

**UNIVERSIDAD DE ORIENTE**  
**NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI**  
**ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS**  
**DEPARTAMENTO DE QUÍMICA**



**“METODOLOGÍA DE CÁLCULO PARA LA CUANTIFICACIÓN DE  
LAS PÉRDIDAS DE CALOR Y DEL PORCENTAJE DE ÁREA  
SECCIONAL OCUPADA POR UN SÓLIDO GRANULAR, EN UN SECADOR  
ROTATORIO A ESCALA PILOTO”**

**REALIZADO POR:**

**Luis Carlos Cesín Cesín**  
**Manuel Antonio Segovia Páez**

**Trabajo de grado presentado ante la Universidad de Oriente como requisito  
parcial para optar al título de:**

**:**

**INGENIERO QUÍMICO**

**Puerto La Cruz, Abril 2010**

**UNIVERSIDAD DE ORIENTE  
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI  
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS  
DEPARTAMENTO DE QUÍMICA**



**“METODOLOGÍA DE CÁLCULO PARA LA CUANTIFICACIÓN DE  
LAS PÉRDIDAS DE CALOR Y DEL PORCENTAJE DE ÁREA  
SECCIONAL OCUPADA POR UN SÓLIDO GRANULAR, EN UN SECADOR  
ROTATORIO A ESCALA PILOTO”**

**ASESOR**

---

**Ing. Quím. Petra Martínez (M.Sc.)  
Asesor Académico**

Puerto La Cruz, Abril 2010

**UNIVERSIDAD DE ORIENTE  
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI  
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS  
DEPARTAMENTO DE QUÍMICA**



**“METODOLOGÍA DE CÁLCULO PARA LA CUANTIFICACIÓN DE  
LAS PÉRDIDAS DE CALOR Y DEL PORCENTAJE DE ÁREA  
SECCIONAL OCUPADA POR UN SÓLIDO GRANULAR, EN UN SECADOR  
ROTATORIO A ESCALA PILOTO”**

**JURADO CALIFICADOR**

---

**Ing. Quím. Petra Martínez (M.Sc.)**

**Asesor Académico**

---

**Ing. Quím. Lucas Alvarez (Ph.D.)**

**Jurado Principal**

---

**Ing. Quím. Héctor Silva (M.Sc.)**

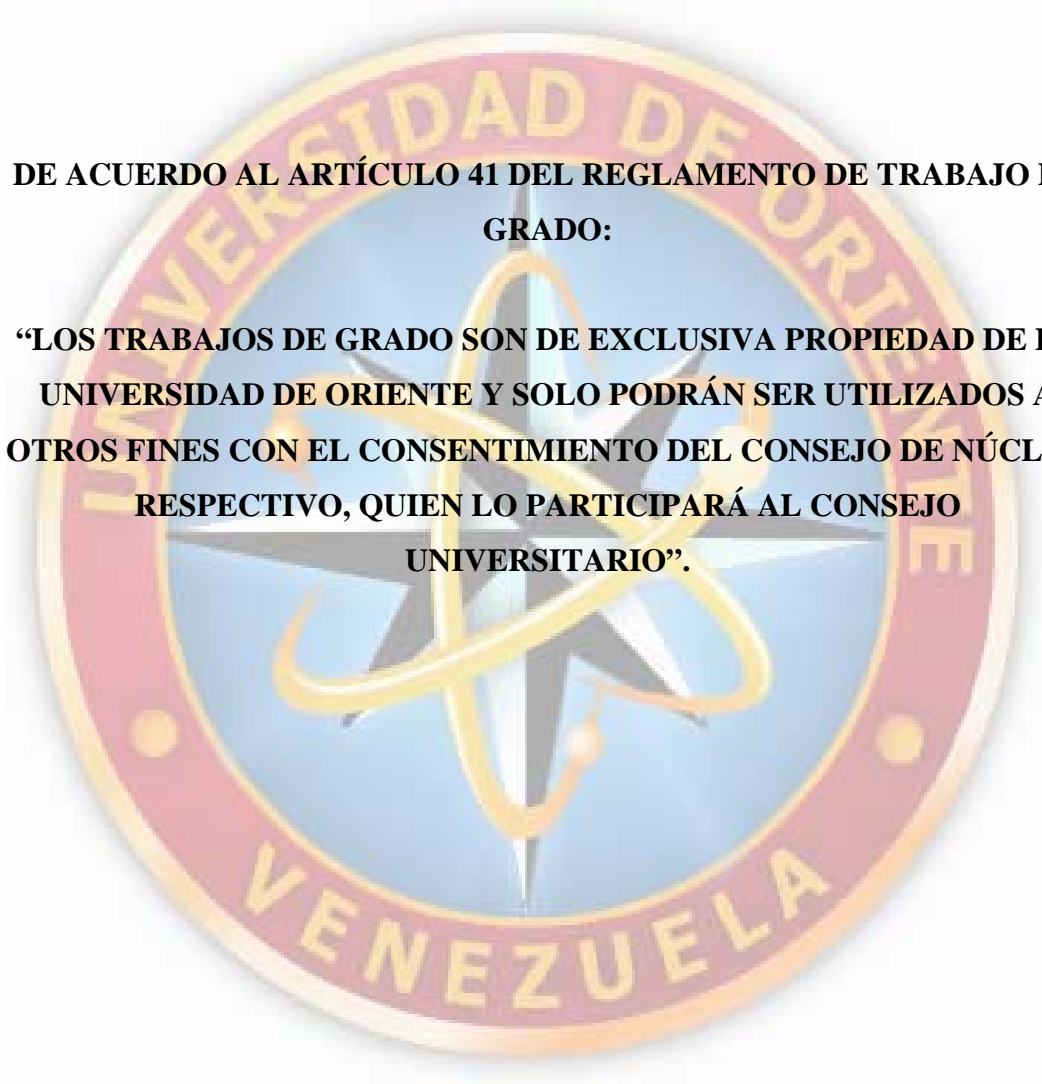
**Jurado Principal**

Puerto La Cruz, Abril 2010

## **ARTÍCULO 41**

**DE ACUERDO AL ARTÍCULO 41 DEL REGLAMENTO DE TRABAJO DE GRADO:**

**“LOS TRABAJOS DE GRADO SON DE EXCLUSIVA PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD DE ORIENTE Y SOLO PODRÁN SER UTILIZADOS A OTROS FINES CON EL CONSENTIMIENTO DEL CONSEJO DE NÚCLEO RESPECTIVO, QUIEN LO PARTICIPARÁ AL CONSEJO UNIVERSITARIO”.**



## **DEDICATORIA**

Le dedico este trabajo a mi madre Sonia Cesín y a mi abuela Alicia Cesín, ya que durante toda mi vida estuvieron conmigo de una forma incondicional, siempre han formado, apoyado, aconsejado y escuchado para cualquier situación. Además por cumplir con este trabajo con todos los requisitos para optar por el título de Ingeniero Químico, le regalo a mi madre todo esto, en respuesta a un regalo que ella me dio el día 17-11-2004, donde escribió en un recuerdo en forma de graduando universitario: “lo que más deseo: verte profesional”.

Este trabajo va dedicado a todas las personas que creyeron en mí, y que me sirvieron de inspiración para procurar mantener exigencia y calidad en mi vida. A mis padres, por servirme de ejemplo y poner en mi mente y mis manos lo necesario para ser quien hoy en día soy, a mi hermana, por ser mi mayor apoyo en momentos difíciles y ayudarme a levantar cuando fue necesario, a mi tía Rosa, mi segunda madre, por mantener viva la llama de la esperanza y el optimismo.

## **AGRADECIMIENTO**

En primer lugar queremos dar gracias a Dios por haber puesto las condiciones que nos indicaron el camino que nos trajo hasta este punto.

A nuestros padres por habernos guiado a través de los años y brindar las condiciones propicias para lograr nuestras metas y objetivos.

A mi abuela Alicia Cesín, porque gracias a ella nunca me ha faltado nada y siempre estuvo pendiente de mí, no sólo durante la realización de este trabajo, sino desde siempre.

A mi hermana María Alejandra, por ser diligente y presta a cualquier ayuda que pudo brindarme, sobre todo durante el tiempo de realización de este trabajo.

A mi tío Wilfredo Fermín por haberse dedicado durante toda mi vida a enseñarme todo lo académico y lo personal que ha estado en sus manos.

A Wilfredo Fermín, por haber reparado sin remuneración el panel del secador rotatorio.

A Javier Páez, por enfocar nuestra comprensión en algunos aspectos de los secadores rotatorios.

A María Fernanda Guevara, por habernos ayudado a la toma de datos y a la limpieza del área de trabajo.

A nuestro incondicional y leal camarada el doctor Cacique, porque a pesar de no prestar una ayuda académica, nos permitió mantener el vigor y levantarnos cuando queríamos desertar.

Al personal de los laboratorios, por prestarnos toda su colaboración.

A todos los profesores de la Universidad de Oriente, que marcaron pauta en nuestra preparación.

Y por último pero no menos importante, a nuestra asesora Petra Martínez, por darnos la oportunidad de realizar este trabajo, y haber sabido llevarnos de la mano en el camino a la realización del mismo.

## RESUMEN

El objetivo principal del presente trabajo de investigación fue diseñar metodologías de cálculo, que permitan cuantificar las pérdidas de calor y el porcentaje de área seccional ocupada por los sólido, en un secador rotatorio ubicado en el laboratorio de Operaciones Unitarias del departamento de Ingeniería Química de la Universidad de Oriente. Para lograr este objetivo fue necesario, primeramente, realizar reparaciones en el equipo, para su posterior puesta en marcha ya que no se encontraba funcionando en su totalidad. Luego se definió el sólido a secar y se determinaron sus propiedades más importantes para el desarrollo del proyecto (humedad, granulometría, densidad y calor específico). Las corridas experimentales comenzaron con las mejores condiciones operacionales encontradas en trabajos anteriores y posteriormente se realizaron perturbaciones en la inclinación del secador, el flujo de sólidos y la temperatura del gas a la entrada, para estudiar el efecto de estas variables sobre las pérdidas de calor y el porcentaje de área. Con los datos recopilados a partir de 27 corridas experimentales, se determinó en primer lugar la correlación para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor que mejor se adaptara al funcionamiento del equipo; luego mediante la aplicación de las metodologías diseñadas se cuantificaron las pérdidas de calor al ambiente y el porcentaje de área seccional ocupada por los sólidos. Se encontró que el secador rotatorio no funciona adiabáticamente, ya que presentó unas pérdidas de calor mayores al rango establecido para esta condición (5% a 10%). Al modificar las variables se observó, que a medida que aumentan la temperatura del gas a la entrada del secador y el flujo de sólidos alimentado, crecen las pérdidas de calor al ambiente, y disminuyen cuando se incrementa la inclinación del secador. El porcentaje del área seccional ocupada por los sólidos, se ubicó por debajo del rango establecido para estos secadores (10% a 15%); y se encontró que a medida que aumenta la temperatura del gas a la entrada del secador o el flujo de sólidos alimentado, se incrementa el porcentaje del área, y disminuye a mayor inclinación del secador.

## CONTENIDO

ARTÍCULO 41 .....	iv
DEDICATORIA .....	v
AGRADECIMIENTO .....	vi
RESUMEN.....	vii
CONTENIDO .....	viii
LISTA DE TABLAS .....	xiii
LISTA DE FIGURAS.....	xv
CAPITULO I.....	1
INTRODUCCIÓN .....	1
1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA .....	2
1.2 OBJETIVOS .....	3
1.2.1 Objetivo General .....	3
1.2.2 Objetivos Específicos.....	3
CAPITULO II .....	5
MARCO TEÓRICO.....	5
2.1 ANTECEDENTES.....	5
2.2 DEFINICIÓN DE SECADO .....	6
2.2.1 Mecanismo de desplazamiento de la humedad durante el secado .....	7
2.2.1.1 Teoría de la difusión .....	7
2.2.1.2 Teoría de la capilaridad.....	8
2.3 DEFINICIÓN DE TÉRMINOS ASOCIADOS AL SECADO.....	8
2.4 DIAGRAMAS PSICROMÉTRICOS .....	14
2.5 CLASIFICACIÓN DE LA OPERACIÓN DE SECADO .....	16
2.6 TIPOS DE SECADORES.....	17
2.6.1 Secadores de calentamiento directo .....	17
2.6.2 Secadores de calentamiento indirecto .....	17
2.7 CURVA DE VELOCIDAD DE SECADO.....	18



2.8 SECADORES ROTATORIOS .....	20
2.8.1 Balance de masa en un secador rotatorio .....	22
2.8.2 Balance de energía en un secador rotatorio.....	24
2.8.3 Zonas de secado .....	26
2.8.4 Balance de calor por zonas.....	27
2.8.5 Coeficiente global de transferencia de calor .....	29
2.8.6 Transferencia de calor del gas al sólido .....	30
2.8.7 Media logarítmica de la temperatura.....	30
2.8.8 Tiempo de secado.....	31
2.8.9 Retenido del sólido.....	31
2.9 ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL EQUIPO DE SECADO MARCA BENCO .....	32
2.10 ÁREA OCUPADA POR EL SÓLIDO EN UN SECADOR ROTATORIO ..	34
2.11 PÉRDIDAS DE CALOR EN SECADORES ROTATORIOS .....	35
2.12 ANÁLISIS GRANULOMÉTRICO EN SÓLIDOS.....	36
2.12.1 Análisis por tamizado.....	36
2.12.2 Tamaño de las partículas.....	39
CAPITULO III .....	40
MARCO METODOLÓGICO.....	40
3.1 IDENTIFICACIÓN DE LAS FALLAS EN EL FUNCIONAMIENTO DEL SECADOR ROTATORIO PARA SU POSTERIOR PUESTA EN MARCHA ....	40
3.2 ESPECIFICACIÓN DE LA HUMEDAD, GRANULOMETRÍA, DENSIDAD Y EL CALOR ESPECÍFICO DEL SÓLIDO A SECAR.....	41
3.3 CORRIDAS EXPERIMENTALES A PARTIR DE CONDICIONES REPORTADAS EN TRABAJOS ANTERIORES .....	42
3.4 REALIZACIÓN DE MODIFICACIONES EN LA INCLINACIÓN DEL SECADOR, FLUJO DE ALIMENTACIÓN Y TEMPERATURA DE ENTRADA DEL AIRE.....	43

3.5 SELECCIÓN LA CORRELACIÓN PARA EL CÁLCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR, QUE MEJOR SE AJUSTE AL FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA .....	46
3.6 DETERMINACIÓN DE LAS PÉRDIDAS DE CALOR EN FUNCIÓN A LAS VARIABLES SIGUIENDO UNA METODOLOGÍA DE CÁLCULO .....	46
3.7 CÁLCULO DEL PORCENTAJE DE ÁREA SECCIONAL OCUPADA POR LOS SÓLIDOS EN FUNCIÓN DE LAS VARIABLES MANIPULADAS SIGUIENDO UNA SECUENCIA DE CÁLCULO.....	50
3.8 EQUIPOS, MATERIALES Y SUSTANCIAS UTILIZADOS .....	51
3.8.1 Equipos.....	51
3.8.2 Materiales.....	51
3.8.3 Sustancias.....	52
3.9 TABLAS DE DATOS .....	52
3.10 MUESTRA DE CÁLCULOS .....	56
3.10.1 Cálculo de la humedad inicial de la arena.....	56
3.10.2 Cálculo de la granulometría de la arena.....	57
3.10.3 Metodología de cálculo para la determinación de las pérdidas de calor al ambiente .....	57
3.10.3.1 Humedad del gas a la entrada.....	57
3.10.3.2 Temperatura de bulbo húmedo del gas a la entrada.....	59
3.10.3.3 Flujo de sólido húmedo.....	59
3.10.3.4 Calor húmedo del gas a la entrada .....	60
3.10.3.5 Balance riguroso de energía.....	60
3.10.3.6 Calor total que puede transferir el gas al sólido.....	61
3.10.3.7 Flujo de gas que circula por el secador .....	62
3.10.3.8 Balance de masa referido al agua en el secador.....	63
3.10.3.9 Media logarítmica de temperatura .....	63
3.10.3.10 Velocidad másica del flujo de gas.....	64
3.10.3.11 Coeficiente global de transferencia de calor .....	65

3.10.3.12 Longitud calculada del secador rotatorio .....	66
3.10.4 Metodología de cálculo para la determinación del área seccional ocupada por el sólido.....	68
3.10.4.1 Velocidad del sólido en el secador rotatorio .....	68
3.10.4.2 Área seccional ocupada por el sólido.....	68
3.10.4.3 Porcentaje de área seccional ocupada por el sólido .....	69
CAPITULO IV .....	70
DISCUSIÓN DE RESULTADOS, CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES .	70
4.1 IDENTIFICACIÓN DE LAS FALLAS EN EL FUNCIONAMIENTO DEL SECADOR ROTATORIO PARA SU POSTERIOR PUESTA EN MARCHA ....	70
4.2 ESPECIFICACIÓN DE LA HUMEDAD, GRANULOMETRÍA, DENSIDAD Y EL CALOR ESPECÍFICO DEL SÓLIDO A SECAR.....	71
4.3 REALIZACIÓN DE CORRIDAS EXPERIMENTALES A PARTIR DE CONDICIONES REPORTADA EN TRABAJOS ANTERIORES .....	73
4.4 REALIZACIÓN DE MODIFICACIONES EN LA INCLINACIÓN DEL SECADOR, FLUJO DE ALIMENTACIÓN Y TEMPERATURA DE ENTRADA DEL AIRE.....	73
4.4.1 Pérdidas de calor en función a la temperatura del gas a la entrada.....	73
4.4.2 Pérdidas de calor en función del flujo de alimentación de sólidos .....	76
4.4.3 Pérdidas de calor en función de la inclinación del secador.....	79
4.4.4 Área seccional en función de la temperatura del gas a la entrada.....	82
4.4.5 Área seccional en función del flujo de alimentación de sólidos .....	83
4.4.6 Área seccional en función de la inclinación del cilindro rotatorio.....	85
4.5 SELECCIÓN DE LA CORRELACIÓN PARA EL CÁLCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL VOLUMÉTRICO DE TRANSFERENCIA DE CALOR QUE MEJOR SE AJUSTE AL FUNCIONAMIENTO DEL SECADOR .....	88

4.6 DETERMINACIÓN DE LAS PÉRDIDAS DE CALOR EL AMBIENTE EN FUNCIÓN A LAS VARIABLES MODIFICADAS SIGUIENDO UNA SECUENCIA DE CÁLCULO .....	89
4.7 DETERMINACIÓN DEL PORCENTAJE DEL ÁREA SECCIONAL OCUPADA POR LOS SÓLIDOS EN FUNCIÓN DE LAS VARIABLES MENIPULADAS SIGUIENDO UNA SECUENCIA DE CÁLCULO .....	90
4.8 CONCLUSIONES .....	91
4.9 RECOMENDACIONES .....	93
BIBLIOGRAFÍA .....	95
METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO .....	xcvii

## LISTA DE TABLAS

Tabla 2.1 Tamices de la serie Tyler .....	38
Tabla 3.1 Datos tomados de la balanza de humedad a una temperatura de 110°C.....	52
Tabla 3.1 Datos tomados de la balanza de humedad a una temperatura de 110°C. (Continuación). .....	52
Tabla 3.2 Datos de las masas de arena recogidas en los diferentes tamices utilizados para el análisis granulométrico.....	53
Tabla 3.3 Datos experimentales, tomados del secador rotatorio con una inclinación de 4,2840° y variando tres placas de orificio y las posiciones del reóstato. ....	53
Tabla 3.4 Datos experimentales, tomados del secador rotatorio con una inclinación de 5,7120° y variando las placas de orificio y las posiciones del reóstato. ....	53
Tabla 3.5 Datos experimentales, tomados del secador rotatorio con una inclinación de 4,9504° y variando las placas de orificio y las posiciones del reóstato. ....	54
Tabla 3.6 Datos de diseño del secador rotatorio. [16].....	55
Tabla 3.7 Diámetro de las placas de orificio utilizadas y temperaturas correspondientes.....	55
Tabla 3.8 Propiedades físicas de los materiales utilizados.[4].....	55
Tabla 3.9 flujo de sólido seco y sólido húmedo de acuerdo a la posición del reóstato utilizando la curva de calibración del alimentador. ....	55
Tabla 3.10 Altura, pendiente y ángulo de inclinación del secador rotatorio utilizados en el proyecto. ....	56
Tabla 4.1 Humedad del sólido a la entrada y a la salida del secador, expresada en base húmeda y en base seca .....	72
Tabla 4.2 Diámetro promedio de partícula para los tamices utilizados .....	72
Tabla 4.3 Resultados de las pérdidas de calor y porcentajes de desviación, según cada correlación empleada para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor. .....	89

Tabla 4.4 Resultados de las áreas seccionales ocupadas por el sólido elegidas a partir de la menor desviación..... 91

## LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 Tipos de humedad.....	13
Figura 2.2 Diagrama psicrométrico en unidades de Sistema Internacional [7]. .....	15
Figura 2.3 Diagrama psicrométrico donde se muestra la línea de bulbo húmedo. ....	16
Figura 2.4. Curva de humedad del sólido vs tiempo [7]. .....	19
Figura 2.5 Curva de velocidad de secado vs humedad [7].....	19
Figura 2.6 Diferentes configuraciones de los elevadores en los secadores rotatorios.	22
Figura 2.7. Diagrama para un secador rotatorio en flujo paralelo .....	23
Figura 2.8 Zonas de secado en un secador rotatorio a flujo paralelo [13] .....	26
Figura 3.1 Esquema de perturbaciones para realizar las corridas experimentales.....	45
Figura 3.2 Esquema de la metodología diseñada para la determinación de las pérdidas de calor. ....	49
Figura 3.3 Esquema de la metodología empleada para la determinación del área seccional ocupada por el sólido en el secador rotatorio durante el proceso de secado. ....	51
Figura 3.4 Curva de calibración del reóstato del alimentador para la arena.[1] .....	56
Figura 3.5 Curva de calibración para la balanza de humedad.....	57
Figura 3.6 Esquema para hallar la humedad del aire a la entrada del secador.....	58
Figura 3.7 Esquema del paso del aire a través del secador .....	58
Figura 3.8 Esquema para encontrar la temperatura de bulbo húmedo del gas a la entrada. ....	59
Figura 3.9 Esquema para determinar la temperatura de bulbo húmedo del aire a la salida ( $T_{w2}$ ) .....	64
Figura 4.1 Pérdidas de calor al ambiente en función a la temperatura del aire de entrada con una inclinación $4,2840^\circ$ y a diferentes flujos de alimentación. ....	74
Figura 4.2 Pérdidas de calor al ambiente en función a la temperatura del aire de entrada con una inclinación $4,9504^\circ$ y a diferentes flujos de alimentación. ....	75

Figura 4.3 Pérdidas de calor al ambiente en función a la temperatura del aire de entrada con una inclinación $5,7120^\circ$ y a diferentes flujos de alimentación. ....	75
Figura 4.4 Pérdidas de calor en función al flujo de alimentación, con una inclinación de $4,2840^\circ$ y a diferentes temperaturas del aire a la entrada del secador.....	76
Figura 4.5 Pérdidas de calor en función al flujo de alimentación, con una inclinación de $4,9504^\circ$ y a diferentes temperaturas del aire a la entrada del secador.....	78
Figura 4.6 Pérdidas de calor en función al flujo de alimentación, con una inclinación de $5,7120^\circ$ y a diferentes temperaturas del aire a la entrada del secador.....	78
Figura 4.7 Pérdidas de calor en función a la inclinación del secador, para un flujo de alimentación de 40 kgss/h y a diferentes temperaturas del aire a la entrada del secador. ....	81
Figura 4.8 Pérdidas de calor en función a la inclinación del secador, para un flujo de alimentación de 62 kgss/h y a diferentes temperaturas del aire a la entrada del secador. ....	81
Figura 4.9 Pérdidas de calor en función a la inclinación del secador, para un flujo de alimentación de 80 kgss/h y a diferentes temperaturas del aire a la entrada del secador. ....	81
Figura 4.10 Porcentaje del área seccional en función de la temperatura del aire a la entrada con una inclinación de $4,28^\circ$ y a diferentes flujos de alimentación. ....	82
Figura 4.11 Porcentaje del área seccional en función de la temperatura del aire a la entrada con una inclinación de $4,95^\circ$ y a diferentes flujos de alimentación. ....	83
Figura 4.12 Porcentaje del área seccional en función de la temperatura del aire a la entrada con una inclinación de $5,71^\circ$ y a diferentes flujos de alimentación. ....	83
Figura 4.13 Porcentaje del área seccional en función al flujo de alimentación, para una inclinación de $4,28^\circ$ y a diferentes temperaturas del aire a la entrada del secador. ....	84
Figura 4.14 Porcentaje del área seccional en función a al flujo de alimentación, para una inclinación de $4,95^\circ$ y a diferentes temperaturas del aire a la entrada del secador. ....	85



Figura 4.15 Porcentaje del área seccional en función al flujo de alimentación, para una inclinación de $5,71^\circ$ y a diferentes temperaturas del aire a la entrada del secador. .....	85
Figura 4.16 Porcentaje del área seccional en función de la altura que origina la inclinación del secador, para un flujo de alimentación de 40 kgss/h y a diferentes temperaturas del aire a la entrada del secador.....	86
Figura 4.17 Porcentaje del área seccional en función de la altura que origina la inclinación del secador, para un flujo de alimentación de 62 kgss/h y a diferentes temperaturas del aire a la entrada del secador.....	87
Figura 4.18 Porcentaje del área seccional en función de la altura que origina la inclinación del secador, para un flujo de alimentación de 80 kgss/h y a diferentes temperaturas del aire a la entrada del secador.....	87

## **CAPITULO I**

### **INTRODUCCIÓN**

El secado de materiales por lo general es la operación final de un proceso de fabricación, llevándose a cabo antes del envasado. La característica esencial del proceso de secado es la eliminación de un líquido contenido dentro de un sólido al ser transformado en vapor. Esta conversión se logra mediante el suministro de energía en forma de calor, predominando los mecanismos de convección y conducción, pues aunque es cierto que en todos los secadores se transfiere algo de calor por radiación, es raro que sea éste el mecanismo que predomina. Este hecho se debe a que al suministrar energía para el calentamiento por convección o conducción, se proveen automáticamente condiciones para eliminar el vapor. Como el transporte de calor por radiación no requiere de un medio físico, entonces no hay ninguna forma de eliminar el vapor sin ayuda de agentes externos; es por ello, que la radiación tiene un papel secundario, pero puede tomarse en cuenta para correcciones al mecanismo de transporte por convección o conducción.

