



UNIVERSIDAD DE CHILE

FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA QUÍMICA, BIOTECNOLOGÍA Y
MATERIALES

**ESTUDIO DEL CONSUMO DE GAS NATURAL EN CAPOTA DE MÁQUINA
PAPELERA
CASO REAL PLANTA TALAGANTE, CMPC TISSUE**

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERA CIVIL QUÍMICA

CAMILA JOSÉ VIVEROS GIACAMAN

PROFESOR GUÍA:
FRANCISCO GRACIA CAROCA

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:
CRISTÓBAL RIOSECO VILLABLANCA
MELANIE COLET LAGRILLE

SANTIAGO DE CHILE

2019

ESTUDIO DEL CONSUMO DE GAS NATURAL EN CAPOTA DE MÁQUINA PAPELERA. CASO REAL PLANTA TALAGANTE, CMPC TISSUE.

Softys es una filial de la compañía chilena CMPC, cuya misión es fabricar productos tissue de alta calidad, como papel higiénico y servilletas, que satisfacen las necesidades sanitarias de las personas.

La máquina papelera es un conjunto de equipos donde ingresa una suspensión de fibra de celulosa y permite formar la hoja de papel, para posteriormente ser secada mediante métodos mecánicos y térmicos. De esta última etapa, es de esencial importancia un equipo de insuflación de aire denominado capota, especie de campana que se ubica sobre el papel húmedo y lo seca mediante flujos de aire a alta temperatura y velocidad, utilizando como combustible el gas natural.

En la Máquina Papelera #02 de planta Talagante, se fabrican dos tipos de papeles tissue: convencionales y estructurados. Debido a las diferentes características físicas de los papeles en ambas configuraciones, el secado de papel tiene un rol importante. Es así como se establece que los estándares de consumo de gas para papel convencional es de 80 m³ por tonelada de papel y para papel estructurado, de 120 m³/ton, en contraste con el registro histórico de consumo de 98 y 132 m³/ton, respectivamente.

Se realiza un estudio preliminar encargado de validar la instrumentación y detectar ineficiencias energéticas. En primer lugar, se verifica la mala operación del flujómetro de gas y se estiman los consumos reales aproximados, que son 34% superiores al registro histórico. Por otro lado, se cuantifican las pérdidas energéticas que se producen en los ductos de aire caliente, así como también se verifica la combustión incompleta del gas.

Por otro lado, se realizan pruebas modificando las tres variables de operación que influyen en el consumo energético: la apertura de válvulas de salida, la temperatura del aire de insuflación y la velocidad de insuflación. Se concluye que para el producto convencional, la manipulación de dichas variables logra disminuir el consumo en 6,6 m³/ton, no así para papeles estructurados, donde las pruebas reflejaron problemas operacionales en la sección de secado mecánico de la máquina. De esta forma, los ahorros percibidos bajo las variables encontradas se estiman cercanas a los 2.600 USD mensuales.

Finalmente, se realizan recomendaciones asociadas a 3 ámbitos fundamentales. El primero de ellos, corresponde a la compra de medidores de flujo que estén acorde al caudal gaseoso. Por otra parte, se propone la aislación térmica de los ductos de aire caliente y a la mejora de la combustión de los quemadores, que podrían traducirse en un ahorro de 7.000 m³ por mes. Por último, y la más significativa en términos de costos, corresponde al monitoreo y a la mantención de las condiciones básicas de la sección húmeda de la máquina y de los parámetros de operación de la capota, los cuales influyen directamente en el consumo energético de la máquina.

Agradecimientos

A la empresa: primero que todo, me gustaría agradecer al equipo de Ingeniería de Procesos, Juan Abarca, Reina Zedán, Bárbara Gálvez y Cristóbal Rioseco, por todos los conocimientos que me dieron, y por sobre todo el cariño, el apoyo, las risas y los buenos momentos. Un especial abrazo al jefe Cristóbal, quien me permitió desarrollar este trabajo y creyó en mis capacidades mucho más que yo misma. Gracias por la confianza. Quiero incluir a Diego Carrasco y Felipe Bravo por entregarme las herramientas necesarias para el desarrollo de mi trabajo y muy en particular por esas charlas motivacionales que se hacían necesarias a lo largo del tiempo. Mencionar a todos quienes fueron parte de este proceso y me ayudaron con cualquier cosa que haya necesitado: Humberto Donoso, Francisco Vidal, Leandro Bravo y César Salinas.

A los amigos: gracias infinitas a las personas que conocí en la U. Al Team, por ser mis primeros amigos y acompañarme en las eternas tardes de estudio de plan común (y por qué no mencionar las mejores tardes de papitas y juegos). A mis amigos de especialidad, por incluirme y enseñarme a disfrutar la U cuando pensé que ya era muy tarde. Gracias por hacer de mis últimos años de estudio los mejores. A Nico Quezada, que fue mi infaltable compañero durante los meses de realización de este trabajo y que no dudó en aconsejarme cuando hizo falta. Gracias por todos los momentos y por permitirme disfrutar de tu amistad. Finalmente agradecer a todas esas personas que fueron parte de mi estadía en la U y me regalaron una simple sonrisa y un saludo cuando más lo necesité.

A la universidad: agradezco a los profes Francisco Gracia y Melanie Colet por regalarme un espacio en su agenda cuando me vi complicada con la realización de la memoria. Además, mencionar a todos los docentes que fueron parte de mi formación académica y que me permitieron ser la profesional que quiero ser.

Por último, mencionar a la persona más importante, agradecer a mi mami por siempre creer en mí, por ser la mujer más fuerte que he conocido y por ser el ejemplo de ingeniera que quiero ser en mi vida.

TABLA DE CONTENIDO

1. Introducción	1
1.1 Contexto	1
Empresa	1
Papel Tissue	2
1.2 Antecedentes	2
Proceso productivo	2
Tipos de papel tissue	5
Máquina papelera	5
Etapa de secado	9
Consumo energético	13
1.3 Marco teórico	15
Temperatura de llama adiabática	15
Transferencia de calor	17
Transferencia de masa	18
Mezclas vapor-aire	20
1.4 Objetivos	24
General	24
Específicos	24
1.5 Resultados esperados	24
1.6 Metodología	24
2. Estudio Preliminar	25
2.1 Validación de instrumentación	25
2.2 Pérdida energética en ductos de aire caliente	28
2.3 Temperatura de llama adiabática	29
2.4 Discusiones	31
3. Pruebas experimentales	32
3.1 Experimentos en Crescent Former	32
Condiciones básicas	36
Calidad	37
3.2 Experimentos en Atmos	37
Condiciones básicas	41

3.3	Discusiones.....	41
4.	Impacto económico.....	44
4.1	Discusiones.....	46
5.	Conclusiones	48
6.	Recomendaciones	50
7.	Bibliografía.....	51
8.	Anexos.....	53
A.	Cilindro secador	53
B.	Ventiladores de recirculación	54
C.	Catálogo operacional del sistema de secado.....	55
D.	Cálculo de coeficientes de transferencia másica	57
E.	Análisis de instrumentación y cálculo de consumos reales.....	58
F.	Pérdida energética en ductos de aire.....	61
G.	Temperatura de llama en quemadores	63
H.	Ensayo experimental n°1: Toalla Elite Blanca (760)	64
I.	Ensayo experimental n°2: Servilleta Nova clásica (767)	66
J.	Ensayo experimental n°3: Toalla Atmos una hoja institucional (746).....	67

Índice de Tablas

Tabla 1: Productos fabricados en Máquina 02 Planta Talagante.	5
Tabla 2: Promedio de velocidad de inyección en función de RPM ventiladores de recirculación. P. Estrada, 2013 [12].	12
Tabla 3: Consumos estándar y real de gas natural en MP-02 2018.	14
Tabla 4: Consumo específico de gas natural según catálogo operacional [Fuente: Andritz].	15
Tabla 5: Valores del coeficiente de transferencia de masa a distintas velocidades y temperaturas.	19
Tabla 6: Admisión máxima de vapor de agua en aire seco a presión atmosférica [17]. ..	23
Tabla 7: Temperatura de llama adiabática calculada a partir del totalizador.	26
Tabla 8: Diferencia entre el consumo histórico y el aproximado durante 2018.	28
Tabla 9: Temperatura de llama adiabática y temperatura real de cada quemador.	30
Tabla 10: Ahorros teóricos obtenidos en función de la temperatura adiabática.	30
Tabla 11: Condiciones operacionales del cilindro secador durante la fase experimental 1.	33
Tabla 12: Parámetros de operación de capota en experimento 1.	33
Tabla 13: Parámetros de operación de capota en experimento 2.	35
Tabla 14: Condiciones operacionales del cilindro secador durante la fase experimental 2.	36
Tabla 15: Condiciones operacionales del cilindro secador durante la fase experimental. 2.1 y 2.2.	38
Tabla 16: Parámetros de operación en experimento 3.1.	39
Tabla 17: Parámetros de operación en experimento 3.2.	41
Tabla 18: Resultados de seco en prensa Yankee, antes y después de pruebas en capota.	41
Tabla 19: Comparación de gramaje entre productos convencionales de MP-02.	45
Tabla 20: Comparación de gramaje entre productos Atmos de MP-02.	45
Tabla 21: Ahorro de costos asociados al gas natural durante septiembre de 2018.	45
Tabla 22: Ahorro de costos asociados al gas natural durante octubre de 2018.	45
Tabla 23: Ahorro de costos asociados al gas natural durante noviembre de 2018.	46
Tabla 24: Ahorro de costos asociados al gas natural durante diciembre de 2018.	46
Tabla 25: Parámetros de operación viables para Crescent Former.	49
Tabla 26: Parámetros de operación viables para Atmos.	49

Tabla 27: Datos y condiciones de operación máximas admisibles en el cilindro Yankee (Fuente: Voith Paper).	53
Tabla 28: Propiedades del aire a 450°C.....	58
Tabla 29: Flujos admisibles para cada ventilador en MP-02. [Fuente: Howden Buffalo y The New York Blower Company].	58
Tabla 30: Datos operacionales para cálculo de temperatura de llama.....	59
Tabla 31: Flujos y entalpías para el cálculo de llama adiabática en medición #1.	60
Tabla 32: Parámetros utilizados para el cálculo adimensional [18][16].	63
Tabla 33: Flujo de GNP en lado húmedo para cálculo de temperatura de llama.	64
Tabla 34: Condiciones de operación para cada prueba en experimento 1.	64
Tabla 35: Condiciones de operación para cada prueba en experimento 1 (continuación).	65
Tabla 36: Condiciones de operación para cada prueba en experimento 2.	66
Tabla 37: Condiciones de operación para cada prueba en experimento 2 (continuación).	66
Tabla 38: Resultados obtenidos para mediciones de humedad en prensa en 760.	67
Tabla 39: Condiciones de operación para cada prueba en experimento 3.1.	68
Tabla 40: Condiciones de operación para cada prueba en experimento 3.2.	68
Tabla 41: Resultados obtenidos para mediciones de humedad en prensa en 746.	69

Índice de Figuras

Figura 1: Distribución operacional de las filiales CMPC en Latinoamérica [1].	1
Figura 2: Productos tissue, Papel higiénico y servilleta, respectivamente [4][5].	2
Figura 3: Fardos de celulosa virgen y papel reciclado, respectivamente.	2
Figura 4: Bobinado del Jumbo de papel [6].	4
Figura 5: Diagrama de bloques del proceso productivo.	4
Figura 6: Esquema de la vista lateral de una máquina papelera convencional [9].	6
Figura 7: Diagrama de proceso de máquina papelera #02, configuración Crescent Former y Atmos.	8
Figura 8: Imagen de la superficie externa del cilindro secador [10].	9
Figura 9: Diagrama de flujos del sistema de inyección de aire caliente.	11
Figura 10: Sistema de inyección y extracción de aire en capotas [Fuente: Voith Paper].	12
Figura 11: Consumo energético en función de la humedad de salida [Fuente: Andritz].	13
Figura 12: Variación del consumo (m^3 de gas por tonelada de papel) en MP-02 durante 2018.	14
Figura 13: Llamas que representan una combustión completa e incompleta, respectivamente.	15
Figura 14: Flujos y volumen de control para el cálculo de llama adiabática [14].	16
Figura 15: Coeficiente de transferencia de masa por convección en función de la velocidad del aire, a distintas temperaturas.	19
Figura 16: Esquemización de un termómetro de bulbo húmedo, construido a partir de un termómetro convencional [14].	21
Figura 17: Carta psicométrica a presión atmosférica [14].	22
Figura 18: Esquema de flujos de aire de entrada y salida del quemador.	25
Figura 19: Consumo histórico de 2018 en contraste con el consumo aproximado real.	27
Figura 20: Consumo histórico específico de 2018 en contraste con el consumo específico aproximado real.	27
Figura 21: Imágenes obtenidas mediante cámara termográfica.	29
Figura 22: Comportamiento del consumo energético en experimento 1.	34
Figura 23: Humedad de los gases de salida en las pruebas realizadas en experimento 1.	34
Figura 24: Comportamiento del consumo energético en Experimento 2.	35
Figura 25: Humedad de los gases de salida en las pruebas realizadas en experimento 2.	36

Figura 26: Humedad de la hoja a lo ancho del jumbo, producto 767.	37
Figura 27: Pruebas modificando apertura de dampers en experimento 3.1.....	38
Figura 28: Humedad de los gases de salida en las pruebas realizadas en experimento 3.1.	39
Figura 29: Pruebas modificando temperaturas en experimento 3.2.	40
Figura 30: Humedad de los gases de salida en las pruebas realizadas en experimento 3.2.	40
Figura 31: Configuración de sifones interiores del Yankee, vista transversal.	53
Figura 32: Curva de operación de ventiladores de recirculación [Fuente: Howden Buffalo].	54
Figura 33: Condiciones establecidas y consumo específico para secado de papel al 5% de humedad [Fuente: Andritz].	55
Figura 34: Condiciones establecidas y consumo específico para secado de papel al 6% de humedad [Fuente: Andritz].	56
Figura 35: Imágenes obtenidas de la cámara termográfica y la temperatura real de cada ducto.	61

1. INTRODUCCIÓN

1.1 CONTEXTO

EMPRESA

La Compañía Manufacturera de Papeles y Cartones, CMPC, es un holding forestal y papelerero chileno. Se funda el 12 de marzo de 1920 con su primera planta ubicada en la comuna de Puente Alto, produciendo papeles y cartones en base a paja de trigo, con una capacidad de producción de 2 mil toneladas por año. En 1959, se inicia en el rubro de la celulosa con la planta de Laja, y en 2000 se expande por Latinoamérica llegando a países como México, Argentina, Uruguay, Colombia, Brasil y Ecuador, entre otros (Figura 1)[1]. Actualmente, CMPC Chile posee tres filiales, las cuales corresponden a Celulosa y Forestal, Papeles y Tissue [2].



FIGURA 1: DISTRIBUCIÓN OPERACIONAL DE LAS FILIALES CMPC EN LATINOAMÉRICA [1].

La filial Tissue en Chile, actualmente reconocido en Latinoamérica como Softys Chile, tiene una capacidad de producción de 159 mil toneladas anuales, divididas en sus dos plantas en la Región Metropolitana, Puente Alto y Talagante [3], que abastecen a todo el territorio nacional con marcas como Elite, Noble, Confort, Nova, Abolengo, Babysec, Ladysoft y Cotidian.

PAPEL TISSUE

El papel Tissue o Tisú es ampliamente utilizado en el hogar y en la industria para satisfacer necesidades sanitarias, caracterizándose por su alta suavidad, elasticidad, absorción y a su bajo gramaje. El crepado que se produce en el secado del papel le confiere mayor absorción y flexibilidad que otras fibras de celulosa. Algunos productos de papel tisú incluyen papel higiénico, papel de toalla, servilletas, pañuelos desechables e incluso toallas femeninas y pañales (Figura 2).



FIGURA 2: PRODUCTOS TISSUE, PAPEL HIGIÉNICO Y SERVILLETA, RESPECTIVAMENTE [4][5].

1.2 ANTECEDENTES

PROCESO PRODUCTIVO

Las principales materias primas de la producción de papel tissue corresponden a celulosa virgen de fibra larga o corta y fibras recicladas, entre las cuales destacan papel de diario, revistas y cartones (Figura 3). Asimismo, se utilizan insumos que actúan como agentes químicos de resistencia mecánica, blanqueamiento y control de cargas iónicas, entre otros.



FIGURA 3: FARDOS DE CELULOSA VIRGEN Y PAPEL RECICLADO, RESPECTIVAMENTE.

El proceso productivo inicia con la preparación de la suspensión fibrosa la cual consta de las siguientes etapas principales:

1. Disgregación: La materia prima ingresa a un equipo llamado Pulper, donde gracias a la acción de una hélice se mezcla con agua y se agita vigorosamente para la asegurar la separación de la fibra.
2. Depuración primaria: La mezcla denominada pasta pasa a la etapa de depuración primaria, donde los sólidos de mayor tamaño son retirados de la mezcla con procedimientos de separación física. Estos equipos incluyen coladores horizontales e hidrociclones.
3. Depuración secundaria: Esta etapa es análoga a la primaria, sin embargo, se retiran sólidos de menor tamaño como corchetes y plásticos ligeros.
4. Dispersión: Es un proceso físico-químico y mecánico donde los plásticos pequeños provenientes de las fibras recicladas son esparcidos en la mezcla, de manera que acumule una mayor área dentro del papel y no sean perceptibles como manchas al ojo humano.
5. Blanqueamiento: En esta etapa se añaden distintos agentes que blanquean el papel y disminuyen la amarillez, tanto química como ópticamente.
6. Refinación: Corresponde al proceso donde las fibras de celulosa reciben esfuerzos mecánicos de manera transversal que permite aumentar el área de contacto entre sí, lo cual genera uniones más fuertes y permite otorgarle mayor resistencia al papel resultante.

Por su parte, la fibra virgen solo se involucra en la etapa de disgregación y refinación, evitando el paso por las etapas de depuración y blanqueamiento.

El proceso siguiente consiste en el ingreso de la fibra a la máquina papelera, donde la descripción de cada etapa se menciona a continuación:

7. Formación: Se refiere a la inyección de pasta a baja consistencia, de manera que se forme la hoja sobre la tela formadora de la máquina. En este instante, el papel tiene una humedad aproximada del 82%.
8. Prensado: La tela transporta la hoja a lo largo de la máquina, mientras ésta recibe la presión suficiente desde la prensa para retirar agua. Esta etapa es capaz de disminuir la humedad hasta un 57%. Hasta este punto, las etapas 7 y 8 se denominan sección o parte húmeda de la máquina papelera.
9. Secado: En esta etapa la hoja de papel ingresa a la superficie de un cilindro rotatorio a altas temperaturas, y gracias a la inyección de aire caliente se evapora el agua llegando hasta un 5,5% de humedad promedio. Esta etapa considera la adición de químicos que permiten la adherencia del papel en el cilindro.
10. Bobinado: El papel es enrollado sobre una superficie cilíndrica de cartón, formando una estructura de 2,73 metros de largo y 2 metros de diámetro, denominado Jumbo (Figura 4).



FIGURA 4: BOBINADO DEL JUMBO DE PAPEL [6].

El proceso finaliza en la etapa de conversión, donde los jumbos de papel se convierten en productos doblados, como servilletas, pañuelos desechables y faciales (conversión doblados) o en pequeños rollos de higiénico y toalla (conversión rollos). En conversión, el Jumbo se desenrolla para poder darle el relieve característico o *gofrado*, para finalmente ser procesado y envasado. El gofrado le confiere mayor suavidad y absorción a los papeles tissue convencionales.

El proceso productivo completo se puede observar en el diagrama de la Figura 5.

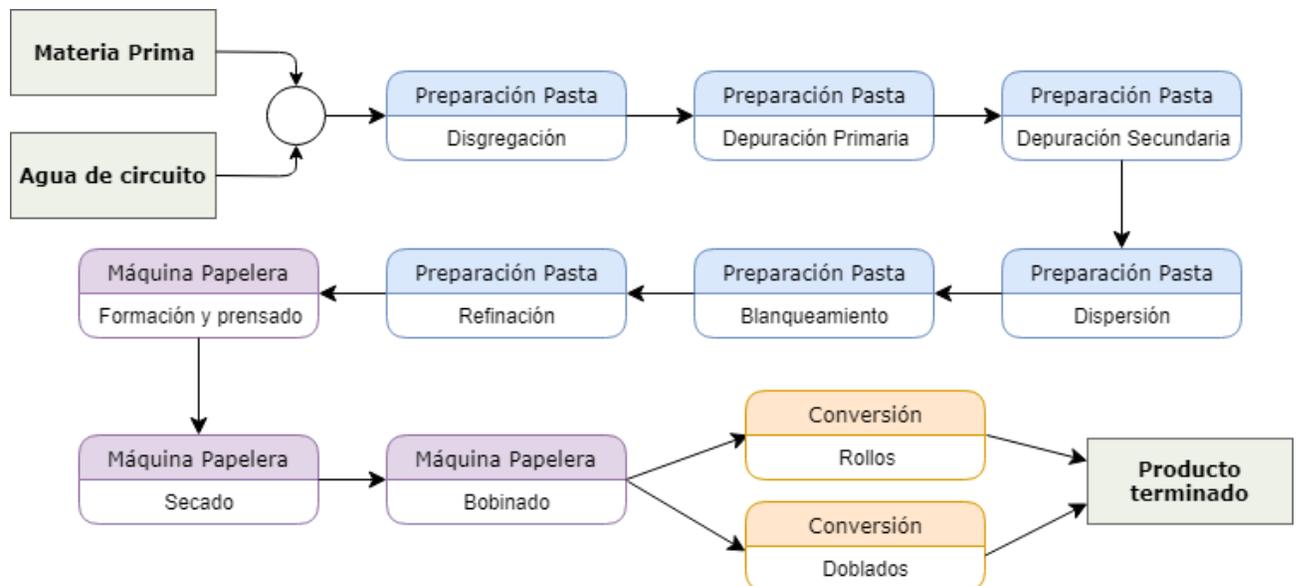


FIGURA 5: DIAGRAMA DE BLOQUES DEL PROCESO PRODUCTIVO.

TIPOS DE PAPEL TISSUE

En la actualidad, existen dos tipos de papeles tissue: convencionales y estructurados.

El papel tissue convencional tiene como principal característica un bajo grosor de hoja y el gofrado en la etapa de conversión. Su gramaje varía entre 15 y 20 [g/m²], y se fabrica utilizando diferentes configuraciones de la máquina papelera, como por ejemplo, *Duo Former*, *Fourdrinier* y *Crescent Former*.

Los productos tipo *Atmos* provienen de una tecnología de producción de papel estructurado donde las fibras de celulosa, gracias al moldaje que da la tela en la etapa de secado mecánico, se entrelazan de forma que se observen espacios o huecos en la superficie, otorgándole la característica de una mayor absorción de líquidos y mayor resistencia. En consecuencia, se obtiene un papel de mayor espesor debido a sus características [7].

Los productos fabricados en la empresa son clasificados con un número propio que permite identificar las cualidades de cada papel, como resistencia transversal, humedad, gramaje y elongación, entre otros. Los productos producidos en la MP-02 de la planta Talagante son listados en la Tabla 1:

TABLA 1: PRODUCTOS FABRICADOS EN MÁQUINA 02 PLANTA TALAGANTE.

<i>Atmos</i>	<i>Convencional</i>
<i>744: Toalla Atmos doble hoja masiva</i>	<i>712: Higiénico Confort doble hoja</i>
<i>746: Toalla Atmos una hoja institucional</i>	<i>715: Higiénico Noble doble hoja</i>
<i>749: Toalla Nova Atmos una hoja</i>	<i>737: Higiénico Elite estándar</i>
<i>750: Toalla Atmos doble hoja institucional</i>	<i>752: Toalla Nova ultra</i>
	<i>753: Toalla Nova clásica</i>
	<i>760: Servilleta Elite blanca</i>
	<i>767: Servilleta Nova clásica</i>

La Máquina Papelera #02 de la planta Talagante es la primera máquina en el mundo que fabrica productos Atmos [8], estableciéndose como el único equipo de la compañía capaz de generar ambos tipos de papel, en configuración *Crescent Former* y *Atmos*.

MÁQUINA PAPELERA

La máquina papelera corresponde al conjunto de equipos que permiten transformar la suspensión de celulosa en una hoja húmeda y secarla hasta obtener un papel seco. En la Figura 6 se puede ver un esquema general de la máquina papelera, mostrando en línea roja continua el recorrido del papel.

