

Universidad Nacional de Ingeniería

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA



“ Optimización de la Sección Secado de la Máquina Papelera PPX - 7 de S.P.L. - Trupal ”

T E S I S

PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE:

INGENIERO MECANICO

DEMETRIO EDUARDO PAREDES ZAVALTA

PROMOCION: 1980 - I

LIMA • PERU • 1990

T E M A R I O

	Página
PROLOGO	
1. INTRODUCCION	3
2. GENERALIDADES	5
2.1. INTRODUCCION	6
2.2. FABRICACION DEL PAPEL	6
2.2.1. Breve historia de la fabricación del papel	6
2.2.2. Resumen de la fabricación del <u>pa</u> pel	10
2.3. PREPARACION DE PASTA	11
2.3.1. Finalidad	11
2.3.2. Area de tratamiento de papel <u>u</u> sado	12
2.3.3. Area de Hydrapulper para Broke	15
2.3.4. Area de limpieza	16
2.3.5. Area de refinación	17
2.3.6. Adición de productos químicos	19
2.4. SECCION FORMACION DE LA HOJA DE PAPEL	19
2.5. SECCION PRENSAS	22
2.6. SECCION SECADO	24
2.6.1. Descripción	24
2.6.2. Sistema de vapor y condensado	32
2.6.3. Unidad Clupak	42
2.6.4. Sistema de aire caliente	44

2.7.	CALANDREADO	47
2.8.	BOBINADO Y REBOBINADO	49
3.	SISTEMA DE SECADO ACTUAL	73
3.1.	INTRODUCCION	73
3.2.	PERFORMANCE DE LA SECCION SECADO	74
3.2.1.	Maneras de medir la performance	74
3.2.2.	Procedimiento de inspeccion ..	75
3.3.	FACTOR DE CONSUMO DE VAPOR	76
3.3.1.	Factores existentes del consumo de vapor	83
3.3.2.	Causas de un valor alto del factor de consumo de vapor	95
3.4.	RANGO DE EVAPORACION DE SECADO	101
3.4.1.	Factores que reducen el rango de evaporación de secado	105
3.4.2.	Recapitulación	112
3.5.	ALTERNATIVAS DE SOLUCION	115
4.	OPTIMIZACION DEL SISTEMA DE SECADO	133
4.1.	INTRODUCCION	133
4.2.	CONDICIONES OPTIMAS DENTRO Y EN LA SUPERFICIE DE LOS CILINDROS SECADORES ..	134
4.3.	SELECCION DE LA VESTIDURA DEL SECADOR	140
4.3.1.	Introducción	140
4.3.2.	Selección de telas para el secador	140
4.4.	MEJORA DE LA EXTRACCION DE CONDENSADO DE LOS CILINDROS SECADORES	153
4.4.1.	Diferenciales de presión óptimos	153

4.5.	CONDICIONES OPTIMAS DEL SISTEMA DE VENTILACION-EXTRACCION Y CAPOTA CERRADA	164
4.5.1.	Cálculo del aire requerido para una producción de diseño de 15 TMPH	164
4.5.2.	Requerimiento de los equipos de ventilación y condiciones de operación	166
4.6.	IMPLEMENTACION	173
5	EVALUACION ECONOMICA	218
5.1.	INTRODUCCION	218
5.2.	COSTOS DE IMPLEMENTACION	219
5.3.	COSTO ADICIONAL POR INCREMENTO DEL FACTOR DE CONSUMO DE VAPOR	225
5.4.	RENTABILIDAD	227

OBSERVACIONES Y CONCLUSIONES

BIBLIOGRAFIA

PLANOS

APENDICE

PROLOGO

El presente trabajo titulado "Optimización de la Sección Secado de la Máquina Papelera PPX-7 de la Sociedad Paramonga Ltda. - Trupal", se inicia con una descripción de la fabricación de papel, indicando los materiales fibrosos básicos utilizados en el proceso ; a saber : pulpa de bagazo, papel usado y papel que no cumple las especificaciones de comercialización (broke).

Se describen con cierto detalle las diversas áreas por las que atravieza la materia prima hasta la conformación de la pasta para un tipo de papel predeterminado.

La máquina papelera en sí, empieza con la formación de la hoja de papel; la cual después de pasar por la sección prensas ingresa a la sección secado, de donde emerge el producto terminado, todo esto es un proceso continuo.

En el capítulo 3 se hace el estudio del factor de consumo de vapor y el rango de evaporación de secado que son los parámetros que miden la performance de la sección secado. Permittiendo así determinar las zonas críticas que influyen en la disminución de la performance, traducida en un alto consumo de vapor y bajo rango de evaporación de secado.

Pruebas y ensayos realizados en diversos puntos de la máquina papelera han permitido orientar el estudio de Optimización de la Sección Secado a: grupos secadores, sistemas de ventilación-extracción y capota cerrada.

La evaluación económica esta orientada a la determinación del costo total que demandaría la Optimización de la Sección Secado y la comparación con la disminución del costo de producción de 70,000 TM/año promedio.

CAPITULO 1

INTRODUCCION

La mayoría de máquinas papeleras usadas en la Industria Nacional es un tanto antigua, generalmente debido al deterioro natural, se encuentran operando fuera de las condiciones para las cuales fueron diseñadas. Esto se traduce en un mayor costo de producción y evidentemente el producto nacional resulta caro y se hace menos competitivo frente al producto importado. La Industria Papelera de Sociedad Paramonga Ltda. S.A. - Trupal no es la excepción.

Actualmente en el mercado nacional se encuentran papeles, cartones, etc. importados, cuyo precio es menor y de mejor calidad que el producto nacional. Se hace necesario modernizar o en su efecto iniciar estudios para optimizar las fábricas papeleras, de esta manera fijar precios que sean competitivos a nivel nacional e internacional.

El presente trabajo constituye un esfuerzo para llevar a la fábrica papelera de S.P.L. - Trupal a un nivel competitivo a través de un estudio de Optimización de su Sistema de Secado. Este estudio puede extenderse a otras fábricas papeleras.

Del estudio tecnico-económico se determina que para una producción promedio de 70,000 TM/año, es posible disminuir el costo total de producción en 388,422 millones de intis por año (\$ 924,800/año), lo que justifica económicamente la ejecución de la optimización.

Socialmente la disminución del costo total de producción redundará en mejoras salariales, modernización de equipos y en general mejores condiciones de vida.

CAPITULO 2

2. GENERALIDADES

2.1. INTRODUCCION

El papel es un tejido formado esencialmente por fibras vegetales, distribuidas uniformemente, las cuales han recibido tratamiento mecánico y químico dependiendo del uso para el cual se destina: papel periódico, papel bond, cartulina, satinados, cartones, etc.

El valor de algunos productos dependen generalmente de su escasez, con el papel ocurre lo contrario, su verdadero valor está en su abundancia, en la facilidad con que se puede disponer de él. Se usa, se bota, se quema con tanta facilidad que difícilmente se comprende que es uno de los productos más fascinantes del mundo actual. El papel es un servidor eficiente de toda industria.

En este capítulo se describen las diferentes y principales secciones que se requieren para la fabricación del papel: preparación de pasta, formación de la hoja de papel, prensas, secado, calandreado, bobinado y rebobinado, siendo la sección de secado la más crítica e importante donde se continúan realizando estudios para mejorar el rendimiento de la Máquina Papele

ra y disminuir el costo de papel producido.

2.2. FABRICACION DEL PAPEL

2.2.1. Breve historia de la fabricación del papel.

El primer material para escribir se supone que fué la piedra; en las primeras épocas de la humanidad no se dispuso de un mejor material, hasta que los egipcios con su maravilloso ingenio desarrollaron el papiro que eran láminas sacadas del tallo de esa planta que entonces abundaba en el delta del río Nilo. Del nombre de este material se ha derivado la palabra papel.

La invención del papel se ha atribuido a los chinos, fué Ts'ai-Lun, hace casi 2,000 años, el que después - de experimentar con infinidad de fibras, eligió el bambú y trapos viejos. Primero los ablandaba con cal dejándolos fermentar al sol, luego los machacaba sobre una roca valiéndose de un trozo de madera dura.

Diluída las fibras con agua en una bandeja para formar una pasta ligera y usando unos marcos con un filtro de seda extraída la cantidad necesaria, balanceando después los marcos suavemente para distribuir uniformemente las fibras y drenar el agua.

Después los secaba al sol y suavizaba la superficie con piedras pulidas. El secreto de la fabricación del papel quedó encerrado en la China, casi por 600 años, hasta que los árabes llegaron a conocerlo al invadir Samarkanda. Con el correr de los años, alrededor del siglo XII, la técnica de fabricación llegó a Europa.

El método de machacar, para separar las fibras vegetales, sufrió un cambio alrededor del año 1,000, recibiendo la industria un pequeño impulso en su desarrollo. En ese tiempo se inventó el Molino de Martillo que consistía simplemente en un mazo pesado que era levantado sobre un pivot central, luego se dejaba caer por gravedad valiéndose de un eje rotatorio con varios pines en la superficie.

El invento de la Holandesa a mediados del siglo XVII fue una solución afortunada a las crecientes necesidades mundiales de papel, porque los viejos molinos de martillo ya no alcanzaban a satisfacer los requerimientos de la industria, más gente había aprendido a leer y escribir.

Básicamente la Holandesa no ha cambiado mayormente desde entonces, originalmente como ahora era una bandeja alargada, dividida por una pared central para tener un canal o pista, alrededor de la cual se ha-

cia pasar la pulpa, bajo el impulso de un tambor giratorio, en cuya superficie se habían acondicionado barras de fierro. El tambor giraba sobre una plancha acondicionada también con barras, produciendo entre ambas el desmenuzamiento del material, especialmente los trapos viejos. Por ese entonces ya se había agregado el prensado de la hoja de papel a la línea de fabricación. Lógicamente era muy rudimentario y sin ningún parecido a lo que actualmente conocemos por prensado, aunque el objeto era el mismo.

Para llevar a cabo esta operación utilizaban una prensa de tornillo en la que colocaban las hojas de papel extraídas de los marcos de formación y separadas entre sí por pedazos de fieltros.

De esta manera separaban mayor cantidad de agua más rápidamente de lo que venían haciendo anteriormente. El gran momento de la industria llegó en 1799, cuando Louis Robert inventó lo que podría ser la primera máquina de papel. Aunque fué una máquina muy rudimentaria, sin embargo fué un buen comienzo. El principio del drenado de la hoja era el mismo que en los marcos de formación. Lo revolucionario era que se producía una hoja continua de papel. Desde una bandeja, una rueda de paletas recogía una pulpa aguada y la lanzaba hacia una tela de alambre rotativa a

través de la cual drenaba el agua. La hoja húmeda - pasaba a través de una prensa. Posteriormente el invento pasó a Inglaterra, donde fué desarrollado bajo el auspicio económico de los hermanos FOURDRINIER. La industria ha honrado su contribución designando - con su nombre a este tipo de máquinas. Poco después alrededor de 1,809, DICKINSON inventó la máquina de cilindros que es el otro tipo básico de máquinas papeleras. Una máquina de esta clase fué la primera que llegó a América. Al principio constaba sólo de un cilindro, se observó pronto que se podría agrupar cierto número de cilindros, formando de esta manera una hoja de varias capas, diferenciándose así de la máquina FOURDRINIER. Por esta razón la máquina de cilindros se dedicó exclusivamente a la manufactura de cartones de peso alto. Actualmente, algo así como el 30% de producción mundial de papel se fabrica en máquinas de cilindros.

Los cilindros secadores fueron introducidos en Inglaterra en 1,823 y casi inmediatamente se usaron en América, hasta entonces el secado del papel y por lo tanto la producción dependió del estado del tiempo, ya que se realizaba a la intemperie.

Con adicción de los cilindros secadores se formó la primera máquina de operación continua, ya que la hoja podría ser formada, prensada y secada en una sola

operación, independiente del secado atmosférico.

En la segunda mitad del siglo XIX aparece la primera contribución química en la industria. Dos ingleses en 1,851 hirvieron astillas de sauce en una solución de lejía y obtuvieron así la pulpa a la soda, esto es, la primera fibra para fabricar papel producido por medios químicos.

Este método con algunas modificaciones derivó en el proceso Kraft o Sulfato, como lo conocemos hoy. El proceso sulfito fué inventado posteriormente, por último la invención del rollo de succión por Millspaugh, en 1,910, permitió el gran aumento de la velocidad de las máquinas modernas, algunas de las cuales están corriendo arriba de los 1,200 metros por minuto.

2.2.2. Resumen de la fabricación del papel

La fabricación del papel, independientemente del tipo de máquina que se use, consiste esencialmente en separar las fibras celulósicas del material lígneo que las une por medios mecánicos-químicos. Estas fibras mezcladas con agua (PASTA) alimentan a una malla plástica sin fin y en continuo movimiento a través de la cual el agua drena depositando las fibras en forma uniforme. Las fibras en forma de una hoja

húmeda son sometidas a vacío y presión para tratar de extraer la mayor cantidad de agua y posteriormente se secan en cilindros calentados con vapor (diagrama 1).

2.3. PREPARACION DE PASTA

2.3.1. Finalidad

La preparación de la pasta se puede definir como la parte del proceso de fabricación de pulpa y papel, en la cual la pulpa se trata mecánicamente o químicamente, mediante el uso de aditivos, así queda lista para formar una hoja en la máquina de papel. La pasta, como comunmente se le llama al material fibroso, se prepara por medio de los procesos principales conocidos como batido y refinación.

El batido y la refinación realizan dos objetivos:

1. Mezclar o incorporar los diferentes materiales de la fabricación del papel; y 2. Impartir las propiedades en la formación de la hoja de papel o cartón para que tengan las características deseadas.

Dentro de las áreas que se usan para la preparación de la pasta, se tiene: tratamiento de papel usado o desperdicio, hydrapulper para broke, área de limpieza, area de refinación y adición de productos químicos.

2.3.2. Area de tratamiento de papel usado

Comprende la separación eficiente de los distintos pesos específicos de los materiales indeseables. El área de pulpeo de papel de desperdicio, recibe el papel de desperdicio y este material pasa por una operación de pulpeo, limpiado, filtrado y espesado. Estas operaciones están diseñadas, de tal manera que separan las fibras gruesas, astillas y polvo de la pulpa o papel, dejando un producto que esencialmente está en apariencia libre de polvo y limpio. El papel de desperdicio limpio pasa a los recipientes de almacenamiento y el material desechado es descargado del sistema.

Los equipos más importantes de esta área son: el transportador, el hydrapulper, los limpiadores centrífugos las zarandas verticales y espesadores. Además existen tanques de almacenamiento, bombas centrífugas de agua y de pasta.

El proceso se inicia cuando la pulpa suelta o embalada es descargada por el conductor al hydrapulper (figura 1a y 1b). Recipiente metálico grande de forma de copa. Está compuesto de un agitador rotativo (rotor) montado sobre un eje vertical, alrededor del agitador hay una plancha metálica circular perforada a través de la cual sale la pulpa diluida en agua, después de

ser desmenuzada a una consistencia aproximada del 3%. Esta plancha retiene los trozos grandes de pulpa que no han sido desmenuzados por el rotor. También en el fondo y colocada lateralmente hay una salida o trampa que sirve para acumular las materias sólidas o impurezas que pudiera tener la pulpa. Esta trampa tiene dos compuertas accionadas neumáticamente y permite sacar los residuos sin vaciar el hydrapulper.

Los papeles resistentes a la humedad, trapos, cables de la pulpa embalada, los sunchos y los desechos ligeros se colectan en unos alambres de púas que cuelgan sobre la parte superior del hidrapulper; el alambre se saca intermitentemente por un traperero.

La pasta semilimpiada en el hydrapulper pasa a los limpiadores de alta consistencia (figura 2) en los que se puede procesar la pasta, tal como viene de los hydrapulper, sin necesidad de bajar la consistencia. Este aparato tiene la forma de un cuerpo superior cilíndrico y un cuerpo inferior cónico. La pasta entra lateralmente por la parte superior, adquiriendo un movimiento circular y moviéndose en espiral de arriba hacia abajo. Al llegar al cuerpo inferior más estrecho, el movimiento de la pasta se invierte siendo impulsada por el centro hasta la parte superior, saliendo por un tubo central. La separa -

ción de las impurezas se efectúa debido a la fuerza que lanzan las partículas más pesadas contra las paredes del limpiador; obligándolas a salir por la parte inferior, donde se acumula para eliminarlas cada cierto tiempo. Por lo general estas impurezas están representadas en mayor cantidad de arena, astillas de madera y alguno que otro fragmento metálico.

La pasta aceptada es conducida y distribuida a un grupo de Centricleaners Primarios (figura 3), cuyo principio de operación es idéntico a los limpiadores de alta consistencia. Los rechazos de este primer grupo pasan a los centricleaners secundarios de donde el aceptado retorna al hydrapulper para su reciclaje y los rechazos pasan al centricleaner terciario, de donde el aceptado retorna al nivel de rechazo de los centricleaners primarios, siendo los rechazos del terciario eliminados en el desague.

El aceptado de los centricleaners primarios es conducido por una tubería para alimentar a las zarandas verticales (figura 4). Equipo diseñado para separar fibras gruesas, nudos, palitos y todos los materiales extraños que acompañan a la pasta. El funcionamiento de la Zaranda es como sigue: la alimentación entra por la parte superior y fluye hacia el interior de la canastilla perforada, donde, a gran velocidad,

gira un rotor de doble paleta, cuya fuerza centrífuga obliga a la pasta atravesar las perforaciones de la canastilla para ser evacuadas hacia un ducto de salida, como fibra seleccionada, hacia el espesador - para un lavado antes de ser depositado en el tanque de almacenamiento. Luego es utilizada, constituyendo parte del furnish o fórmula de preparación de la pasta que irá a los mezcladores o tinas de la Máquina Papelera.

2.3.3. Area de Hydrapulper para broke

El desmenuzamiento de la pulpa o papel Broke se efectúa sin alterar la naturaleza de la fibra por la acción enérgica del agitador del hydrapulper en un tiempo relativamente corto para la pulpa y un poco más largo para el papel de broke, esto se debe a que el papel posee cierta resistencia a humedecerse debido al encolado que ha recibido.

Los hydrapulper pueden trabajar de dos maneras: por carga (batches) o en forma continua. Su capacidad - depende también de la consistencia a la que se trabaja y del tiempo determinado, principalmente en este caso por la resistencia que presentan los papeles a ser humedecidos.

La descarga del hydrapulpers se realiza a través de los orificios de las planchas metálicas hacia una caja reguladora de nivel y provista de una compuerta -movible que permite variar el nivel de la pasta en el hydrapulpers. De esta caja es tomada la pasta por una bomba centrífuga que la envía a los mezcladores o tinas de la Máquina Papelera.

2.3.4. Area de limpieza

La limpieza de la pulpa, a diferencia de la depuración, depende en gran parte, para una separación eficiente de los distintos pesos específicos de los materiales indeseables.

Existen diferentes sistemas de limpieza, pero la mayoría emplean limpiadores centrífugos, tamices o zarandas vibratorias y generalmente un espesador.

En los limpiadores centrífugos, la pasta debe tener una consistencia baja a fin de facilitar la separación de los materiales no fibrosos.

Cuando se usa la Zaranda Vibratoria, ésta cumple la finalidad de eliminar los materiales del mismo peso que la fibra, pero de mayor tamaño, como los trozos de papel sin disgregar o de tela. La fibra pasa a través de los huecos de la zaranda y los trozos mas grandes son retenidos en la parte superior y median-

te la vibración y chorros de agua son llevados hacia un extremo y después a un canal.

La fibra aceptada que ha atravesado la zaranda va a otro grupo de limpiadores centrífugos, más pequeños que el primero y que trabajan bajo el mismo principio. En éstos la acción limpiadora es más energética, se eliminan trozos pequeños de madera, arena y materiales similares. La pasta limpia y diluída que sale de ellos es separada del agua que contiene a fin de aumentar su consistencia. Esto se ejecuta en un espesador que es un cilindro de malla metálica fina que permite el paso de agua, más no de la fibra. Este cilindro gira sumergido en la pasta diluída extra yéndole parte del agua que contiene y descargando la pasta en tinas o mezcladores.

2.3.5. Area de refinación

El proceso de refinación tiene por objeto de desarrollar en la fibra las características de resistencia requeridas. En este proceso las fibras suspendidas en agua se trabajan mecánicamente en máquinas que las someten a trituración y corte durante el tiempo que sea necesario.

Bajo este tratamiento las partes constitutivas de la fibra absorben agua, se hinchan y aflojan, ésto da co

mo resultado la formación en la superficie de cada fibra de pequeñísimas fibrillas a las que se les llama fibrillas, las que lógicamente aumentan la superficie de la fibra en contacto con el agua y ayudan a retenerla y adherirse a otras fibras. Por esta razón, la fibrilación o formulación de fibrillas mejoran las características que dependen mayormente de la adhesión de una fibra con otra, tales como la resistencia al reventar y a la tensión. Al mismo tiempo la fibrilación y el hinchamiento de la fibra aumenta la retención del agua y hace más lento el escurrimiento de ésta. Este hecho se aprovecha para determinar el grado de refinación de una pasta a una consistencia y temperatura preestablecida. Este grado de refinación se llama Freeness (figuras 5 y 6).

Además del efecto de fibrilación se ejerce el efecto de corte, éste puede ser a lo largo o a través de la fibra. El primero produce fibras largas, flexibles y el segundo, cortas y resistentes. Este último reduce las características del papel que depende de la longitud de la fibra como es la resistencia al desgarramiento. Las máquinas en las cuales se lleva a cabo la refinación están diseñadas para producir un efecto u otro.

2.3.6. Adición de productos químicos

Los productos químicos, dentro del proceso de preparación de pasta, así como los ya mencionados tienen una importancia vital, porque sirven para dar o modificar determinadas características de la fibra y en consecuencia proporcionar al papel propiedades especiales. Entre estos agentes químicos se pueden mencionar, principalmente, los venenos o agentes antibacterianos que sirven para destruir o impedir el desarrollo de microbios, bacterias, hongos que generalmente se forman en las tuberías y tinajas de pasta, así como también en la máquina papelera.

Es necesario destruir estos organismos porque pueden llegar a obstruir tuberías y además desprenderse, originando manchas y roturas en el papel e incluso disminuir la vida de los fieltros (cuadro 1).

2.4. SECCION FORMACION DE LA HOJA DE PAPEL

La pasta o sea la fibra suspendida en agua, después de haber recibido el tratamiento de refinación adecuado, llega a un tanque de pasta para la máquina que está equipado por un agitador, para mantener la pasta en continuo movimiento. La consistencia de este tanque debe ser de 2.5% a 3%. Del tanque de máquina la pasta se bombea a través de un último refi-

nador, donde se da el tratamiento final, al cajón regulador.

La cantidad de pasta controlada por la válvula de control remoto va por gravedad a la bomba de los centricleaners primarios; la pasta aceptada de los primarios va a la bomba principal o FAN PUMP. Esta toma la cantidad necesaria final de agua del pozo silo, controlada remotamente por la válvula principal que envía la pasta a través de una zaranda vertical hacia el cabezal de distribución de la caja de entrada.

El cabezal de distribución es de forma cónica, está conectado por el extremo más estrecho a uno de los compartimientos del silo. Este rebose sirve para igualar la presión a lo largo del cabezal, está controlado por una válvula manual (figura 7).

Una vez en la caja de entrada (figura 8), el flujo de pasta se estabiliza, una vez estabilizado pasa a través de un orificio ajustable llamado regla (figura 9) sobre una tela plástica móvil fourdrinier.

La tela es una banda sin fin, de tejido fino que viaja alrededor y entre dos grandes rodillos: el rollo cabezera que es sólido en el extremo de la Caja de entrada y el cilindro de retorno de la tela en

el otro extremo. La tela está soportada sobre la sección formada horizontal superior o mesa plana por medio de una combinación de una o más cajas de formación estacionaria, rodillos desgotadores lisos o ranurados, cuchillas de agua y deflectores, luego pasa sobre varias cajas de succión. Sobre esta sección el agua se elimina por drenado, dejando la hoja de papel sobre la superficie superior, la hoja se separa de la tela en o muy cerca del extremo de la zona de succión del cilindro de retorno y el viaje de regreso de la tela lo soportan unos cuantos rodillos que se usan para tensar y guiar la tela, al tiempo que unas regaderas de agua lavan las fibras sueltas o grumos de fibras que pueden haberse quedado adheridas a ellas.

A través de esta tela se separa más del 95% de agua. A medida que las fibras se depositan sobre la tela, se entrelazan al azar y de esta manera ellas forman parte del medio filtrante, conforme la red de fibras comienza a formarse, la velocidad de retención aumenta progresivamente, conduciendo a una variación gradual de características de un lado a otro de la hoja. Aún como una red bastante húmeda, la hoja en formación tiene una resistencia considerable, esto se debe a las fuerzas friccionales y de entrelazamiento que ocurre entre las fibras y su resistencia

es mayor a medida que la consistencia de la hoja húmeda se incrementa.

2.5. SECCION PRENSAS

Después de la sección de formación, el papel pasa hacia la sección de prensas para seguir perdiendo agua. La hoja al dejar el cilindro de retorno de la tela, tiene aproximadamente entre 77% a 80% de humedad. Es evidente que es necesario remover una gran parte de agua para obtener una hoja de papel que se pueda usar. Parte de esta operación se realiza en las prensas propiamente dichas, las que además compactan y alisan la hoja de papel. Cada unidad de la prensa se compone de dos rollos: uno de ellos es motriz y es el que dá movimiento al otro rollo y al fieltro (tejido sin-fin de lana o de fibra sintética).

La remoción del agua se efectúa por compresión de la hoja de papel entre rollos de las prensas y fieltros a través del cual el agua pasa al rollo inferior, siendo absorbido generalmente por succión.

Se debe recordar que cuando la hoja pasa a la prensa está en estado muy plástico y, por lo tanto sujeto a deformación, como resultado de excesivos esfuerzos o presiones. La acción del prensado aumen-

ta la resistencia del papel y su aparente gravedad específica, pero cualquier estiramiento excesivo de la hoja, en esta etapa, conduce a valores de resistencia más bajos.

El objeto de los fieltros es ayudar a la eliminación del agua separada de la hoja de papel, mediante la compresión en las prensas, además sirven como soporte y medio de transporte de la hoja húmeda.

Al salir de las prensas, la hoja de papel tiene al rededor de 60-65% de humedad, debe llegarse a obtener 10% o menos, esto indica que aún es necesario extraer una gran cantidad de agua, aproximadamente las dos terceras partes de su peso para obtener una hoja de papel que pueda usarse. Esta separación se realiza en los secadores, además en este proceso se modifican algunas propiedades del papel. A pesar de la relativamente pequeña cantidad de agua que se quita, los secadores, en el caso de las máquinas multicilíndricas, ocupan la parte más voluminosa del equipo; además, en cualquier caso, el costo del proceso es el más elevado de todos los que intervienen en la fabricación del papel.

2.6. SECCION SECADO

2.6.1. Descripción

En el transcurso de los últimos años se vienen realizando muchas innovaciones de ingeniería en lo que se refiere a equipo de preparación de pasta, diseño para mejorar la parte húmeda de la máquina - cilíndrica para la fabricación de papel; estas innovaciones han dado como resultados mayores velocidades, producto de una mejor calidad de la que se podía obtener anteriormente.

A pesar de todo y aún contando con la parte húmeda más moderna, existe un límite de la cantidad de agua que puede eliminarse mecánicamente, mediante el drenaje, por las prensas, sean ellas convencionales o con los más modernos rollos de succión, independientemente de todas estas mejoras, el papel ingresa con un contenido de humedad del 60% al 65% a la sección secadores, este contenido de humedad debe ser reducido, en dicha sección, a un 5% al 10% por acción de la evaporación para alcanzar las diferentes normas de fabricación.

Básicamente y haciendo un poco de historia, el secador propiamente, fué introducido originalmente por Dinkin en Inglaterra, en el año 1829 y no ha sufrido cambios radicales. Los diseños de la sección se

secadores varía sólo en la disposición de los mismos, se instalan en la disposición de un soporte de doble piso o en la disposición de doble piso alto (como la máquina PPX-7) o dispuestos en un conjunto vertical.

El secado de la hoja se efectúa pasando la hoja sobre los secadores calentados al vapor, con la finalidad de evaporar el agua contenida en la hoja que viene de la parte húmeda. Durante este proceso, el vapor contenido en los secadores se condensa y el agua caliente resultante debe ser eliminada de los secadores con la misma rapidez con que se efectúa la condensación.

Las grandes cantidades de agua evaporada de la hoja crean una condición de aire húmedo, que a su vez debe ser eliminado para evitar la reabsorción de la humedad por la hoja y para permitir una condición favorable dentro de la sección secadores; que esté libre del vapor que produce neblina y de la condensación en forma de gotas de lluvia, esto se realiza actualmente por la introducción de aire caliente seco que a su vez es extraído por medio de extractores y descargado en la atmósfera, para tal efecto se dispone de una capota cerrada y sistema de aire caliente para la ventilación de bolsillos.

El papel se mantiene firmemente contra los cilindros secadores por medio de un fieltro, llamado fieltro o tela del secador, el cual también ayuda a pasar - el papel a lo largo del banco de secadores.

El transportador Sheehan, consiste en dos sogas nylon que corren en una ranura del lado de operación de los secadores, sirve para pasar la llamada "guía de papel" a través del banco de secadores.

Entre el último secador y la calandria se coloca un rodillo amortiguador para absorber cualquier pequeño cambio de tensión y evitar que la hoja que puede estar quebradiza en ese punto, se rompa. Este es un pequeño rodillo "loco", cuyas chumaceras están montadas sobre resortes en un soporte circular para permitir el movimiento en cualquier dirección.

La máquina PPX-7 está constituida por una batería - de 48 secadores de 1510 mm de diámetro y 5800 mm de cara, son de fierro fundido, estáticamente balanceados con su engranaje de transmisión ensamblado sobre el eje.