Actualmente las industrias utilizan muchos tipos de secadores, donde uno de los equipos más utilizados para la operación continua son los secadores rotatorios, en los cuales el material húmedo es continuamente elevado por la rotación del secador, y dejado caer a través de una corriente de aire caliente que circula a lo largo de la carcasa del secador. Los ingenieros químicos están capacitados para el manejo y diseño de estos equipos; sin embargo el estudio a detalle de las pérdidas de calor al ambiente es un tema poco abordado. Esto se debe a que por lo general se diseñan dichos equipos bajo la suposición de condiciones adiabáticas, haciendo despreciables las pérdidas de calor al ambiente, y la cual se mantiene a la hora de evaluar el funcionamiento del equipo. El área seccional ocupada por el sólido es otro parámetro de poco estudio a la hora de diseñar y evaluar los secadores rotatorios, por la existencia de valores predeterminados en los parámetros de diseño de estos equipos.

## 1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

La Universidad de Oriente, en su núcleo Anzoátegui, cuenta con un secador rotatorio ubicado en el laboratorio de Operaciones Unitarias del departamento de Ingeniería Química. Dicho secador ha sido objeto de estudio en varias oportunidades. Uno de ellos fue Villar [1], quien estudió las variables que influyen en el secador rotatorio. Luego, Marcano [2] realizó un análisis de sensibilidad y una metodología de cálculo aplicada al secador rotatorio. Además Dorta [3] que estimó los parámetros de control más adecuados en el proceso de secado. Los tres estudios fueron realizados sin considerar pérdidas significativas de calor al ambiente. Dicho secador rotatorio tiene largo tiempo de uso y ha sufrido fallas eléctricas y mecánicas que lo han inutilizado por algunos lapsos de tiempo; además presenta fallas en el revestimiento del cilindro rotatorio, por lo que surgió la necesidad de evaluar la cantidad de calor disipada al ambiente, para así determinar las pérdidas de calor del secador y establecer una condición adiabática válida o no. De igual forma se estudió en este trabajo, el porcentaje de área seccional ocupado por el sólido, ya que ésta es una variable que influye en la operación de secado. Los estudios se hicieron siguiendo la respectiva metodología de cálculo correspondiente en cada caso.

Para materializar este proyecto primero se necesitará corregir las fallas que presenta el equipo de secado, luego se seleccionará el tipo de sólido a secar con base al trabajo realizado por Villar [1], y se especificaran sus propiedades físicas. Los datos para realizar los cálculos fueron tomados de corridas experimentales, haciendo modificaciones en la inclinación del secador, flujo de sólido y temperatura del aire a la entrada. La primera corrida experimental se realizará con datos tomados de las mejores condiciones operacionales encontradas en el trabajo hecho por Dorta [3]. Las pérdidas de calor se cuantificarán por un procedimiento matemático basado en balances de materia y energía rigurosos, mientras que con la ecuación de continuidad, se desarrollará una secuencia de cálculos para determinar el área seccional ocupada por el sólido. Ambos cálculos se realizarán en función de las variables manipuladas.

La importancia del cumplimiento de este proyecto recae más en un ámbito de investigación que en su aplicación industrial. Sin embargo, un estudio así proyectado a este nivel, podría ser utilizado para la evaluación de un equipo de esta naturaleza, que permita a la empresa diagnosticarlo, en el caso de que las pérdidas de calor al ambiente sean muy elevadas, realizar las acciones necesarias. Desde el punto de vista investigativo su importancia radica en que permitirá validar otros estudios hechos con este equipo basados en condiciones adiabáticas, y de resultar que las pérdidas de calor al ambiente estén fuera del rango permitido, mejorar su revestimiento para considerar al secador adiabático. De igual forma el porcentaje de área seccional ocupada por el sólido juega un papel importante en la operación de secado, ya que si este valor se encuentra fuera del rango permitido, el retenido de sólidos también estará ocasionando problemas operacionales. Con un estudio de esta naturaleza aplicado al secador rotatorio en cuestión, se pueden establecer criterios de diseño y compararlos con los utilizados a nivel industrial.

## **1.2 OBJETIVOS**

### **1.2.1 Objetivo General**

Diseñar metodologías de cálculo que permitan cuantificar las pérdidas de calor al ambiente y el porcentaje de área seccional ocupada por un sólido granular, en un secador rotatorio a escala piloto.

### **1.2.2 Objetivos Específicos**

1. Identificar las fallas en el funcionamiento del secador rotatorio para su posterior puesta en marcha.
2. Especificar la humedad, granulometría, densidad y el calor específico del sólido a secar.

3. Realizar corridas experimentales a partir de condiciones reportadas en trabajos anteriores.
4. Realizar el secado del sólido a diferentes valores en la inclinación del secador, flujo de alimentación y temperatura de entrada del aire.
5. Seleccionar la correlación para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor que mejor se ajuste al funcionamiento del secador.
6. Determinar las pérdidas de calor al ambiente en función de los niveles de las variables modificadas siguiendo una secuencia de cálculo.
7. Calcular el porcentaje de área seccional ocupada por los sólidos en función de las variables manipuladas siguiendo una secuencia de cálculo.

## **CAPITULO II**

### **MARCO TEÓRICO**

#### **2.1 ANTECEDENTES**

En el año 2001 Villar [1] estudió las variables que influyen en la operación de secado de sólidos, utilizando el secador rotatorio ubicado en el laboratorio de Operaciones Unitarias en la Universidad de Oriente Núcleo Anzoátegui. Para tal fin se efectuaron los arreglos necesarios para el correcto funcionamiento del equipo, se realizaron balances de materia y energía al equipo, y se estudió el efecto del flujo de gas, inclinación del cilindro y flujo de alimentación sobre el tiempo de residencia y el retenido de sólidos, y se calculó el calor total transferido de la fase gaseosa a la fase sólida. Se concluyó que la temperatura teórica del gas a la salida del secador se aproximó a los datos obtenidos experimentalmente, que el flujo de gas calculado se incrementó a medida que se reduce el tamaño promedio de las partículas sólidas, y que a medida que el flujo de gas se aumentó, se incrementó el calor transferido y se redujo el tiempo de residencia y el retenido de sólidos proporcionalmente. También se determinó que el tiempo de residencia y el retenido de sólidos se aproximan a los valores teóricos, cuando se trabajó con inclinaciones superiores a 0,0230 cm/cm.

En el año 2003 Marcano [2] realizó un proyecto de investigación en el secador rotatorio del laboratorio de Operaciones Unitarias, en el que hizo un estudio de sensibilidad y una metodología de cálculo aplicada al secador rotatorio. Para tal fin mediante un análisis granulométrico obtuvo los diferentes tamaños promedio de partículas, se estudió la influencia del tamaño de partículas, inclinación del secador, flujo de gas y flujo de sólido, sobre el tiempo de residencia y el retenido de sólidos; también realizó una metodología de cálculo que permitió el dimensionamiento y análisis del secador rotatorio. Concluyó que el proceso de tamizado es fundamental

en la operación de secado para así obtener tamaños promedio de partículas más uniforme y un secado más definido. El retenido de sólidos aumentó al disminuir el tamaño promedio de partículas, siendo 1,840 mm el tamaño promedio partículas que mejor se adaptó a las condiciones de trabajo. Encontró que el tiempo de residencia teórico aumentó al disminuir la inclinación del secador, y se redujo al aumentar el flujo de gas debido al efecto de arrastre. El retenido de sólidos aumentó para elevados flujos de sólido seco, debido a que la carga en el secador fue mayor.

En el año 2005 Dorta [3] estimó los parámetros de control más adecuados en el proceso de secado de sólidos granulares, utilizando el secador rotatorio del laboratorio de Operaciones Unitarias. En primer lugar seleccionó el tamaño promedio de partículas más apropiado para el secado, colocó dispositivos necesarios para aumentar el ángulo de inclinación y poder variar las revoluciones por unidad de tiempo, del cilindro del secador rotatorio. Determinó el efecto de las variaciones del tamaño promedio de partículas, velocidad del aire, carga del sólido, inclinación del secador, configuración de las aspas y revoluciones del cilindro sobre el tiempo de secado y la humedad final del sólido. Logró determinar que el mejor tamaño promedio de partículas era 1,5837 mm, amplió el rango de las inclinaciones del secador y velocidad de rotación del cilindro, determinó que la menor humedad del sólido a la salida y el menor tiempo de residencia se logra con un flujo de aire de 32,44 kgas/h, una inclinación de 0,0833 cm/cm, 8 rpm del cilindro, una configuración de las aspas de 45° y un flujo de sólidos de 21,73 kgss/h.

## **2.2 DEFINICIÓN DE SECADO**

El secado de sólidos se refiere generalmente a la separación de un líquido contenido en un sólido cuando se pone en contacto con una fuente de calor, en la cual ocurre transferencia de calor y masa de forma simultánea. Los métodos mecánicos para separar un líquido de un sólido no se consideran por lo común como una operación de

secado; aunque a menudo proceden de una operación de esta naturaleza, ya que es menos costoso y muchas veces más fácil utilizar métodos mecánicos que térmicos. La fuente de calor puede presentarse de dos maneras: por gases de combustión o por aire caliente; el aire se calienta por intercambiadores de calor o mediante una resistencia eléctrica, y el contacto de la fuente de calor puede ser directo o indirecto. Los sólidos a secar pueden ser porosos y no porosos: en los sólidos porosos, además del líquido que se encuentra en la superficie, estos poseen poros e intersticios que se llenan con el líquido, mientras que en los sólidos no porosos únicamente hay líquido en la superficie [4].

### **2.2.1 Mecanismo de desplazamiento de la humedad durante el secado**

El secado de sólidos incluye dos procesos fundamentales y simultáneos. Se transfiere calor para evaporar el líquido y se transfiere masa en forma de líquido o de vapor dentro del sólido y como vapor desde la superficie. Los factores que regulan las velocidades de estos procesos determinan la rapidez o el índice de secado.

El movimiento dentro del sólido se debe a un gradiente de concentración que depende de las características del mismo. Un sólido a secar puede ser poroso o no poroso, también puede ser higroscópico o no higroscópico. Muchos sólidos se encuentran entre estos dos extremos, pero comúnmente se considera que el sólido puede ser lo uno o lo otro [5].

#### **2.2.1.1 Teoría de la difusión**

Es importante comprender cómo se desplaza la humedad hacia la superficie de secado. Se han propuesto dos explicaciones para la naturaleza física de este proceso: una la teoría de la difusión y otra la teoría de la capilaridad. La difusión se define como el movimiento del líquido o vapor a través de un sólido, como resultado de una



diferencia de concentración. En la teoría de la difusión se supone que la velocidad de desplazamiento del agua hacia la interfase con el aire, está gobernada por ecuaciones de la velocidad similares a las que existen para la transferencia de calor, mientras que en la teoría de la capilaridad se supone que las fuerzas que controlan el movimiento del agua son de tipo capilar, y se originan en los diminutos espacios existentes entre las partículas individuales [6].

#### **2.2.1.2 Teoría de la capilaridad**

La capilaridad es una propiedad de los líquidos que depende de su tensión superficial (la cual a su vez, depende de la cohesión o fuerza intermolecular del líquido), que le confiere la capacidad de subir hasta la superficie de un sólido, a través de los intersticios. La teoría de la capilaridad ha sido desarrollada para explicar el desplazamiento de la humedad en el lecho, durante el secado de la superficie. La importancia básica de los espacios o poros existentes entre las partículas granulares y su relación con el desplazamiento de la humedad, fue estudiada y luego modificada y ampliada por ciertos autores [6].

### **2.3 DEFINICIÓN DE TÉRMINOS ASOCIADOS AL SECADO**

#### **▪ Humedad absoluta**

Es la cantidad de vapor de agua presente en el aire. Se expresa en masa de agua transportada por la unidad de masa de aire seco. A mayor temperatura, mayor es la cantidad de vapor de agua presente en una masa de aire.

- **Humedad relativa**

Es la relación entre la cantidad de vapor de agua que contiene un metro cúbico de aire en unas condiciones determinadas de temperatura y presión, y la que tendría si estuviera saturado a la misma temperatura y presión.

- **Porcentaje de humedad relativa**

Se define como la presión parcial de vapor de agua en aire, dividida entre la presión de vapor de agua a la temperatura dada.

- **Humedad límite**

Se refiere a la humedad contenida en una sustancia que ejerce una presión de vapor en el equilibrio menor que la del líquido puro a la misma temperatura.

- **Humedad no límite**

Se refiere a la humedad contenida en una sustancia que ejerce una presión de vapor en el equilibrio igual que la del líquido a la misma temperatura.

- **Humedad en equilibrio ( $X^*$ )**

Es el contenido de humedad de una sustancia que está en el equilibrio con una presión parcial dada del vapor.

### ▪ **Humedad libre**

Es la humedad contenida por una sustancia en exceso con respecto a la humedad en el equilibrio. Solo puede evaporarse la humedad libre; el contenido de humedad libre de un sólido depende de la concentración del vapor en el gas.

$$X_l = X - X^* \quad (\text{Ec. 2.1})$$

Donde:

$X_l$ : humedad libre (kg agua/kg ss)

$X$ : humedad en base seca (kg agua/kg ss)

$X^*$ : humedad de equilibrio (kg agua/kg ss)

### ▪ **Contenido de humedad en base húmeda**

El contenido de humedad de un sólido o solución generalmente se describe en función del porcentaje en peso de humedad; a menos que se indique otra cosa, se sobreentiende que está expresado en base húmeda.

$$W = \frac{m_{\text{agua}}}{(m_{\text{agua}} + m_{\text{ss}})} \quad (\text{Ec. 2.2})$$

Donde:

$W$ : contenido de humedad en base húmeda (kg de agua/ kg sólido húmedo).

$m_{\text{agua}}$ : masa de agua (kg de agua).

$m_{\text{ss}}$ : masa de sólido seco (kg de sólido seco).

### ▪ Contenido de humedad base seca

Es la cantidad de agua que contiene el sólido referida al sólido seco, y viene dada por la siguiente expresión:

$$X = \frac{m_{agua}}{m_{ss}} \quad (\text{Ec. 2.3})$$

Otra forma de expresar la humedad en base seca es a partir de la ecuación:

$$X = \frac{L's}{Ls} - 1 \quad (\text{Ec. 2.4})$$

Donde:

X: contenido de humedad en base seca (kg de agua/kg sólido seco).

$m_{agua}$ : masa de agua (kg de agua).

$m_{ss}$ : masa de sólido seco (kg de sólido seco).

L's: flujo de sólido húmedo (kgsh/h)

Ls: flujo de sólido seco (kgss/h)

Para transformar la humedad en base húmeda a base seca, se utiliza la ecuación:

$$X = \frac{W}{1 - W} \quad (\text{Ec. 2.5})$$

### ▪ Temperatura de bulbo seco

Es la medida con un termómetro convencional de mercurio o similar, cuyo bulbo se encuentra seco. Esta temperatura junto a la temperatura de bulbo húmedo, es utilizada en la valoración del confort higrotérmico, en la determinación de la humedad relativa y del punto de rocío, en psicrometría para el estudio y determinación del comportamiento de mezclas de aire.

- **Temperatura de bulbo húmedo**

La temperatura de bulbo húmedo es la temperatura de equilibrio que alcanza un líquido cuando se le transfiere calor por contacto con una masa infinita de gas, a una temperatura y humedad dadas. En estas condiciones, la transferencia de materia desde el líquido por evaporación está equilibrada exactamente por el calor entregado por el gas.

- **Humedad del aire saturado**

Es la humedad del aire cuando está saturado con vapor de agua. El aire está en equilibrio con el agua a una temperatura y presión dadas [5].

- **Punto de rocío o temperatura de saturación**

Es la temperatura a la que una mezcla dada de vapor de agua y aire se satura, es decir, la temperatura a la que el agua ejerce una presión de vapor igual a la presión parcial del vapor.

- **Calor húmedo**

Es la capacidad calorífica de 1 lb de aire seco y la humedad que contiene. Para la mayor parte de los cálculos de ingeniería se utiliza:

$$C_s = 0,24 + 0,45Y \quad (\text{Ec. 2.6})$$

Donde:

Y: humedad absoluta del aire (kg agua/kg aire seco).

Cs: calor húmedo (kcal/kg aire seco.°C)

En este caso 0,24 y 0,45 son las capacidades caloríficas (kcal/kg aire seco.°C) del aire seco y del vapor de agua, respectivamente, y se supone que ambas son constantes.

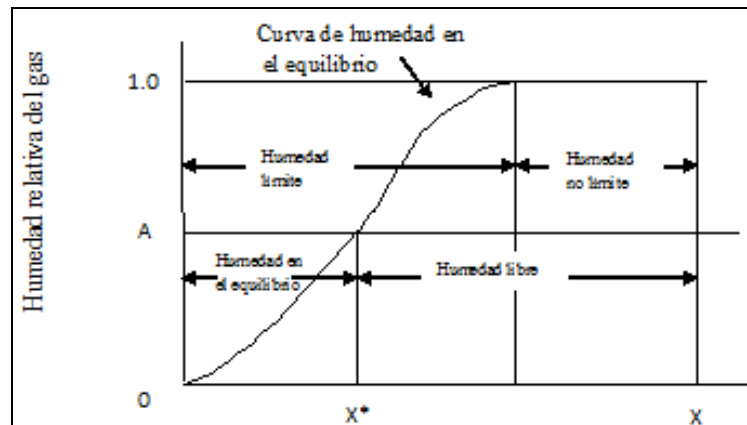
- **Volumen húmedo**

Es el volumen en pies cúbicos de 1 lb de aire seco y el vapor de agua que contiene.

- **Volumen saturado**

Es el volumen húmedo cuando el aire saturado [4].

Estas relaciones se muestran en forma gráfica en la figura 2.1, para un sólido con un contenido de humedad  $X$  expuesto a un gas de humedad relativa  $A$  [6]



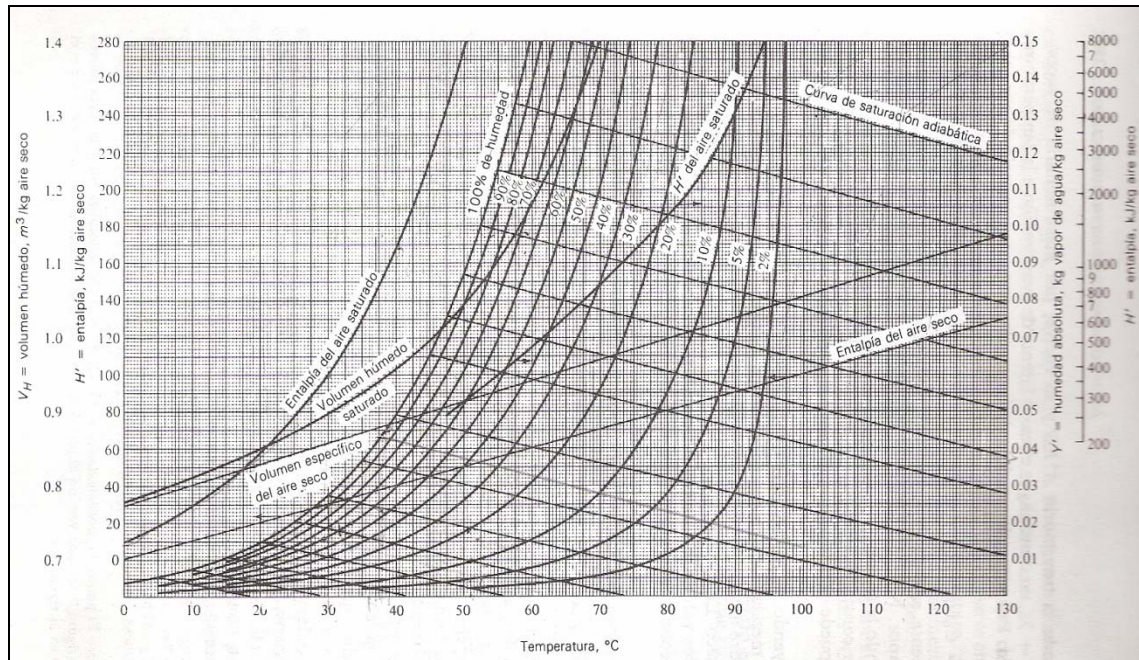
**Figura 2.1 Tipos de humedad.**

## 2.4 DIAGRAMAS PSICROMÉTRICOS

Son gráficas donde se representan las propiedades de las mezclas gas-vapor a la presión total del sistema, la cual con frecuencia es la presión atmosférica. En la figura 2.2 se muestra un diagrama psicrométrico del sistema aire-vapor de agua elaborado en unidades del Sistema Internacional. En la elaboración del diagrama, para el cálculo de las entalpías de mezcla las condiciones de referencia utilizadas son aire y agua líquida saturada a 0°C; de tal forma que los diagramas puedan ser utilizados en conjunto con las tablas de vapor.

En el diagrama psicrométrico en el eje de las abscisas se encuentra la representación de temperaturas de bulbo seco, y en el eje de las ordenadas las humedades absolutas másicas; cualquier punto dentro del diagrama representa el comportamiento de una mezcla gas-vapor de agua. El límite del diagrama, hacia la izquierda, es la curva de 100% de humedad relativa. Cualquier punto situado por encima de esta curva representa una zona de neblina, ya que hay presencia de aire saturado y agua líquida. Las curvas situadas por debajo de la curva de 100% representan valores de humedad relativa. Las líneas oblicuas que descienden desde la línea de 100% de humedad relativa son las líneas de bulbo húmedo, que son iguales para este sistema a las líneas de saturación adiabática y están superpuestas. También se pueden observar líneas de volumen húmedo que son líneas rectas que descienden desde la línea de 100% de humedad relativa.

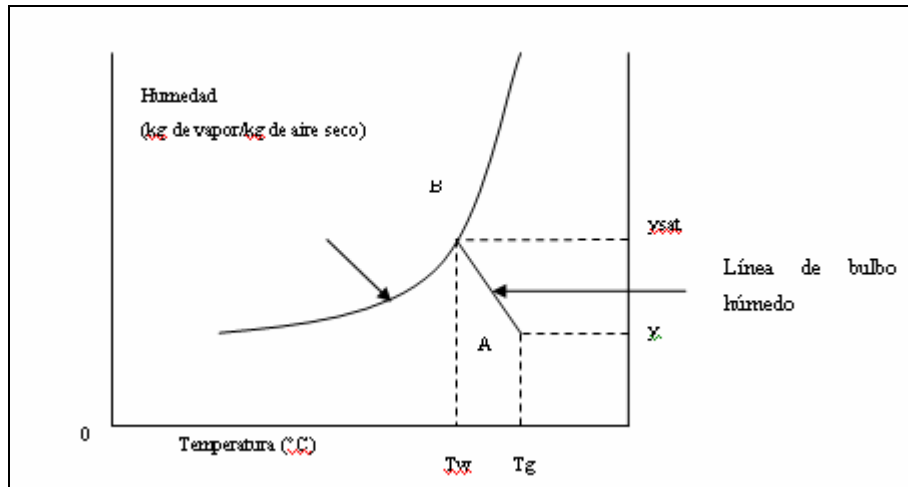
Otra característica que se puede determinar con el diagrama es la entalpía del aire saturado; son líneas rectas que coinciden con líneas de temperatura de bulbo húmedo y de saturación adiabática. Si el aire no estuviera saturado, se determina la desviación de la entalpía por medio de unas líneas punteadas que aparecen en el diagrama y luego se suma este valor al de la entalpía de saturación y se obtiene el valor de la entalpía de la mezcla no saturada [6].



**Figura 2.2 Diagrama psicrométrico en unidades de Sistema Internacional [7].**

Como se puede observar en la figura 2.3, las coordenadas del eje de las abscisas representan el estado del gas a la temperatura ( $T_g$ ); y la humedad ( $y$ ) del eje de las ordenadas, sobre la curva de saturación, representan la temperatura correspondiente al bulbo húmedo ( $T_w$ ) y la humedad de saturación ( $y_{sat}$ ) a esta temperatura. La línea AB que une ambos puntos tiene una pendiente  $-hc/k_H\lambda$  y es la línea de bulbo húmedo. Debe notarse que el calor latente  $\lambda$  varía algo con la temperatura, en otros sistemas diferentes al aire-vapor de agua, por lo cual la línea de bulbo húmedo no es realmente una recta.





**Figura 2.3 Diagrama psicrométrico donde se muestra la línea de bulbo húmedo.**

## 2.5 CLASIFICACIÓN DE LA OPERACIÓN DE SECADO

**Secado continuo:** es la operación en la que el sólido a secar y el gas caliente fluyen continuamente a través del equipo. El gas y el sólido pueden fluir en paralelo o en contracorriente; si el calor no se proporciona dentro del secador, ni se pierde hacia el entorno, la operación es adiabática; entonces el gas perderá calor sensible y se enfriará mientras la humedad evaporada absorbe calor latente de evaporación

**Secado discontinuo:** es el proceso en el que una determinada cantidad de sólido húmedo se introduce dentro del secador y cuando se alcanza la humedad de especificación el proceso es detenido y se descarga el sólido secado. El gas puede fluir en paralelo o de forma cruzada (perpendicular al sólido). Los secadores discontinuos son utilizados para bajas cargas de sólidos, y conllevan a un mayor gasto en mano de obra y energía.

## 2.6 TIPOS DE SECADORES

De acuerdo a la clasificación de la operación de secado se encuentran los siguientes tipos de equipos:

### 2.6.1 Secadores de calentamiento directo

#### a) Equipos discontinuos

- Secadores de bandejas con corriente de aire
- Secadores de lecho fluidizado
- Secadores con circulación a través del lecho sólido

#### b) Equipos continuos

- Secadores de túnel
- Secadores neumáticos
- Secadores ciclónicos
- Secadores de lecho fluidizado
- Secadores *sprays*
- Secadores de tipo turbina
- Secadores rotatorios

### 2.6.2 Secadores de calentamiento indirecto

#### a) Equipos discontinuos

- Secadores de bandejas a vacío.
- Secadores de bandejas a presión atmosférica.
- Secadores por congelación.