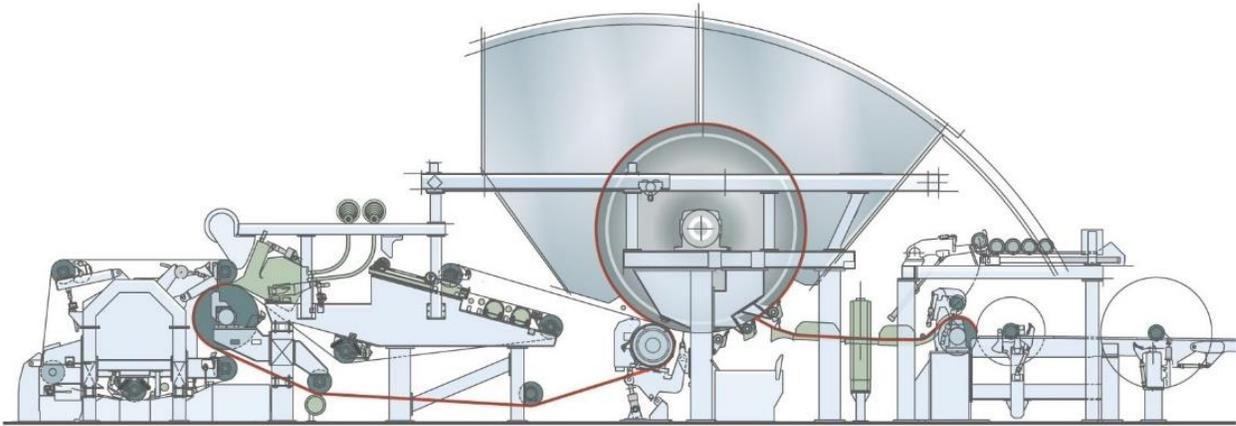


FIGURA 6: ESQUEMA DE LA VISTA LATERAL DE UNA MÁQUINA PAPELERA CONVENCIONAL [9].

Los equipos principales de la máquina en configuración *Crescent Former* son:

- » Caja de entrada: Tanque receptor de pasta que mediante toberas inyecta la suspensión fibrosa a alta presión sobre la tela formadora.
- » Tela formadora: Superficie polimérica con alta porosidad que recibe la hoja húmeda y permite drenar un porcentaje de agua de esta.
- » Paño: Filtro que transporta el papel a través de la máquina, absorbiendo parte del agua presente. Junto con la tela formadora se denominan vestimentas.
- » Bombas de vacío: Retiran el agua del paño ejerciendo succión sobre él.
- » Polines: Guían las vestimentas a través de la máquina.
- » Prensa: Polín principal que ejerce presión lineal sobre la hoja al estar en contacto directo con el cilindro secador, removiendo la mayor cantidad de agua de forma mecánica. La humedad del papel llega a un promedio de 57% luego de este equipo.
- » Yankee y capota: Por métodos térmicos se elimina el agua restante para llegar a la humedad promedio de 5%. Mediante regaderas bajo el Yankee, se adiciona un compuesto químico que asegura la adherencia del papel al cilindro, denominado *coating*.
- » Raspador: Cuchilla que se encarga de separar la hoja de papel del cilindro, otorgándole el crepado característico.
- » Pope: Corresponde al último polín del proceso de fabricación, cuya velocidad de rotación lineal es menor a la del Yankee y permite otorgarle elongación al papel.

No obstante, la máquina en configuración Atmos debe modificar su proceso y estructura física principalmente añadiendo cinco equipos:

- » Tela Molding: Sustituye al paño en configuración *Crescent Former*. Le entrega el molde correspondiente a la hoja para determinar su estructura.
- » Tela Belt y Paño Flex: Vestimentas adicionales que se encargan de estrujar el papel para remover agua en el rodillo.
- » Rodillo Atmos: Polín perforado que ejerce vacío sobre el paño y las telas, eliminando por drenaje el agua de la hoja.

- » Capota Atmos: Equipo similar a la capota tradicional, cuya finalidad es inyectar aire caliente y vapor saturado sobre el rodillo, permitiendo que el agua presente en la hoja aumente su temperatura y disminuya su viscosidad.
- » Prensa Atmos: Cuya función es darle presión al paño y eliminar agua restante. Es la última etapa de eliminación mecánica de humedad, pues la prensa aledaña al Yankee solo actúa como polín de transferencia en estos tipos de papel estructurado.

En la configuración convencional, las velocidades de producción de la máquina varían entre 1.500 y 1.600 metros por minuto, mientras que en Atmos la velocidad está limitada y bordea los 550 – 650 [m/min].

La diferencia de configuración en la máquina entre los distintos tipos de papel se debe a la particularidad de que los papeles estructurados poseen un mayor grosor de hoja, el cual se puede ver afectado si se ejerce una presión excesiva en la sección húmeda. Es por esto que el grado de humedad de los papeles *Atmos* al ingreso de la etapa de secado es aproximadamente 6 puntos superior a los convencionales.

Finalmente, se puede observar un esquema completo de los polines, telas y equipos de la MP-02 en la Figura 7, mostrando en color rojo los equipos adicionales entre la configuración *Crescent Former* y *Atmos*.

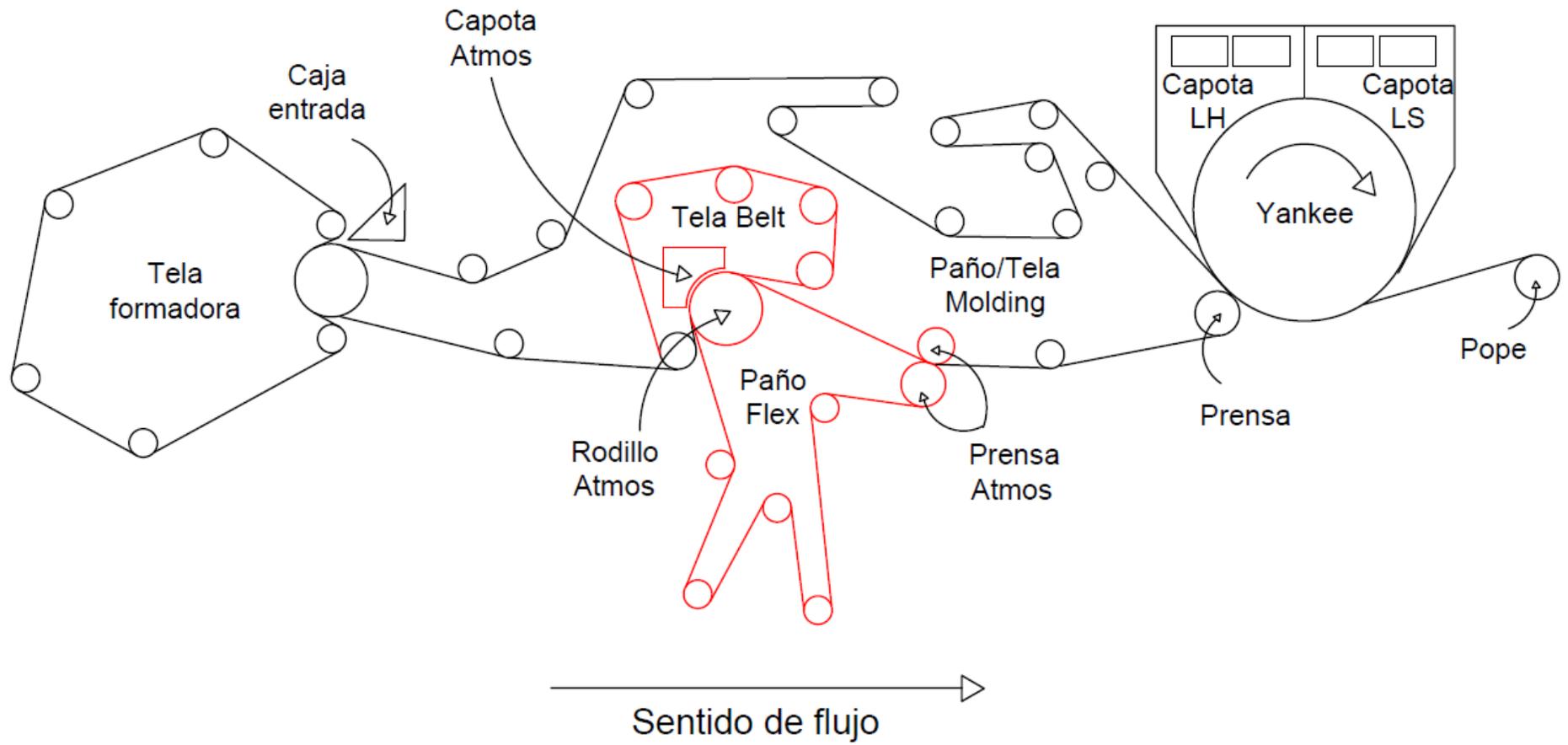


FIGURA 7: DIAGRAMA DE PROCESO DE MÁQUINA PAPELERA #02, CONFIGURACIÓN CRESCENT FORMER Y ATMOS.

ETAPA DE SECADO

CILINDRO CREPADOR

El Yankee es un cilindro hueco de acero de 4,5 metros de diámetro, que se encarga de darle el crepado al papel tissue con la ayuda de un raspador que separa la hoja del cilindro. Este equipo recibe un flujo de vapor por su interior que permite aumentar la temperatura del papel, que se encuentra en el área exterior, y favorecer el secado (Figura 8).



FIGURA 8: IMAGEN DE LA SUPERFICIE EXTERNA DEL CILINDRO SECADOR [10].

El vapor inyectado dentro del Yankee se condensa al entregar su energía térmica. Si la velocidad de rotación del Yankee es suficiente para vencer la acción de la aceleración de gravedad, se formará un anillo de agua líquida uniforme en las paredes internas [11]. La mantención del ancho del anillo es fundamental, pues la resistencia a la transferencia de calor por parte del agua líquida es 88 veces mayor que el de las paredes del Yankee. Para lograr lo anterior, el condensado es retirado por diferencia de presión desde sifones internos del cilindro hacia un equipo de separación, donde mediante una evaporación flash se reingresa el vapor al Yankee y el condensado restante es devuelto a la caldera de suministro, de manera de poder favorecer el ahorro energético y económico.

Las condiciones de operación establecidas para el cilindro corresponden a presión y temperatura máxima, de 8,5 [bar] y 200 [°C] respectivamente, dependiendo de los requerimientos energéticos de la producción. El catálogo operacional del equipo se presenta en el Anexo A.

SISTEMA DE INYECCIÓN DE AIRE CON CAPOTA

La capota es una especie de campana que se ubica en la parte superior del cilindro crepador y se subdivide en dos partes independientes, denominadas capota lado seco y capota lado húmedo, como se puede observar en Figura 7.

El objetivo de este equipo es secar la hoja de manera rápida, otorgándole continuamente una atmósfera de aire caliente y renovado para generar la evaporación de agua desde la superficie del papel.

El sistema de secado por aire caliente posee 4 equipos fundamentales en cada lado: capota, ventiladores de insuflación de aire, cámaras de combustión y un intercambiador de calor aire/aire. Dentro de los flujos importantes en el sistema de inyección, destacan los siguientes:

1. Flujo de gas natural desde la red hacia los quemadores.
2. Aire de combustión: Flujo de aire fresco inyectado hacia el quemador mediante un ventilador, el cual es mezclado vigorosamente con el combustible para otorgarle oxígeno necesario y así producir la combustión del gas natural.
3. Aire de recirculación: Corresponde a un flujo de aire que es succionado desde la superficie del papel y recirculado hacia los quemadores con la ayuda de ventiladores de recirculación, cuya velocidad y caudal es variable (Anexo B).
4. Aire de expulsión o exhaust: Se refiere a un porcentaje de la masa de aire recirculado que es emitida hacia la atmósfera, con el fin de evitar la saturación con vapor de agua. En configuración de papel estructurado, se utiliza este flujo de gases para alimentar la capota Atmos. La masa de aire en esta etapa posee una humedad cercana a los 300 [g/kg].
5. Aire de restitución o *make-up*: Corresponde al aire fresco que ingresa al sistema de capotas con el fin de restituir la masa que ha sido expelida hacia el ambiente (*exhaust*). Este flujo entra a un intercambiador de calor que permite captar la energía térmica desde los gases de salida.

El diagrama de flujos del sistema de inyección de aire caliente se observa en la Figura 9.

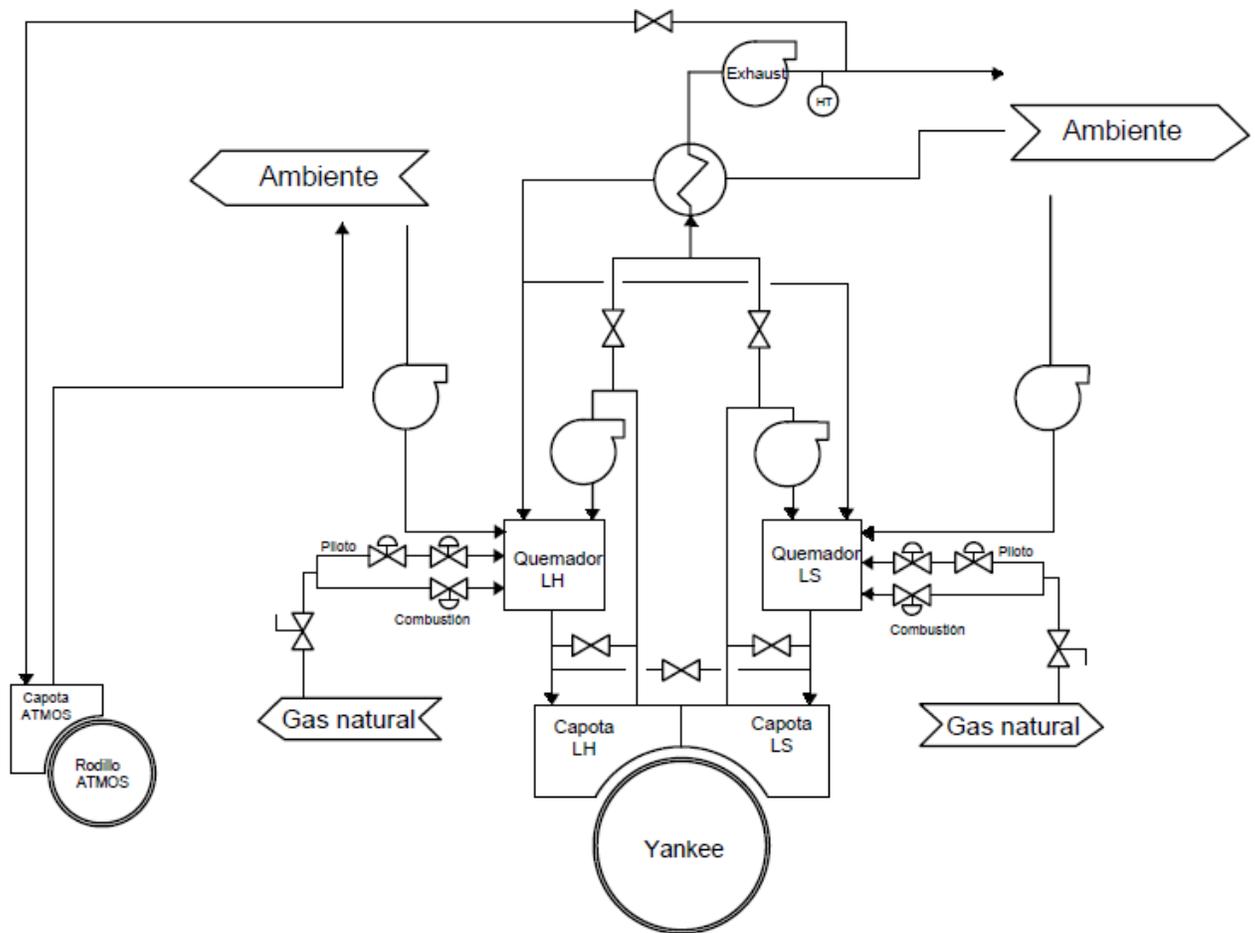


FIGURA 9: DIAGRAMA DE FLUJOS DEL SISTEMA DE INYECCIÓN DE AIRE CALIENTE.

En el área interior de las capotas se ubican pequeños orificios que permiten inyectar el aire caliente con alta velocidad al entrar en contacto con la hoja, mientras que en los extremos de las capotas se ubican dos ductos que succionan los gases y los recirculan hacia el sistema. Lo anterior se puede apreciar en Figura 10.

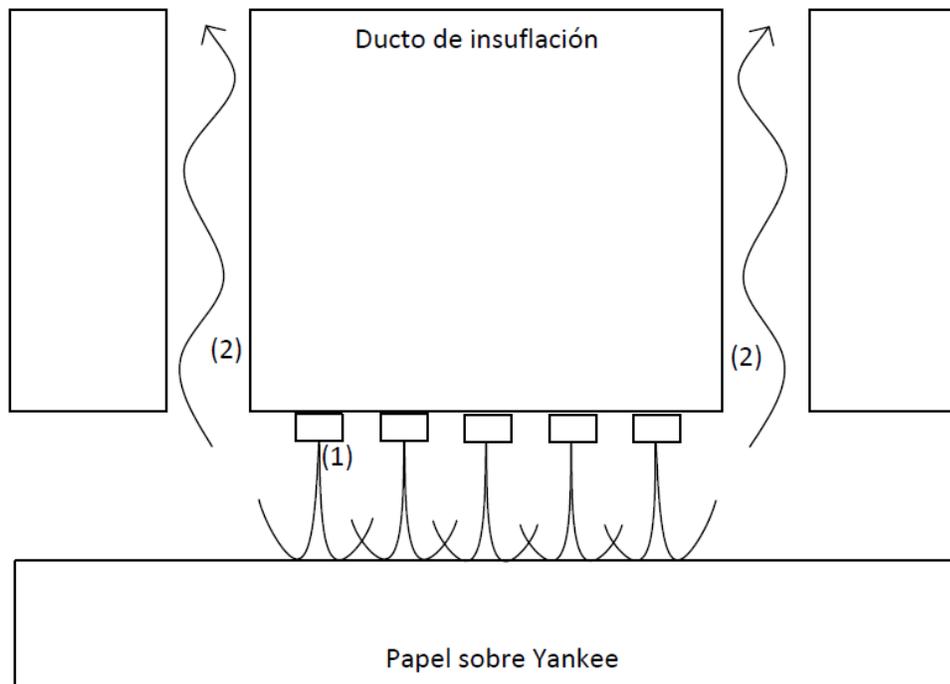


FIGURA 10: ESQUEMA DEL SISTEMA DE INYECCIÓN Y EXTRACCIÓN DE AIRE EN CAPOTAS [FUENTE: VOITH PAPER].
 (1): INYECCIÓN DE AIRE DESDE BOQUILLAS. (2): RETORNO DE AIRE HACIA QUEMADOR.

La separación que existe entre el cilindro y las capotas oscila desde 20 a 50 [mm], y depende casi exclusivamente del tipo de papel (Crescent Former o Atmos). Asimismo, la velocidad del aire de inyección en el punto (1) de la Figura 10 debe ser de aproximadamente 180 [m/s] para papeles convencionales, según indica el fabricante Voith Paper, y que se obtiene ajustando la velocidad de rotación de los ventiladores de recirculación. Se tiene como antecedente el cálculo experimental de la velocidad de inyección en los orificios de la capota en función de las RPM del ventilador, datos que se muestra en la Tabla 2:

TABLA 2: PROMEDIO DE VELOCIDAD DE INYECCIÓN EN FUNCIÓN DE RPM VENTILADORES DE RECIRCULACIÓN. P. ESTRADA, 2013 [12].

<i>RPM</i>	1200	1250	1350	1380
<i>Velocidad inyección [m/s]</i>	151,7	163,8	173,8	175

Por su parte, la regulación de los flujos de aire también se puede realizar mediante válvulas de tipo persiana, denominados *dampers*, los cuales se encuentran tanto en los flujos de combustión como en los de recirculación. Para el caso de las válvulas de combustión, éstas regulan el flujo de aire fresco hacia el quemador en un lazo de control que modifica la temperatura. Por otro lado, los *dampers* presentes en los flujos de recirculación de cada lado ajustan el porcentaje del caudal que será emitido hacia el ambiente para renovarlo por aire fresco. En este caso, las válvulas son de importancia pues afecta de manera directa en el consumo energético en los quemadores, según se muestra en la Figura 11.

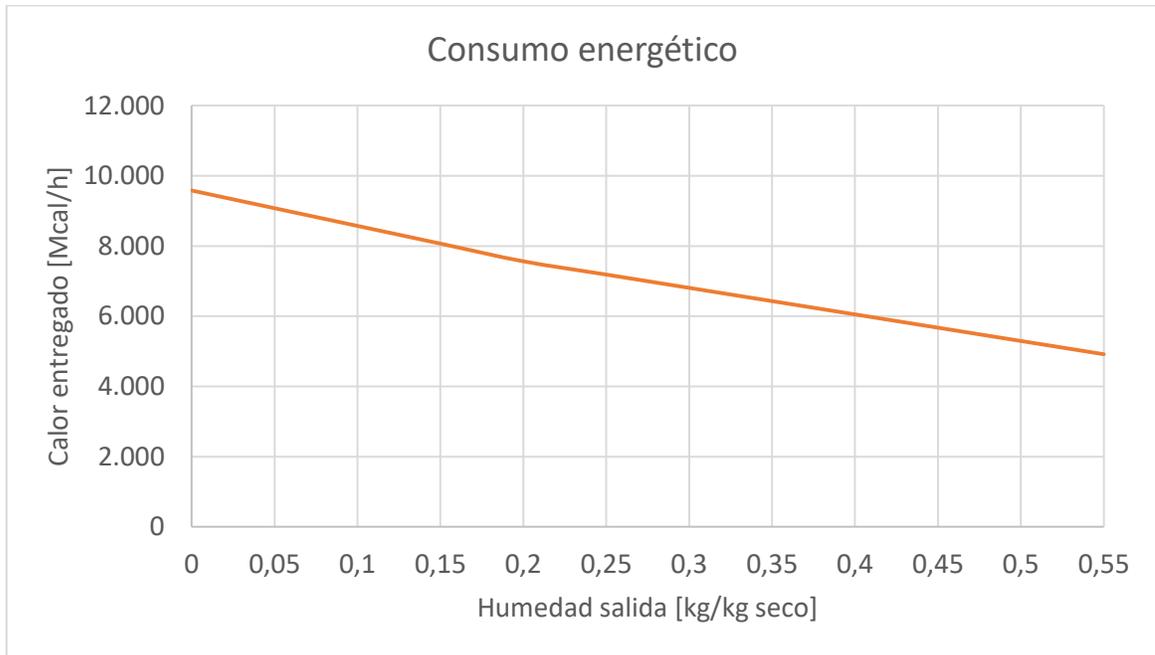


FIGURA 11: CONSUMO ENERGÉTICO EN FUNCIÓN DE LA HUMEDAD DE SALIDA [FUENTE: ANDRITZ].

El proveedor aconseja una apertura entre 40% y 100% de las válvulas para el lado húmedo de la capota, y entre 20% y 60% para el lado seco, manteniendo la humedad de salida en un rango entre 0,45 – 0,5 [kg/kg] para que el proceso sea energéticamente eficiente.

CONSUMO ENERGÉTICO

Los parámetros energéticos que son de consideración durante la operación de la máquina papelera corresponden a vapor saturado por parte del cilindro secador y gas natural en el sistema de capotas, no obstante, para este estudio es de mayor relevancia el segundo mencionado, considerando la importancia que este tiene en la inyección de aire.

En la Figura 12, se puede observar la variación del consumo específico de gas natural (m^3 de gas por tonelada de papel) en la MP-02 de la planta Talagante en el transcurso del año 2018, en contraste con el consumo nominal que se tiene según el estándar de cada papel (Tabla 3).

