal manera que $T_{adiabática\ llama}$ sea aproximado a 1006.22°C.

Del programa realizado en Excel, se modifica la proporción de exceso de aire hasta encontrar el valor adecuado, mostrado en el Cuadro 5.4. Para esta operación se considera el calor específico de los gases igual al del aire a la temperatura de ablandamiento ($C_e = 1.207 \frac{KJ}{Kg.K}$)

Cuadro 5.4
RELACIÓN GASES/COMBUSTIBLE CON LA PROPORCIÓN EXCESO DE AIRE Y LA TEMPERATURA ADIBÁTICA

Proporción de exceso aire (λ)	\bar{m}_{Aire} Kg Aire/Kg madera	\bar{m}_{FG} Kg Gas comb/Kg Madera	$T_{adiabática}$ (°C) llama
2	9.59	10.59	1484.96
2.5	11.98	12.98	1214.72
3	14.38	15.38	1028.70
3.08	14.76	15.76	1006.41

Fuente: Elaboración propia

5.3.3. Determinación de la Capacidad del Hornio

Para la ecuación 22 descrita anteriormente;

$$V_C = \frac{t_r \cdot \dot{m}_F \cdot \bar{m}_{FG}}{\rho_{FG}}$$

El flujo de alimentación de la madera, \dot{m}_F ; se estima al conocer el valor de gas de combustión necesario que debe ingresar al intercambiador de calor ($\dot{m}_{FG} =$

0.876 Kg_{comb}/s; valor obtenido en el Apartado 5.1). Por consiguiente como \bar{m}_{FG} es 15.76 $\frac{Kg_{gas\ comb}}{Kg_{madera}}$ (Cuadro 5.4) entonces; \dot{m}_F es 0.056 Kg_{mad}/s.

Finalmente remplazando en la ecuación 22 determinamos la capacidad mínima del hogar de combustión es:

$$V_C = \frac{0.5 * 0.056 * 15.7634}{0.2896}$$

$$V_C = 1.513 \text{ m}^3$$

Este volumen nos permite dimensionar el horno de tal manera que opere a una alimentación de 200Kg de madera por hora.

5.3.4. Flujo de aire primario y secundario

El flujo másico del aire primario, según la literatura revisada, varía entre 50 y 80% del estequiométrico; para nuestros cálculos vamos a trabajar con 70%.

Reemplazando en las ecuaciones 23 y 24.

$$\bar{m}_{\text{Aire primario}} = 3.35 \text{ Kg}_{\text{aire}}/\text{Kg}_{\text{madera}}$$

$$\bar{m}_{\text{Aire secundario}} = 11.41 \text{ Kg}_{\text{aire}}/\text{Kg}_{\text{madera}}$$

Como el flujo de alimentación de madera (\dot{m}_F) es 0.056 Kg/s, y la densidad del aire a 21°C y 1 atm es 1.204 Kg/m³.

$$\dot{V}_{\text{aire primario}} = 0.155 \text{ m}^3/\text{s}$$

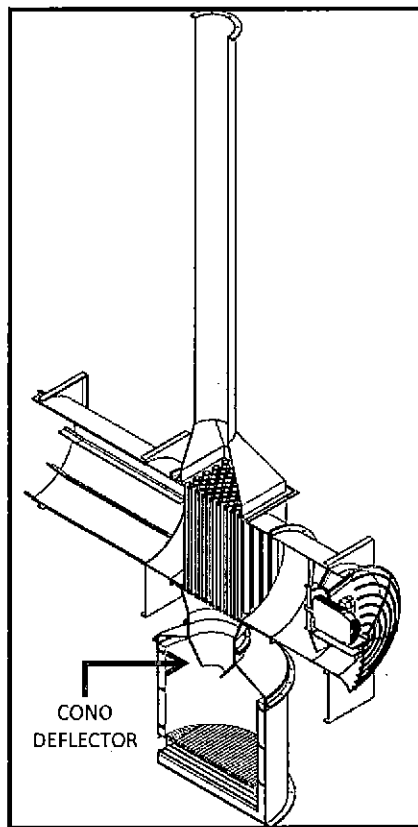
$$\dot{V}_{\text{aire secundario}} = 0.527 \text{ m}^3/\text{s}$$

Para el diseño mecánico del horno, se presenta el principal requisito: Ubicarse debajo del intercambiador que va conectado directo al secador, de manera que alimente al intercambiador con el gas de combustión producido al quemar la madera.

Por consiguiente debido a la limitación de la altura, y considerando el tiempo de permanencia con la turbulencia necesaria para una combustión óptima, se coloca un cono deflector a la salida del horno y cercano a él el ingreso del aire secundario para asegurar el quemado de los gases combustibles generados por el aire primario; como se puede observar en la Figura 5.1. Esto asegura el paso único de todos los gases hacia la entrada del cono con su completa combustión.

Figura 5.1

CONO DEFLECTOR A LA SALIDA DEL HORNO



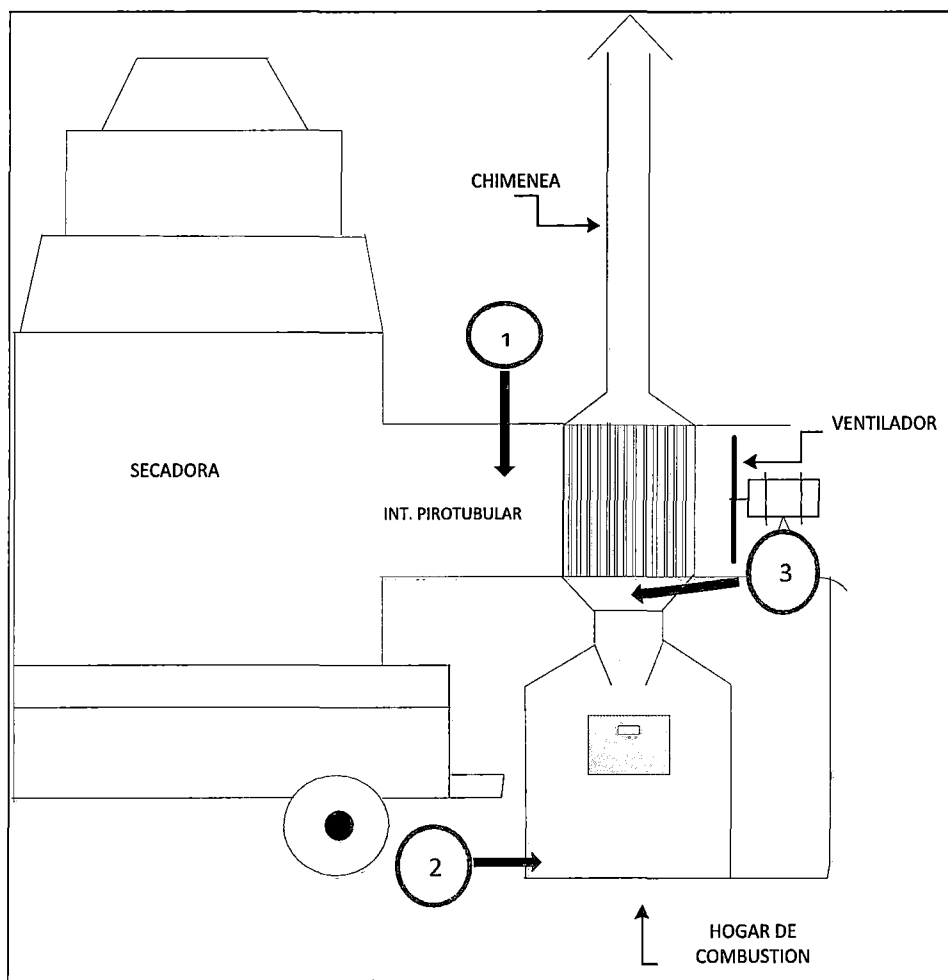
Fuente: Elaboración propia

VI. IDENTIFICACIÓN Y CONTROL DE LOS PARAMETROS DE OPERACIÓN

La identificación de los parámetros de operación nos permite tener conocimiento de la decisión que habrá que tomar frente un hecho anormal durante el estado operativo del sistema, evitando de esa manera perjudicar el secado del maíz. A continuación se describe los parámetros con sus respectivos controladores.

Figura 6.1

DIAGRAMA DEL SISTEMA Y UBICACIÓN DE LOS PARÁMETROS DE OPERACIÓN



Fuente: Elaboración propia

1. Temperatura del aire a la entrada del secador M-C 370.

Medidor: Termocupla

2. Cantidad de aire primario insuflado al hogar de combustión.

Actuador: regulador de frecuencia del motor.

3. Temperatura del gas de combustión a la entrada del haz de tubos.

Medidor: Termocupla tipo K con registrador de temperatura.

Los gases de combustión salientes del hogar estarían a 800°C, sin embargo, existe la posibilidad que salgan a temperaturas mayores de 800°C, para ello se tendría que controlar el ingreso de aire primario al hogar de combustión mediante un regulador de frecuencia del motor del ventilador. Si dicha temperatura es menor a 800°, como primera medida automática es reducir la cantidad de aire al ingreso del secador hasta verificar los parámetros establecidos de operación.

Si la temperatura al ingreso del secador excede los 75° en primera instancia se regula el ingreso de la cantidad de aire primario en el hogar de combustión y en segunda instancia controlar el ingreso de aire secundario.

Caso contrario si la temperatura del aire al ingreso del secador disminuye, una acción primaria es disminuir la cantidad de aire al ingreso del secador (mediante un regulador de frecuencia del ventilador axial) y verificar los flujos de aire y madera al ingreso del hogar de combustión.

Además de las medidas de control mencionadas, el sistema de secado cuenta con sensores y equipos de alertas tempranas en caso se presenten situaciones inesperadas.

Cuadro 6.1
ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE LOS PRINCIPALES EQUIPOS Y
ACCESORIOS REQUERIDOS PARA EL SISTEMA DE SECADO

EQUIPO	CANTIDAD	ESPECIFICACIONES
VENTILADOR(ES)	3	<ol style="list-style-type: none"> 1. Ventilador axial, 12000m³/h, 220 / 380 / 440 V, 60 Hz. Ø 900 mm. 2. Ventilador centrifugo, 3600 m³/h, 4hp. 3. Ventilador centrifugo, 1200 m³/h, 2hp
MOTOR(ES)	3	<ol style="list-style-type: none"> 1. 15 hp, 1750 rpm 2. 2 hp, 3600 rpm 3. 0.5 hp, 1200 rpm
TERMOCUPLAS	2	<ol style="list-style-type: none"> 1. Termocupla con termopozo cerámico para altas temperaturas (1700°C). Termocupla con racor de conexión (800°C). 2. Cada termocupla con sus respectivos controladores de temperatura.
REGULADOR DE FRECUENCIA	3	Variador de velocidad 2 hp teco; 1 a 200 hz. Trifásica de 200 - 240vac -15% ~ +10%, 50/60 hz +/- 5%.
Nota: Los demás accesorios como tableros electrónicos y paneles de control se contemplan en las especificaciones de la secadora M-C 370.		

Fuente: Elaboración propia

VII. RESULTADOS

7.1. Cálculos para el secador M-C 370

En este punto se muestran los cálculos realizados determinar el calor necesario para calentar el aire desde 21°C hasta 75°C, además el flujo de calor que se necesita para el secado.

También se observa el cálculo del rendimiento térmico del secador

calculo del calor necesario para el secado

datos:

masa de maíz humedo (libras)	11022.92769		
X1 (Bh)	0.24	x'1 (Bs)	0.315789474
X2 (Bh)	0.14	x'2 (Bs)	0.162790698
m° aire (pie3/s)	105		

Usando la Psicometria

	GRAFFICA	ECUACION
H1	31	31.0077
Y1	0.013	
Hr1	80	
Vh1	13.65	13.6273271
T1 (F)	70	



	GRAFFICA	ECUACION
H2	56	55.5927
Y2	0.013	
Hr2	5	
Vh2	16.2	16.19997705
T2 (F)	170	

calculo del calor necesario para el secado

masa de agua en el maíz (lb)	1686.494445		
cp maíz (btu/lb °f)	0.3520424		
m° aire seco (libras/s)	7.705106043		
Q para calentar el aire BTU/S	189.4300321	199.848684	KJ/S

Qsensible	65.75355918	BTU/S
Qlatente	1002.028462	BTU/lb agua
	469.4209539	Btu/s

Calor total Util= Qs+Ql	535.1745131
perdidas %	0.5
Q total (Kj/s)	1129.218223

Q a la entrada del secador (Kj/s)	451.9067694
-----------------------------------	-------------

10% Humedad	1129.218223
4.001943649	451.9067694

Tiempo de secado	2.498785809
------------------	-------------

tiempo de secado en funcion del calor requerido considerando como referencia el porcentaje de humedad retirado.

Calculo del rendimiento Térmico en el secador:

T inicial aire (°C)	ta0	75
T final aire (°C)	taf	45
masa maíz(kg)	mz	5000
eficiencia secado	ns	1
tiempo secado (h)	t	3
temperatura del ambiente (°C)		21

calculamos la eficiencia del secado

$\frac{T_{as} - T_{au}}{T_{as} - T_{aa}} * 100 = \% \text{eficiencia}$	
ns	0.55555556

7.2. Cálculos para el intercambiador de calor

A continuación se muestran los cálculos realizados para dimensionar el intercambiador de calor en función a los parámetros y correlaciones establecidas en el apartado 5.2.