## b) Equipos continuos

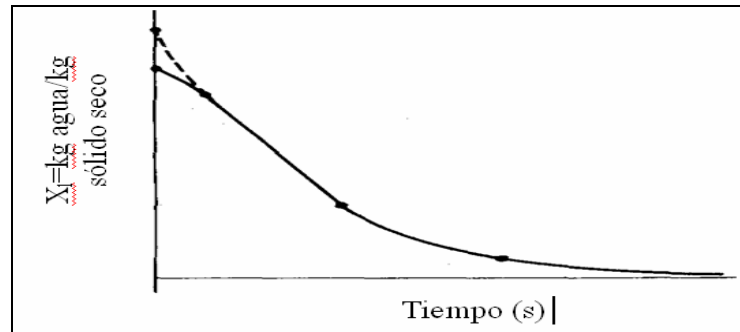
- Secadores de tambor
- Secadores con circulación a través del lecho [7].

### **2.7 CURVA DE VELOCIDAD DE SECADO**

En el secado de sólidos a nivel experimental, es frecuente obtener datos que asocien el contenido de humedad con el tiempo. De estos datos de humedad, se procede a restar la humedad de equilibrio a cada valor reportado y así obtener la humedad libre.

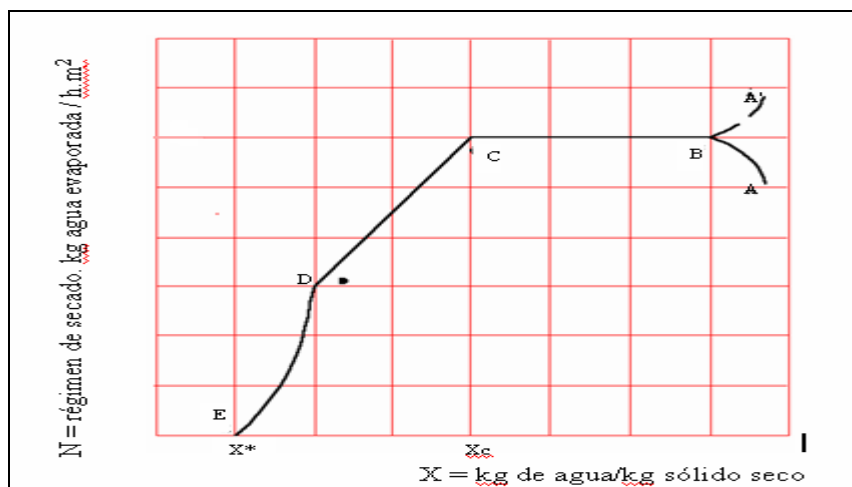
Estos datos se representan gráficamente como el contenido de humedad libre en base seca ( $X$ ) en función del tiempo, así como se muestra en la figura 2.4. A partir de dicha figura se eligen pares ordenados de valores de humedades y sus correspondientes tiempos para restarlos y aproximar  $dx/dt$  a  $\Delta x/\Delta t$ ; luego, haciendo una representación gráfica de  $dx/dt$  en función de la humedad en base seca ( $X$ ), como se muestra en la figura 2.5, se obtiene la curva característica de velocidad de secado para el sólido en estudio.

Generalmente se pueden apreciar dos partes notorias de la curva de velocidad de secado: un período de velocidad constante y uno de descenso de ésta, aunque teóricamente existen o se pueden apreciar tres etapas del proceso o períodos de secado. No obstante a menudo sólidos diferentes y condiciones diversas de secado dan lugar a curvas de formas muy distintas en el periodo decreciente de la velocidad de secado. Si un sólido se encuentra inicialmente muy húmedo, la superficie estará cubierta con una delgada película de líquido, que se supondrá como humedad total no ligada (no límite); si se expone el sólido a aire relativamente seco, la evaporación tendrá lugar desde la superficie del sólido.



**Figura 2.4. Curva de humedad del sólido vs tiempo [7].**

**Período A-B o de ajuste de temperatura:** es una etapa de calentamiento (o enfriamiento) inicial del sólido, normalmente de poca duración, en la cual la evaporación no es significativa por su intensidad ni por su cantidad. En esta etapa el sólido se calienta desde la temperatura ambiente hasta que se alcance el equilibrio entre el enfriamiento por evaporación y la absorción de calor de los gases. Este equilibrio se alcanza a la temperatura de bulbo húmedo del gas caliente.



**Figura 2.5 Curva de velocidad de secado vs humedad [7].**

**Período B-C o de velocidad constante:** es el llamado primer período de secado o período de velocidad de secado constante; donde se evapora la humedad superficial o no ligada del material y predominan las condiciones externas. En este período el sólido tiene un comportamiento no higroscópico. La velocidad de secado se mantiene constante si el gas tiene un estado estacionario, y en general depende sólo de las

propiedades y de la velocidad del mismo. Si durante el proceso el gas se enfría, la velocidad de secado decrece, pero sigue en esta zona dependiendo de factores externos al sólido. Durante este período la temperatura del sólido se mantiene igual a la de bulbo húmedo del gas, ya que se mantiene el equilibrio alcanzado al final de la etapa de calentamiento.

**Período C-E o de descenso:** es el segundo período de secado o de velocidad de secado decreciente; donde se evapora la humedad ligada del material y predominan las condiciones internas o las características internas y externas simultáneamente. En estas condiciones el sólido tiene un comportamiento higroscópico. Durante este período, la temperatura del material sobrepasa la de bulbo húmedo debido a que el descenso de la velocidad de secado rompe el equilibrio térmico que mantiene estable la temperatura, y una parte considerable del calor se emplea en un calentamiento del sólido. Ahora la humedad deberá ser extraída del interior del material con el consiguiente incremento de la resistencia a la evaporación [8].

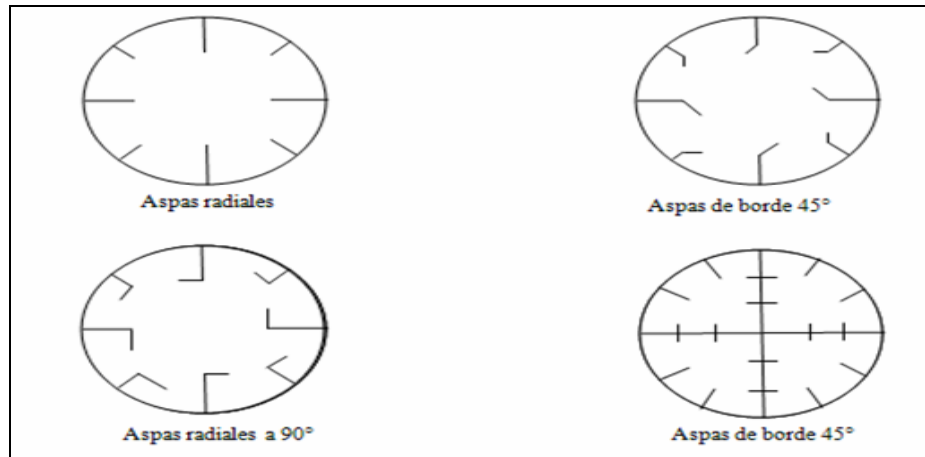
## 2.8 SECADORES ROTATORIOS

Un secador rotatorio consiste en un cilindro que gira sobre cojinetes apropiados teniendo, por lo común, una leve inclinación en relación con la horizontal. La longitud del cilindro varía de 4 a más de 10 veces su diámetro, que oscila entre menos de 0,3 hasta más de 3 m [9]. Los sólidos que se introducen por un extremo del cilindro se desplazan a lo largo de él, debido a la rotación, al efecto de la carga y a la pendiente del cilindro, y se descargan por el otro extremo como producto acabado. Los gases que circulan por el cilindro pueden reducir o aumentar la velocidad de movimiento de los sólidos, según que la circulación del gas sea a contracorriente o siga una corriente paralela con la circulación de los sólidos.

El secador rotatorio de calor directo está equipado normalmente con aspas en el interior, para levantar y dejar caer los sólidos a través de la corriente de gas a su paso

por el cilindro; estas aspas se sitúan normalmente de manera alterna cada 0,6 a 2 m [4] para asegurar una cortina de sólidos más continua y uniforme en el gas. Las formas de las aspas dependen de las características de manejo de los sólidos. En el caso de materiales de flujo o movimiento libre, se utiliza un aspa radial con un reborde de 90° [4]. Cuando se trata de materiales pegajosos se utiliza un aspa radial plana. Cuando el material cambia de características durante el secado, el diseño de las aspas varía a lo largo de la extensión del secador. Muchos diseños de secadores estándar emplean aspas planas sin ningún reborde en el primer tercio de la longitud total del secador, medido éste desde el extremo por donde entra la alimentación, aspas con rebordes de 45° en el tercio intermedio y con rebordes de 90° [4] en el tercio final del cilindro. En el primer metro de recorrido a partir de la entrada de alimentación, casi siempre se instalan aspas espirales para acelerar el movimiento de entrada bajo el canalón de alimentación o el transportador, y evitar fugas en el anillo de retención del extremo de alimentación a través de los sellos para gas.

Cuando se utiliza un flujo en paralelo de gas y sólidos, las aspas se pueden omitir en el último metro cercano a la salida para reducir el último metro cercano a la salida, para reducir el arrastre de producto seco en el gas de salida. Por otro lado, la aspersión de la alimentación mojada en el extremo de la entrada de un secador a corriente sirve a menudo como medio eficaz para lavar los sólidos secos arrastrados en la corriente de gas, antes de que ésta salga del cilindro. Los sólidos que se adhieren a las aspas y a las paredes se desprenden con más eficacia por medio de golpeadores extremos de la carcasa. En los secadores con grandes secciones transversales, a veces se emplean elementos internos o divisores que sirven para aumentar la eficacia de la distribución del material y reducir la formación de polvos finos, y la trituración por impactos. El empleo de los miembros internos aumenta la dificultad de la limpieza y el mantenimiento, a menos que se proporcionen espacios lo suficientemente amplios entre las subdivisiones para que los trabajadores tengan fácil acceso a ellos. En la figura 2.6 se muestran las configuraciones de las aspas, sabiendo que la configuración empleada en el proceso de este proceso resulta de 45° [4].

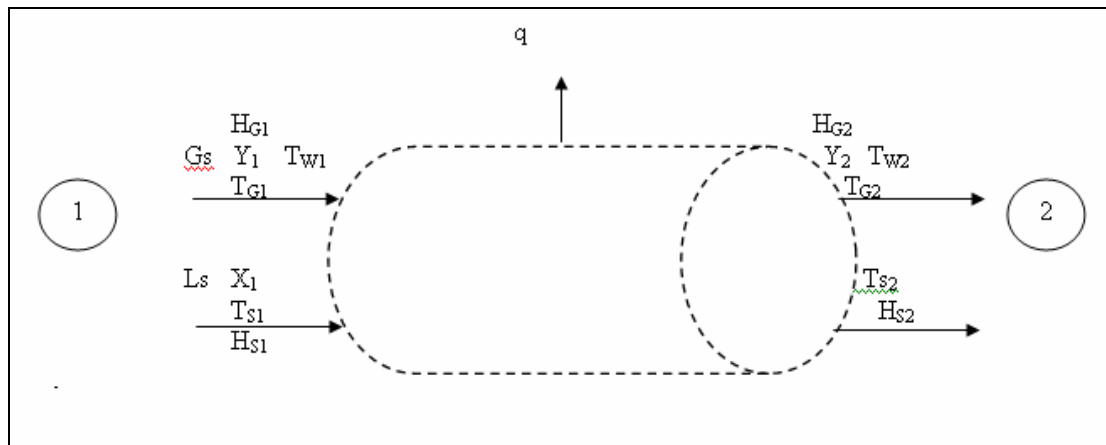


**Figura 2.6 Diferentes configuraciones de los elevadores en los secadores rotatorios.**

El flujo a contracorriente del gas y los sólidos genera mayor eficacia de transferencia de calor con una temperatura del gas de entrada determinada, pero el flujo en corrientes paralelas se utiliza con mayor frecuencia para secar materiales sensibles al calor a temperatura de gas de entrada superiores, debido al rápido enfriamiento que sufre el gas durante la evaporación inicial de la humedad de la superficie. Hay varios métodos que se aplican para sellar el cilindro rotatorio y evitar fugas de gas por las aberturas anulares entre el cilindro rotatorio y las piezas estacionarias de la garganta [4].

### 2.8.1 Balance de masa en un secador rotatorio

En un secador continuo a flujo paralelo los sólidos entran con una humedad  $X_1$ , temperatura  $T_{S1}$  y salen con una humedad  $X_2$  y temperatura  $T_{S2}$ . A su vez el gas (aire) entra con una humedad  $Y_1$  a la temperatura  $T_{G1}$  y sale con una humedad  $Y_2$  y temperatura  $T_{G2}$ , tal como se muestra en la figura 2.7.



**Figura 2.7. Diagrama para un secador rotatorio en flujo paralelo**

Donde:

X: humedad del sólido en base seca (kg agua/kg sólido seco)

Y: humedad absoluta del aire (kg vapor/kg aire seco)

Ls: flujo másico de sólido seco (kg sólido seco/h)

Gs: flujo másico de aire húmedo (kg aire húmedo/h)

Hs: entalpia del sólido (kcal/kg sólido seco)

HG: entalpia del aire (kcal/kg aire seco)

q: calor liberado al ambiente (kcal/s)

Tg: temperatura de bulbo seco (°C)

Tw: temperatura de bulbo húmedo (°C)

El balance de masa en forma global está representado por la siguiente ecuación:

$$\text{Entrada} + \text{producción} = \text{salida} + \text{consumo} + \text{acumulación} \quad (\text{Ec. 2.7})$$

En vista de que los sólidos empleados en secadores rotatorios no reaccionan con el gas bajo las condiciones de operación, se hacen nulos los términos de producción y consumo. Y como estos equipos operan en estado estacionario, el término de



acumulación se hace cero, quedando que lo que entra es igual a lo que sale. Luego, de acuerdo a la figura 2.7, el balance de masa referido al agua queda expresado como:

$$L_s.X_1 + G_s.Y_1 = L_s.X_2 + G_s.Y_2 \quad (\text{Ec. 2.8})$$

Arreglando matemáticamente la ecuación anterior y sabiendo que  $X_1 > X_2$  y  $Y_2 > Y_1$ , resulta:

$$L_s(X_1 - X_2) = G_s(Y_2 - Y_1) \quad (\text{Ec. 2.9})$$

### 2.8.2 Balance de energía en un secador rotatorio

El balance de energía para un secador rotatorio está representado como:

$$\text{Entrada} = \text{salida} + \text{pérdidas al ambiente} \quad (\text{Ec. 2.10})$$

Por lo general en las operaciones de secado el balance de energía se reduce al balance entálpico, debido a que los efectos energéticos cinéticos, y potencial, entre otros, son despreciables. Es decir que la expresión queda de la siguiente manera [9]:

$$L_s.H_{S1} + G_s.H_{G1} = L_s.H_{S2} + G_s.H_{G2} + q \quad (\text{Ec. 2.11})$$

La entalpía de la mezcla aire-vapor de agua puede calcularse por la siguiente ecuación, donde  $C_s$  se define en la Ec. 2.6 [7]:

$$H_G = C_s.(T_G - T_r) + \lambda_r.Y \quad (\text{Ec. 2.12})$$

Donde:

$\lambda_r$ : calor latente del agua (597,2 kcal/kg vapor) a la temperatura de referencia ( $T_r$ )

$T_r$ : temperatura de referencia ( $0^\circ\text{C}$ )

$C_s$ : calor húmedo expresado en la ecuación 2.6

Mientras que la entalpía del sólido se determina por la siguiente expresión [10]:

$$H_s = C_{ps} \cdot (T_s - T_r) + X \cdot C_{pl} \cdot (T_s - T_r) \quad (\text{Ec. 2.13})$$

Donde:

$C_{ps}$ : capacidad calorífica del sólido seco (kcal/kg de sólido seco °C)

$C_{pl}$ : capacidad calorífica del agua (kcal/kg agua °C)

Luego el calor total transferido del gas al sólido húmedo está definido por un balance riguroso de energía en las tres zonas de secado del sólido, mostradas en la figura 2.8 [11]

$$Q_t = q_I + q_{II} + q_{III} \quad (\text{Ec. 2.14})$$

Donde:

$Q_t$ : calor total transferido del gas al sólido (kcal/h)

$q_I$ : calor sensible que se transfiere en la zona I (kcal/h)

$q_{II}$ : calor latente que se transfiere en la zona II (kcal/h)

$q_{III}$ : calor sensible que se transfiere en la zona III (kcal/h)

En la zona I el calor  $q_I$  viene dado por la expresión:

$$q_I = Ls \cdot \frac{1}{1 + X_1} \cdot C_{ps} \cdot (T_{s2} - T_{s1}) \quad (\text{Ec. 2.15})$$

En la zona II el calor  $q_{II}$  viene dado por la expresión:

$$q_{II} = Ls \cdot \frac{X_1 - X_2}{1 + X_1} \cdot (h_{v, TG2} - h_{l, TS1}) \quad (\text{Ec. 2.16})$$

Donde:

$h_{v, TG2}$ : entalpía del vapor de agua a la temperatura  $T_{G2}$  (kcal/kg de agua)

$h_{l, TS1}$ : entalpía del agua líquida a la temperatura  $T_{S1}$  (Kcal/kg de agua)

En la zona III el calor  $q_{III}$  viene dado por la expresión:

$$q_{III} = Ls \cdot \frac{X_2}{1 + X_1} \cdot Cpl \cdot (Ts_1 - Ts_2) \quad (\text{Ec. 2.17})$$

Sustituyendo las expresiones de los distintos calores en la Ec. 2.14 se tiene [12]:

$$Q = Ls \cdot \frac{1}{1 + X_1} \cdot Cps \cdot (Ts_2 - Ts_1) + Ls \cdot \frac{X_1 - X_2}{1 + X_1} \cdot (h_{v,TG2} - h_{l,Ts1}) + Ls \cdot \frac{X_2}{1 + X_1} \cdot Cps \cdot (Ts_1 - Ts_2) \quad (\text{Ec. 2.18})$$

### 2.8.3 Zonas de secado

En la operación de secado continuo se distinguen tres zonas de secado separadas, que pueden reconocerse por la variación de la temperatura del gas y la variación de temperatura del sólido en las diferentes partes del secador. En una operación de secado a flujo paralelo, puede observarse que la temperatura del aire desciende de modo continuo, desde la entrada hasta la salida del secador; mientras que la temperatura del sólido primero asciende lentamente, luego se estabiliza en un valor y permanece constante hasta que finalmente vuelve a ascender, como se observa en la figura 2.8.

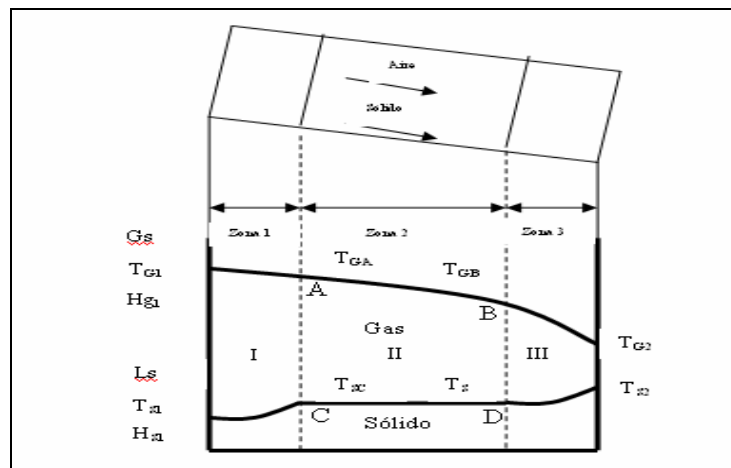


Figura 2.8 Zonas de secado en un secador rotatorio a flujo paralelo [13]

**Zona I o de precalentamiento:** el sólido se calienta (calor transferido predominantemente por convección), y por ende incrementa la temperatura en su superficie por contacto con el gas caliente, hasta que la rapidez de transferencia de calor al sólido se equilibra mediante los requerimientos caloríficos para la evaporación de la humedad. Sólo hay transferencia de calor, no de masa.

**Zona II o de evaporación:** la temperatura en el equilibrio del sólido permanece básicamente constante, mientras que se evaporan la humedad superficial o no ligada. La zona II representa la parte principal para muchos secadores, ya que en ella el calor otorgado para el cambio de fase, corresponde al calor latente necesario para la evaporación del líquido hallado en la superficie del sólido, que significa la mayor parte del líquido a retirar. En esta zona se alcanza la humedad crítica, lo que indica que solamente faltaría retirar la humedad hallada en los intersticios del sólido.

**Zona III o de sobrecalentamiento:** ocurre el secado de la superficie no saturada y la evaporación de la humedad ligada. Suponiendo que los coeficientes de transferencias de calor permanecen básicamente constantes, el período decreciente de la rapidez de evaporación en la zona III provoca un aumento en la temperatura del sólido, la descarga del sólido se aproxima a la temperatura de entrada del gas pero nunca llega a ser igual (se considera que solamente existe la transferencia de calor, ya que la mayor parte del líquido fue retirada en la zona II) [13].

#### 2.8.4 Balance de calor por zonas

##### En la zona I:

Se toma como la entrada del gas en la zona I, las condiciones de entrada ( $T_{G1}$  y  $H_{g1}$ ), y de salida de la misma las condiciones del punto A ( $T_{GA}$  y  $H_{gA}$ ). Para el sólido las condiciones de entrada para la zona I son las de la entrada del equipo ( $T_{s1}$  y  $H_{s1}$ ); y las condiciones de salida en la zona I son las condiciones dadas en el punto C ( $T_{sc}$  y  $H_{sc}$ ) (ver figura 2.8). De esta manera el balance queda:

$$LsHs_1 + GsHg_1 = Ls Hs_C + Gs Hg_A + q_I \quad (\text{Ec. 2.19})$$

Donde:

$Hg_A$ : entalpía del gas en el punto A (kcal/kg aire seco)

$Hs_C$ : entalpía del sólido en el punto C (kcal/kg sólido seco)

$q_I$ : calor desprendido en la zona I (kcal/s)

Luego, con las ecuaciones 2.12 y 2.13 se obtienen los valores para las entalpías del sólido y del gas a la entrada. También con la ecuación 2.13 se obtiene el valor de la entalpía del sólido en las condiciones del punto C. Sustituyendo  $T_s$  por  $T_{W1}$  ya que el calor transferido es predominantemente por convección, y la humedad por  $X_1$  pues en la zona I no hay transferencia de masa, sólo de calor. Entonces se despeja de la ecuación 2.19 el valor  $Hg_A$  y se sustituyen los demás valores para determinar la entalpía del gas en el punto A.

#### **En la Zona II:**

Para el gas las condiciones de entrada ahora serían las del punto A ( $T_{GA}$  y  $Hg_A$ ) de la figura 2.8 y las de salida las del punto B ( $T_{GB}$  y  $Hg_B$ ). Para el sólido las condiciones de entrada serían las del punto C ( $T_{SC}$  y  $Hs_C$ ) y las de salida las del punto D ( $T_{SD}$  y  $Hs_D$ ), quedando el balance de la siguiente manera:

$$GsHg_A + LsHs_C = Ls Hs_D + Gs Hg_B + q_{II} \quad (\text{Ec. 2.20})$$

Donde:

$Hs_D$ : entalpía del sólido en el punto D (kcal/kg sólido seco)

Luego, con la ecuación 2.13 se determina el valor de  $Hs_D$  utilizando como  $T_s$  el valor de  $T_{W2}$  (por predominar la convección como medio de transferencia de calor) y, como  $X$ , el valor de  $X_2$  ya que se considera que en la zona III, solo hay transferencia de calor. Entonces de la ecuación 2.20 se despeja  $Hg_B$  y se sustituyen los demás valores para conocer el valor de la entalpía del gas en el punto B [14].

### 2.8.5 Coeficiente global de transferencia de calor

Se ha demostrado que la combinación  $U_a$  en secadores está influenciada por la velocidad de alimentación de sólidos, la velocidad del aire y las propiedades del material. Para su cálculo aproximado resulta muy útil una ecuación de la forma:

$$U_a = \frac{K \cdot G^n}{D} \quad (\text{Ec. 2.21})$$

En la que  $K$  es un coeficiente dimensional. Valores típicos obtenidos con un secador de 300 mm de diámetro girando a 0,08-0,58 Hz (5-35 rpm) muestran que  $n=0,67$  para velocidades específicas del gas del orden de 0,37-1,86 kg/m<sup>2</sup> s, el coeficiente  $K$  es función del número de elevadores, y utilizando unidades SI puede calcularse el coeficiente global de transferencia de calor aproximadamente mediante la siguiente expresión [6]:

$$U_a = \frac{20(nf - 1)G^{0,67}}{D} \quad (\text{Ec. 2.22})$$

Donde:

$U_a$ : coeficiente volumétrico de transferencia de calor (W/m<sup>3</sup> K).

$D$ : diámetro del secador (m).

$G$ : flujo de aire promedio (kg aire húmedo/h m<sup>2</sup>).

$nf$ : número de elevadores.

En ausencia de datos experimentales, se recomienda para los secadores comerciales fabricados en Norteamérica [7]:

$$U_a = \frac{240 \cdot G^{0,67}}{D} \quad (\text{Ec. 2.23})$$

Donde:

$U_a$ : coeficiente volumétrico de transferencia de calor (W/m<sup>3</sup> K).

G: flujo de aire promedio (kg aire húmedo/h m<sup>2</sup>).

### 2.8.6 Transferencia de calor del gas al sólido

Conociendo el coeficiente volumétrico de transferencia de calor, se puede calcular el calor total transferido de la fase gaseosa a la fase sólida.

$$Q = Ua \cdot At \cdot L \cdot \Delta T_{ml} \quad (\text{Ec. 2.24})$$

Donde:

Qt: calor total transferido de la fase gaseosa a la fase sólida (kcal/h)

At: área total real (m<sup>2</sup>)

L: longitud efectiva del secador (m)

$\Delta T_{ml}$ : Media logarítmica de la temperatura (°C)

### 2.8.7 Media logarítmica de la temperatura

La diferencia de temperatura media logarítmica cuando el secador opera a flujo paralelo se obtiene utilizando la siguiente ecuación para secadores rotatorios [15].