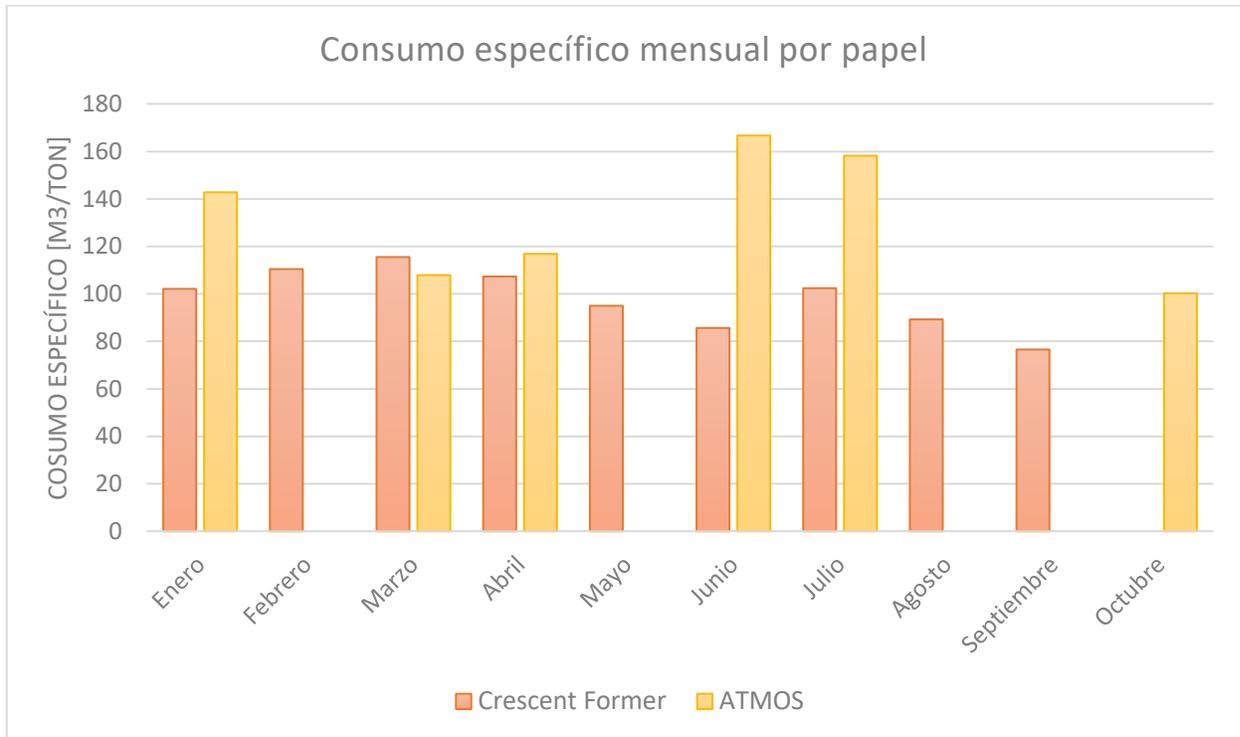


FIGURA 12: VARIACIÓN DEL CONSUMO (M³ DE GAS POR TONELADA DE PAPEL) EN MP-02 DURANTE 2018.

TABLA 3: CONSUMOS ESTÁNDAR Y REAL DE GAS NATURAL EN MP-02 2018.

<i>Tipo de papel</i>	<i>C. Específico Nominal [m³/ton]</i>	<i>C. Específico real promedio [m³/ton]</i>
<i>Crescent Former</i>	80	98
<i>Atmos</i>	120	132
<i>Promedio 2018</i>	88	112

Los valores obtenidos para el sobreconsumo en la Máquina Papelera #02 corresponden a un 22,5% en productos convencionales, mientras que para papeles estructurados el consumo extra asciende hasta un 10%.

No obstante, existe una amplia diferencia entre el estándar fijado por la empresa y el catálogo de los equipos de secado, desde el cual se desprende que el consumo específico es una función de la velocidad de la máquina, gramaje del producto, velocidad y temperatura del aire, así como también del porcentaje de humedad final del Jumbo resultante (Tabla 4, ver detalle en Anexo C)

TABLA 4: CONSUMO ESPECÍFICO DE GAS NATURAL SEGÚN CATÁLOGO OPERACIONAL [FUENTE: ANDRITZ].

	5% humedad				6% humedad			
Velocidad máquina [m/min]	1.600				1.600			
Gramaje [g/m ²]	15	15,5	19	21	15	15,5	19	21
Consumo [m ³ /ton]	91,1	103,2	117,3	119	87,5	99,8	113	114,9
Seco en prensa [-]	38%	38%	39%	39%	38%	38%	39%	39%

1.3 MARCO TEÓRICO

TEMPERATURA DE LLAMA ADIABÁTICA

La importancia de tener una buena combustión en los procesos térmicos condiciona la eficiencia del mismo, pues si la combustión es de baja calidad, se obtendrá una llama de peor apariencia y, en consecuencia, se tendrá menor energía liberada por el combustible.

Se considera que, para combustibles como el gas natural, una llama azul confiere una combustión eficiente o completa, mientras que las llamas de color anaranjado o amarillo no generan una combustión eficiente (Figura 13)[13].

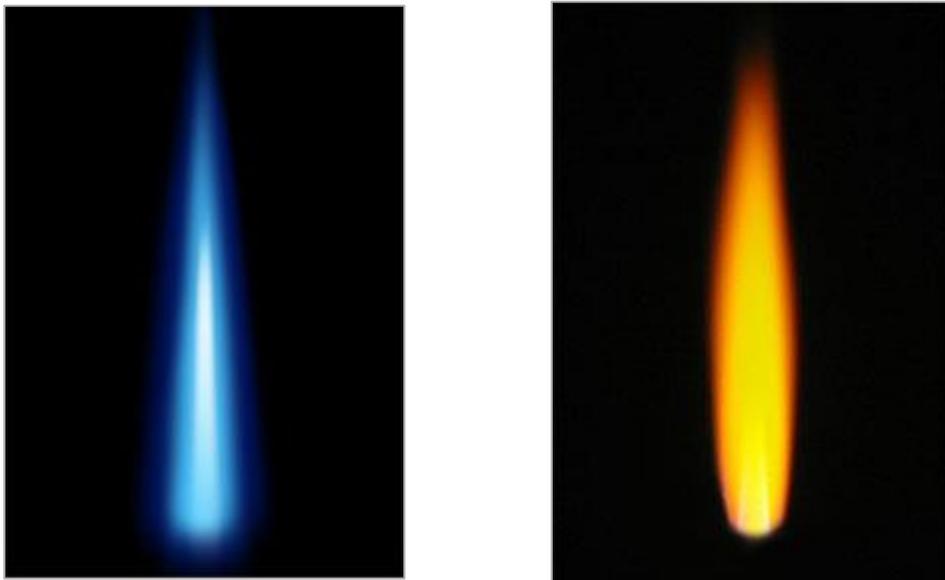


FIGURA 13: LLAMAS QUE REPRESENTAN UNA COMBUSTIÓN COMPLETA E INCOMPLETA, RESPECTIVAMENTE.

La temperatura de llama adiabática indica la temperatura máxima ideal obtenida por los gases de combustión, asumiendo que no existe disipación de energía hacia el ambiente y que no existe trabajo externo (Figura 14).

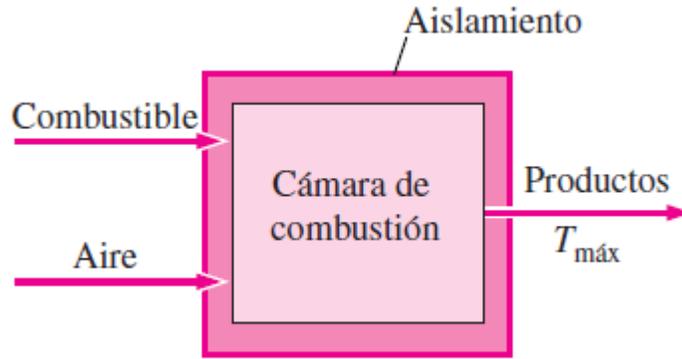


FIGURA 14: FLUJOS Y VOLUMEN DE CONTROL PARA EL CÁLCULO DE LLAMA ADIABÁTICA [14].

Esta temperatura se obtiene mediante un balance energético en la zona de combustión, identificando flujos de entrada y salida, de forma que se cumpla la ecuación en estado estacionario (Ecuación 1):

$$\Delta H_{\text{productos}} - \Delta H_{\text{reactantes}} = 0 \quad 1$$

Conociendo que:

$$\Delta H_{\text{productos}} = \sum_i^n F_{p,i} \cdot [H_{p,i}(T) - H_{p,i}(298) + H_{p,i}^\circ(298)] \quad 2$$

$$\Delta H_{\text{reactantes}} = \sum_i^n F_{r,i} \cdot [H_{r,i}(T) - H_{r,i}(298) + H_{r,i}^\circ(298)] \quad 3$$

Donde:

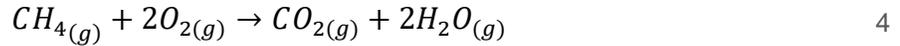
F_i : Flujo másico o molar del producto o reactante i .

$H_i(T)$: Entalpía del producto o reactante i a la temperatura de salida o entrada, respectivamente.

$H_i(298)$: Entalpía estándar del producto o reactante i a la temperatura de referencia.

$H_i^\circ(298)$: Entalpía de formación del producto o reactante i a la temperatura de referencia (298 K).

En el caso particular del gas natural, se considera que la totalidad de éste corresponde a metano gaseoso, y que combustiona completamente de forma que se cumple la ecuación de reacción y el respectivo balance másico (Ecuación 4):



La solución a la Ecuación 1 constituye una metodología iterativa, en base a aproximaciones de la temperatura de salida.

TRANSFERENCIA DE CALOR

La transferencia de calor que se lleva a cabo desde el interior hacia el exterior de sistemas térmicos, se modela utilizando la Ley de Fourier de conducción de calor, la cual es una función de la capacidad de transferencia de calor del material (Ecuación 5):

$$q = -k\Delta T \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad 5$$

donde q corresponde al flujo de calor por unidad de superficie, k la conductividad térmica del material y ΔT al gradiente de temperatura del material. Cuando existe transferencia térmica mediante convección, la ecuación 5 se modifica añadiendo términos que influyen en la transferencia, de modo que en el caso de un cilindro por el cual circula cierto fluido, la expresión global de transferencia de calor queda determinada por ecuación 6:

$$\dot{Q} = \frac{1}{\frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{x_c}{k_c \cdot A_{ml}} + \frac{1}{h_e \cdot A_e}} \cdot \Delta T [W] \quad 6$$

donde h_i y h_e corresponden al coeficiente de transferencia de energía por convección de los fluidos interiores y exteriores del cilindro, respectivamente, x_c corresponde al grosor del cilindro, k_c al coeficiente de transferencia de calor por conducción del cilindro y A_{ml} , A_i y A_e el área media logarítmica que se obtiene radialmente, el área interna y externa del cilindro, respectivamente.

Los coeficientes de conducción de los materiales conductores y no conductores están claramente tabulados por bibliografía, no así para el caso del coeficiente de convección de los fluidos, los cuales variarán significativamente dependiendo del tipo de flujo y de la geometría del sistema. Para poder encontrar una aproximación acertada de h , se utiliza la expresión adimensional del número de Nusselt, el cual compara la influencia de la transferencia de calor por conducción y la transmisión por convección, mediante la Ecuación 7:

$$Nu = \frac{k \cdot L}{h} \quad 7$$

donde L corresponde al largo característico del sistema. Para lograr encontrar el valor del número de Nusselt y obtener el parámetro h , se utilizan distintas expresiones empíricas, las cuales dependerán de los siguientes factores [15]:

- » Geometría del sistema: placa plana, cilíndrica o esférica.
- » Tipo de flujo: Flujo externo o interno.
- » Movimiento del flujo: Convección natural o forzada.
- » Incidencia del flujo: Paralelo o perpendicular.

TRANSFERENCIA DE MASA

La transferencia de materia que se lleva a cabo por parte de una especie química en el espacio de una mezcla, se modela por la Ley de Fick (1855), la cual afirma que esta es proporcional al gradiente de concentración y es análoga a la Ley de Fourier de conducción de calor (Ecuación 8)[16]:

$$J = -D_{AB} \cdot \frac{dC}{dx} \left[\frac{kg}{m^2s} \right] \quad 8$$

donde J corresponde el flujo de materia por unidad de área en $[kg/m^2s]$, D_{AB} el coeficiente de difusión binaria $[m^2/s]$ y dC la diferencial de concentraciones $[kg/m^3]$ en una distancia dx . No obstante, esta ecuación tiene escaso alcance cuando se produce transferencia masa mediante un flujo convectivo, donde la ecuación predominante es:

$$\dot{m} = h_{masa} \cdot A_s \cdot \rho \cdot (w_s - w_\infty) \left[\frac{kg}{s} \right] \quad 9$$

donde h_{masa} corresponde al coeficiente de transferencia de masa por convección $[m^3/m^2 \cdot s]$, A el área de contacto $[m^2]$, ρ la densidad media de la especie $[kg/m^3]$, w_∞ la fracción másica del soluto de interés en el *bulk* o seno del fluido y w_s la fracción másica del soluto en la superficie. Como el soluto de interés en este caso es agua, la ecuación 9 se modifica según el interés de uso, en este caso utilizando la diferencial de humedad, convirtiéndose en:

$$\dot{m} = h_{masa} \cdot A_s \cdot \rho \cdot (H_s - H_\infty) \left[\frac{kg}{s} \right] \quad 10$$

Debido a la premisa de que el secado de papel constituye tanto transferencias de masa como de energía, se debe obtener una relación acertada de los respectivos coeficientes. Dado lo anterior, se utiliza la analogía de Chilton y Colburn, la cual representa de buena manera la transferencia de masa relativa a mezclas de aire-vapor, entregando una aproximación al coeficiente de transferencia de masa a partir del coeficiente de energía [16](Ecuación 11):

$$h_{masa} = \frac{h_{calor}}{\rho_{aire} \cdot C_{p,aire}} \cdot \left(\frac{\alpha}{D_{AB}} \right)^{\frac{2}{3}} \left[\frac{m^3}{m^2 \cdot s} \right]$$

donde la densidad del aire (ρ), difusividad térmica del aire (α), calor específico del aire (C_p) y la difusividad másica (D_{AB}) del vapor de agua en aire son una función de la temperatura, mientras que el coeficiente de transferencia de calor (h_{calor}) depende tanto de la temperatura como de la velocidad del fluido.

En la Figura 15 y la Tabla 5 se puede observar cómo varía este coeficiente másico a medida que se aumenta la velocidad de insuflación, a tres temperaturas distintas. El ejemplo de cálculo se aprecia en Apartado D.

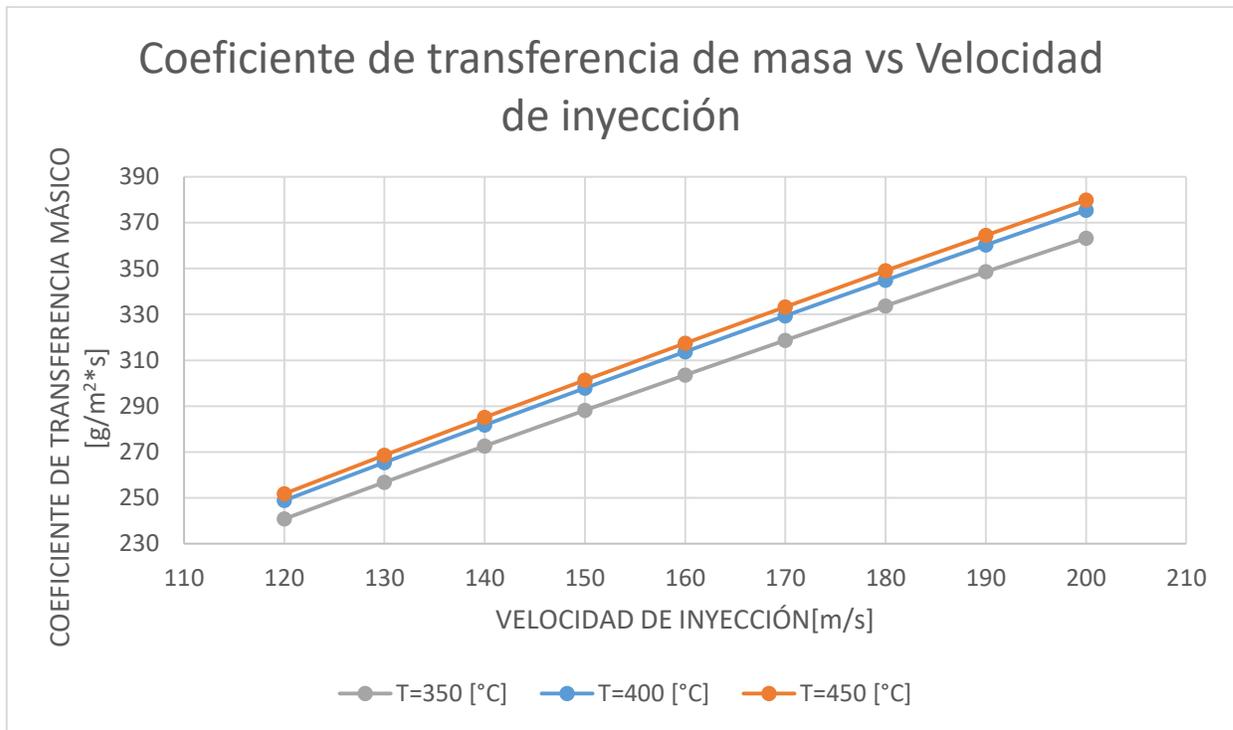


FIGURA 15: COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE MASA POR CONVECCIÓN EN FUNCIÓN DE LA VELOCIDAD DEL AIRE, A DISTINTAS TEMPERATURAS.

TABLA 5: VALORES DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE MASA A DISTINTAS VELOCIDADES Y TEMPERATURAS.

Temperatura [°C]	350			400			450		
Velocidad [m/s]	120	160	200	120	160	200	120	160	200
Coef. Masa [g/m² · s]	240,7	303,5	363,2	248,8	313,7	375,4	251,8	317,4	379,9

MEZCLAS VAPOR-AIRE

La humedad es una variable estudiada mediante la psicometría, la cual relaciona las propiedades termodinámicas de la mezcla gaseosa de aire y agua, y las condiciones para la transferencia de calor.

Se basa en el supuesto de que el aire, el agua y la mezcla de ambos se comportan como gases ideales, de manera que se define la *humedad absoluta* (ω) como el cociente entre la masa de agua presente en la masa de aire seco, en [kg/kg][14]:

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} = \frac{P_v V_v / R_v T_v}{P_a V_a / R_a T_a} = \frac{0,622 P_v}{P - P_v} \quad 12$$

donde el subíndice v indica las propiedades asociadas al vapor de agua y a las de aire. Por su parte, se tiene que P corresponde a la presión total (Ecuación 13):

$$P = P_a + P_v \quad 13$$

Asimismo, se define el concepto de *humedad relativa* como el valor que indica el porcentaje de agua que hay en el aire seco con respecto al *máximo admitido* a dicha temperatura y presión. Esta cantidad máxima está representada por la presión de vapor del agua a la temperatura de operación, es decir:

$$P_{v,máx} = P_{sat}(T) \quad 14$$

Entonces, la humedad relativa (ϕ) se cuantifica mediante:

$$\phi = \frac{P_v}{P_{sat}(T)} \quad 15$$

Así, en el momento que la humedad relativa del aire llega al 100% a una temperatura y presión determinada, dicha temperatura se denomina de *rocío*, pues es el instante en el que la primera gota de agua condensa desde el vapor en el aire.

No obstante, en la práctica, se utilizan métodos experimentales para calcular la humedad relativa y absoluta del aire, utilizando termómetros de bulbo seco y bulbo húmedo. El primero mencionado corresponde a un termómetro convencional cuyo bulbo se encuentra expuesto directamente al aire, mientras que el termómetro de bulbo húmedo posee un paño empapado en agua, lo cual genera una resistencia extra a la transferencia de calor. En Figura 16 se puede observar un esquema de un termómetro de bulbo húmedo.

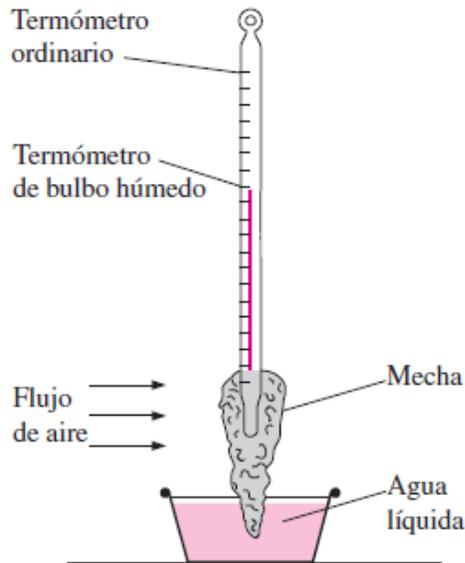


FIGURA 16: ESQUEMATIZACIÓN DE UN TERMÓMETRO DE BULBO HÚMEDO, CONSTRUIDO A PARTIR DE UN TERMÓMETRO CONVENCIONAL [14].

De esta forma, la transferencia de energía desde el aire hacia el bulbo húmedo permite la evaporación del agua; si el aire se encuentra saturado, entonces no habrá transferencia de masa ni de energía neta en el bulbo en estado estacionario, midiendo las mismas temperaturas en ambos termómetros. De otro modo, si el aire se encuentra completamente seco, la medición de temperatura por parte del bulbo húmedo descenderá hasta el punto en que exista un balance energético y másico en el volumen de control. Por lo tanto, a mayor humedad en el ambiente, más cercanas serán las mediciones de estos instrumentos.

Para simplificar el cálculo de propiedades de la mezcla gaseosa, las ecuaciones mencionadas se plasman en un gráfico psicrométrico (Figura 17), desde el cual se pueden obtener 7 variables distintas a partir de dos de ellas: entalpía de la mezcla, volumen específico, punto de rocío, humedad relativa, humedad absoluta, temperatura del bulbo seco y temperatura del bulbo húmedo. Por ejemplo, si se miden experimentalmente solo las temperaturas de bulbo seco y húmedo empíricamente, se pueden obtener las otras 5 propiedades a presión atmosférica utilizando la carta psicrométrica.

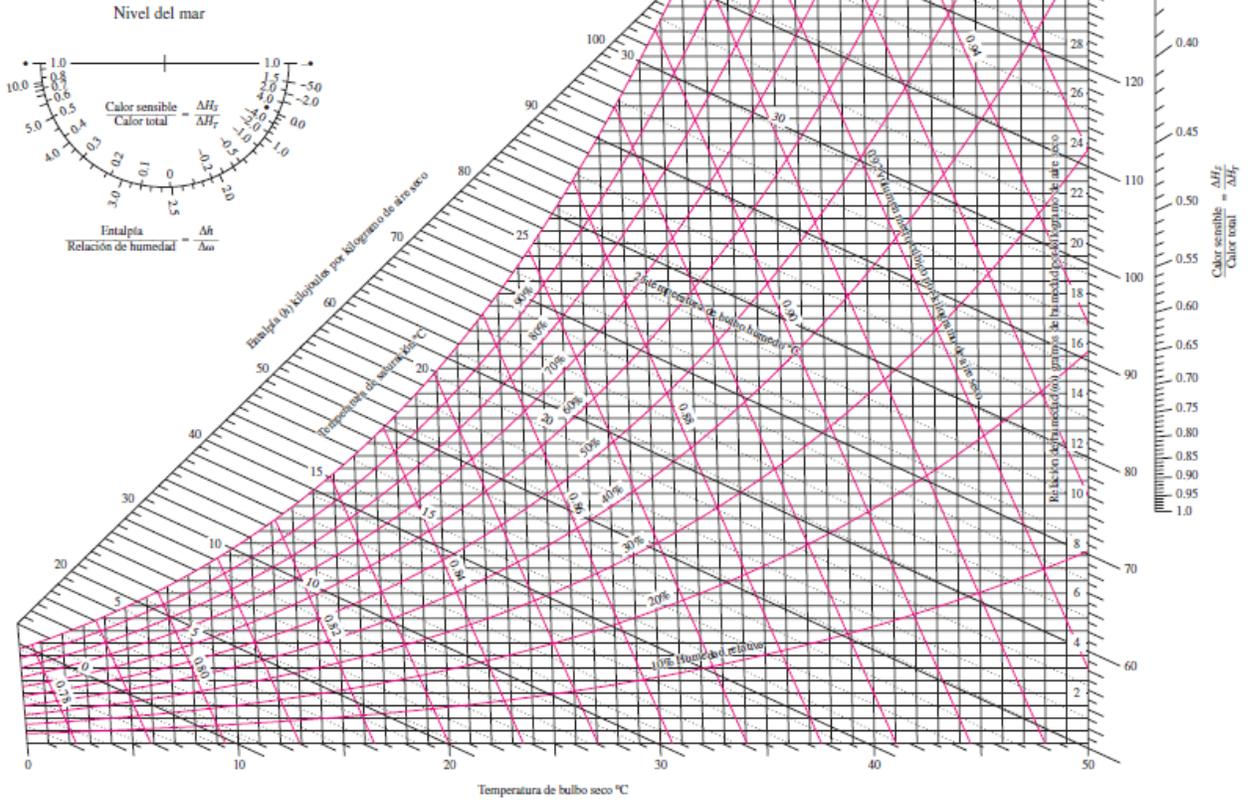


FIGURA 17: CARTA PSICOMÉTRICA A PRESIÓN ATMOSFÉRICA [14].