2.6.1.1. Cilindro secador

El secador está construido como un cilindro hueco de fierro fundido, muy raras veces de acero. Generalmente se encuentra perforado en el inte

rior, pero con frecuencia está maquinado en el interior. Exteriormente está maquinado y pulido en forma cilíndrica correcta, con la envuelta de espesor uniforme. La superficie debe ser altamente pulida, la pared lo suficientemente gruesa para resistir la presión de vapor.

Una parte muy importante del diseño es lo referente a los cabezales y la resistencia de los pernos que aseguran el cabezal a la envuelta.

Todos los secadores se indican por código de seguridad, como "Unidades de presión" y como tales, son periódicamente inspeccionadas y sometidas a las pruebas hidrostáticas.

Un aspecto importante es la capacidad de secado, el cual viene expresado en evaporación de agua por kilogramo de papel. La cantidad de agua que con la hoja entra y sale de los secadores, se mide como porcentaje de agua sobre el peso húmedo total. Así el que a los secadores entre el 65% de agua, significa 65 kilogramos de agua y 35 kilogramos de fibra seca por cada 100 kilogramos de papel húmedo. En el extremo seco de la máquina, para un contenido (ejemplo) de 5% de agua sobre la base del producto total hay 5 kilogramos de agua y 95 kilogramos de fibra seca por cada 100 kgs de papel, tal como sale de

los secadores.

Para un problema práctico de secador se puede utilizar la siguiente fórmula

$$W_f = \frac{M_w - M_f}{100 - M_w}$$

donde: W_f = kilogramo de agua evaporada por kilogramo de papel terminado

M_w = contenido de humedad del papel entrante a la sección de secado, en un porcentaje del peso total de sólidos más agua

M_f = contenido de humedad del papel saliente en la sección secado, es un porcentaje del peso total de sólidos más agua.

Para las cifras anteriores

$$W_f = \frac{65 - 5}{100 - 65} = 1.71$$

La hoja de papel después que ha pasado por los cilindros secadores, está prácticamente terminada; excepto en lo que se refiere a su aspecto superficial y a su forma de presentación.

2.6.1.2. La junta a prueba de vapor

La junta a prueba de vapor es un dispositivo diseñado para manejar el flujo de un fluido (gas o líquido) o permitir movimiento de una fuente estacionaria, tal como una tubería, para un dispositivo rotando, tal como un cilindro secador de papel.

En la sección de secado de la máquina de papel, la aplicación predominante de JUNTAS ROTATORIAS es para la admisión de vapor a los cilindros rotativos. Como el vapor entrega calor latente de evaporación a través del proceso de transferencia de calor de conductividad, la necesidad de un dispositivo sifón es creado para la remoción de condensado y gases no condensables. Así este tipo de junta rotativa requiere de dos sellos: uno crea un sello positivo entre la cámara de entrada del vapor de la junta y atmósfera, mientras el otro sello separa las cámaras de condensado y vapor con un material de grafito (figura 10).

Esta junta rotatoria está instalada en el muñón de cada secador y en la parte de la transmisión de la máquina, donde se nota una tubería de mayor diámetro con una manguera flexible que es la entrada y una de menor diámetro con manguera flexible que es la salida; se puede observar un vaso de vidrio donde siempre debe mantenerse el burbujeo, lo que indica una descarga normal del condensado.

2.6.1.3. Sifones del secador

Para un secado económico y eficiente y para dar la máxima evaporación por metro cuadrado de la

superficie secadora se necesita un sistema de drenado bien balanceado.

Un sifón de secador de Máquina Papelera es un dispositivo con conexiones de tubería y zapata a través del cual el condensado, soplado de vapor, aire y gases no condensables pasan desde un lado del secador a la conexión de salida de condensado de la junta rotatoria (figura 10).

El sifón debe ser diseñado y dimensionado de tal manera que conserve a un mínimo el espesor y variación de la película del condensado. Generalmente hay dos tipos de sifones: el rotativo y el estacionario. El sifón rotativo gira con el cilindro secador y el sifón estacionario permanece relativamente fijado a un punto superficial del secador.

2.6.1.4. Cuchillas de secadores

Las superficies de los cilindros secadores deben mantenerse limpias para un contacto adecuado del papel con la superficie de secado, esto es posible mediante las cuchillas limpiadoras, con ello tenemos la superficie libre de pelusa, óxidos, etc. que ocasionan los defectos en el acabado del papel. Las superficies sucias evitan una máxima transferencia del calor del secador a la hoja (figu

ra 11).

La hoja de la cuchilla limpiadora no debe ocasionar desgaste o rayaduras en el cilindro secador, en la instalación hay que tener en cuenta darle el ángulo necesario para un eficiente trabajo, deben estar equipados con elementos de tensión para darle el ajuste necesario.

2.6.1.5. Vestiduras del secador

Con la instalación de las vestiduras se mejora el secado, así como la calidad del secado de la hoja, las vestiduras pueden fabricarse de algodón, llamados fieltros del secador o del material más moderno que esta cada día en uso y es el material sintético, denominado tela o malla del secador.

Las vestiduras del secador son instaladas generalmente en todos los grupos, sobre todo cuando se trata de la fabricación de papeles o cartones finos aún en los gramajes más elevados se pueden usar con éxito.

La permeabilidad del aire, llamado en el futuro simplemente permeabilidad, es el volumen de aire de la presión atmosférica que fluye a través de una unidad de área del fieltro o tela por unidad de tiempo, cuando hay una definida y relativamente baja dife -

rencia en presión entre las dos caras del fieltro o tela. Es un factor determinante para el rango de evaporación de agua de la hoja dentro del aire circundante.

Las más altas tensiones de la tela (dentro de los límites) debe resultar en la mejor transferencia de calor de la superficie del secador a la hoja. El objetivo de la aplicación de la tensión para fieltros o tela secadora es para minimizar la influencia del aislamiento del aire entre la hoja y la superficie de secado.

2.6.2. Sistema de vapor y condensado

El proceso de secado en la sección de secado de una máquina de papel, puede ser dividido en tres zonas

1. Zona de calentamiento
2. Zona de rango de evaporación constante
3. Zona de descenso del rango de evaporación

Zona de calentamiento, aquí la temperatura del agua en la hoja está siendo incrementada para acelerar la evaporación. En realidad, muy poco secado tiene lugar en esta sección. Buena superficie de contacto entre la vestidura y el cilindro secador es re-

querido como transferencia de calor: es el mejor factor.

Zona de rango de evaporación constante, es la zona de la sección de secado donde la mayor parte del agua es removida. La inclinación hacia abajo (hacia la zona seca de la máquina) es el resultado de un bajo rango de secado, donde hay menos agua disponible.

Zona de descenso del rango de evaporación, en esta zona la "resistencia de las pocas caídas" de agua están siendo removidas. Generalmente esta agua está ubicada en el centro del espesor de la hoja y es la más difícil de remover. El calor de la superficie del secador debe ganar al agua y el agua debe ganar a la superficie de la hoja; por ello abandonar la hoja. Ambas acciones están resistidas por la capa de fibra de secado y cada lado de la fibra intermedia por la capa de agua (ver figura 12).

2.6.2.1. Uso del vapor sobrecalentado

Para calentar nunca se debe usar vapor que esté más de 5°C sobre la temperatura de saturación. Un exceso de temperatura de 10°C es suficiente para producir un diferencial de temperatura y así tensiones térmicas incontrolables en la camisa del

cilindro secador. La deformación resultante produce un mal contacto de trabajo de las cuchillas sobre el cilindro, por esta razón nunca se debe permitir que la temperatura de vapor exceda la temperatura del vapor saturado por la presión aplicable en más de 5°C.

2.6.2.2. Soplado de vapor y aire (vapor flash)

El condensado de los diferentes grupos de secadores es almacenado en tanques separadores, donde por caída de presión se origina el vapor que comúnmente llamamos "Flash", que en suma viene a ser el vapor recuperado al que previamente se le ha extraído el condensado y se vuelve a reutilizar.

2.6.2.3. Aire y gases no condensables

El aire penetra en la caldera o generador de vapor, junto con el agua de alimentación. También puede ser aspirado en las tuberías de vapor por la condensación de este último al ser parados los equipos durante la noche.

Asimismo en la caldera pueden formarse gases no condensables, como el dióxido y monóxido de carbono, - debido a una reacción química que se produce durante el proceso de vaporización.

Como el aire y los gases tienen la tendencia de formar capas, pueden actuar a manera de manto aislador en el interior del equipo calefactor. Cuando se mezcla con el vapor reduce la temperatura de la mezcla resultante.

Para mantener una alta eficiencia operativa en la sección secado, es importante no solo evacuar rápidamente el condensado, sino también eliminar el aire y los gases; se darán detalles más adelante.

2.6.2.4. Desrecalentador

Aunque no es exactamente un enfriador, su función es bajar la temperatura al vapor para su mejor utilización. En la máquina PPX-7, el rango de operación donde se consigue mejor performance está entre los 187°C y 193°C,, por lo tanto operando como lo hacemos con el Set Point en 191°C, estamos en lo correcto.

2.6.2.5. Uso del vapor en la máquina PPX-7

La alimentación de vapor a la máquina es de 1134 KPa proveniente de la Planta de Fuerza. Este vapor está sobrecalentado, lo cual no es conveniente para el secado, por lo que se tiene que enfriar hasta la temperatura de 191°C aproximadamente

o sea unos 5.5°C arriba de la saturación. El instrumento que se utiliza con este fin es el Indicador Controlador TIC-2, el cual acciona una válvula que inyecta agua condensada al vapor a través de un Desrecalentador C-800-X-6.

La cantidad del vapor utilizado es medida por medio de una placa de orificio y está indicada en el instrumento FQ-3 (rango de medición: 0-22,700 Kgs/hr). La distribución del vapor a los diferentes grupos de secado se muestra en el diagrama 2.

El sistema de control de vapor a los cilindros secadores se realiza en tal forma, que la alimentación de vapor va en sentido contrario al flujo de papel.

El grupo III es el más importante de la sección secado. Los grupos I y II automáticamente menos secados, debido a los controles de presión diferencial.

Los controles de presión diferencial se realizan con el fin de conseguir un buen drenaje de condensado. En los grupos II y III están garantizados por el sistema abierto de descarga a los separadores.

El arreglo diferencial de los grupos IV y V que comprenden secadores superiores e inferiores, respectivamente, permite regular el secado de acuerdo a la

ondulación del papel.

En las líneas de descarga de condensado de todos los secadores, existen visores para chequear el flujo de condensado. Cada cilindro, incluidos los cilindros enfriadores, está provisto de un sifón rotativo con su respectiva zapata para llevar el condensado al centro del cilindro.

Los cilindros del grupo I tienen trampas de vapor ajustables (válvulas de soplado) instaladas en las líneas de descarga de condensado.

Para la regulación de vacío en el condensador, el sistema está provisto de una válvula de alivio.

La regulación de temperatura, tanto del agua de enfriamiento al condensador, como del agua de alimentación a la bomba de vacío, se realizan en el momento de arranque y no deberá ser modificada.

Las válvulas de alimentación de vapor, normalmente son cerradas, mientras que las de los sistemas de descarga de condensado normalmente son abiertas.

En el sistema de control de vapor a los secadores, los grupos III y V, practicamente gobiernan el control de toda máquina.

Los demás grupos están relacionados con éstos por medio de controles diferenciales. Así, el grupo II

tendrá siempre una presión menor que la del grupo III, a su vez el grupo I tendrá una presión más baja que la del grupo II. Gracias a este arreglo, para los casos de rotura, basta con disminuir las presiones de los grupos III y V y automáticamente bajan las presiones en los demás grupos indicados.

Toda la operación del sistema de vapor se realiza con los instrumentos ubicados en el Panel de Control.

Grupo III

Como se mencionó este es el grupo principal de la sección secado; comprende los secadores del 17 al 36. El control de presión de este grupo se realiza con el controlador PC-49 y la estación de control manual HIC-5 que regulan la alimentación de vapor proveniente del cabezal principal de 1134 KPa.

- El condensado del grupo III se recolecta en el separador 3 del cual pasa al separador 2 por la acción de un sistema de control automático de nivel LIC-20. Para efecto de rotura de papel se tiene instalado - válvulas solenoides PCV-49-1 conectados con el ojo eléctrico L1 + L3.

Grupo II

Está conformado por los secadores del 7 al 16. Es alimentado por el vapor "flash" del separador 3 y en forma suplementaria por vapor "vivo", proveniente del cabezal de 1134KPa. El control de presión de este grupo se realiza en el registrador controlador PDRC-47 que es del tipo diferencial y regula la diferencia de presión del grupo. El condensado se colecta en el separador 2, de ahí pasa al separador 1 por la acción de un sistema de control automático de nivel LIC-16 y de la bomba de condensado 2.

Grupo I

Esta constituido por los secadores del 1 al 6, es alimentado por el vapor "flash" del separador 2 y en forma suplementaria por el vapor "vivo" del cabezal de 1134 KPa. El control de presión de este grupo se realiza en el registrador controlador PDRC-45

El condensado del grupo 1 descarga en el separador 5 a través de trampas de vapor (válvulas de soplado) de ahí pasa al separador de vapor 1 por acción de un sistema de control automático de nivel y de la bomba de condensado 5.

Grupo V

Está formado por los secadores 41 al 46, recibe la alimentación de vapor directamente del cabezal de 1134 KPa. Es regulado mediante el controlador PC-59. El condensado es descargado en el separador 4, del cual pasa al separador 1 por la acción de un sistema de control automático de nivel LIC-24 y de la bomba de condensado 4.

Grupo IV

Está formado por los secadores 37 al 40, es regulado por medio del registrador controlador PDRC-58 que es del tipo diferencial y controla la entrada de vapor en términos de la diferencia de presiones del grupo IV con relación al grupo V. El condensado de este grupo, es descargado a través de trampas de vapor individuales en el separador 1.

Cilindros enfriadores

Son los últimos cilindros del grupo de secado (47 y 48) y tienen alimentación de agua fresca, la cual circula por la acción de un sistema de presurización de aire.

Separador 1

Recibe el condensado de los grupos II, III, IV y V.

El vapor flash del separador pasa a los calentadores 1,2,3 y 4 (lado de baja presión).

El condensado obtenido regresa a la planta de fuerza, pasando por las bombas de condensado 1.

Separadores 2 y 3

Reciben el condensado de los grupos II y III respectivamente y lo descargan en el separador 1, por diferencia de presiones, a través de válvulas controladas automáticamente, de acuerdo al nivel de los separadores.

Separador 4

Recibe el condensado del grupo V, el condensado es bombeado al separador 1, pasando por una válvula de control que mantiene el nivel en el separador 4.

Separador 5

Recibe los condensados del grupo de secado I y de los calentadores 1,2,3 y 4 lado de baja presión. El condensado que se expande en forma de flash en este separador, pasa a través del condensador al que está conectado una bomba de vacío, con el fin de mejorar el drenaje de los primeros cilindros secadores del grupo I. El condensado así obtenido descarga en la succión de la bomba del separador 5.

2.6.3. Unidad Clupak

La unidad Clupak es un dispositivo para el acondicionamiento estructural de la hoja. El proceso para producir papel Clupak, consiste en someter la hoja húmeda de papel mientras está aún en forma plástica, a la acción de encogimiento de una banda o faja de jebe sin fin. La figura 13 muestra un diagrama de las partes principales de una Unidad Extensible Clupak. En este diseño la banda de jebe pasa a través de una contracción o estrechamiento, formado entre la barra de presión y el cilindro secador, luego la banda es comprimida y alargada. Al pasar el área de contacto, la sección comprimida se contrae o encoge a su forma original.

Esta acción de encogimiento que se realiza en forma continua, se usa para encoger el papel en la siguiente forma: la hoja húmeda llega al área de contacto, donde la banda de jebe es alargada, la hoja se mantiene en contacto íntimo, tanto con la superficie de la banda de jebe como con la del secador, bajo una combinación de presión de contacto y la tensión de la banda. Cuando la banda de jebe se contrae, aplica fuerzas de comprensión a la hoja en dirección paralela al plano de ella, estas fuerzas originan - que la hoja se encoga mientras está bajo la acción

de la fuerza de compresión debido a la tensión de la banda de jebe. En consecuencia, la hoja es comprimida localmente y se hace más compacta, resultando una superficie suave y alta extensibilidad, cuando ocurre la acción de encogimiento de la banda hay un deslizamiento entre el secador y el papel proporcional al encogimiento. Este deslizamiento es posible, debido a la formación de una película delgada de vapor entre el secador y la hoja húmeda. Por esta razón el control de la temperatura del secador y la condición general de la superficie del secador son importantes.

Una unidad para papel extensible consiste primero de un cilindro secador calentado por vapor de superficie suave, una barra de contacto, una banda o faja ancha de jebe y varios rollos transportadores de la banda, como se muestra en la figura 14. La barra de presión es presionada contra el cilindro secador para hacer una contracción, la cual es más pequeña que el espesor de la banda de jebe. La acción de encogido, como se hizo notar antes, tiene lugar en esta área. La banda de jebe se usa para que esta acción de encogido pueda ocurrir de manera continua y los rollos transportadores de la banda sirven simplemente para hacer regresar la banda al área de contacto para repetir la acción. El cilin-

dro secador se calienta con vapor, además una pequeña cantidad de agente desprendedor se rocía sobre el secador para facilitar posteriormente la acción de resbalamiento del papel sobre la superficie del cilindro secador.

La Unidad Extensible que se describió antes se instala en la sección secadores de la máquina de papel en un punto donde el contenido de humedad de la hoja se ha reducido a más o menos 35%. Debido a que las características del secado de las máquinas de papel varían, la ubicación exacta de la unidad también varía. En la figura 14, la instalación típica muestra el papel entrando de un secador superior y saliendo de un secador inferior. Esta disposición permite simplificar y eliminar en un alto grado que las champas de papel pasen por la unidad, también - facilita el pase de la punta de papel.

2.6.4. Sistema de aire caliente

Este diseño utiliza el concepto básico de escudo cerrado con la adición de paneles de elevación frontal, paneles de deslizamiento posteriores, puertas de cierre en el extremo y un foso cerrado en el sótano; además de los ductos de aire caliente.

Construido todo de aluminio aislador sobre una estructura de acero.

El requerimiento básico de una capota y un sistema de extracción es coger y llevar lejos la humedad de la hoja de papel que es evaporada en la sección de secado a través de la aplicación apropiada de vapor, vestiduras del secador y ventilación de bolsillos (figura 15).

Beneficios de operación de capota cerrada

Particularmente significativo en climas nórdicos fríos, ya que por diseño, la atmósfera controlada creada por el uso de la capota cerrada, reduce grandemente la infiltración de aire.

La más alta calidad de calefacción en expulsar aire, resultando en la mejor producción económica de calor.

Ruido reducido y descarga de calor radiante hacia el interior de las áreas del operador; resultando en mejoradas condiciones de trabajo.

Protege la conformación y equipo de la corrosión.

Los requerimientos básicos de ventilación de bolsillos son :

Proporcionar la máxima capacidad de secado por medio de alto volumen, llenar ancha ventilación, de modo que la atmósfera circundante de la hoja

en los bolsillos esté a baja humedad, contribuyendo a una óptima transferencia de masa.

Proporcionar un perfil de secado uniforme a través de todo lo ancho de la máquina; insertando un volumen suficiente de aire dentro del bolsillo, la velocidad de salida del bolsillo descongela los efectos de la etapa de secado creado por la turbulencia de abertura y cerrado de los puntos de contacto en los bordes de la hoja.

Debe notarse que la turbulencia no es controlada, todavía tiene lugar, pero tiene lugar en aire - que es del mismo contenido de humedad, como el aire en la sección central de la máquina. El rango de transferencia de masa, por lo tanto, - no debe ser más grande en el borde que el centro y el secado desigual por este medio es evitado.

Proporcionar un apropiado balance de aire de la capota (ventilación vs extracción) para prevenir enfriamiento de la capota y eliminar la necesidad de un costoso sistema de capota por aire de relleno adicional.

Proporcionar un continuo secado y enfriamiento de la tela, lo que prolonga su vida y elimina la necesidad por fieltro y secador de fieltros; además su habituación al vapor de agua y conservación (figura 16).

2.7. CALANDREADO

Para mejorar su aspecto y darle mayor suavidad a la superficie, se emplean las alisadoras o calandrias. En ellas se somete la hoja de papel a la presión de un juego de dos o más rodillos superpuestos y giratorios, de gran peso y superficie muy pulida, los cuales comprimen y alisan la hoja al pasar sucesivamente entre ellos de arriba hacia abajo. El rodillo más bajo y al mismo tiempo el de mayor tamaño de la calandria, llamado rodillo rey, es movido mecánicamente a su vez hace girar por fricción a los otros rodillos que se encuentran sobre él. El número de éstos es variable y fluctúa de uno a siete. El papel se introduce en la calandria por la parte superior y pasa hacia abajo entre los diversos rodillos. En cada pase el papel se somete a una presión más alta, resultando un emparejamiento de las desigualdades a todo lo ancho de la hoja, un mejor acabado superficial y un menor espesor, esto es, una hoja más compacta.

Los rodillos de la calandria están hechos de fierro fundido de grano fino, lo que permite un alto pulido. El rodillo inferior de la calandria o rodillo rey, lleva corona para compensar su propia deflexión y la producida por el peso de los rodillos colocados

sobre él.

La corona de este rodillo se calcula de tal manera, que la superficie forma una línea horizontal recta en contacto con la superficie del rodillo próximo. Generalmente, los otros rodillos de la calandria son rectificadas sin corona.

Debe tenerse presente que el rollo rey se pule con determinada corona para absorber el peso de un número definido de rollos. Si el número utilizado de éstos varía, según las exigencias de la fabricación, debe asegurarse que siempre exista una carga uniforme a todo lo ancho de la hoja, para conseguir esto, la corona puede incrementarse o disminuirse por la aplicación de aire frío al centro.

Los rodillos de la calandria van provistos de cuchillas. Estas cumplen dos finalidades: 1. Mantener los rodillos limpios y pulidos; 2. evitar que la hoja se enrolle alrededor de ellos. Las hojas de las cuchillas son de material flexible metálico (acero, bronce, fosforado, etc.) que no malogra la superficie de los rodillos. Los soportes de las cuchillas son regulables y de construcción sólida para evitar la vibración y deflexión.

2.8. BOBINADO Y REBOBINADO

2.8.1. Bobinado

La hoja de papel que ha pasado por la calandria es enrollada alrededor de un núcleo de hierro macizo, llamado tambor, por fricción entre éste y un cilindro bobinador, formándose bobinas de papel (figura 17).

El cilindro bobinador refrigerado por agua se mueve mecánica o eléctricamente, forzando a girar el eje que descansa sobre él, alrededor del cual se enrolla el papel, aumentando gradualmente el diámetro hasta una longitud determinada. La presión del tambor contra el cilindro se mantiene constante, mediante diversos medios, especialmente hidráulicos, a fin de que la bobina de papel que se va formando quede compacta uniformemente. Al llegar la bobina al diámetro deseado, el papel pasa a otro tambor, que se coloca sobre el cilindro, por lo que el conjunto está equipado con dos juegos de brazos u horquillas - con pivot para soportar los tambores. El primer juego soporta el tambor vacío, mientras el papel se va enrollando en el tambor soportado por el segundo juego de horquillas. Cuando se llega al diámetro deseado, el tambor vacío se lleva sobre el papel que corre en la superficie del tambor, bajándolo di

rectamente al girar un poco la horquilla o llevándolo previamente a la velocidad del tambor, por medio de una faja. Con el auxilio del aire a presión, el papel pasa al tambor vacío y se rompe al comenzar a enrollarse con éste, separándose de esta manera de la bobina ya formada. Este se retira del cilindro bobinador por medio de una grúa y se lleva al siguiente proceso que es el rebobinado.

2.8.2. Rebobinado

El rebobinado tiene por objeto dividir el ancho total de la hoja que viene de la máquina papelera, en tamaño adecuado y responda al ancho solicitado por el cliente, eliminando las partes del papel que hayan sido producidas con defectos en la máquina de papel y uniendo las roturas mediante materiales adhesivos especiales.

Existen varios tipos de rebobinadores, siendo la más común la rebobinadora de dos tambores o núcleos con alimentación inferior y cuchillas circulares que se asientan sobre un rollo de corte.

La bobina de papel fabricada en la máquina desenrolla a una velocidad controlada, generalmente mayor que la velocidad a la que se produce el papel y manteniéndola bajo una tensión constante, a fin de lo

grar un rollo denso y uniforme, para esto el eje de la bobina se frena mediante una banda de freno accionada por aire o mediante un generador de electricidad acoplada al eje. El papel pasa sobre el rollo de corte, donde una serie de cuchillas circulares lo cortan longitudinalmente al ancho, de nuevo se enrolla alrededor de un núcleo cilíndrico de cartón. El control de la tensión de la bobina que se desenrolla, determina la calidad del rebobinado por la correcta aplicación del freno. Al comenzar la operación se debe utilizar el máximo freno que la hoja pueda resistir para desarrollar una bobina con un centro duro, esta precaución es de máxima importancia. Un centro flojo dá como resultado una tendencia del papel a correrse, conforme avanza el rebobinado, produciéndose además dificultades en la separación de las bobinas cortadas. La tensión que se aplica depende del tipo de papel, aumentando para papeles gruesos y disminuyendo para los finos.

Hay varios diseños de frenos, siendo el más comun, el de las zapatas accionadas por presión de aire o aceite, similares a las utilizadas en los automóviles.

La velocidad de la rebobinadora es graduada de acuerdo al grado de papel que se rebobina, en general debe ser de 2.5 a 3 veces mayor que la velocidad de

la máquina a fin de dar tiempo a los operadores para que realicen las operaciones accesorias, tales como cambio de eje, empates de roturas, cambios de bobinas, regulación de cuchillas, etc.

El corte del papel, en el ancho deseado, se logra por la acción de cuchillas circulares montadas por medio de un soporte sobre una barra a lo largo de lo cual puede moverse para ajustar el ancho solicitado. Esta barra está situada debajo y ligeramente enfrente del rollo de corte, sobre la cual asientan las cuchillas mediante presión regulada de aire o aceite que no debe exceder ciertos límites porque - malogra el filo de corte de las cuchillas y la superficie del rollo de corte. Las cuchillas están hechas de aleaciones de acero, tratadas al calor para un máximo de dureza y resistencia.

El papel cortado se va enrollando continuamente alrededor de núcleos cilíndricos de cartón, llamados tucos, colocados sobre un eje metálico, movido por fricción contra un par de tambores accionados por un motor eléctrico. Estos núcleos de cartón están cortados a la misma longitud del ancho del papel que se está rebobinando sobre ellos.