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{G2} - T_{W2}) - (T_{G1} - T_{W1})}{\ln \left( \frac{T_{G2} - T_{W2}}{T_{G1} - T_{W1}} \right)} \quad (\text{Ec. 2.25})$$

Donde:

T<sub>G1</sub>: temperatura de bulbo seco a la entrada (°C)

T<sub>W1</sub>: temperatura de bulbo húmedo a la entrada (°C)

T<sub>G2</sub>: temperatura de bulbo seco a la salida (°C)

T<sub>W2</sub>: temperatura de bulbo húmedo a la salida (°C)

### 2.8.8 Tiempo de secado

El tiempo de secado en los secadores rotatorios se calcula aplicando las relaciones que desarrollaron Friedman y Marshall [11], que son muy utilizadas para tiempos de secado relativamente bajos, para materiales que no desprenden polvo y para secadores a flujo en paralelo y a contracorriente:

$$t = \frac{0,23L}{IN^{0,9}D} \pm 0,6 \frac{BLG}{F} \quad (\text{Ec. 2.26})$$

$$B = 5(D_p)^{-0,5} \quad (\text{Ec. 2.27})$$

Donde:

B: constante que depende del material que se está secando

$D_p$ : tamaño promedio de las partículas del material que se están secando ( $\mu\text{m}$ )

F: velocidad de alimentación al secador ( $\text{lb sólido seco/h.ft}^2$ )

t: tiempo de secado (min)

I: inclinación del secador (ft/ft)

N: velocidad de rotación (rpm)

L: longitud del secador (ft)

G: velocidad másica del aire ( $\text{lb/h.ft}^2$ )

D: diámetro del secador (ft)

El signo positivo se refiere al flujo a contracorriente y el negativo a flujo en paralelo.

### 2.8.9 Retenido del sólido

El retenido de un sólido ( $\hat{O}d$ ) se define como la fracción del volumen del secador ocupada por el sólido en cualquier instante; puede ser expresado como una función lineal del flujo másico del gas por la siguiente ecuación [11]:



$$\phi_d = \phi_{do} \pm K_d \cdot G'_s \quad (\text{Ec. 2.28})$$

Donde  $\phi_{do}$  es el retenido cuando no hay flujo de gas y el sumando  $K_d \cdot G'_s$  es el término afectado por el flujo de gas húmedo ( $G'_s$ ). Si a un secador rotatorio se le hace circular un flujo de gas a contracorriente, el retenido del sólido es mayor. Si por el contrario, el flujo se suministra en paralelo al del sólido, el retenido disminuye. Es por esta razón que en la ecuación 2.28 el signo positivo se usa para un contacto a contracorriente, mientras que el negativo se utiliza para flujo paralelo. Generalmente se desea mantener el retenido entre el 2% al 5 % del material de alimentación [8]. El retenido  $\phi_{do}$  se puede describir de la siguiente forma [11]:

$$\phi_{do} = 0,0037 \cdot \frac{F}{\rho_s \cdot I \cdot N^{0,9} \cdot D} \quad (\text{Ec. 2.29})$$

Donde:

F: flujo másico del material seco (lb sólido seco/h.ft<sup>2</sup>)

$\rho_s$ : densidad aparente del sólido (lb sólido seco/ft<sup>3</sup>)

La constante  $K_d$  depende de las propiedades del sólido y se estima de la siguiente forma:

$$K_d = \frac{9,33 \times 10^{-5}}{\rho_s \cdot D_p^{0,5}} \quad (\text{Ec. 2.30})$$

Donde:

$D_p$ : diámetro promedio de partículas (ft)

## 2.9 ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL EQUIPO DE SECADO MARCA BENCO

El secador marca “Benco” es un secador rotatorio directo, (figura 2.9) que se encuentra en el laboratorio de Operaciones Unitarias, de la Universidad de Oriente,

Núcleo Anzoátegui. Dicho equipo permite la realización del proceso de secado continuo a flujo paralelo o a contracorriente; en él se llevó a cabo la experiencia para poder desarrollar el presente trabajo. Este tipo de secador presenta las siguientes características: el cilindro rotatorio está fabricado de acero inoxidable 316, con dimensiones expuestas en la tabla 3.6. La carcasa gira por un motor de engranaje impulsado por cadena. El cilindro está cubierto con 0,0254 metros de aislamiento. Está provisto con 7 elevadores. La circulación del aire se proporciona por un soplador a presión. El aire se calienta por una resistencia eléctrica ubicada después del soplador y la temperatura del aire a la entrada se gradúa con el regulador que controla la resistencia. El flujo de aire a la entrada del equipo se regula con el cambio de placas orificio que son intercambiables y que controlan el flujo de aire de entrada al secador. Dicho aire es succionado por un soplador que permite su entrada al equipo y promueva la circulación del mismo a través de él; y además el equipo posee un colector de polvo en el extremo de salida. La alimentación en el secador se introduce mediante un motor controlado por un reóstato. El recolector de producto seco es un envase de vidrio colocado a la descarga del sólido; en los extremos del cilindro se encuentran los visores de vidrio que permiten realizar observaciones directas en el secador durante la operación [16].



**Figura 2.9 Secador rotatorio marca Benco**

## 2.10 ÁREA OCUPADA POR EL SÓLIDO EN UN SECADOR ROTATORIO

El área superficial ocupada por el sólido, en un proceso de secado llevado a cabo en un secador rotatorio en contacto directo, es usualmente de 10% a 15% del área total transversal cuando la velocidad del sólido oscila entre 0,2 m/s a 0,6 m/s [12]. El área superficial ocupada por el sólido también se puede calcular por medio de la ecuación de continuidad:

$$\dot{m} = A_s \cdot \rho_s \cdot V_s \quad (\text{Ec. 2.31})$$

Donde:

$A_s$ : área ocupada por el sólido ( $\text{m}^2$ )

$v_s$ : velocidad promedio de las partículas del sólido (m/s)

$\dot{m}$ : flujo promedio de sólidos que entra al secador (kg sólido seco / s)

$\rho_s$ : densidad del sólido ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )

Despejando  $A_s$ , se obtiene:

$$A_s = \frac{\dot{m}}{\rho_s \cdot v_s} \quad (\text{Ec. 2.32})$$

El área total real de la sección transversal del cilindro está dada de la siguiente manera:

$$A_t = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (\text{Ec. 2.33})$$

Donde:

$A_t$ : área total real ( $\text{m}^2$ )

$D$ : diámetro del cilindro del secador rotatorio (m)

El porcentaje de área seccional ocupada por el sólido durante el secado viene dado por la siguiente expresión [12]:

$$\%As = As/At \times 100 \quad (\text{Ec. 2.34})$$

Donde:

%As: porcentaje del área seccional ocupada por el sólido.

## 2.11 PÉRDIDAS DE CALOR EN SECADORES ROTATORIOS

Las pérdidas de calor al ambiente representan la fracción de calor que no fue transferido dentro del proceso de secado del gas al sólido. El calor perdido, o calor transferido al ambiente viene dado por la diferencia entre el calor total que puede transferir el gas ( $Q_g$ ) y el calor que recibe el sólido del gas ( $q_t$ ) según la siguiente expresión:

$$\text{Calor perdido} = Q_g - q_t \quad (\text{Ec. 2.35})$$

El término calor perdido/ $Q_g$  representa la fracción de pérdidas de calor al ambiente; entonces al dividir la ecuación 2.35 entre el calor que puede transferir el gas ( $Q_g$ ), y luego multiplicar por cien, para llevar la expresión a porcentaje se tiene:

$$\%Pérdidas = \left(1 - \frac{q_t}{Q_g}\right) \cdot 100 \quad (\text{Ec. 2.36})$$

Donde:

$q_t$ : calor transferido del gas al sólido (kcal/h)

$Q_g$ : calor total que puede transferir el gas (kcal/h)

Para determinar el valor de  $Q_g$ , es necesario el uso de la definición de calor sensible:

$$Q_g = G_s \cdot C_s \cdot \Delta T \quad (\text{Ec. 2.37})$$

Los secadores rotatorios a escala industrial se diseñan bajo un criterio adiabático, lo que significa que las pérdidas de calor deben estar comprendidas dentro de un rango de 5% a 10% para ser considerado adiabático [9].

## **2.12 ANÁLISIS GRANULOMÉTRICO EN SÓLIDOS**

En los procesos, los sólidos pueden presentarse de diversas formas: grandes piezas en forma de cubos o rombos, anchas láminas continuas o polvo finamente divididos. Pueden ser duros y abrasivos, resistentes o gomosos, blandos o frágiles, polvorientos, aceitosos, plásticos o pegajosos.

Los sólidos individuales se caracterizan por su tamaño, forma y densidad, en cambio los sólidos homogéneos tienen las mismas densidades que el material original, mientras que las obtenidas por roturas de un sólido compuesto tienen varias densidades, generalmente distintas a las densidades del material original [11].

### **2.12.1 Análisis por tamizado**

El tamizado es una operación para separar las distintas fracciones que componen un sólido granular o polvoriento, por el diferente tamaño de sus partículas, utilizando para ello los tamices. En principio, se puede considerar como tamiz toda superficie agujerada. Para que la operación pueda efectuarse, es necesario que el sólido a tamizar y el tamiz encargado de ello se encuentren en movimiento relativo, para dar oportunidad a las partículas de sólido a que coincidan con las aberturas del tamiz y que pasen a través de éstas las de menor tamaño.

En un análisis por tamizado, todo tamiz dará dos fracciones: una, la fracción gruesa (o de gruesos o rechazado), y otra, la fracción fina (los finos o cernido). Cuando se desea separar fracciones de distintos tamaños de grano, serán requeridos, n

– 1 tamices. Un solo tamiz puede realizar una separación en dos fracciones; dichas fracciones se dice que no están dimensionadas, ya que si bien se conocen los límites superior e inferior de los tamaños de partícula de cada una de las fracciones, no se conocen los demás límites de tamaño de partículas. El material que se hace pasar a través de una serie de tamices de diferentes tamaños se separa en fracciones clasificadas, donde se conocen los tamaños máximos y mínimos de las partículas.

Es por eso que para medir el tamaño y la distribución de las partículas en el intervalo de dimensiones comprendidas entre 3 y 0,0015 pulgadas (76,2 mm y 0,0381 mm), se utilizan tamices normalizados. Los tamices de ensayo se construyen con telas de alambre, cuyas dimensiones y mallas están cuidadosamente normalizadas, de aberturas con geometría cuadrada. Cada tamiz se identifica por mallas o por pulgadas. Sin embargo, las aberturas reales son menores que las correspondientes al número de malla, debido a que el número de malla toma en cuenta el espesor de los alambres.

Existen dos grandes compañías que se encargan de elaborar los tamices, ASTM y Tyler, siendo la serie Tyler una de las series de tamices normalizada más usadas en la determinación del tamaño de partículas. Para realizar el análisis por tamizado, los tamices se colocan apilados uno sobre otro, con el tamiz con abertura mayor arriba y progresivamente disminuyendo su tamaño, hasta llegar al tamiz inferior de menor abertura y bajo el cual se coloca un tamiz recipiente llamado colector. A continuación se expone la tabla 2.1 que ilustra dichas propiedades [8]:

**Tabla 2.1 Tamices de la serie Tyler**

MALLA	ABERTURA DE TAMIZ (mm)
3	6,680
4	4,699
6	3,353
8	2,380
10	1,999
14	1,168
18	1,015
20	0,833
28	0,589
35	0,417
48	0,295
65	0,208
100	0,147
150	0,010
200	0,074

### 2.12.2 Tamaño de las partículas

Los tamaños de las partículas se expresan en diferentes unidades dependiendo del intervalo de tamaño que interviene. Las partículas gruesas se miden en pulgadas o milímetros, las partículas muy finas en micrómetros o nanómetros, las partículas ultrafinas en función de su área superficial por unidad de masa, generalmente en metros cuadrados por gramo. Para efecto de cálculos, el tamaño promedio de partículas se obtiene por una media aritmética de los tamices utilizados, como se presenta en la siguiente ecuación [8,9]:

$$D_p = \frac{D_{TS} + D_{TI}}{2} \quad (\text{Ec. 2.38})$$

Donde:

$D_{TS}$ : diámetro del tamiz superior por donde pasa el sólido (mm)

$D_{TI}$ : diámetro del tamiz inferior donde se acumula el sólido (mm)

$D_p$ : diámetro promedio de las partículas de sólidos (mm)



## **CAPITULO III**

### **MARCO METODOLÓGICO**

El presente capítulo busca describir, de una forma lógica y estructurada, todo el proceso que se llevó a cabo para cumplir con el objetivo primordial del proyecto, diseñar metodologías que permitan calcular las pérdidas de calor al ambiente y el porcentaje de área seccional ocupada por un sólido durante la operación de secado; desde la génesis del proyecto que fue la inspección del funcionamiento del secador rotatorio, hasta la secuencia de cálculos que permitieron cuantificar las variables mencionadas (pérdidas de calor y área seccional).

#### **3.1 IDENTIFICACIÓN DE LAS FALLAS EN EL FUNCIONAMIENTO DEL SECADOR ROTATORIO PARA SU POSTERIOR PUESTA EN MARCHA**

Al poner en funcionamiento el equipo de secado, se pudo observar que al encender el motor del alimentador de sólido, salía humo del panel que controla dicho motor.

Consultando a diferentes especialistas en electricidad, se llegó finalmente a un diagnóstico de mal ensamblaje del circuito, y que la bobina estaba conectada en el terminal de menor capacidad de voltaje, lo cual condujo a un sobrecalentamiento de ésta, ya que el motor requiere de un mayor voltaje.

Corregido este problema, se procedió a revisar el resto del equipo y se encontró que el controlador que regula la temperatura de la resistencia eléctrica que calienta el aire de entrada al secador, estaba totalmente aislado; lo que dificultaba hacer variaciones en la temperatura del aire caliente. Este problema no pudo ser resuelto, pero se observó que al utilizar las diferentes aberturas de placas de orificio, se presentaban cambios considerables de temperatura en el flujo del gas al pasar a través de las resistencias. Cuando se utilizó la placa de orificio de menor diámetro, la temperatura del aire al pasar a través de la resistencia se elevó por encima de 200°C

(temperatura máxima de funcionamiento de la resistencia eléctrica). Luego al evaluar el comportamiento de las placas de orificio, se tomó la decisión de utilizar este mecanismo, como medio para variar la temperatura del aire ya que la variación del flujo del gas no fue estudiada en este trabajo de investigación. Por lo tanto, se utilizaron aberturas de placas de orificio que generaron temperaturas que no excedieran el límite de 200°C en la resistencia eléctrica.

Una vez solventadas estas fallas eléctricas e identificadas las placas de orificio aptas para el equipo, se procedió a poner en funcionamiento el secador rotatorio.

### **3.2 ESPECIFICACIÓN DE LA HUMEDAD, GRANULOMETRÍA, DENSIDAD Y EL CALOR ESPECÍFICO DEL SÓLIDO A SECAR**

Se escogió como sólido a secar, arena fina de construcción civil que tiene una humedad determinada, debido a que es de fácil obtención, tiene características físicas y químicas disponibles en los diferentes textos; además es un sólido que ya se ha utilizado en el secador rotatorio objeto de estudio [1], y por lo tanto se dispone de una curva de calibración del flujo de alimentación, en función de la posición del reóstato (velocidad del motor que alimenta el sólido al secador), facilitando ésto el desarrollo del trabajo.

La humedad del sólido se determinó utilizando una balanza de humedad, donde se colocó una muestra de 7 gramos de la arena a una temperatura de 110 °C, por ser una temperatura mayor a la temperatura de ebullición del agua. Esto se realizó durante 30 minutos registrándose la humedad del sólido cada minuto. Luego se construyó una gráfica de humedad en función del tiempo a fin de que permitiera escoger el menor tiempo para determinar la humedad del sólido en la respectiva balanza.

La granulometría de la arena se determinó por medio de un análisis de tamizado, en el cual se usaron diferentes tamices de la serie Tyler, con números de mallas 6, 10, 14, 18. La mayor cantidad de arena fue encontrada entre los tamices 10 y 14; luego con estos datos se determinó el diámetro promedio de partículas.

La densidad y el calor específico de la arena fueron extraídas de textos [4] las cuales se encuentran en la tabla 3.8.

### **3.3 CORRIDAS EXPERIMENTALES A PARTIR DE CONDICIONES REPORTADAS EN TRABAJOS ANTERIORES**

Del trabajo de Angel Dorta [3], se concluyó que las mejores condiciones de operación del referido secador rotatorio son: una altura de 4,5 cm, la placa de orificio número 1, una posición del reóstato en 4 (se tomó el clinker y se leyó de la curva de calibración un flujo de 30 kgss/h), una configuración de aspas de 45° y una velocidad del cilindro rotatorio de 8 rpm. Con estas condiciones y el tamaño promedio de partículas seleccionado, se realizó una primera corrida experimental. Para poder llevar a cabo ésta, se necesitó primeramente lograr la estabilización de la temperatura de operación del equipo; es decir, la temperatura del aire caliente a la entrada y a la salida. La temperatura del aire caliente a la entrada se midió a través de un termómetro colocado en el equipo; inmediatamente después de las resistencias que calientan el aire, y la temperatura del aire a la salida, con un termómetro colocado al final del cilindro rotatorio del equipo. Al repetirse los mismos valores de estas temperaturas por un lapso de tiempo (aproximadamente 15 minutos), terminaba la fase de estabilización. Luego con ayuda de un higrómetro se procedió a medir la temperatura y la humedad relativa del aire ambiente antes de entrar al equipo, con el fin de poder caracterizar el aire antes de entrar al secador. La temperatura del sólido a la entrada del secador fue medida con un termómetro colocando la arena dentro de un recipiente de vidrio. Con el uso de un cronómetro se midió el tiempo de residencia experimental del sólido en el proceso de secado, iniciando el conteo desde la introducción del sólido al equipo por medio del alimentador, hasta observar la caída de los primeros granos de arena, en el recipiente que recoge el sólido a la salida. A dicho recipiente se le colocó un fondo blanco para que facilitara la visión de los granos al caer dentro de él y también

se envolvió con goma espuma para conservar la temperatura del sólido a la salida; ésta fue medida con un termómetro colocado dentro del recipiente.

### **3.4 REALIZACIÓN DE MODIFICACIONES EN LA INCLINACIÓN DEL SECADOR, FLUJO DE ALIMENTACIÓN Y TEMPERATURA DE ENTRADA DEL AIRE**

Una vez culminada la primera corrida se efectuaron perturbaciones en la inclinación del secador, flujo de alimentación de sólido (posición del reóstato) y temperatura del aire de entrada para estudiar la respuesta del proceso ante estos cambios.

Las modificaciones en la inclinación del secador se lograron variando la altura del mismo a través del gato hidráulico que lo sostiene. El flujo de alimentación de sólido fue modificado cambiando la posición del reóstato del alimentador y leyendo en la curva de calibración el flujo (ver figura 3.4), y la temperatura del aire caliente se modificó cambiando la placa de orificio del soplador que da entrada al aire. Por lo tanto se tienen inclinaciones del secador asociadas a cambios de altura en el gato hidráulico como se aprecia en la tabla 3.10; flujos de alimentación de sólidos asociados a cambios en la posición del reóstato (ver tabla 3.9) y temperaturas del aire caliente correspondientes a cada placa de orificio utilizada.

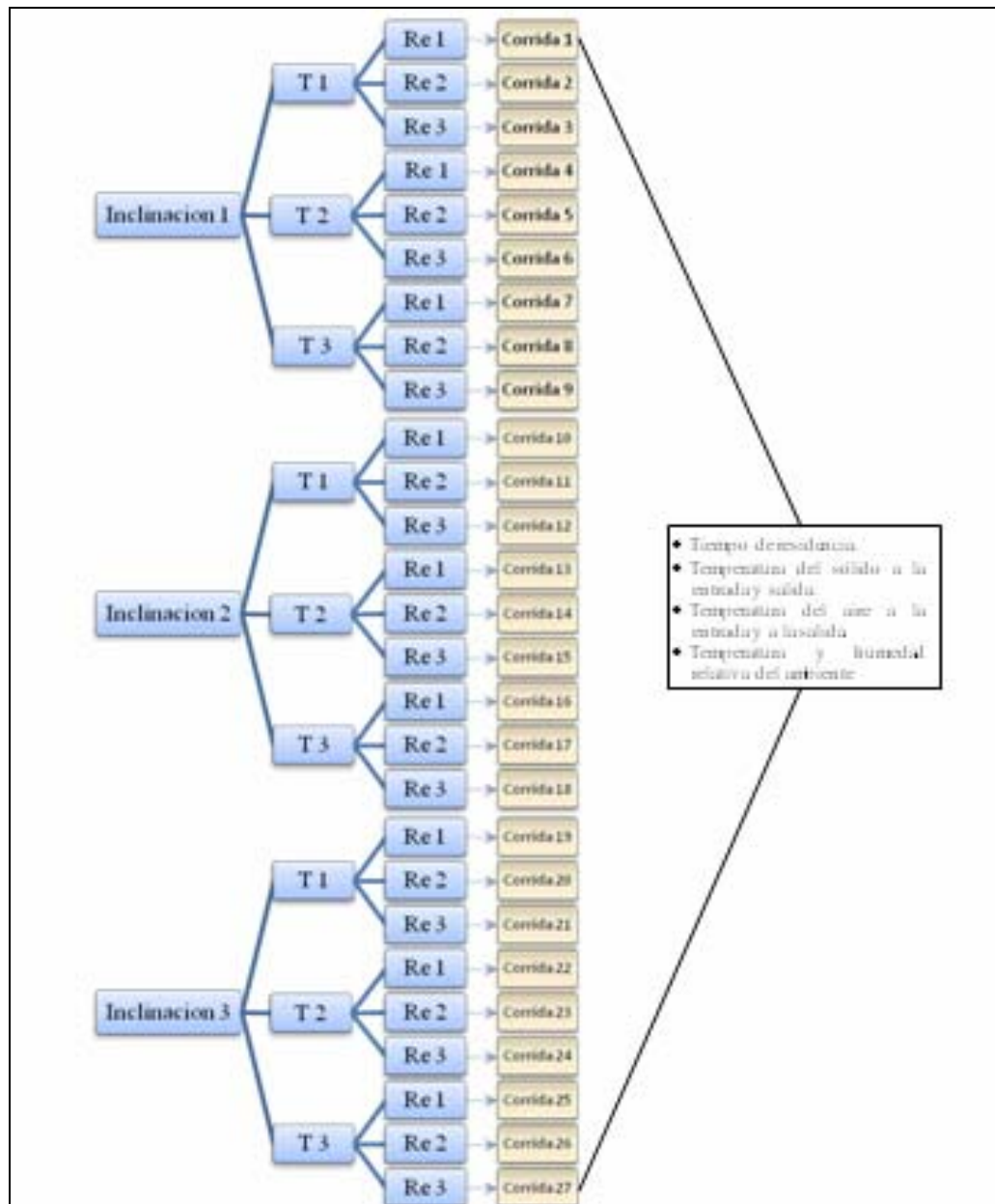
Inicialmente a la posición del reóstato de 4 se le realizaron dos variaciones ubicando el reóstato en la posición 6 y 8 (aumento del flujo de alimentación del sólido), dejando constantes la temperatura del aire a la entrada y la inclinación del secador, con esto se definen tres posiciones del reóstato que fueron invariables para este proyecto las cuales son 4, 6 y 8, y cada posición del reóstato corresponde a un flujo de alimentación de sólidos, tal como se muestra en la tabla 3.9.

La segunda serie de modificaciones se hicieron a la temperatura del aire de entrada, esto se logró cambiando la placa de orificio del soplador que da entrada al aire ambiente. Nuevamente fueron dos perturbaciones, es decir, dos placas de orificio de mayor diámetro a la placa de orificio número 1, las cuales fueron denominadas

como placa número 2 y placa número 3, mostradas en la figura B.1, y estas placas de orificio permitieron definir tres temperaturas del aire caliente a la entrada del secador rotatorio, originadas por las tres placas de orificio empleadas, que son también constantes durante el proceso de secado (tabla 3.7).

Las últimas modificaciones se hicieron alterando la inclinación del secador rotatorio, estas inclinaciones fueron mayores a la inclinación inicial dada por la altura del gato hidráulico de 4,5 cm, teniendo valores de altura de 5,2 y 6 cm, definiendo así, tres alturas del gato hidráulico que originan tres inclinaciones del secador rotatorio. Dichas alturas e inclinaciones son mostradas en la tabla 3.10

Finalmente las corridas experimentales se efectuaron bajo el siguiente formato: se fijó una inclinación del secador y una temperatura de aire caliente a la entrada para las tres posiciones del reóstato (flujo de alimentación); luego con la misma inclinación, para las otras dos temperaturas del aire caliente se colocaron las tres posiciones del reóstato. El mismo procedimiento se efectuó con las otras dos inclinaciones para totalizar 27 corridas experimentales, como se muestra en la figura 3.1. En cada una de ellas se registró el tiempo de residencia experimental, la temperatura de entrada y la temperatura de salida del sólido, la temperatura del aire caliente a la entrada y la temperatura del aire caliente a la salida, la temperatura y humedad relativa del ambiente. Los resultados se muestran en las tablas de datos 3.3 a 3.5.



**Figura 3.1 Esquema de perturbaciones para realizar las corridas experimentales.**

Legenda:

T: temperatura del aire a la entrada.

Re: posición del reóstato (flujo de alimentación).

### **3.5 SELECCIÓN LA CORRELACIÓN PARA EL CÁLCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR, QUE MEJOR SE AJUSTE AL FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA**

Se realizó el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor ( $U_a$ ) utilizando las diferentes correlaciones mostrada en las ecuaciones 2.22 y 2.23; luego se determinó el calor total transferido del gas al sólido ( $q_t$ ), y seguidamente se determinaron las pérdidas de calor en cada caso. La correlación que arrojó el menor porcentaje de pérdidas de calor con respecto a los parámetros teóricos, fue la que mejor se ajustó al funcionamiento del secador rotatorio a escala piloto. En este caso resultó ser la ecuación 2.23 y los resultados se muestran en la tabla 4.3.

### **3.6 DETERMINACIÓN DE LAS PÉRDIDAS DE CALOR EN FUNCIÓN A LAS VARIABLES SIGUIENDO UNA METODOLOGÍA DE CÁLCULO**

Para seguir la metodología planteada para la determinación de las pérdidas de calor en un secador rotatorio, es necesario conocer la humedad del sólido a la entrada y a la salida del secador, la temperatura del sólido a la entrada y a la salida, el flujo de alimentación del sólido, la temperatura de bulbo seco de entrada y salida del aire en el secador, y cualquier otra variable (temperatura de bulbo húmedo, humedad relativa, punto de rocío, humedad absoluta, temperatura de saturación adiabática, etc.), que permita caracterizar el aire a la entrada del secador. Además, se deben tener las dimensiones del secador al cual se le vaya a aplicar la metodología (diámetro del cilindro, longitud efectiva y número de elevadores).