BALANCE ENERGETICO Y DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

Parametros requeridos

Aire	80°C
Tfinal (secado)*K	353

Tubos 2" ASTM A-192		Area tranv
dint (m)	0.045	0.001590435
espesor (m)	0.0029	
Dext (m)	0.0508	0.002026835
Longitud (m)	0.91	

Propiedades calculadas

AIRE	To	Tm	Tc
	294	683.5	1073
cp(j/kg.k)	1007	1035	
k(w/m.k)	0.02551	0.04493	
V (m2/s)	1.56E-05	4.93E-05	8.00E-05
μ(pa.s)	0.0000185	2.98E-05	2.56E-05
pr	0.7296	0.6935	0.7037
ρ(kg/m3)	1.184	0.6036	0.32

Flujos de Aire y Gas de Combustión

aire	m³(kg/s)	3.5
gas de combustion	m³(kg/s)	0.875

GAS Combustion	Tc
	1073
cp(j/kg.k)	1188.483916
k(w/m.k)	0.06
V	1.17447E-04
μ(pa.s)	3.40E-05
pr	0.66
ρ(kg/m3)	0.289559715

Calculos de diseño

AIRE			
flujo (m³/s)	2.956081081	T.E.M.A(%)	1.45
v (m/s)	4.997601151	criterio	1.1
ST (m)	0.07366	Espacio entre tubos	
SL (m)	0.081026	2.286	cm-tranv
SD	0.08900	3.0226	cm-long.
A frontal	0.02286		
A diagonal	0.07641		
comprobacion	Afr<A diag		
vmax	16.1034		
Rmax	1.66E+04		
C	0.35		
n	0.6		
Nμ	101.059		
ho	89.38109103		
Ro	0		

$$Q=mf*cpf*(t2f-t1f)=mc*cpk*(t1c-t2c)=U*A*LMTD$$

Q(J)	213727.5
------	----------

Tf1	294
Tf2	353
Tc1	1073
Tc2	867.4776562
LMTD=	643.9630093

Factor de correccion

R	3.483429555	F	
P	0.075738126	F	0.9

Calculo iterativo para hallar el area de transferencia

asumimos

U	20.879
---	--------

calculamos

AREA=	17.66230096
Nt(max)	122.6161604

Nº tubos	122	En funcion a la distribucion geometrica
area tranf	17.71804595	

GAS DE COMBUSTION	
flujo(m3/s)	3.02182919
v(m/s)	15.57378436
Area trnsv. Total	0.19403307
ºN tubos	122
dInt.tubo	0.045
espesor	0.0029
Dext,tubo	0.0508
v(m/s)(tubos)	15.57378436
Rmax	5.96711E+03
f	3.59539E-02
Nμ	18.5289742
hi	25.29563407
Ri	0.002
kmat=	40.0000

**HALLAMOS LA DESVIACION DEL VALOR ASUMIDO CON
EL VALOR CALCULADO**

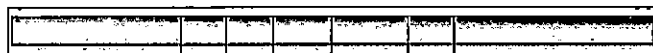
Ucalcu	20.87308501
Uasum	20.879
DESVIACION	-0.00591499

**VALOR ACEPTADO, POR LO
TANTO FINALIZA LA ITERACION.**

Resultados y Cálculos Finales		
Caida de presion		
f	4.46E-01	
N	14	
Δ presion(pa)	495.6601	
Consideraciones para secar STM de maíz en 3 horas		
FLUIDO	Kg x hora	Kg x ciclo
Aire	12600	37800
Gas de Combustión	3150	9450
Madera	200	599
122 Tubos 2" ASTM A-192		
dint (m)	0.045	
espesor (m)	0.0029	
Dext (m)	0.0508	
Longitud (m)	0.91	

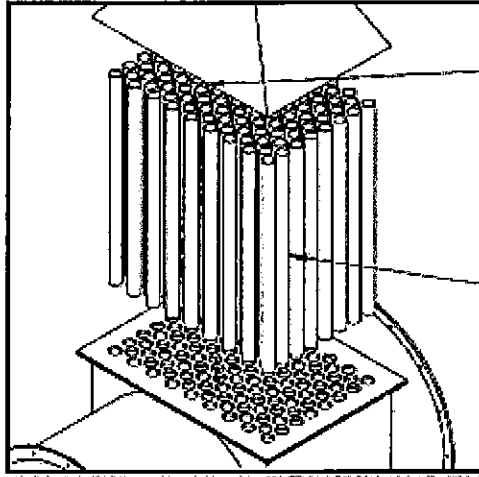
Especificaciones de diseño del intercambiador:

El intercambiador contará con 122 tubos ASTM A-192



- Diámetro externo: 2"
- Espesor (mm): 2.9
- Peso teórico (kg/m): 2.59
- Longitud de cada tubo (m): 0.91

Figura 7.1
BANCO DE TUBOS DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR



Fuente: Elaboración propia

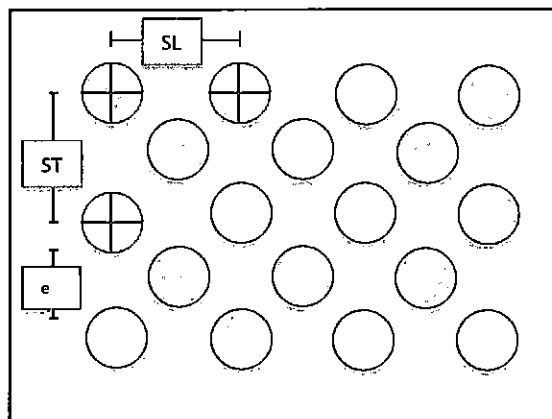
La distribución de los 122 tubos se muestra en la Figura 7.2.

Separación transversal: $ST = 0.074\text{m}$

Separación longitudinal: $SL = 0.081\text{ m}$

Espaciamiento entre los tubos. $e = 2.28\text{ cm}$

Figura 7.2
DISTRIBUCIÓN DEL BANCO DE TUBOS



Fuente: Elaboración propia

Cuadro 7.1

RESUMEN DE LOS PRINCIPALES PARÁMETROS DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

PARÁMETRO	VALOR	UNIDAD
Aire	12600	Kg/3horas
Gas de Combustión	3150	Kg/h
Madera	200	Kg/h
122 Tubos 2" ASTM A-192		
D_{int}	0.045	m
espesor	0.0029	m
D_{ext}	0.0508	m
Longitud	0.91	m

Fuente: elaboración propia

Los planos de diseño para la construcción del intercambiador de calor se muestran en el ANEXO B.2.

7.3. Cálculos para el hogar de combustión

PARAMETROS DE DISEÑO DEL HORNO

1. TEMPERATURA DE ABLANDAMIENTO - (TA)

COMPOSICION_CENIZA

COMPONENTE	% PESO	masa relativa
CaO	45.00	76.271
Al₂O₃	5.000	8.475
K₂O	5.00	8.475
P₂O₅	4.000	6.780
Total	59.00	

TA(°C)	1206.220339
---------------	-------------

2. FLUJOS DE AIRE Y GAS DE COMBUSTIÓN

COMPOSICION ELEMENTAL_MADERA

ELEMENTO	% EN PESO
C	50.00
H	6.000
O	43.00
N	0.085
S	0.000
CENIZAS	0.915
H ₂ O	20%
SUMA sin ceniza	99.085



COMPOSICION LIBRE DE CENIZA

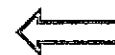
ELEMENTO	% EN PESO	Masa Molar (Kg/Kmol)
C	50.462%	12
H	6.06%	1
O	43.40%	16
N	0.09%	14
S	0.00%	32
CENIZAS	0.915%	

Exceso Aire (%)	3.08	Kg O ₂ /Kg mad
Masa O ₂ _aire	3.4400	Kg N ₂ /Kg mad
Masa N ₂ _aire	11.3234	Kg Aire/Kg mad
Masa Aire	14.7634	Kg Gas.comb/Kg mad
Masa FG	15.7634	

3. COMPOSICIÓN DEL GAS DE COMBUSTIÓN

ESPECIES	M (Kg/Kmol)	Kg especie/Kg madera	X _i	X _i /M _i
CO ₂	44	1.480	0.094	0.002
H ₂ O	18	0.636	0.040	0.002
SO ₂	64	0.000	0.000	0.000
N ₂	28	11.324	0.718	0.026
O ₂	32	2.323	0.147	0.005
Total		15.763	Total	0.035

ESPECIES	Y _i
CO ₂	0.0616
H ₂ O	0.0647
SO ₂	0.0000
N ₂	0.7407
O ₂	0.1330



COMPOSICIÓN FINAL DEL GAS DE COMBUSTIÓN

4. TEMPERATURA ADIABÁTICA DE LA LLAMA

\bar{M} mezcla	28.87054906	Kg/Kmol
PCS_madera	20.0592575	MJ/Kg
PCI_madera	18.74888246	MJ/Kg

TEMP. DESEADA
200°C menor de la Temp.
de ablandamiento

T adiabát (°C)	1006.4145	↔	1006.2203
----------------	-----------	---	-----------

5. FLUJO DE ALIMENTACIÓN DE MADERA

Flujo de madera	0.0555719	Kg mad/s
	200.059	Kg mad/h
t operación	3	h
Madera total/ciclo	600.176	Kg

5. VOLUMEN DEL HORNO DE COMBUSTIÓN

t residencia mín	0.5	s
V horno	1.513	m ³

Para el ingreso de aire en el horno:

Aire primario	3.3553	Kg aire/Kg mad	0.155	m ³ /s
Aire secundario	11.4081	Kg aire/Kg mad	0.527	m ³ /s

En el Cuadro 7.2 se presentan las características de operación del hogar de combustión.

Cuadro 7.2

INDICADORES IMPORTANTES DEL HOGAR DE COMBUSTIÓN

HOGAR DE COMBUSTIÓN		
INDICADORES IMPORTANTES	VALOR	UNIDAD
Flujo de alimentación de madera	200.06	Kg/h
Flujo másico de entrada de aire primario	0.186	Kg/s
Flujo másico de entrada de aire secundario	0.634	Kg/s
Flujo másico del gas de combustión	0.876	Kg/s
Flujo volumétrico de entrada de aire primario (21°C y 1 atm)	0.155	m ³ /s
Flujo volumétrico de entrada de aire secundario. (21°C y 1 atm)	0.527	m ³ /s
Flujo volumétrico del gas de combustión (800°C y 1 atm)	3.03	m ³ /s
Temperatura del gas de combustión	800	°C
Temperatura adiabática de la llama	1006.2	°C
CARACTERÍSTICAS DE LA MADERA		
humedad	14.5 a 20	%
Cenizas	0 a 1	%
COMPOSICIÓN DEL GAS		
CO ₂	6.16	%
H ₂ O	6.47	%
N ₂	74.07	%
O ₂	13.3	%

Fuente: Elaboración propia

Los planos de diseño para la construcción del hogar de combustión se muestran en el ANEXO B.3.

VIII. DISCUSIÓN DE RESULTADOS

8.2. Contratación de hipótesis con los resultados

Al principio del estudio se describieron las características y parámetros de diseño de las unidades principales del sistema de secado que son el intercambiador de calor y el hogar de combustión, dichos parámetros se evaluaron en función a las necesidades técnicas y económicas de la empresa Agropecuaria Campo Verde, empresa para la cual se desarrolla este trabajo. Asimismo, producto de la revisión bibliográfica se describe las características técnicas y operativas del secador MT 370.

Después de realizar los cálculos necesarios se logró establecer las condiciones y especificaciones técnicas para el diseño de las unidades de secado detallados en el capítulo VII del presente trabajo, además de asentar los parámetros de operación con sus respectivas unidades de control para un funcionamiento óptimo durante la ejecución del sistema de secado. De esta manera se da conformidad así, de la factibilidad del presente trabajo de tesis en función a las hipótesis planteadas en el capítulo III.

8.3. Contratación de resultados con otros estudio similares

Los resultados obtenidos del diseño en el presente trabajo son inéditos por los requerimientos propios de la empresa; al tratar de secar el maíz con aire caliente inocuo después de combustionar la madera.

Existen muchos diseños de secadoras y sistemas de generación de calor sin embargo La mayoría de estos funcionan con generación de aire caliente pero a partir de combustionar gas natural (GN) o gas licuado de petróleo (GLP), el cual entra directamente en contacto con el cereal a secar y consecuentemente contaminándolo por esto se optó por reconstruir la secadora M-C 370, dada la procedencia de dicha secadora de la empresa Mathews Company con más de 45 años en el rubro agroindustrial y por sus innovadores diseños.