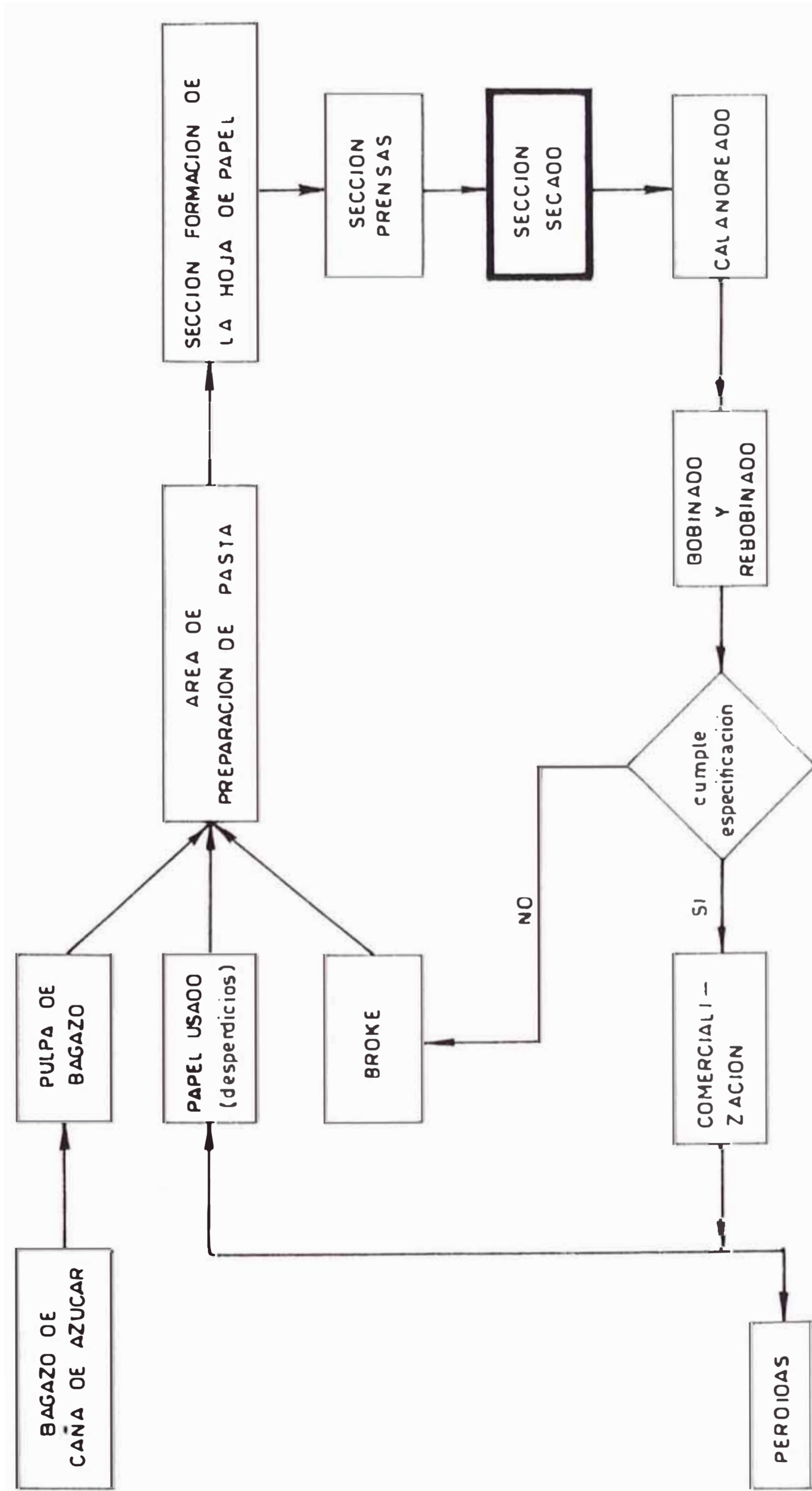


DIAGRAMA 1 FLUJO DE FABRICACION DEL PAPEL

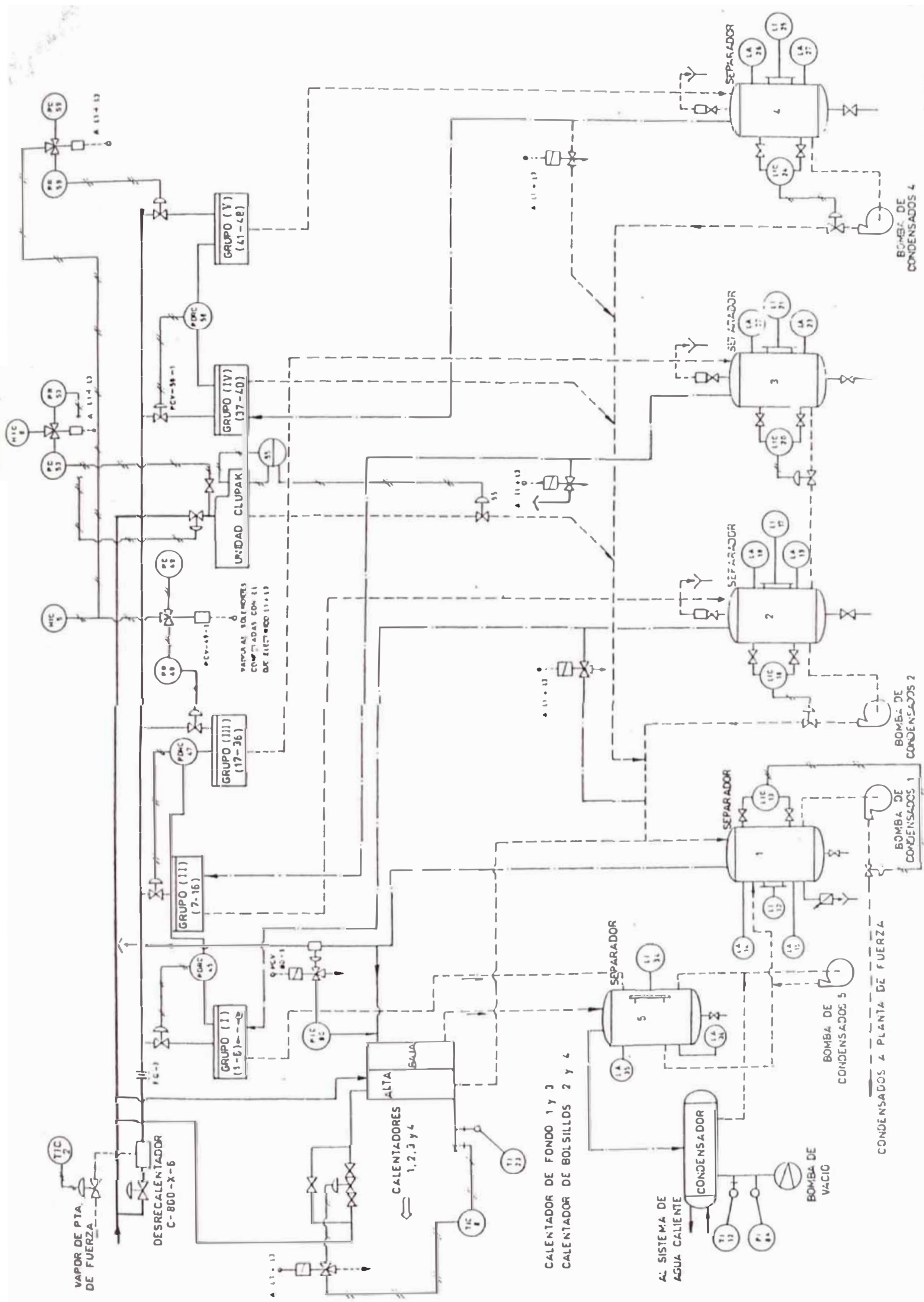


DIAGRAMA 2 SISTEMA DE VAPOR Y CONDENSADO DE LA MAQUINA PPX-7

CUADRO 1

PRODUCTOS QUIMICOS

A. ENCOLADORES

NOMBRE DEL PRODUCTO	USO Y EFECTO PRINCIPAL	LUGAR DE ADICION
Resina de madera FF	Con el "alumbre" forman el aluminio de sodio, el cual da la permeabilidad al papel.	En mezcladores de pasta de la Máquina Papelera.
Sulfato de alúmina "alumbre"	Para el encolado interno de papeles; regula el PH de la pasta.	Tubería de succión de bomba Fan.

B. ADITIVOS PARA BATIDO

Meyproid 660	Incrementar resistencias físicas de papeles.	Mezcladores, Hydrapulpers.
--------------	--	----------------------------

C. FUNGICIDAS Y VENENOS

Busan	Control de lana bacteriana y de hongos en la pulpa y papeles.	Mezcladores, Hydrapulpers, tinas.
-------	---	-----------------------------------

D. ANTIESPUMANTES

Afranil "O" extra	Control de espuma, actúa en medio ácido y alcalino.	Planta de pulpa y maquinas papeleras.
-------------------	---	---------------------------------------

E. RELLENOS

Caolín Georgia Clay Caolín EG-21	Rellenar los "intersticios" formados por el entrelazamiento de las fibras, mejorando la formación de la hoja y opacidad de la misma.	Antes de bomba Fan, Hydrapulpers y mezcladores.
-------------------------------------	--	---