A continuación se muestra la secuencia de pasos que deben ser seguidos para aplicar la metodología planteada para la determinación de las pérdidas de calor al ambiente:

**Humedad del sólido en base seca a la entrada:** se utiliza la balanza de humedad para determinar el contenido de humedad en base húmeda del sólido y luego se transforma a base seca con la ecuación 2.5.

**Humedad del aire a la entrada:** con los datos tomados del higrómetro ( $T_{G1}$ , %Yr) se caracteriza el aire antes de entrar al secador, y con ayuda del diagrama psicrométrico se lee la humedad del aire; como este aire pasa por las resistencias y sólo se calienta, entonces el aire solamente sufre un aumento de temperatura pero conservando su humedad anterior.

**Temperatura de bulbo húmedo del aire caliente a la entrada:** con la humedad conseguida en el paso anterior y la temperatura que se lee con el termómetro colocado después de las resistencias, se determina la temperatura de bulbo húmedo del aire caliente a la entrada, utilizando el diagrama psicrométrico.

**Flujo de sólido húmedo:** en vista de que la curva de calibración para la arena fue elaborada para un flujo con base al sólido seco, es necesario transformar ese flujo a sólido húmedo. Para ello, primeramente se debe leer en la figura 3.4 con una posición del reóstato, el flujo de sólido seco; luego aplicando la ecuación 2.4 se obtiene el flujo de sólido húmedo.

**Calor húmedo del gas a la entrada:** con ayuda de la ecuación 2.6 y la humedad del aire a la entrada se calcula el calor húmedo del gas a la entrada.

**Balance riguroso de energía:** este balance produce el calor total transferido al sólido desde la fase gaseosa; para cuantificarlo se hizo uso de la ecuación 2.18, previo cálculo del calor en las tres zonas de secado por medio de las ecuaciones 2.15 a 2.17.



**Calor total que puede transferir el gas al sólido:** para calcular el calor que puede transferir el gas es necesario suponer unas pérdidas de calor del secador, y luego aplicar la ecuación 2.36, ésto se hace para poder encontrar el calor total que puede transferir el gas.

**Flujo de gas que circula por el secador:** una vez encontrado el calor que puede transferir el gas, con la ayuda de la ecuación 2.37 se obtiene el flujo de gas que circula por el secador.

**Balance de masa referido al agua en el secador:** como no hay reacción química ni acumulación, el agua que entra es igual al agua que sale; por lo tanto del balance de agua se puede determinar la humedad del aire a la salida del secador.

**Media logarítmica de temperatura:** para determinar la temperatura media logarítmica es necesario conocer la temperatura de bulbo húmedo del gas a la entrada y a la salida del secador. Esto se logró con la humedad del aire y la temperatura ya conocidas, y luego entrando en el diagrama psicrométrico se lee su valor. Finalmente se aplica la ecuación 2.25.

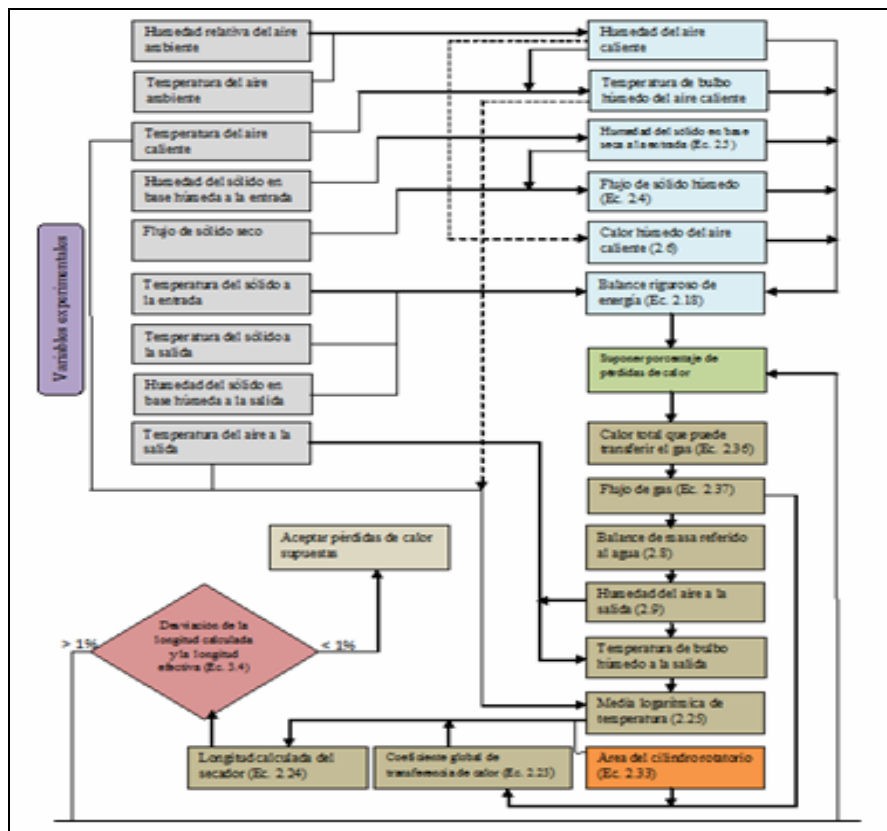
**Área del cilindro rotatorio:** se calcula utilizando la ecuación 2.33 tomando el diámetro del cilindro (tabla 3.6).

**Coefficiente global de transferencia de calor:** el coeficiente global de transferencia de calor se determina con las correlaciones dadas en las ecuaciones 2.22 y 2.23.

**Longitud calculada del secador:** se calcula utilizando la ecuación 2.24 y despejando el valor de la longitud del secador.

**Comprobar la longitud calculada:** mediante el cálculo de una desviación estándar se obtiene el porcentaje de desviación entre la longitud calculada y la longitud efectiva del secador rotatorio, encontrada en la tabla 3.6. Este porcentaje se utiliza como referencia para las pérdidas de calor supuestas en el paso VII; si esta desviación es mayor al 1% se debe ir nuevamente al paso VII y suponer otro porcentaje de pérdidas de calor, para repetir el procedimiento hasta que las pérdidas sean menor al 1%.

La metodología descrita anteriormente se puede aplicar a cualquier tipo de secador rotatorio, ya que no posee restricciones de acuerdo a las dimensiones de los equipos. La figura 3.2 muestra un esquema en forma de diagrama de bloques, que representa la metodología planteada para la determinación del porcentaje de pérdidas de calor al ambiente.



**Figura 3.2** Esquema de la metodología diseñada para la determinación de las pérdidas de calor.

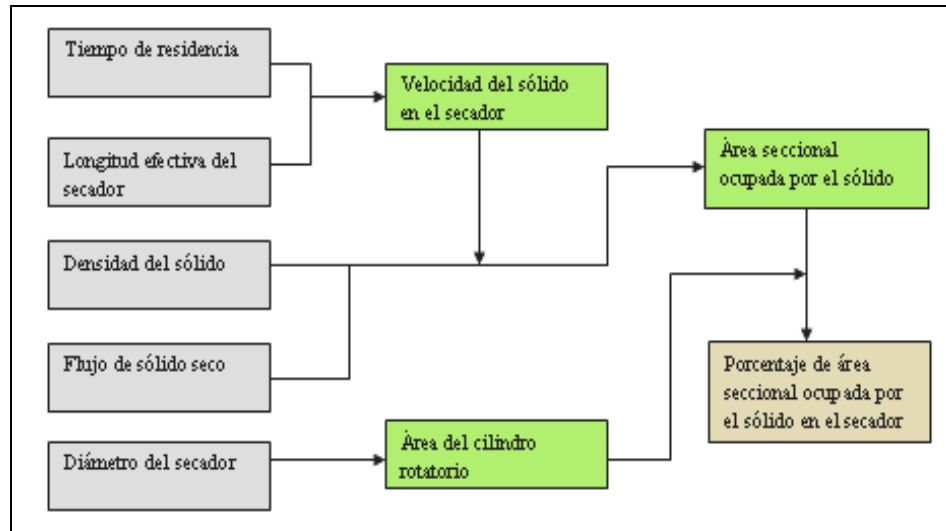
### **3.7 CÁLCULO DEL PORCENTAJE DE ÁREA SECCIONAL OCUPADA POR LOS SÓLIDOS EN FUNCIÓN DE LAS VARIABLES MANIPULADAS SIGUIENDO UNA SECUENCIA DE CÁLCULO**

Para determinar el porcentaje de área se aplica la siguiente secuencia de cálculo:

**Velocidad del sólido en el secador rotatorio:** la velocidad es el producto de dividir la distancia que recorre el sólido (longitud efectiva del secador, ver tabla 3.6) entre el tiempo de residencia, cuyos valores se muestran en las tablas 3.3 a 3.5 para cada corrida.

**Área seccional ocupada por el sólido:** se obtiene por medio de la ecuación 2.32, la cual requiere densidad, flujo y velocidad del sólido; la densidad del sólido se encuentra en la tabla 3.8, el flujo de sólido correspondiente a cada corrida se calcula a partir de la figura 3.4 para una determinada posición del reóstato y la velocidad del sólido es la calculada en la etapa anterior (etapa I).

**Porcentaje de área seccional ocupada por el sólido en el secador rotatorio:** resulta de dividir el área seccional ocupada por el sólido entre el área total real del secador (calculada en la etapa XI de la sección 3.6); El resultado es la fracción de área que ocupa el sólido dentro del cilindro; para llevarlo a porcentaje se debe multiplicar esta fracción por 100.



**Figura 3.3 Esquema de la metodología empleada para la determinación del área seccional ocupada por el sólido en el secador rotatorio durante el proceso de secado.**

### 3.8 EQUIPOS, MATERIALES Y SUSTANCIAS UTILIZADOS

Para desarrollar esta investigación se utilizaron los siguientes equipos, materiales y sustancias

#### 3.8.1 Equipos

- Secador rotatorio: marca Benco a escala piloto, con velocidad de aire de 75 ft/min a 350 ft/min y temperatura máxima de aire de entrada de 260°C.
- Balanza de humedad: marca Ohaus modelo MB200 rango +/- 0,1%.
- Tamizador: marca Denver con mallas marca Tyler de número de mesh 6 y 10.
- Higrómetro: marca Cole-Parmer modelo NB63039.
- Cautín.

#### 3.8.2 Materiales

- Espátula.
- Cinta métrica.
- Termómetro, capacidad 250°C rango +/- 1°C.

- Cronómetro.
- Linterna.
- Llaves de 7/16, y 3/8 de pulgada.
- Psicrómetro.
- Recipientes plásticos.
- Bolsas plásticas de almacenamiento hermético.
- Arandelas industriales.
- Cinta adhesiva negra (teipe negro).
- Cinta adhesiva beige (tirro).

### 3.8.3 Sustancias

- Arena fina de construcción.

### 3.9 TABLAS DE DATOS

**Tabla 3.1 Datos tomados de la balanza de humedad a una temperatura de 110°C.**

t (min)	%W	t (min)	%W	t (min)	%W
1	1,4	11	7,2	21	7,4
2	3,9	12	7,2	22	7,4
3	5,6	13	7,4	23	7,4
4	6,7	14	7,4	24	7,4

**Tabla 3.1 Datos tomados de la balanza de humedad a una temperatura de 110°C. (Continuación).**

t (min)	%W	t (min)	%W	t(min)	%W
5	7,2	15	7,4	25	7,4
6	7,2	16	7,4	26	7,4
7	7,2	17	7,4	27	7,4
8	7,2	18	7,4	28	7,4
9	7,2	19	7,4	29	7,4
10	7,2	20	7,4	30	7,4

**Tabla 3.2 Datos de las masas de arena recogidas en los diferentes tamices utilizados para el análisis granulométrico**

Muestra inicial	750 g
Tamices 6-10	82,37 g
Tamices 10-14	659,49 g
Tamices 14-18	8,14 g

**Tabla 3.3 Datos experimentales, tomados del secador rotatorio con una inclinación de 4,2840° y variando tres placas de orificio y las posiciones del reóstato.**

Co	Pl	Re	T <sub>ga</sub> (°C)	Y <sub>ra</sub> (%)	T <sub>g1</sub> (°C)	T <sub>g2</sub> (°C)	T <sub>S1</sub> (°C)	T <sub>S2</sub> (°C)	W <sub>1</sub> (%)	W <sub>2</sub> (%)	t (s)
1	1	4	31,02	72,65	152	98	29	57	7,4	0,3	43
2		6	30,50	69,02	152	94	29	59	7,4	0,3	40
3		8	30,52	67,79	152	92	29	55	7,4	0,3	40
4	2	4	29,38	71,17	115	81	29	57	7,4	0,3	31
5		6	30,76	69,04	115	80	29	57	7,4	0,3	32
6		8	31,05	73,26	115	80	29	57	7,4	0,3	29
7	3	4	31,19	70,05	101	75	29	53	7,4	0,3	27
8		6	32,38	65,45	101	75	29	53	7,4	0,3	26
9		8	31,91	79,15	101	76	29	54	7,4	0,3	25

**Tabla 3.4 Datos experimentales, tomados del secador rotatorio con una inclinación de 5,7120° y variando las placas de orificio y las posiciones del reóstato.**

Co	Pl	Re	T <sub>ga</sub> (°C)	Y <sub>ra</sub> (%)	T <sub>g1</sub> (°C)	T <sub>g2</sub> (°C)	T <sub>S1</sub> (°C)	T <sub>S2</sub> (°C)	W <sub>1</sub> (%)	W <sub>2</sub> (%)	t (s)
10	1	4	31,10	75,04	152	91	29	60	7,4	0,3	41
11		6	31,42	69,70	152	89	29	56	7,4	0,3	41
12		8	32,06	64,91	152	89	29	55	7,4	0,3	45
13	2	4	31,60	57,78	115	82	29	53	7,4	0,3	27
14		6	32,35	59,93	115	82	29	53	7,4	0,3	32
15		8	32,33	60,18	115	85	29	56	7,4	0,3	28
16	3	4	30,86	77,23	101	75	29	62	7,4	0,3	21
17		6	30,62	69,45	101	78	29	56	7,4	0,3	28
18		8	30,89	68,71	101	77	29	56	7,4	0,3	13

**Tabla 3.5 Datos experimentales, tomados del secador rotatorio con una inclinación de 4,9504° y variando las placas de orificio y las posiciones del reóstato.**

Co	Pl	Re	T <sub>ga</sub> (°C)	Y <sub>ra</sub> (%)	T <sub>g1</sub> (°C)	T <sub>g2</sub> (°C)	T <sub>S1</sub> (°C)	T <sub>S2</sub> (°C)	W <sub>1</sub> (%)	W <sub>2</sub> (%)	t (s)
19	1	4	30,94	66,46	152	98	29	66	7,4	0,3	33
20		6	31,40	63,56	152	98	29	64	7,4	0,3	40
21		8	31,72	67,31	152	108	29	71	7,4	0,3	37
22	2	4	31,94	59,00	115	89	29	66	7,4	0,3	25
23		6	34,16	53,39	115	87	29	60	7,4	0,3	20
24		8	32,24	59,93	115	82	29	58	7,4	0,3	25
25	3	4	30,62	70,00	101	71	29	53	7,4	0,3	16
26		6	30,76	72,46	101	71	29	51	7,4	0,3	24
27		8	31,43	71,40	101	75	29	52	7,4	0,3	19

Leyenda:

Co: número de la corrida experimental

Pl: Placa de orificio utilizada

Re: posición del reóstato (flujo de alimentación)

T<sub>ga</sub>: temperatura del aire ambiental

Y<sub>ra</sub>: humedad relativa del aire ambiental

T<sub>g1</sub>: temperatura del aire caliente a la entrada

T<sub>g2</sub>: temperatura del aire a la salida

T<sub>S1</sub>: temperatura del sólido a la entrada del secador

T<sub>S2</sub>: temperatura del sólido a la salida del secador

W<sub>1</sub>: humedad en base húmeda del sólido a la entrada del secador

W<sub>2</sub>: humedad en base húmeda del sólido a la salida del secador

t: tiempo de residencia experimental

**Tabla 3.6 Datos de diseño del secador rotatorio. [16]**

Características	Datos de diseño
Longitud efectiva del secador	0,4850 m
Temperatura máxima de entrada	200 °C
Máxima velocidad de rotación del cilindro	15 rpm
Número de elevadores	7
Diámetro del cilindro	0,1016 m
Velocidad de la arena	$6,77 \cdot 10^{-4}$ m/s

**Tabla 3.7 Diámetro de las placas de orificio utilizadas y temperaturas correspondientes.**

N° de placa	Diámetro (cm)	Temperatura (°C)
1	1,2	152
2	1,5	115
3	1,7	101

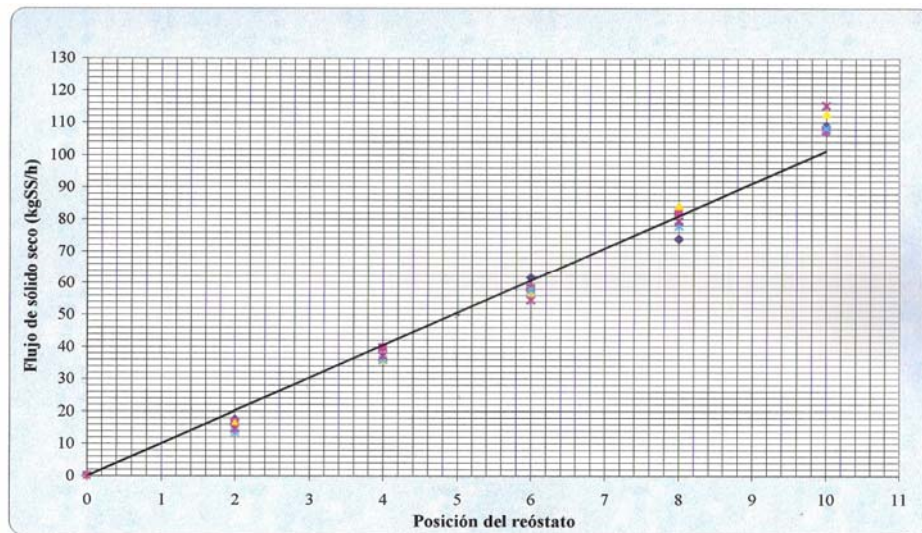
**Tabla 3.8 Propiedades físicas de los materiales utilizados.[4]**

Sustancia	Capacidad calorífica (cal/g °C)	Densidad (g/cm <sup>3</sup> )	Calor de vaporización (cal/g)
Agua	1	1	598
Arena	0,191	1,63	-----

**Tabla 3.9 flujo de sólido seco y sólido húmedo de acuerdo a la posición del reóstato utilizando la curva de calibración del alimentador.**

Posición del reóstato	Flujo de sólido seco (kgss/h)	Flujo de sólido húmedo (kgsh/h)
4	40	43,1965
6	62	66,9538
8	80	86,3920





**Figura 3.4** Curva de calibración del reóstato del alimentador para la arena.[1]

**Tabla 3.10** Altura, pendiente y ángulo de inclinación del secador rotatorio utilizados en el proyecto.

Altura (cm)	Pendiente que alcanza el secador (cm/cm)	Ángulo de inclinación que obtiene el secador
4,5	0,0750	4,2840
5,2	0,0866	4,9504
6	0,0999	5,7120

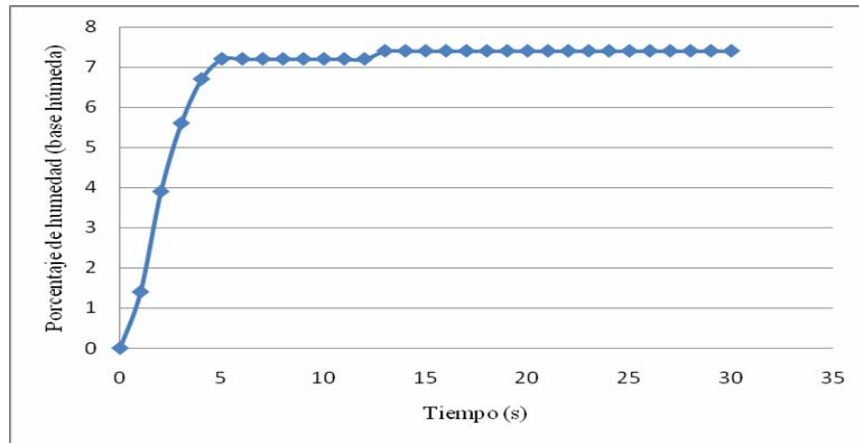
### 3.10 MUESTRA DE CÁLCULOS

#### 3.10.1 Cálculo de la humedad inicial de la arena

La humedad de la arena se determinó utilizando la balanza de humedad, para ello se graficaron los datos de la tabla 3.1. En la figura 3.5 se observa que la humedad inicial del sólido en base húmeda (W) es de 7,4% correspondiente al valor constante de la curva; luego esta humedad se transforma a base seca utilizando la ecuación 2.5:

$$X = \frac{0,074}{1 - 0,074} = 0,0799 \frac{\text{kg agua}}{\text{kg sólido seco}}$$

El mismo procedimiento se realizó para la humedad del sólido a la salida y los valores son reportados en la tabla 4.1



**Figura 3.5 Curva de calibración para la balanza de humedad**

### 3.10.2 Cálculo de la granulometría de la arena

En la tabla 3.2 se muestra la cantidad de arena recogida en los diferentes tamices utilizados, después del análisis de tamizado. Se puede observar que los tamices que acumularon mayor masa fueron los 10 y 14. Utilizando los valores de diámetro de estos tamices de la tabla 2.1 y aplicando la ecuación 2.38 se determinó el diámetro promedio de las partículas de arena de la siguiente forma:

$$D_p = \frac{(1,998 + 1,168)mm}{2} = 1,5837mm$$

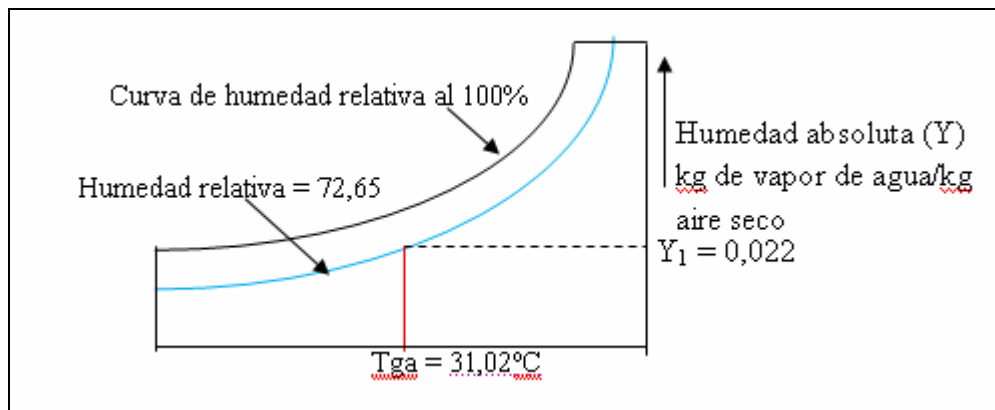
Igualmente se determinó el diámetro promedio para los tamices 6-10 y 14-18 reportando los valores en la tabla 4.2.

### 3.10.3 Metodología de cálculo para la determinación de las pérdidas de calor al ambiente

#### 3.10.3.1 Humedad del gas a la entrada

Para determinar la humedad del aire a la entrada del secador, es necesario conocer la humedad del aire en el ambiente. Esto se logra entrando al diagrama psicrométrico con

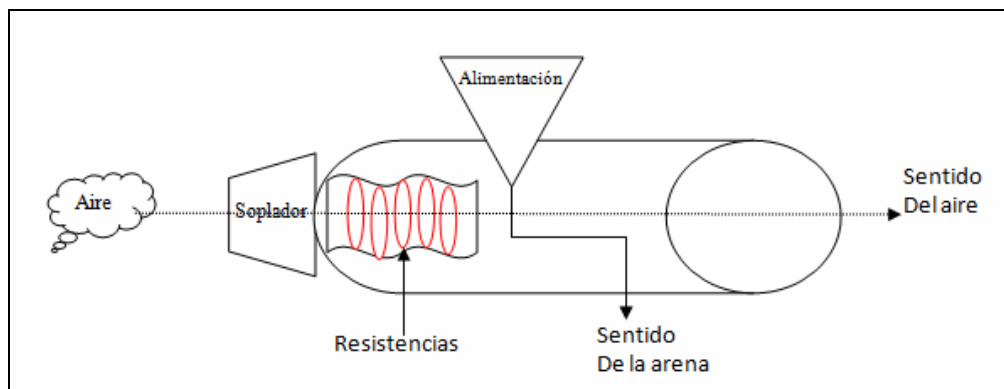
la temperatura del aire ambiente ( $T_{ga}$ ) y la humedad relativa ( $Y_{ra}$ ). Tomando de la primera corrida de la tabla 3.3,  $T_{ga}$  y  $Y_{ra}$ , se lee la humedad a la entrada del secador rotatorio ( $Y_1$ ) tal como se muestra en la figura 3.6.



**Figura 3.6 Esquema para hallar la humedad del aire a la entrada del secador.**

La humedad del aire ambiente es igual a la humedad del aire después de pasar por la resistencia, ya que sólo hay calentamiento, como se puede apreciar en el siguiente esquema:

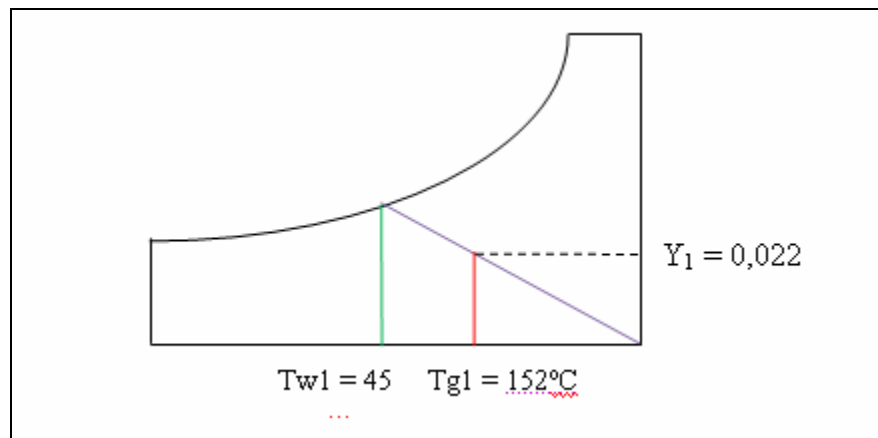
El procedimiento se repite para todos los datos de las tablas 3.3 a 3.5 y los resultados de humedad en la tabla A.1.