La psicrometría es de interés en el secado de papel, debido a la amplia diferencia que presenta la saturación del aire a temperatura ambiente y a altas temperaturas, como se indica en Tabla 6.

TABLA 6: ADMISIÓN MÁXIMA DE VAPOR DE AGUA EN AIRE SECO A PRESIÓN ATMOSFÉRICA [17].

<i>Punto de rocío [°C]</i>	<i>Agua contenida [g/kg]</i>	<i>Punto de rocío [°C]</i>	<i>Agua contenida [g/kg]</i>
10	8	90	1.397
20	15	91	1.590
30	27	92	1.829
40	49	93	2.141
50	86	94	2.550
60	152	95	3.134
70	276	96	3.999
80	546	97	5.468
82	639	98	8.343
84	755	99	17.233
86	907	100	$\approx \infty$
88	1.110		

1.4 OBJETIVOS

La capota de la máquina papelera número dos de la planta Talagante actualmente consume 110 m³ de gas natural por tonelada de papel, siendo el promedio de su consumo nominal de 90 m³/ton aproximadamente. En base a lo anterior, se plantean los objetivos generales y específicos del presente trabajo.

GENERAL

Estudiar y analizar el consumo de gas natural en la Máquina Papelera #02, CMPC Tissue Planta Talagante, cuantificando las pérdidas de combustible, y proponer mejoras en la operación para un consumo óptimo de combustible.

ESPECÍFICOS

1. Estudiar el proceso productivo y detectar las principales pérdidas energéticas.
2. Analizar componentes teóricos que disminuyen la eficiencia de la máquina papelera.
3. Realizar mediciones que permitan cuantificar las pérdidas.
4. Proponer una mejora al consumo actual de la máquina.

1.5 RESULTADOS ESPERADOS

A lo largo del estudio se pueden encontrar distintos problemas que afectan el consumo de gas de la capota, como lo son:

- » La entrada de la hoja al secado térmico tiene una humedad superior a lo esperado.
- » El secado del jumbo llega a una humedad menor de lo que estipula el diseño del equipo, por lo que su consumo de gas es superior para lograr la humedad obtenida.
- » Alteración, mala instalación o mantención deficiente de los sistemas de *pipíng* o instrumentación.

1.6 METODOLOGÍA

El procedimiento a realizar consiste en un estudio de las condiciones del proceso que afectan el rendimiento de la capota y el secado del papel. Se inicia validando la operación de los equipos de instrumentación que registran los consumos de energía actuales. Luego, se estudia en terreno las pérdidas energéticas o ineficiencias que están presentes durante la operación de la máquina, basándose en los cálculos teóricos según bibliografía.

En base a los antecedentes vistos, el siguiente paso consiste en realizar mediciones y pruebas en la máquina con el objetivo de variar los parámetros de operación y observar el ahorro energético que se produce, bajo la premisa de que tanto la velocidad de inyección como la temperatura y la humedad afectan la transferencia de masa según las ecuaciones descritas.

Para finalizar, se realiza un análisis de costos asociados al consumo real y el consumo esperado ideal bajo las condiciones de operación encontradas.

2. ESTUDIO PRELIMINAR

2.1 VALIDACIÓN DE INSTRUMENTACIÓN

En la Máquina #02 se tienen 3 medidores de flujo que son independientes: uno para el suministro de gas en cada lado de la capota, y un totalizador que mide el flujo total de gas consumido por el equipo. Los primeros mencionados son medidores de tipo placa orificio, por donde el fluido atraviesa y se registra un diferencial de presión en consecuencia, mientras que el segundo corresponde a un caudalímetro de tipo tubo de pitot.

Actualmente, se utilizan las mediciones del totalizador de flujo para cargar los consumos de combustible al sistema de la empresa, de donde se obtienen los valores de consumo que se observan en Figura 12. No obstante, este instrumento se encuentra descalibrado y no representa los consumos reales que se tenían hasta noviembre del año 2018. Esto es posible de corroborar mediante el cálculo de la temperatura de llama adiabática en la zona de combustión a partir de los consumos históricos registrados por el totalizador.

Para lo anterior, se consideran los cuatro flujos que influyen en la temperatura de los quemadores (Figura 18):

- » Entradas: aire de combustión, aire de recirculación, aire de make-up y gas natural.
- » Salidas: aire caliente hacia la capota.

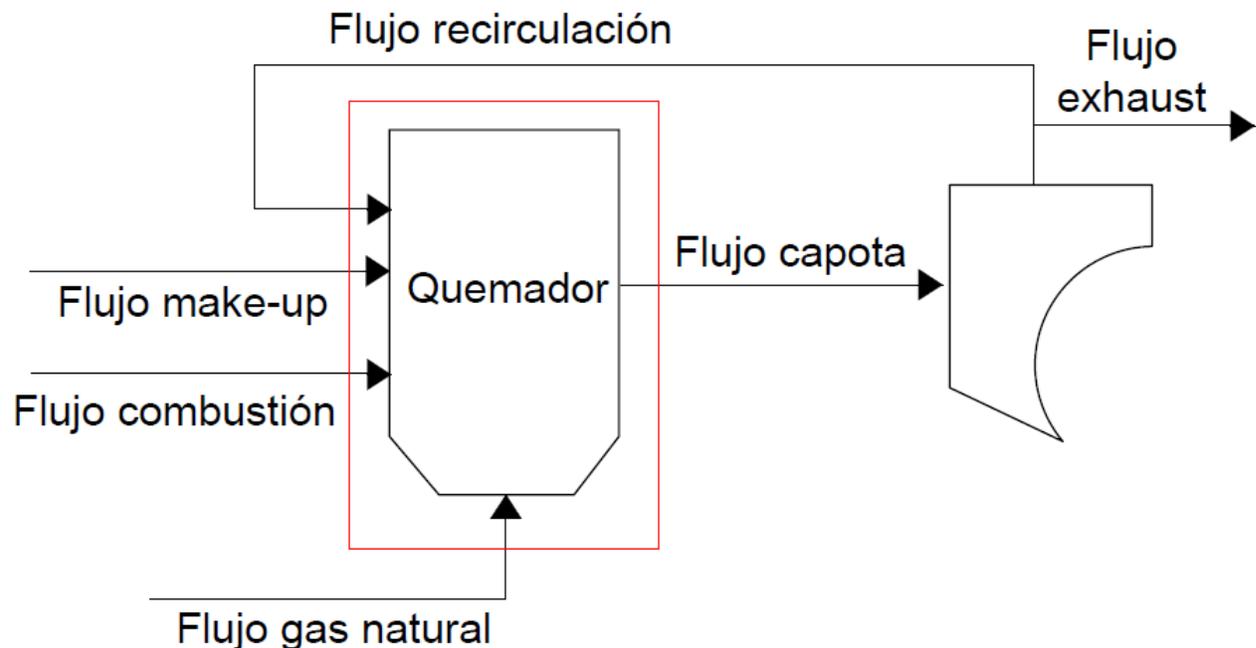


FIGURA 18: ESQUEMA DE FLUJOS DE AIRE DE ENTRADA Y SALIDA DEL QUEMADOR.

Se realizan 4 mediciones experimentales independientes donde se registran parámetros operacionales, así como también se miden en terreno las variables que no poseen instrumentación para su medición inmediata, las cuales se presentan a continuación:

Mediciones:

- » Temperatura de flujos de entrada con termómetro de bulbo seco.
- » Humedad de flujos de entrada utilizando termómetro de bulbo húmedo.

Registros:

- » Temperatura de recirculación.
- » Temperatura del quemador.
- » Flujo de consumo de gas natural.
- » Humedad de gases de salida.
- » Apertura de *dampers*.
- » Velocidad de rotación de ventiladores de insuflación.

Por su parte, el balance másico se asocia a la combustión completa del gas natural, cuya composición se asume en su totalidad como metano. Además, se tiene en consideración que los productos de la combustión son vapor de agua y dióxido de carbono, mientras que el reactivo es oxígeno gaseoso, según se menciona en la Ecuación 1. Por otro lado, los flujos volumétricos y másicos de aire se estiman mediante el catálogo de los ventiladores de insuflación y se realiza el supuesto de que cada quemador consume gas de forma equitativa.

Así, realizando el balance de energía, se obtienen los resultados que muestra la Tabla 7.

TABLA 7: TEMPERATURA DE LLAMA ADIABÁTICA CALCULADA A PARTIR DEL TOTALIZADOR.

<i>Medición</i>	<i>Temperatura real [°C]</i>	<i>Temperatura llama [°C]</i>	<i>Consumo GNP [m³/h]</i>
#1	390	292	50
#2	366	264	85
#3	420	411	166
#4	422	379	154

Es posible notar que la temperatura real es superior a la teórica en las 4 mediciones realizadas, lo cual no es coherente con la realidad, por lo que se puede afirmar que el consumo histórico registrado en la Figura 12 no tiene validez.

A partir del resultado anterior, se calibran los caudalímetros de placa orificio para cada uno de los lados de la capota de modo de obtener cuantificaciones fiables de los flujos gaseosos. Lo anterior implica verificar las mediciones de presión del instrumento, obteniendo como resultado que el medidor para el lado húmedo posee una diferencia positiva de 0,7 [mbar] con respecto a la presión real, modificando los valores de caudal medidos según la ecuación que predomina en la placa orificio:

$$Q [m^3/h] = K \cdot \sqrt{0,7 [mbar] + \Delta P}$$

Dado que no se tiene un registro concreto sobre los consumos, se realiza una estimación del consumo real de gas natural hasta la fecha, utilizando la corrección de los medidores independientes que se encuentra en el sistema de control de la máquina. De este modo, los consumos reales aproximados se resumen en la Figura 19:

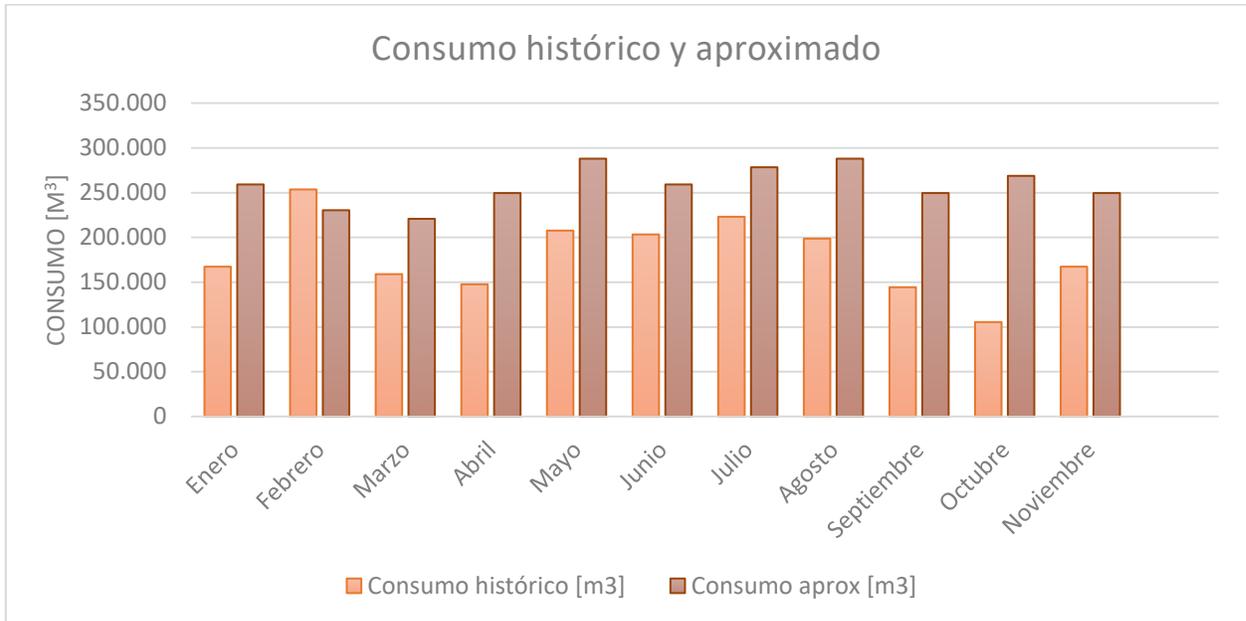


FIGURA 19: CONSUMO HISTÓRICO DE 2018 EN CONTRASTE CON EL CONSUMO APROXIMADO REAL.

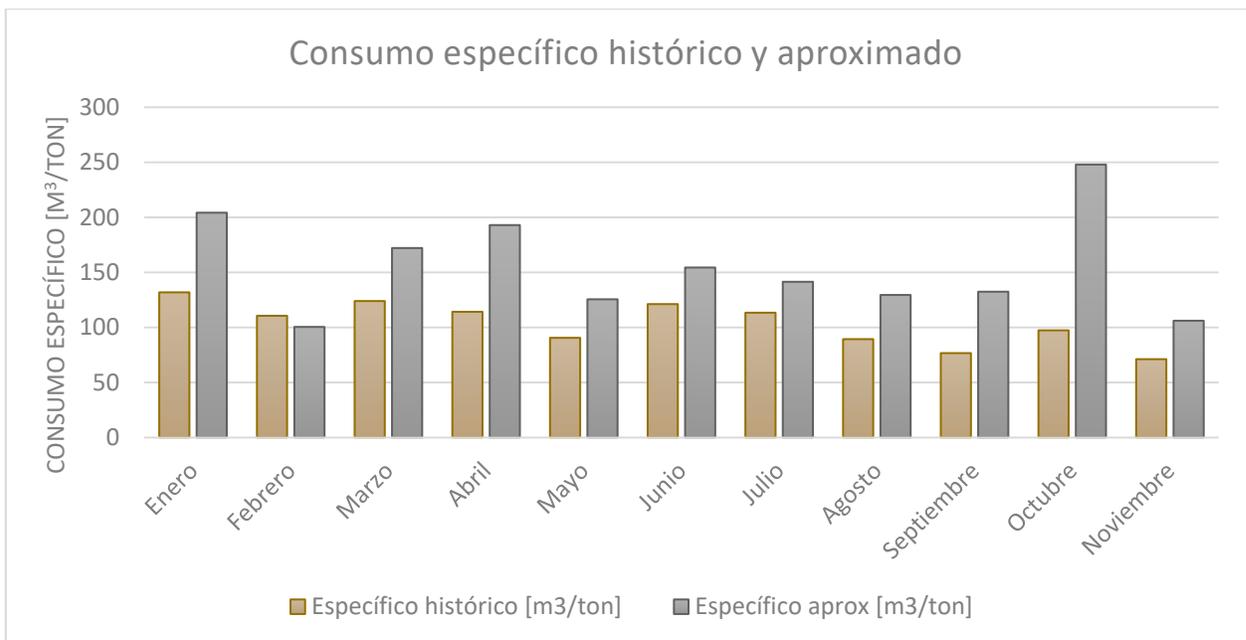


FIGURA 20: CONSUMO HISTÓRICO ESPECÍFICO DE 2018 EN CONTRASTE CON EL CONSUMO ESPECÍFICO APROXIMADO REAL.

Finalmente, el sobreconsumo que existe actualmente con respecto al consumo histórico se ve representado en la Tabla 8.

TABLA 8: DIFERENCIA ENTRE EL CONSUMO HISTÓRICO Y EL APROXIMADO DURANTE 2018.

<i>Mes</i>	<i>Sobreconsumo [m³, %]</i>		<i>Costo [USD]</i>
<i>Enero</i>	91.871	35%	\$27.561
<i>Febrero</i>	0	0%	\$0
<i>Marzo</i>	61.809	28%	\$18.543
<i>Abril</i>	125.952	41%	\$30.586
<i>Mayo</i>	80.330	28%	\$24.099
<i>Junio</i>	55.829	22%	\$16.749
<i>Julio</i>	55.290	20%	\$16.587
<i>Agosto</i>	89.310	31%	\$26.793
<i>Septiembre</i>	105.186	42%	\$31.556
<i>Octubre</i>	163.317	61%	\$48.995
<i>Noviembre</i>	82.245	33%	\$24.674
<i>Total</i>	963.939	-	\$266.142
<i>Promedio</i>	87.631	34%	\$24.195

La metodología de cálculo para las temperaturas de llama y los consumos reales aproximados se puede observar en Anexo E.

2.2 PÉRDIDA ENERGÉTICA EN DUCTOS DE AIRE CALIENTE

Para realizar un correcto análisis energético, se monitorean en terreno los ductos y conexiones pertenecientes al sistema de secado mediante aire caliente, de lo cual se observa que existe fuga de aire hacia el ambiente tanto en las tuberías como en las válvulas.

Mediante el estudio utilizando cámaras termográficas¹, se obtienen las temperaturas en la superficie de los ductos, las cuales alcanzan los 190°C (ver Figura 21).

¹ Instrumento que permite visualizar el perfil de temperatura de las superficies, indicando el valor máximo de esta.

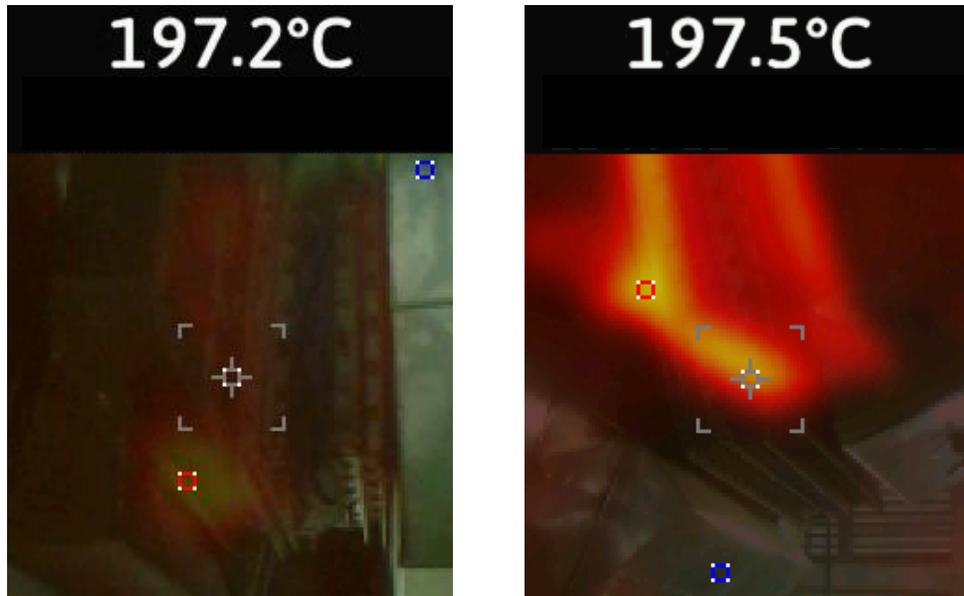


FIGURA 21: IMÁGENES OBTENIDAS MEDIANTE CÁMARA TERMOGRÁFICA.

Esta energía cedida se estima significativa para el balance energético global, así como también es potencialmente peligroso para los trabajadores que rondan la máquina. Dado lo anterior, se utiliza el supuesto de que en el *piping* del sistema solo existe pérdida energética y no másica, logrando cuantificar las pérdidas utilizando una simplificación de la Ecuación 6:

$$\dot{Q} = h_e \cdot A_e \cdot (T_{pared} - T_{amb}) \quad 16$$

Donde h_e corresponde al coeficiente de convección del aire, A_e el área total de transferencia de calor, T_{pared} la temperatura de la pared que está expuesta a la pérdida de calor, y T_{amb} la temperatura del aire, en estado estacionario.

Se estima que el área de contacto de las válvulas es de aproximadamente 2 m² por cada lado de la sección del ducto, y existen 4 válvulas que presentan fuga de calor. Considerando un coeficiente de convección de 6,19 [W/mK] calculado a partir de número adimensionales, una temperatura promedio del ducto de 180°C y temperatura ambiente de 30°C, se tiene que la pérdida es cercana a 30 [kW], equivalente a 2.200 m³ de gas natural mensuales (Anexo F).

2.3 TEMPERATURA DE LLAMA ADIABÁTICA

En la práctica, las llamas de la combustión deben tener una base azul y a lo largo de ella deben ser de un color anaranjado, dependiendo de la extensión de llama y del consumo de combustible.

Se ha podido observar que el quemador del lado seco de la capota no cumple con lo mencionado anteriormente, puesto que tanto la base como su extensión son de color

anaranjado. Dado lo anterior, se procede a encontrar la temperatura de llama adiabática ideal de los quemadores del sistema para cuantificar la pérdida energética.

Se toman supuestos coherentes que permiten simplificar el cálculo, obteniendo la Tabla 9.

TABLA 9: TEMPERATURA DE LLAMA ADIABÁTICA Y TEMPERATURA REAL DE CADA QUEMADOR.

<i>Medición</i>	<i>Temperatura real [°C]</i>	<i>Temperatura llama [°C]</i>	<i>Consumo GNP [m³/h]</i>
#1	390	433	235
#2	366	497	236
#3	420	478	258
#4	422	453	268

De lo anterior, se observan diferencias que sobrepasan los 40°C en los casos mencionados. La mejora del aspecto de la llama se puede realizar ajustando los flujos de entrada al quemador y las respectivas presiones de operación. Asimismo, se puede notar un ahorro al aislar de mejor manera los ductos de aire caliente. Tanto la aislación deficiente como la llama cualitativamente poco favorecedora generan un sobreconsumo de combustible.

De esta forma, a medida que la temperatura teórica se acerca a la real, menores serán los consumos, y por ende, mayores serán los ahorros con respecto al consumo real. En Tabla 10 se muestran los resultados del ahorro mencionado para la medición #1, a distintas temperaturas adiabáticas.

TABLA 10: AHORROS TEÓRICOS OBTENIDOS EN FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA ADIABÁTICA.

<i>T. real [°C]</i>	<i>Consumo real total [m³/h]</i>	<i>T. adiabática [°C]</i>	<i>Consumo teórico [m³/h]</i>	<i>Ahorro [m³/h]</i>	<i>Ahorro [m³/mes]</i>
390	460	390	336	124	89.280
		400	364	96	69.120
		410	392	68	48.960
		420	420	40	28.800
		430	450	10	7.200
		433	460	0	0

El detalle de cálculo de las tablas y gráficos se puede ver en Anexo G.

2.4 DISCUSIONES

De los resultados obtenidos, en primera instancia, se puede observar que existen ineficiencias energéticas asociados a la combustión incompleta y la aislación insuficiente de los ductos.

La temperatura de llama adiabática obtenida para los registros de consumo de GNP históricos muestra una contradicción con respecto a la temperatura real de las mediciones, lo que valida la premisa de que el instrumento no es apto para el registro mencionado. Se debe hacer un cambio o calibración de dicho equipo en un corto plazo pues altera la percepción de los costos previstos de energía. La utilización, en este caso, de las mediciones de los instrumentos independientes para cada lado de la capota permite tener una aproximación subestimada del consumo energético, pues utiliza el menor valor medido experimentalmente para hacer una proyección. Estos resultados obtenidos son de utilidad para la empresa de manera que se pueda gestionar la compra de instrumentación acorde al proceso.

Por otro lado, se cuantifican las pérdidas energéticas en el proceso que son provocadas por una mala aislación y sellado de las tuberías de aire. Conociendo que el aspecto de la llama predice una combustión incompleta, junto con el hecho de que la aislación tanto en los ductos de aire como en los quemadores es ineficiente, se estima el posible ahorro energético que podría tener la compañía si se solucionan ambas ineficiencias. A causa del supuesto realizado con respecto a la pérdida energética, se infiere que el resultado obtenido corresponde a una subestimación del valor real, pudiendo este último ser significativamente superior dada la pérdida de masa hacia el ambiente. Lo anteriormente mencionado, junto con el hecho de que el potencial ahorro mediante aislación de ductos es de 2.196 [m³] al mes según los resultados mostrados, se puede inferir que las mejoras en los quemadores se acercan a la temperatura adiabática de 430 [°C], es decir, el ahorro que se produce es 10 [m³/h] equivalente a 7.200 [m³] al mes.