IX. COSTOS DE RECONSTRUCCION Y DISEÑO DE AS UNIDADES DEL SISTEMA DE SECADO.

CONSULTOR II. PORRAS.										FECHA:		08/08/2014	
CLIENTE: Agropecuaria Campo Verde S.A.										AREA:		PROYECTOS	
SISTEMA DE TRANSFERENCIA DE CALOR PIROTUBULAR													
ITEM	ESP.	A	B	C	MAT.	DESCRIPCION	CANT	PESO	PESO	RENDI	PRECIO	PRECIO	
	PULG	mm	mm		CALIDAD			Kg.	Total Kg.	US\$/Kg.	UNIT.	COSTO MAT.	
PLANCHAS													
1	3/8	1,500.00	6,000.00		A-36	Soporte del túnel de salida y el túnel de entrada, sección plegada del haz de tubos y acople al secador	2.00	672.94	1,345.88	0.78	1,049.79	\$ 1,049.79	
1.2	3/8	1,828.00	7,315.00		A-285	Cuerpo del hogar de combustión, Transición de chimenea, Unión entre caja de haz de tubos y hogar de combustión, base de hogar de combustión, conos de captación y expansión de gas, Base de hogar de combustión	1.00	999.83	999.83	1.72	1,719.70	\$ 1,719.70	
1.3	1/2	1,828.00	3,658.00		A-285	Placas de sistema piro tubular, compuerta de alimentación	1.00	666.64	666.64	1.72	1,146.63	\$ 1,146.63	
1.4	3/16	1,520.00	6,000.00		A-36	Ducto de entrada y ducto de salida de aire	1.00	340.96	340.96	0.78	265.95	\$ 265.95	
1.5	3/16	1,520.00	6,000.00		Corten B	Ducto de chimenea, bafles	1.00	340.96	340.96	1.23	419.38	\$ 419.38	
ANGULOS													
2	1/4	2 1/2	2 1/2	6,000	A-36	Hogar de combustión	2.00	36.08	72.17	0.78	56.29	\$ 56.29	

PLATINAS E(pulg)xA(pulg)xL(mm)											
3	3/16	3	6,000.00	A-36	Deflectores	2.00	17.09	34.19	0.80	27.35	\$ 27.35
3.1	3/8	2 1/2	6,000.00	A-36	Bridas	5.00	28.49	142.44	0.80	113.95	\$ 113.95
TUBOS DE ACERO						LONGITUD (mts)	US\$/mts				
4	2	3	6,000.00	A-36	Sistema Piro-tubular	21.00		132.00	20.50	2,706.00	\$ 2,706.00
VARILLAS											
5	1/2	6,000.00		A-36	Sujeción de revestimiento de arcilla refractaria	5.00		30.00	6.25	187.50	\$ 187.50
5.1	5/8	6,000.00		A-36	Ducto de entrada	1.00		6.00	7.90	47.40	\$ 47.40
ITEM.	SUMINISTRO Y ACCESORIOS					CANT.			PRECIO UNIT.		
1	Arcilla Refractaria					28.00			90.00	2520.00	\$ 2,520.00
2	Pernos					130.00			0.89	115.70	\$ 115.70
3	Visor					1.00			107.00	107.00	\$ 107.00
5	Ventilador para hogar de combustión					1.00			714.60	714.60	\$ 714.60
											\$ 11,197.23
ITEM	PROCESOS	UNID	DESCRIPCION		Factor	PESO Kg.	Rendim. USS Kg.	Tiempo Req/Hor.	Precio Unid.Uss.	Precio Total Uss.	
1	OXICORTE	Kg	Kg. del Peso Total	Para cortar las planchas de 3/8" y 1/2"		3,012.05	-		460.00	\$ 460.00	
2	PLEGADO	Kg	Kg. del Peso Total	Para las secciones de doblez rectangular		243.70	-		280.00	\$ 280.00	
3	BARRINADO Y EXPANDADO	-	Unidad de tubo	244 cavidades para los tubos de 6mm de diámetro					871.30	\$ 871.30	
4	EXPANDADO	-		Ducto de entrada de aire					75.00	\$ 75.00	
5	ROLADO	Kg	Kg. del Peso Total	Para la creación de conductos		1,691.78	-		520.00	\$ 520.00	
6	CIZALLA	Kg	Kg. del Peso Total	Para cortar las lanchas de 3/16"		645.30	-		223.00	\$ 223.00	
7	SOLDADURA	mts	longitud Total	270mts aprox.			-		1,350.60	\$ 1,244.00	

8	ESMERIL	Kg	Horas Maquinas	Para la extracción de rebaba					150.00	\$ 150.00	
9	TORNO	Día	Horas Maquinas	Para la elaboración de piezas para el hogar de combustión					32.00	\$ 32.00	
10	PUNZONADO	Día	Horas Maquinas	Para la sujeción de bridas					159.00	\$ 159.00	
11	PINTURA	Área	Metro Cuadrado	Para el acabado final					100.00	\$ 100.00	
12	MANTENIMIENTO DE MOTOR	Día	Horas Maquinas	Para dejar operativa la entrada de aire					180.00	\$ 180.00	
MANO DE OBRA											
A	SOLDADOR	Día	Hombres	X Día USS	35.72	Días x Fabric.	36.00		1,285.92	\$ 1,285.92	
B	CALDERERO	Día	Hombres	X Día USS	71.43	Días x Fabric.	1.00		71.43	\$ 71.43	
C	ENCOFRADO DEL HOGAR DE COMBUSTIÓN Y TERMOCOMPRESOR	Día	Hombres	X Día USS	178.5	Días x Fabric.	1.00		178.5	\$ 178.5	
C	AYUDANTE MULTIFUNCIONAL	Día	Hombres	X Día USS	23.21	Días x Fabric.	36.00		835.56	\$ 835.56	
										\$ 6,665.71	
COSTOS DE PRODUCCION USS										\$ 17,862.94	
COSTO DIRECTO POR LA CONSTRUCCIÓN INTEGRAL											
GASTOS GENERALES + UTILIDAD										30%(10%+20%)	\$ 5,358.88
										VALOR VENTA	\$ 23,221.83
SERVICIOS DE INGENIERIA ESPECIALIZADA											
1	SERVICIO DE CÁLCULO DEL BALANCE TERMODINAMICO DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE AIRE CALIENTE								S/. 2,500.00	\$ 892.86	
2	SERVICIO DE DISEÑO DE MODELO PROPIO DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE AIRE CALIENTE, INCLUYE: -ELABORACION DE PLANOS A NIVEL DE DETALLE CONSTRUCTIVO - ELABORACION DE LA HOJA DE CALCULO DE COSTOS A PRECIO DE MERCADO								S/. 7,500.00	\$ 2,678.57	
3	SERVICIO DE FUNDICION DE PARRILLA								S/. 288.00	\$ 102.86	
4	SERVICIO DE TRANSPORTE LOCAL								S/. 600.00	\$ 214.29	
TOTAL POR LA PRODUCCIÓN DEL SISTEMA DE TRANSFERENCIA DE CALOR USS										\$ 27,110.40	

RECONSTRUCCIÓN DE SECADOR DE GRANOS												
ITEM	ESP. PULG	A mm	B mm	C	MAT. CALIDAD	DESCRIPCION	CANT.	PESO Kg. Kg.	PESO Total Kg.	RENDIM. US\$/Kg.	PRECIO UNIT.	PRECIO COSTO MAT.
PLANCHAS												
1	5/16	1,520.00	6,000.00		A-36	Ampliación de base de chasis del secador	2.00	568.26	1,136.52	0.78	886.49	\$ 886.49
												\$ 886.49
ITEM	SUMINISTRO Y ACCESORIOS				DESCRIPCION		CANT.			PRECIO UNIT.		
1	CONCLUSIÓN DE CONSTRUCCIÓN DE CAJA TABLERO				CULMINACION DE TABLERO EN ACERO INOXIDABLE		1.00			214.29	214.29	\$ 214.29
2	INSTRUMENTOS DE CONTROL				(ARRANCADORES, SENSORES, MANÓMETROS Y PIROMETROS)		1.00			1678.58	1678.58	\$ 1,678.58
												\$ 1,892.87
TOTAL POR LA RECONSTRUCCIÓN DEL SECADOR US\$												\$ 2,779.36
COSTO TOTAL PARA PONER OPERATIVO EL SISTEMA DE GENERACIÓN DE AIRE CALIENTE Y SECADOR US\$												\$ 29,889.76
COSTO TOTAL PARA PONER OPERATIVO EL SISTEMA DE GENERACIÓN DE AIRE CALIENTE Y SECADOR S/.												\$/83,691.31

X. CONCLUSIONES

- Se logró Reconstruir el secador M-C 370 (Caballete-Recircularte) en función a los requerimientos técnicos y económicos de la empresa Agropecuaria Campo Verde S.A.
- Luego de definir los parámetros y requerimientos de la empresa Agropecuaria Campo Verde S.A., se diseñó el intercambiador de calor piro-tubular y el hogar de combustión, estableciendo sus características, especificaciones, parámetros de operación con sus planos de construcción respectivos.
- Como resultado de los diseños realizados, se observa que las dimensiones obtenidas del intercambiador y del hogar de combustión tienen el tamaño adecuado para poder acoplarse al secador reconstruido.
- El intercambiador de calor está en las condiciones de adecuarse a los hechos anómalos que pudieran ocurrir durante la operación del sistema de secado; debido a que, para el diseño de sus componentes se han considerado las circunstancias más críticas.
- Se establecieron los parámetros de operación del sistema de secado una vez que el sistema esté en funcionamiento, dejando la posibilidad de optimizar alguno de los parámetros en función a ajustes de operación, así como también la automatización del sistema.
- El sistema de secado opera en 3 horas por ciclo de 5 TM de maíz, reduciendo la humedad del maíz desde 24% hasta 14%; por consiguiente el porcentaje de extracción de humedad en el sistema es 3.33% por hora.

XI. RECOMENDACIONES

- ❖ Según los resultados del balance de energía en el hogar de combustión y el intercambiador de calor, se observa que el gas de combustión a la salida de la chimenea está cercano a los 500°C, por lo que es necesario aprovechar este calor, para ello se plantea dos propuestas a la empresa Agropecuaria Campo Verde S.A., una es utilizar este gas para pre secar el maíz en un secador de lecho fijo, así se reduciría el porcentaje de humedad y consecuentemente el tiempo de secado en la secadora M-C 370. La otra alternativa es construir un secador similar al M-C 370 y ensamblar en serie con el actual para así aprovechar este gas de combustión.

- ❖ Recomendamos una vez construido e instalado el sistema hacer pruebas de secado en todos los escenarios posibles para así optimizar el secado.

- ❖ Se recomienda continuar con el desarrollo de sistemas de secado con generación de aire caliente a partir de residuos agrícolas (cascarilla de arroz, bagazo entre otros), así como también considerando la automatización de los sistemas de control.

XII. REFERENCIALES

ACERO GODINEZ, Guadalupe. “Uso del cerdo como modelo biológico para evaluar la calidad de la tortilla por dos procesos de nixtamalización y fortificación con vitaminas y pasta de soya”. Tesis Maestra en Ciencia Pecuarias. Colima, Colombia. Universidad de Colima. 2000.

AGRIBUSINEES HSBC. “Maíz”. Disponible en: <http://materias.fi.uba.ar/7031/MAIZ.pdf>. Artículo web. Consultada el 6 de marzo del 2014.

ANGELES QUEIROLO, C. “Secado de Sólidos” Transferencia de Masa II. Universidad Nacional del Callao. Callao. Perú. 2013.

ARELLANO DIEGUEZ, Andriu. “Producción de madera en el Perú”. Trabajo de investigación. Lima. Universidad San Martín de Porres. 2006.

AUCANCELA, C. y CHAVEZ, E. “Diseño y construcción de un secador de túnel para la deshidratación de maíz” Tesis para optar título de Ingeniero Químico. Riobamba, Ecuador. Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. 2009.

BERMÚDEZ, J. y MAIZ, V. “Diseño y construcción de un secador dealimentos de origen vegetal en el estado Amazonas”. Tesis para optar título de Ingeniero Mecánico. Caracas. Universidad Central de Venezuela. 2004.

CASTILLO MEJÍA, DAVID y DÁVILA GÓMEZ, JOSÉ. “Temperatura adiabática y equilibrio Químico de la combustión real. Influencia del hidrógeno presente”. Revista Cubana de Química. Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Azcapotzalco. D.F., México. 2012.

CARLOS ALBERTO DE DIOS. “Secado de granos y secadoras”. Oficina Regional para América Latina y El Caribe. FAO, Santiago, Chile 1996.

CONAE, Comisión Nacional para el Ahorro de Energía. “Recuperación de Calor de Proceso”. Disponible en: http://www.cnpml.org.sv/UCATEE/ee/docs/Recuperacion_de_calor.pdf. Artículo web. Consultado el 15 de marzo del 2014.

CONVENIO INTERNACIONAL DE LAS MADERAS TROPICALES. Disponible en: https://treaties.un.org/doc/source/RecentTexts/XIX_46_spanish.pdf. Artículo web. Consultado el 6 de marzo del 2014.

DALPASQUALE, VALDECIR y Otros, A. **“Secado de granos: natural, solar y a bajas temperaturas”** Santiago. Editorial *FAO, VialedelleTerme di Caracall*. 1991.

DALPASQUALE, VALDECIR y Otros, B. **“Secado de granos a altas temperaturas”** Santiago. Editorial *FAO, VialedelleTerme di Caracall*. 1991.

DANILIN, Oscar. **“Combustión”**. Cátedra Integración II. La Plata, Argentina. Universidad Tecnológica Nacional. Departamento de Ingeniería Química. 1999.

ESPARZA, R. Y SALAZAR P. **“Diseño y construcción de una secadora de granos con capacidad de cinco quintales, por calentamiento de aire mediante la combustión de la cascarilla de arroz como combustible sólido de tipo vegetal, con aplicación al sector agroindustrial marginal de la costa”**. Facultad de Ingeniería Mecánica. Escuela politécnica del Ejército. Sangolquí. Ecuador. 2004.

GESTIÓN, Diario de Economía y Negocios en el Perú. Disponible en: <http://gestion.pe/economia/pollo-representa-53-consumo-total-carnes-peru-2102934>. Consultado el 21 de Marzo del 2014.

HIVOS. **“Maíz, de alimento sagrado a negocio del hambre”**. Red por una América latina libre de transgénicos. Quito. Ecuador. 2004.

MELISSARI, BLAS. **“Comportamiento de Cenizas y su Impacto en Sistemas de Combustión de Biomasa”**. Memoria de Trabajos de Difusión Científica y Técnica. Uruguay. 2012.