**Figura 3.7 Esquema del paso del aire a través del secador**

### 3.10.3.2 Temperatura de bulbo húmedo del gas a la entrada

Con la humedad del aire a la entrada ( $Y_1$ ) y su temperatura ( $T_{g1}$ ), después de atravesar las resistencias, se entra al diagrama psicrométrico y se lee la temperatura de bulbo húmedo ( $T_{w1}$ ). Tomando como referencia la temperatura de gas de entrada de la primera corrida de la tabla 3.3 y humedades de la tabla A.1, se tiene:



**Figura 3.8 Esquema para encontrar la temperatura de bulbo húmedo del gas a la entrada.**

El procedimiento se repite para todos los datos de las tablas 3.3, 3.4, 3.5; los valores de temperatura de bulbo húmedo se muestran en la tabla A.2.

### 3.10.3.3 Flujo de sólido húmedo

En la figura 3.4 se muestra la curva de calibración del reóstato del alimentador de flujo de sólido; esta curva está elaborada, con base al sólido seco. Para realizar la conversión a sólido húmedo se despeja el flujo de sólido húmedo ( $L's$ ) de la ecuación 2.4 y se obtiene la siguiente expresión:

$$L's = Ls \cdot (1 + X_1) \quad (\text{Ec. 3.1})$$

Donde:

$L's$ : flujo de sólido húmedo (kgsh/h)

$L_s$ : flujo de sólido seco (kgss/h)

$X$ : humedad del sólido en base seca a la entrada (kg agua/ kg ss)

Luego con la posición del reóstato en 4 y la figura 3.2 se lee el flujo de sólido seco; la humedad en base seca es la calculada en la sección 3.10.1. Sustituyendo en la ecuación 3.1 se tiene:

$$L's = 40 \frac{kgss}{h} \cdot (1 + 0,0799) \frac{kgsh}{kgss} = 43,1965 \frac{kgsh}{h}$$

El cálculo se repite para las demás posiciones del reóstato utilizadas, mostrándose los valores en la tabla 3.9.

#### 3.10.3.4 Calor húmedo del gas a la entrada

El calor húmedo del aire viene dado por la ecuación 2.6, Tomando los valores de humedad del aire a la entrada ( $Y_1$ ) de la tabla A.1 y sustituyendo en la ecuación 2.6 se tiene:

$$C_s = 0,24 + 0,45(0,022) = 0,2499 \frac{kcal}{kgas \text{ } ^\circ C}$$

Transformando el valor a kJ/kg °C, resulta  $C_s = 1,0456$  kJ/kg °C. El valor es reportado en la tabla A.1.

#### 3.10.3.5 Balance riguroso de energía

El balance riguroso de energía permite conocer el calor total transferido por el aire al sólido. Para realizar este balance es necesario conocer la entalpía del agua líquida a la temperatura del sólido ( $T_{s1}$ ) y la entalpía del vapor de agua a la temperatura del gas a la salida ( $T_{g2}$ ); ambas se obtienen en las tablas de vapor de agua B.1 y B.2 y se muestran en la tabla A.1.

Tomando de la tabla 3.9 a una posición del reóstato en 4 el flujo de sólido húmedo, la humedad calculada en la sección 3.10.1, el calor específico de la tabla 3.8

y las temperaturas del sólido a la entrada y a la salida de la tabla 3.3, se sustituyen estos valores en la ecuación 2.15 y se tiene para la primera corrida que el calor en la zona I:

$$q_I = 43,1965 \frac{\text{kgsh}}{\text{h}} \cdot \frac{1 \text{ kgss}}{1 + 0,0799 \text{ kgsh}} \cdot 0,191 \frac{\text{kcal}}{\text{kgss } ^\circ\text{C}} \cdot (57 - 29)^\circ\text{C} = 213,9224 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$$

Luego con la ecuación 2.15 para la zona II se tiene:

$$q_{II} = 43,1965 \frac{\text{kgsh}}{\text{h}} \cdot \frac{0,0799 - 0,003 \text{ kgagua}}{1 + 0,0799 \text{ kgsh}} \cdot \frac{(639,62 - 29,0655) \text{kcal}}{\text{kgagua}}$$

$$q_{II} = 1878,0874 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$$

Y con la ecuación 2.16 se tiene para la zona III:

$$q_{III} = 43,1965 \frac{\text{kgsh}}{\text{h}} \cdot \frac{0,003 \text{ kgagua}}{1 + 0,0799 \text{ kgsh}} \cdot 1 \frac{\text{kcal}}{\text{kgagua } ^\circ\text{C}} \cdot (57 - 29)^\circ\text{C} = 3,3600 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$$

Sustituyendo  $q_I$ ,  $q_{II}$  y  $q_{III}$  en la ecuación 2.18:

$$q_t = (213,9224 + 1878,0874 + 3,3600) \frac{\text{kcal}}{\text{h}} = 2095,3698 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$$

Transformando el valor a kJ/s, resulta  $q_t = 2,4353$  kJ/s; los cálculos se repiten para todas las corridas experimentales y sus resultados se muestran en la tabla A.1.

### 3.10.3.6 Calor total que puede transferir el gas al sólido

Este es el calor que recibe el gas cuando se calienta, pero toda esta energía no es transferida al sólido ya que una parte se disipa a los alrededores. De la ecuación 2.36 se despeja el calor total que puede transferir el gas ( $Q_g$ ) obteniéndose la siguiente expresión:

$$Qg = \frac{qt}{\left(1 - \frac{\%p\u00e9rdidas}{100}\right)} \quad (\text{Ec. 3.2})$$

Las p\u00e9rdidas de calor deben ser supuestas y luego corroboradas, comparando la desviaci\u00f3n de la longitud calculada del secador con la longitud efectiva, por lo que se tiene un procedimiento iterativo; despejando el calor que puede transferir el gas, suponiendo un 4% de p\u00e9rdidas y con el valor de calor transferido al s\u00f3lido calculado anteriormente se tiene:

$$Qg = \frac{2,4354 \frac{kJ}{s}}{\left(1 - \frac{4}{100}\right)} = 2,5368 \frac{kJ}{s}$$

El c\u00e1lculo se repite para todas las corridas realizadas y para el valor supuesto de p\u00e9rdidas de calor. Los resultados se muestran en la tabla A.2.

### 3.10.3.7 Flujo de gas que circula por el secador

El flujo de gas (Gs) se obtiene despej\u00e1ndolo de la ecuaci\u00f3n 2.37, sustituyendo el Qg calculado en el paso anterior, el calor h\u00famedo de la tabla A.1 y las temperaturas de entrada y salida del aire de la primera corrida de la tabla 3.3 se tiene:

$$Gs = \frac{Qg}{Cs \cdot \Delta t} = \frac{2,5369 \frac{kJ}{s}}{1,0456 \frac{kJ}{kgas \cdot ^\circ C} \cdot (152 - 98)^\circ C} = 0,0449 \frac{kgas}{s}$$

Transformando el valor a kgah/h se tiene un flujo de gas de 161,7520 kgah/h. Repitiendo el c\u00e1lculo para las diferentes corridas experimentales se obtiene el flujo de gas que circula por el secador y los valores son mostrados en la tabla A.2.

### 3.10.3.8 Balance de masa referido al agua en el secador

El balance de masa referido al agua en el secador viene dado por la ecuación 2.10, despejando la humedad del gas a la salida ( $Y_2$ ) de la siguiente manera:

$$Y_2 = \frac{L_s(X_1 - X_2)}{G_s} + Y_1 \quad (\text{Ec. 3.3})$$

Sustituyendo los valores de humedad del gas a la entrada y flujo de gas de la primera corrida de la tabla A.1, las humedades del sólido a la entrada y a la salida de la tabla 4.1 para la primera corrida y el flujo de sólido seco correspondiente a la posición 4 del reóstato tomado de la tabla 3.9, se tiene:

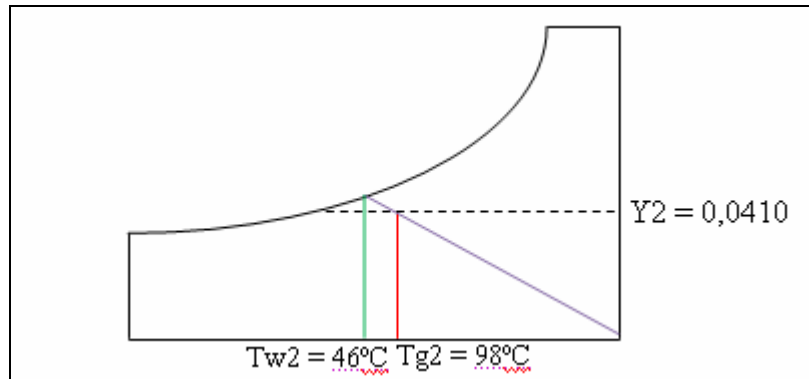
$$Y_2 = \frac{40(0,0799 - 0,003)}{161,7520} + 0,022 = 0,0410$$

Se debe repetir el cálculo para todas las corridas experimentales; los valores de humedad se muestran en la tabla A.2

### 3.10.3.9 Media logarítmica de temperatura

Para calcular la media logarítmica de temperatura es necesario conocer la temperatura de bulbo húmedo del aire a la salida; para ello con la temperatura del aire a la salida ( $T_{g2}$ ) y su humedad ( $Y_2$ ), se entra al diagrama psicométrico y se lee la temperatura de bulbo húmedo del aire a la salida ( $T_{w2}$ ). Tomando como referencia los datos de temperatura del aire a la salida de la tabla 3.3 y la humedad del gas de la tabla A.2 para la primera corrida, se obtiene un  $T_{w2}$  igual 46°C. Este procedimiento se aprecia en el siguiente esquema:





**Figura 3.9 Esquema para determinar la temperatura de bulbo húmedo del aire a la salida ( $T_{w2}$ )**

Para las demás corridas, las temperaturas de bulbo húmedo se muestran en la tabla A.2.

Luego, la media logarítmica de temperatura se obtiene por la ecuación 2.25. Sustituyendo los valores de temperatura de bulbo seco a la entrada y a la salida de la primera corrida de la tabla 3.3, la temperatura de bulbo húmedo a la entrada de la tabla A.2 y la temperatura de bulbo húmedo a la salida de la tabla A.2 para la primera corrida se tiene:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(98 - 46) - (152 - 45)}{\ln\left(\frac{98 - 46}{152 - 45}\right)} = 76,2211^{\circ}\text{C}$$

### 3.10.3.10 Velocidad másica del flujo de gas

La velocidad másica ( $G's$ ) se expresa como el flujo másico por unidad de área por donde circula el gas y ésta es el área total del cilindro ( $A_t$ ). Tomando el diámetro del cilindro de la tabla 3.7 y sustituyendo en la ecuación 2.33 se tiene:

$$A_t = \pi \frac{(0,1016 \text{ m})^2}{4} = 0,0081 \text{ m}^2$$

y luego dividirse entre este valor para obtener el flujo de gas por metro cuadrado ( $G's$ ) que circula por el secador. Para ello, tomando el  $G_s$  de la tabla A.2 de la primera corrida y con el área total del cilindro, se realiza el siguiente cálculo:

$$G's = \frac{161,7520 \frac{kgas}{h}}{0,0081} = 5,5471 \frac{kgas}{h m^2}$$

El flujo másico antes calculado debe estar en base húmeda ya que las ecuaciones del coeficiente de global de transferencia de calor esta dimensionado de esa forma, para ello se le suma al flujo másico el contenido de agua inicial del aire, de la siguiente manera:

$$G's = 5,5471 \cdot (1 + 0,022) = 5,6691 \frac{kgah}{h m^2}$$

El mismo cálculo se efectuó para todos los flujos másicos teniéndose los resultados en las tablas A.2.

### 3.10.3.11 Coeficiente global de transferencia de calor

En este tipo de secadores se tienen dos correlaciones para el cálculo del coeficiente, una generalizada y otra más particular tomando en cuenta el número de elevadores, la ecuación 2.22 y 2.23 son, respectivamente, esas correlaciones. Tomando el diámetro del secador y el número de elevadores de la tabla 3.6 y el flujo de gas de la tabla A.2 para la primera corrida, con la ecuación 2.22 se tiene:

$$Ua_2 = \frac{20(7-1)}{0,1016} \cdot 5,6691^{0,67} = 3776,9566 \frac{W}{m^3 K}$$

Y para la ecuación 2.23:

$$Ua_1 = \frac{240}{0,1016} \cdot 5,6691^{0,67} = 7553,9132 \frac{W}{m^3 K}$$

Repetiendo el cálculo para todos los flujos de aire de las diferentes corridas se obtienen los valores de coeficiente global de transferencia de calor. Dichos valores se encuentran en la tabla A.2.

### 3.10.3.12 Longitud calculada del secador rotatorio

Despejando de la ecuación 2.24 la longitud y sustituyendo los valores de calor transferido al sólido de la primera corrida de la tabla A.1, con el valor de área calculado en la sección 3.10.3.10, la media logarítmica de la tabla A.2, para la primera correlación de coeficiente global, se tiene:

$$L1 = \frac{\frac{2,4354kj}{s}}{7553,9132 \frac{W}{m^3 K} * 0,0081m^2 * 76,2211K} * 1000 = 0,5223m$$

Y para la segunda correlación:

$$L2 = \frac{\frac{2,4354kj}{s}}{3776,9566 \frac{W}{m^3 K} * 0,0081m^2 * 76,2211K} * 1000 = 1,0444m$$

De igual forma se realiza el cálculo para las demás corridas mostrando las longitudes calculadas en la tabla A.2.

En esta metodología se utiliza como parámetro de verificación para el porcentaje de pérdidas asumido, la desviación que tenga la longitud calculada con respecto a la longitud real del secador, la cual viene dada por la siguiente expresión:

$$\% \text{ desviación} = \frac{L - L_{\text{real}}}{L} \cdot 100 \quad (\text{Ec. 3.4})$$

Donde:

L: longitud calculada (m)

L<sub>real</sub>: longitud real del secador (m)

Luego como la longitud real del secador es 0,485m, tomada de la tabla 3.6, y tomando la longitud de la tabla A.2 de la primera corrida para la primera correlación de coeficiente global se tiene:

$$\% \text{ desviación}_1 = \frac{0,5223 - 0,485}{0,5223} \cdot 100 = 7,11\%$$

Y para la segunda correlación:

$$\% \text{ desviación}_2 = \frac{1,0444 - 0,485}{1,0444} \cdot 100 = 53,56\%$$

Se repiten los cálculos para todas las corridas y los porcentajes de desviación se muestra en la tabla A.2.

Como el porcentaje de desviación para las dos correlaciones no es menor al 1%, se debe repetir el procedimiento suponiendo un nuevo valor de porcentaje de pérdidas de calor en la sección 3.10.3.6, y seguir la secuencia de cálculos hasta que la desviación tenga un valor menor del antes mencionado.

Los resultados desde la sección 3.10.3.6 provienen con la suposición de un 4% de pérdidas de calor. En la tabla A.3 se muestran los valores calculados desde la sección 3.10.3.6, correspondiente al porcentaje de pérdidas con desviación menor al 1%.

### **3.10.4 Metodología de cálculo para la determinación del área seccional ocupada por el sólido**

#### **3.10.4.1 Velocidad del sólido en el secador rotatorio**

La velocidad está definida por distancia entre el tiempo; para el secador rotatorio, la distancia es la longitud efectiva del secador, mostrada en la tabla 3.6, y dividida entre el tiempo de residencia, tomando de la tabla 3.3, se tiene:

$$V = \frac{0,485 \text{ m}}{43 \text{ s}} = 0,0113 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

De igual forma se calcula para todos los tiempos de residencia encontrados en las tablas 3.3, 3.4 y 3.5 reportando los resultados en la tabla A.4.

#### **3.10.4.2 Área seccional ocupada por el sólido**

Con ayuda de la tabla 3.9 se obtiene el flujo de sólido seco correspondiente a la posición del reóstato en 4 (por ser la primera corrida), la densidad de la tabla 3.8 y la velocidad del sólido calculada anteriormente, Sustituyendo estos valores en la ecuación 2.32 se tiene:

$$A_s = \frac{\frac{0,0111 \text{ kg}}{s}}{\frac{1630 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,0113 \text{ m}}{s}} = 0,0006 \text{ m}^2$$

El mismo cálculo se realiza para todas las corridas reportando los valores en la tabla A.4.

### 3.10.4.3 Porcentaje de área seccional ocupada por el sólido

El porcentaje de área seccional se obtiene por la ecuación 2.34. Tomando como referencia los valores de área seccional de la primera corrida de la tabla A.4 y el área total  $0,0081 \text{ m}^2$ , calculada en la sección 3.10.3.10, se tiene:

$$\%A_s = \frac{0,0006 \text{ m}^2}{0,0081 \text{ m}^2} \cdot 100 = 7,41\%$$

El cálculo se repite para todos los valores de área seccional de la tabla A.5, mostrándose los resultados en la tabla A.5.

## **CAPITULO IV**

### **DISCUSIÓN DE RESULTADOS, CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES**

#### **4.1 IDENTIFICACIÓN DE LAS FALLAS EN EL FUNCIONAMIENTO DEL SECADOR ROTATORIO PARA SU POSTERIOR PUESTA EN MARCHA**

Inicialmente se intentó poner en marcha el equipo de secado; al hacerlo se observó que el motor del alimentador no respondió. Al destapar el panel que controla al motor del alimentador se pudo ver que no había cables desconectados y que además se encontraban en buen estado; tampoco había ninguna pieza fuera de lugar ni nada estaba dañado. Sin embargo, la bobina responsable del control de la velocidad del motor tenía el alambre de cobre roto y parte de la bobina presentaba un color oscuro, diferente al del resto de la misma, dando a pensar que se pudo haber quemado; por lo tanto se atribuyó a ésta la posible causa del no funcionamiento del alimentador. En consecuencia el panel del equipo fue desconectado y se recurrió a especialistas en electricidad.

Se contactó a un técnico especializado que procedió a levantar un esquema del circuito en papel, para hacer un análisis de las cargas de voltaje en diferentes puntos del circuito, concluyéndose que la falla principal estaba en las conexiones de los terminales de la bobina, ya que estaba trabajando con su menor capacidad de voltaje por lo que se sobre cargaba y producía la falla. Aunado a esto la bobina presentaba un sector defectuoso, el cual no podía ser utilizado. Luego se realizó el correcto ensamblaje del circuito del panel y la conexión apropiada de este a la corriente continua, y finalmente se establecieron dos restricciones: no colocar el reóstato en las primeras tres posiciones (1, 2, y 3) del reóstato, ya que éstas correspondían al sector defectuoso de la bobina; y además no tocar el interruptor que regula las velocidades alta y baja del motor del alimentador, ya que se colocó en forma directa porque el interruptor se encontraba averiado. Una vez solventadas todas las fallas eléctricas del

equipo, se observó que cuando se utilizaron las placas de orificio de menor diámetro, la temperatura del aire después de atravesar las resistencias llegaba a valores sobre los 200°C, la cual es la temperatura máxima que permite el secador (tabla 3.6). Ya que el controlador de la temperatura de las resistencias se encontraba averiado, se aprovechó el efecto de que una placa de orificio de mayor diámetro conlleva a una menor temperatura del aire después de atravesar las resistencias; por lo tanto se adquirieron dos placas de orificio de mayor diámetro a la que ya se tenía, para lograr tres temperaturas inferiores a 200°C.

Luego de lo expuesto anteriormente se logró completar la puesta en marcha del equipo.

#### **4.2 ESPECIFICACIÓN DE LA HUMEDAD, GRANULOMETRÍA, DENSIDAD Y EL CALOR ESPECÍFICO DEL SÓLIDO A SECAR**

Al graficar el contenido de humedad de los sólidos con el transcurrir del tiempo se observó un incremento de esta, hasta alcanzar un valor constante (figura 3.5). Este punto indicaba la humedad inicial que tenía la arena. También se observa que para un tiempo de 13 minutos se podía alcanzar la humedad esperada. Conociendo que 13 minutos eran suficientes, para que a una temperatura de 110°C en la balanza de humedad, se determinará el contenido de humedad de los sólidos, se utilizó este mismo procedimiento, a la misma temperatura, para estimar la humedad de los sólidos a la salida del secador (3 minutos para 0,3%; ver tabla 4.1).

Los valores de humedad de los sólidos se mantuvieron constantes a la entrada para todas las corridas experimentales, ya que la arena fue almacenada en un recipiente hermético y en un compartimiento fresco. Por su parte la humedad de la arena a la salida del secador se mantuvo constante en todos los experimentos a pesar de los cambios en la inclinación, flujo de sólidos y temperatura en el gas a la entrada, ya que por lo general la arena, para humedades iniciales menores al 20%, seca aproximadamente hasta 0% [4].



**Tabla 4.1 Humedad del sólido a la entrada y a la salida del secador, expresada en base húmeda y en base seca**

Humidad	Entrada	Salida
Base húmeda (%)	7,4	0,3
Base seca (kg agua/ kgss)	0,0799	0,003

Con respecto a la granulometría, se pudo observar mediante el análisis por tamizado que la mayor cantidad de arena retenida se encontraba entre los tamices 10 y 14 (tabla 3.2). El diámetro promedio de partículas obtenido (1,5837 mm) con las aberturas de malla de estos dos tamices, coincide con el diámetro promedio más apropiado para el proceso de secado recomendado en el trabajo de Dorta [3]. El material retenido en los tamices 14-18 fue descartado para evitar el efecto de arrastre del sólido por la corriente de aire dentro del secador, ya que las partículas eran muy finas; además de que las cantidades retenidas en estos tamices (14-18), así como en los tamices 6-10, fueron considerablemente bajas con respecto a la cantidad retenida de los tamices 10 y 14; por lo que fue innecesario analizar los índices de retenido y rechazado dentro del proceso de tamizado.

**Tabla 4.2 Diámetro promedio de partícula para los tamices utilizados**

Número de tamices	Diámetro promedio (mm)
6-10	2,4890
10-14	1,5837
14-18	1,0913

Los valores de densidad ( $1,73\text{g/cm}^3$ ) y el calor específico ( $0,191\text{ cal/g }^\circ\text{C}$ ) empleados fueron tomados de las tablas B.3 y B.4 [4].

### **4.3 REALIZACIÓN DE CORRIDAS EXPERIMENTALES A PARTIR DE CONDICIONES REPORTADA EN TRABAJOS ANTERIORES**

Debido a que en el trabajo de Dorta [3] se establecieron los parámetros de control más adecuados para el secador rotatorio, se tomaron como primeras condiciones de operación las recomendadas por él en su trabajo, con el fin de fijar un punto de partida para la realización de las corridas experimentales. Esto se llevó a cabo para evitar suponer condiciones operacionales sin criterio alguno, y tener bases que sirvieran de guía para realizar las modificaciones necesarias para recolectar los datos requeridos y así ejecutar el proyecto.

### **4.4 REALIZACIÓN DE MODIFICACIONES EN LA INCLINACIÓN DEL SECADOR, FLUJO DE ALIMENTACIÓN Y TEMPERATURA DE ENTRADA DEL AIRE**

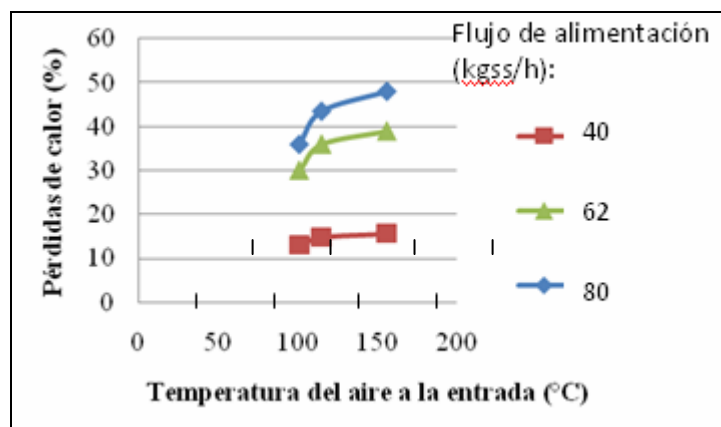
#### **4.4.1 Pérdidas de calor en función a la temperatura del gas a la entrada**

En las tablas 3.3 a 3.5 se observa que el sólido mantuvo una humedad constante de 0,3% a la salida del secador. Lo que indica que para todas las corridas, los sólidos requirieron la misma cantidad de calor para secarse. En las figuras 4.1 y 4.3 se observa claramente que a medida que aumenta la temperatura del aire a la entrada, crecen las pérdidas de calor al ambiente (entre 15 y 52%), debido a que a mayor temperatura este aire recibe más energía en forma de calor, por lo tanto éste tendrá más capacidad para transferirlo; como la arena empleada siempre requiere una cantidad de calor similar para que se efectúe el secado, el resto del calor se pierde al ambiente. No obstante para la menor inclinación (4,28°) las pérdidas de calor aumentaron significativamente a temperaturas de aire inferiores a 115°C, mientras que para la mayor inclinación (5,71°), el calor perdido decreció hasta esta misma temperatura, pero tuvo una sostenida tendencia a elevarse a condiciones de

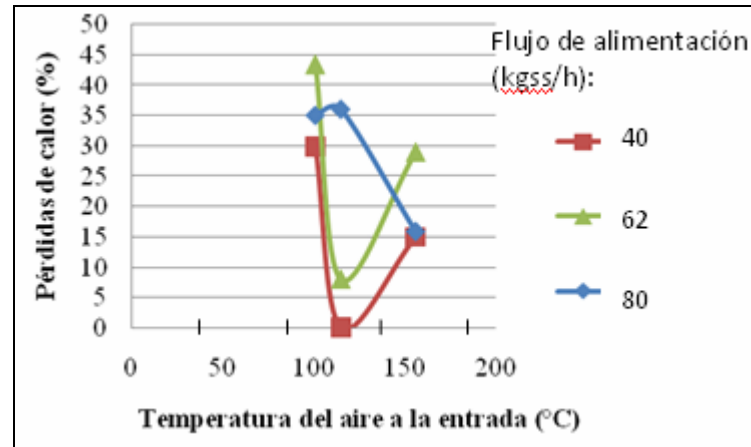
temperaturas superiores del aire, aún a pesar del valor del flujo de alimentación de sólidos.