Si bien el cálculo de temperatura de llama adiabática corresponde a una aproximación dados los supuestos tomados, existe una amplia diferencia entre la temperatura adiabática en la condición mejorada y la temperatura real (430 y 390°C, respectivamente), la cual genera en consecuencia una alta disparidad en el consumo de gas, que supera los 80.000 m³ por mes. Dadas las características gaseosas del combustible utilizado, es necesario contar con caudalímetros que normalicen el flujo según la temperatura de venta, de forma que el poder calorífico estándar del gas (en Nm³) se pueda utilizar dadas esas condiciones. Es por lo que anterior que cabe la posibilidad de que los medidores a cada lado de la capota presenten algún grado de imprecisión dado el principio de funcionamiento. Todo lo mencionado se discute sin dejar de lado la posibilidad de pérdidas energéticas adicionales no contempladas en los ductos, por lo que la temperatura de llama solamente se utiliza como referencia.

Finalmente, dado que no se han observado mayores anomalías en el sistema de secado por aire caliente, se procede a realizar pruebas experimentales.

3. PRUEBAS EXPERIMENTALES

En este apartado se analiza la influencia de las condiciones de operación sobre el consumo de gas en el sistema de secado. En primer lugar, según se observa en la Figura 15, la variación en el coeficiente de transferencia de masa es de aproximadamente 15 [g/m²s] por cada 10 [m/s] de incremento la velocidad del aire, contrario a lo que se ve con el efecto de la temperatura, donde con una variación positiva de 50 [°C] el coeficiente solo incrementa 8 [g/m²s]. Lo anterior indica que es posible ajustar el consumo de gas natural al disminuir la temperatura del aire de insuflación y aumentar la velocidad de inyección del mismo.

Igualmente, la admisión máxima de vapor de agua en flujos de aire que oscilan entre los 350°C hasta 450°C esta indeterminada, pues en ambos casos se supera la temperatura de saturación a presión atmosférica (Tabla 6); por lo tanto, el flujo de recirculación también afecta directamente al consumo específico de gas, puesto que a medida que disminuye la recirculación un flujo mayor de aire caliente se expelle hacia la atmósfera y uno equivalente, pero de aire frío, ingresa al sistema, necesitándose mayor energía para obtener una temperatura determinada (Figura 11).

No obstante, se debe tener especial cuidado al realizar los ensayos, pues existen problemas operacionales que no se ven reflejados en las ecuaciones descritas. Es decir, la calidad del papel no solo depende de una buena transferencia de calor y masa en el secado térmico, sino también de factores externos como lo es la formación de la hoja y el correcto secado en la etapa de prensado. En las fases mencionadas se pueden producir desperfectos en el papel asociados a hoyos perceptibles al ojo humano.

Los hoyos en el papel se pueden producir por un mal drenaje de agua en la zona húmeda, lo que afecta principalmente a la inyección de aire. Las gotas del líquido en el papel, debido a las altas temperaturas y altas velocidades de inyección, forman una pequeña ampolla que revienta con el tiempo, formándose el hoyito en la hoja. En función de lo anterior, los ventiladores deben operar a una velocidad máxima determinada experimentalmente, dependiendo del gramaje, del tipo de papel y de la velocidad de la máquina.

Debido a lo mencionado, se realizan pruebas de operación en los dos tipos de papeles fabricados en MP-02, y que consiste en variar 3 condiciones mencionadas: el flujo de recirculación de aire desde la capota, la temperatura del quemador y la velocidad del ventilador de recirculación. El objetivo consiste en aumentar la velocidad de insuflación y disminuir la temperatura, junto con ajustar las válvulas de exhaust, con el fin de mantener la transferencia de masa invariante durante el secado y disminuir el consumo energético. Todo lo anterior se realiza procurando mantener la calidad y propiedades del papel.

3.1 EXPERIMENTOS EN CRESCENT FORMER

La primera prueba se realiza en el producto 760: Servilleta Elite Blanca, cuyo gramaje es de 20 [g/m²] y su composición corresponde a celulosa en su totalidad. Dentro de los parámetros de calidad requeridos en este producto, se destaca la humedad final del jumbo, la cual debe permanecer en el rango 4 - 6,8%.

Las condiciones del cilindro Yankee se mantuvieron invariantes según se explicita en Tabla 11.

TABLA 11: CONDICIONES OPERACIONALES DEL CILINDRO SECADOR DURANTE LA FASE EXPERIMENTAL 1.

<i>Parámetro</i>	<i>Valor</i>	<i>Unidad</i>
<i>Flujo caldera</i>	3.340	[kg/h]
<i>Temperatura caldera</i>	200,3	[°C]
<i>Flujo separador</i>	2.210	[kg/h]
<i>Temperatura separador</i>	142,9	[°C]
<i>Presión Yankee</i>	4,3	[bar]
<i>Presión diferencial</i>	0,9	[bar]
<i>Velocidad</i>	1.458	[m/s]

El procedimiento consiste en aumentar la velocidad de impacto del aire mediante la variación de las RPM de los ventiladores de insuflación, esperando en consecuencia un secado excesivo en el papel. Debido a lo anterior, será posible disminuir la temperatura de los quemadores hasta obtener un jumbo cuya humedad se mantenga dentro de los rangos aceptables por normativa para el producto. Finalmente, se intervienen las válvulas de gases de salida.

La manipulación de las variables operacionales del sistema de quemadores se realiza metodológicamente como se muestra en Tabla 12, mostrando el comportamiento del consumo de gas natural según se observa en Figura 22.

TABLA 12: PARÁMETROS DE OPERACIÓN DE CAPOTA EN EXPERIMENTO 1.

	<i>T° LS</i> [°C]	<i>T° LH</i> [°C]	<i>RPM LS</i>	<i>RPM LH</i>	<i>Apertura</i> <i>LS [-]</i>	<i>Apertura</i> <i>LH [-]</i>	<i>Consumo</i> [m ³ /ton]
<i>Control</i>	425	420	1240	1240	40%	40%	123,5
<i>#1</i>	425	420	1290	1290	40%	40%	124,7
<i>#2</i>	425	420	1340	1340	40%	40%	124,0
<i>#3</i>	425	420	1380	1380	40%	40%	125,1
<i>#4</i>	415	410	1380	1380	40%	40%	122,2
<i>#5</i>	405	400	1380	1380	40%	40%	120,0
<i>#6</i>	395	390	1380	1380	40%	40%	117,8
<i>#7</i>	395	390	1380	1380	30%	30%	117,1

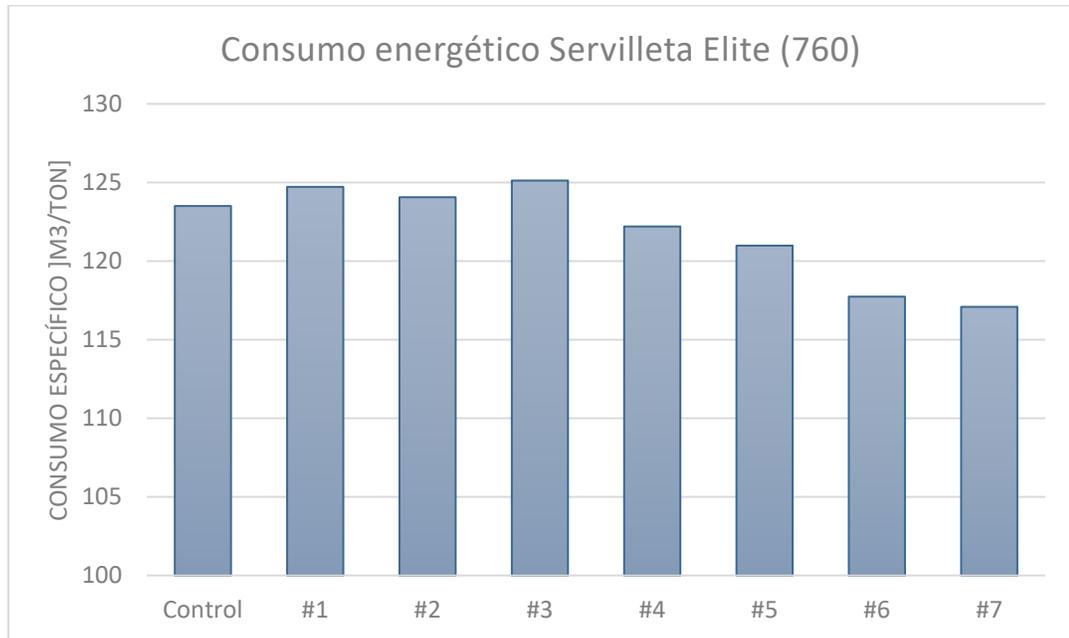


FIGURA 22: COMPORTAMIENTO DEL CONSUMO ENERGÉTICO EN EXPERIMENTO 1.

Se obtiene una disminución directa de 6,4 [m³/ton] que no afecta de ninguna manera los parámetros de calidad del papel, pues la humedad de la hoja se mantiene dentro del rango permitido. En Figura 23 se muestra la tendencia de la humedad de los gases de *exhaust* durante las mismas pruebas realizadas en producto 760.

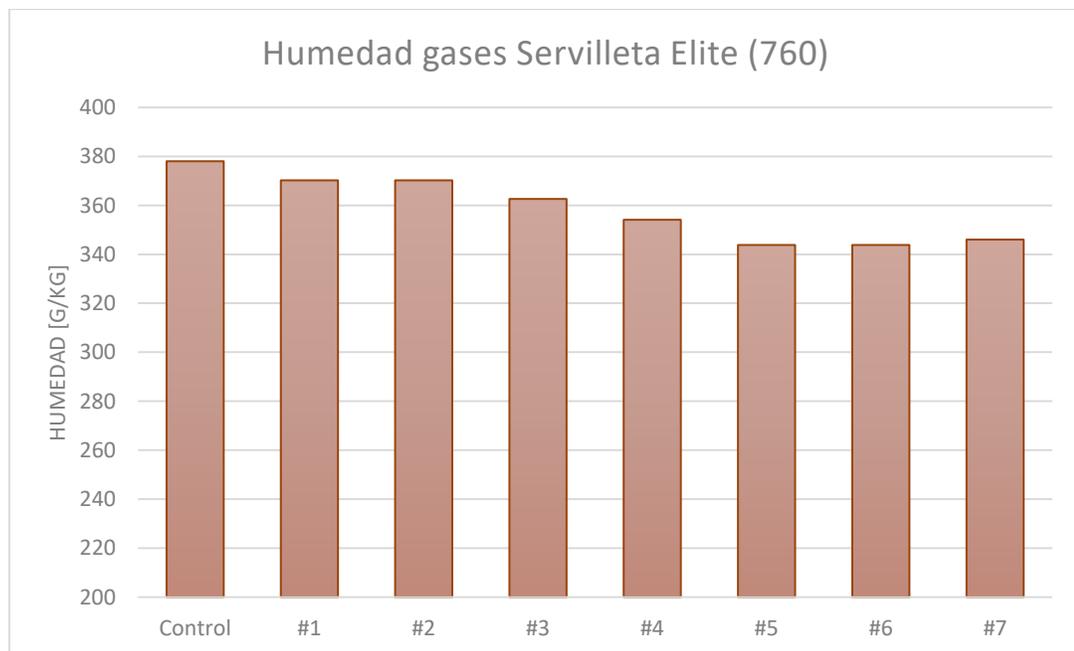


FIGURA 23: HUMEDAD DE LOS GASES DE SALIDA EN LAS PRUEBAS REALIZADAS EN EXPERIMENTO 1.

Debido a los resultados obtenidos, es posible replicar las pruebas experimentales en otro producto convencional, en este caso, en el producto 767: Servilleta Nova, cuyo gramaje es similar al anterior (19 [g/m²]). Los resultados obtenidos se muestran en la Figura 24.

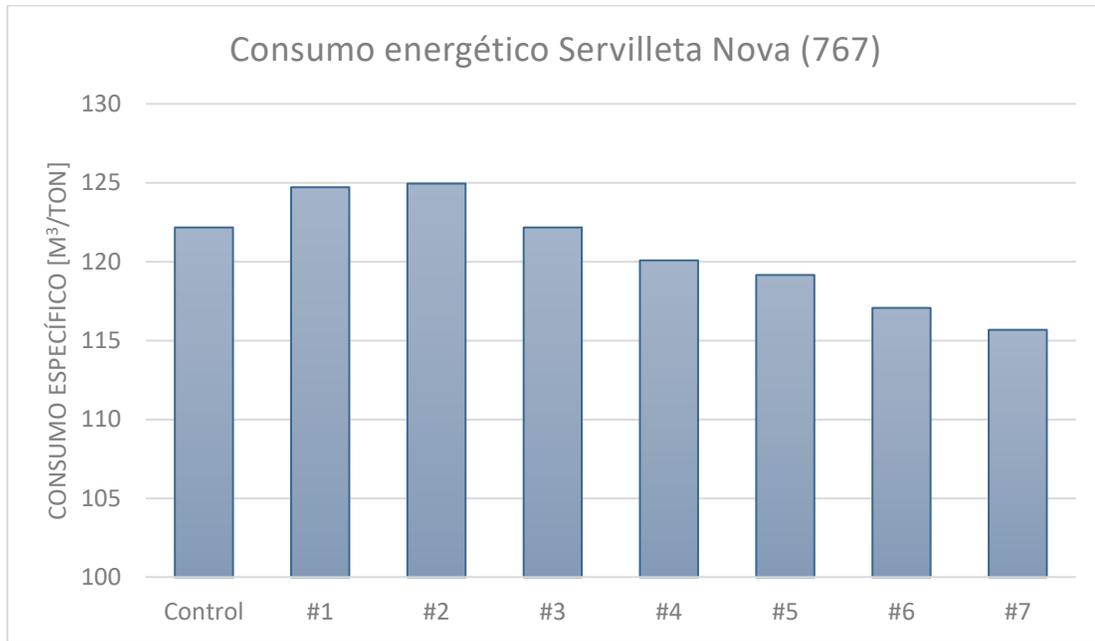


FIGURA 24: COMPORTAMIENTO DEL CONSUMO ENERGÉTICO EN EXPERIMENTO 2.

Asimismo, las condiciones operacionales del sistema de aire caliente y del cilindro secador se muestran en Tabla 13 y Tabla 14, junto con el comportamiento de la humedad de los gases de salida (Figura 25).

TABLA 13: PARÁMETROS DE OPERACIÓN DE CAPOTA EN EXPERIMENTO 2.

	$T^{\circ} LH$ [°C]	$T^{\circ} LH$ [°C]	$RPM LS$	$RPM LH$	Apertura LH [-]	Apertura LS [-]	Consumo [m³/ton]
<i>Control</i>	441	441	1245	1245	40%	40%	122,2
<i>#1</i>	441	441	1310	1310	40%	40%	124,7
<i>#2</i>	441	441	1380	1380	40%	40%	125,0
<i>#3</i>	431	431	1380	1380	40%	40%	122,2
<i>#4</i>	421	421	1380	1380	40%	40%	120,1
<i>#5</i>	415	415	1380	1380	40%	40%	119,2
<i>#6</i>	405	405	1380	1380	40%	40%	117,1
<i>#7</i>	395	395	1380	1380	40%	40%	115,7

TABLA 14: CONDICIONES OPERACIONALES DEL CILINDRO SECADOR DURANTE LA FASE EXPERIMENTAL 2.

<i>Parámetro</i>	<i>Valor</i>	<i>Unidad</i>
<i>Flujo caldera</i>	3.740	[kg/h]
<i>Temperatura caldera</i>	201,	[°C]
<i>Flujo separador</i>	2210	[kg/h]
<i>Temperatura separador</i>	153,4	[°C]
<i>Presión Yankee</i>	5,8	[bar]
<i>Presión diferencial</i>	2	[bar]
<i>Velocidad</i>	1.540	[m/s]

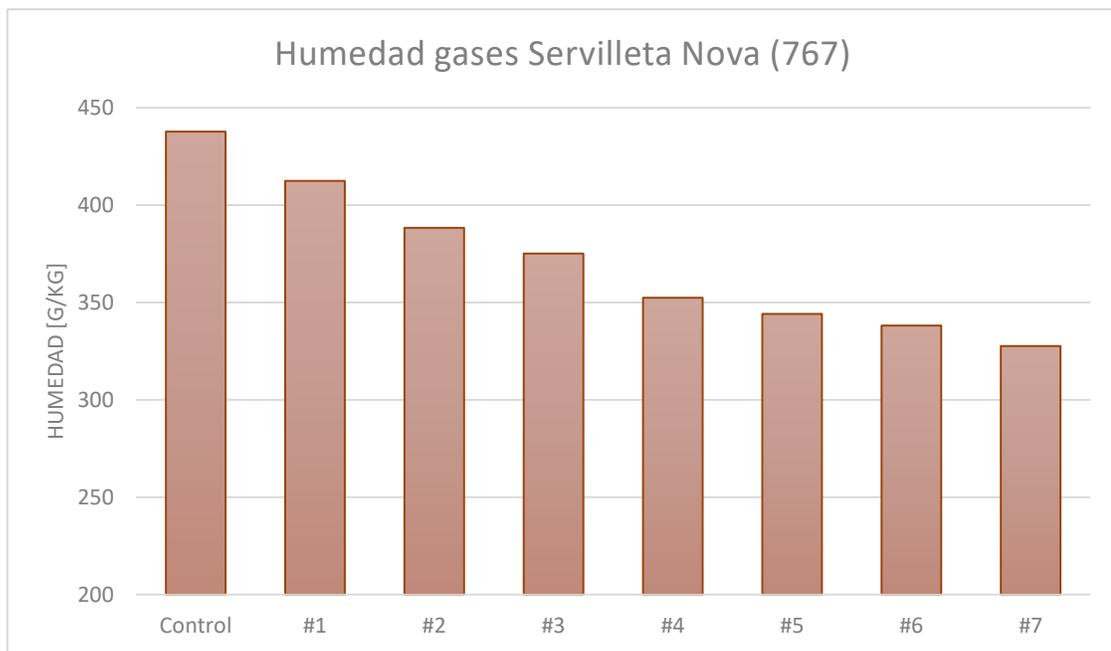


FIGURA 25: HUMEDAD DE LOS GASES DE SALIDA EN LAS PRUEBAS REALIZADAS EN EXPERIMENTO 2.

CONDICIONES BÁSICAS

Para lograr validar los resultados encontrados como el mínimo de consumo para el tipo de papel, se verifican las condiciones básicas de los equipos de secado. En este aspecto son relevantes las variables operacionales del Yankee y la humedad de entrada al secado térmico. Con respecto al vapor del cilindro, se observa que se encuentra dentro del rango esperado máximo, no obstante, no existe un catálogo operacional del cilindro que indique las condiciones óptimas de operación por cada tipo de papel. Por otro lado, se realiza una medición de la humedad en la prensa del Yankee en configuración Crescent Former, obteniendo un valor promedio de 57,4%, que está acorde a lo esperado.

CALIDAD

Con el fin de validar las condiciones de operación encontradas en la sección de resultados, se debe corroborar que las características del jumbo resultante no exceda la ficha técnica del producto. Dado que las variaciones en las condiciones de operación de la capota solo afectan directamente la humedad de la hoja, se estudiará únicamente dicha característica.

Para lo anterior, se obtiene una muestra abundante de forma longitudinal del jumbo, una vez que el proceso ha alcanzado un estado invariante, y se procede a medir la humedad del jumbo para cada sección de ancho 100 [mm], obteniendo los resultados que se muestran en Figura 26.

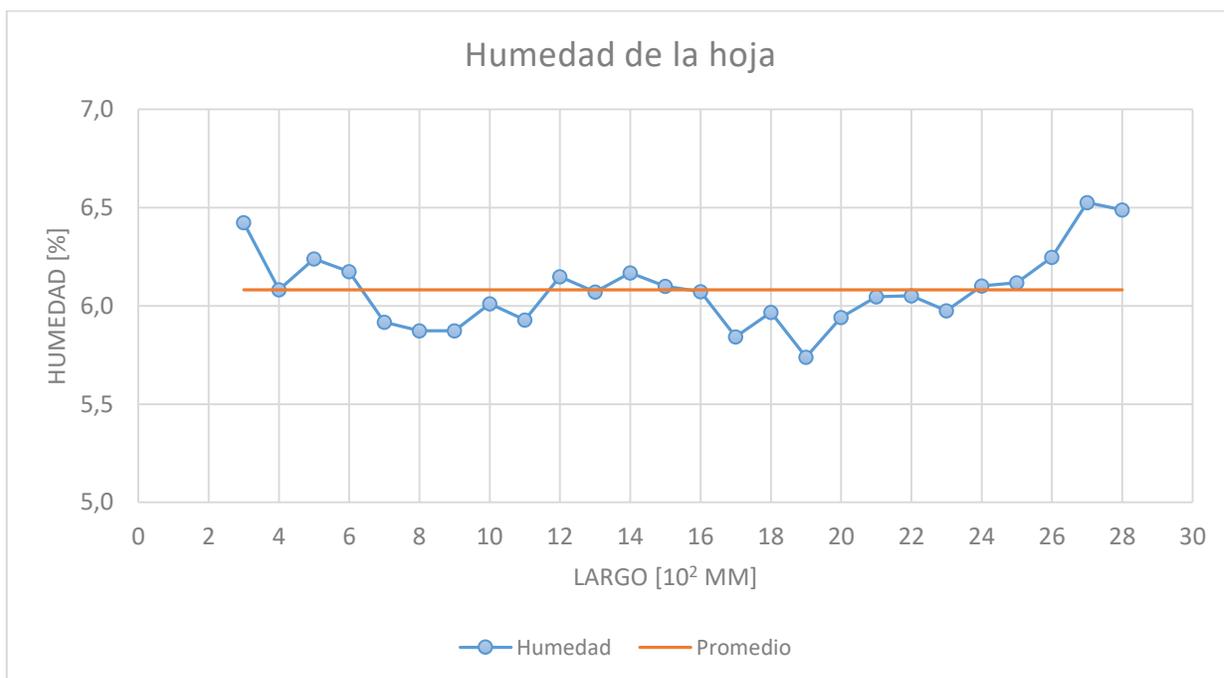


FIGURA 26: HUMEDAD DE LA HOJA A LO ANCHO DEL JUMBO, PRODUCTO 767.

Del gráfico anterior se puede notar que el perfil de humedades no es uniforme a lo ancho del jumbo, teniendo como máximo una humedad de 6,5% y un mínimo de 5,7%. Todos los valores registrados se encuentran dentro de la norma, siendo el promedio el valor requerido para analizar la humedad, en este caso de 6,1%.

Los ejemplos de cálculo para ensayos experimentales 1 y 2 en Crescent Former se pueden observar en Anexos H e I, respectivamente.

3.2 EXPERIMENTOS EN ATMOS

Luego de analizar los resultados en papeles convencionales, se realizaron pruebas en el producto 746: Toalla una hoja Atmos institucional, modificando las mismas variables de operación en las capotas. Sin embargo, estos experimentos se realizan en dos

procedimientos distintos: el primero variando únicamente la apertura de válvulas, mientras que el segundo solo involucra disminución de temperatura de insuflación.

Para el primer ensayo en Atmos, se mantienen las condiciones en el Yankee invariantes, según se indica en la Tabla 15.

TABLA 15: CONDICIONES OPERACIONALES DEL CILINDRO SECADOR DURANTE LA FASE EXPERIMENTAL. 2.1 Y 2.2.

<i>Parámetro</i>	<i>Valor</i>	<i>Unidad</i>
<i>Flujo caldera</i>	2.588	[kg/h]
<i>Temperatura caldera</i>	201,1	[°C]
<i>Flujo separador</i>	2.202,3	[kg/h]
<i>Temperatura separador</i>	151	[°C]
<i>Presión Yankee</i>	5,2	[bar]
<i>Presión diferencial</i>	0,74	[bar]
<i>Velocidad</i>	560	[m/min]

La Figura 27 se muestra la variación del consumo específico a medida que se disminuye la apertura de los *dampers* de salida de gases. Los parámetros variados en cada prueba, en contraste con los valores de control, se muestran en la Tabla 16, mientras que la tendencia de humedad en los gases de salida se observa en la Figura 28.