MINAG. **“Estudio de la composición química de la madera de diez especies maderables potenciales de bosques secundarios y primarios residuales”**. Proyecto: UTILIZACIÓN INDUSTRIAL Y MERCADO DE DIEZ ESPECIES MADERABLES POTENCIALES DE BOSQUES SECUNDARIOS Y PRIMARIOS RESIDUALES. Asociación para la Investigación y Desarrollo Integral (AIDER) Diciembre 2012.

MINAGRI. **“Sistema Integrado de Estadística Agraria”**. Lima. Depósito legal de la Biblioteca Nacional del Perú. Edición Diciembre. 2013.

MINAGRI, MINISTERIO DE AGRICULTURA Y RIEGO. **“Cultivos de Importancia Nacional”**. Disponible en: <http://www.minag.gob.pe/portall/>. Página web. Consultada el 3 de marzo del 2014.

MIRABÁ, K. y Otros. **“Programa para Optimización del Diseño de Recuperadores de Energía de Gases de Escape desde Hornos”**. Tesis para optar título de Ingeniero Mecánico. Guayaquil. Escuela Superior Politécnica del Litoral. 2010.

OROZCO, C y BEDOYA, F. **“Cálculo del flujo másico y caudal de aire para un ventilador utilizado en silos para secado para del café”** Scientia et Technica Año XIII, No 35. Universidad Tecnológica de Pereira. Colombia..2007.

PALOMINO, S. **“Valorización energética de residuos”**. GUZINA S.L. Ingeniería y Gestión Medioambiental. Sevilla. España. 2008

PALATNIC, MARIA. **“Diseño y desarrollo de pequeñas unidades de gasificación de Madera para aplicaciones de generación de energía térmica y cogeneración a baja escala”**. Memoria para optar el Título de Ingeniero Civil Mecánico. Facultad Ciencias Físicas y Matemáticas. Universidad de Chile. Santiago de Chile. Chile 2011.

RODRIGUEZ, J. y BARTOSIK, R. **“Secado de granos”**. PRECOP, Proyecto de Eficiencia de Cosecha y Postcosecha: 1 a 5. Enero 2006.

REVILLA, C y Otros. **“Transferencia de Calor: Convección”**. Universidad Nacional Experimental Francisco de Miranda. Área de Tecnología. Venezuela. 2010.

SANTANA, Cristihan. **“Contaminación a Leña”**. Trabajo de investigación. Santiago, Chile. Universidad de Chile. Escuela de Ingeniería. 2010.

SISTEMAS DE INCINERACIÓN, 2001. Disponible en: <http://www.uhu.es/sevirtual/ocw/politecnico/tecnicas-tratamiento-contaminacion/material/008.pdf>

TIEMPO REAL S.A. **“Optimización de la Combustión”**. Formación de control de procesos. 2010.

VALIENTE BARDERAS, Antonio. **“Cambiadores de calor de flujo cruzado”**. Aplicaciones de Transferencia de Calor. 2010.

VILLA V, Luis Gabriel. **“El secado de productos agrícolas con referencia especial de semillas”** Programa Nacional de Capacitación agropecuaria. Bogotá. 1974

ZANNI, Enrique. **“Patología de la madera: degradación y rehabilitación de estructuras de madera”**. Córdoba. Editorial Brujas. 2004.

XIII. ANEXOS

Anexo A: Memorias de cálculo

A.1: Composición del gas de combustión

De la literatura estudiada, se encontró la composición de la madera es muy similar en todas las especies. La composición de la madera se presenta en la Cuadro A.1.

Cuadro A.1.
COMPOSICIÓN ELEMENTAL DE LA MADERA

Elemento	Composición elemental de la Madera
C	50.00%
H	6.000%
O	43.00%
N	0.085%
CENIZAS	0.915%

Fuente: recopilación de los Cuadros 2.3 y Cuadro 2.4.

Para saber la cantidad de aire necesario para combustionar la madera y el flujo de los gases de combustión generados; hacemos uso de las ecuaciones presentadas por Toscano Luis [2009], en un estudio de los *Análisis De Los Parámetros De La Combustión De La Biomasa*.

Para determinar el oxígeno necesario para la combustión completa de la madera, usamos la siguiente ecuación

$$\bar{m}_{O_2 \text{ Aire}} = \left(X_C \cdot \frac{\bar{M}_{O_2}}{\bar{M}_C} + \frac{X_H}{4} \cdot \frac{\bar{M}_{O_2}}{\bar{M}_H} + X_S \cdot \frac{\bar{M}_{O_2}}{\bar{M}_S} - X_O \right) (1 - X_{H_2O}) \cdot \lambda; \frac{\text{Kg } O_2}{\text{Kg madera}}$$

Donde:

$$\bar{M} = \text{masa molar}; \frac{\text{Kg}}{\text{Kmol}}$$

λ = proporción de exceso de aire

X_i = fracción masa del componente i en base seca libre de ceniza

X_{H_2O} = Fracción masa de H₂O en base húmeda libre de ceniza.

Los valores de contenido de humedad son asumidos al máximo valor que puede tener la madera.

La masa de Nitrógeno en el aire:

$$\bar{m}_{N_2 \text{ Aire}} = \bar{m}_{O_2} \cdot \frac{Y_{N_2} \cdot \bar{M}_{N_2}}{Y_{O_2} \cdot \bar{M}_{O_2}}; \frac{\text{Kg } N_2}{\text{Kg madera}}$$

Se considera que la composición del aire es 21% de oxígeno y 79% de nitrógeno.

La masa de aire para la combustión:

$$\bar{m}_{\text{Aire}} = \bar{m}_{O_2} + \bar{m}_{N_2}; \frac{\text{Kg Aire}}{\text{Kg madera}}$$

El flujo de los gases de combustión obtenidos:

$$\bar{m}_{FG} = \bar{m}_{\text{Aire}} + 1; \frac{\text{Kg Gas Combustión}}{\text{Kg madera}}$$

La masa de las especies del gas de combustión:

$$\begin{aligned} \bar{m}_{CO_2} &= X_C \cdot \frac{\bar{M}_{CO_2}}{\bar{M}_C} \cdot (1 - X_{H_2O}) \\ \bar{m}_{H_2O} &= X_H \cdot \frac{\bar{M}_{H_2O}}{\bar{M}_{H_2}} \cdot (1 - X_{H_2O}) + X_{H_2O} \\ \bar{m}_{SO_2} &= X_S \cdot \frac{\bar{M}_{SO_2}}{\bar{M}_S} \cdot (1 - X_{H_2O}) \\ \bar{m}_{N_2} &= \bar{m}_{N_2 \text{ Aire}} + X_N (1 - X_{H_2O}) \\ \bar{m}_{O_2} &= \frac{\bar{m}_{O_2 \text{ Aire}}}{\lambda} + (\lambda - 1) \end{aligned}$$

Todas las masas de las especies obtenidas en el gas de combustión, están por Kg de madera. Para la determinación de la composición molar de las especies en el gas de combustión, es necesario convertir las fracciones en masa (X_i) en fracciones molar (Y_i) para cada especie.

$$X_i = \frac{\bar{m}_i}{\sum_i \bar{m}_i}$$

$$Y_i = \frac{\frac{X_i}{\bar{M}_i}}{\sum_i \frac{X_i}{\bar{M}_i}}$$

Donde:

$$\sum_i \frac{X_i}{\bar{M}_i} = \frac{X_{CO_2}}{\bar{M}_{CO_2}} + \frac{X_{H_2O}}{\bar{M}_{H_2O}} + \frac{X_{SO_2}}{\bar{M}_{SO_2}} + \frac{X_{N_2}}{\bar{M}_{N_2}} + \frac{X_{O_2}}{\bar{M}_{O_2}}$$

$Y_i =$ fracción molar de la especie i

En el Cuadro A.2 se muestra la composición de las componentes de la madera libre de ceniza, que luego serán reemplazadas de las ecuaciones anteriores para obtener la composición del gas de combustión.

Cuadro A.2
COMPOSICIÓN DE LA MADERA LIBRE DE CENIZA

COMPONENTE	% MASA
C	50.462
H	6.060
O	43.400
N	0.090
H ₂ O	20.00
CENIZAS	0.915

Fuente: Elaboración propia

La humedad de la madera, no se obtiene de la composición elemental; sino del máximo valor en que se podría encontrar en la zona de Pucallpa. La humedad de la madera depende de la humedad relativa (HR), si la madera está expuesta a aire saturado (100% HR) a 20°C contiene aproximadamente 30% de humedad. Si la humedad relativa del aire disminuye de 100% a 75% entonces la madera se seca hasta un 14,5% de humedad.

La humedad relativa máxima en la ciudad de Pucallpa, es de 80% (Estación Experimental Agraria Pucallpa), por lo cual la humedad de la madera estará entre 14.5% y 30%. Para nuestros cálculos consideraremos el valor de 20% de humedad.

Para empezar se considera un exceso de aire del 50% ($\lambda = 1.5$). Reemplazando en las ecuaciones descritas anteriormente, generamos el cuadro A.3y el Cuadro A.4.

Cuadro A.3
FLUJOS DE AIRE Y GAS DE COMBUSTIÓN EN EL HORNO
 $\lambda = 1.5$

FLUJOS		UNIDAD
$\bar{m}_{O_2 \text{ Aire}}$	1.66	Kg O ₂ /Kg madera
$\bar{m}_{N_2 \text{ Aire}}$	5.46	Kg N ₂ /Kg madera
\bar{m}_{Aire}	7.12	Kg Aire/Kg madera
\bar{m}_{PG}	8.12	Kg Gas comb./Kg madera

Fuente: Elaboración propia

Cuadro A.4
COMPOSICIÓN DEL GAS DE COMBUSTIÓN CON $\lambda = 1.5$

ESPECIES DEL GAS DE COMBUSTIÓN	\bar{M} (Kg/Kmol)	\bar{m}_i (Kg i/Kg madera)	X_i	$\frac{X_i}{\bar{M}_i}$	Y_i
CO ₂	44	1.467	0.181	0.004	0.118
H ₂ O	18	0.632	0.078	0.004	0.125
N ₂	28	5.465	0.673	0.024	0.695
O ₂	32	0.553	0.068	0.002	0.062
	$\sum_i \bar{m}_i$	8.117	$\sum_i \frac{X_i}{\bar{M}_i}$	0.035	

Fuente: Elaboración propia

En el apartado 4.2 se comprueba que considerar una proporción de exceso de aire (λ) igual a 1.5, conlleva a la fundición de la ceniza. Por consiguiente, se halló la proporción adecuada de aire para evitar ese inconveniente; encontrándose que el mejor valor es de $\lambda = 3.08$. En consecuencia, la nueva composición del gas de combustión se muestra en el Cuadro A.5

Cuadro A.5
COMPOSICIÓN DEL GAS DE COMBUSTIÓN

ESPECIES DEL GAS DE COMBUSTIÓN	\bar{M} (Kg/Kmol)	\bar{m}_i (Kg i/Kg madera)	X_i	$\frac{X_i}{\bar{M}_i}$	Y_i
CO ₂	44	1.480	0.181	0.002	0.0616
H ₂ O	18	0.636	0.078	0.002	0.0647
N ₂	28	11.324	0.673	0.026	0.7407
O ₂	32	2.323	0.068	0.005	0.1330
	$\sum_i \bar{m}_i$	15.763	$\sum_i \frac{X_i}{\bar{M}_i}$	0.035	

Fuente: Elaboración propia

Conocida la composición del gas de combustión, determinamos la masa molar de la mezcla ($\bar{M}_{Gas\ comb.}$)

$$\bar{M}_{Gas\ comb} = \bar{M}_i \cdot Y_i = 28.87 \text{ Kg/Kmol}$$

A.2: Propiedades del gas de combustión

Conocida la composición del gas de combustión a la salida del hogar, procedemos a la determinación de sus propiedades físicas, como la densidad, viscosidad dinámica, calor específico y conductividad térmica; A continuación se presenta de manera detallada el cálculo de cada propiedad.

A.2.1. Viscosidad Dinámica (μ)

Palatnic María [2011], obtuvo una ecuación que correlaciona la viscosidad absoluta del gas de madera.

$$\mu = 10^{-11} \cdot T + 3 \times 10^{-8} \cdot T + 10^{-5}; \quad 0^\circ\text{C} < T < 700^\circ\text{C}, \text{ la temperatura esta en grados Celsius.}$$

Sin embargo, el gas de combustión sale del hogar a una temperatura de 800°C por lo que nos obliga a hacer una proyección a partir de los resultados generados de dicha ecuación.