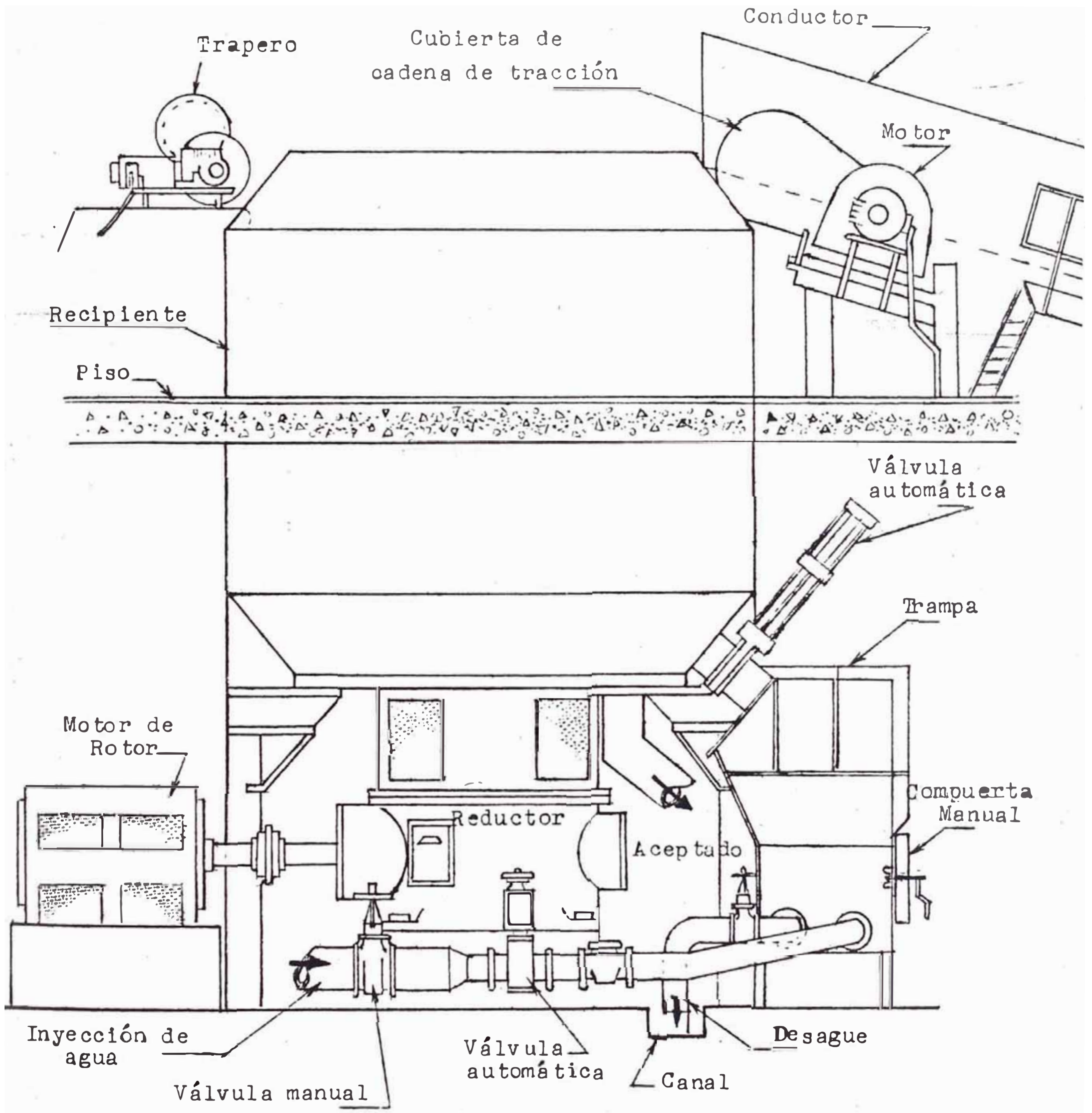


Fig. 1a :HYDRAPULPER

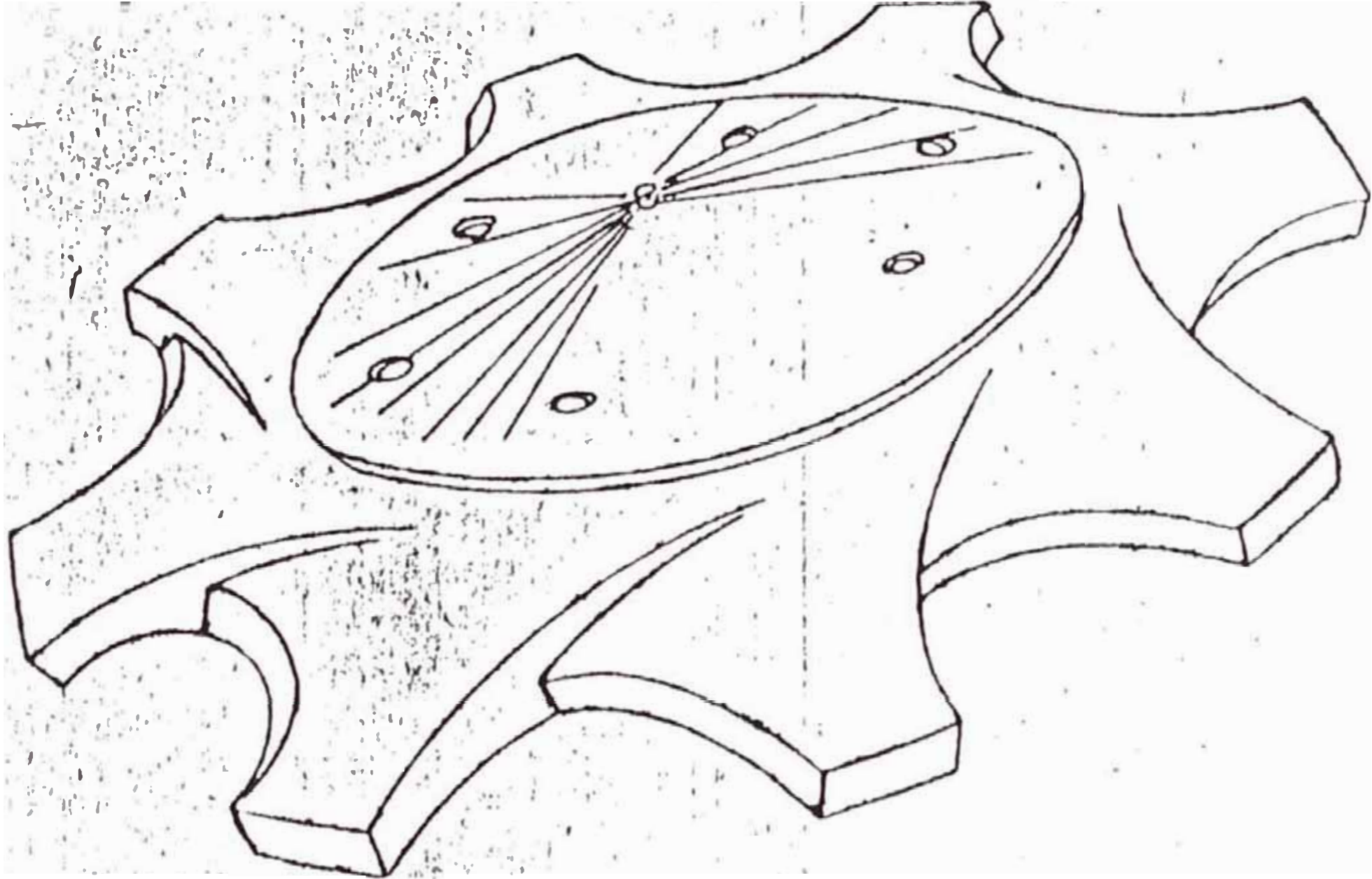


Fig.1b

VISTA DETALLADA DEL ROTOR DEL HYDRAPULPER

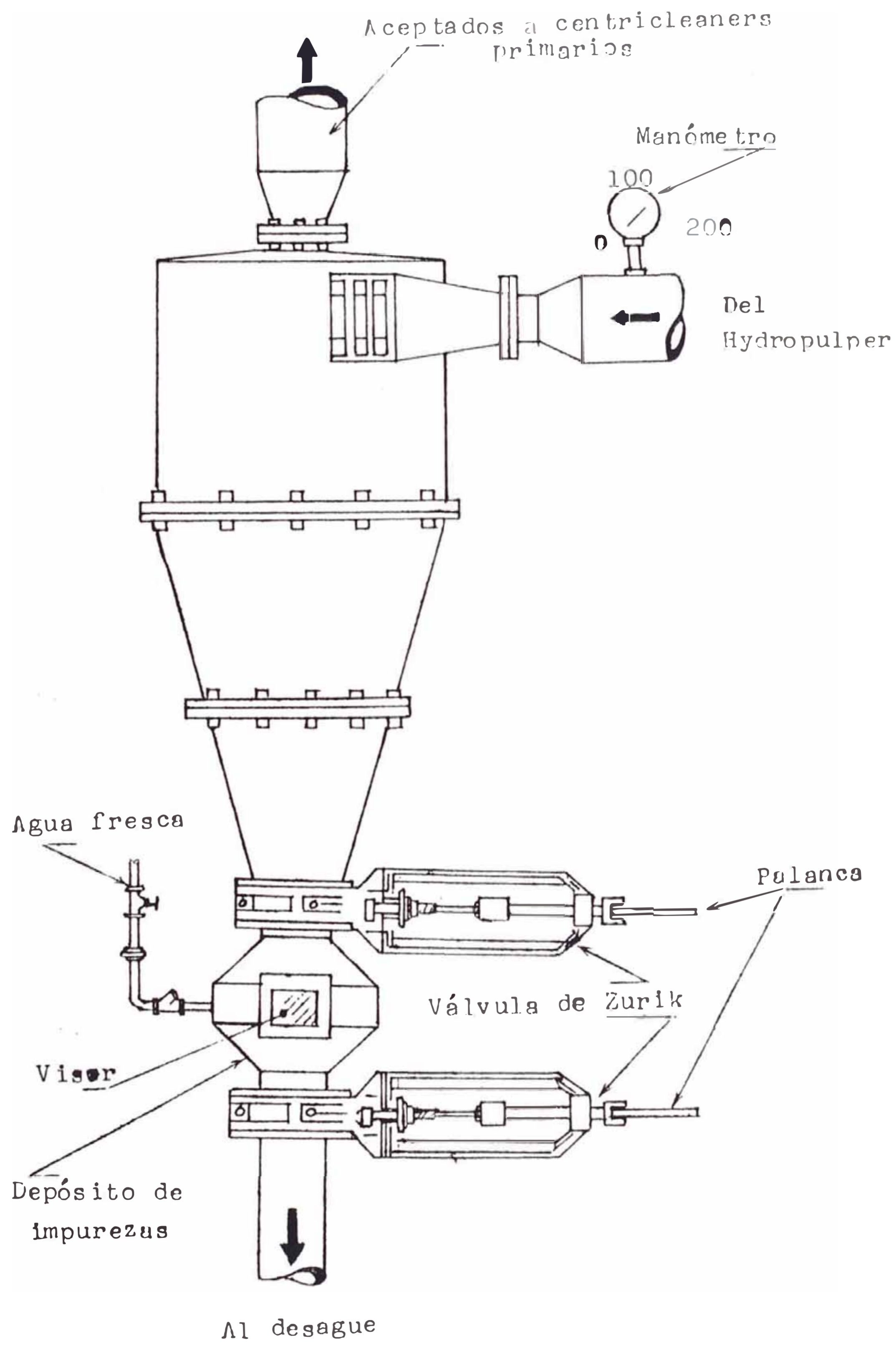


FIG. 2 LIMPIADOR DE ALTA CONSISTENCIA

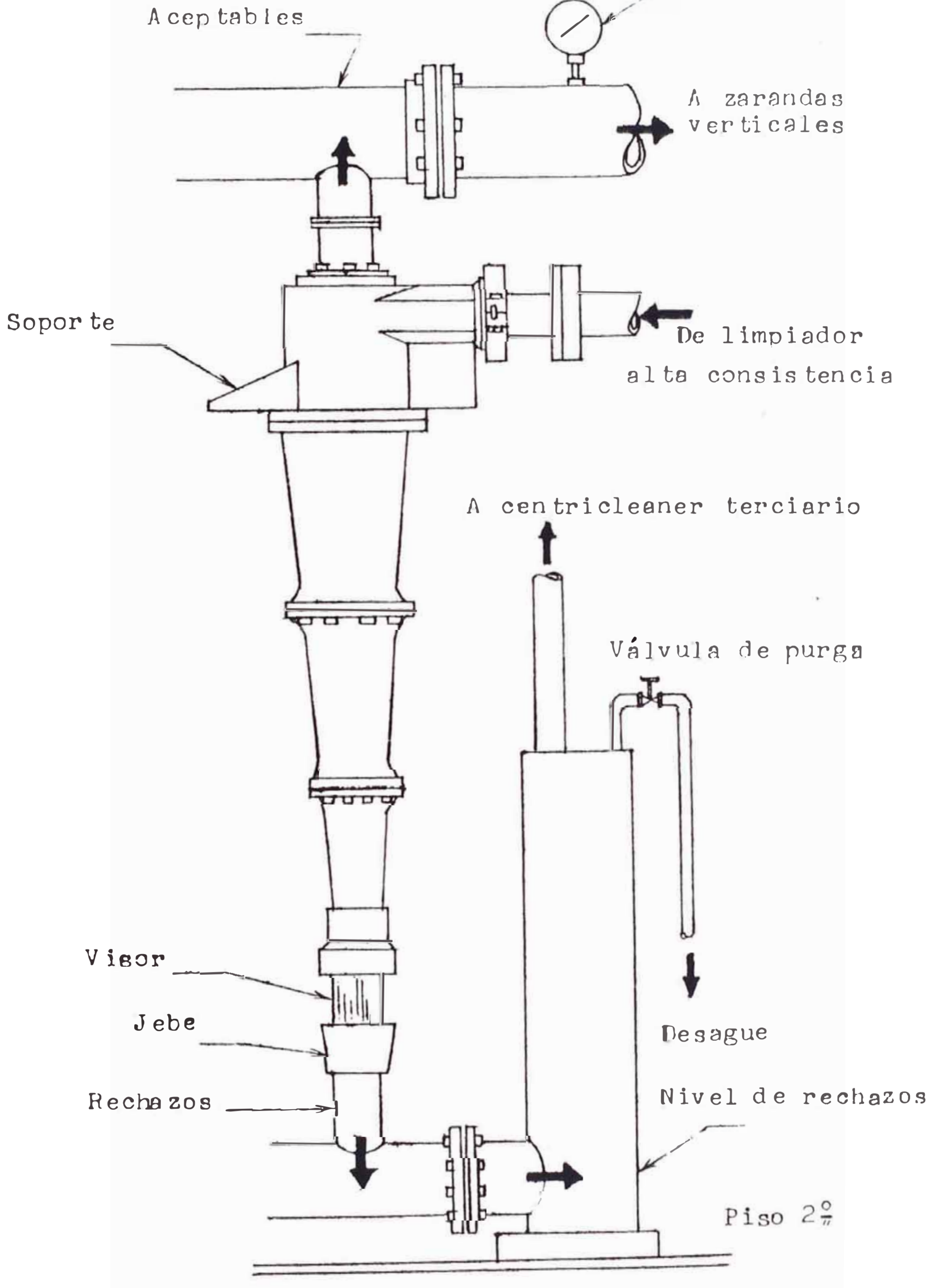


Fig. 3 CENTRICLEANER O LIMPIADOR CENTRIFUGO

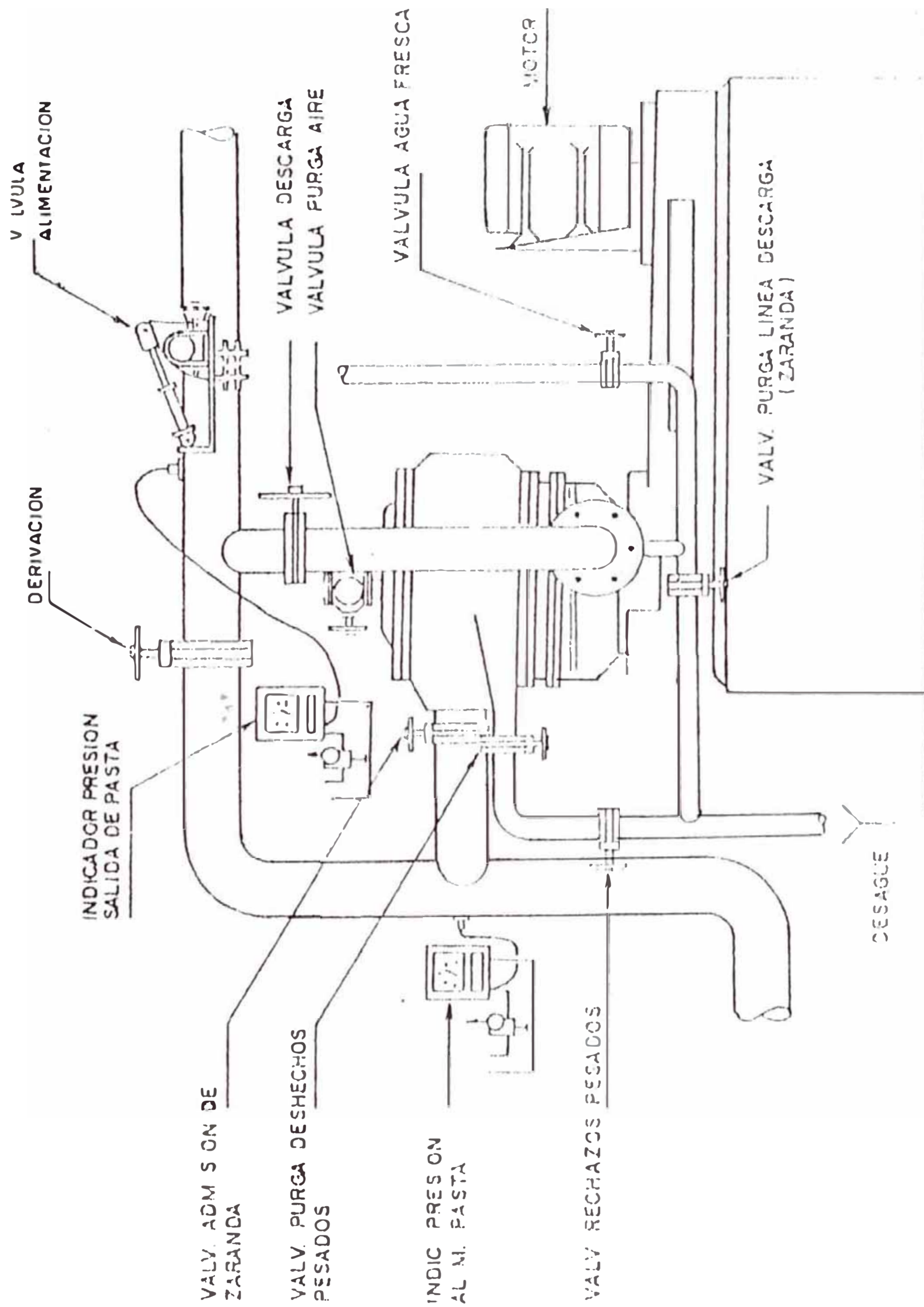


FIG. 4 ZARANDA VERTICAL

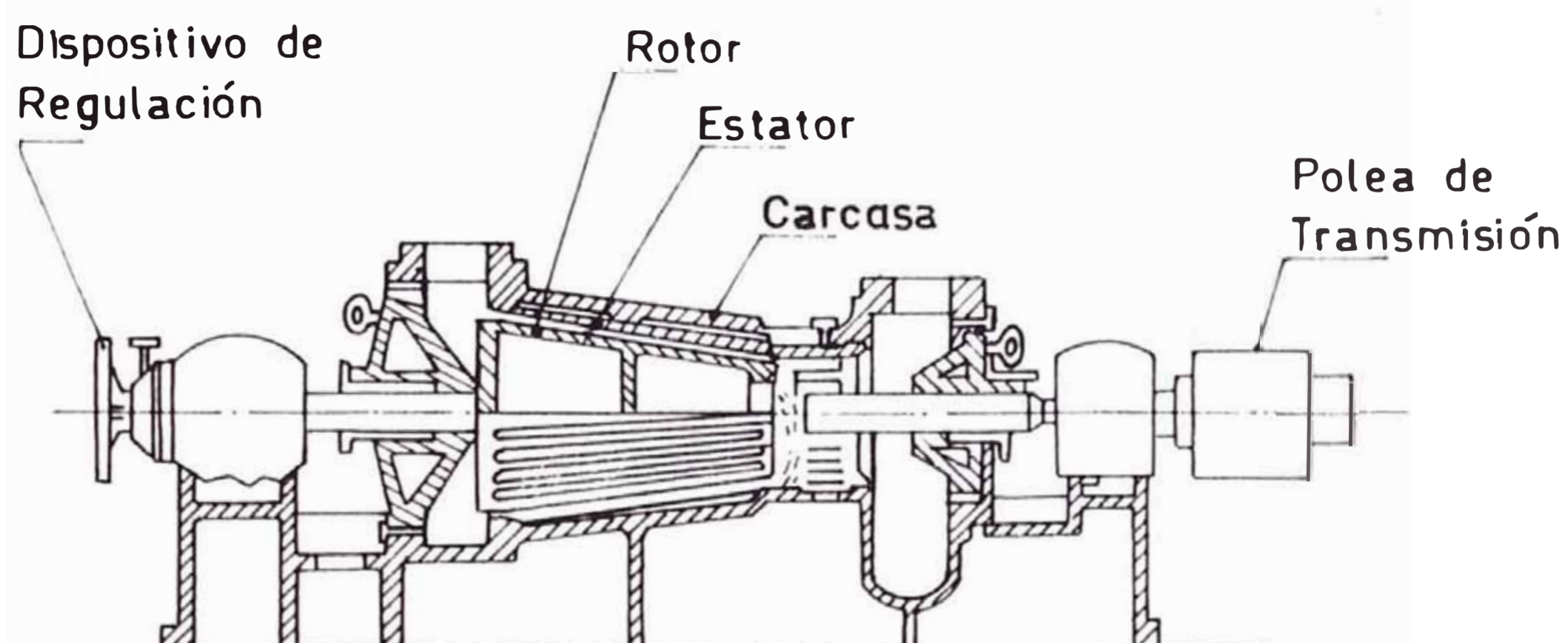


Fig. 5 REFINADOR TIPO HYDRAFINER

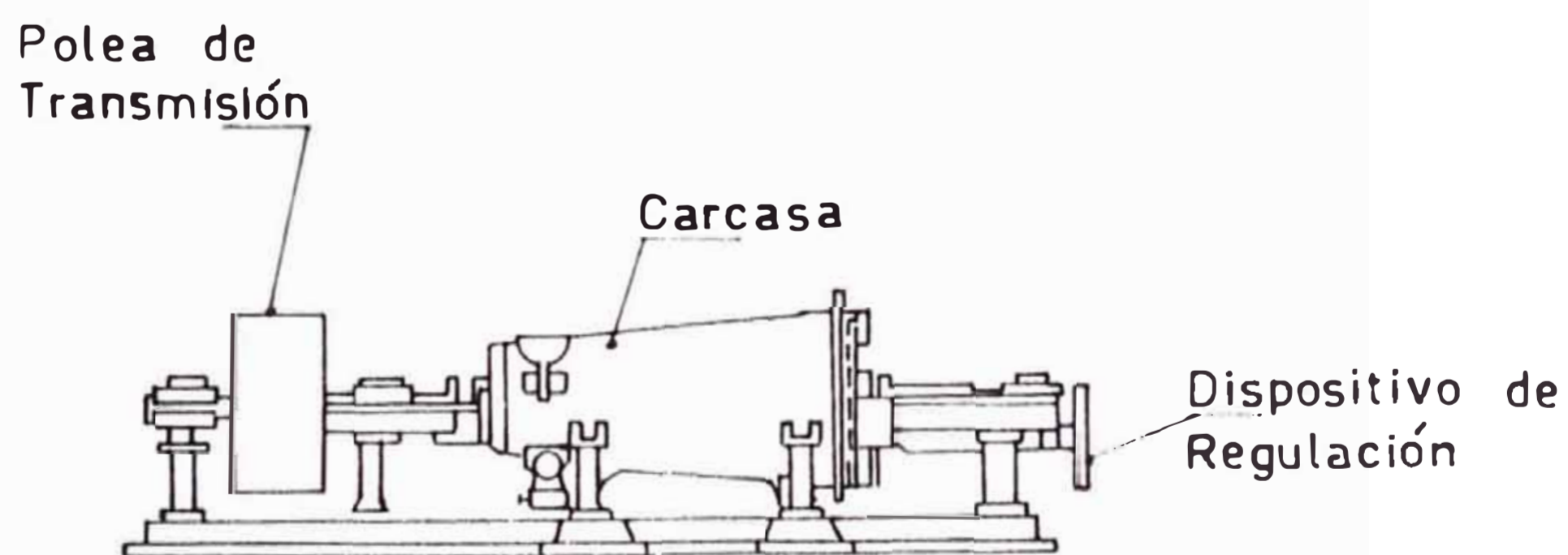
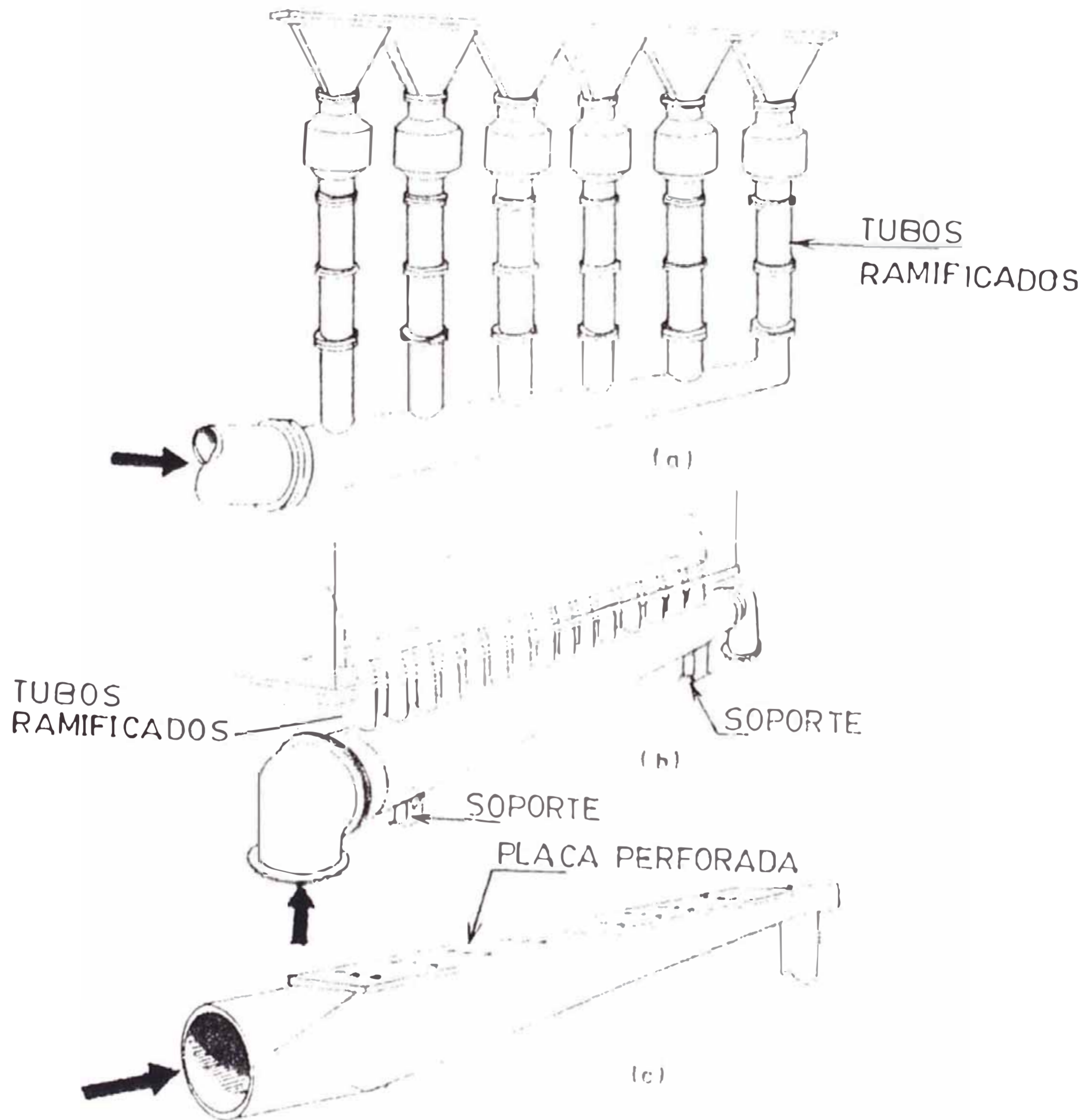
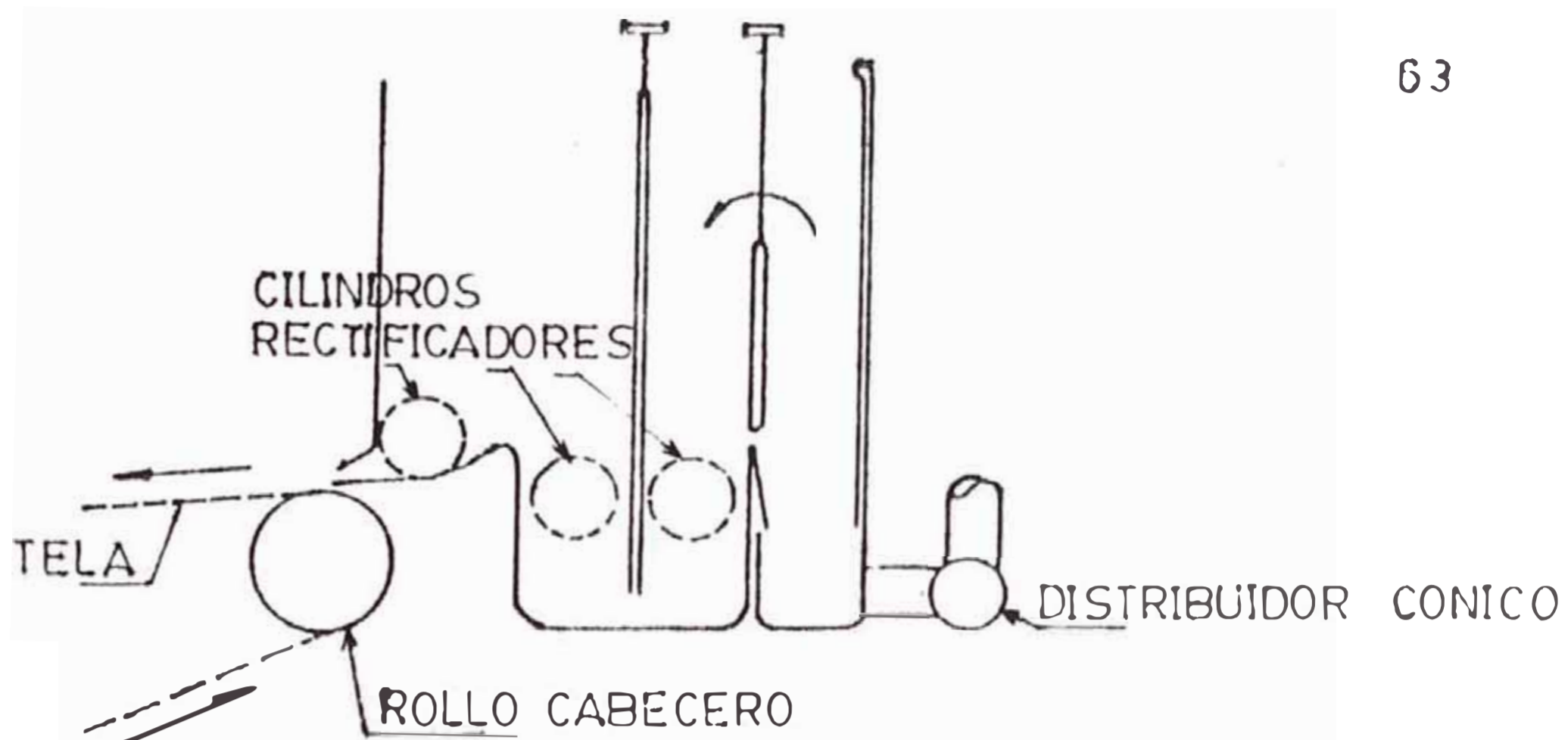