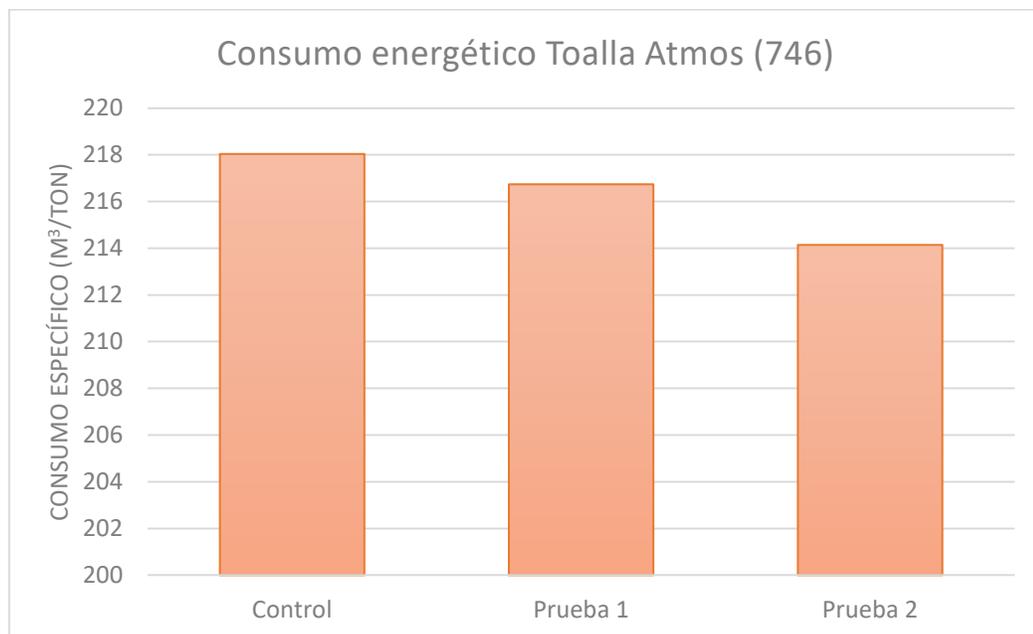


FIGURA 27: PRUEBAS MODIFICANDO APERTURA DE DAMPERS EN EXPERIMENTO 3.1.

TABLA 16: PARÁMETROS DE OPERACIÓN EN EXPERIMENTO 3.1

	Apertura LH [-]	Apertura LS [-]	Consumo [m ³ /ton]
<i>Control</i>	75%	65%	218,0
<i>Prueba 1</i>	65%	55%	216,7
<i>Prueba 2</i>	55%	45%	214,1
<i>Diferencia</i>	-	-	3,9

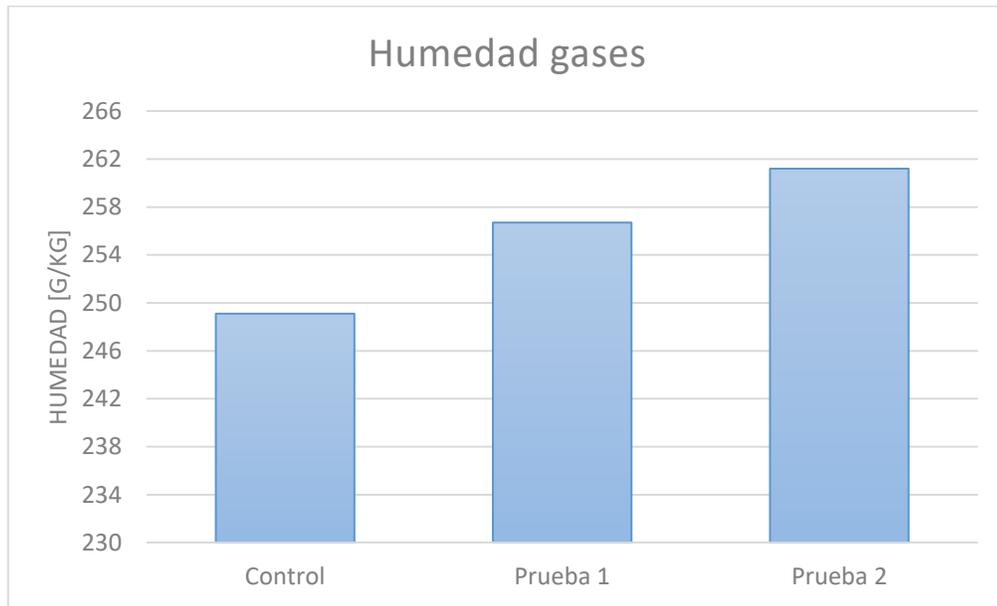


FIGURA 28: HUMEDAD DE LOS GASES DE SALIDA EN LAS PRUEBAS REALIZADAS EN EXPERIMENTO 3.1.

Del experimento anterior se observa una reducción inmediata de 3,5 [m³/ton], confirmando el hecho de que estas variaciones no afectan la calidad del papel. No obstante, cuando la apertura de dampers está bajo el nivel indicado, se comienzan a ver desprendimientos de papel y hoyos a causa de la humedad.

Igualmente, se realizó el segundo ensayo experimental en Atmos, manteniendo constante el valor de los otros parámetros del secado con vapor (Tabla 15). Los resultados se muestran en Figura 29, con los parámetros fijados según indica la Tabla 17.

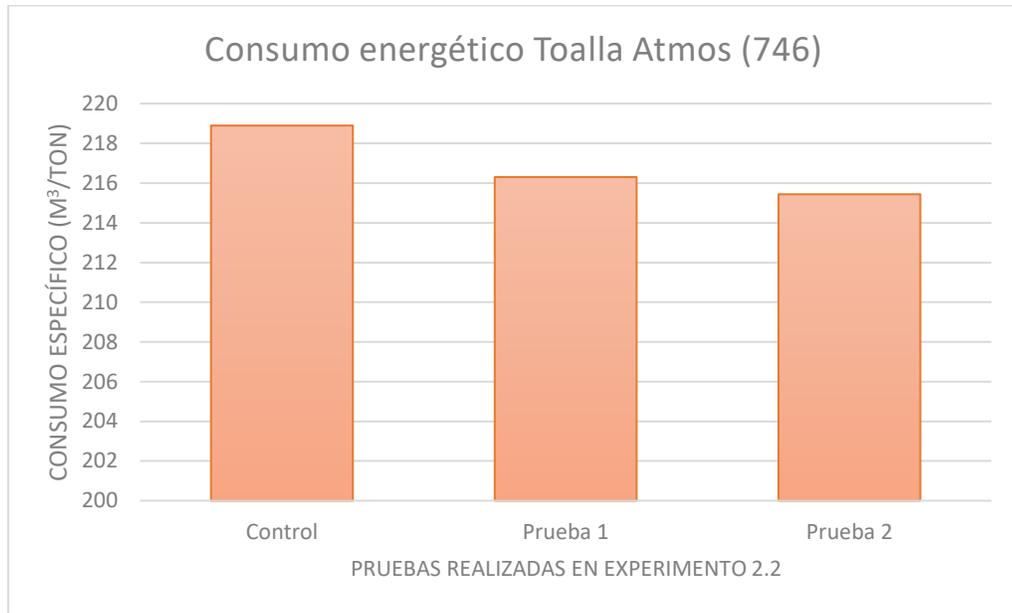


FIGURA 29: PRUEBAS MODIFICANDO TEMPERATURAS EN EXPERIMENTO 3.2.

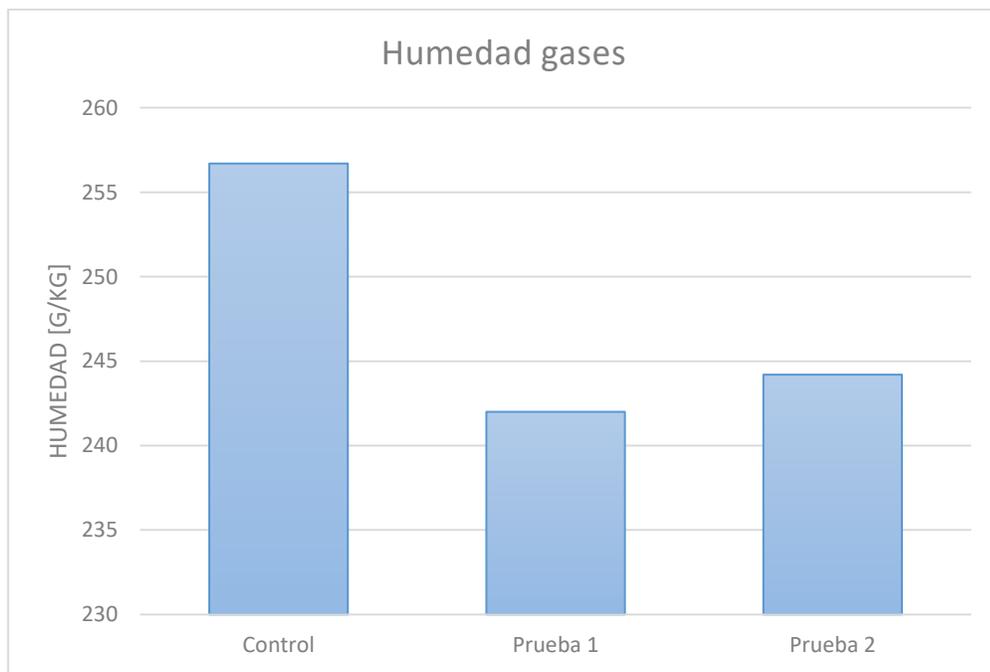


FIGURA 30: HUMEDAD DE LOS GASES DE SALIDA EN LAS PRUEBAS REALIZADAS EN EXPERIMENTO 3.2.

TABLA 17: PARÁMETROS DE OPERACIÓN EN EXPERIMENTO 3.2.

	<i>Temperatura LH [°C]</i>	<i>Temperatura LS [°C]</i>	<i>Consumo [m³/ton]</i>
<i>Control</i>	450	415	218,9
<i>Prueba 1</i>	445	410	216,3
<i>Prueba 2</i>	440	405	215,4
<i>Diferencia</i>	-	-	3,5

Se observa que la reducción de consumo modificando las temperaturas es menor a la obtenida modificando la apertura de los *dampers*, no obstante, en ambas pruebas el ahorro no es significativo, representando el 1,6% del consumo total.

CONDICIONES BÁSICAS

Según los resultados obtenidos, se infiere que existen anomalías en la sección húmeda de máquina, lo que genera que la hoja llegue con mayor porcentaje de humedad a la entrada del Yankee. De esta forma, se toman muestras de la hoja, antes y después de las pruebas experimentales en la capota, para medir su porcentaje de humedad, registrando los valores obtenidos en Tabla 18.

TABLA 18: RESULTADOS DE SECO EN PRENSA YANKEE, ANTES Y DESPUÉS DE PRUEBAS EN CAPOTA.

<i>Medición</i>	<i>Humedad promedio [%]</i>
<i>#1 (antes)</i>	62,36
<i>#2 (después)</i>	63,48

Se registra una diferencia superior a un punto a la salida de la prensa para el mismo producto, verificando que en el segundo caso la condición básica de entrada al sistema no se cumple en su totalidad, esperando una humedad promedio de 63%.

Todos los detalles de cálculo de los experimentos en configuración Atmos se pueden verificar en Anexo J.

3.3 DISCUSIONES

En esta sección se ha podido observar que la transferencia de masa desde el papel hacia los flujos de aire dependen netamente de dos variables: la velocidad del aire y su temperatura de insuflación. De las dos variables mencionadas, teóricamente se destaca que existe un mayor aumento del coeficiente de transferencia de masa gracias al incremento de la velocidad del aire, mientras que el aumento de temperatura no genera cambios significativos.

Del experimento n°1 realizado en papel Crescent Former, se observa que las tres variables manipuladas generan un cambio en el consumo de gas natural; en particular,

el aumento de la velocidad de rotación y la disminución de la temperatura logran reducir el consumo del combustible desde 123 [m³/ton] hasta 117 [m³/ton], corroborando que la velocidad del aire afecta de manera importante el coeficiente de transferencia de masa (Figura 15). Sin embargo, la disminución de consumo no supera el 5%, contrastándose a la esperada por la empresa, cercana al 35% para alcanzar el consumo estándar de 80 m³/ton en papeles convencionales. De manera similar se muestra el comportamiento del consumo energético con respecto a la apertura de válvulas de salida, donde el cierre de éstas de 40% a 30% no genera un aumento significativo en la humedad del aire, cercano a 3 [g/kg], traduciéndose en un ahorro menor a 1 [m³/ton].

El experimento n°2 en papeles convencionales muestra la misma tendencia anterior, desde el cual se obtiene un ahorro de 6 [m³/ton]. No obstante, en ambos experimentos se obtiene un resultado distinto al esperado, donde no se logra alcanzar el estándar de consumo de 80 [m³/ton]. De lo anterior se puede desprender que el estándar fijado por la empresa no se condice con el catálogo del equipo fabricado por el proveedor, donde el consumo específico depende de variables múltiples como lo son el gramaje, la velocidad de la máquina, la velocidad de inyección y temperatura del aire, por lo cual los consumos reales no debieran ser iguales en los variados tipos de papel fabricados en la máquina.

Es importante mencionar que ambos ensayos se realizaron en productos cuyo gramaje es alto -20 y 19 [g/m²] respectivamente- en comparación con otros productos convencionales fabricados en la máquina #02 (15 [g/m²]), por lo que las condiciones establecidas pueden extrapolarse para los otros papeles, bajo la premisa de que un menor gramaje tiene como consecuencia una menor evaporación de agua requerida y un menor consumo de gas según se muestra en la Tabla 4.

Con respecto al comportamiento de la humedad en la salida de los gases, se observa que este valor disminuye en los ensayos realizados en productos convencionales, lo cual se explica tanto para las velocidades de rotación como para las temperaturas. En primer lugar, el aumento de la velocidad de rotación implica una mayor velocidad de ingreso de aire fresco, en consecuencia de la expulsión de aire, provocando que en el estado estacionario la concentración de agua en aire disminuya. En el caso de la disminución de temperatura, esta genera una leve disminución de la transferencia de masa, provocando un aumento en la humedad del papel. La discusión anterior es de relevancia puesto que el secado excesivo de la lámina de papel que se tiene como registro en la máquina tiene como consecuencia un consumo extra de gas natural no contemplado en los estándares.

De la misma forma, se realizaron pruebas en Atmos, encontrando que la variación del consumo es de 218 a 214,1 [m³/ton] cuando las condiciones los *dampers* son manipuladas, en contraste con la variación de temperaturas en los quemadores, cuya reducción se establece desde 218,9 a 215,4 [m³/ton], considerando invariantes los parámetros del cilindro secador. Ambos ensayos se condicen con el comportamiento de los gases de salida, donde el primero de ellos responde a un aumento en la masa de agua en aire dada la mayor recirculación, mientras que en la segunda se observa una disminución en consecuencia del aumento de la humedad en la hoja de papel.

Sin embargo, las pruebas en papeles estructurados no alcanzaron los resultados esperados, debido a que al superar una velocidad de rotación de 1.060 RPM se generan malformaciones en el papel, viéndose el mismo comportamiento al disminuir la temperatura de los quemadores. La imposibilidad de aumentar la velocidad de inyección en la capota refleja un problema al momento de disminuir el consumo, debido a que las altas temperaturas suplen el déficit que genera la baja velocidad en relación a la transferencia de masa.

Con el objetivo de encontrar la razón por la cual el consumo es excesivo en configuración Atmos, se realizan pruebas de seco en la prensa observándose que el porcentaje de humedad difiere en un punto en las mediciones mostradas en Tabla 18. Esta diferencia se asocia a la disfuncionalidad de dos bombas de extracción de agua en la máquina papelera, lo que disminuye la eficiencia del secado en la sección húmeda. No obstante, los resultados de la medición #1 no son óptimas pues en ese caso existe una bomba de vacío no operativa, que también genera un aumento en la humedad. En consecuencia a la falla en el secado mecánico, se debe aumentar el consumo de gas para llegar al estándar de humedad de la hoja en el secado térmico.

A pesar de que los resultados obtenidos para los papeles estructurados no se condicen con los esperados, es de importancia discutir sobre el hecho de que no se sugiere una velocidad de inyección mínima en productos Atmos, contrario al caso de Crescent Former. Esto puede significar que el cálculo por parte del fabricante haya considerado el estándar de 120 [m³/ton] a partir de las mismas velocidades de rotación que los productos convencionales (1200-1300 RPM), condiciones que no son posibles de establecer en Atmos debido a sus características. Las bajas revoluciones traen como consecuencia bajas velocidades de inyección, inferiores a 150 [m/s], disminuyendo el coeficiente de transferencia de masa en consecuencia.

Es de importancia mencionar que los consumos específicos históricos registrados por la empresa son calculados en base al consumo de gas y a la producción total de jumbos que se dirigen a la etapa de conversión, lo cual implica que este valor aumenta a medida que los jumbos se rechazan por problemas en la calidad; contrario al cálculo de consumo específico llevado a cabo en el cuerpo de este informe, el cual considera la tasa de producción continua de la máquina. Dado lo anterior, los resultados obtenidos relacionados al ahorro energético no necesariamente coincidirán con la metodología de cálculo de la empresa señalada.

Finalmente, y del mismo modo que se menciona anteriormente, es de importancia percibir que una incorrecta operación de la máquina puede provocar aumentos en los costos de gas natural de manera rápida, por ejemplo, si los dampers de salida se encuentran lo suficientemente abiertos, la temperatura de los quemadores excesivamente alta y una velocidad de rotación baja de los ventiladores. Es por esto que es relevante imponer un rango de condiciones de operación que aseguren mantener el consumo de gas dentro del estándar.

4. IMPACTO ECONÓMICO

La reducción del consumo de combustible en la capota influye directamente en los costos operacionales de la empresa. Dado lo anterior, se realiza un análisis de costos asociados a las dos falencias encontradas.

Ineficiencias energéticas:

El ahorro de costos asociado a la combustión eficiente de la llama, junto con el correcto mantenimiento de los sistemas de piping se estima en 10 [m³/mes], por lo cual el cálculo de costos se realiza rápidamente utilizando un valor fijo de gas natural como:

$$A_c = \text{Flujo gas} \left[\frac{m^3}{mes} \right] \cdot \text{Valor gas} \left[\frac{USD}{m^3} \right]$$

De esta forma, la Tabla 10 de llama adiabática se completa con el ahorro de costos teórico:

<i>T. real</i> [°C]	<i>Consumo real total</i> [m ³ /h]	<i>T. adiabática</i> [°C]	<i>Consumo teórico</i> [m ³ /h]	<i>Ahorro</i> [m ³ /h]	<i>Ahorro</i> [m ³ /mes]	<i>Ahorro</i> [USD/mes]
390	460	390	336	124	89.280	\$26.784
		400	364	96	69.120	\$20.736
		410	392	68	48.960	\$14.688
		420	420	40	28.800	\$8.640
		430	450	10	7.200	\$2.160
		433	460	0	0	\$0

Condiciones operacionales

En la sección anterior se encontraron y verificaron condiciones de operación que disminuyen el consumo de gas natural en 3 de los productos fabricados en la Máquina #02, 746, 760 y 767.

El estudio económico que se presenta a continuación contempla la estimación del ahorro energético asociado al gas natural, bajo el supuesto de que esta reducción corresponde a la diferencia entre la prueba “control” y la prueba minimizada, en cada ensayo experimental:

$$\text{Ahorro} \left[\frac{m^3}{mes} \right] = (\text{Control} - \text{Prueba Min}) \left[\frac{m^3}{ton} \right] \cdot \text{Operatividad} \left[\frac{días}{mes} \right] \cdot \text{Producción} \left[\frac{ton}{día} \right]$$

En el caso de productos estructurados, se realiza el análisis considerando el mejor de los dos casos de estudio, que corresponde al cierre de los *dampers* de salida.

Ante la imposibilidad de replicar los ensayos experimentales en todos los tipos de papel, es posible rescatar una tendencia del consumo de combustible en productos con similar gramaje en cada tipo de papel y estimar un ahorro tentativo (ver la Tabla 19 y la Tabla 20).

TABLA 19: COMPARACIÓN DE GRAMAJE ENTRE PRODUCTOS CONVENCIONALES DE MP-02.

Producto	Gramaje [g/m ²]	Similar a
712	15	No aplica
715	15	No aplica
737	19	767 (19 g/m ²)
752	21,5	No aplica
753	18,5	767 (19 g/m ²)

TABLA 20: COMPARACIÓN DE GRAMAJE ENTRE PRODUCTOS ATMOS DE MP-02.

Producto	Gramaje [g/m ²]	Similar a
744	22	No aplica
749	30	746 (28 g/m ²)
750	19	No aplica

Dicho lo anterior, se utiliza una base de datos de la empresa y se rescatan los días totales de producción durante cada mes del último trimestre del año 2018 para cada producto ensayado y se cuantifican los ahorros mostrados en la Tabla 21, Tabla 22, Tabla 23 y Tabla 24, utilizando un valor fijo del gas natural de 0,3 [USD/m³].

TABLA 21: AHORRO DE COSTOS ASOCIADOS AL GAS NATURAL DURANTE SEPTIEMBRE DE 2018.

Producto	Operatividad [días]	Producción [ton/h]	Consumo actual [m ³ /ton]	Consumo optimizado [m ³ /ton]	Ahorro [m ³]	Ahorro [USD]
753	5	4,01	122,2	115,7	3.128	938
767	6	4,31	122,2	115,7	4.034	1.210
Total	11	-	-	-	7.162	2.148

TABLA 22: AHORRO DE COSTOS ASOCIADOS AL GAS NATURAL DURANTE OCTUBRE DE 2018.

Producto	Operatividad [días]	Producción [ton/h]	Consumo actual [m ³ /ton]	Consumo optimizado [m ³ /ton]	Ahorro [m ³]	Ahorro [USD]
746	20	2,31	218,0	214,1	4.324	1.297
Total	20	-	-	-	4.324	1.297

TABLA 23: AHORRO DE COSTOS ASOCIADOS AL GAS NATURAL DURANTE NOVIEMBRE DE 2018.

Producto	Operatividad [días]	Producción [ton/h]	Consumo actual [m ³ /ton]	Consumo optimizado [m ³ /ton]	Ahorro [m ³]	Ahorro [USD]
767	15	4,31	122,2	115,7	10.085	3.025
760	2	4,11	123,5	117,1	1.262	379
753	10	4,01	122,2	115,7	6.256	1.877
Total	27	-	-	-	17.603	5.281

TABLA 24: AHORRO DE COSTOS ASOCIADOS AL GAS NATURAL DURANTE DICIEMBRE DE 2018.

Producto	Operatividad [días]	Producción [ton/h]	Consumo actual [m ³ /ton]	Consumo optimizado [m ³ /ton]	Ahorro [m ³]	Ahorro [USD]
746	15	2,31	218,0	214,1	3.243	973
749	3	2,20	218,0	214,1	617	185
753	3	4,01	122,2	115,7	1.877	563
Total	21	-	-	-	5.737	1.721

4.1 DISCUSIONES

Si bien es posible notar que los costos asociados a un mantenimiento deficiente de los sistemas de *piping* no genera elevados costos asociados, cabe la posibilidad de que estos estén subestimados dada la pérdida másica vistas en los ductos de aire. Es por esto que se estima que, junto con el ajuste de la llama, los ahorros alcancen a un total de \$US2.160.

Con respecto a las analogías realizadas en los distintos productos, no es posible predecir ningún comportamiento para los productos fuera del rango de medición, correspondientes a los productos 712, 715 y 752 en Crescent Former y 744 y 750 en Atmos.

Por una parte, el supuesto realizado con respecto a la analogía entre los productos 746 y 749 puede alejarse de la realidad dada la diferencia de dos puntos en el gramaje entre ambos papeles. No obstante, se estima que los valores de costos calculados en Atmos los meses de octubre y diciembre se encuentran bajo el valor real dada la decisión de obviar los otros dos productos, 744 y 750, que pueden generar a la vez una reducción. Lo mismo ocurre para productos Crescent Former (712, 715, 752) donde para el mes de septiembre se tuvo una productividad de 9 días que no fueron considerados en el cálculo anterior, disminuyendo el valor total de este.

A pesar del hecho concreto de que la operatividad considerada para septiembre es 9 días menor al mes de octubre, se obtienen ahorros significativamente mayores con respecto a este último, cercanos al 60%. A modo de poder comparar de mejor manera las

diferencias entre los distintos tipos de papel, se extrapola el comportamiento del mes de septiembre (producción únicamente Crescent Former) hasta equiparar la operatividad con el mes de octubre (producción Atmos), resultando en 3.905 USD de ahorro, equivalente a un 300% con respecto a octubre. Este análisis refleja el impacto que generan las condiciones operacionales en Crescent Former, contrario a lo obtenido en Atmos.

De esta forma, se considera que todo el análisis económico se encuentra subestimado, pudiéndose revalidar las condiciones encontradas en los productos restantes, de forma de aproximar lo mayor posible la estimación de ahorro.

Todos los cálculos bajo el supuesto de que los medidores de flujo son mediciones con alta precisión, no obstante, las estimaciones realizadas permiten tener una apreciación inicial de los costos actuales y los optimizados.