En la Cuadro A.6 se muestra los valores de viscosidad absoluta construida a partir de la ecuación propuesta por Palatnic María. Con estos valores, haciendo uso del Excel determinamos el índice de correlación (R^2) de los distintos modelos para hacer proyecciones y encontrar de esta manera el modelo que mejor se ajuste a los valores tabulados, los resultados se muestran en la Cuadro A.7

Cuadro A.6

T (°C)	μ (Pa.s)
1	1.00E-05
50	1.15E-05
100	1.30E-05
150	1.45E-05
200	1.60E-05
250	1.75E-05
300	1.90E-05
350	2.05E-05
400	2.20E-05
450	2.35E-05
500	2.50E-05
550	2.65E-05
600	2.80E-05
650	2.95E-05
700	3.10E-05

Fuente: Elaboración propia

Cuadro A.7

MODELOS PARA HACER PROYECCIONES

MODELO	ECUACIÓN	R^2
LINEAL	$Y = A + BX$	1
HIPERBÓLICO	$1/Y = A + BX$	0.9073
SEMILOGARITMICO	$Y = A + B \cdot \ln X$	0.5911
EXPONENCIAL	$Y = A \cdot B^X$	0.9768
INVERSO	$Y = A + B \cdot 1/X$	0.1979
POTENCIAL	$Y = A \cdot X^B$	0.8875

Fuente: Elaboración propia

Del Cuadro A.7, el modelo que mejor se ajusta es el modelo lineal ($R^2 = 1$), por tanto, a partir de esta ecuación lineal ($A=0.00001$, $B=0.00000003001$) hacemos la proyección hasta 1000°C. El resultado se muestra en el Cuadro A.8

Cuadro A.8
PROYECCIÓN DE LA VISCOSIDAD ABSOLUTA

T (°C)	μ (Pa.s)
650	2.95E-05
700	3.10E-05
750	3.25E-05
800	3.40E-05
850	3.55E-05
900	3.70E-05
950	3.85E-05
1000	4.00E-05

Fuente: Elaboración propia

Para determinar la viscosidad individual de cada componente, se usa la ecuación de Chapman-Enskog

$$\mu = 2.6693 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{\sqrt{PM \cdot T}}{\sigma^2 \cdot \Omega_\mu} \dots \dots (A.1)$$

Donde:

μ = viscosidad

PM = peso molecular (uma)

T = temperatura (K)

σ = diámetro de colisión característico de cada molécula en Å (10⁻⁸ cm)

Ω_μ = función integral de colisión.

σyΩ_μ se determinan de acuerdo al siguiente criterio:

- a) gases polares: potencial de Stockmayer
- b) gases no polares: potencial de Lennard-Jones

Para hacer uso de la ecuación A.1, se debe conocer la función integral de colisión (Ω_μ). Esta función integral de colisión es una función de σ y f(k.T/E₀). Haciendo uso de la tabla 3 y 4 de Lennard-Jones (ANEXO A.4) conocemos σ y E₀/k para cada componente de la mezcla.

Paso siguiente, determinamos el valor de $k.T/E_0$ a la temperatura de 800°C y finalmente determinamos el valor de la función integral. Todo lo descrito se muestra en el Cuadro A.9

Cuadro A.9
VISCOSIDAD DE LOS COMPONENTES A 800°C

Componente	σ	E_0/k	kT/E_0	Ω_μ	PM (uma)	μ (Pa.s)
CO ₂	3.941	195.20	0.0819	0.9700	44	3.850*10 ⁻⁰⁵
N ₂	3.798	71.40	0.2241	0.8242	28	3.892*10 ⁻⁰⁵
H ₂ O	2.520	775.00	0.0206	1.8380	18	3.178*10 ⁻⁰⁵
O ₂	3.467	106.70	0.1499	0.8710	32	4.725*10 ⁻⁰⁵

Fuente: Elaboración propia

A.2.2. Calor específico (Cp)

Para determinar el calor específico del gas de combustión se requiere conocer el calor específico de cada gas constituyente con su respectivo peso molecular, de tal forma que se obtiene el aporte de cada componente. En el Cuadro A.10 se presentan las constantes de cada componente, la cual depende de la temperatura en Kelvin.

Cuadro A.10
CONSTANTES PARA EL CALOR ESPECÍFICO

Componente	$C_p = a + bT + cT^2 + dT^3$ (KJ/Kmol)			
	a	b	c	D
CO ₂	22.26	0.0598	-3.50E-05	7.50E-09
N ₂	28.9	-0.0016	8.10E-06	-2.90E-09
H ₂ O	32.24	0.001923	1.10E-05	-3.60E-09
O ₂	26	-0.0014	5.20E-06	-1.8E-09

Fuente: Elaboración propia

El calor específico de la mezcla gaseosa se calcula con la siguiente ecuación.

$$C_{p_{mezcla}} = \sum C_{p_i} \cdot y_i \dots \dots (A.2)$$

Usando el cuadro anterior, se calcula el calor específico de cada componente a 800°C para luego haciendo uso de la ecuación A.2, obtener el calor específico de la mezcla gaseosa.

Cuadro A.11
CALOR ESPECÍFICO A 800°C

Componente	Cp (KJ/Kmol)	Yi
CO ₂	55.3958	0.0765
N ₂	32.9272	0.7362
H ₂ O	42.5226	0.0551
O ₂	28.2616	0.1321
GAS DE COMBUSTIÓN	34.3122 KJ/Kmol	1188.48 J/Kg.K

Fuente: Elaboración propia

A.2.3. Conductividad térmica (k)

Las conductividades térmicas de los gases monoatómicos diluidos se pueden predecir con exactitud mediante la teoría cinética. En cambio, la teoría de los gases poliatómicos se ha desarrollado de manera parcial; sin embargo, existe una buena aproximación con la ecuación de Eucken. (ANEXO A.4)

$$k = \left(C_p + \frac{5 \cdot R}{4} \right) \cdot \frac{\mu}{PM} \dots \dots (A.3)$$

Donde:

C_p = calor específico, KJ/mol

R = constante universal de los gases, (8.31434 J/mol.K)

μ = viscosidad absoluta, Pa.s

PM = peso molecular, uma

Para calcular la conductividad térmica de la mezcla gaseosa, se usa la ecuación A.4.

$$k_{Gas\ combustion} = \frac{\sum k_i \cdot PM^{1/3} \cdot y_i}{\sum PM^{1/3} \cdot y_i} \dots \dots (A.4)$$

Con los datos obtenidos en los Cuadros A.9 y A.11, determinamos la conductividad térmica de cada componente a partir de la ecuación A.4. Los resultados se muestran en el Cuadro A.12

Cuadro A.12
CONDUCTIVIDAD TÉRMICA DE LOS COMPONENTES

Componentes	Cp (kJ/kmol)	μ (Pa.s)	PM (uma)	k (W/m.K)	Yi
CO ₂	55.3958	3.850*10 ⁻⁰⁵	44	0.0576	0.094
N ₂	32.9272	3.892*10 ⁻⁰⁵	28	0.0602	0.718
H ₂ O	42.5226	3.178*10 ⁻⁰⁵	18	0.0934	0.040
O ₂	28.2616	4.725*10 ⁻⁰⁵	32	0.0571	0.147

Fuente: Elaboración propia

Paso siguiente, calculamos la conductividad térmica del gas de combustión con la ecuación A.4.

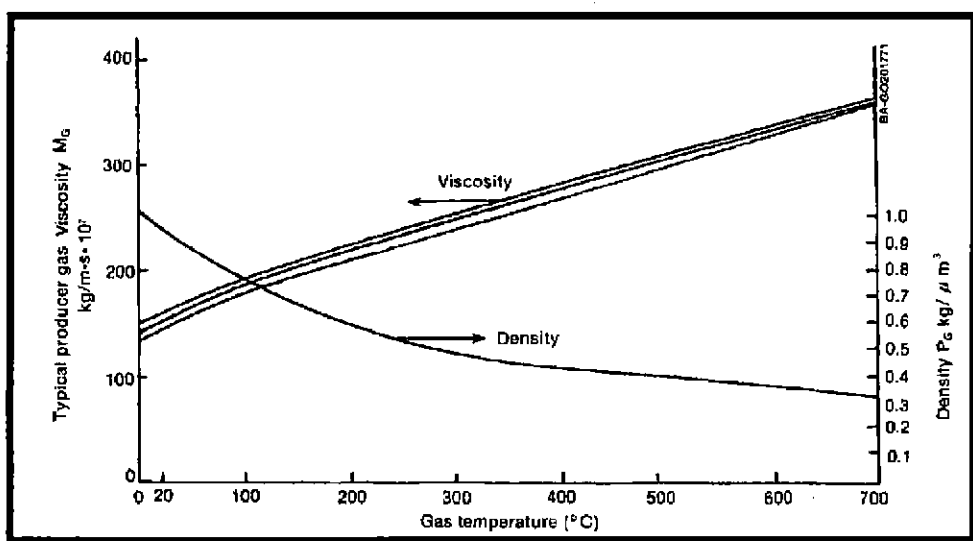
$$k_{Gas\ combustion} = 0.0614 \frac{W}{m.K}$$

A.2.4. Densidad (ρ)

La densidad del gas de combustión varía con la temperatura, de la Gráfico A.1 se obtiene la ecuación A.5 que correlaciona a la densidad ($r^2 = 0.992$), cuya variable T representa la temperatura en grados Celsius.

Gráfico A.1

PROPIEDADES DEL GAS DE COMBUSTIÓN



Fuente: Diseño y desarrollo de pequeñas unidades de gasificación de Madera para aplicaciones de generación de energía térmica y cogeneración a baja escala.

$$8.243 \cdot 10^{-12} \cdot T^4 - 1.605 \cdot 10^{-8} \cdot T^3 + 1.1632 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 - 4.158 \cdot 10^{-3} \cdot T + 1.0600918 \dots \dots (A.5)$$

Esta ecuación es aplicable para una temperatura entre 0° C y 700°C. Sin embargo, el gas de combustión sale del horno a 800°C lo que nos obliga hacer una proyección a partir de los datos tabulados de la ecuación A.5.

De manera similar con que se trabajó en la propiedad de viscosidad absoluta, obtenemos los Cuadros A.13, A.14 y A.15.

Cuadros A.13

T	ρ
0	1.060
20	0.981
100	0.745
200	0.579
300	0.493
400	0.442
500	0.398
600	0.354
700	0.323

Fuente: Elaboración propia

Cuadros A.14**MODELOS PARA HACER PROYECCIONES**

MODELO	ECUACIÓN	R²
HIPERBÓLICO	$Y = 1 / (A + BX)$	0.991
SEMILOGARITMICO	$Y = A + B \cdot \ln X$	0.887
EXPONENCIAL	$Y = AB \Delta X$	0.941
INVERSO	$Y = A + B \cdot 1/X$	0.515
LINEAL	$Y = A + BX$	0.849
POTENCIAL	$Y = A \cdot X^B$	0.888

Fuente: Elaboración propia

Cuadros A.15**PROYECCIÓN DE LA DENSIDAD**

700	0.323
750	0.303
800	0.290
850	0.277
900	0.266
950	0.256
1000	0.246

Fuente: Elaboración propia

A.3: Dimensionamiento del intercambiador de calor

i. factor de corrección para intercambiadores de calor en flujo cruzado

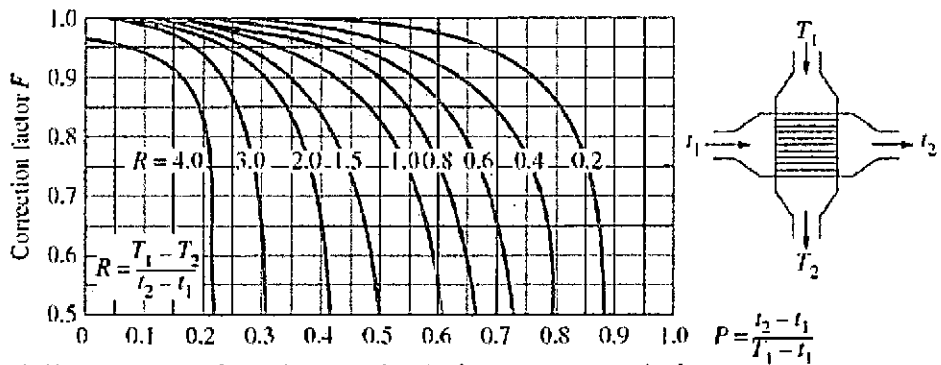
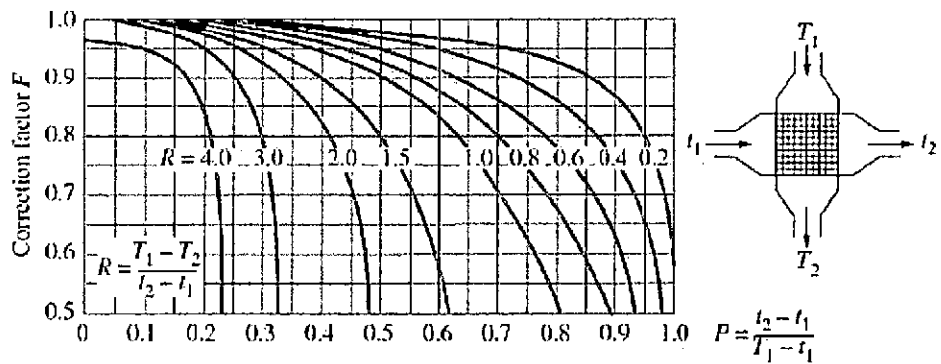


Figure 13-18 Correction factor F charts for common shell-and-tube and cross-flow heat exchangers (from Bowman, Mueller, and Nagle)

ii. Coeficientes de ensuciamiento para intercambiadores

Tabla 4: Coeficientes de ensuciamiento varios para intercambiadores.