Fig. 6 REFINADOR TIPO JORDAN

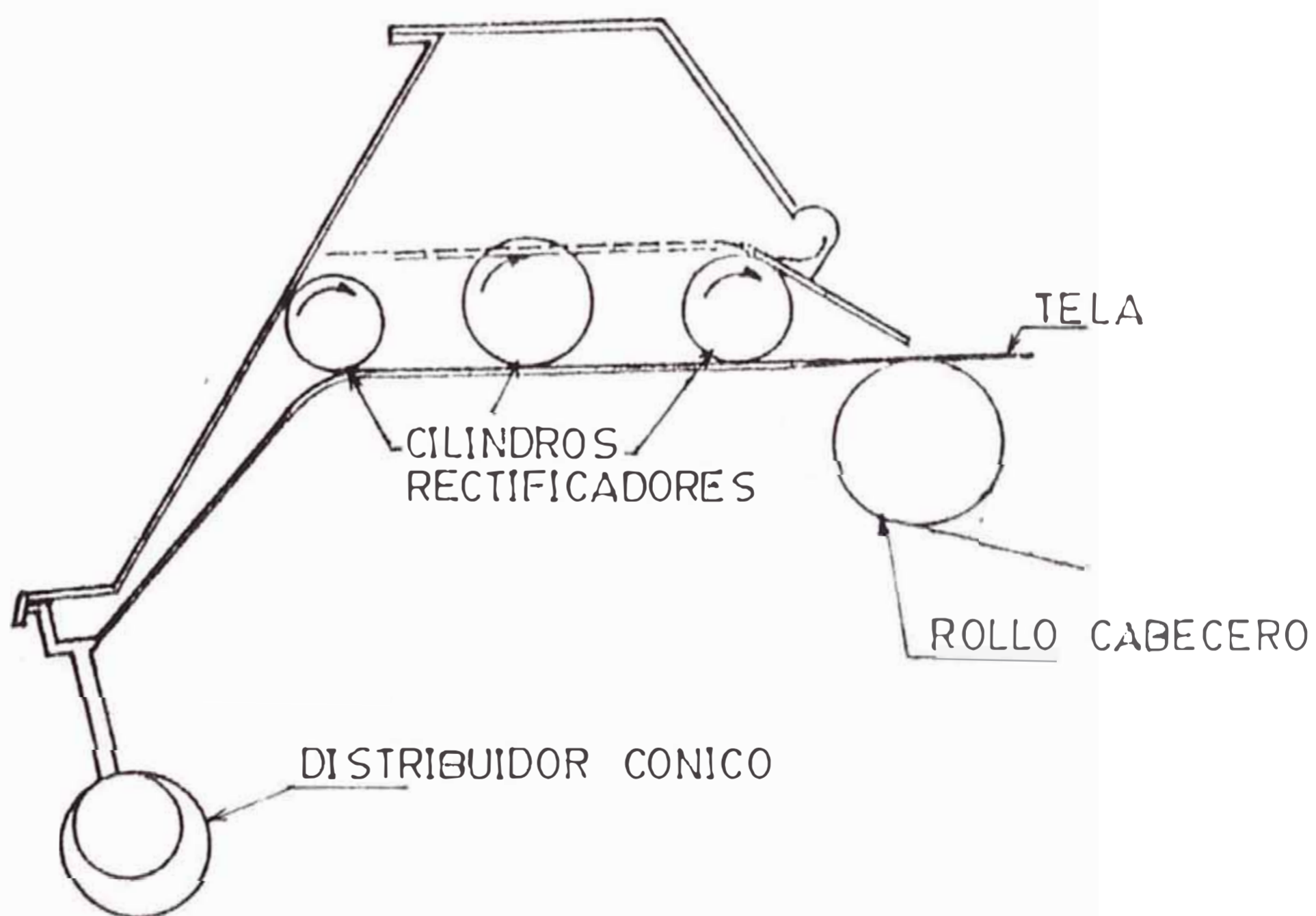


DISTRIBUIDORES "CONICOS" DE FLUJO
CON ENTRADA LATERAL

FIG. 7

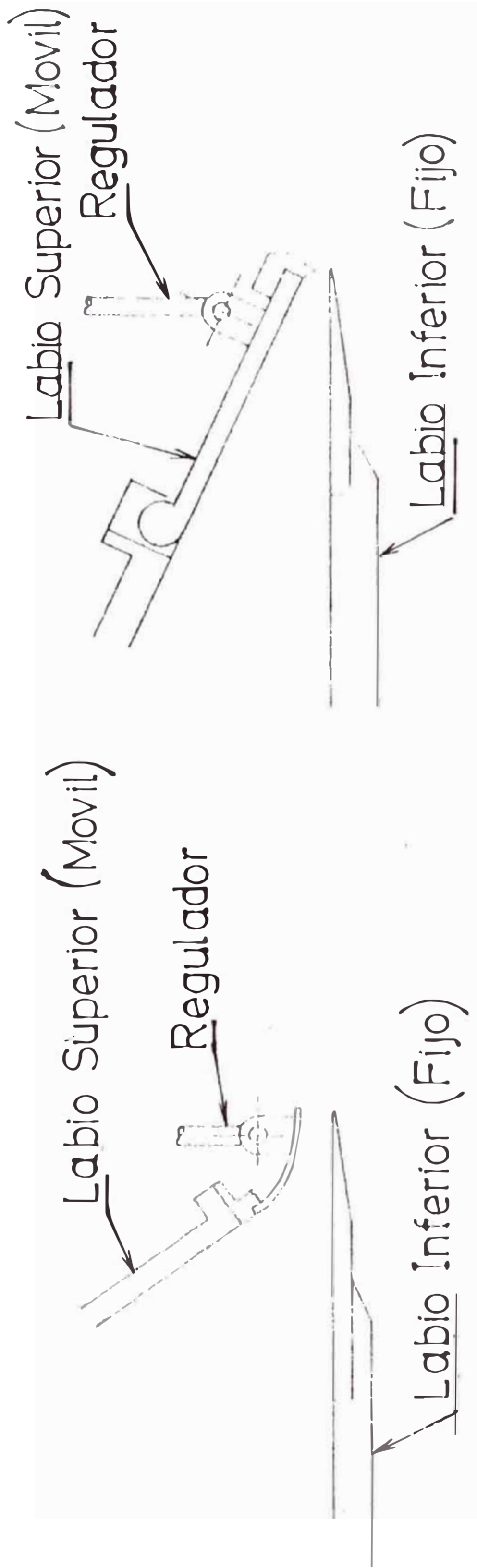


(a) VELOCIDAD MODERADA



(b) ALTA VELOCIDAD

FIG.8 CAJA DE ENTRADA



(a) REGLA VAN DE CARR PARA MEDIANA VELOCIDAD

(b) REGLA CONVERGENTE PARA ALTA VELOCIDAD

FIG. 9 REGLA

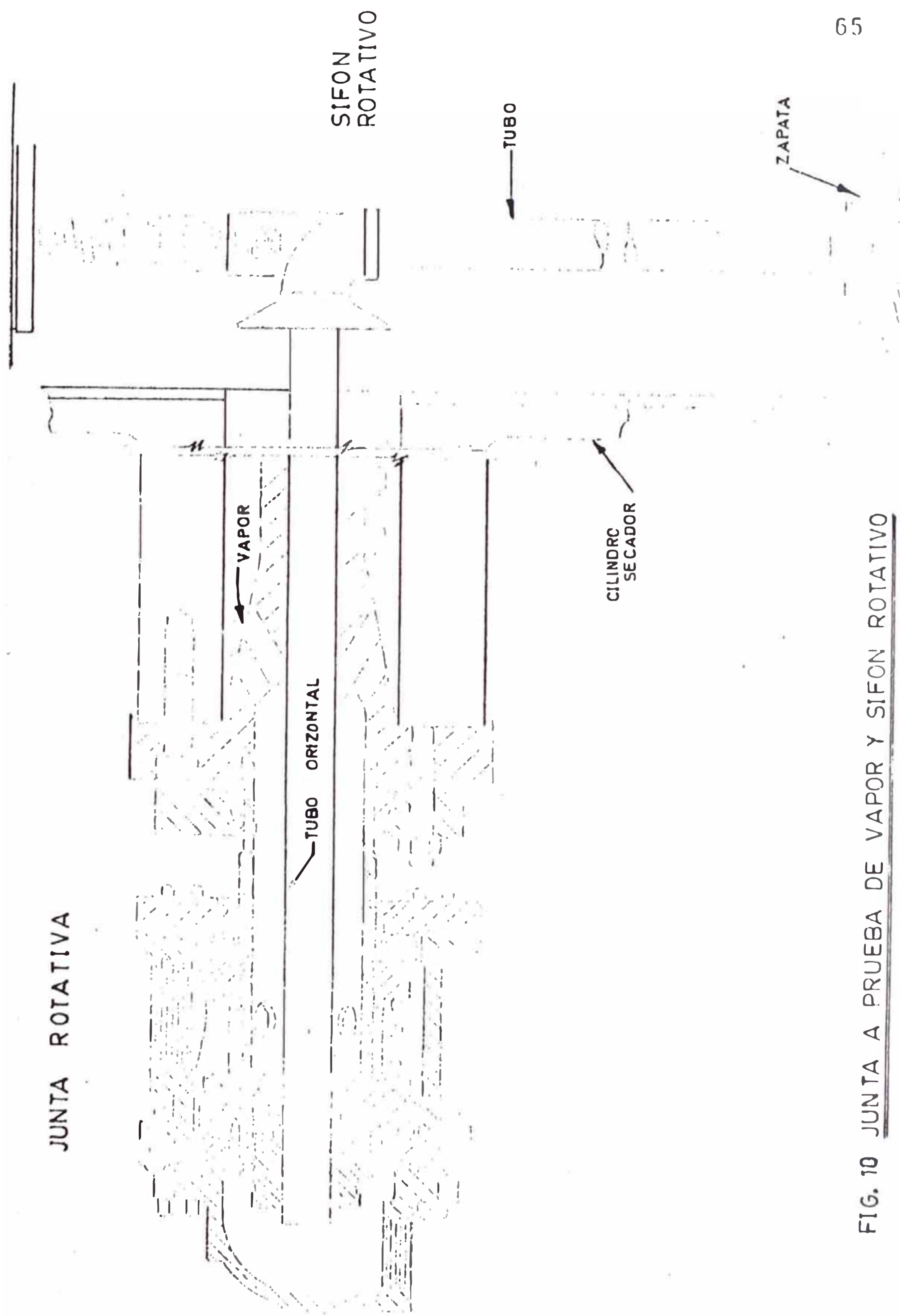


FIG. 10 JUNTA A PRUEBA DE VAPOR Y SIFON ROTATIVO

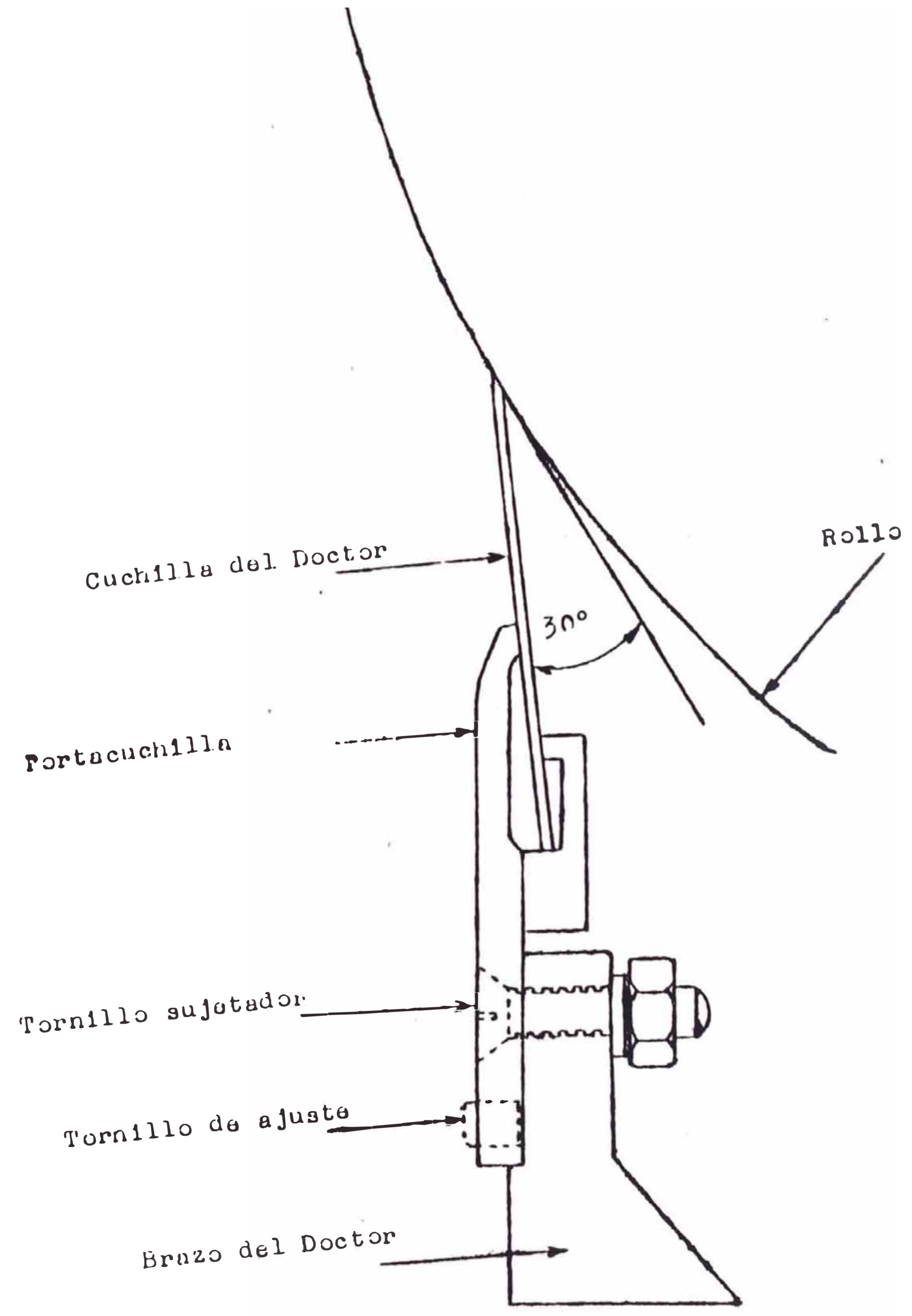


FIG.11 CUCHILLA DEL SECADOR

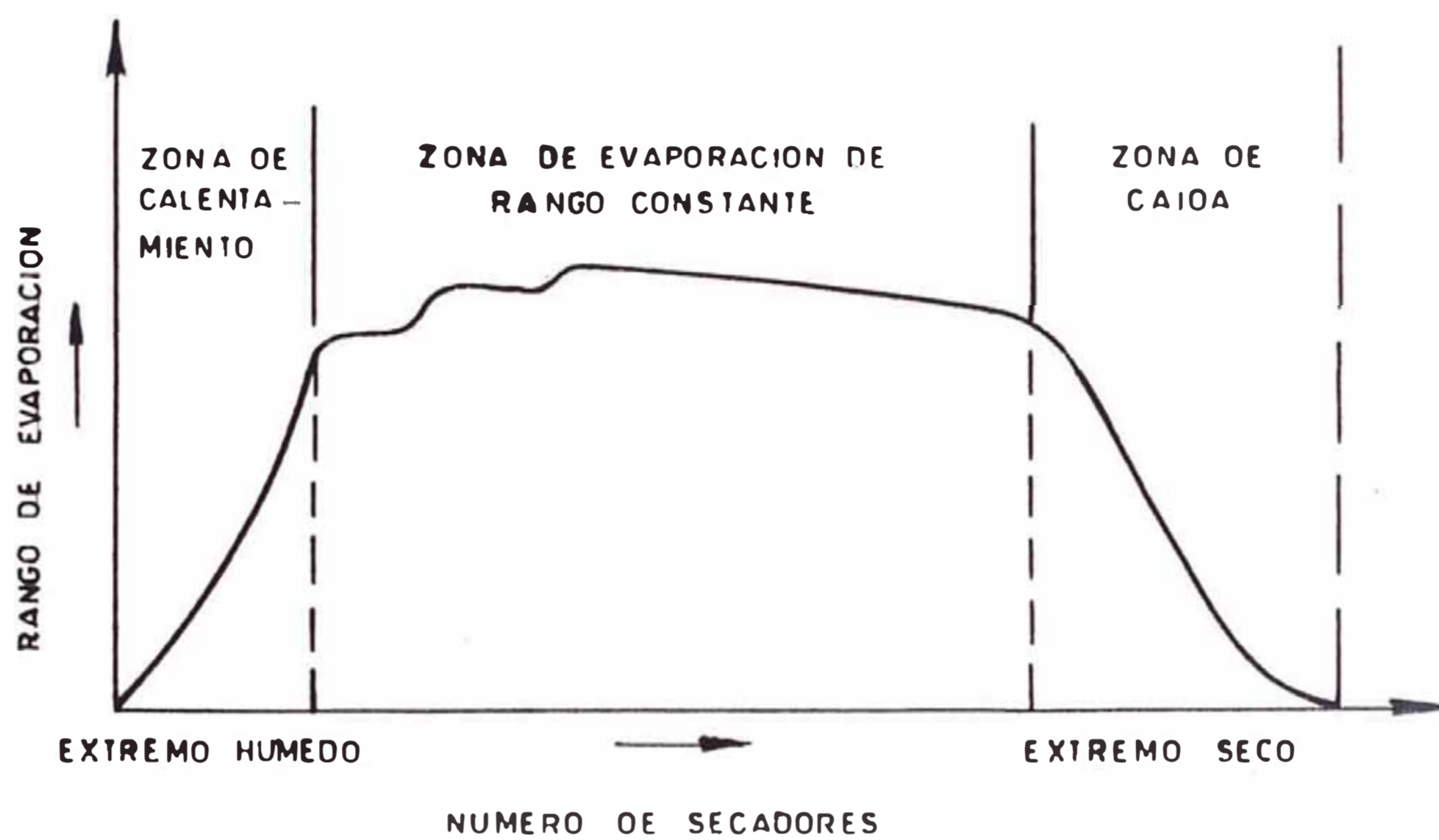


Fig. 12.— ZONA DE SECADOS EN SECCION DE SECADO PRINCIPAL

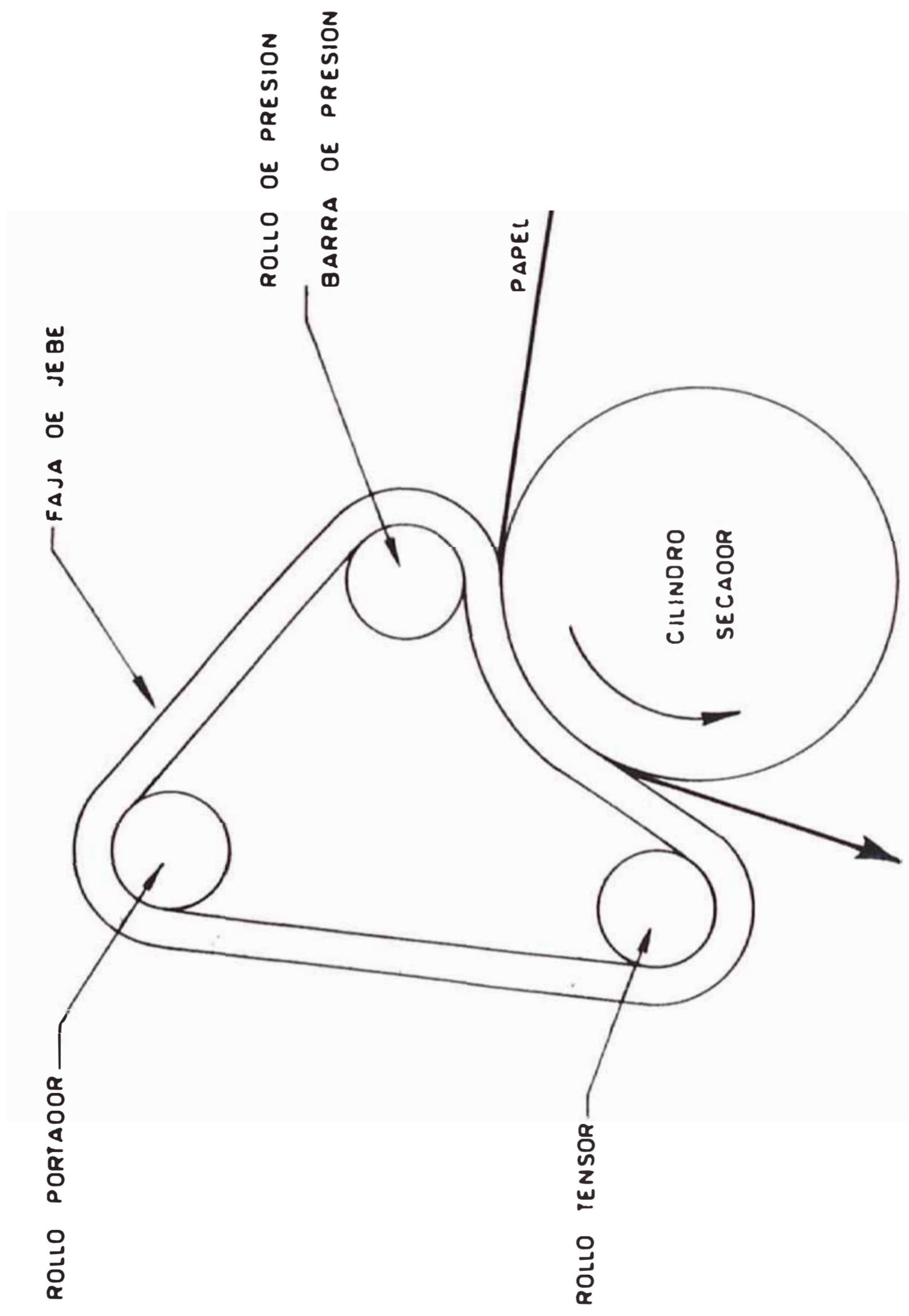


Fig. 13 . - PRINCIPIO DE OPERACION CLUPAK

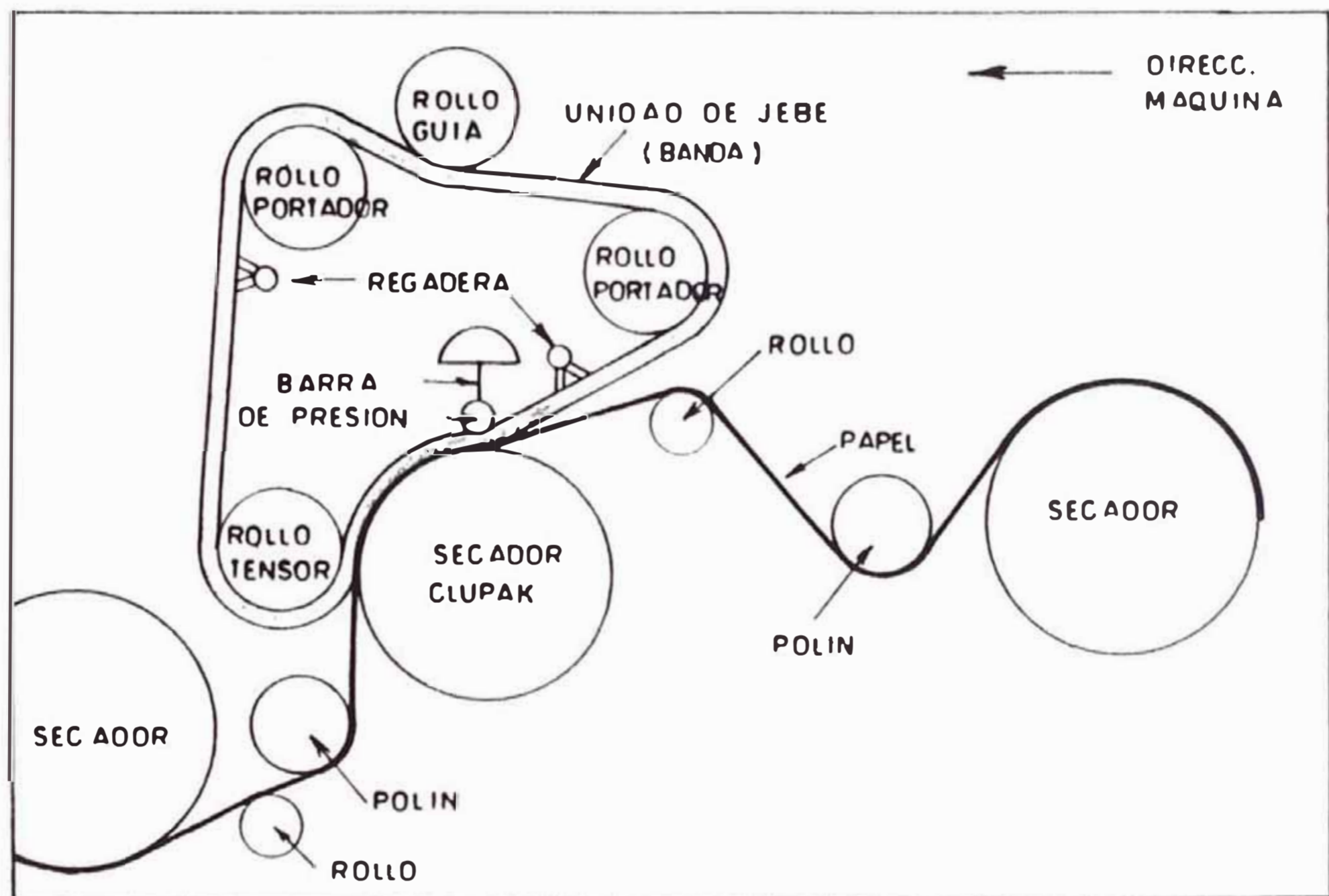


Fig. 14 -- UNIDAD CLUPAK
PARTES FUNDAMENTALES

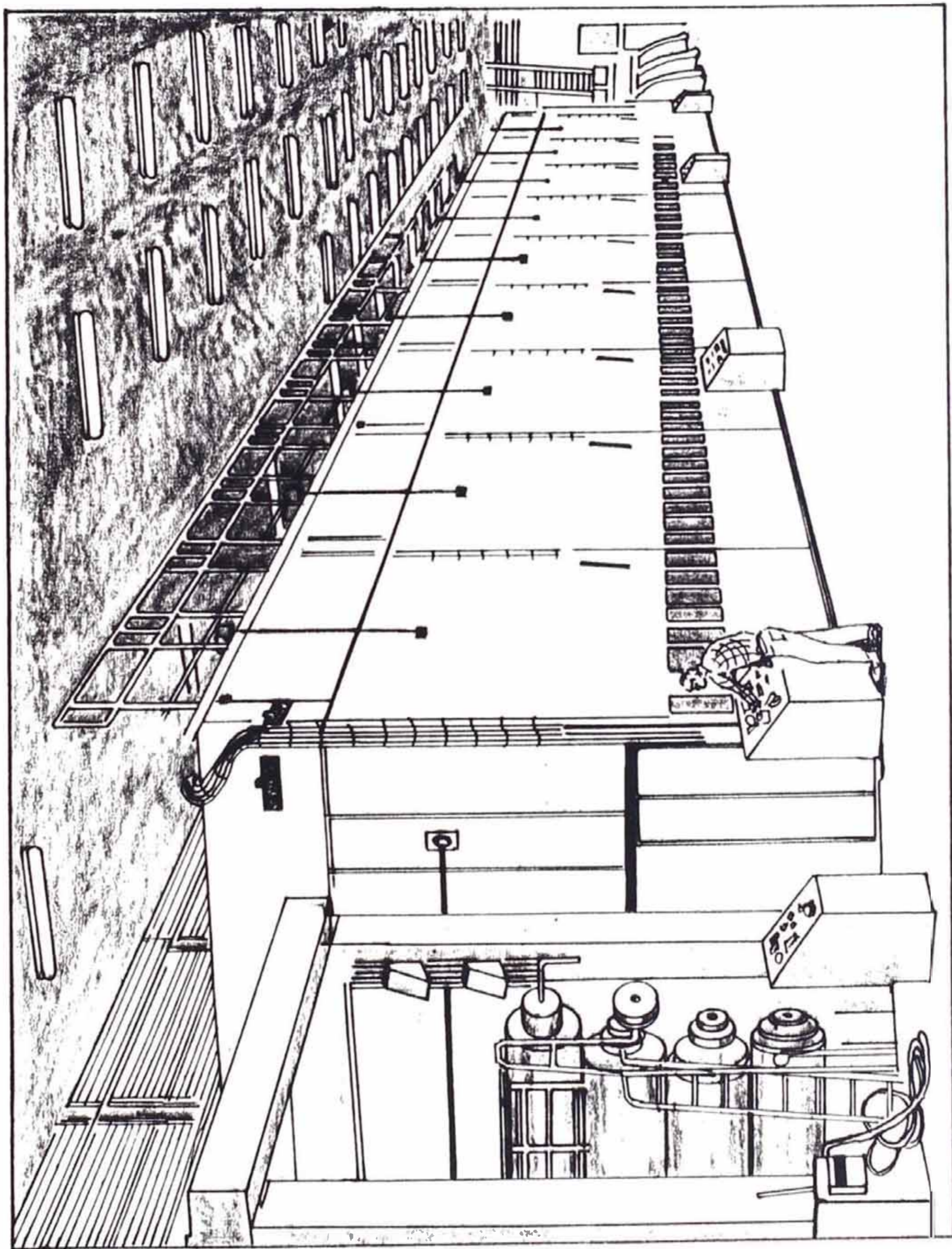


Fig. 15 PERSPECTIVA DE CAPOTA TIPICA
DE SECADO

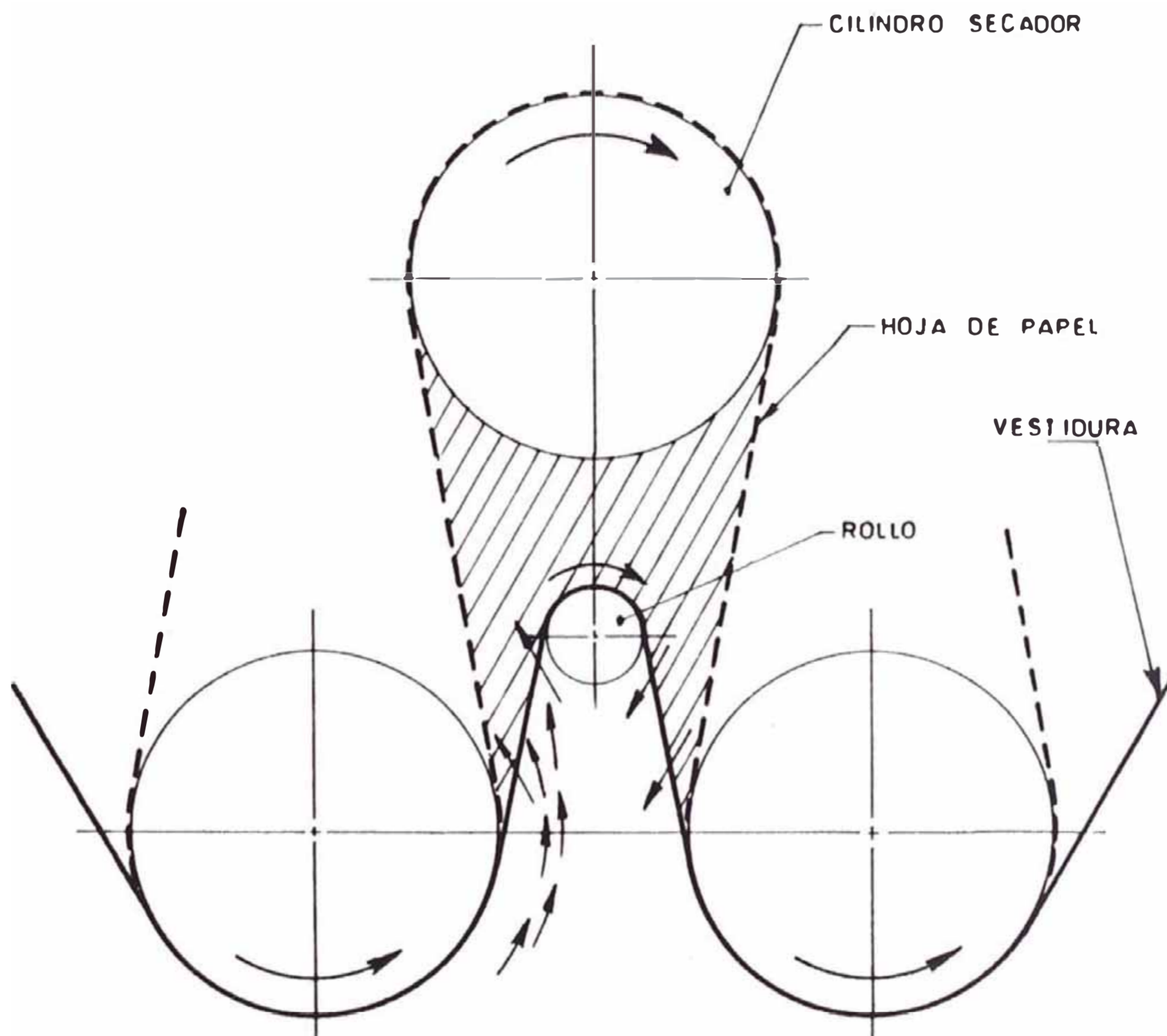


Fig. 16 - BOLSILLO DEL SECADOR
(ZONA DE LINEAS ASCIURADAS)

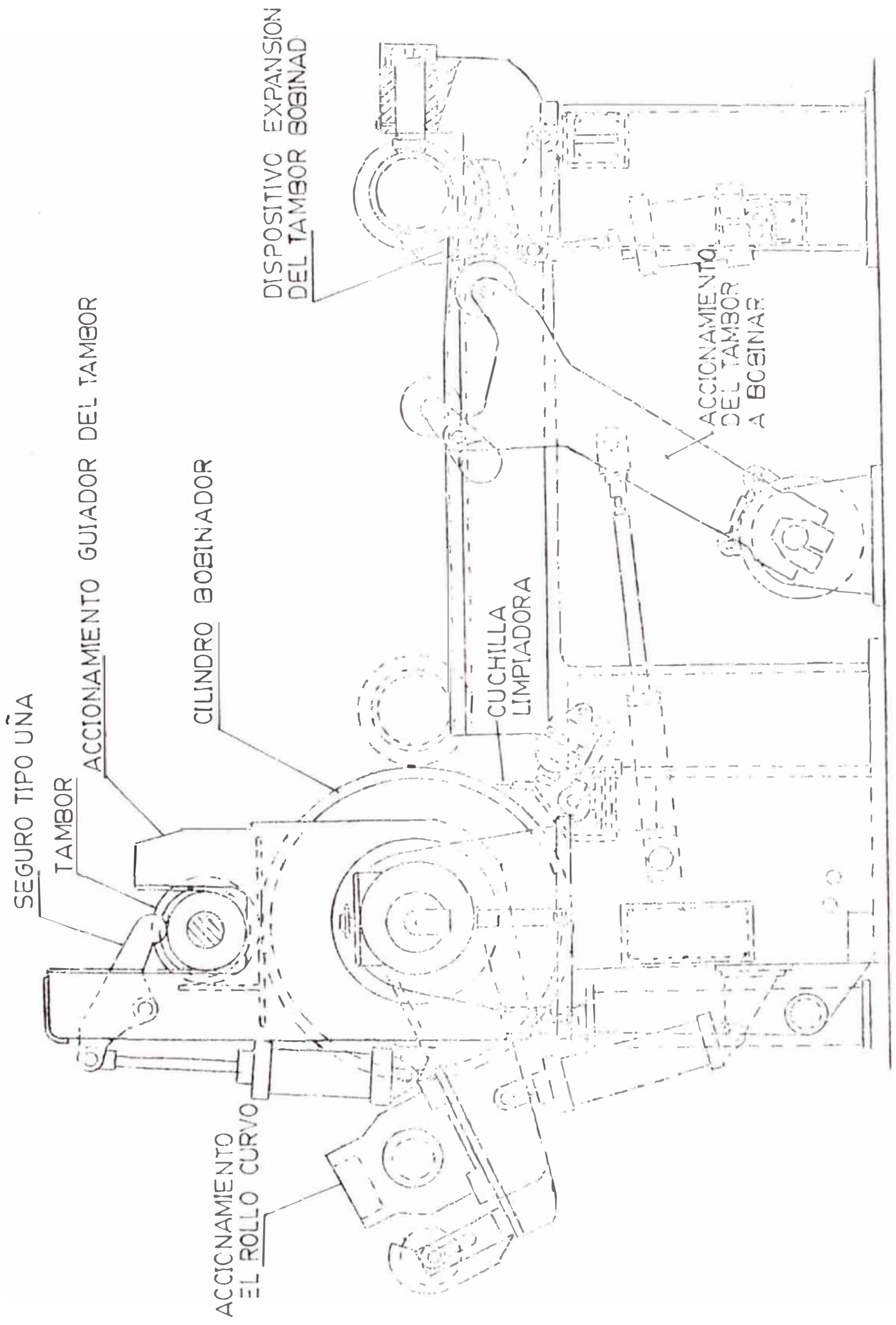


Fig. 17 BOBINADORA

CAPITULO 3

3. SISTEMA DE SECADO ACTUAL

3.1. INTRODUCCION

El presente capítulo está orientado a la evaluación de la máquina PPX-7 a través del "factor de consumo de vapor" y el rango de evaporación de secado (R_w) parámetros de gran influencia en el costo de producción de papel.

Asimismo se hace el estudio para determinar los factores que están generando pérdidas de calor, incrementando de esta manera el costo de producción y que deberían ser reducidas.

Se mencionan los estudios realizados por el personal de Sociedad Paramonga Ltda. Trupal y de la firma extranjera Albany International Canadá Inc., de cuyos resultados se concluye la necesidad urgente de llevar adelante el estudio de la optimización del sistema de secado de la máquina PPX-7; lo que redundará en una disminución del costo de producción y una mejor calidad del producto terminado.

Finalmente se plantea las soluciones posibles para incrementar la performance del sistema de secado de la

máquina PPX-7.

3.2. PERFORMANCE DE LA SECCION SECADO

3.2.1. Maneras de medir la performance

La performance de la sección secado puede ser definido, en términos de eficiencia, en dos formas: consumo de energía y capacidad de secado. Así tenemos

1. kilogramos de vapor/kilogramo de papel secado.
2. factor de consumo de vapor.
kilogramos de vapor/kilogramo de agua evaporada del papel.
3. rango de evaporación de secado (R_w).
kilogramos de agua evaporada del papel/metro cuadrado de superficie secante por hora.
4. rango de producción de secado (R_p).
kilogramos de papel secado/metro cuadrado de superficie secante por hora.

Las dos primeras formas o índices de definir la performance expresa la economía de vapor para las operaciones de secado en la máquina papelera. El primer índice es de importancia primaria, lo que acontece en la planta, que es la determinación de los costos en la fabricación de papel. Es de interés -

para los operadores, determinar el costo de la remoción de agua de la máquina papelera. Sin embargo - para chequear las operaciones de secado, el segundo índice es más específico y tiene mayor utilidad.

El rango de operación de secado (R_w) es una medida de capacidad de la sección de secado para secar el papel. Para valores similares de R_w en dos máquinas papeleras, se acepta como norma que ambas pueden hacer el mismo tipo de papel.

De aquí en adelante el factor consumo de vapor y el rango de evaporación de secado serán discutidas con el propósito de determinar que es lo que representan y se verá la posibilidad de ser mejoradas.

3.2.2. Procedimiento de inspección

La performance de una sección secado existente, debe ser completamente documentada, antes de que una planta pueda comenzar a considerar las áreas de posible desarrollo. Esto es hecho probando a través del extenso campo sistemático, el cual involucra un número suficiente de mediciones que garanticen resultados exactos.

Las pruebas o ensayos deben ser hechos mientras la máquina papelera está operando bajo condiciones nor

males y preferiblemente en el grado de papel que es tá limitado por el secador. El cuadro 2 muestra las variables importantes que deben ser medidas durante las pruebas de campo.

Las mediciones exactas de la humedad del bolsillo y la temperatura de la superficie del secador es difícil de lograr. Los recursos de la humedad del bolsillo, generalmente son fabricados al diseño del comprador y consiste de una prueba de temperatura del bulbo seco y el bulbo húmedo. Las temperaturas de la superficie deben ser obtenidas usando un pirómetro de contacto. Los dispositivos de temperatura infrarojas no proporcionan mediciones exactas de las temperaturas superficiales a causa del cambio de emisividad de las superficies del secador.

3.3. FACTOR DE CONSUMO DE VAPOR

El vapor utilizado para el secado, proveniente del caldero instalado en la planta fuerza ingresa a la sección secado a una presión de 1134 KPa y temperatura de 191°C (5.5°C de recalentamiento). Después del proceso de secado, el vapor cede toda su energía potencial, teniendo lugar la condensación. Este condensado (100°C aproximadamente) retorna a la planta de fuerza en un 80% del total, mediante la

bomba centrífuga del separador 1.

El calor requerido para evaporar el agua contenida en la hoja de papel, entrando a la sección secado a 37.5°C y para las condiciones dadas líneas arriba, tenemos :

El vapor teórico mínimo para calentar un kilogramo de agua de 37.5°C a 100°C y evaporar a la presión atmosférica, es de

Calor sensible de 37.5°C a 100°C = 260 kJ/kg

Calor latente de evaporación : 2254 kJ/kg

$$260 + 2254 = 2514 \text{ kJ/kg agua evaporada}$$

1 kilogramo de vapor de 1134 KPa con 5.5°C de recalentamiento, tiene una entalpía total de 2793 kJ/kg vapor y condensado a 100 C, su calor sensible es 418 kJ/kg vapor; entonces: kJ's consumidos en la máquina papelera = $2793 - 418 = 2375$ kJ/kg vapor.

Calor para evaporar el agua como vapor de 1134 KPa : $2514 : 2375 = 1.06$ kgs vapor/ kg agua evaporada.

Nota : Entalpía de vapor a 1134 KPa saturado -
2778 kJ/kg

Entalpía de vapor a 1065.5 KPa saturado -
2776 kJ/kg

En la práctica se observa que la presión de vapor

puede caer dentro del rango de 1065.5 a 1134 KPa. La diferencia de entalpías para los extremos de este rango es de 2.0 kJ/kg, poco significativo para alterar el "factor de consumo de vapor".

El calor extra es consumido como

a) Calor de desabsorción

Este es el calor adicional requerido cuando se está sacando agua que está física y químicamente ligada en las fibras del papel.

Generalmente este requerimiento de calor no es un valor significativo por encima del 10% de humedad de la hoja en la salida, pero se incrementa rápidamente por debajo de este valor.

La figura 18 muestra el efecto del calor de desabsorción sobre el calor promedio de evaporación en función de la humedad del papel entrando y saliendo de los secadores.

Para un contenido de humedad del papel entrando de 65% y saliendo 7% de los secadores, se tiene Calor de desabsorción - 2267 - 2254 = 13 kJ/kg agua evaporada; y como vapor 1134 KPa:

$$\frac{13 \text{ kJ/kg agua evaporada}}{2375 \text{ kJ/kg vapor}} = 0.01 \text{ kgs vapor/kg agua evaporada}$$

b) Calor en el condensador de vacío

Mientras este calor es recuperado en el sistema de agua caliente de la máquina papelera, debe ser considerado como pérdida, para propósito de economía de vapor de secado (figura 19).

La temperatura de entrada (T_i) es aproximadamente constante e igual a 23.5°C y la temperatura de salida (T_f) del orden de 40.5°C , lo que da

Calor en el condensador de vacío = variación de entalpía del agua comprimida (Δh)

$$\Delta h = |T_f(^{\circ}\text{C}) - T_i(^{\circ}\text{C})| \times 4.18 \frac{\text{kJ}}{\text{kg agua evaporada}} \dots (2)$$

$$= (40.5 - 23.5) 4.18 = 71 \text{ kJ/kg agua evaporada}$$

Y como vapor:

$$\frac{71 \text{ kJ/kg agua evaporada}}{2375 \text{ kJ/kg vapor}} = 0.03 \text{ kgs vapor/kg agua evaporada}$$

c) Calor con la salida de la hoja de papel de los secadores

Gran parte de este calor es recuperado para ser usado en el sistema de agua caliente de la máquina papelera, nuevamente será considerado pérdida y debe ser cargado al secado. La figura 20 muestra la pérdida de calor de la hoja de papel saliendo del secado a 43°C de incremento a través de secadores.

Para el contenido de humedad del papel de 65% entrando y 7% saliendo, se tiene : $0.028 = 0.03$ kgs vapor/kg agua evaporada.

d) Calor en el calentamiento del aire para expulsar el vapor de agua

Esto depende de la humedad absoluta del aire entrando (a través de la ventilación de bolsillos más infiltraciones) y saliendo (a través de las campanas de expulsión) de la capota cerrada y del incremento de la temperatura.

Considerando

Humedad absoluta entrante	W_e
Humedad absoluta saliente	W_s
Temperatura ambiente	T_a
Temperatura de extracción	T_e
Calor específico del aire seco a presión constante		$C_{p_{a.s}}$
Calor específico del vapor en el aire a presión constante		C_{p_v}

Se tiene :

$$\text{Calor al calentar el aire} = \frac{C_{p_{a.s}} (T_s - T_a)}{(W_s - W_e)} +$$

$$\frac{W_e C_{p_v} (T_s - T_a)}{(W_s - W_e)} \dots\dots\dots (3)$$

Para un sistema de secado con capota totalmente cerrada y con capacidad de producción, como la máquina PPX-7, puede ser operada con una humedad absoluta de 0.15 kgs agua evaporada/kg aire seco

$$W_e = 0.015 \quad ; \quad W_s = 0.15$$

$$T_a = 24^\circ\text{C} \quad ; \quad T_s = 77^\circ\text{C} \text{ (valor aproximado)}$$

$$C_{p_{a.s}} = 1 \text{ kJ/kg} \times ^\circ\text{C} \quad ; \quad C_{p_v} = 1.88 \text{ kJ/kg} \times ^\circ\text{C}$$

En (3) :

$$\begin{aligned} \text{Calor al calentar el aire} &= \frac{1 \text{ kJ/kg} \times ^\circ\text{C}}{1} \times \\ &\frac{(77^\circ\text{C} - 24^\circ\text{C})}{(0.15 - 0.015) \text{ kgs agua evaporada/kg aire seco}} + \\ &\frac{0.015 \text{ kgs agua evaporada/kg aire seco} \times 1.88 \text{ kJ/kg} \times ^\circ\text{C}}{(0.15 - 0.015) \text{ kgs agua evaporada/kg aire seco}} \times \end{aligned}$$

$$(77^\circ\text{C} - 24^\circ\text{C}) = 402.7 \text{ kJ/kg agua evaporada}$$

y como vapor de 1134 KPa (2375 kJ/kg vapor) :

$$\frac{402.7 \text{ kJ/kg agua evaporada}}{2375 \text{ kJ/kg vapor}} = 0.17 \text{ kgs vapor/kg a.e.}$$

e) Pérdidas generales de vapor

Durante la operación normal de los secadores de papel, el calor de radiación perdido de los cilindros secadores, es completamente bajo. Esto no implica que el calor no es radiado de los cabezales y de los bordes descubiertos de los ci-

lindros secadores y del no aislamiento de las - líneas de vapor y condensado, pero este calor es recogido por el aire que pasa y ayuda a llevar el vapor de agua lejos de la hoja.

La costosa pérdida de calor durante la operación normal es ligera y ocurre por convección - de la capota cerrada, la conducción del aire y líneas de vapor; estas pérdidas generalmente son recobradas en su totalidad en el sistema de aire de la sala de máquina.

Las pérdidas no deberían ascender a más de 0.03 kgs vapor/kg agua evaporada.

Sumando los factores anteriores se tiene lo siguiente

Calor para evaporar el agua	1.06 kgs vapor/kg agua evaporada
a) Calor de desabsorción	0.01
b) Calor en el condensador de vacío		0.03
c) Calor en la hoja de papel	0.03
d) Calor para calentar el aire	0.17
e) Pérdidas generales	0.03
TOTAL :	<hr/> 1.33 kgs vapor/ kg agua evaporada

Este valor de 1.33 representa el factor de consumo de vapor óptimo.

3.3.1. Factores existentes del consumo de vapor

Para la determinación en detalle de los factores existentes del consumo de vapor, se han realizado pruebas o ensayos en la máquina papelera PP-7, adecuados luego a la descripción hecha del calor extra consumido desde a) hasta e), descrito en el capítulo 3.3. Así tenemos :

a) Calor de desabsorción

La cantidad de calor involucrada en la desabsorción es muy pequeña. La humedad de la hoja de papel saliendo del secador debajo de 4%, sólo duplicará el valor consumido: 0.02 kgs vapor/kg agua evaporada, lo cual no es el caso para nuestra máquina PPX-7.

Ilustrando para 3%, de la figura 18 :

$$2,297 - 2,254 = 43 \text{ kJ/kg agua evaporada}$$

como vapor de 1134 KPa (2.375 kJ/kg vapor)

$$43 \div 2,375 = 0.02 \text{ kgs vapor/kg agua evaporada.}$$

b) Calor en el condensador de vacío

De la figura 19

$$T_f = 75^\circ\text{C} \quad \dots \quad \text{valor medio en el ensayo realizado}$$

$$T_i = 23.5^\circ\text{C} \quad \dots \quad \text{valor aproximado constante}$$

De (2)

$$\text{Calor consumido } (\Delta h) = (75 - 23.5) \times 4.18 = 215.27 \text{ kJ/kg agua evaporada}$$

Y como vapor

$$215.27 \div 2375 = 0.09 \text{ kgs vapor/kg agua evaporada}$$

c) Calor con la salida de la hoja

La pérdida de calor con la salida de la hoja variará, muy ligeramente, con el proceso de producción. El valor de 0.03 kgs vapor/kg agua evaporada fué calculada para 65% y 7% de humedad de la hoja entrando y saliendo del secador respectivamente.

La hoja de papel sale de la sección prensas con una humedad del 62.5% en promedio, con una variación de + 2% en el proceso de prensado para la máquina papelera. La humedad de la hoja saliendo de la sección secado, registra 7% en promedio, teniendo una variación de + 1.5%.

d) Calor en el calentamiento del aire

Las medidas hechas están basadas en determinaciones de flujo de masa de aire de ventilación, infiltración y expulsión y de las condiciones psicrométricas prevaleciente de las mismas corrientes.

Una breve explicación de los cuadros

Cuadro 3: "Condiciones de operación de la máquina PPX-7"

Esta tabla recoge los datos de tipo de papel, velocidad de la máquina, etc. que han servido para tener una estimación cruda de la cantidad de agua evaporada y comparar con la obtenida del balance de aire.

Cuadro 4 : "Condiciones psicrométricas del sistema de secado de la PPX-7"

Esta tabla recoge datos de temperatura de bulbo seco (TBS) y temperatura de bulbo húmedo (TBH) y las demás propiedades psicrométricas relacionadas y determinadas de la carta psicrométrica.

Estos datos son utilizados para hacer el balance de materia del sistema de secado de la PPX-7.

Cuadro 5 : "Flujos de aire en el sistema de secado PPX-7"

Da los diferentes flujos de aire en kgs/hora que son la base, conjuntamente con las condiciones psicrométricas, para los balances y evaluaciones realizadas.

Cuadro 6 : "Balance de materia del sistema de secado de la máquina PPX-7"

Muestra el balance de aire y agua evaporada para el tipo de papel estudiado (ver figura 21).

Cuadro 7 : "Flujo de aire seco en $m^3/\text{min.}$ "

Muestra los balances de aire seco existentes expresadas en m^3/min para efectos de comparación con las

capacidades de diseño del equipo.