5. CONCLUSIONES

En primera instancia, se concluye que el consumo histórico de gas en la MP-02 de la planta Talagante no es un registro válido, debido a que el instrumento de medición presentaba una descalibración importante, logrando corroborar lo anterior en forma teórica. Por consiguiente, se estima de manera aproximada el consumo real de gas natural, obteniendo variaciones en el consumo histórico desde un 20% hasta un 61% durante 2018.

Por otro lado, se identifica que existen ineficiencias energéticas de dos maneras distintas en la máquina papelera: por fuga de energía térmica en los ductos de aire caliente y por combustión incompleta del gas natural. La primera constituye una pérdida cercana a los 30 [kW] y la segunda solo se percibe mediante métodos cualitativos. A causa de lo anterior, se estiman que ambas ineficiencias suman un total de 7.000 [m³/mes] de gas natural como pérdida.

Igualmente, se determina que existen tres variables operacionales que afectan el consumo de gas natural directamente en la capota, las cuales son la apertura de válvulas de gases de salida, la temperatura de quemadores y la velocidad de rotación de los ventiladores. Las tres mencionadas influyen directamente en la transferencia de masa desde el papel al aire, logrando una variación en el consumo del combustible.

Se realizaron pruebas modificando los parámetros mencionados, en los dos tipos de papel que fabrica la máquina. Para el caso Crescent Former, se concluye que es posible disminuir el consumo de gas hasta 116 [m³/ton], estableciendo altas velocidades de rotación y bajas temperaturas de los quemadores (Tabla 25). La variación de estos parámetros no afecta de ninguna manera la calidad del papel, por lo que estos resultados se presentan como válidos y viables para su replicación en otros papeles convencionales cuyo gramaje es similar al testeado.

Para las pruebas en configuración Atmos se varían los mismos parámetros anteriores en la capota, obteniendo un consumo mínimo de 214 [m³/ton], contrario al estándar de 120 [m³/ton], bajo las condiciones de operación mencionadas en Tabla 26. De la misma forma, estas condiciones aseguran que la calidad del papel se mantiene dentro de norma, según se exige dentro de las fichas técnicas de los equipos.

A causa de que los resultados obtenidos no se condicen con los esperados para configuración Atmos, se realizaron pruebas de humedad a la salida de la prensa, revelando problemas operacionales en el secado mecánico de la máquina, corroborando la premisa de que las condiciones básicas de la máquina no se mantienen en su totalidad. A causa de lo mencionado anteriormente, se concluye que el sobreconsumo energético en configuración Atmos se debe parcialmente a la operación defectuosa en la sección húmeda, la cual se ve suplida con el secado térmico que se produce en la capota, en adición con el hecho de que no existen sugerencias por parte del proveedor que respalden el consumo estándar de la empresa.

TABLA 25: PARÁMETROS DE OPERACIÓN VIABLES PARA CRESCENT FORMER.

<i>Parámetro</i>	<i>Valor</i>
<i>RPM LH [-]</i>	1.380
<i>RPM LS [-]</i>	1.380
<i>Temperatura LH [°C]</i>	395
<i>Temperatura LS [°C]</i>	390
<i>Apertura LH [%]</i>	30%
<i>Apertura LS [%]</i>	30%
<i>Presión Yankee [bar]</i>	4,3
<i>Diferencial presión [bar]</i>	0,9
<i>Velocidad máquina [m/min]</i>	1.460

TABLA 26: PARÁMETROS DE OPERACIÓN VIABLES PARA ATMOS.

<i>Parámetro</i>	<i>Valor</i>
<i>RPM LH [-]</i>	1.060
<i>RPM LS [-]</i>	1.060
<i>Temperatura LH [°C]</i>	380
<i>Temperatura LS [°C]</i>	380
<i>Apertura LH [%]</i>	75%
<i>Apertura LS [%]</i>	65%
<i>Presión Yankee [bar]</i>	4
<i>Diferencial presión [bar]</i>	0,4
<i>Velocidad máquina [m/min]</i>	560

En relación a las condiciones de operación, se verifica que estas son influyentes en el consumo de combustible, responsables tanto del incremento como de la disminución de costos. Es así como la manipulación de las variables según los resultados mostrados en la Tabla 25 y Tabla 26 generan un ahorro en los costos operacionales de 2.600 [USD/mes] promedio.

Finalmente, se concluye que tanto el objetivo general como los específicos fueron cumplidos de manera parcial, puesto que si bien se logran identificar las ineficiencias en el sistema y las variables que influyen en el consumo, no se logra una disminución hasta alcanzar el estándar fijado por la empresa de 80 y 120 [m³/ton] para papeles convencional y estructurados, respectivamente.

6. RECOMENDACIONES

Considerando que las mediciones de flujo que se habían realizado hasta el mes de diciembre de 2018 eran imprecisas, se recomienda realizar un chequeo y calibración al instrumento en cuestión en un corto plazo, o en su defecto, realizar la compra de un nuevo instrumento que asegure la medición. Esta modificación debe realizarse durante una detención general de máquina, dadas las dificultades que se pueden tener al alterar cañerías de gas natural.

La propuesta considerada más importante a nivel de seguridad industrial, corresponde a la aislación térmica de los conductos de aire donde se observaron pérdidas. Esto generaría un alto beneficio para los operadores, y un ahorro energético cercano a los 2.200 [m³/mes]. Asimismo, se propone ajustar la llama de los quemadores, de manera que se observe una llama vigorosa y de base azul para asegurar una buena combustión, que junto con la aislación de quemadores, podría llegar a un ahorro de 1.060 [USD/mes] de manera aproximada.

No obstante, existen diferencias amplias entre las temperaturas teóricas y las reales, aun cuando se hayan realizado las mejoras mencionadas en el sistema de ductos. Por ende, se propone utilizar instrumentación apta para la medición de flujos gaseosos, tanto para el totalizador de flujos como para los medidores independientes, de manera que se pueda observar fácilmente cuando uno de los tres mencionados tenga fallas de medición.

Con respecto a las condiciones de operación, se establecen los parámetros para los cuales el consumo es menor al que se registra en las mediciones de control, por lo que mantener dichos valores aseguraría un ahorro energético, siempre y cuando las condiciones en la sección húmeda de la máquina no se vean comprometidas, pues esta es determinante para el secado en el cilindro. Por lo tanto, se propone monitorear de forma continua la sección húmeda de la máquina, realizando las pruebas de humedad a la salida de la prensa en cada tipo de papel durante un mes productivo.

De la misma forma, es recomendable estudiar en profundidad el sistema de secado en los productos Atmos, tanto en la sección húmeda como secado térmico, pues no existen parámetros sugeridos de operación con la cual se pueda establecer una comparación concreta.

7. BIBLIOGRAFÍA

- [1] Empresas CMPC S.A., “Descripción General - Historia”. [En línea]. Disponible en: <http://ir.empresascmpc.cl/Spanish/Descripcion-General/Historia/default.aspx>. [Accedido: 07-ago-2018].
- [2] Tele 13, “CMPC anuncia reorganización de sus negocios forestal y celulosa”. [En línea]. Disponible en: <http://www.t13.cl/noticia/negocios/colusion-del-papel-confort-cmpc-anuncia-reorganizacion-sus-negocios>. [Accedido: 07-ago-2018].
- [3] CMPC, “Reporte Integrado CMPC 2017”, Santiago, 2017.
- [4] C. Tissue, “Productos Confort”. [En línea]. Disponible en: <https://www.confort.cl/productos>. [Accedido: 28-dic-2018].
- [5] C. Tissue, “Productos Nova”. [En línea]. Disponible en: <https://www.nova.cl/productos>. [Accedido: 28-dic-2018].
- [6] P. Journals, “Lucart: 60 años de pasión, compromiso, respeto por el ambiente y ética”. [En línea]. Disponible en: <https://www.google.com/url?sa=i&source=images&cd=&ved=2ahUKEwjUzJzQoZrfAhUDDpAKHWISARwQjxx6BAgBEAI&url=http%3A%2F%2Fwww.perinijournal.it%2FItems%2Fes-ES%2FArticoli%2FPJL-41%2FLucart-60-anos-de-pasion-compromiso-respeto-por-el-ambiente-y-etica&psig=AOvVaw12sLoOjJ7RXoM8sBWAC4Qj&ust=1544703089114065>. [Accedido: 06-dic-2018].
- [7] Foith, “ATMOS technology. Premium tissue with high absorbency and bulk”. .
- [8] P. Journal, “CMPC runs world’s first ATMOS tissue machine”. [En línea]. Disponible en: <http://www.perinijournal.it/Items/en-US/Articoli/PJL-30/CMPC-runs-worlds-first-ATMOS-tissue-machine>. [Accedido: 21-ene-2019].
- [9] TissueStory, “Crescent Former, or conventional, Tissue Machine Technology”. [En línea]. Disponible en: <https://www.tissuestory.com/2017/09/09/crescent-former-or-conventional-tissue-machine-technology/>. [Accedido: 06-dic-2018].
- [10] C. buyers with C. S. Made in China, “Paper Machine Yankee Cylinder”. [En línea]. Disponible en: <https://glmachinery.en.made-in-china.com/productimage/GBmxTCrAjpRi-2f1j00EsBadJKIAvpT/China-Paper-Machine-Yankee-Cylinder-Yankee-Dryer-Paper-Machine.html>.
- [11] C. Valiente, “Modelamiento del Proceso de Secado de Papel Tissue. Caso Real Planta Talagante, CMPC”, 2013.
- [12] Pilar Estrada, “Optimización del consumo energético en el secado de papel tissue con capota de aire caliente”, 2013.
- [13] ELGAS, “Blue flame vs Yellow gas flame”. [En línea]. Disponible en: <https://www.elgas.com.au/blog/1585-why-does-a-gas-flame-burn-blue-lpg-gas-natural-propane-methane>. [Accedido: 15-nov-2018].
- [14] Y. Cengel y M. Boles, “Termodinámica”, 5ª ed., M. Hill, Ed. 2002.
- [15] J. F. Coronel, “Colección de tablas, gráficas y ecuaciones de Transmisión de Calor”,

Edición 3., vol. 6, Sevilla: Universidad de Sevilla, 2016.

- [16] Y. Cengel y A. Ghajar, "Transferencia de Calor y Masa: Fundamentos y Aplicaciones", McGraw Hill, Ed. 2007.
- [17] PLEVA, "Documentation: FS91 Box Series 400. 'High temperature'". Pleva, Empfingen.
- [18] Y. a. Cengel, *Mecánica de fluidos: Fundamentos y aplicaciones*, 1° Edición. 2006.

8. ANEXOS

A. CILINDRO SECADOR

Las condiciones de operación del cilindro corresponden a temperaturas y presiones máximas permitidas por el equipo para evitar deformaciones del material. Las condiciones mínimas no son especificadas pues dependen de la cantidad de agua a remover para el producto final.

En la Tabla 27 se pueden observar datos de catálogo relevantes para el estudio, y las respectivas condiciones máximas de operación mencionadas.

TABLA 27: DATOS Y CONDICIONES DE OPERACIÓN MÁXIMAS ADMISIBLES EN EL CILINDRO YANKEE (FUENTE: VOITH PAPER).

<i>Designación</i>	<i>Valor</i>
<i>Diámetro</i>	4.572 [mm]
<i>Largo de la camisa</i>	3.360 [mm]
<i>Largo del cilindro entre tapas</i>	3.592 [mm]
<i>Espesor nominal de la camisa</i>	38+2 [mm]
<i>Máx. presión de operación admisible</i>	8,5 [bar]
<i>Velocidad de construcción</i>	1.600 [m/min]

Finalmente, en la Figura 31 se puede observar la distribución de los sifones del cilindro, encargados de retirar el condensado hacia el sistema de recuperación.

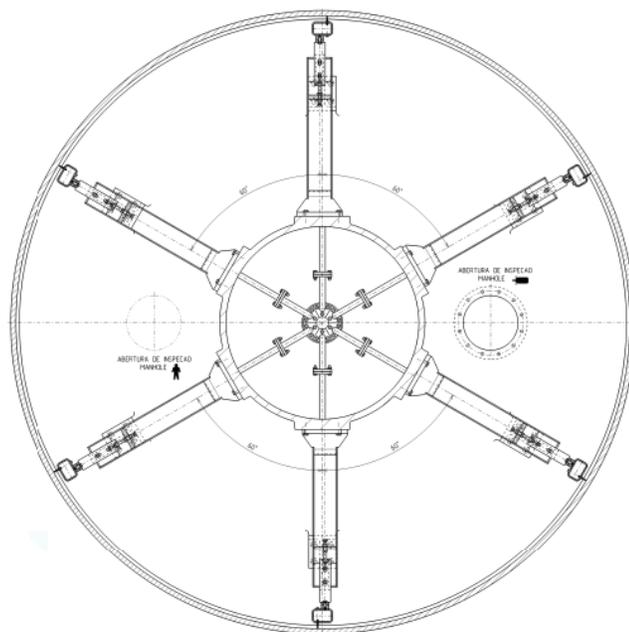


FIGURA 31: CONFIGURACIÓN DE SIFONES INTERIORES DEL YANKEE, VISTA TRANSVERSAL.

B. VENTILADORES DE RECIRCULACIÓN

Los ventiladores de recirculación son idénticos para cada lado de la capota. Cuando los quemadores están en proceso de encendido, llamado *fuego bajo*, los ventiladores operan a 750 RPM, mientras que a *fuego alto* pueden variar entre 900 y 1.488 RPM según el catálogo del equipo que se muestra en la Figura 32. La velocidad de inyección de aire supera los 195 [m/s] según el fabricante.

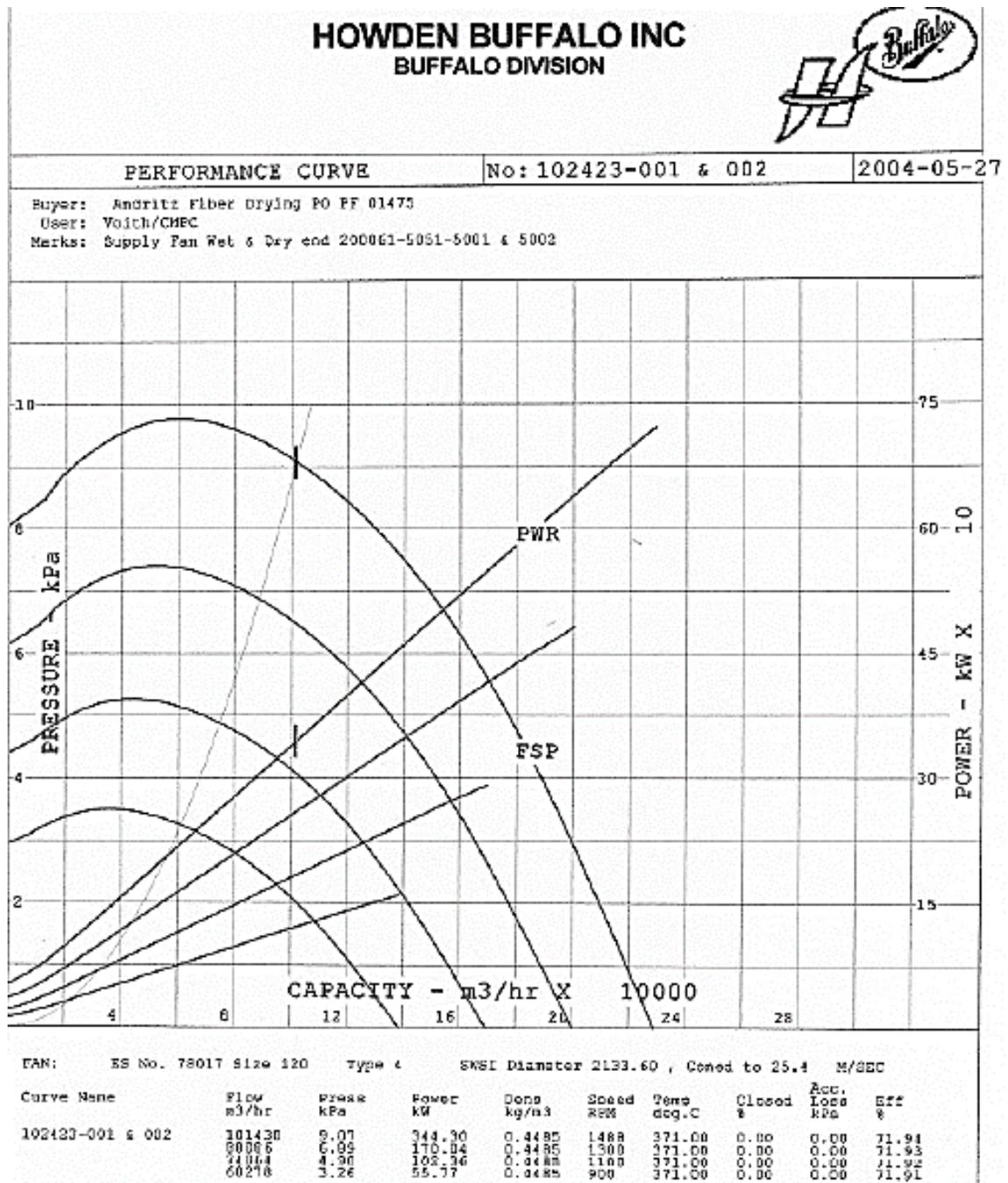


FIGURA 32: CURVA DE OPERACIÓN DE VENTILADORES DE RECIRCULACIÓN [FUENTE: HOWDEN BUFFALO].

C. CATÁLOGO OPERACIONAL DEL SISTEMA DE SECADO

En la Figura 33 y la Figura 34 se puede observar el catálogo operacional de la capota en Máquina #2, para humedad de salida del papel de 5% y 6% respectivamente.

	CMPC TALAGANTE PROJECT YANKEE HOOD AND PROCESS AIR SYSTEMS	Ref.: 200061 Rev.: 0 Date: January 17, 2005 Page: 1 of 1
---	---	---

1.1.1 DESIGN DATA (AS PER REVISED VOITH SPECIFICATION DATED JAN. 21, 2004) - YANKEE HOOD (95% YANKEE OUTGOING DRYNESS)

	NT400							
Reel Production [metric tons/day].....	74.4	80.7	89.7	108.0	113.1	117.6	117.6	118.7
Yankee Production [metric tons/day].....	77.9	84.5	93.9	113.1	118.4	123.1	123.1	124.3
Speed [m/min Operating] @ Yankee.....	1600	1600	1600	1600	1600	1600	1558	1006
Basis Weight at Reel [g/m ²].....	14.5	15	15.5	19	21	22.5	23	35
Basis Weight at Yankee [g/m ²].....	11.7	12.7	14.1	17.0	17.8	18.5	19	29.7
Yankee Cylinder Diameter [ft].....	15	15	15	15	15	15	15	15
Width of Sheet on Dryer [m].....	2.89	2.89	2.89	2.89	2.89	2.89	2.89	2.89
Width of Sheet on Reel [m].....	2.76	2.76	2.76	2.76	2.76	2.76	2.76	2.76
Dryness Entering Yankee Dryer (after last roll) [% B.D.].....	38	38	38	39	39	39	39	40
Dryness Leaving Yankee Dryer [%B.D.]	95	95	95	95	95	95	95	95
Hood Evaporation [kg/hr].....	2544	2959	3542	4446	4762	5042	5042	4800
Yankee Rw Steam Net [kg/hrm ²].....	56	56	56	56	56	56	56	56
Yankee Dryer Net Evaporation [Kg/hr]	2323	2323	2323	2323	2323	2323	2323	2323
Hood Wrap WE/DE [Degree].....	108/ 125							
Hood Nozzle Air Impingement Temperature [°C], minimum	320	350	400	475	500	511	511	500
Hood Impingement Velocity [m/s].....	136	148	160	179	185	195	195	189
Hood Supply Fan kW (Hot), approx./each.....	191	220	247	280	301	343	343	310
Hood Burners Heat Output, with air/air econo. [MBTU/hr], approx.	9.5	11.2	14.1	19.3	20.5	21.9	21.9	20.6
Hood Nat. Gas Consumption m3/ton on Yankee.....	83.8	91.1	103.2	117.3	119	121	121	113.9
Hood Diesel No. 1A Fuel Consumption L/ton Yankee, estimated approx.	83.3	90.5	102.5	115.3	117	119.6	119.6	111.8

FIGURA 33: CONDICIONES ESTABLECIDAS Y CONSUMO ESPECÍFICO PARA SECADO DE PAPEL AL 5% DE HUMEDAD [FUENTE: ANDRITZ].



**CMPC TALAGANTE PROJECT
YANKEE HOOD AND PROCESS
AIR SYSTEMS**

Ref.: 200061
Rev.: 0
Date: January 17, 2005
Page: 1 of 1

1.1.2 DESIGN DATA (AS PER REVISED VOITH SPECIFICATION DATED JAN. 21, 2004) - YANKEE HOOD (94% YANKEE OUTGOING DRYNESS)

	<u>NT400</u>							
Reel Production [metric tons/day].....	74.4	80.7	89.7	108.0	113.1	117.6	117.6	118.7
Yankee Production [metric tons/day].....	77.9	84.5	93.9	113.1	118.4	123.1	123.1	124.3
Speed [m/min Operating] @ Yankee.....	1600	1600	1600	1600	1600	1600	1558	1006
Basis Weight at Reel [g/m ²].....	14.5	15	15.5	19	21	22.5	23	35
Basis Weight at Yankee [g/m ²].....	11.7	12.7	14.1	17.0	17.8	18.5	19	29.7
Yankee Cylinder Diameter [ft].....	15	15	15	15	15	15	15	15
Width of Sheet on Dryer [m].....	2.89	2.89	2.89	2.89	2.89	2.89	2.89	2.89
Width of Sheet on Reel [m].....	2.76	2.76	2.76	2.76	2.76	2.76	2.76	2.76
Dryness Entering Yankee Dryer (after last roll) [% B.D.].....	38	38	38	39	39	39	39	40
Dryness Leaving Yankee Dryer [%B.D.]	94	94	94	94	94	94	94	94
Hood Evaporation [kg/hr].....	2459	2867	3440	4324	4639	4913	4913	4673
Yankee R _w Steam Net [kg/hrm ²].....	56	56	56	56	56	56	56	56
Yankee Dryer Net Evaporation [Kg/hr].....	2323	2323	2323	2323	2323	2323	2323	2323
Hood Wrap WE/DE [Degree].....	108/ 125	108/ 125	108/ 125	108/ 125	108/ 125	108/ 125	108/ 125	108/ 125
Hood Nozzle Air Impingement Temperature [°C], minimum.....	312	341	391	466	491	504	504	492
Hood Impingement Velocity [m/s].....	133	145	157	175	182	191	191	183
Hood Supply Fan kW (Hot), approx./each.....	186	216	235	270	285	320	320	290
Hood Burners Heat Output, with air/air econo. [MBTU/hr], approx.	9.1	10.8	13.6	18.6	19.8	21.3	21.3	19.9
Hood Nat. Gas Consumption m ³ /ton on Yankee.....	80.4	87.5	99.8	113	114.9	119	119	110.1
Hood Diesel No.1A Fuel Consumption L/ton Yankee, estimated / approximately.....	79.8	87	98.9	111.6	113.3	117.1	117.1	108.6

Notes:

- a) Based on mill elevation 350 m above sea level
- b) Natural gas specific consumption guarantee applies to reel basis weight 23g/m² only for low gas heating value of 8800 kcal/m³
- c) Diesel ,No.1A fuel calorific value used for estimated fuel consumption: 10230 Kcal/kg, density: 8493 kg/L

FIGURA 34: CONDICIONES ESTABLECIDAS Y CONSUMO ESPECÍFICO PARA SECADO DE PAPEL AL 6% DE HUMEDAD [FUENTE: ANDRITZ].

D. CÁLCULO DE COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA MÁSCA

La Ecuación 11 describe una dependencia entre los coeficientes de transferencia térmica y másica. De esta forma, se establecen números adimensionales que permiten calcular h_{calor} en un flujo turbulento como lo es la inyección de aire caliente en la capota.

El sistema a modelar corresponde a la inyección perpendicular de aire de flujo turbulento sobre una superficie circular, por lo que se define el número de Nusselt según la correlación de Hilpert [15]:

$$Nu = \frac{h \cdot L}{k} = C \cdot Re^m \cdot Pr^{\frac{1}{3}}$$

Con:

$$Re = \frac{\rho \cdot L \cdot v}{\mu}$$

Donde C y m son constantes del sistema que varían con el número de Reynolds (Re), Pr el número de Prandtl del aire, h es el coeficiente de transferencia de calor por convección, L el largo característico del sistema, k la conductividad, ρ la densidad, v la velocidad y μ la viscosidad dinámica del aire.