Fluido industrial	R_s (m ² K/W)
Sales fundidas	0,000088
Refrigerantes	0,000176
Fluido hidráulico	0,000176
Medio orgánico de transferencia de uso industrial	0,000352
Amoniaco líquido	0,000176
Amoniaco líquido con aceite	0,000528
Soluciones de cloruro de calcio	0,000528
Soluciones de cloruro de sodio	0,000528
CO ₂ líquido	0,000176
Cloro líquido	0,000352
Soluciones de metanol	0,000352
Soluciones de etanol	0,000352
Soluciones de etilenglicol	0,000352
Aceites vegetales	0,000528
Gasolina natural y gases petroleros licuados	0,000176-0,000352
Naftas líquidas	0,000176

iii. Ecuaciones para el cálculo del número adimensional de Nusselt

Tabla 6.6: Correlaciones conv. forzada, flujo interno, conducto circular

Nº	Correlación	Condiciones de aplicación	Tª Propiedades	Nombre
18	$x_{ent,x} \approx 0.0575 D Re_D Pr$	Laminar, Región de entrada térmica		
19	$f = 64/Re_D$	Laminar, complet. desarrollado		
20	$f = 0.316 Re_D^{-1/4}$	Turbulento, complet. desarrollado, sup. no rugosa, $Re_D \leq 2 \cdot 10^4$		
21	$f = 0.184 Re_D^{-1/5}$	Turbulento, complet. desarrollado, sup. no rugosa, $Re_D > 2 \cdot 10^4$		
22	$f = (0.790 \ln(Re_D) - 1.64)^{-2}$	Turbulento, complet. desarrollado, sup. no rugosa, $3000 \leq Re_D \leq 5 \cdot 10^6$		Petukhov
23	$Nu_D = 3.66$	Laminar, completamente desarrollado, T_s cte, $Pr \geq 0.6$	Tª media masa	
24	$Nu_D = 4.36$	Laminar, completamente desarrollado, q_s cte, $Pr \geq 0.6$	Tª media masa	
25	$\overline{Nu_D} = 3.66 + \frac{0.0668(D/L)Re_D Pr}{1 + 0.04(D/L)Re_D Pr}^{1/3}$	Laminar, entrada térmica con perfil de velocidad completamente desarrollado, T_s cte, $Pr \gg 1$ o zona inicial sin transferencia de calor	Tª media masa	Hausen
26	$\overline{Nu_D} = 1.86 \left(\frac{Re_D Pr}{L/D} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14}$	Laminar, ent. térmica e hidrodinámica, T_s cte, $0.48 \leq Pr < 16700$, $[Re_D Pr / (L/D)]^{1/3} (\mu / \mu_s)^{0.14} \geq 2$, $0.0044 < (\mu / \mu_s) < 9.75$	Tª media masa, menos μ_s a T_s	Sieder y Tate
27	$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^n$	Turbulento, complet. desarrollado, $Re_D > 10000$, $0.6 \leq Pr < 160$, $(L/D) > 10$, $n = 0.4$ para $T_s > T_m$, $n = 0.3$ para $T_s < T_m$	Tª media masa	Dittus-Boelter
28	$Nu_D = 0.027 Re_D^{4/5} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14}$	Turbulento, completamente desarrollado, $Re_D > 10000$, $0.7 \leq Pr < 16700$, $(L/D) > 10$	Tª media masa, menos μ_s a T_s	Sieder y Tate
29	$Nu_D = \frac{(f/8)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)}$	Turbulento, completamente desarrollado, $3000 < Re_D < 5 \cdot 10^6$, $0.5 \leq Pr < 2000$, $(L/D) > 10$, f : Corr. 19 a 22 ó Ábaco de Moody (Gráfica 6.11)	Tª media masa	Gnielinski
30	$Nu_D = 4.82 + 0.0185(Re_D Pr)^{0.827}$	Turbulento, metales liq., complet. desarrollado, q_s uniforme, $3600 < Re_D < 9.05 \cdot 10^5$, $10^2 < Pe_D < 10^6$	Tª media masa	Skupinski
31	$Nu_D = 5.0 + 0.025 Pe_D^{0.8}$	Turbulento, metales liq., complet. desarrollado, T_s uniforme, $Pe_D > 100$	Tª media masa	Seban y Shirmazaki

- La temperatura media de masa es la media aritmética de las temperaturas de masa T_m .
 - Para las correlaciones (26) y (28) las propiedades se evalúan a la temperatura media de masa, salvo μ_s que se evalúa a la temperatura superficial.
 - Las correlaciones (27) a (31) pueden utilizarse para calcular Nu local y medio.

A.4: Correlación de las propiedades físicas

4. CORRELACIONES PARA ESTIMAR VISCOSIDADES

4.1 Gases

- Ecuación de Chapman-Enskog: Válida para gases poco densos (bajas presiones):

$$\mu = 2,6693 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{\sqrt{M \cdot T}}{\sigma^2 \cdot \Omega_\mu}$$

donde:

μ = viscosidad (P)

M = peso molecular

T = temperatura (K)

σ = diámetro de colisión, característico de cada molécula en Å (10^{-8} cm)

Ω_μ = función integral de colisión

σ y Ω_μ se determinan de acuerdo al siguiente criterio:

a) Gases polares: potencial de Stockmayer (Tablas 1 y 2)

b) Gases no polares: potencial de Lennard-Jones (Tablas 3 y 4)

- Mezclas de Gases: Ecuación de Wilke (error $\approx 2\%$)

$$\mu_m = \frac{\sum_{i=1}^n X_i \cdot \mu_i}{\sum_{j=1}^n X_j \cdot \phi_{ij}}$$

$$\phi_{ij} = \frac{1}{\sqrt{8}} \cdot \left(1 + \frac{M_j}{M_i}\right)^{-1/2} \cdot \left[1 + \left(\frac{\mu_j}{\mu_i}\right)^{1/2} \cdot \left(\frac{M_j}{M_i}\right)^{1/4}\right]^2$$

$$\phi_{ji} = \frac{\mu_j}{\mu_i} \cdot \frac{M_i}{M_j} \cdot \phi_{ij}$$

donde:

n = número de especies químicas existentes en la mezcla.

X_i, X_j = fracciones molares de las especies i, j .

μ_i, μ_j = viscosidades de i, j a la temperatura y presión del sistema.

M_i, M_j = Pesos moleculares de i, j .

ϕ_{ij} = número adimensional.

Si $i=j \Rightarrow \phi_{ij} = 1$

Tabla 3. Potenciales de Lennard-Jones determinados a partir de datos de viscosidad

Molécula	Compuesto	$b_0, \text{cm}^3/\text{gmol}$	σ, A	$\epsilon/k, \text{°K}$
A	Argón	46,08	3,542	93,3
He	Helio	20,95	2,551	10,22
Kr	Criptón	61,62	3,655	178,9
Ne	Neón	28,30	2,820	32,8
Xe	Xenón	83,66	4,047	231,0
Aire	Aire	64,50	3,711	78,6
AsH ₃	Arsina	89,88	4,145	259,8
BCl ₃	Cloruro de Boro	170,1	5,127	337,7
BF ₃	Fluoruro de Boro	93,35	4,198	186,3
B(OCH ₂) ₃	Borato Metílico	210,3	5,503	396,7
Br ₂	Bromo	100,1	4,296	507,9
CCl ₄	Tetracloruro de Carbono	265,5	5,947	322,7
CF ₄	Tetrafluoruro de Carbono	127,9	4,662	134,0
CHCl ₃	Cloroformo	197,5	5,389	340,2
CH ₂ Cl ₂	Cloruro de metileno	148,3	4,898	356,3
CH ₃ Br	Bromuro de metilo	88,14	4,118	449,2
CH ₃ Cl	Cloruro de Metilo	92,31	4,182	350
CH ₃ OH	Metanol	60,17	3,626	481,8
CH ₄	Metano	66,98	3,758	148,6
CO	Monóxido de Carbono	63,41	3,690	91,7
COS	Sulfuro de Carbonilo	88,91	4,130	336,0
CO ₂	Dióxido de Carbono	77,25	3,941	195,2
CS ₂	Disulfuro de Carbono	113,7	4,483	467
C ₂ H ₂	Acetileno	82,79	4,033	231,8
C ₂ H ₄	Etileno	91,06	4,163	224,7
C ₂ H ₆	Etano	110,7	4,443	215,7
C ₂ H ₅ Cl	Cloruro etílico	148,3	4,898	300
C ₂ H ₅ OH	Etanol	117,3	4,530	362,6
C ₂ N ₂	Cianógeno	104,7	4,361	348,6
CH ₃ OCH ₃	Eter metílico	100,9	4,307	395,0
CH ₂ CHCH ₃	Propileno	129,2	4,678	298,9
CH ₃ CCH	Metilacetileno	136,2	4,761	251,8
C ₃ H ₆	Ciclopropano	140,2	4,807	248,9
C ₃ H ₈	Propano	169,2	5,118	237,1
n-C ₃ H ₇ OH	Alcohol n-propílico	118,8	4,549	576,7
CHCOCH ₃	Acetona	122,8	4,600	560,2

Potenciales de Lennard-Jones determinados a partir de datos de viscosidad
(Continuación Tabla 3)

Molécula	Compuesto	b_0 , cm ³ /gmol	σ , Å	ϵ_p/k , °K
CH ₃ COOCH ₃	Acetato metílico	151,8	4,936	469,8
n-C ₄ H ₁₀	n-Butano	130,0	4,687	531,4
Iso-C ₄ H ₁₀	Isobutano	185,6	5,278	330,1
C ₂ H ₅ OC ₂ H ₅	Eter etílico	231,0	5,678	313,8
CH ₃ COOC ₂ H ₅	Acetato etílico	178,0	5,205	521,3
n-C ₅ H ₁₂	n-Pentano	244,2	5,784	341,1
C(CH ₃) ₄	2,2-Dimetilpropano	340,9	6,464	193,4
C ₆ H ₆	Benceno	193,2	5,349	412,3
C ₆ H ₁₂	Ciclohexano	298,2	6,182	297,1
n-C ₆ H ₁₄	n-hexano	265,7	5,949	399,3
Cl ₂	Cloro	94,65	4,217	316,0
F ₂	Fluor	47,75	3,357	112,6
HBr	Acido bromhídrico	47,58	3,353	449
HCN	Acido cianhídrico	60,37	3,630	569,1
HCl	Acido clorhídrico	46,98	3,339	344,7
HF	Acido fluorhídrico	39,37	3,148	330
HI	Acido yodhídrico	94,24	4,211	288,7
H ₂	Hidrógeno	28,51	2,827	59,7
H ₂ O	Agua	23,25	2,641	809,1
H ₂ O ₂	Peróxido de hidrógeno	93,24	4,196	289,3
H ₂ S	Acido sulfídrico	60,02	3,623	301,1
Hg	Mercurio	33,03	2,969	750
HgBr ₂	Bromuro mercúrico	165,5	5,080	686,2
HgCl ₂	Cloruro mercúrico	118,9	4,550	750
HgI ₂	Yoduro mercúrico	224,6	5,625	695,6
I ₂	Yodo	173,4	5,160	474,2
NH ₃	Amoníaco	30,78	2,900	558,3
NO	Oxido nítrico	53,74	3,492	116,7
NOCl	Cloruro de nitrosilo	87,75	4,112	395,3
N ₂	Nitrógeno	69,14	3,798	71,4
N ₂ O	Oxido nitroso	70,80	3,828	232,4
O ₂	Oxígeno	52,60	3,467	106,7
PH ₃	Fosfina	79,63	3,981	251,5
SF ₆	Hexafluoruro de azufre	170,2	5,128	222,1
SO ₂	Dióxido de azufre	87,75	4,112	335,4
SiF ₄	Tetrafluoruro de silicio	146,7	4,880	171,9
SiH ₄	Hidruro de silicio	85,97	4,084	207,6
SnBr ₄	Bromuro estánico	329,0	6,388	563,7
UF ₆	Hexafluoruro de uranio	268,1	5,967	236,8

Tabla 4. Valores de la integral de colisión Ω_v para la viscosidad y de la función de temperatura y viscosidad $f_1(kT/\epsilon_0)$ Basados en el potencial de Lennard-Jones.

$T^* =$ kT/ϵ_0	Ω_v	$f_1(kT/\epsilon_0)$	kT/ϵ_0	Ω_v	$f_1(kT/\epsilon_0)$	kT/ϵ_0	Ω_v	$f_1(kT/\epsilon_0)$
0,30	2,785	0,1969	1,65	1,264	1,0174	4,0	0,9700	2,0719
0,35	2,628	0,2252	1,70	1,248	1,0453	4,1	0,9649	2,1090
0,40	2,492	0,2540	1,75	1,234	1,0729	4,2	0,9600	2,1457
0,45	2,368	0,2834	1,80	1,221	1,0999	4,3	0,9553	2,1820
0,50	2,257	0,3134	1,85	1,209	1,1264	4,4	0,9507	2,2180
0,55	2,156	0,3440	1,90	1,197	1,1529	4,5	0,9464	2,2536
0,60	2,065	0,3751	1,95	1,186	1,1790	4,6	0,9422	2,2888
0,65	1,982	0,4066	2,00	1,175	1,2048	4,7	0,9382	2,3237
0,70	1,908	0,4384	2,10	1,156	1,2558	4,8	0,9343	2,3583
0,75	1,841	0,4704	2,20	1,138	1,3057	4,9	0,9305	2,3926
0,80	1,780	0,5025	2,30	1,122	1,3547	5,0	0,9269	2,4264
0,85	1,725	0,5346	2,40	1,107	1,4028	6,0	0,8963	2,751
0,90	1,675	0,5566	2,50	1,093	1,4501	7,0	0,8727	3,053
0,95	1,629	0,5985	2,60	1,081	1,4962	8,0	0,8538	3,337
1,00	1,587	0,6302	2,70	1,069	1,5417	9,0	0,8379	3,607
1,05	1,549	0,6616	2,80	1,058	1,5861	10	0,8242	3,866
1,10	1,514	0,6928	2,90	1,048	1,6298	20	0,7432	6,063
1,15	1,482	0,7237	3,00	1,039	1,6728	30	0,7005	7,880
1,20	1,452	0,7544	3,10	1,030	1,7154	40	0,6718	9,488
1,25	1,424	0,7849	3,20	1,022	1,7573	50	0,6504	10,958
1,30	1,399	0,8151	3,30	1,014	1,7983	60	0,6335	12,324
1,35	1,375	0,8449	3,40	1,007	1,8388	70	0,6194	13,615
1,40	1,353	0,8744	3,50	0,9999	1,8789	80	0,6076	14,839
1,45	1,333	0,9026	3,60	0,9932	1,9186	90	0,5973	16,010
1,50	1,314	0,9325	3,70	0,9870	1,9576	100	0,5882	17,137
1,55	1,296	0,9611	3,80	0,9811	1,9962	200	0,5320	26,80
1,60	1,279	0,9894	3,90	0,9755	2,0343	400	0,4811	41,90

$$b_0 = 2\pi N_0 \sigma^3 / 3$$

El potencial σ se determinó con fórmulas de mecánica cuántica.