Cálculo de la producción horaria en toneladas métricas por hora (TM/hr):

$$\text{TM/hr} = \text{velocidad de bobinado} \times \text{peso promedio de papel} \times \text{ancho útil de papel} \dots (4)$$

Tomando valores del cuadro 3, para la fecha 15-3-87, se tiene

$$\begin{aligned} \text{Producción} &= 180 \frac{\text{m}}{\text{min}} \times \left(214 \frac{\text{gr}}{\text{m}^2} \times \frac{1 \text{ TM}}{10^6 \text{ gr}} \right) 4.85 \text{ m} \\ &\quad \times 60 \frac{\text{min}}{\text{hr}} \end{aligned}$$

$$\text{Producción} = 11.23 \text{ TM/hr.}$$

Cálculo de la densidad del aire húmedo (ρ), se tiene :

$$\rho = \frac{1}{V_e} (1 + W) \quad (\text{kg/m}^3) \dots (5)$$

donde: V_e : volumen específico del aire seco, m^3/kg .

W : humedad absoluta del aire, kg agua evaporada/kg aire seco

Tomando valores del cuadro 4, para la fecha 15-3-87, se tiene :

Extractor 1

$$V_e = 1.092 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$W = 0.08 \text{ kg agua evaporada/kg aire seco}$$

En (5) :

$$\rho = \frac{1}{1.092} (1 + 0.08)$$

$$\rho = 0.9890 \text{ kg/m}^3$$

Cálculos de flujo másico en kilogramos por hora (kg/hr).

Se tiene :

$$\dot{m} = \rho V_m A = \frac{V_m \cdot A}{V_e} \text{ (kg/hr) } \dots\dots (6)$$

donde ρ : densidad del aire húmedo, kgs/m³

V_m : velocidad media, m/min

A : área de paso, m²

V_e : volumen específico del aire seco, m³/kg

Tomando valores del cuadro 4, para la fecha 15-3-87.

Extractor 1

Flujo de aire húmedo

$$\rho = 0.9890 \text{ kgs/m}^3$$

$$V_m = 1402 \text{ m/min}$$

$$A = 1.115 \text{ m}^2$$

en (6) :

$$\dot{m} = 0.9890 \text{ kgs/m}^3 (1402 \text{ m/min} \times 60 \text{ min/hr}) \times 1.115 \text{ m}^2$$

$$\dot{m} = 92,762 \text{ kgs/hr}$$

Flujo de aire seco

$$V_e = 1.092 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$V_m = 1402 \text{ m/min}$$

$$A = 1.115 \text{ m}^2$$

en (6) :

$$\dot{m} = \frac{(1402 \text{ m/min} \times 60 \text{ min/hr}) \times 1.115 \text{ m}^2}{1.092 \text{ m}^3/\text{kg}}$$

$$\dot{m} = 85,892 \text{ kgs/hr}$$

Flujo de agua evaporada

$$\dot{m} = 92,762 \text{ kgs/hr} - 85,892 \text{ kgs/hr}$$

$$\dot{m} = 6,870 \text{ kgs/hr}$$

Ventilador 1

Flujo de aire húmedo

$$\rho = 0.9742 \text{ kgs/m}^3$$

$$V_m = 1219 \text{ m/min}$$

$$A = 0.836 \text{ m}^2$$

en (6) :

$$\dot{m} = 0.9742 \text{ kgs/m}^3 (1219 \text{ m/min} \times 60 \text{ min/hr}) \times 0.836 \text{ m}^2$$

$$\dot{m} = 59,567 \text{ kg/hr}$$

Flujo de aire seco

$$V_e = 1.048 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$V_m = 1219 \text{ m/min}$$

$$A = 0.836 \text{ m}^2$$

$$\dot{m} = \frac{(1219 \text{ m/min} \times 60 \text{ min/hr}) \times 0.836 \text{ m}^2}{1.048 \text{ m}^3/\text{kg}}$$

$$\dot{m} = 58,344 \text{ kg/hr}$$

Flujo de agua evaporada

$$\dot{m} = 59,567 \text{ kg/hr} - 58,344 \text{ kg/hr}$$

$$\dot{m} = 1223 \text{ kg/hr}$$

Procediendo de esta manera se ha confeccionado - el cuadro 5.

Balance de materia

De la figura 21, se tiene :

$$\Sigma \dot{m}_{\text{ingresa}} = \Sigma \dot{m}_{\text{sale}}$$

$$\dot{m}_{\text{a.e}} + \dot{m}_{\text{a.c}} + \dot{m}_{\text{inf}} = \dot{m}_{\text{ext}} \quad \dots \quad (7)$$

Considerando que el flujo másico de ventiladores, - infiltraciones y los extractores se pueden separar en aire seco y agua evaporada, se tiene :

1. Balance de aire seco :

$$\dot{m}_{\text{ventilación}} + \dot{m}_{\text{infiltración}} = \dot{m}_{\text{extracción}} \quad (8)$$

2. Balance de agua evaporada

$$\begin{aligned} &\dot{m}_{\text{hoja de papel}} + \dot{m}_{\text{ventilación}} + \dot{m}_{\text{infiltración}} \\ &= \dot{m}_{\text{extracción}} \quad \dots \quad (9) \end{aligned}$$

tomando los datos de fecha 17-3-87 del cuadro 5 en (8), queda :

$$267,601 \text{ kg/hr} + \dot{m}_{\text{infiltración}} = 337,244 \text{ kg/hr}$$

$$\dot{m}_{\text{infiltración(aire seco)}} = 69,643 \text{ kg/hr}$$

La humedad absoluta del medio ambiente, del cuadro - 4, de fecha 17-3-87; se tiene

$$W = 0.018 \frac{\text{kg agua evaporada}}{\text{kg aire seco}}$$

con lo que :

$$\begin{aligned} \dot{m}_{\text{infiltración}}(\text{agua evaporada}) &= 0.018 \times 69,643 \\ &= 1254 \text{ kg/hr} \end{aligned}$$

Reemplazando este valor en (9), se tiene :

$$\begin{aligned} m_{\text{agua evaporada en hoja de papel}} &+ 5,616 \text{ kg/hr} + 1,254 \text{ kg/hr} \\ &- 24,994 \text{ kg/hr} \end{aligned}$$

$$m_{\text{agua evaporada de hoja de papel}} = 18,124 \text{ kg/hr}$$

Existe una manera rápida de calcular el flujo másico de agua evaporada de la hoja de papel, es a través de las condiciones de operación de la máquina PPX-7, consignadas en el cuadro 3.

$$\dot{m}_{\text{agua evaporada en hoja de papel}} = 1000 W_f \cdot C \frac{\text{Kg}}{\text{hr}} \quad (10)$$

donde W_f : Kg agua evaporada/kg papel terminado

C : producción de papel (TM/hr)

Cálculo de " W_f " :

$$W_f = \frac{M_w - M_f}{100 - M_w} \quad \dots \quad (1)$$

tomando datos de fecha 17-3-87 del cuadro 3 :

$$M_w = 63.5\% ; M_f = 7.3\% ; C = 11.72 \text{ TM/hr}$$

en (1) :

$$W_f = \frac{63.5 - 7.3}{100 - 63.5} = 1.54 \frac{\text{kg agua evaporada}}{\text{kg papel terminado}}$$

Reemplazando en (10), se tiene :

$$m_{\text{agua evaporada de hoja de papel}} = 1000 \times 1.5397 \times 11.72 - 18,046 \text{ kg/hr}$$

Es importante hacer notar que el espesor de la hoja de papel (gramaje) en la entrada a la sección seca, está sujeto a variaciones permanentes, lo cual determina que la producción de papel en TM/hr, sea un valor promedio e igualmente influyente en el porcentaje de humedad del papel entrando y saliendo del secador, esto significa que el cálculo anterior del flujo másico de agua evaporada de la hoja de papel, debe ser considerado como un valor referencial. En adelante para los cálculos, se tomarán los valores obtenidos del balance de materia, cuadro 5.

Determinación del calor extra consumido por el calentamiento de aire :

$$\text{Calor consumido} = \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_{a.e}} \text{ kJ/kg agua evaporada} \quad (11)$$

donde: \dot{Q} = flujo de calor (kJ/hr)

$\dot{m}_{a.e}$ = flujo de agua evaporada (kgs/hr) promedio de hoja de papel, cuadro 6.

Para calcular Q, tenemos la siguiente fórmula

$$Q = m_{a.s} c_{p_{a.s}} (T_s - T_e) + m_{a.s} W_e c_{p_v} (T_s - T_e) \quad \text{kJ/hr} \quad \dots \quad (12)$$

donde: $m_{a.s}$ flujo de aire seco promedio en la extracción (kgs/hr)

$c_{p_{a.s}}$ calor específico del aire seco (kJ/kg x °C)

W_e humedad absoluta - del aire en la entrada a ventiladores (kg a.e/a.s)

c_{p_v} calor específico del agua evaporada (kJ/kg x °C)

T_s temperatura promedio en la salida del aire de extractores °C

T_e temperatura en la entrada del aire a ventiladores e in filtración °C

Tomamos datos de la figura 22

$m_{a.s}$ - 337,885 kgs aire seco/hr

$c_{p_{a.s}}$ - 1.0 kJ/kg x °C

W_e - 0.018 kgs agua evaporada/kg aire seco

c_{p_v} - 1.88 kJ/kg x °C

$$T_s = 71^\circ\text{C}$$

$$T_e = 28^\circ\text{C}$$

reemplazando datos en (12) :

$$\dot{Q} = 337,885 \times 1.0 (71 - 28) + 337,885 \times 0.018 \times 1.88 \times (71 - 28)$$

$$\dot{Q} = 15.02 \times 10^6 \text{ kJ/hr}$$

- Del cuadro 6 tomamos el valor promedio del flujo de agua evaporada ($\dot{m}_{a.e.}$) :

$$\dot{m}_{a.e} = 19,808 \text{ kgs/hr}$$

ahora reemplazando datos en (11) :

$$\text{calor consumido } \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_{a.e}} = \frac{15.02 \times 10^6 \text{ kJ/hr}}{19,837 \text{ kgs agua evaporada/hr}} = 757.2 \text{ kJ/kg agua evaporada}$$

y como vapor de 1134 KPa (2375 kJ/kg vapor) :

$$\frac{757.2 \text{ kJ/kg agua evaporada}}{2375 \text{ kJ/kg vapor}} =$$

$$0.32 \text{ kgs vapor/kg agua evaporada}$$

e) Pérdidas generales de calor

Es casi imposible conseguir que pueda considerarse un estimado real de estas pérdidas. Ellas pueden ser estimadas por medio de un balance de calor. Es posible sin embargo obtenerlo indirectamente, en este caso, a través de las mediciones realizadas en el estudio.

Así tenemos

Flujo de vapor promedio obtenido para este ensayo mediante los medidores de flujo, instalados - tanto en máquina PPX-7, como en planta de fuerza 31,940 kgs.v/hr

Del cuadro 6 obtenemos el flujo de agua evaporada 19,837 kgs agua evaporada/hr

luego : $31,940 \div 19,837 = 1.61$ kgs vapor/kg agua evaporada. Este valor de 1.61 unidades, representa la pérdida de calor total en términos de "factor de consumo de vapor".

Aplicando la diferencia aritmética, con respecto a los valores descifrados anteriormente, obtenemos las pérdidas generales para este ensayo, cuyo valor resultante es de 0.1 kgs vapor/kg agua evaporada.

Del análisis de los factores de consumo de vapor existentes en el ensayo realizado, tenemos las siguientes posibles reducciones

a) Desabsorción de calor	
b) Condensador de vacío	0.06
c) Pérdida de calor con la hoja	----
d) Calor para el aire	0.15
e) Pérdidas generales	0.07
	0.28 kgs vapor/ kg agua evaporada

En Febrero del año 1989 se contrató los servicios de la Compañía Albeny International Canadá Inc. El estudio lo llevaron a cabo, estando en producción normal la máquina PPX-7. En este caso el tipo de papel fué medio corrugado (peso base 135 gr/m²).

El resultado fué de 1.8 kgs vapor/kg agua evaporada (ver figura 23); como se observa se tiene un incremento de : $1.8 - 1.33 = 0.47$.

3.3.2. Causas de un valor alto del factor de consumo de vapor

De acuerdo a las valorizaciones hechas en el capítulo 3.3.1 de los factores existentes del consumo de vapor, analizaremos las causales que lo motivan. Así tenemos :

Calor en el condensador de vacío

El condensado de la máquina PPX-7 tiene una capacidad específica de 8.5×10^6 kJ/hora. En el caso de una evaporación de agua total de 18,000 kgs agua evaporada/hora, este condensador es capaz de consumir 0.2 kgs vapor/kgs agua evaporada.

Así tenemos kJ's/kg agua evaporada consumidos: 8.5×10^6 kJ/hora \div 18,000 kgs agua evaporada = 472 kJ/kg agua evaporada.

Como vapor de 1134 kPa

$472 \div 2,375 = 0.2$ kgs vapor/kg agua evaporada

Como el valor recomendado da pérdida de 0.03 kgs vapor/kg agua evaporada es muy importante que el condensador de vacío sea equipado y operado correctamente. Puede alcanzar el valor de 0.2 unidades, durante el arranque de máquina, a causa de una dificultad en el mantenimiento de los diferenciales de presión a través de los cilindros secadores.

Otro aspecto a considerarse son las trampas de los calentadores de aire 1, 2, 3 y 4. Una operación deficiente de las trampas pueden hacer alcanzar un valor alto de pérdida de calor cercano a las 0.15 unidades (ver diagrama 2); esto es con la máquina normalmente operando en el proceso productivo.

Es importante también lograr que las trampas de vapor con dispositivo de regulación (válvulas de soplado) del primer grupo de la sección secado, tengan un mantenimiento periódico y sean operados correctamente; ya que una operación deficiente nos llevaría a grandes pérdidas de calor de este factor de consumo extra.

Calor en el calentamiento de la hoja

Analizaremos las causas del alto factor de consumo

de vapor en este calor extra haciendo un análisis - de funcionamiento del sistema de ventilación y capota cerrada-extracción.

Las condiciones psicrométricas promedio del aire extraído de la capota, tomados del estudio es

Humedad absoluta ($\frac{\text{kgs agua evaporada}}{\text{kg aire seco}}$)	TBS °C	TBH °C	Humedad relativa
0.079	71	50.5	35%

Las capotas del tipo de la máquina PPX-7 son diseñadas para operar con una humedad relativa del 50% aproximadamente y una humedad absoluta de 0.15 kgs agua evaporada/kg aire seco.

En las condiciones actuales, el sistema de secado, tiene una capacidad de producción máxima ($C_{m\acute{a}x}$) de:

Extracción actual de aire seco	337,885 kgs/hora
Humedad de extracción de aire	0.079 kg a.e/kg a.s
Humedad del aire en el ambiente	0.018 kgs e/kg a.s
Valores promedio del cuadro 3	
Humedad de la hoja entrando	63.5 %
Humedad de la hoja saliendo	6.8 %

Cálculos :

- Agua en aire de extracción :
337,885 (0.079) = 26,693 kgs/hora
- Agua en aire de ventilación e infiltración:
337,885 (0.18) = 6,082 kgs/hora
- Agua evaporada de la hoja de papel :
26,693 - 6,082 = 20,611 kgs/hora
- Agua evaporada por kg de papel terminado

$$\frac{63.5 - 6.8}{100 - 63.5} = 1.55$$

Producción horaria (TM/hora); de (10) :

$$\frac{20,611 \text{ Kg. agua evaporada/hr}}{1.55 \text{ kg agua evaporada} \times 1000 \text{ kg papel terminado}} = 13.2 \text{ TM/hora}$$

Considerando que el sistema de secado de la PPX-7, se reacondiciona para alcanzar un nivel de humedad en el aire de extracción de 0.12 kg agua evaporada/kg aire seco (80% del valor de diseño 0.15) con los flujos actuales de aire de ventilación de 268,670 kg de aire seco/hora y extracción de 337,885 kg aire seco/hora (ver cuadro 6); estaríamos en condiciones de producir

Cálculos

Extracción actual de aire: 337,885 kgs a.s/hora

Humedad de extracción : 0.12 kg a.e/kg a.s

Humedad aire ambiente: 0.018 kg a.e/kg a.s.

Humedad de la hoja en
trando : 63.5 %

Humedad de la hoja sa
liendo : 6.8 %

1. Agua en aire extracción :

$$(337,885) (0.12) = 40,546 \text{ kg/hora}$$

2. Agua en aire de ventilación y extracción :

$$(337,885) (0.018) = 6,082 \text{ kgs/hora}$$

3. Agua evaporada de la hoja de papel :

$$40,546 - 6082 = 34,464 \text{ kg/hora}$$

4. Agua evaporada por kg de papel terminado :

$$\frac{63.5 - 6.8}{100 - 63.5} = 1.55$$

5. Producción horaria; de (10) :

$$\frac{34,464 \text{ kgs agua evaporada/hora}}{1.55 \frac{\text{kgs agua evaporada}}{\text{kg papel terminado}}} \times 1000 = 22.2 \text{ TM/hora}$$

Los cálculos anteriores indican que la capota del sistema de secado ha de tener una atmósfera controlada; a fin de obtener una humedad absoluta cercana a 0.012 kgs_{a.e}/kg_{a.s}. Esto nos llevaría a una disminución del flujo de aire caliente y consecuentemente a un menor consumo de vapor para su calentamiento. Asimismo se logra incrementar la capacidad de producción a 22.2 TM/hora de papel secado que sobrepasa la capacidad de producción de diseño, fija-

da en 15 TM/hora.

En el cuadro 4 se observa que la humedad absoluta del aire del medio ambiente, que ingresa al grupo de ventiladores, es de $0.018 \text{ kgs}_{a.e}/\text{kg}_{a.s}$ y en los ductos de descarga la humedad absoluta del aire calentado es de $0.021 \text{ kgs}_{a.e}/\text{kg}_{a.s}$

Esto indica que hay un flujo considerable de vapor de los calentadores (serpentes de vapor) y que debe ser corregido.

Pérdidas generales de calor

Examinaremos varios puntos que contribuyen a elevar esta pérdida de calor

Operación con puertas y paneles de la capota en posición de abiertas, por desperfecto de los mismos, permitiendo fugas de aire caliente hacia la sala de máquina.

Ductos de aire de ventilación y extracción con deterioro severo, produciéndose fugas de aire dentro de la misma máquina o sala (edificio).

Existe aproximadamente 150 m^2 de ductos principales de aire caliente, tanto de bolsillos como de fondo, mal ubicados (ver figura 24).

Practicamente todo el sistema de tuberías de va

por para los calentadores de aire de "baja presión" se encuentran sin aislamiento.

3.4. RANGO DE EVAPORACION DE SECADO

Debido a la complejidad de la sección secado y al aumento constante de las interacciones involucradas en el secado, ha sido desarrollado satisfactoriamente el uso del rango de evaporación de secado (R_w), esto es para comparar la eficiencia de la máquina - de papel.

Se ha encontrado mediante un examen retrospectivo - de los datos de un gran número de máquinas, que el rango de evaporación de secado es dependiente de 5 factores

El primero es una constante fijada por la configuración de la máquina.

Los cuatro restantes son listados a continuación junto con un índice de ponderación aproximado:

Temperatura de vapor promedio	1000
Peso básico del papel	25
Velocidad de la máquina	10
Refinación de la pulpa	1

Donde se evidencia la gran importancia de la temperatura de vapor promedio, la que es el promedio aritmético de la temperatura de vapor en la entrada de

los cinco grupos secadores.

La figura 23 muestra un gráfico de temperatura de vapor promedio vs rango de evaporación de secado en el que han sido ubicados los puntos correspondientes a máquinas analizadas.

Tomando datos del cuadro 3, referidos a la fecha 16-3-87 a continuación se tiene

$$R_w = R_p \times W_f \quad \dots\dots\dots (13)$$

donde R_p : kgs papel secado/hora x m^2 de superficie secante

W_f : kgs agua evaporada/kg papel secado

Cálculo de R_p :

$$R_p = \frac{1000 C}{S} \quad \dots\dots\dots (14)$$

donde C : producción de papel

S : superficie secante total a lo ancho de la hoja (m^2)

nuevamente del cuadro 3 y datos de diseño del cilindro secador, se tiene :

$$S = W N D \quad \dots\dots\dots (15)$$

$W = 4.85$ m ancho de la hoja de papel en la bobinadora (ancho útil).

$N = 46$ número de cilindros secadores

$D = 1.5$ m diámetro de los cilindros secadores

$$\text{luego : } S = 4.85 \times 46 \times 1.5 \pi$$

$$S = 1051 \text{ m}^2 \text{ de superficie secante}$$

Entonces :

$$R_p = \frac{1000 \times 11.8 \text{ TM/hora}}{1051 \text{ m}^2}$$

$$R_p = 11.23 \text{ kgs papel secado/hora} \times \text{m}^2$$

Cálculo de W_f :

Reemplazando datos en (1) :

$$W_f = \frac{63.5 - 7.0}{100 - 63.5}$$

$$W_f = 1.558 \text{ kgs agua evaporada/kg papel secado}$$

Ahora reemplazando " R_p " y " W_f " en (13) :

$$R_w = 11.23 \frac{\text{Kg papel secado}}{(\text{hora}) \times (\text{m}^2)} \times 1.558 \frac{\text{kg agua evapor.}}{\text{kg papel secado}}$$

$$R_w = 17.5 \text{ kg agua evaporada}/(\text{hora}) \times (\text{m}^2)$$

Cálculo de la temperatura promedio compensado (T_s).

Del cuadro 8

$$T_s = 148^\circ\text{C} (298^\circ\text{F})$$

Llevando los valores de " R_w " y " T_s " a la figura 23 se determina que la máquina PPX-7 se encuentra en un rango de evaporación de secado, ligeramente superior al "promedio" (línea 2).

En la figura 23 también están representadas los resultados obtenidos para el tipo de papel medio corrugado (Albany International Canadá Inc.); donde:

$$T_s = 139^\circ\text{C}$$

$$R_w = 15.2 \text{ kg H}_2\text{O evap./hr x m}^2$$

Si asumimos que esta tendencia de los puntos ubicados en la figura 23 se mantienen para la máquina - PPX-7 y que la temperatura promedio compensada máxima es de 162.5°C (ver cuadro 9), obtenemos ;

$$R_w = 22.05 \text{ kgs agua evaporada/(hora) x (m}^2)$$

esto es, trazando en la figura 23 una línea paralela a las líneas 1, 2 y 3 que describen rangos de secado "pobre". "promedio" y "bueno".

De (13) :

$$R_{p_{\text{máx}}} = \frac{R_w}{W_f}$$

63.5% - humedad de la hoja entrando al secado

7% - humedad de la hoja saliendo del secado

$$W_f = \frac{63.5 - 7.0}{100 - 63.5} = 1.548 \text{ kgs agua evaporada/ kg papel secado}$$

$$R_{p_{\text{máx}}} = \frac{22.05}{1.548} = 14.24 \text{ kg papel secado/hr x m}$$

De (14) :

$$C_{\text{máx}} = \frac{R_{p_{\text{máx}}} \times S}{1000}$$

$$C_{\text{máx}} = \frac{14.24 \times 1051}{1000} = 14.9 \text{ TM/hora}$$

Del cálculo realizado 14.9 TM/hora, representa la producción de papel máxima posible, como capacidad de secado, con lo que determinamos que la capacidad de secado está al límite para la producción de diseño de 15 TM/hora en la máquina PPX-7. Por lo tanto es preciso hacer un análisis detallado de los factores que contribuyen a reducir el rango de evaporación de secado y llevarlo a la línea 3 "rango bueno" de esta manera opera la máquina PPX-7 a la producción de diseño.

3.4.1. Factores que reducen el rango de evaporación de secado

Aquellos factores que contribuyen a disminuir la transferencia de calor

- a) Capas de condensado mayores de 1.6 mm
- b) Presencia de no condensables
- c) Superficies sucias del cilindro secador
- d) Tensión de la vestidura
- e) Vapor sobrecalentado
- f) Tipo de pulpa

Aquellos factores que contribuyen a disminuir la transferencia de masa

- a) Sobresecado
- b) Vestiduras de cilindros secadores taponados
- c) Mala distribución de evaporación en el secador
- d) Permeabilidad incorrecta de la vestidura
- e) Cantidad y distribución del aire de ventilación
- f) Calidad del aire de ventilación.

La elaboración de los puntos que tenemos a continuación, trata de las causas de la pobre transferencia de calor

- a) Capa de condensado mayor que 1.6 mm

Esta situación solamente se da en el primer grupo de secado, debido a la baja presión con que se opera. Los secadores que restan son operados con un soplado de vapor alto, lo que impedirá que se formen gruesas capas de condensado.

- b) Presencia de no condensables

La máquina PPX-7 que tiene una escala completa de purgado durante las operaciones normales (sistema de "cascada" o soplado para un cabezal de presión más baja) no necesita grandes períodos de purgado de no condensables antes del arranque.

- c) Superficie de cilindros secadores sucios

Este es un problema que se da en los primeros -

cilindros, lo que es controlado satisfactoriamente por las cuchillas limpiadoras y el sistema de oscilación.

d) Tensión de la vestidura

La tensión de la vestidura es ajustada mediante dispositivos de tensionamiento automático, manualmente o al tacto del operador, estando sujeta a una variación respecto a la óptima.

Una tensión escasa de la vestidura, incrementa la influencia del aislamiento del aire entre la hoja y la superficie del cilindro secador.

La tensión excesiva de la vestidura puede producir deflexión excesiva de los rollos de la vestidura y debe resultar en una configuración curvada del cuerpo de la vestidura y subsecuentemente el estrechamiento de la misma. La operación continuada en un excesivo nivel de tensión producirá rollos con muñones fallados.

Una costura distorsionada de la vestidura puede fallar prematuramente o producir arrugas.

e) Vapor sobrecalentado

Solamente se hace significativo a valores altos de sobrecalentamiento (mayor de 10°C). La máquina PPX-7 tiene la instrumentación suficiente y necesaria para controlar este hecho. De otra

manera todo el sobrecalentamiento se pierde inmediatamente en el interior de los cilindros conteniendo condensado.

f) Tipo de pulpa

Su influencia es muy baja en el rango de secado.

Respecto a la pobre transferencia de masa, tenemos los siguientes puntos

a) Sobresecado

Por esto se entiende el secado por debajo del punto, donde la desabsorción de calor se hace significativo, este no es el caso para la máquina PPX-7.

b) Vestiduras del secador taponadas

Este es un problema particular que se da en el primer grupo de secado, por considerarla relativamente "húmeda". De allí que es necesario instalar una vestidura de material, construcción y permeabilidad apropiada.

c) Mala distribución de evaporación en la sección secado

Existen evidencias de una carga evaporativa inversa a lo largo de toda la sección secado.

Como el diferencial de presión es proporcional a la cantidad de secado que se es -

tá efectuando (despreciando pequeños cambios en el calor latente con la presión de desabsorción de calor) se ha extraído de datos tomados por "Instrumentación" los diferentes tipos de papel.

Para K.S. CLUPAK

V	Grupo	76 KPa
IV	"	83
III	"	25
II	"	57
I	"		14

Para cartón corrugado

V	Grupo	69 KPa
IV	"	82.5
III	"	41
II	"	69
I	"	28

Para cartón Liner-T

V	Grupo	56.6 KPa
IV	"	83
III	"	65.6
II	"	100.0
I	"	no se dispone de datos

En función a lo expuesto líneas arriba se obtiene la figura 25. La figura 12 muestra la tendencia normal del secado; el resultado de ello es que presiones de vapor muy altos tienen que ser usados en los últimos grupos de la sección secado.

d) Permeabilidad incorrecta de la vestidura

La vestidura de alta permeabilidad, exceso de flujo de aire axialmente fuera del bolsillo en sus extremos, causa vibración de los bordes de la hoja que resulta en la rotura de la hoja.

El problema es más serio al comienzo de la sección secado, donde la hoja está aún débil.

En el caso de una baja permeabilidad de la vestidura, puede resultar en altas humedades en el aire del bolsillo y el uso de las más altas presiones de vapor para compensar la disminución de la capacidad de secado. Además esta situación nos lleva a un perfil de secado no uniforme, que por definición, incluye variación de peso básico, calibre, contenido de humedad.

En la máquina PPX-7 se tiene registrado roturas de papel en forma frecuente, peso básico y humedad de bolsillo muy variado (transversal a la dirección máquina) en la bobinadora.

Estas consideraciones serán tomadas en cuenta - al momento de la selección de vestiduras.

e) Cantidad y distribución del aire de ventilación de bolsillo

La cantidad de aire de ventilación de bolsillo para las condiciones actuales de operación del sistema de secado da justo y preciso para una - capacidad de producción máxima de 13.2 TM/hora.

De llevarse una operación normal del sistema de secado de la máquina PPX-7, esto es mantener en el aire de extracción una humedad absoluta de 0.12 kgs agua evaporada/kg aire seco (80% de 0.15), estaríamos en condiciones de producir 22.2 TM/hora.

Como nuestra producción de diseño es de 15 TM/hora existirá un exceso de aire de ventilación, el cual se evaluará cuantitativamente más adelante.

La distribución del aire de ventilación de bolsillo sufrirá cambios al producirse la selección de vestiduras en la sección secado: mejora de - la performance, este hecho se dará más adelante.

f) Calidad del aire de ventilación de bolsillo

Para las condiciones normales de operación del

sistema de secado de la máquina PPX-7, el aire de extracción debe mantenerse en humedad absoluta de 0.12 kgs agua evaporada/kg aire seco - (80% de 0.15) y 50% de humedad relativa (valor promedio. Esto nos lleva, usando la carta psicrométrica, a valores de TBS = 71.1°C y TBH = 56.7°C.

Sin embargo las condiciones psicrométricas promedio en el aire de extracción de la capota cerrada del estudio, es de TBS = 71°C y TBH = 50.5°C (humedad relativa 35%).

Debemos lograr que la calidad del aire de ventilación de bolsillo sea óptima.

3.4.2. Recapitulación

Para la producción de la PPX-7, el rango de evaporación de secado es aceptable para los tipos de papel que produce.