Asumiendo que el largo característico corresponde al valor de la arista del cuadrado que se forma en la superficie cilíndrica una vez que impacta el aire, considerando que existen aproximadamente 324 orificios de insuflación en cada capota ($L = 0,13 [m]$). Con respecto a las constantes de la correlación, para flujos turbulentos superiores a $Re = 4 \cdot 10^4$, se utilizan $C = 0,027$ y $m = 0,805$ [15]. Asimismo, las propiedades utilizadas se calculan en base a la temperatura promedio entre el seno del fluido y la superficie de transferencia:

$$P_m = \frac{P_\infty + P_s}{2}$$

Así, basta reemplazar cada propiedad en las ecuaciones mencionadas y despejar h como:

$$h_{calor} = \frac{C \cdot Re^m \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \cdot k}{L}$$

A modo de ejemplo, se muestran las propiedades utilizadas para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección, a 450 [°C] (Tabla 28).

TABLA 28: PROPIEDADES DEL AIRE A 450°C.

<i>Parámetro</i>	<i>Valor</i>	<i>Unidad</i>
<i>Densidad (ρ)</i>	$6,34 \cdot 10^{-1}$	$[kg/m^3]$
<i>Viscosidad dinámica (μ)</i>	$2,87 \cdot 10^{-5}$	$[kg/m \cdot s]$
<i>Conductividad térmica (k)</i>	$4,31 \cdot 10^{-2}$	$[W/m \cdot K]$
<i>Calor específico (C_p)</i>	1.040	$[kJ/kg \cdot K]$

Finalmente, el coeficiente másico de transferencia (h_{masa}) se despeja de ecuación 11 y se construye el gráfico mostrado en la Figura 15.

E. ANÁLISIS DE INSTRUMENTACIÓN Y CÁLCULO DE CONSUMOS REALES

La temperatura de llama adiabática se calcula utilizando las ecuaciones 1, 2 y 3, para lo cual se requieren datos como caudal y temperatura de recirculación, humedad de entrada y humedad de salida, entre otros. Dichos cálculos se realizan para el lado húmedo de la capota, asumiendo que la humedad de los gases de salida es equivalente a la humedad de recirculación, mientras que las humedades en los flujos de combustión y make-up se calculan utilizando un termómetro de bulbo seco y termómetro de bulbo húmedo.

Por su parte, los flujos de combustión y salida se calculan a partir del caudal permitido según catálogo y la apertura de los *dampers*, asumiendo comportamiento lineal entre las variables (Tabla 29).

TABLA 29: FLUJOS ADMISIBLES PARA CADA VENTILADOR EN MP-02. [FUENTE: HOWDEN BUFFALO Y THE NEW YORK BLOWER COMPANY].

<i>Ventilador</i>	<i>Caudal [m^3/h]</i>
<i>Combustión</i>	5.097
<i>Recirculación</i>	69.659

Los flujos másicos de make-up en base seca se despejan calculando el balance de masa en el quemador, a partir del flujo conocido de salida hacia la capota y el de combustión, asumiendo que no hay acumulación de aire en ellos:

$$F_{make-up} + F_{comb} = F_{salida} \Rightarrow F_{make-up} = F_{salida} - F_{comb}$$

Por otro lado, se asume que el consumo de gas natural en el lado húmedo de la capota es la mitad del valor obtenido desde el totalizador de flujo. Además, se asume combustión completa del gas natural y se calcula tanto el consumo de oxígeno como la generación de vapor de agua y dióxido de carbono en un balance de masa que representa la Ecuación 4.

Con respecto a la ganancia energética que se produce en el intercambiador de calor que se observa en Figura 9, solo se tiene registro de la temperatura de entrada y salida del flujo de *exhaust* en el equipo intercambiador, permitiendo encontrar el calor total cedido hacia el sistema mediante un balance energético, cuyo valor para cada lado de la capota se sumará a la entalpía de los reactivos según:

$$H_{entrada} = H_{reactivos} + \frac{\dot{Q}_{cedida}}{2}$$

Entonces, los datos necesarios para realizar el balance se muestran en la Tabla 30.

TABLA 30: DATOS OPERACIONALES PARA CÁLCULO DE TEMPERATURA DE LLAMA.

Parámetro	Medición #1	Medición #2	Medición #3	Medición #4
Temperatura recirculación [°C]	315	274	316	307
Flujo recirculación [kg/h]	38.178	37.989	41.128	39.622
Humedad recirculación [kg/kg]	0,198	0,226	0,374	0,376
Temperatura aire combustión [°C]	29,5	25,3	29,9	22,1
Flujo aire combustión [kg/h]	35	38	48	50
Humedad aire combustión [kg/kg]	0,013	0,011	0,013	0,01
Temperatura make-up [kg/h]	30	30	34	32
Flujo make-up [kg/h]	174	204	136	141
Humedad make-up [kg/kg]	0,018	0,018	0,018	0,015
Calor cedido [kJ/min]	17.915	15.419	19.130	20.408
Flujo GNP LH [m ³ /h]	50	85	166	154

Para facilitar el cálculo de temperatura de llama, se evalúa la salida de los gases a dos temperaturas distintas: a 670 [K] y a 800 [K] y se interpola entre ambos valores para encontrar la temperatura de llama tal que:

$$Q_{entrada} + Q_{salida} = 0$$

A modo de ejemplo, a continuación se muestran las tablas con valores de entalpías correspondientes a la medición #1 de este apartado (Tabla 31):

TABLA 31: FLUJOS Y ENTALPÍAS PARA EL CÁLCULO DE LLAMA ADIABÁTICA EN MEDICIÓN #1.

	Componente	Flujo [mol/min]	T [K]	Entalpía f. [kJ/mol]	Entalpía (T) [kJ/kmol]	Entalpía (298) [kJ/kmol]	Entalpía [kJ/min]	Total
Entrada combustión	O ₂	248,3	302	0	8794,8	8682	28,0	-789986
	N ₂	947,5		0	8781,2	8669	106,3	
	H ₂ O (g)	25,0		-241,82	10033,2	9904	-6045,5	
	CO ₂	3,6		-393,52	9506,2	9364	-1415,5	
	CH ₄	180,4		-74,85	-	-	-13503,8	
Entrada recirculación	O ₂	1725,7	588	0	17545	8682	15295,0	
	N ₂	8795,4		0	17202	8669	75051,0	
	H ₂ O (g)	2915,1		-241,82	19966,8	9904	-675587,0	
	CO ₂	378,5		-393,52	21713	9364	-144286,7	
Entrada Make-up	O ₂	1233,3	298	0	8682	8682	0,0	
	N ₂	4706,8		0	8669	8669	0,0	
	H ₂ O (g)	171,83		-241,82	9904	9904	-41551,8	
	CO ₂	17,9		-393,52	9364	9364	-7033,8	

Salida a T = 670 [K]								
	Componente	Flujo [mol/min]	T [K]	Entalpía f. [kJ/mol]	Entalpía (T) [kJ/kmol]	Entalpía (298) [kJ/kmol]	Entalpía [kJ/min]	Total
Salida (a capota)	O ₂	2854	670	0	20197	8682	32865,2	-818108
	N ₂	14450		0	19685	8669	159178,4	
	H ₂ O (g)	3465		-241,82	22970	9904	-792644,6	
	CO ₂	577		-393,52	25648	9364	-217506,9	
Diferencia								-28121

Salida a T = 800 [K]								
	Componente	Flujo [mol/min]	T [K]	Entalpía f. [kJ/mol]	Entalpía (T) [kJ/kmol]	Entalpía (298) [kJ/kmol]	Entalpía [kJ/min]	Total
Salida (a capota)	O ₂	2854	800	0	23714	8682	42903,1	-717327
	N ₂	14450		0	24523	8669	229086,3	
	H ₂ O (g)	3465		-241,82	27896	9904	-775575,8	
	CO ₂	577		-393,52	32179	9364	-213741,3	
Diferencia								72658

Obteniendo finalmente con la interpolación que la temperatura de llama adiabática en la medición #1 es de 433 [°C].

Con el fin de realizar el cálculo aproximado del consumo real en la máquina papelera, se procede con la siguiente metodología:

1. Para cada lado de la capota, se obtiene el mínimo registro experimental de flujo en las 4 mediciones realizadas.
2. Se obtienen los días productivos de cada mes mediante planillas de registro de la empresa.
3. Se multiplica el consumo obtenido en paso 1 con la cantidad de días productivos de cada mes según el paso 2.

De esta forma, se obtiene un flujo mínimo de 210 [m³/h] y se realiza el ajuste de caudal según la constante de la placa orificio ($K = 116,217$), obteniendo:

$$210 \left[\frac{m^3}{h} \right] = 116,217 \left[\frac{m^3}{(in H_2O)^{\frac{1}{2}}} \right] \cdot \sqrt{\frac{0,401 [in H_2O]}{1 [mbar]} \cdot 0,7 [mbar] + \Delta P}$$

$$\Delta P = 2,984 [in H_2O]$$

$$Q = 116,217 \cdot \sqrt{2,984} = 200,76 \approx 200 [m^3/h]$$

Con estos datos se puede hacer una aproximación del consumo mínimo de gas natural durante el año 2018. Ponderando el consumo obtenido con un promedio de 0,3 [USD/m³], se obtienen los costos asociados explicitados en la Tabla 8.

F. PÉRDIDA ENERGÉTICA EN DUCTOS DE AIRE

Se estudian en terreno las posibles ineficiencias del proceso y se observa que existe tanto pérdidas de aire caliente como de energía a través de las paredes de los ductos de gas. Se procede a realizar mediciones experimentales utilizando una cámara termográfica obteniendo las imágenes mostradas en la Figura 35.

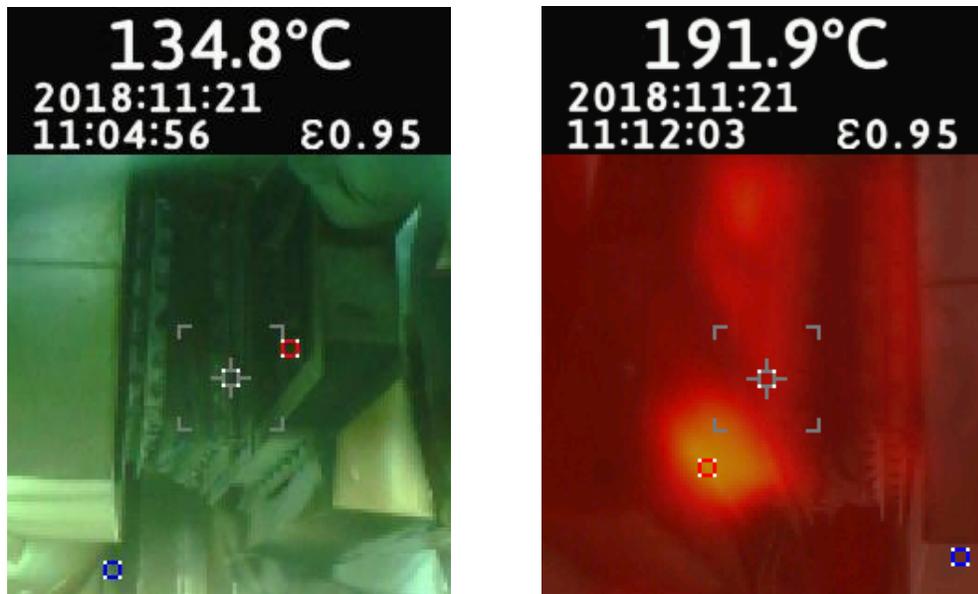


FIGURA 35: IMÁGENES OBTENIDAS DE LA CÁMARA TERMOGRÁFICA Y LA TEMPERATURA REAL DE CADA DUCTO.

La transferencia de calor desde los ductos hacia el ambiente se cuantifica mediante la ecuación 16, donde se debe determinar el coeficiente de convección del aire (h) utilizando expresiones adimensionales.

El número de Nusselt representa la transferencia de calor por convección en contraste con la transferencia mediante conducción de un mismo material:

$$Nu = \frac{h \cdot L}{k} \quad 17$$

Con L largo característico propia del sistema y k coeficiente de transferencia de calor por conducción del fluido.

Así, basta con encontrar un valor para el número de Nusselt bajo el supuesto de que el aire tiene características de convección natural en la superficie, la cual se modela como cilíndrica horizontal, de donde se obtiene la correlación de Churchill y Chu [16]:

$$\sqrt{Nu} = 0,6 + 0,387 \cdot \frac{Ra^{1/6}}{\left(1 + \left(\frac{0,559}{Pr}\right)^{9/16}\right)^{8/27}} \quad 18$$

Donde Ra corresponde al número de Rayleigh y Pr al número de Prandtl, según:

$$Ra = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_\infty) \cdot L^3}{\nu \cdot \alpha} \quad 19$$

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{k} \quad 20$$

Para establecer las variables físicas, se considera una temperatura promedio entre la superficie y el seno del fluido:

$$T_p = \frac{T_\infty + T_s}{2}$$

Luego, se utilizan valores bibliográficos de parámetros del aire y del sistema, mostrados en la Tabla 32.

TABLA 32: PARÁMETROS UTILIZADOS PARA EL CÁLCULO ADIMENSIONAL [18][16].

<i>Parámetro</i>	<i>Valor</i>	<i>Unidad</i>
<i>Difusividad térmica (α)</i>	$3,243 \cdot 10^{-5}$	$[m^2/s]$
<i>Calor específico (C_p)</i>	1.007,8	$[kJ/kg \cdot K]$
<i>Viscosidad dinámica (μ)</i>	$2,181 \cdot 10^{-5}$	$[kg/m \cdot s]$
<i>Conductividad térmica (k)</i>	$3,095 \cdot 10^{-2}$	$[W/m \cdot K]$
<i>Aceleración gravedad (g)</i>	9,8	$[m/s^2]$
<i>Expansión térmica (β)</i>	$2,85 \cdot 10^{-3}$	$[1/K]$
<i>Temperatura superficie (T_s)</i>	453	$[K]$
<i>Temperatura aire (T_∞)</i>	303	$[K]$
<i>Diámetro (L)</i>	1	$[m]$
<i>Viscosidad cinemática (ν)</i>	$2,306 \cdot 10^{-5}$	$[m^2/s]$

De este modo, el valor de los números adimensionales queda representado por:

$$Pr = 0,7111$$

$$Ra = 5,6 \cdot 10^9$$

$$Nu = 199,94$$

Entonces:

$$h = \frac{Nu \cdot k}{L} = 6,19 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$$

Finalmente, utilizando la ecuación (12) y asumiendo que la temperatura promedio de la superficie y del aire es de 180 [°C] y 30 [°C] respectivamente, se tiene que:

$$\dot{Q} = h \cdot A \cdot \Delta T = 6,19 \left[\frac{W}{m^2 K} \right] \cdot 32 [m^2] \cdot (180 - 30)[K] = 29.712 [W] = 1.783 \left[\frac{kJ}{min} \right]$$

G. TEMPERATURA DE LLAMA EN QUEMADORES

La temperatura teórica obtenida en cada quemador se realiza siguiendo el mismo procedimiento y con los mismos datos que muestra el Apartado E, solamente reemplazando los valores de flujo de gas natural obtenido desde los medidores de flujo de cada lado, según se observa en la Tabla 33:

TABLA 33: FLUJO DE GNP EN LADO HÚMEDO PARA CÁLCULO DE TEMPERATURA DE LLAMA.

<i>Parámetro</i>	<i>Medición #1</i>	<i>Medición #2</i>	<i>Medición #3</i>	<i>Medición #4</i>
<i>Flujo GNP LH [m³/h]</i>	235	236	258	268

H. ENSAYO EXPERIMENTAL N°1: TOALLA ELITE BLANCA (760)

A continuación, se explicitan todos los parámetros operacionales de relevancia durante las pruebas en el producto 760 (Tabla 34). Cabe destacar que los parámetros de temperatura, presión y flujos en el cilindro Yankee no fueron modificados durante las mediciones.

TABLA 34: CONDICIONES DE OPERACIÓN PARA CADA PRUEBA EN EXPERIMENTO 1.

	<i>Control</i>		<i>Prueba 1</i>		<i>Prueba 2</i>		<i>Prueba 3</i>	
	LH	LS	LH	LS	LH	LS	LH	LS
<i>Damper exhaust [%]</i>	40%	40%	40%	40%	40%	40%	40%	40%
<i>Consumo gas [m³/h]</i>	248	259	253	259	252	258	255	259
<i>Velocidad [m/min]</i>	1457		1457		1459		1458	
<i>RPM ventilador [-]</i>	1.240		1.290		1.340		1.380	
<i>Humedad gases [g/kg]</i>	378,0		370,2		370,2		362,6	
<i>Temperatura [°C]</i>	425	420	425	420	425	420	425	420

TABLA 35: CONDICIONES DE OPERACIÓN PARA CADA PRUEBA EN EXPERIMENTO 1 (CONTINUACIÓN).

	<i>Prueba 4</i>		<i>Prueba 5</i>		<i>Prueba 6</i>		<i>Prueba 7</i>	
	LH	LS	LH	LS	LH	LS	LH	LS
<i>Damper exhaust [%]</i>	40%	40%	40%	40%	40%	40%	30%	30%
<i>Consumo gas [m³/h]</i>	249	249	246	251	240	244	238	243
<i>Velocidad [m/min]</i>	1.458		1.458		1.459		1.458	
<i>RPM ventilador [-]</i>	1.380		1.380		1.380		1.380	
<i>Humedad gases [g/kg]</i>	354,1		343,8		343,8		346,0	
<i>Temperatura [°C]</i>	415	415	405	400	395	390	395	390

Por otro lado, el consumo específico es una función de la producción y el consumo de gas.

$$\text{Producción} = G \left[\frac{g}{m^2} \right] \cdot L [m] \cdot \vec{v}_p \left[\frac{m}{min} \right]$$

Donde:

G : Gramaje en $[g/m^2]$.

L : Largo de la hoja en $[m]$.

\vec{v}_p : Velocidad del Pope en $[m/min]$. Es equivalente al producto entre la velocidad del Yankee y un factor de la elongación del papel según catálogo.

Conociendo que el gramaje promedio del producto en cuestión es $20 [g/m^2]$, que el largo del jumbo es $2,73 [m]$ y que la elongación promedio del ese tipo de papel corresponde a un 14% , se calcula la producción:

$$\text{Producción} = 20 \left[\frac{g}{m^2} \right] \cdot 2,73 [m] \cdot 1.458 \cdot (1 - 0,14) \left[\frac{m}{min} \right] = 4,1 \left[\frac{ton}{h} \right]$$

Finalmente, el consumo específico para “Control” es:

$$C. \text{Específico} = \frac{(248 + 259) \left[\frac{m^3}{h} \right]}{4,1 \left[\frac{ton}{h} \right]} = 123,5 \left[\frac{m^3}{ton} \right]$$

I. ENSAYO EXPERIMENTAL N°2: SERVILLETA NOVA CLÁSICA (767)

Las condiciones de operación de la máquina papelera durante el ensayo número 2 se puede observar en la Tabla 36 y la Tabla 37.

TABLA 36: CONDICIONES DE OPERACIÓN PARA CADA PRUEBA EN EXPERIMENTO 2.

	<i>Control</i>		<i>Prueba 1</i>		<i>Prueba 2</i>		<i>Prueba 3</i>	
	LH	LS	LH	LS	LH	LS	LH	LS
<i>Damper exhaust [%]</i>	40%	40%	40%	40%	40%	40%	40%	40%
<i>Consumo gas [m³/h]</i>	252	275	261	277	263	276	257	270
<i>Velocidad [m/min]</i>	1.540		1.540		1.540		1.540	
<i>RPM ventilador [-]</i>	1,245		1.310		1.380		1.380	
<i>Humedad gases [g/kg]</i>	437,7		412,4		388,3		375,1	
<i>Temperatura [°C]</i>	441	441	441	441	441	441	431	431

TABLA 37: CONDICIONES DE OPERACIÓN PARA CADA PRUEBA EN EXPERIMENTO 2 (CONTINUACIÓN).

	<i>Prueba 4</i>		<i>Prueba 5</i>		<i>Prueba 6</i>		<i>Prueba 7</i>	
	LH	LS	LH	LS	LH	LS	LH	LS
<i>Damper exhaust [%]</i>	40%	40%	40%	40%	40%	40%	40%	40%
<i>Consumo gas [m³/h]</i>	254	264	250	264	246	259	243	256
<i>Velocidad [m/min]</i>	1.540		1.540		1.540		1.540	
<i>RPM ventilador [-]</i>	1.380		1.380		1.380		1.380	
<i>Humedad gases [g/kg]</i>	352,4		344,1		338,1		327,6	
<i>Temperatura [°C]</i>	421	421	415	415	405	405	395	395

Por su parte, las pruebas de humedad de la hoja se realizan tomando 3 muestras distribuidas uniformemente a lo ancho de la hoja, siguiendo la metodología expuesta a continuación:

1. Se retira la muestra húmeda y se inserta inmediatamente en un frasco vacío, previamente pesado, y se cierra herméticamente.
2. Se registran los valores del peso húmedo del frasco.
3. Se deja secar 24 horas en el horno.
4. Se registra el peso seco del frasco.
5. Se calcula la humedad para cada uno.
6. Repetir pasos 1-6 para las muestras correspondientes.
7. Calcular el promedio de las muestras.

El cálculo de humedad se realiza como sigue:

$$H = \frac{P_{f,h} - P_{f,s}}{P_f - P_{f,h}}$$

Donde:

$P_{f,h}$: Peso del frasco húmedo.

$P_{f,s}$: Peso del frasco seco.

P_f : Peso del frasco vacío.

Los resultados se muestran en la Tabla 38.

TABLA 38: RESULTADOS OBTENIDOS PARA MEDICIONES DE HUMEDAD EN PRENSA EN 760.

<i>Medición #1</i>	
<i>Distancia Jumbo [mm]</i>	<i>Humedad [%]</i>
150	57,23
1.700	56,97
2.650	57,89
<i>Promedio</i>	57,36

J. ENSAYO EXPERIMENTAL N°3: TOALLA ATMOS UNA HOJA INSTITUCIONAL (746)

En este experimento, solo se logra modificar la apertura de *dampers* y la temperatura del quemador en pruebas independientes, pues el aumento de velocidad de ventiladores en esta configuración de papel genera problemas operacionales como lo son los hoyos y cortaduras en la hoja.

Las condiciones operacionales de cada prueba se muestran en la Tabla 39 y la Tabla 40.

TABLA 39: CONDICIONES DE OPERACIÓN PARA CADA PRUEBA EN EXPERIMENTO 3.1.

	<i>Control</i>		<i>Prueba 1</i>		<i>Prueba 2</i>	
	LH	LS	LH	LS	LH	LS
<i>Damper exhaust [%]</i>	75%	65%	65%	55%	55%	45%
<i>Consumo gas [m³/h]</i>	254	250	257	244	257	238
<i>Velocidad [m/min]</i>	560		560		560	
<i>RPM ventilador [-]</i>	1010	1010	1010	1010	1010	1010
<i>Humedad gases [g/kg]</i>	249,1		256,7		261,2	
<i>Temperatura [°C]</i>	450	415	450	415	450	415

TABLA 40: CONDICIONES DE OPERACIÓN PARA CADA PRUEBA EN EXPERIMENTO 3.2.

	<i>Control</i>		<i>Prueba 1</i>		<i>Prueba 2</i>	
	LH	LS	LH	LS	LH	LS
<i>Damper exhaust [%]</i>	75%	65%	75%	65%	75%	65%
<i>Consumo gas [m³/h]</i>	254	252	250	250	250	248
<i>Velocidad [m/min]</i>	560		560		560	
<i>RPM ventilador [-]</i>	1.010	1.010	1.010	1.010	1.010	1.010
<i>Humedad gases [g/kg]</i>	256,7		242		244,2	
<i>Temperatura [°C]</i>	450	415	445	410	440	405

El cálculo de consumo específico se realiza de la misma manera que en Anexo H, considerando que el gramaje del producto 746 es equivalente a 28 [g/m²].

Finalmente, los resultados de las pruebas de seco en prensa se observan en la Tabla 41.

TABLA 41: RESULTADOS OBTENIDOS PARA MEDICIONES DE HUMEDAD EN PRENSA EN 746.

	<i>Medición #1</i>	<i>Medición #2</i>
<i>Distancia Jumbo [mm]</i>	<i>Humedad [%]</i>	<i>Humedad [%]</i>
150	62,23	65,03
500	62,51	63,43
1.100	62,35	62,72
1.700	62,45	64,06
2.300	62,44	62,9
2.650	62,16	62,71
<i>Promedio</i>	62,36	63,48