Por otro lado, para una inclinación de  $4,28^\circ$  (figura 4.1), el incremento de las pérdidas con respecto al aumento de la temperatura del aire a la entrada fue leve para un flujo de alimentación de sólidos de 40 kgss/h, con pérdidas aproximadamente de 15% para cualquier temperatura, hecho que se justifica porque este flujo y la inclinación de  $4,28^\circ$  corresponden a las mejores condiciones de operación del secador en estudio [3].

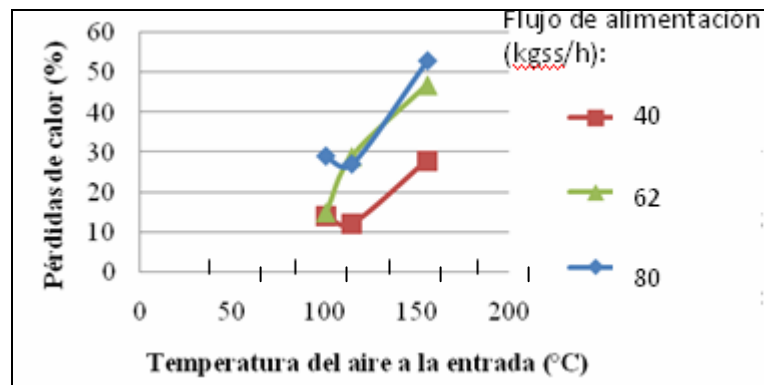
Por su parte, en la figura 4.2 para  $4,95^\circ$  no se observa una tendencia de incremento de las pérdidas para todas las temperaturas, sino a aquellas mayores a  $115^\circ\text{C}$  y flujos de alimentación de sólidos de 40 y 62 kgss/h, excepto a 80 kgss/h; ello indica que a esta inclinación no es recomendable estudiar el efecto de las pérdidas de calor, y que se debe realizar la operación de secado a esta inclinación con flujos de sólidos comprendidos entre 40 y 62 kgss/h, para temperaturas menores a  $115^\circ\text{C}$ .



**Figura 4.1** Pérdidas de calor al ambiente en función a la temperatura del aire de entrada con una inclinación  $4,2840^\circ$  y a diferentes flujos de alimentación.



**Figura 4.2** Pérdidas de calor al ambiente en función a la temperatura del aire de entrada con una inclinación  $4,9504^\circ$  y a diferentes flujos de alimentación.

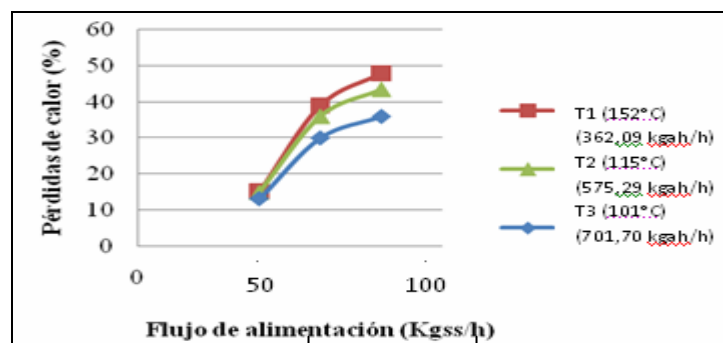


**Figura 4.3** Pérdidas de calor al ambiente en función a la temperatura del aire de entrada con una inclinación  $5,7120^\circ$  y a diferentes flujos de alimentación.

En síntesis, con el aumento de la temperatura del aire alimentado, crecen las pérdidas de calor al ambiente, y para la menor inclinación ( $4,28^\circ$ ) estas pérdidas aumentaron significativamente a temperaturas de aire inferiores a  $115^\circ\text{C}$ ; aunque para la mayor inclinación ( $5,71^\circ$ ), se perdió menos calor en este mismo intervalo de temperatura (excepto a  $62\text{kgss/h}$ ), pero se elevó de manera sostenida a mayores niveles de ésta, independientemente del flujo de alimentación de sólidos.

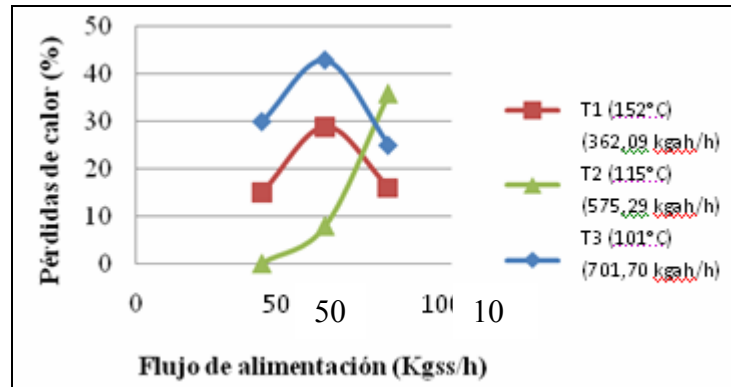
#### 4.4.2 Pérdidas de calor en función del flujo de alimentación de sólidos

En la figura 4.4 se observa que las pérdidas de calor aumentan con el incremento del flujo de sólidos; esto podría atribuirse a que dentro del cilindro, al aumentar el material sólido el área por donde pasa el gas se reduce; en consecuencia, la velocidad de éste dentro del secador se hace mayor, porque el soplador sigue impulsando el mismo flujo de aire. Luego al disminuir el área por donde circula éste, se incrementa su caída de presión provocando un aumento en la velocidad lineal, por ende, se hace mayor el calor que este puede transferir. Ya que para los sólidos siempre se requirió una cantidad idéntica de calor para el secado, el exceso de calor era disipado al ambiente. Aunado a este fenómeno, durante la realización de las experiencias se detectó la presencia de arena en las adyacencias del cilindro rotatorio, evidenciando que había fuga de materiales desde el cilindro, y con un aumento de la velocidad del aire, hay más fuga de estos al ambiente, favoreciendo las pérdidas de calor. Adicionalmente existe un punto de convergencia para las tres curvas, donde las pérdidas de calor son iguales, indicándose que para un flujo de sólidos de 40 kgss/h y una inclinación de  $4,28^\circ$ , ni la temperatura del gas a la entrada, ni el flujo de aire tiene efecto sobre el calor disipado al ambiente, y para las diferentes temperaturas, las variaciones de las pérdidas de calor para un mismo flujo de alimentación de sólidos, se incrementan en un 10%.



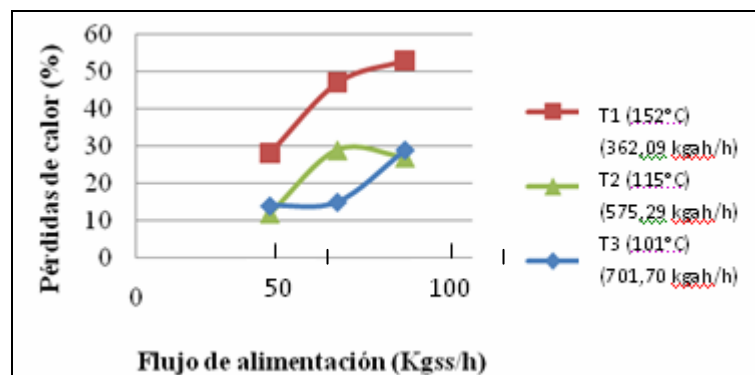
**Figura 4.4 Pérdidas de calor en función al flujo de alimentación, con una inclinación de  $4,2840^\circ$  y a diferentes temperaturas del aire a la entrada del secador.**

Para una inclinación de  $4,95^\circ$  (figura 4.7) se observa un punto máximo de pérdidas de calor (a 62 kgss/h) en las curvas correspondientes a las temperaturas de  $101^\circ\text{C}$  y  $152^\circ\text{C}$ . Estos resultados son consistentes con los efectos de dos mecanismos de transferencia de calor (convección forzada y conducción), involucrados en la eliminación de la humedad de los sólidos. Inicialmente para un determinado flujo de aire, el incremento del flujo de sólidos circulantes en el secador, determina una proporción dada de sólidos respecto al flujo de aire y establece la predominancia de la convección forzada, favorecida a su vez por la enorme área superficial de las partículas de arena por unidad de volumen en la mezcla bifásica. En esta condición, la pérdida de la humedad necesaria para secar el material se logra rápidamente, y el resto de la energía transferida, al no ser requerida para evaporar más agua, se pierde con el aire de salida. Entonces, con el incremento adicional del flujo de sólidos, comienza a ser notoria la influencia de la conducción calórica por la mayor masa de arena húmeda, que progresivamente ofrecen más resistencia térmica conductiva ante la necesidad de evaporar el agua líquida contenida en esta arena, lo cual contrarresta el calentamiento convectivo hasta un punto máximo donde se igualan los efectos contrapuestos de ambos mecanismos de transferencia de calor y masa. Más allá de este punto máximo, la abrumadora presencia de partículas de arena respecto al gas secante y la mayor cantidad de sólidos que queda entre los elevadores en el fondo del cilindro, sugiere el predominio de la conducción calórica disminuyendo gradualmente las pérdidas de calor al ambiente, pues la convección forzada parece resultar insuficiente para superar la predominancia del mecanismo de conducción. No obstante, el punto máximo antes descrito no se observa para la isoterma de  $115^\circ\text{C}$ , pero exhibe de igual forma un punto de inflexión que corresponde al flujo de 62 kgss/h, el cual señala que para flujos menores al antes mencionado, las pérdidas de calor aumentan a menor rapidez que para flujos superiores a 62 kgss/h. Ésta isoterma parte de una condición adiabática dudosa, ya que son conocidas las deficiencias en el revestimiento del equipo y la fuga de materia desde el mismo.



**Figura 4.5 Pérdidas de calor en función al flujo de alimentación, con una inclinación de  $4,9504^\circ$  y a diferentes temperaturas del aire a la entrada del secador.**

Por otra parte, el aumento de la inclinación a  $5,71^\circ$  (figura 4.6) ocasionó que las curvas dadas por cada temperatura, retomaran el comportamiento incremental de las pérdidas al aumentar el flujo de sólidos, descrito en la figura 4.4. Para una temperatura de  $115^\circ\text{C}$  se produce el aumento antes señalado hasta un flujo de alimentación de arena de  $62\text{ kgss/h}$ , y para flujos mayores a este disminuyeron dichas pérdidas por el cambio de relación entre los mecanismo de transferencia calor; y con una temperatura de  $101^\circ\text{C}$  se observó que las pérdidas se mantienen constantes en  $14\%$ , aumentando estas hasta  $30\%$  para flujos superiores a  $62\text{ kgss/h}$ .



**Figura 4.6 Pérdidas de calor en función al flujo de alimentación, con una inclinación de  $5,7120^\circ$  y a diferentes temperaturas del aire a la entrada del secador.**

En resumen, las pérdidas de calor generalmente aumentaron con el incremento del flujo de sólidos; además para un flujo de alimentación de 40 kgss/h y una inclinación de  $4,28^\circ$  se produjeron pérdidas de calor constantes independientes de los valores de temperatura del aire a la entrada y flujo del mismo. El punto máximo en las curvas para una inclinación de  $4,95^\circ$  representó el nivel del flujo de arena límite entre el aparente predominio de uno u otro mecanismo de transferencia de calor (conducción y convección).

#### **4.4.3 Pérdidas de calor en función de la inclinación del secador**

En la figura 4.7 se observa que para una temperatura de  $152^\circ\text{C}$ , las pérdidas de calor permanecen constantes hasta una inclinación de  $4,95^\circ$ , y a partir de ésta ascienden súbitamente desde un 15% hasta un 28%. Esto pudiera deberse a que a partir de la inclinación mencionada, la componente horizontal del peso de los sólidos dentro del cilindro aumenta significativamente el desplazamiento lineal de la arena, ocasionando que ésta abandone rápidamente al secador, y en consecuencia crezcan las pérdidas de calor. Para una temperatura de  $101^\circ\text{C}$ , este aumento se aprecia desde la inclinación inicial debido a que a esta temperatura, el flujo de aire es mayor, arrastrando las partículas de arena y produciendo el efecto antes descrito; sin embargo, para la inclinación de  $4,95^\circ$  se tiene un punto de declive, en el marco de una parábola con concavidad simétrica en todo el intervalo del ángulo de inclinación. Ahora, a la temperatura de  $115^\circ\text{C}$ , las pérdidas de calor comienzan a disminuir hasta un ángulo de  $4,95^\circ$ , ya que a mayor inclinación del secador, la arena atraviesa el cilindro más rápidamente; por lo tanto los elevadores tienen menor posibilidad de distribuirla, formándose en consecuencia, una cortina de sólidos de menor tamaño, conllevando a una mayor área disponible para el paso del aire; como el soplador del secador rotatorio descarga la misma cantidad de aire para una misma placa de orificio, la velocidad de éste gas tiende a decrecer, así como también su capacidad para transferir calor. Luego a partir de esta inclinación, con la ayuda de este mismo flujo de aire, el



tiempo de residencia de los sólidos disminuye, y también el tiempo de contacto entre gas y los sólidos, disipándose más calor al ambiente. Adicionalmente para una inclinación de  $4,28^\circ$ , todas las pérdidas de calor son idénticas independientemente de las diferentes temperaturas de aire empleadas, lo cual forma parte de la tendencia lineal observada previamente en las pérdidas de calor de la curva correspondiente al mismo flujo de sólidos en la figura 4.1.

Cuando el flujo de arena aumenta a 62 kgss/h, generalmente se conservaron las tendencias antes descritas para cada curva de la figura 4.7, pero con un efecto más pronunciado, desapareciendo la invariabilidad de las pérdidas de calor entre  $4,28^\circ$  y  $4,95^\circ$  (figura 4.7) para  $152^\circ\text{C}$ ; y exhibiendo ahora un descenso de dichas pérdidas atribuible a un mayor efecto de la conducción térmica al aumentar la cantidad de sólidos dentro del secador.

Por su parte en la figura 4.9, para temperaturas de  $115^\circ\text{C}$  y  $101^\circ\text{C}$ , un aumento de la inclinación del secador provoca una disminución en las pérdidas de energía, debido a una mayor cantidad de sólidos acumulados en el fondo del secador por efecto gravitacional, los cuales demandan más calor para secarse; y por lo tanto el aire disipa menos energía al ambiente. Así mismo a  $152^\circ\text{C}$ , ocurrió un descenso de las pérdidas caloríficas al ambiente hasta una inclinación de  $4,95^\circ$ , debido a la acumulación de arena dentro del cilindro. Pero a inclinaciones mayores dichas pérdidas de calor aumentaron significativamente desde un 15% hasta un 52%, pues a partir de este ángulo la arena circula más rápidamente, y por tener el aire la temperatura más elevada (menor flujo de aire), se pierde más calor al ambiente.

Generalizando, las pérdidas de calor al ambiente son susceptibles a los cambios de inclinación, y a su vez, a la relación flujo de sólidos a flujo de gas; donde los altos flujos de sólidos deben ser procesados a temperatura bajas y altos flujos de aire.

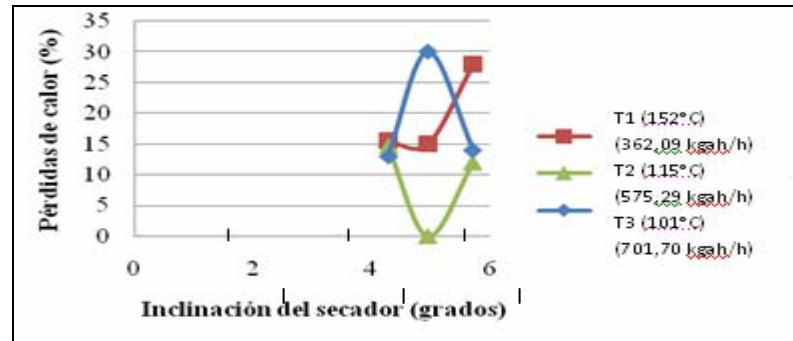


Figura 4.7 Pérdidas de calor en función a la inclinación del secador, para un flujo de alimentación de 40 kgss/h y a diferentes temperaturas del aire a la entrada del secador.

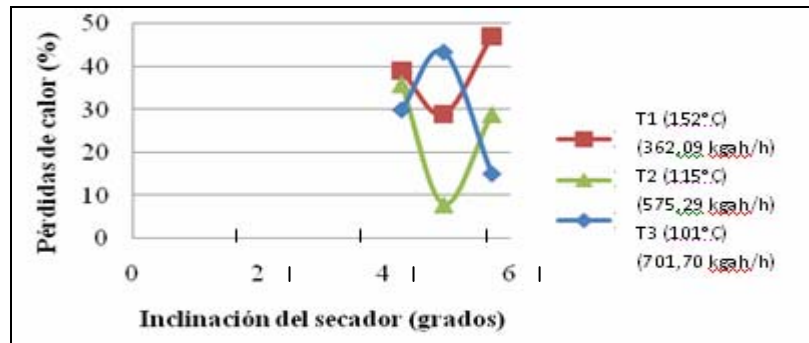


Figura 4.8 Pérdidas de calor en función a la inclinación del secador, para un flujo de alimentación de 62 kgss/h y a diferentes temperaturas del aire a la entrada del secador.

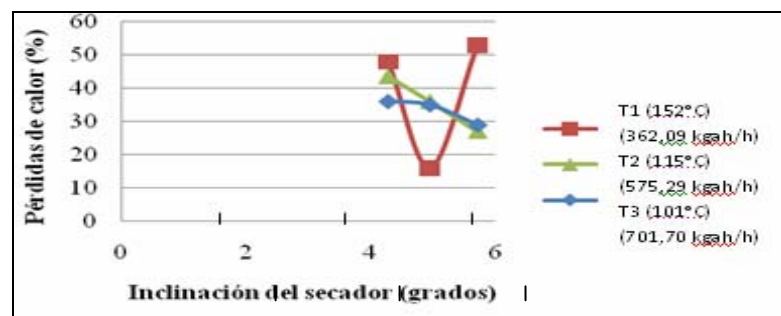
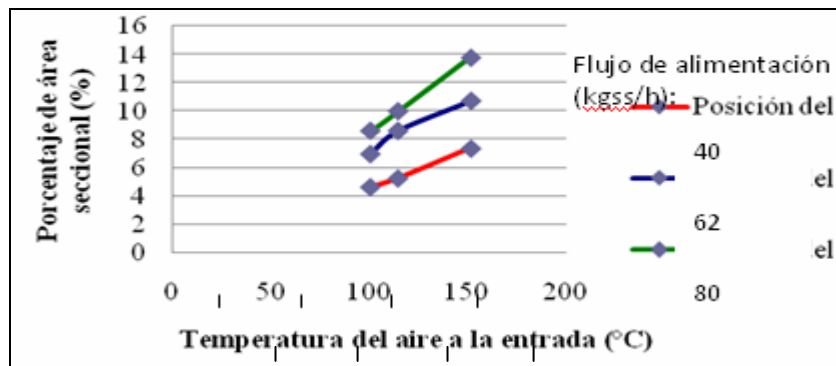


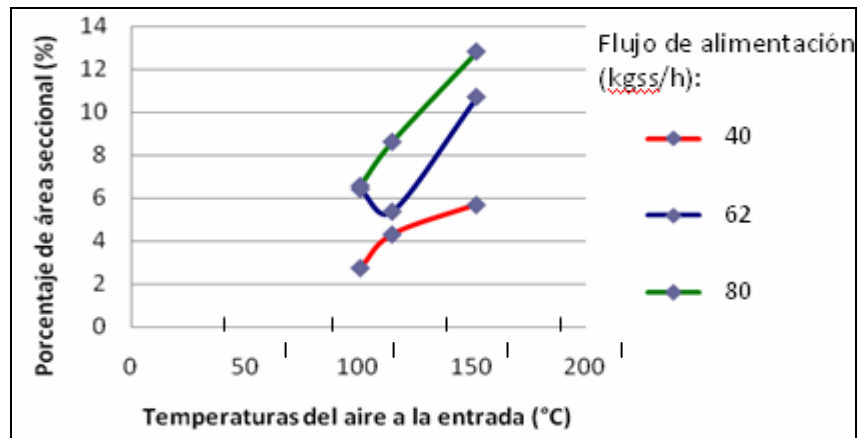
Figura 4.9 Pérdidas de calor en función a la inclinación del secador, para un flujo de alimentación de 80 kgss/h y a diferentes temperaturas del aire a la entrada del secador.

#### 4.4.4 Área seccional en función de la temperatura del gas a la entrada

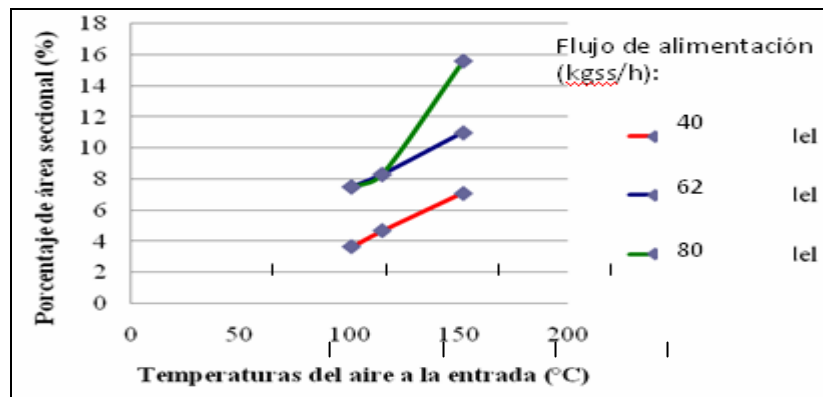
Según las figuras 4.10 a 4.12, se observa que el área seccional transversal ocupada por los sólidos dentro del cilindro rotatorio, aumenta con el incremento de la temperatura del aire caliente a la entrada del secador. Ello se explica porque a mayor temperatura del aire el secado se realiza con mayor rapidez, por lo tanto las partículas de arena que descienden de los elevadores están más sueltas, formándose cortinas más notorias y mejor distribuidas, que ocupan mayor área en la sección transversal del cilindro. A excepción de la inclinación de  $4,95^\circ$  (figura 4.11), que para un flujo de 62 kgss/h presentó un descenso del porcentaje de área en el intervalo de  $101^\circ\text{C}$  a  $115^\circ\text{C}$ , lo cual puede sugerir el efecto de la relación flujo de sólido a flujo de gas asociado a estas temperaturas.



**Figura 4.10** Porcentaje del área seccional en función de la temperatura del aire a la entrada con una inclinación de  $4,28^\circ$  y a diferentes flujos de alimentación.



**Figura 4.11** Porcentaje del área seccional en función de la temperatura del aire a la entrada con una inclinación de  $4,95^\circ$  y a diferentes flujos de alimentación.



**Figura 4.12** Porcentaje del área seccional en función de la temperatura del aire a la entrada con una inclinación de  $5,71^\circ$  y a diferentes flujos de alimentación.

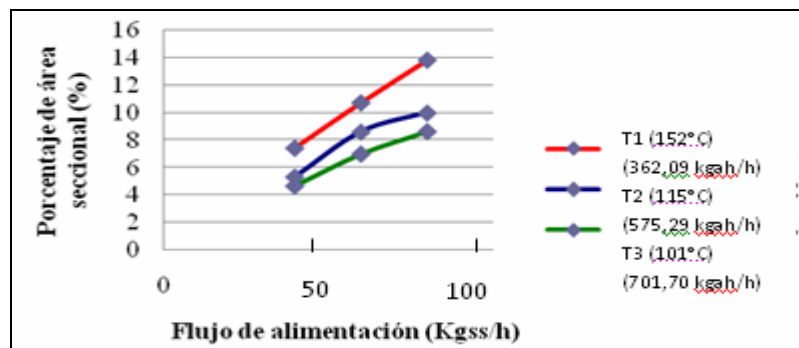
#### 4.4.5 Área seccional en función del flujo de alimentación de sólidos

Para una inclinación de  $4,28^\circ$  (figura 4.13) se observa que para todos los flujos y temperaturas del aire, el porcentaje de área seccional aumenta con el flujo de alimentación de sólidos, ya que un mayor flujo de estos implica su mayor presencia dentro del cilindro, provocando un ascenso del porcentaje de área seccional.

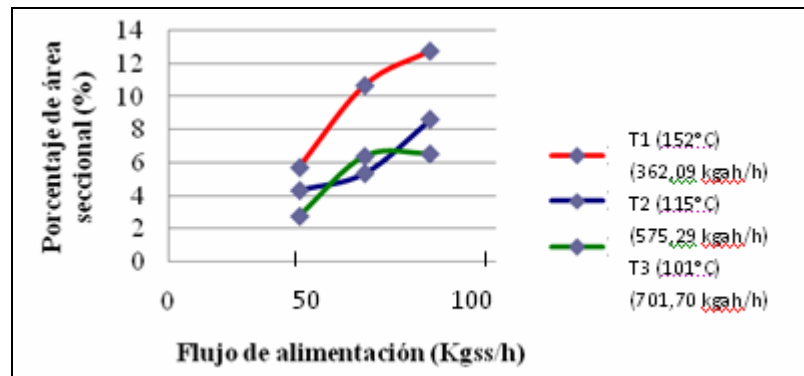
Por su parte para la inclinación de  $4,95$ , la fracción de área ocupada por la arena aumentó significativamente para la temperatura de  $152^\circ\text{C}$ , hasta un flujo de sólidos

de 62 kgss/h (figura 4.14); debido a que para flujos inferiores a este el secado de la arena se efectuó más rápido por la alta temperatura, y se formaron cortinas de sólidos mejor distribuidas. Más allá de éste nivel de flujo el incremento del área seccional fue menor, ya que para flujos de sólidos mayores el flujo de gas comienza a ser insuficiente para retirar la humedad de esa cantidad de sólidos, por consecuencia decae la velocidad de secado, provocando una acumulación de arena en los elevadores y disminuyendo el tamaño de la cortina. Este efecto fue evidente para una temperatura de 115°C, y a partir de 62 kgss/h el porcentaje de área aumentó a mayor razón; y para una temperatura de 101°C resultó que para flujos superiores el área seccional se mantuvo constante.