En lo referente a la producción de diseño de 15 TM/hora, en las condiciones actuales, la PPX-7 puede incrementar su capacidad a 14.9 TM/hora como valor máximo, de manera que al realizar mejoras es posible, a parte de elevar el rango de capacidad de secado a la línea de "rango bueno", lograr disminuir las presiones de ingreso a los grupos de secado y

evidentemente un menor consumo de vapor. Para lograr lo anteriormente expuesto es conveniente enunciar lo siguiente

a) Causas de la pobre transferencia de calor

Capa de condensado mayor de 1.6 mm

Debido a la baja presión con que se opera el primer grupo de secado, es necesario hacer un cálculo de la presión diferencial mínima de operación.

Tensión de la vestidura

La tensión óptima de vestidura y la forma de llevarlo a la práctica será motivo de análisis

b) Causas de la pobre transferencia de masa

Vestidura del secador taponadas

Este es un problema que se da en el primer grupo de secado, por considerarlo relativamente "humedad", requiriendo seleccionar una vestidura adecuada.

Mala distribución de evaporación en la sección secado.

Para que esta mala distribución de evaporación no suceda, es preciso determinar el diferencial de presión óptimo en cada grupo de

secado para los tres tipos de papel a producir.

Permeabilidad incorrecta de la vestidura

Igualmente la selección de la vestidura para el primer grupo de secado, es de mayor cuidado.

El proceso de secado se divide en tres zonas:

- a) zona de calentamiento
- b) zona de rango de evaporación constante
- c) zona de descanso del rango de evaporación

Teniendo como base estos subíndices la permeabilidad correcta de la vestidura será seleccionada más adelante.

Cantidad y distribución del aire de ventilación de bolsillo

Este punto está directamente relacionado con la pérdida de calor por calentamiento del aire en el sistema de secado. En el capítulo de optimización se verá en detalle.

Calidad del aire de ventilación de bolsillo

Sucede lo mismo que en el punto anterior.

3.5. ALTERNATIVAS DE SOLUCION

De lo expuesto en el presente capítulo se ha llegado a establecer claramente la importancia del "rango de evaporación de secado" y del "factor de consumo de vapor", en lo que respecta a la performance del sistema de secado, un análisis de los cuales nos indica como un número de simples cambios básicos, puede mejorar notablemente la eficiencia e incrementar la capacidad de producción de la máquina papelera PPX-7.

Así tenemos que hay que llevar a cabo las siguientes acciones :

1. Determinar el valor mínimo permisible del diferencial de presión en el primer grupo de secadores.
2. Funcionamiento correcto de las trampas de vapor con dispositivo de regulación-válvulas de soplado.
3. Selección de la vestidura del secador y determinación de la tensión adecuada.
4. Establecimiento de los valores de diferenciales de presión en los grupos de secado a la capacidad de producción de diseño.
5. Reparación de la capota cerrada.

6. Modificación y reparación de los ductos de ventilación y extracción.
7. Uso de reguladores del flujo de aire.
8. Reacondicionamiento de los calentadores (serpentinas de vapor).
9. Instalar aislamiento térmico en la línea de vapor para los calentadores de aire de "baja presión".
10. Uso del equipo de medición y control de la humedad absoluta de la atmósfera dentro de la capota cerrada.

En el siguiente capítulo se llevará a cabo cálculos y análisis que ha de conducir a ejecutar las mejoras propuestas de manera óptima.

VARIABLES MEDIDAS	INFORMACION CORRESPONDIENTE
Operación de la máquina papelera	<ul style="list-style-type: none"> - Grados del papel que está limitado por el secador. - % de tiempo del secador limitado.
Temperatura de la superficie del secador	<ul style="list-style-type: none"> - Eficiencia de la remoción de condensado. - Variación de secamiento. - Efectos de secadores no fieltros. - Secadores ineficaces.
Contenido de humedad hoja de papel entrando y saliendo	<ul style="list-style-type: none"> - Urge eficiencia vs peso y/o grado. - Requerimiento de evaporación - Variación de humedad.
Humedad de bolsillo	<ul style="list-style-type: none"> - Resistencia en la evaporación - Variación de secamiento.
Sistema de vapor y condensado	<ul style="list-style-type: none"> - Rango de condensado por sección - Eficiencia uso de vapor - Eficiencia remoción de condensado - Diseño del sistema Control de equipo y línea - Condición del equipo.
Sistema de aire del secador	<ul style="list-style-type: none"> Balance de capota cerrada - Eficiencia de energía - Potencial recuperación de calor/eficiencia
Tensión de vestidura del secador y permeabilidad	<ul style="list-style-type: none"> - Efectividad de contacto hoja/cilindro secador - Capacidad del movimiento de aire

CUADRO 2 - MEDICIONES DE CAMPO PARA EVALUACION DE PERFORMANCE, SECCION SECADO

FECHA	HORA	TIPO DE PAPEL	VELOCIDAD DE BOBINADO (m/min.)	ANCHO UTIL DEL PAPEL (m)	HUMEDAD EN LA ENTRADA (%)	HUMEDAD EN LA SALIDA (%)	PESO PROMEDIO DEL PAPEL (gr./m ²)	PRODUCCION HORARIA (TM/HORA)
15-03-87	9 a.m.	LINER - T 210 gr./m ²	180	4.85	63.5	6.2	214.4	11.23
16-03-87	9 a.m.	LINER - T 210 gr./m ²	190	4.85	63.5	7.0	213.5	11.80
17-03-87	9 a.m.	LINER - T 210 gr./m ²	190	4.85	63.5	7.3	212.0	11.72

FUENTE : ESTUDIO REALIZADO POR S.P.L. - TRUPAL. E. PAREDES

CUADRO 3 CONDICIONES DE OPERACION DE MAQUINA PPX-7

15-03-87

PROPIEDAD PSICROMÉTRICA	EXTRACTORES ÁREA DE PASO : 1.115 m ²				VENTILADORES DE FONDO DE PASO 0.8 m ²		VENTILADORES DE BOLSILLO DE PASO 0.8 m ²		AIRE
	1	2	3	4	1	3	2	4	AMBIENTE
TBS (°C)	71.1	77.2	72.8	67.8	87.2	93.9	81.1	78.9	28
TBH (°C)	50.6	55.6	50	47.8	37.5	38.9	36.7	36.1	24.5
W (Kg. agua evaporada / Kg. aire seco)	0.08	0.107	0.076	0.067	0.021	0.021	0.021	0.021	0.018
Ve (m ³ /Kg. aire seco)	1.092	1.148	1.092	1.064	1.048	1.070	1.033	1.024	—
ρ (Kg. aire húmedo/m ³)	0.	0.9643	0.9853	1.0028	0.97	0.95	0.9884	0.9971	—
Vm (m/min.)	1402	1387	1387	1448	1219	1219	1326	1310.5	—

16-03-87

PROPIEDAD PSICROMÉTRICA	EXTRACTORES ÁREA DE PASO : 1.115 m ²				VENTILADORES DE FONDO ÁREA DE PASO: 0.836 m ²		VENTILADORES DE BOLSILLO ÁREA DE PASO: 0.976 m ²		AIRE
	1	2	3	4	1	3	2	4	AMBIENTE
TBS (°C)	70	74.5	70	66.7	83.3	89.4	75	70.5	28
TBH (°C)	51.1	55	49.4	47.2	36.7	37.8	35.5	35.5	24.5
W (Kg. agua evaporada / Kg. aire seco)	0.083	0.104	0.074	0.065	0.020	0.020	0.021	0.022	0.018
Ve (m ³ /Kg. aire seco)	1.092	1.136	1.080	1.058	1.036	1.055	1.017	1.005	—
ρ (Kg. aire húmedo/m ³)	0.9917	0.9718	0.9944	1.0066	0.9845	0.8	1.00	1.	—
Vm (m/min.)	1341	1371.5	1356.5	1371.5	1249.5	1234.5	1326	1326	—

17-03-87

PROPIEDAD PSICROMÉTRICA	EXTRACTORES ÁREA DE PASO: 1.115 m ²				VENTILADORES DE FONDO DE PASO 0.8 m ²		VENTILADORES DE BOLSILLO DE PASO 0.8 m ²		AIRE
	1	2	3	4	1	3	2	4	AMBIENTE
TBS (°C)	70	75.5	70	67.8	84.4	90	77.2	74.4	28
TBH (°C)	50	51.1	48.3	48.6	37.2	38.3	35.8	35.5	24.5
W (Kg. agua evaporada / Kg. aire seco)	0.077	0.080	0.069	0.071	0.021	0.021	0.021	0.021	0.018
Ve (m ³ /Kg. aire seco)	1.086	1.105	1.073	1.067	1.042	1.061	1.024	1.017	—
ρ (Kg. aire húmedo/m ³)	0.9917	0.9774	0.9963	1.0037	0.9798	0.9623	0.9971	1.0039	—
Vm (m/min.)	1371.5	1310.5	1371.5	1402	1219	1219	1326	1310.5	—

FUENTE: ESTUDIO REALIZADO POR S.P.L. - TRUPAL. E. PAREDES

TBS temperatura de bulbo seco.
 TBH temperatura de bulbo húmedo.
 W humedad absoluta.

Ve: volumen específico del aire seco.
 ρ: densidad del aire húmedo.
 Vm: velocidad media.

CUADRO 4 CONDICIONES PSICROMÉTRICAS DEL SISTEMA DE SECADO DE LA PPX - 2

FECHA UNIDAD	15 - 03 - 87				16 - 03 - 87				17 - 03 - 87			
	ΔIRE HUMEDO	ΔIRE SECO	AGUA EVAPORADA		ΔIRE HUMEDO	ΔIRE SECO	AGUA EVAPORADA		ΔIRE HUMEDO	ΔIRE SECO	AGUA EVAPORADA	
EXTRACTOR 1	92,762	85,892	6,870		88,968	82,155	6,813		90,992	84,487	6,505	
EXTRACTOR 2	89,478	80,828	8,650		89,166	80,769	8,397		85,691	79,342	6,349	
EXTRACTOR 3	91,426	84,973	6,453		90,242	84,028	6,214		91,414	85,511	5,903	
EXTRACTOR 4	97,142	91,044	6,098		92,359	86,723	5,636		94,141	87,904	6,237	
TOTAL	370,808	342,737	28,071		360,735	333,675	27,060		362,238	337,244	24,994	
VENTILADOR 1	59,567	58,344	1,223		61,703	60,497	1,206		59,910	58,680	1,230	
VENTILADOR 2	76,750	75,170	1,580		77,953	76,352	1,601		77,425	75,831	1,594	
VENTILADOR 3	58,345	57,145	1,200		59,867	58,694	1,173		58,840	57,630	1,210	
VENTILADOR 4	76,520	74,944	1,576		78,963	77,264	1,699		77,042	75,460	1,582	
TOTAL	271,182	265,603	5,579		278,486	272,807	5,679		273,217	267,601	5,616	
INFILTRACION EXTRAC.-VENT.		77,134				60,868				69,643		

FUENTE ESTUDIO REALIZADO POR S.P.L.- TRUPAL E. PAREDES

CUADRO 5 FLUJOS DE AIRE EN Kg/hora TOMADOS EN EL SISTEMA DE SECADO DE LA MAQUINA PPX-7.

FECHA	EXTRACCION	VENTILACION	INFILTRACION	% INFILTRACION
15 - 03 - 87	342,737	265,603	77,134	22.5
16 - 03 - 87	333,675	272,807	60,868	18.2
17 - 03 - 87	337,244	267,601	69,643	20.7
PROMEDIO	337,885	268,670	69,215	20.5

BALANCE DE AIRE SECO Kg./hr.

FECHA	EXTRACCION	VENTILACION + INFILTRACION	AGUA EVAPORADA DEL PAPEL	
			DEL BALANCE DE AIRE - AGUA EVAPORADA	CONOCIONES DE OPERACION PPX-7
15 - 03 - 87	28,071	5579 1388	21,104	17,631
16 - 03 - 87	27,060	5679 1096	20,285	18,266
17 - 03 - 87	24,994	5616 1254	18,124	18,046
PROMEDIO	26,708	5625 1246	19,837	17,981

BALANCE DE AGUA EVAPORADA Kg./hr.

CUADRO 6 BALANCE DE MATERIA DEL SISTEMA DE SECADO PPX - 7

UNIDAD	FLUJO MASICO ACTUAL PROMEDIO (Kgs. aire seco/hr.)	FLUJO VOLUMETRICO EQUIVALENTE (m ³ /hr.)	FLUJO VOLUMETRICO DE DISEÑO DEL EQUIPO (m ³ /hr.)	FLUJO VOLUMETRICO DE DISEÑO DEL CALEN- TADOR (m ³ /hr.)
VENTILADOR				
1	59,580	49,570	60,214	60,000
2	75,780	63,049	68,000	70,000
3	57,820	48,106	60,214	60,000
4	75,890	63,140	68,000	70,000
EXTRACTOR				
1	84,178	70,036	75,545	
2	80,313	66,820	75,545	
3	84,837	70,584	75,545	
4	88,557	73,679	75,545	

FUENTE : ESTUDIO REALIZADO POR S.P.L. - TRUPAL. E. PAREDES
 NOIA LOS m³/hr. ESTAN REFERIDOS A 21°C Y 0.832 m³/Kg.

AIRE SECO (AIRE ESTANDAR)

CUADRO 7 FLUJOS DE AIRE SECO EN m³/hr.

GRUPO SECADOR	CILINDROS SECADORES	CANTIDAD	CONDICIONES DEL VAPOR SATURADO EN LA ENTRADA A GRUPOS SECADORES			CANTIDAD x (°C)
			PRESION MEDIOA (K Pa)	TEMPERATURA OBTENIDA DE TABLAS DE VAPOR (°C)		
V	41 - 48	6	720	166	996	
IV	37 - 40	4	345	138	552	
III	17 - 36	20	800	170	3400	
II	7 - 16	10	200	123.3	1233	
I	1 - 6	6	120	104.5	627	
	TOTALES	46			6808	

FUENTE: ESTUDIO REALIZADO POR S. P. L. — TRUPAL E. PAREDES

$$T_s = \frac{6808}{46} = 148 \text{ } ^\circ\text{C}$$

CUADRO 8 TEMPERATURA DE VAPOR PROMEDIO COMPENSADO PARA TIPO DE PAPEL LINER "T"

(Peso base: 210 gr./m²)

GRUPO DE SECADO	PRESION MAXIMA ADMISIBLE DE VAPOR SATURADO (k Pa)	CANTIDAD DE CILINDROS SECADORES	TEMPERATURA (°C)	(CANTIDAD DE CILINDROS SECADORES) X °C
V	1135	6	185.5	1113
IV	454	4	148.3	593.2
III	1135	20	185.5	3710
II	315	10	135.0	1350
I	189	6	118.5	711
	TOTALES	46		7477.2

FUENTE: ESTUDIO REALIZADO POR S. P. L. — TRUPAL E. PAREDES

$$T_{s \text{ máx.}} = \frac{7477.2}{46} = 162.5 \text{ °C (325 °F)}$$

NOTA: LAS PRESIONES DE VAPOR SATURADO HAN SIDO DETERMINADOS EN PONDERACION AL NUMERO DE CILINDROS SECADORES

CUADRO 9 DETERMINACION DE LA TEMPERATURA DE PROMEDIO COMPENSADO
MAXIMO DE LA SECCION SECADO

FUENTE: Paper Trade Journal / April 1, 1970
 Pag. 56 Smok Gary

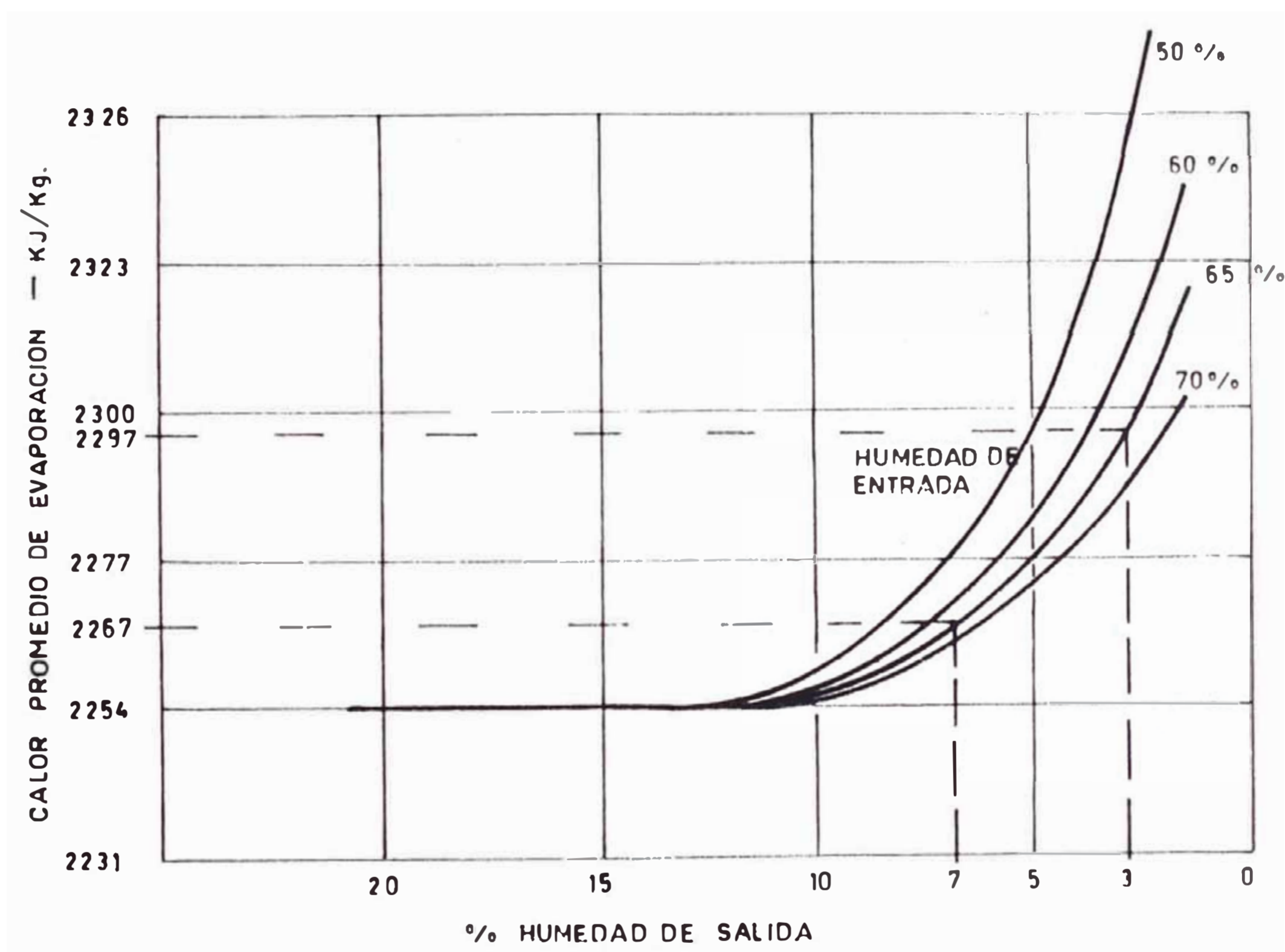


Fig. 18.— EFECTO DEL CALOR DE DESABSORCION SOBRE EL CALOR PROMEDIO DE EVAPORACION COMO FUNCION DE LA HUMEDAD DE LA HOJA DEL PAPEL ENTRANDO Y SALIENDO DE SECADORES.

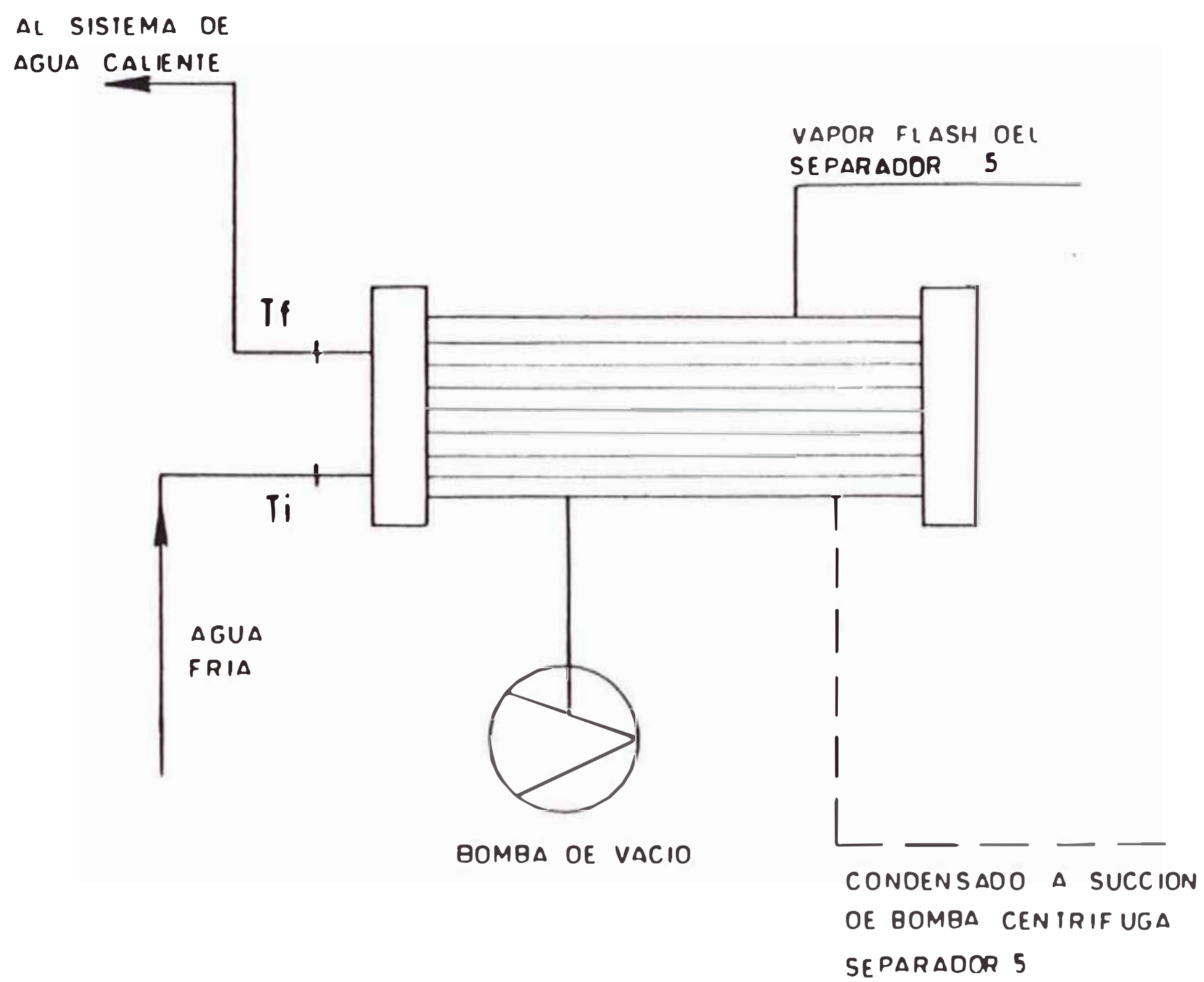


Fig. 19 — CONDENSADOR DE VACIO

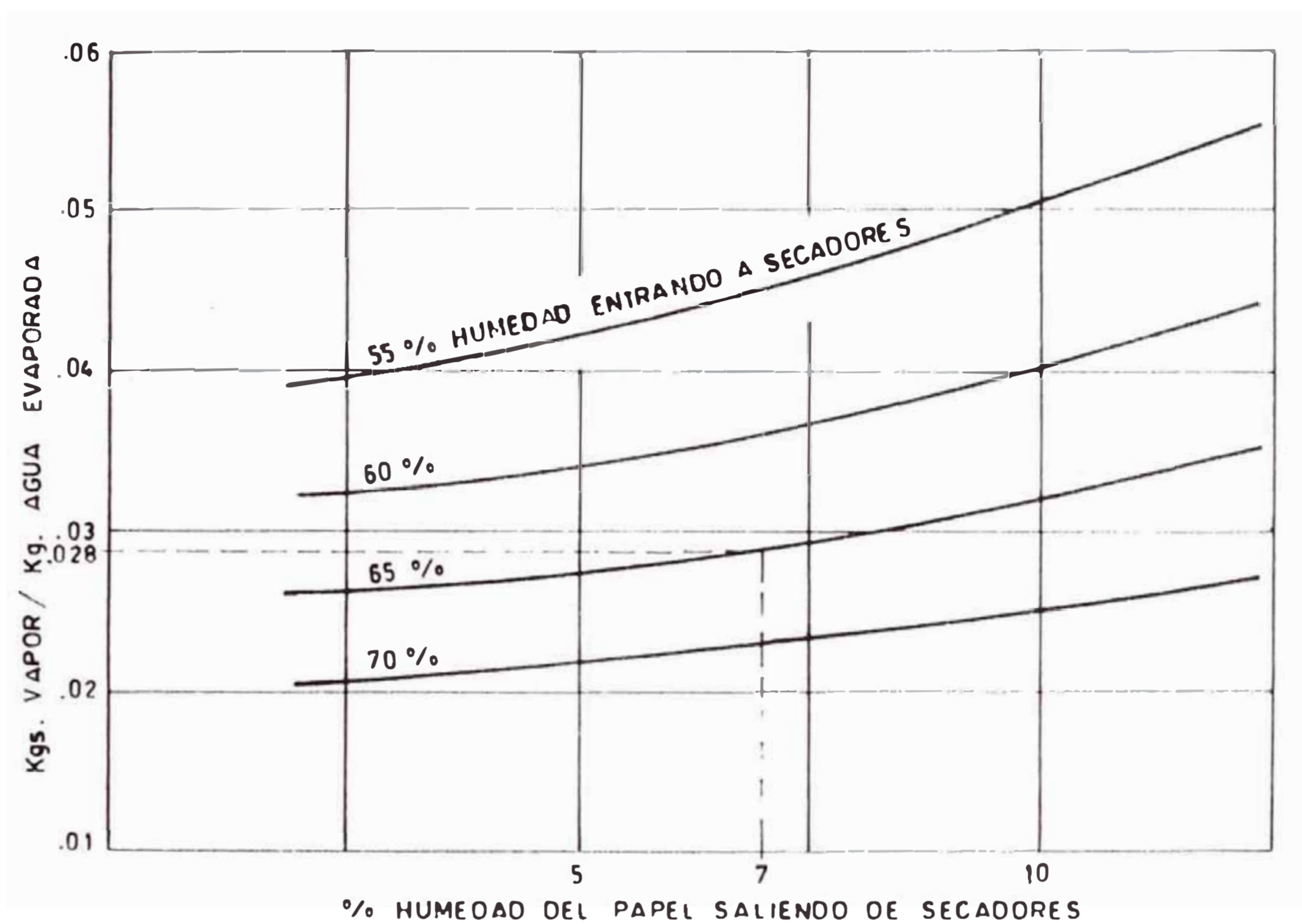
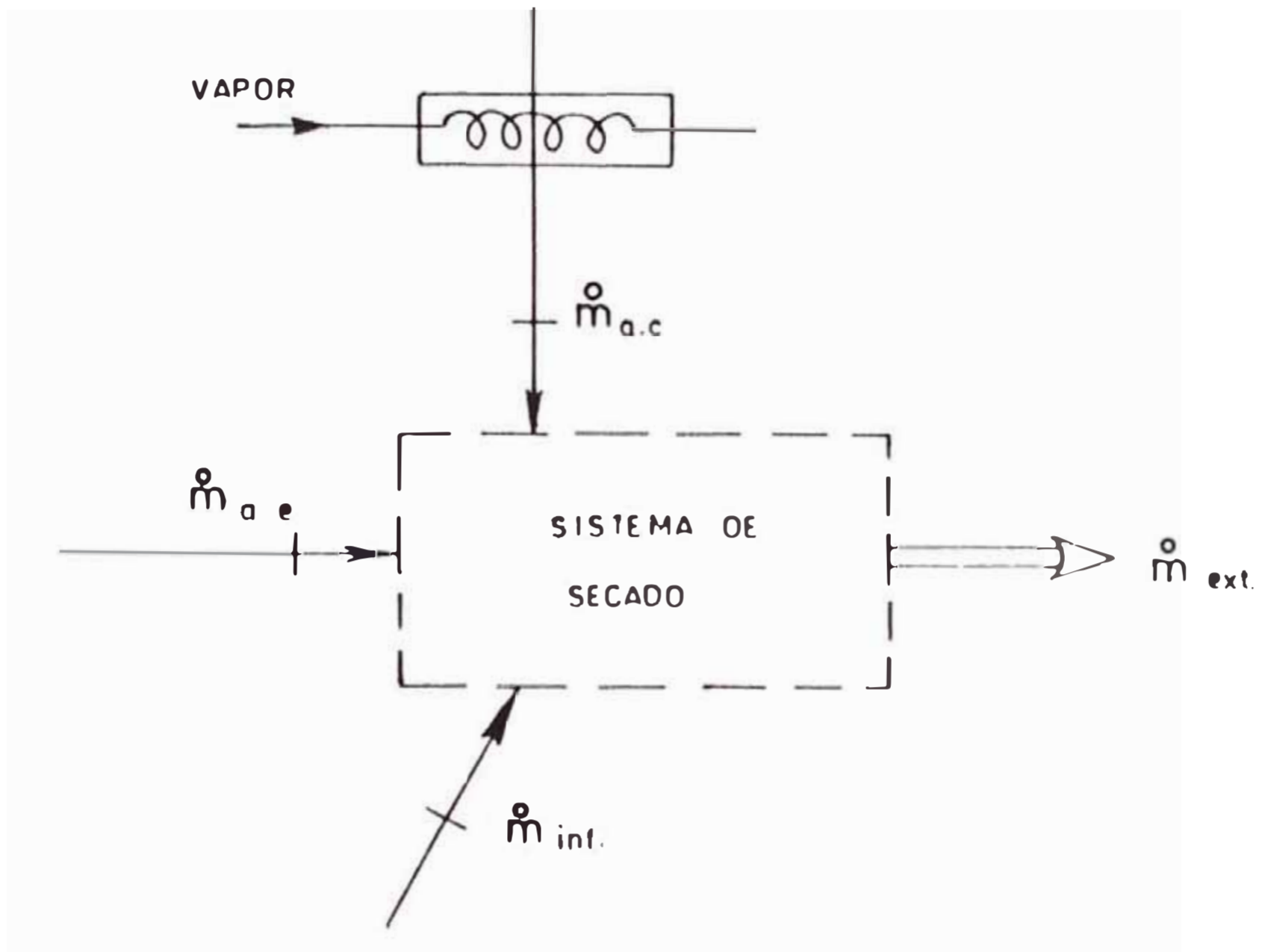


Fig. 20 — PERDIDA DE CALOR CON HOJA DE PAPEL SALIENDO DEL SECADO PARA 43°C DE SUBIDA A TRAVES DE SECADORES (ASUMIENDO 1.67 KJ/Kg. x°C POR CAPACIDAD DE CALOR DE PAPEL SECO).