Difusividad térmica $\alpha = \frac{k}{\rho C_p}$

Conductividad térmica:

Se estima a partir generalmente de las propiedades críticas, pero los métodos gráficos que se utilizan están basados en el principio de estados correspondientes y son análogos a los que se usan para viscosidad.

$K = f(T,P)$

Teoría de la conductividad calorífica de los gases a baja densidad.

Las conductividades caloríficas de los gases *monoatómicos* diluidos se conocen muy bien y pueden predecirse con exactitud mediante la teoría cinética. En cambio, la teoría de los gases *poliatómicos* se ha desarrollado tan sólo de una forma parcial, si bien existen algunas aproximaciones groseras que tienen interés.

Para gases monoatómicos se tiene la ecuación de Chapman-Enskog

$$k = 1.9891 \times 10^{-4} \sqrt{\frac{T}{PM}} \frac{1}{\delta^2 \Omega_k} \tag{Ecu 4.1}$$

Donde:

$K [=] \frac{cal}{cm \ s \ K}$

$\delta [=] \text{Amstrong } (\text{Å})$

$T [=] \text{Kelvin (K)}$

$PM [=] \frac{g}{mol}$

Ω_k se obtiene de la tabla B-2

$$k = \frac{15 R}{4 M} \mu \quad \text{gas monoatómico} \tag{Ecu 4.2}$$

$$k = \left(C_p + \frac{5}{4} R \right) \frac{\mu}{PM} \quad \text{Poliatómicos (Eucken)} \tag{Ecu 4.3}$$

$$Pr = \frac{C_p}{k} \mu \quad \text{Numero de Prandtl} \tag{Ecu 4.4}$$

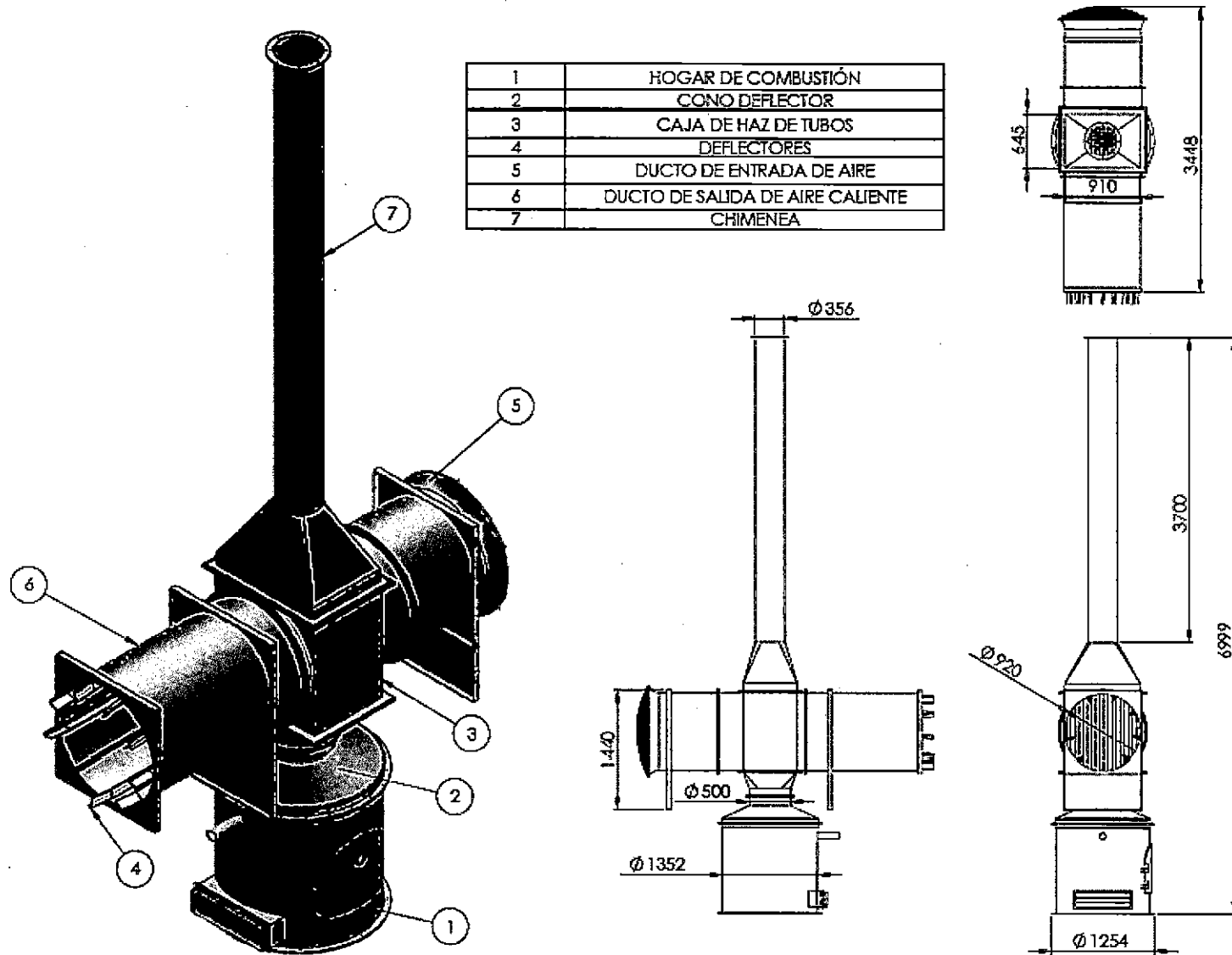
Ésta es la fórmula de Eucken para el número de Prandtl de un gas poliatómico a baja densidad.

TABLAS DE PROPIEDADES TERMOFÍSICAS Y DE FUNCIONES MATEMÁTICAS

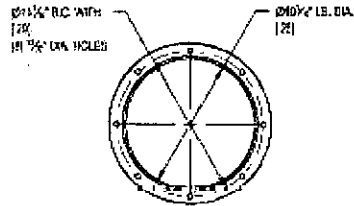
Tabla A. Propiedades termofísicas del aire a presión atmosférica.

T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (J/kg·K)	$\mu \cdot 10^7$ (N·s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m·K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Pr
100	3,5562	1032	71,1	2,00	9,34	2,54	0,786
150	2,3364	1012	103,4	4,426	13,8	5,84	0,758
200	1,7548	1007	132,5	7,590	18,1	10,3	0,737
250	1,3947	1006	159,6	11,44	22,3	15,9	0,720
300	1,1614	1007	184,6	15,89	26,3	22,5	0,707
350	0,9950	1009	208,2	20,92	30,0	29,9	0,700
400	0,8711	1014	230,1	26,41	33,8	38,3	0,690
450	0,7740	1021	250,7	32,39	37,3	47,2	0,686
500	0,6964	1030	270,1	38,79	40,7	56,7	0,684
550	0,6329	1040	288,4	45,57	43,9	66,7	0,683
600	0,5804	1051	305,8	52,69	46,9	76,9	0,685
650	0,5356	1063	322,5	60,21	49,7	87,3	0,690
700	0,4975	1075	338,8	68,10	52,4	98,0	0,695
750	0,4643	1087	354,6	76,37	54,9	109	0,702
800	0,4354	1099	369,8	84,93	57,3	120	0,709
850	0,4097	1110	384,3	93,80	59,6	131	0,716
900	0,3868	1121	398,1	102,9	62,0	143	0,720
950	0,3666	1131	411,3	112,2	64,3	155	0,723
1000	0,3482	1141	424,4	121,9	66,7	168	0,726
1100	0,3166	1159	449,0	141,8	71,5	195	0,728
1200	0,2902	1175	473,0	162,9	76,3	224	0,728
1300	0,2679	1189	496,0	185,1	82	238	0,719
1400	0,2488	1207	530	213	91	303	0,703
1500	0,2322	1230	557	240	100	350	0,685

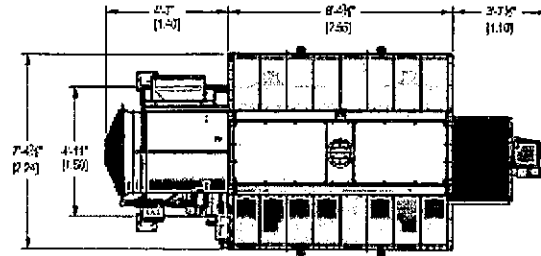
Planos B.1: Plano de las unidades de acoplamiento al secador



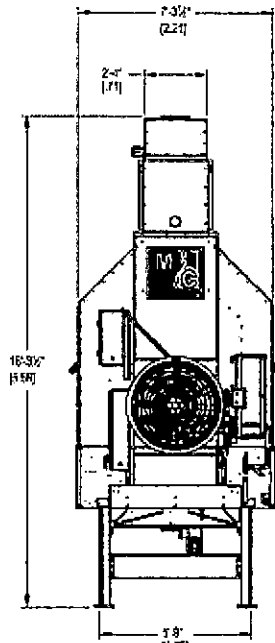
Planos B.2: Plano del Secador



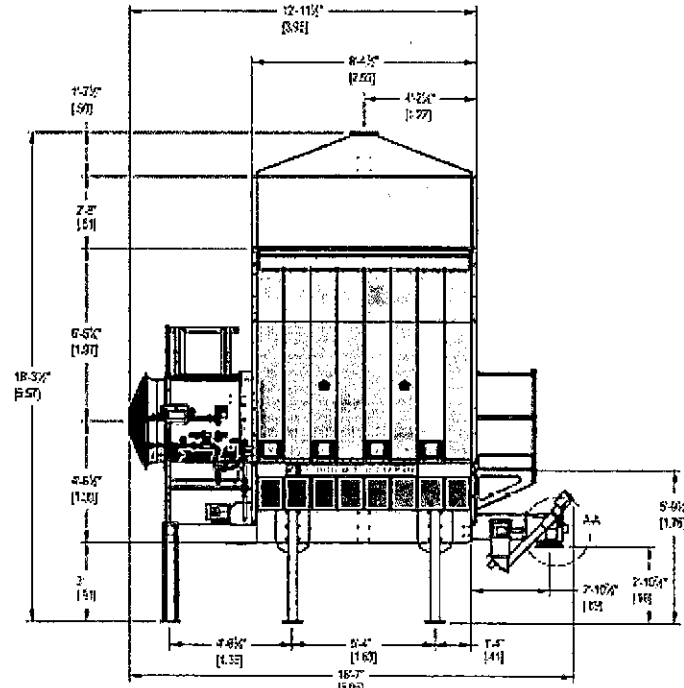
DETAIL A-A - INFEED/DISCHARGE



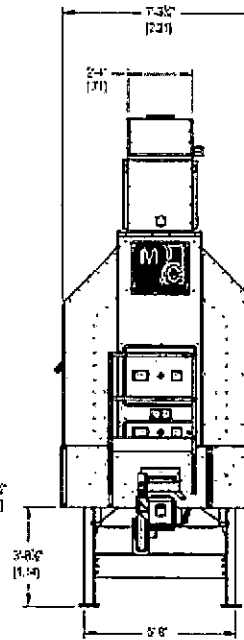
TOP VIEW



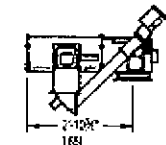
FRONT VIEW



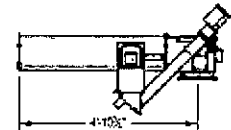
RIGHT SIDE VIEW



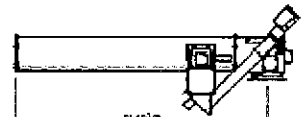
REAR VIEW



DISCHARGE AUGER, 3'-0"