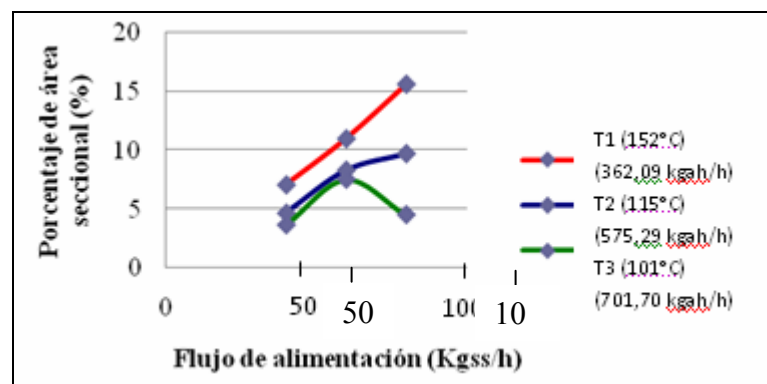
A una inclinación de 5,71° (figura 4.15), el porcentaje de área aumenta para todas las temperaturas, hasta un flujo de 62 kgss/h. Para valores superiores a este, un incremento de la temperatura del aire a la entrada causó un descenso en el área ocupada por el sólido dentro del cilindro. Por tener una gran cantidad de arena dentro del cilindro, y una baja temperatura de aire, la remoción del agua contenida en los sólidos es más lenta, lo que propició la aglomeración de las partículas de arena y así una menor distribución de las cortinas de sólidos al caer, causando el decrecimiento de la fracción de área que ocupan los granos.



**Figura 4.13** Porcentaje del área seccional en función al flujo de alimentación, para una inclinación de 4,28° y a diferentes temperaturas del aire a la entrada del secador.



**Figura 4.14** Porcentaje del área seccional en función a al flujo de alimentación, para una inclinación de 4,95° y a diferentes temperaturas del aire a la entrada del secador.



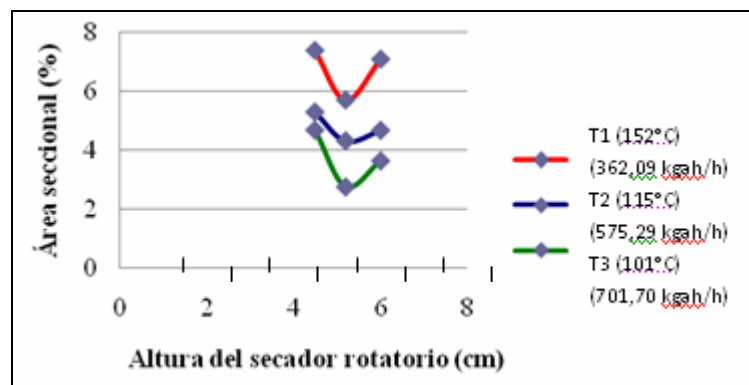
**Figura 4.15** Porcentaje del área seccional en función al flujo de alimentación, para una inclinación de 5,71° y a diferentes temperaturas del aire a la entrada del secador.

En síntesis, el porcentaje de área seccional ocupada por los sólidos aumenta, cuando se incrementa el flujo de alimentación de éstos; mientras que más allá de 62 kgss/h al crecer la inclinación del secador, disminuye el área seccional con un descenso de la temperatura (aumento del flujo de gas secante).

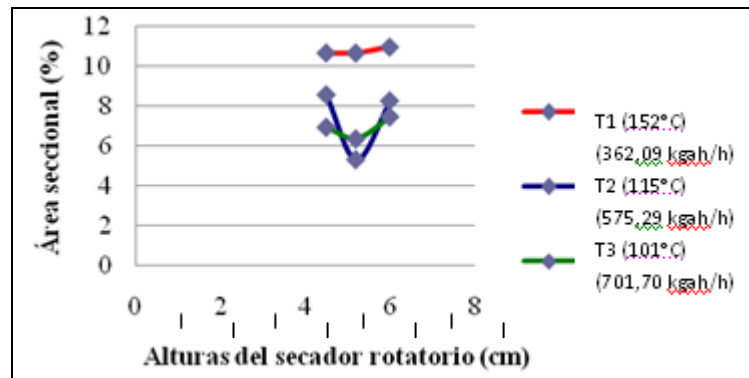
#### 4.4.6 Área seccional en función de la inclinación del cilindro rotatorio

La tendencia esperada a la variación del área seccional con respecto a un aumento de la inclinación es a disminuir. Esto puede explicarse si se toma una inclinación de cero

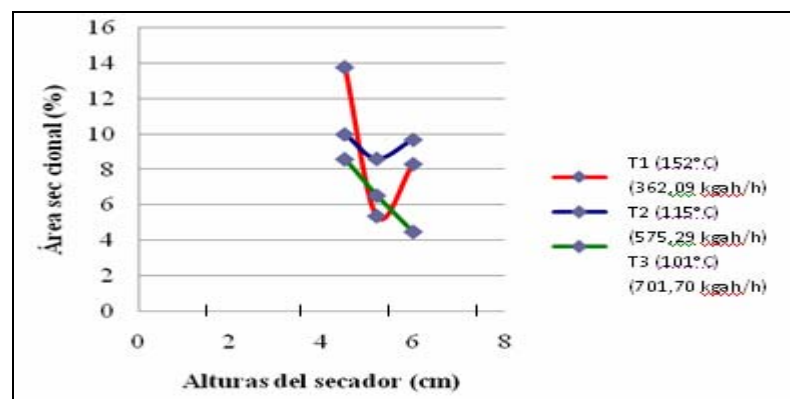
grados comparándola con una inclinación de  $90^\circ$ , ya que con inclinación de  $0^\circ$  se logra la mayor área seccional, mientras que con una inclinación de  $90^\circ$  el flujo de sólidos atravesaría el cilindro siguiendo una trayectoria vertical, que visto desde uno de los visores, se podría apreciar como un punto dentro de una circunferencia. En las figuras 4.16 a 4.18 se observa la tendencia de disminución del área, cuando aumenta la inclinación hasta  $4,95^\circ$ , donde se presenta un punto de inflexión con tendencia a aumentar el porcentaje de área ocupada por los sólidos. Sin embargo, es importante destacar que los porcentajes de ocupación de área seccional para inclinaciones mayores a  $4,95^\circ$ , continuaron siendo menores a los valores correspondientes de  $4,28^\circ$ , lo que sugiere que el secador rotatorio debe ser operado hasta una inclinación máxima de  $4,95^\circ$ .



**Figura 4.16** Porcentaje del área seccional en función de la altura que origina la inclinación del secador, para un flujo de alimentación de 40 kgss/h y a diferentes temperaturas del aire a la entrada del secador.



**Figura 4.17** Porcentaje del área seccional en función de la altura que origina la inclinación del secador, para un flujo de alimentación de 62 kgss/h y a diferentes temperaturas del aire a la entrada del secador.



**Figura 4.18** Porcentaje del área seccional en función de la altura que origina la inclinación del secador, para un flujo de alimentación de 80 kgss/h y a diferentes temperaturas del aire a la entrada del secador.

Con base al comportamiento de todas las figuras de la sección 4.1.4 se puede afirmar que para un flujo de alimentación de sólidos de 40 kgss/h, una inclinación de 4,28° y la temperatura de 152°C se determinaron las condiciones de operación para el secador rotatorio que mejor reproducen el efecto de las variables estudiadas en este trabajo (flujo de alimentación, temperatura del aire caliente a la entrada e inclinación del secador) sobre las pérdidas de calor y el porcentaje de área seccional ocupada por los sólidos.



#### **4.5 SELECCIÓN DE LA CORRELACIÓN PARA EL CÁLCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL VOLUMÉTRICO DE TRANSFERENCIA DE CALOR QUE MEJOR SE AJUSTE AL FUNCIONAMIENTO DEL SECADOR**

La correlación que mejor se ajustó para calcular el coeficiente global volumétrico de transferencia de calor, resultó la que no depende del número de elevadores (ecuación 2.23), debido a que utilizando esta correlación se encontraron porcentajes de desviaciones menores, lo que conduce a menos pérdidas de calor en el secador rotatorio, ya que en su mayoría, las pérdidas de calor calculadas con la otra correlación (ecuación 2.22) no superaron el 60%, tal como se muestra en la tabla 4.3, y como se sabe, ningún secador rotatorio opera con pérdidas de calor tan elevadas. A pesar de que la correlación expresada en la ecuación 2.22 es especial para secadores rotatorios por tomar en cuenta el número de elevadores, esta ecuación es usada para secadores donde la separación entre las aspas es de 0,6 a 2 m [4], lo cual no es el caso del secador rotatorio estudiado. En efecto, con el diámetro del cilindro (0,1016m), se sabe que el perímetro del mismo es de 0,32 m, lo que para siete (7) elevadores significa una separación de 0,046 m. Es por ello que dicha correlación resulta inapropiada ya que depende del número de elevadores y carece de otro parámetro dentro de la ecuación que aumente el efecto de la geometría de los elevadores. Además la correlación para el cálculo del coeficiente volumétrico global expresada en la ecuación 2.23 ha sido propuesta para ser utilizada cuando no se dispongan de datos experimentales [7].

**Tabla 4.3 Resultados de las pérdidas de calor y porcentajes de desviación, según cada correlación empleada para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor.**

Ua <sub>1</sub>		Ua <sub>2</sub>			Ua <sub>1</sub>		Ua <sub>2</sub>		
Co	Per (%)	Des (%)	Per (%)	Des (%)	Co	Per (%)	Des (%)	Per (%)	Des (%)
1	15,50	0,30	70,00	0,23	15	27,00	0,67	74,00	0,81
2	39,00	0,56	78,25	0,78	16	14,00	0,59	69,50	0,45
3	48,00	0,06	81,50	0,13	17	15,00	0,49	70,00	0,03
4	14,75	0,92	70,00	0,27	18	29,00	0,86	75,00	0,25
5	36,00	0,37	77,25	0,28	19	15,00	0,11	69,50	0,75
6	43,50	0,43	80,00	0,16	20	29,00	0,66	75,00	0,04
7	13,00	0,28	69,00	0,45	21	16,00	0,17	70,00	0,50
8	30,00	0,16	75,00	0,45	22	0,00	-17,55	56,00	0,87
9	36,00	0,09	77,00	0,83	23	8,00	0,65	67,50	0,63
10	28,00	0,72	74,50	0,49	24	36,00	0,56	77,00	0,82
11	47,00	0,01	81,00	0,59	25	30,00	0,61	75,00	0,94
12	53,00	0,25	83,25	0,43	26	43,50	0,78	80,00	0,21
13	12,00	0,56	68,75	0,51	27	35,00	0,99	77,00	0,71
14	29,00	0,64	75,00	0,02					

#### **4.6 DETERMINACIÓN DE LAS PÉRDIDAS DE CALOR EL AMBIENTE EN FUNCIÓN A LAS VARIABLES MODIFICADAS SIGUIENDO UNA SECUENCIA DE CÁLCULO**

La metodología de cálculo utilizada en el presente trabajo (figura 3.2), resultó aceptable para la determinación de las pérdidas de calor en un secador rotatorio, debido a que el comportamiento de estas en función de la inclinación del secador, el flujo de alimentación de sólidos y la temperatura del aire caliente a la entrada, (figuras de la sección 4.1.4), se ajustó a la tendencia esperada de las pérdidas de calor al manipular las variables antes mencionadas, además la metodología planteada no

mostró ningún tipo de restricciones, por lo que podría ser confiable aplicarla a cualquier secador rotatorio, bien sea a escalas industrial o piloto.

Como se explicó al final de la sección 4.1.4, las condiciones que reflejan una mejor tendencia de las curvas de las figuras de dicha sección son: con un flujo de alimentación de 40 kgss/h (posición del reóstato en 4), una inclinación de  $4,28^\circ$  y una temperatura del aire caliente a la entrada de  $152^\circ\text{C}$ , y que coinciden con las mejores condiciones de operación recomendadas por Dorta [3], entonces se puede proponer 15,50% de pérdidas como el valor más confiable de las mismas asociado a este equipo; magnitud que fue obtenida aplicando la metodología de cálculo para la determinación de las pérdidas de calor desarrollada en este proyecto (tabla 4.3).

#### **4.7 DETERMINACIÓN DEL PORCENTAJE DEL ÁREA SECCIONAL OCUPADA POR LOS SÓLIDOS EN FUNCIÓN DE LAS VARIABLES MENIPULADAS SIGUIENDO UNA SECUENCIA DE CÁLCULO**

La secuencia de cálculo ilustrada en la figura 3.3 resultó aceptable para la determinación del porcentaje de área seccional ocupada por los sólidos en un secador rotatorio, ya que el efecto que describen las figuras de la sección 4.1.4 coincide con el esperado teóricamente. El cálculo del área ocupada por los sólidos se hizo sin tomar en cuenta los espacios vacíos entre los granos de arena; es decir, considerando todo el conglomerado de arena como un solo bloque, es por ello que se utilizó la densidad tabulada con el respaldo de un ejercicio propuesto por la bibliografía [12].

Tomando en cuenta las condiciones seleccionadas en la sección anterior, se obtuvo un área seccional ocupada por los sólidos de 7,40%; el cual se considera representativo para las mejores condiciones de funcionamiento del secador. Si se compara con los secadores industriales cuyo diámetro está comprendido entre 1 m y 3 m, y la velocidad promedio de los sólidos entre 0,02 m/s y 0,06 m/s, para valores de área seccional ocupada por el sólido de 10% y 15%, se tiene que para el secador rotatorio cuyo diámetro es de 0,1016 m (10,16 cm), una velocidad del sólido de 0,011

m/s (correspondiente a la condición seleccionada), se considera aceptable el valor de 7,40% del área seccional (tabla 4.4).

**Tabla 4.4 Resultados de las áreas seccionales ocupadas por el sólido elegidas a partir de la menor desviación.**

Corrida	Área seccional (%)	Desviación estándar (%)	Corrida	Área seccional (%)	Desviación estándar (%)
1	7,40	0,83	15	9,70	0,18
2	10,70	0,54	16	3,64	0,11
3	13,80	0,59	17	7,50	0,41
4	5,30	1,49	18	4,50	0,25
5	8,60	0,08	19	5,70	0,46
6	10,00	0,64	20	10,70	0,54
7	4,68	0,11	21	12,80	0,31
8	6,98	0,18	22	4,32	0,42
9	8,60	0,88	23	5,35	0,54
10	7,10	0,20	24	8,60	0,88
11	11,0	0,25	25	2,76	0,59
12	15,6	0,11	26	6,40	0,86
13	4,68	0,11	27	6,55	0,67
14	8,30	0,35			

#### 4.8 CONCLUSIONES

1. Las fallas presentadas en el equipo fueron un mal ensamblaje en la bobina del panel que controla el motor del alimentador y en el interruptor que controla la dirección del rotor.
2. La humedad inicial de la arena fue 7,4% base húmeda la cual se secó hasta una humedad de 0,3% base húmeda, independientemente de las combinaciones de las variables modificadas de los intervalos correspondientes.

3. Mediante un análisis de tamizado se obtuvo una granulometría de la arena de 1,5837mm de diámetro promedio y para tamices de malla 10-14.
4. A medida que aumenta la temperatura del aire caliente y el flujo de sólidos alimentado al secador, crecen las pérdidas de calor al ambiente.
5. Para inclinaciones del secador inferiores  $4,95^\circ$ , las pérdidas de calor disminuyen para temperaturas de aire caliente menores a  $115^\circ\text{C}$ .
6. Para un flujo de alimentación de 40 kgss/h y una inclinación de  $4,28^\circ$  se produjeron pérdidas de calor constantes independientes de los valores de temperatura del aire a la entrada y flujo del mismo.
7. El punto máximo en las curvas para una inclinación de  $4,95^\circ$  representó el nivel del flujo de arena límite entre el aparente predominio de la convección o de la conducción como mecanismo de transferencia de calor.
8. Las pérdidas de calor al ambiente son susceptibles a los cambios de inclinación, y a su vez, a la relación flujo de sólidos a flujo de gas; donde los altos flujos de sólidos deben ser procesados a temperatura bajas y altos flujos de aire.
9. El porcentaje del área seccional se incrementa cuando la temperatura del aire y el flujo de sólidos aumenta, hasta 62 kgss/h donde a partir de éste.
10. El porcentaje del área seccional ocupada por los sólidos disminuye para inclinaciones del secador menores a  $4,95^\circ$ , siendo ésta la máxima inclinación para operar el secador.
11. La correlación para el cálculo del coeficiente global volumétrico de transferencia de calor, que mejor se ajustó al funcionamiento del secador fue la independiente del número de elevadores del cilindro rotatorio.

12. Las metodologías de cálculo para la determinación de las pérdidas de calor al ambiente y del porcentaje del área seccional ocupada por el sólido, resultaron aceptables y se pueden aplicar a cualquier secador rotatorio.
13. Las mejores condiciones de funcionamiento resultaron para una posición del reóstato de 4, inclinación del secador de  $4,28^\circ$  y temperatura del aire caliente de  $152^\circ\text{C}$ .
14. Las pérdidas de calor y el porcentaje de área ocupada por el sólido, a las mejores condiciones fueron de 15,50% y 7,40%, respectivamente

#### **4.9 RECOMENDACIONES**

1. Sustituir el interruptor de cambio de velocidad del motor del alimentador hasta que éste no sea sustituido por uno nuevo.
2. Reemplazar la bobina del panel de control, para así poder utilizar las posiciones 1, 2 y 3 del reóstato.
3. Reparar la perilla que controla la resistencia eléctrica.
4. Adaptar un controlador de temperatura que permita establecer de una forma más exacta la temperatura del gas a la entrada.
5. Limpiar el cilindro rotatorio después de cada corrida.
6. Desmontar la tolva de alimentación cada tres corridas para evitar acumulación de sólidos a la entrada.
7. Colocar a la salida de los sólidos, un recipiente con niveles de volumen para comparar el flujo de sólido a la entrada y a la salida.
8. No dejar de utilizar el secador por largos períodos de tiempo y realizarle un mantenimiento preventivo.

9. Trabajar con un rango de altura de gato hidráulico comprendida entre 4,5 y 5,5cm.

## BIBLIOGRAFÍA

- [1] H. Villar, **“Estudio de las variables que influyen en la operación del secado de sólidos utilizando un secador rotatorio”**, Trabajo de grado, Departamento de Ingeniería Química, UDO Anzoátegui (2001)
- [2] J. Marcano, **“Análisis de sensibilidad y metodología de cálculo aplicado al secador rotatorio del laboratorio de operaciones unitarias”**, Trabajo de grado, Departamento de Ingeniería Química, UDO Anzoátegui (2003)
- [3] A. Dorta, **“Parámetros de control más adecuados en el proceso de secado de sólidos granulares, utilizando un secador rotatorio a escala piloto”**, Trabajo de Grado, Departamento de Ingeniería Química, UDO, Anzoátegui (2005)
- [4] R. Perry, **“Manual del Ingeniero Químico”**, Sexta edición, Tomo V, Editorial McGraw-Hill, México (1995)
- [5] G. Nonhebel y A. Moss, **“Drying of Solids in The Chemical Industry”**, Primera Edición, Editorial Butterworth & Co., Londres (1971)
- [6] J. Coulson y J. Richardson, **“Ingeniería Química, Operaciones Básicas”**, Tercera Edición, Editorial Reverte Tomo II, España (1981).
- [7] R. Treybal, **“Operaciones de Transferencia de Masa”**, Segunda Edición, Editorial McGraw-Hill, México (1999)
- [8] W. McCabe y J. Smith, **“Operaciones Unitarias en Ingeniería Química”**, Cuarta Edición, Editorial McGraw-Hill, España (1999)
- [9] E. Henley y E. Rosen, **“Cálculo de Balances de Materia y Energía”**, Primera Edición, Editorial Reverté, España (1973)
- [10] D. Himmelblau, **“Principios y Cálculos Básicos de la Ingeniería”**, Segunda Edición, Editorial Continental, México (1970).
- [11] J. Ocon y A. Vian, **“Elementos de Ingeniería Química”**, Segunda Edición, Editorial Aguilar, Madrid (1957)



- [12] G. Ulrich, **“Procesos de Ingeniería Química”**, Primera Edición, Editorial McGraw-Hill, México (1992)
- [13] S. Friedman y W. Marshall, **“Studies in rotary drying, part II-heat and mass transfer, Chemical Engineering Progress”**, vol. 45, no. 9, pp. 573-588. Primera Edición, Editorial Nemours & Co. USA (1949)
- [14] C. Geankoplis, **“Procesos de Transporte y Operaciones Unitarias”**, Editorial Continental, S.A, México (1998)
- [15] J. Ocon y G. Tojo, **“Problemas de la Ingeniería Química”**, Primera Edición, Tomo II, Editorial Aguilar, Madrid (1978)
- [16] Manual del secador Benco **“Especificaciones del Secador Rotatorio”**
- [17] Y. Cengel, **“Termodinámica”**, Segunda Edición, Editorial McGraw-Hill, México (1980)

## METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO

TÍTULO	<b>“Metodología de cálculo para cuantificación de las pérdidas de calor y del porcentaje de área seccional ocupada por un sólido granular, en un secador rotatorio a escala piloto”</b>
SUBTÍTULO	

AUTOR (ES):

APELLIDOS Y NOMBRES	CÓDIGO CVLAC / E MAIL
<b>Cesin Cesin, Luis Carlos</b>	<b>CVLAC: 16.970.091</b> <b>EMAIL: luiscc19@hotmail.com</b>
<b>Segovia Paéz, Manuel Antonio</b>	<b>CVLAC: 15.874.738</b> <b>EMAIL: mansegaez@hotmail.com</b>

PALÁBRAS O FRASES CLAVES:

**Secador rotatorio**

**Pérdidas de calor**

**Área seccional**

**Diagrama psicrometrico**

**Porcentaje**

**METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:**

<b>ÁREA</b>	<b>SUB ÁREA</b>
Ingeniería y Ciencias Aplicadas	Ingeniería Química

**RESUMEN (ABSTRACT):**

El objetivo principal del presente trabajo de investigación fue diseñar metodologías de cálculo, que permitan cuantificar las pérdidas de calor y el porcentaje de área seccional ocupada por los sólido, en un secador rotatorio ubicado en el laboratorio de Operaciones Unitarias del departamento de Ingeniería Química de la Universidad de Oriente. Para lograr este objetivo fue necesario, primeramente, realizar reparaciones en el equipo, para su posterior puesta en marcha ya que no se encontraba funcionando en su totalidad. Luego se definió el sólido a secar y se determinaron sus propiedades más importantes para el desarrollo del proyecto (humedad, granulometría, densidad y calor específico). Las corridas experimentales comenzaron con las mejores condiciones operacionales encontradas en trabajos anteriores y posteriormente se realizaron perturbaciones en la inclinación del secador, el flujo de sólidos y la temperatura del gas a la entrada, para estudiar el efecto de estas variables sobre las pérdidas de calor y el porcentaje de área. Con los datos recopilados a partir de 27 corridas experimentales, se determinó en primer lugar la correlación para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor que mejor se adaptara al funcionamiento del equipo; luego mediante la aplicación de las metodologías diseñadas se cuantificaron las pérdidas de calor al ambiente y el porcentaje de área seccional ocupada por los sólidos. Se encontró que el secador rotatorio no funciona adiabáticamente, ya que presentó unas pérdidas de calor mayores al rango establecido para esta condición (5% a 10%). Al modificar las variables se observó, que a medida que aumentan la temperatura del gas a la entrada del secador y el flujo de sólidos alimentado, crecen las pérdidas de calor al ambiente, y disminuyen cuando se incrementa la inclinación del secador. El porcentaje del área seccional ocupada por los sólidos, se ubicó por debajo del rango establecido para estos secadores (10% a 15%); y se encontró que a medida que aumenta la temperatura del gas a la entrada del secador o el flujo de sólidos alimentado, se incrementa el porcentaje del área, y disminuye a mayor inclinación del secado.

**METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:**

**CONTRIBUIDORES:**

<b>APELLIDOS Y NOMBRES</b>	<b>ROL / CÓDIGO CVLAC / E-MAIL</b>				
	<b>ROL</b>	<b>CA</b>	<b>AS (X)</b>	<b>TU</b>	<b>JU</b>
<b>Martínez, Petra</b>	<b>CVLAC:</b>	V-4.902.046			
	<b>e-mail:</b>	pmartnez97@hotmail.com			
	<b>ROL</b>	<b>CA</b>	<b>AS (X)</b>	<b>TU</b>	<b>JU</b>
<b>Alvarez, Lucas</b>	<b>CVLAC:</b>	V- 4.077.552			
	<b>e-mail:</b>	lalvarezm57@gmail.com			
	<b>ROL</b>	<b>CA</b>	<b>AS (X)</b>	<b>TU</b>	<b>JU</b>
<b>Silva, Héctor</b>	<b>CVLAC:</b>	V- 3.995.146			
	<b>e-mail:</b>	hectorlsu@yahoo.com			
	<b>ROL</b>	<b>CA</b>	<b>AS</b>	<b>TU</b>	<b>JU(X)</b>

**FECHA DE DISCUSIÓN Y APROBACIÓN:**

<b>2010</b>	<b>04</b>	<b>20</b>
<b>AÑO</b>	<b>MES</b>	<b>DÍA</b>

**LENGUAJE. SPA**

**METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:**

ARCHIVO (S):

NOMBRE DE ARCHIVO	TIPO MIME
<b>Tesis.Metodología_cálculo_pérdidasdecalor_áreaseccional.doc</b>	<b>Aplicación/msword</b>

**CARACTERES EN LOS NOMBRES DE LOS ARCHIVOS:** A B C D E F G H I J K L M N O P Q  
R S T U V W X Y Z . a b c d e f g h i j k l m n o p q r s t u v w x y z . 0 1 2 3 4 5 6 7 8 9 .

**ALCANCE**

**ESPACIAL:** \_\_\_\_ (OPCIONAL)

**TEMPORAL:** \_\_\_\_ (OPCIONAL)

TÍTULO O GRADO ASOCIADO CON EL TRABAJO:

**Ingeniero Químico**

NIVEL ASOCIADO CON EL TRABAJO:

**Pregrado**

ÁREA DE ESTUDIO:

**Departamento de Ingeniería Química**

INSTITUCIÓN:

**Universidad de Oriente Núcleo de Anzoátegui**

**METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:**

**DERECHOS**

De acuerdo al artículo 41 del Reglamento de Trabajo de Grado:

**“Los Trabajos de Grado son exclusiva propiedad de la Universidad y solo podrán ser utilizados a otros fines con el consentimiento del Consejo de Núcleo respectivo, quien lo participará al Consejo Universitario”**

**Cesin Cesin, Luis Carlos**

**Segovia Paéz, Manuel Antonio**

**AUTORES**

**Ing. Petra Martínez**

**Ing. Lucas Alvarez**

**Ing. Héctor Silva**

**TUTOR**

**JURADO**

**JURADO**

Prof. Yraima Salas

**POR LA SUBCOMISION DE TESIS**