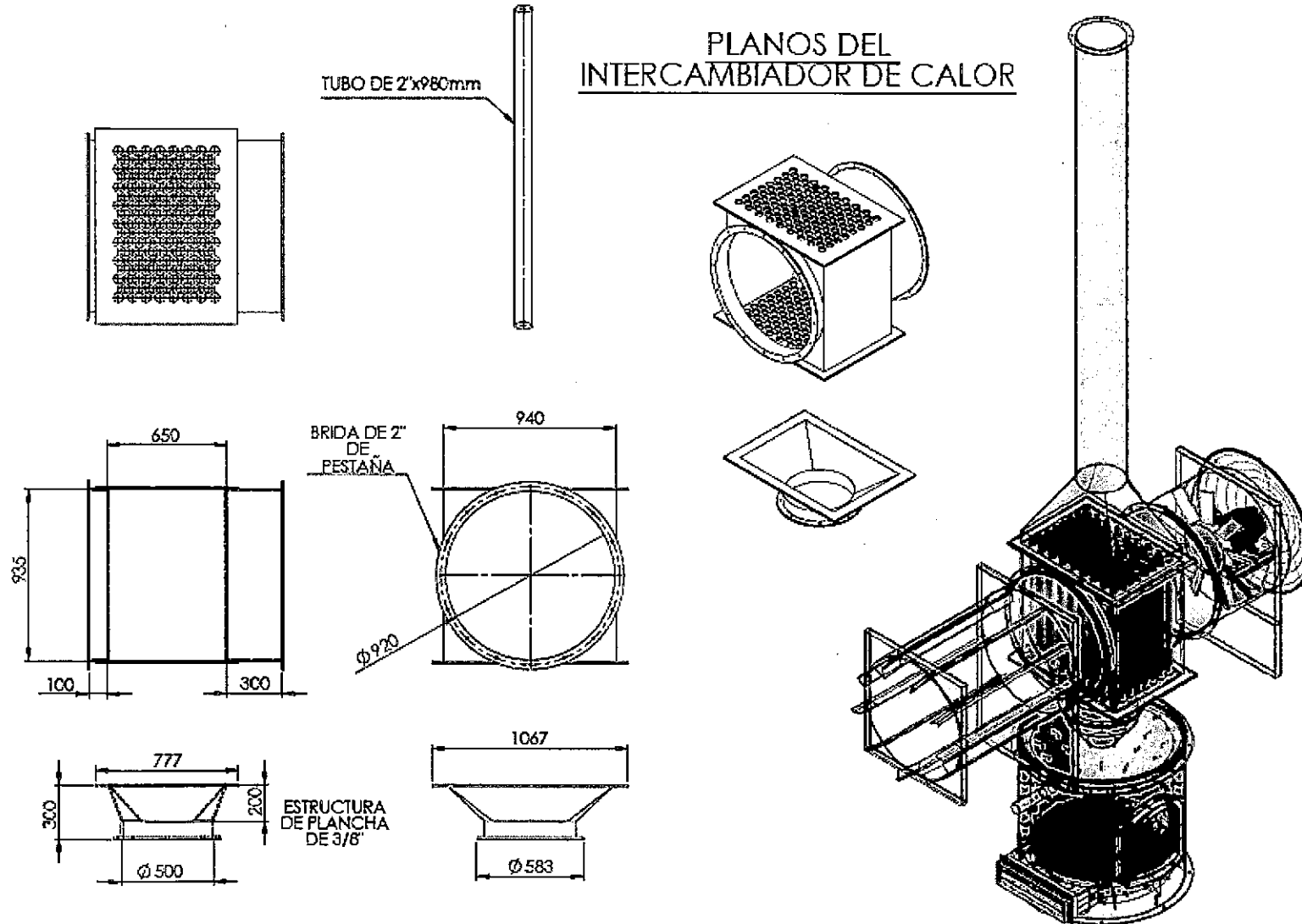


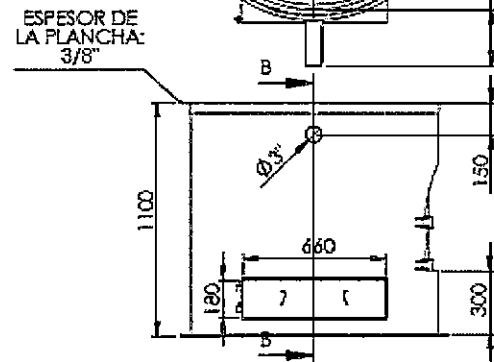
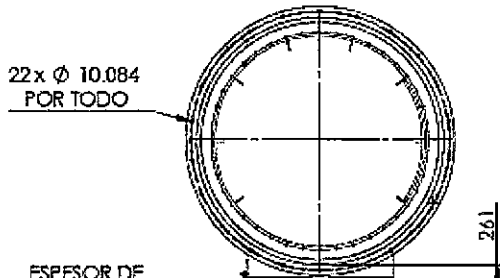
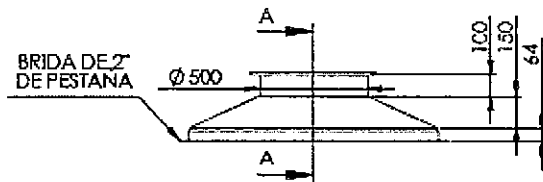
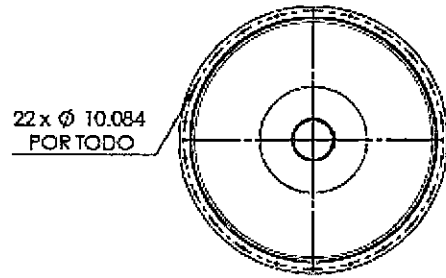
DISCHARGE AUGER, 5'-0"



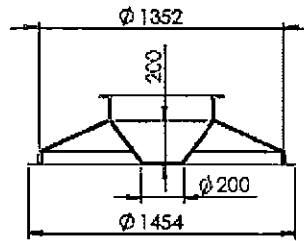
DISCHARGE AUGER, 7'-0"

Planos B.3: Planos del Intercambiador del Calor



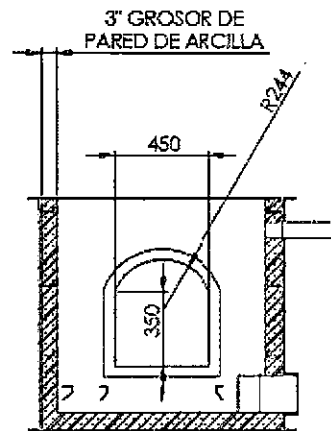


PLANOS DE HOGAR DE COMBUSTIÓN

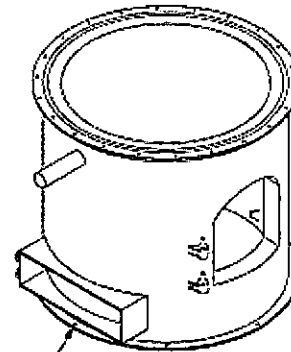


SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 20

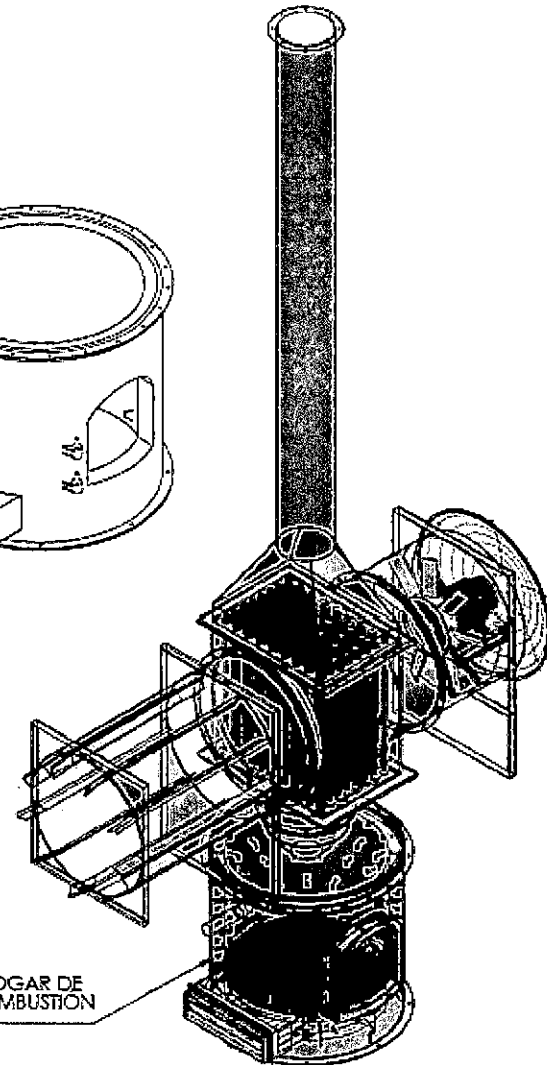
8 x Ø 13.492 POR TODO



SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 20



HOGAR DE COMBUSTIÓN





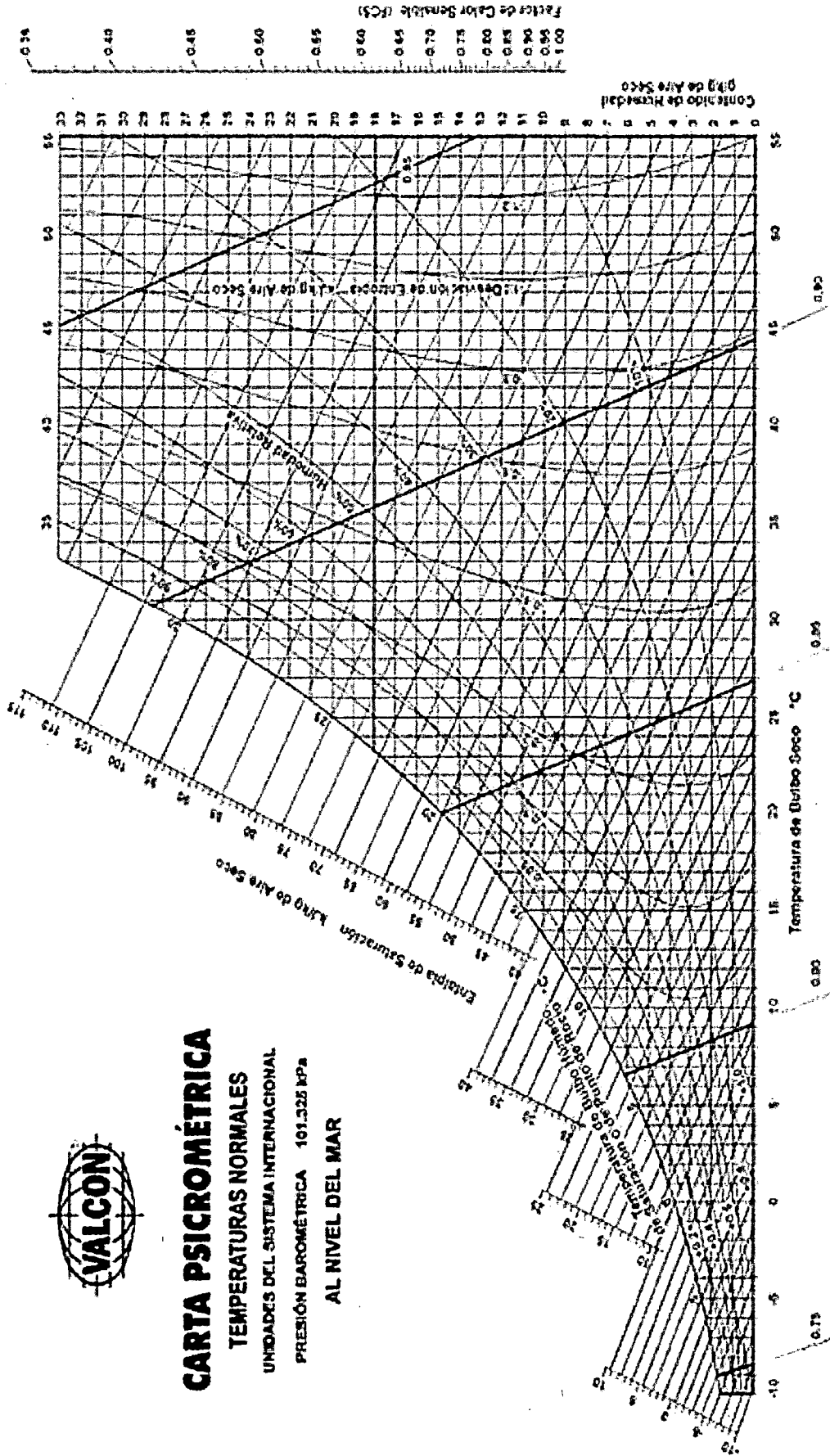
CARTA PSICROMÉTRICA

TEMPERATURAS NORMALES

UNIDADES DEL SISTEMA INTERNACIONAL

PRESIÓN BAROMÉTRICA 101.325 kPa

AL NIVEL DEL MAR



Abajo de 0°C las propiedades y las líneas de desviación de la entalpía son para el hielo

“DISEÑO DE UN SISTEMA CONTINUO DE SECADO DE MAÍZ PARA LA EMPRESA AGROPECUARIA CAMPO VERDE”

PROBLEMA GENERAL	OBJETIVO GENERAL	HIPOTESIS GENERAL	VARIABLE DEPENDIENTE	DIMENSIONES	METODO
¿Cómo debe ser el diseño del sistema continuo de secado de maíz y cuáles son las condiciones de operación del sistema de secado de la empresa Agropecuaria Campo Verde?	Diseñar el sistema de secado continuo; además definir las condiciones de operación del sistema de secado de la empresa Agropecuaria Campo Verde.	Si se logra diseñar el sistema de secado continuo; entonces se podrá secar adecuadamente el maíz de la empresa Agropecuaria Campo verde.	X1: Humedad del maíz seco X2: Tiempo de secado.	Porcentaje, % Horas, h	Considerando Y, Z, W y S identificadas y la teoría de diseño industrial
PROBLEMAS ESPECÍFICOS	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	HIPÓTESIS ESPECÍFICA	VARIABLE INDEPENDIENTE	DIMENSIONES	METODO
¿Cómo deber ser el diseño de las unidades del sistema de secado de maíz?	Diseñar las unidades del sistema de secado continuo de maíz.	Si se logra conocer la temperatura de secado óptima para el maíz entonces se podrá diseñar las unidades del sistema de secado.	Y: Temperatura de secado Z: Flujo másico del aire	Grados Celsius, °C Kg/hora	- Revisión de publicaciones. - Correlaciones de diseño
¿Cuáles son los parámetros de operación del sistema continuo de secado para un apropiado secado del maíz?	Definir los parámetros de operación del sistema continuo de secado.	Si se logra conocer las características del maíz y condiciones ambientales; entonces se podrá establecer los parámetros de operación del sistema de secado.	W: Humedad del maíz húmedo. S : Temperatura del aire	Porcentaje, % Grados Celsius, °C	Apoyo técnico Medición directa