FUENTE: Paper Trade Journal / April 1,970
Pag. 58 Smok Gary



$\dot{m}_{a.c.}$ FLUJO DE AIRE CALIENTE DE VENTILACION DE BOLSILLOS

$\dot{m}_{a.e.}$ FLUJO DE AGUA EVAPORADA DE LA HOJA DE PAPEL.

$\dot{m}_{inf.}$ FLUJO DE AIRE DE INFILTRACION.

$\dot{m}_{ext.}$ FLUJO DE AIRE DE EXTRACCION.

Fig. 21 BALANCE DE MATERIA DEL SISTEMA DE SECADO PPX-7

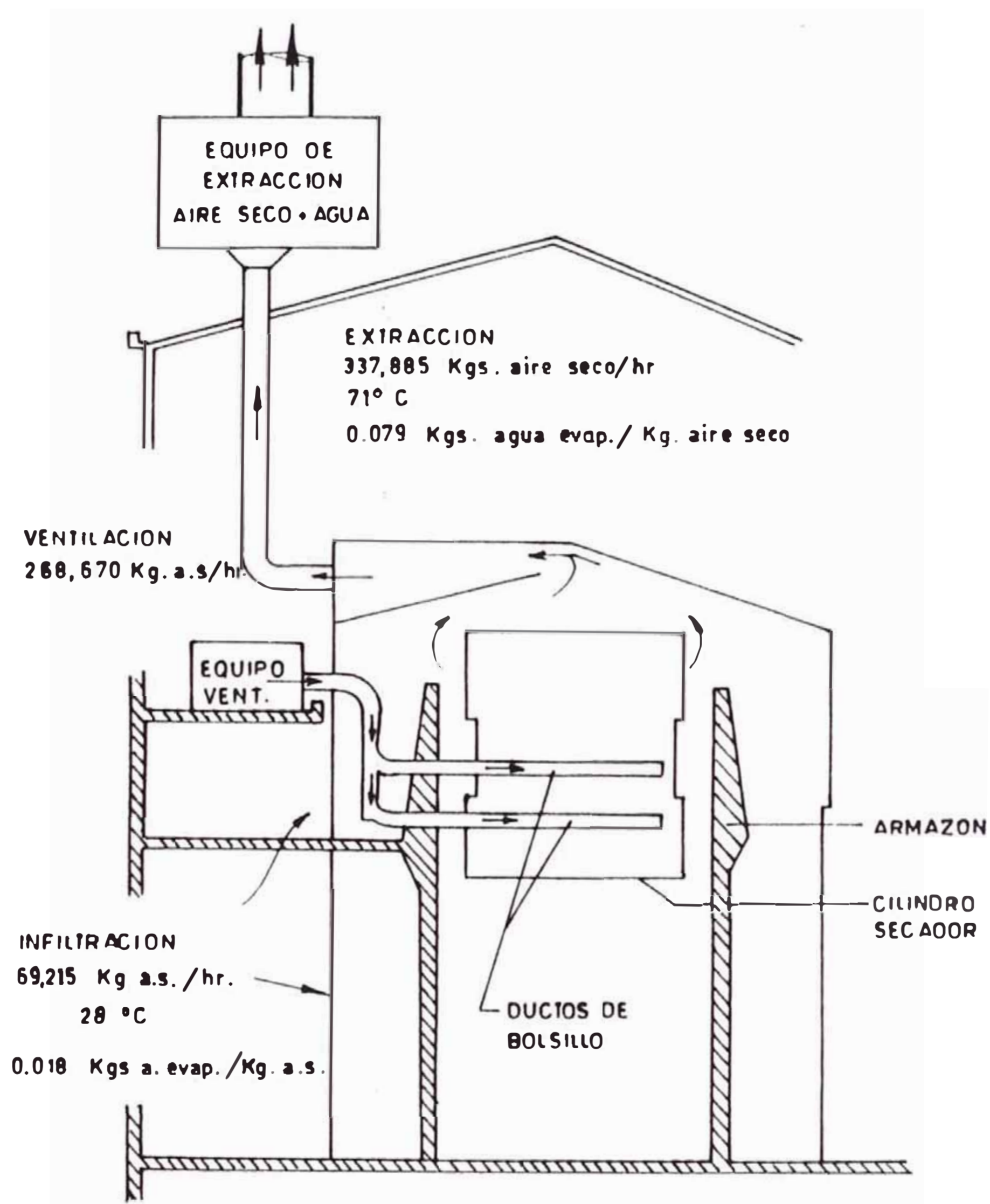
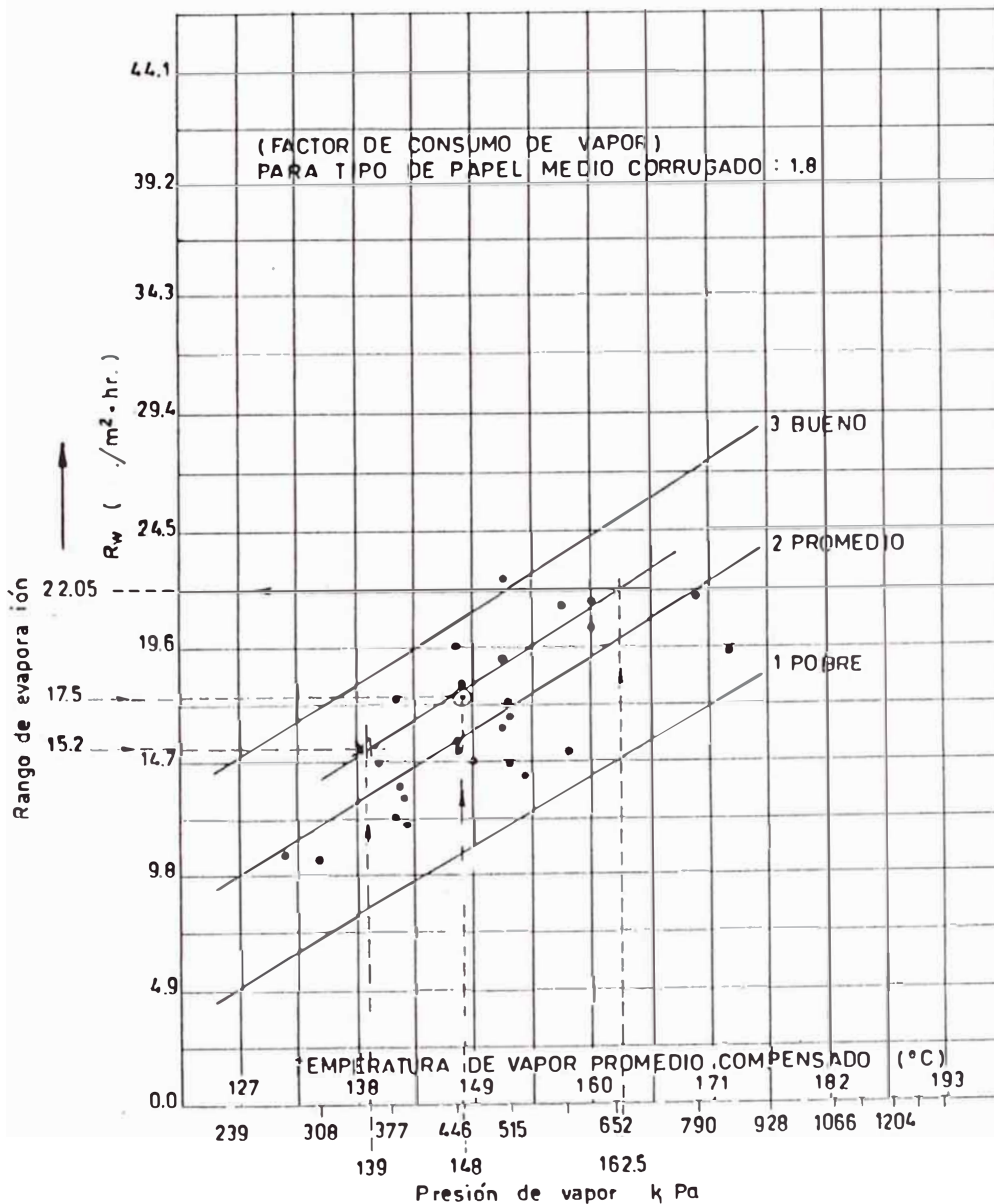


Fig. 22 — ESQUEMA DE CAPOTA CERRADA TIPICA
CONTENIENDO VALORES PROMEDIOS
DEL CUADRO 4 Y CUADRO 6

FUENTE: Approved by Pressing & Drying Committee
TAPPI / New York



- ⊙ PPX - 7 S.P.L. - Trupal para tipo de papel Liner T (peso base 210 gr./m²)
- * PPX - 7 ALBANY INTERNATIONAL CANADA INC. Para tipo de papel medio corrugado (peso base : 135 gr./m²)

Fig. 23 RANGO DE CAPACIDAD DE SECADO DE MAQUINAS
PAPELERAS

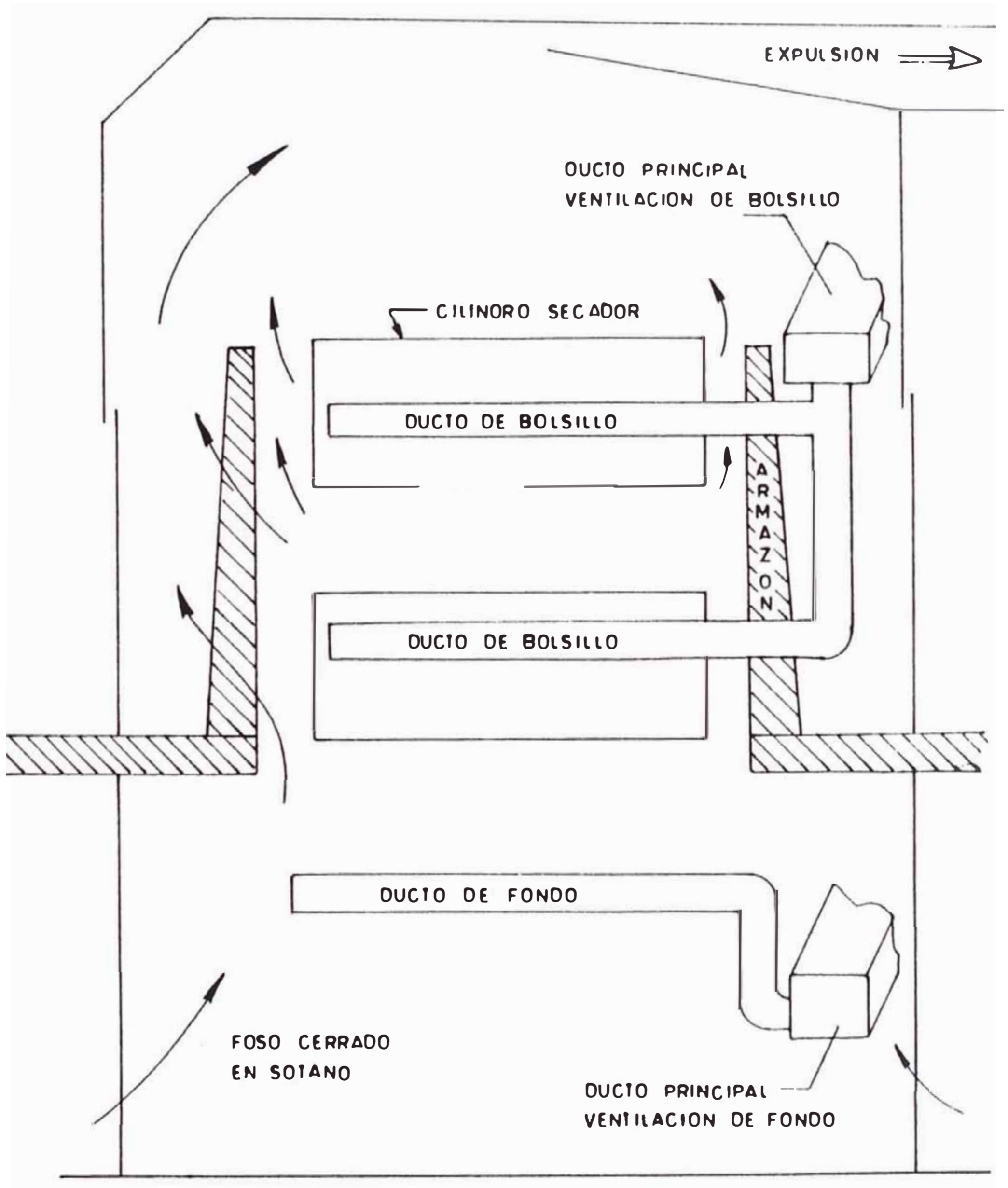


Fig. 24 .- CAPOTA CERRADA DE MAQUINA PPX-7

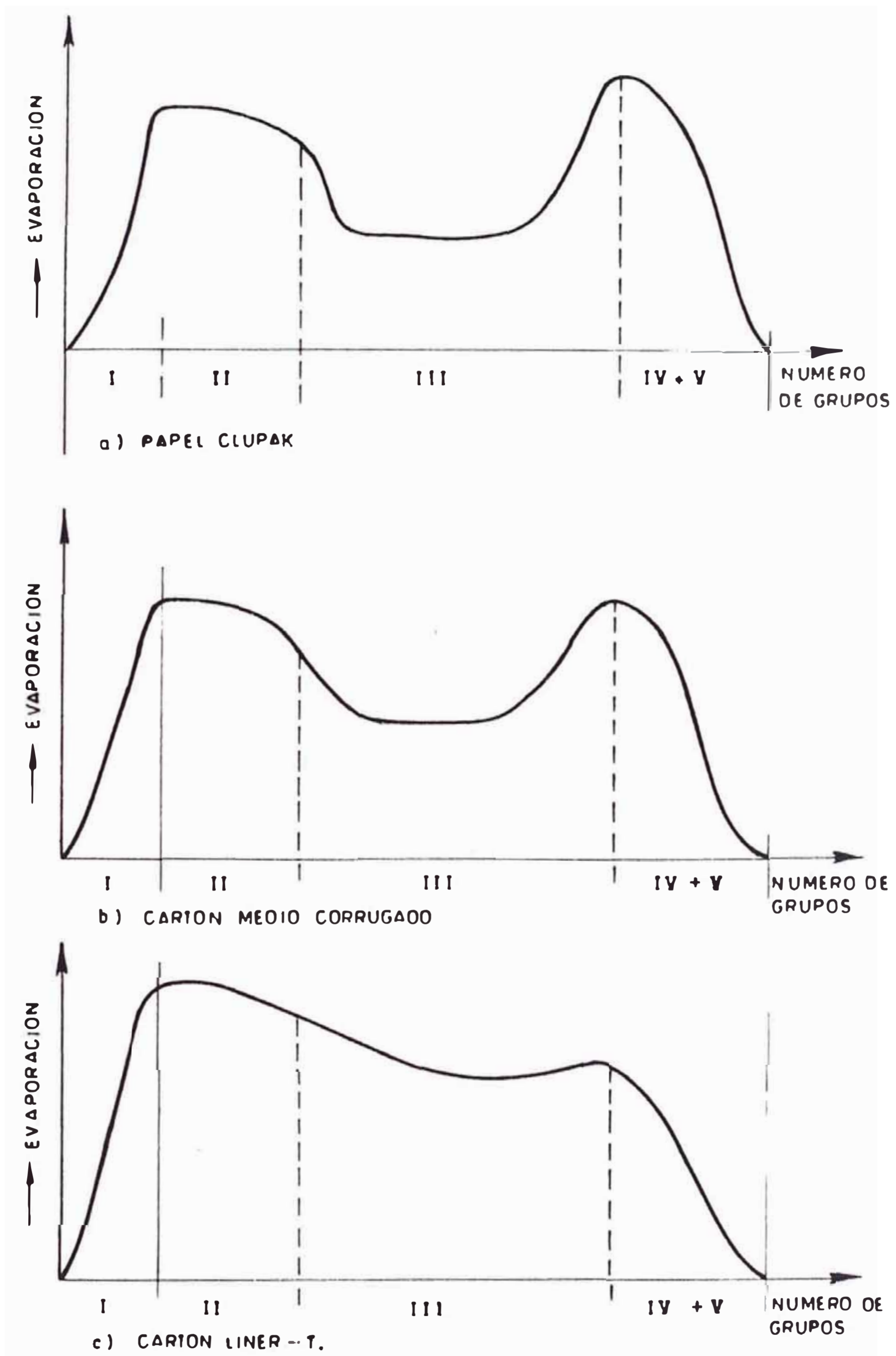
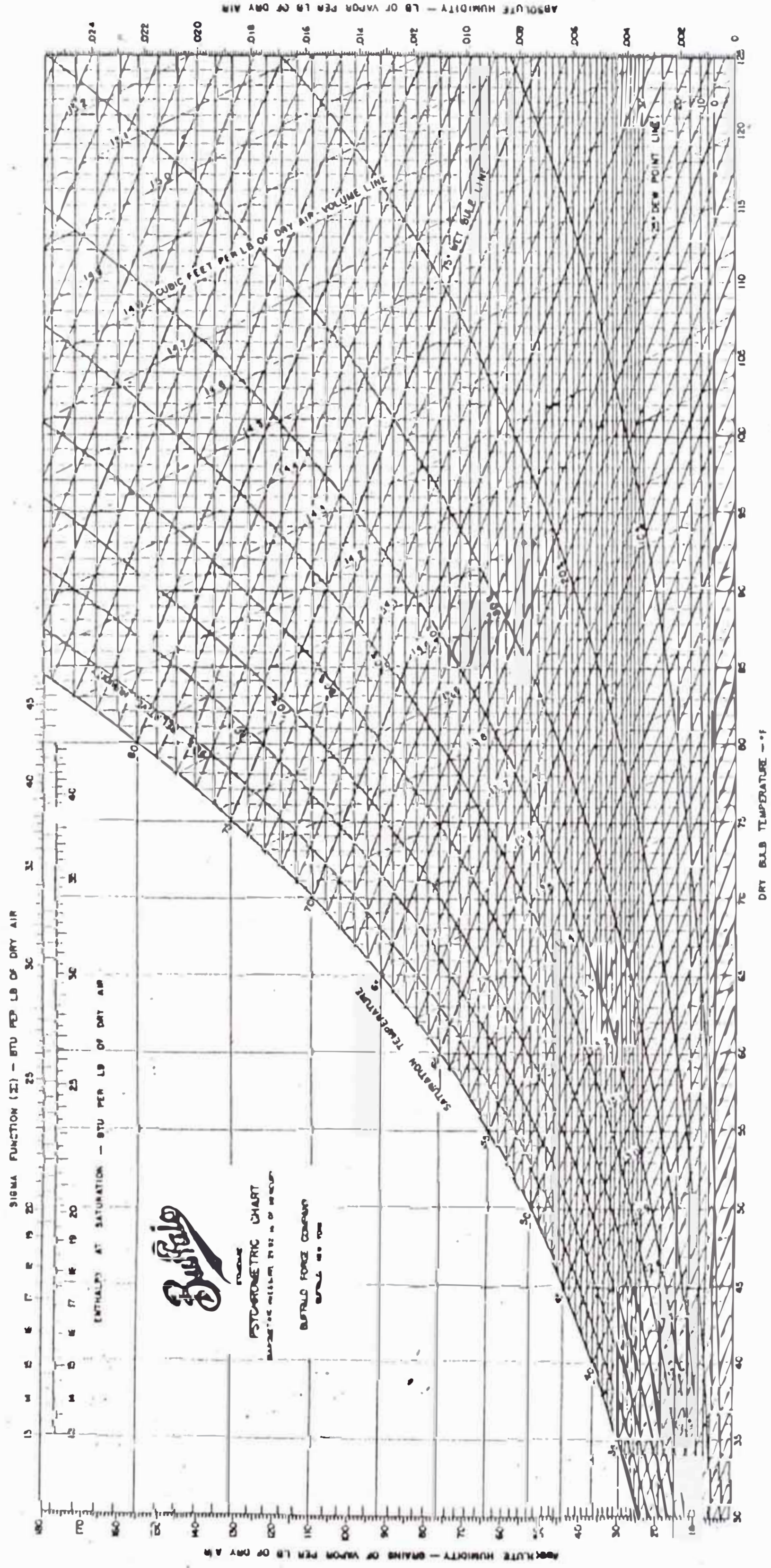


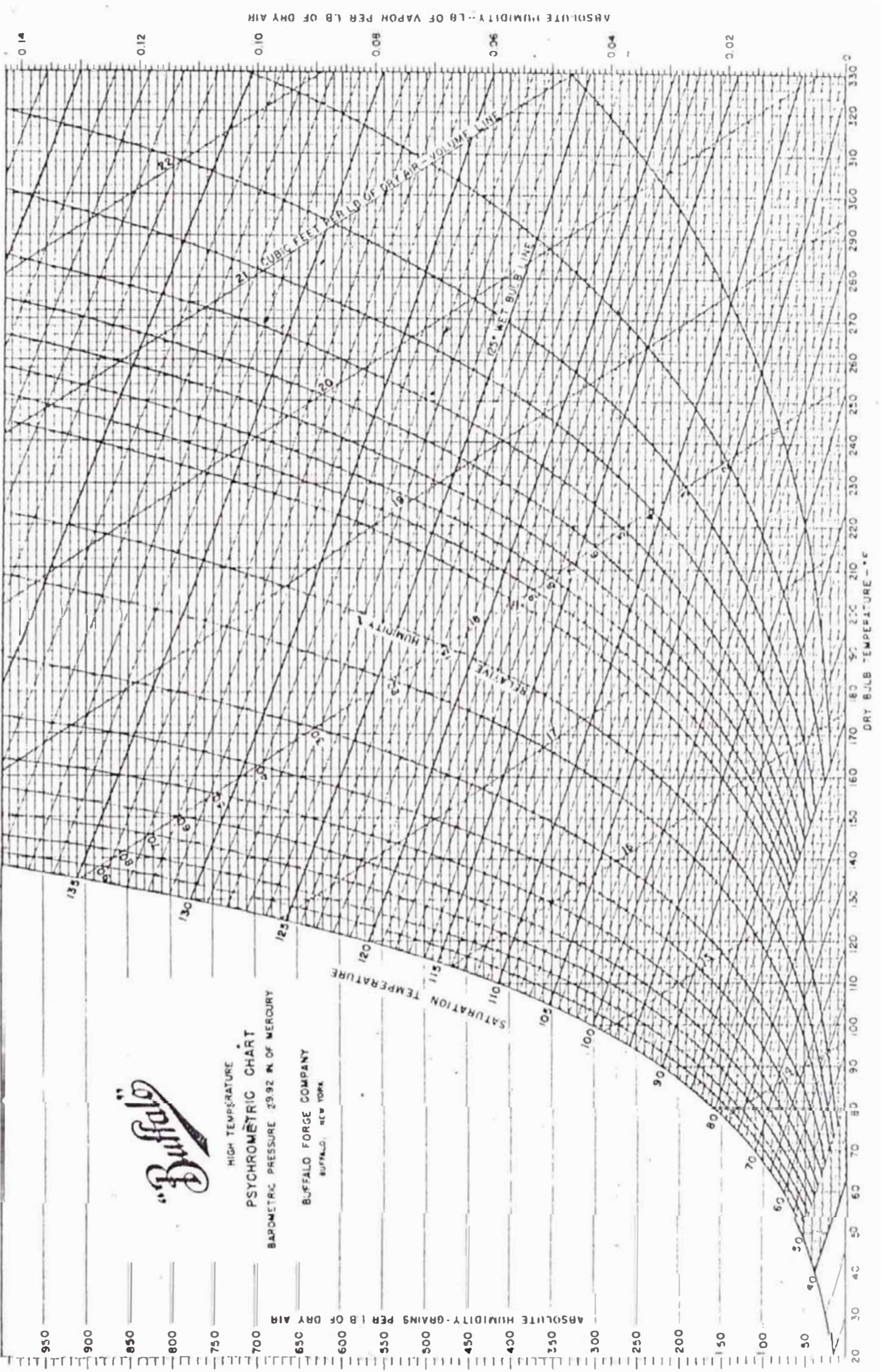
Fig. 25 -- CARGA DE EVAPORACION V.S GRUPOS DE SECADO



(a)

Fig. 9-65 (a) Standard psychrometric chart. (Buffalo Forge Company). (b) High-temperature psychrometric chart (Buffalo Forge Company). (c) Explanation diagram.

SIGMA FUNCTION (Σ) - BTU PER LB. OF DRY AIR



HIGH TEMPERATURE
PSYCHROMETRIC CHART
BAROMETRIC PRESSURE 29.92 IN. OF MERCURY
BUFFALO FORGE COMPANY
BUFFALO, NEW YORK

CAPITULO 4

OPTIMIZACION DEL SISTEMA DE SECADO

4.1. INTRODUCCION

En este capítulo se hace un estudio para determinar la influencia de la velocidad de operación de los tres tipos de papel: K.S. Clupak, Medio corrugado y Liner "T"; sobre el diferencial de presión del vapor y la importancia de operar las válvulas de soplado al valor de ajuste de fábrica para la capacidad de producción de diseño.

En la vestidura del secador es importante seleccionar una tela adecuada que mantenga sus propiedades, bajo la acción combinada de calor y humedad, de la permeabilidad, resistencia al taponamiento, el llevado de la hoja, de transferencia de calor y masa etc. Estos factores varían de modo sustancial en cada uno de los cinco grupos de secadores, originándose una selección de tela para cada grupo.

El sistema de ventilación merece un estudio detallado de los flujos volumétricos de aire requeridos, así como la necesidad de controlar las condiciones

de atmósfera de secado. Esto conduce a la determinación del número de unidades de ventilación necesarios así como disponer de un grupo de reserva para los casos de mantenimiento o algún desperfecto de una de las unidades que están en operación.

Finalmente se formula la implementación donde se enumeran las acciones a ejecutar. Se especifica los materiales, equipos y dispositivos que hay que adquirir para la optimización del sistema de secado de la máquina PPX-7.

4.2. CONDICIONES OPTIMAS DENTRO Y EN LA SUPERFICIE DE LOS CILINDROS SECADORES

Para que los cilindros secadores trabajen eficientemente, el vapor debe condensar uniformemente sobre la superficie interna de los mismos y el calor liberado encontrar la mínima resistencia prácticamente alcanzable; conforme va el vapor a la hoja de papel (ver figura 26). Para hacer posible lo anterior deben cumplirse los siguientes requisitos

1. Que la superficie externa de cada cilindro esté siempre limpia.
2. Que la película de aire entre la superficie del cilindro y la hoja del papel sea la mínima prácticamente alcanzable.

3. Que la cantidad de condensado residual en cada cilindro sea la mínima.

En cuanto al punto 1, el personal de operación ha de limpiar los cilindros secadores que se encuentren relativamente sucios, manteniendo las cuchillas en buenas condiciones de operación.

En lo referente al punto 2, el objetivo de aplicación de la tensión de vestidura es para minimizar la influencia de aislamiento del aire entre la hoja y la superficie del secador. Es interesante puntualizar que la película de aire entre el cilindro secador y el papel ofrece 1,600 veces más resistencia al flujo de calor que la que ofrece el espesor de pared del propio secador.

De literatura especializada Technical Association of the pulp and paper Industry (TAPPI-1986) en pruebas realizadas en dos máquinas papeleras de aproximadamente 700 m/min, indica que no hay un incremento significativo en el rango de secado más allá de 1.1 a 1.4 Kg/cm de la carga estática aplicada (figura 27). Este resultado de la prueba se obtuvo midiendo el cambio del rango de condensación en un solo secador, dentro de una sección de secado.

Para la máquina PPX-7 se considerará el valor de

1.4 Kg/cm como tensión de vestidura óptima; esto es logrado mediante el dispositivo de tensionamiento - (ver figura 28) y su valor debe verificarse periódicamente utilizando el instrumento de medición llamado tensiómetro estando los grupos de secado en movimiento.

El punto 3, normalmente es controlado por un diferencial de presión en la entrada y salida del condensado del cilindro secador.

Particularmente este problema se da en el primer grupo de secado, esto es por lo que se opera con las más bajas presiones en la línea de vapor.

Análisis secuencial de cálculo para determinar los mínimos diferenciales de presión permisibles en la operación de este primer grupo de secado para los tres tipos de papel.

- a) Haciendo uso de la figura 29 se determina el diferencial requerido ("fuerza centrífuga") para llevar una sólida columna de agua fuera del cilindro secador a través de los sifones rotatorios.
- b) Debe ser notado que lo registrado en la figura 29 es el diferencial requerido a través del "ajuste de vapor" y no de los cabezales; donde la mayoría de los diferenciales son medidos en una ma

quina papelera (este es el caso para la PPX-7), por lo que el diferencial de ajuste de vapor variará entre 40-60% del diferencial medido en el cabezal.

CALCULOS

Datos : ancho útil - 4.85 mts (para las tres calidades de papel)

producción de diseño : 15 TM/hr, teniendo en cuenta la vejez de la instalación de tuberías tomaremos el porcentaje más alto de b.

- Para K.S. CLUPAK (peso base: 110 gr/m^2) de (4) :
 $\text{TM/hr} = \text{velocidad} \times \text{peso base} \times \text{ancho útil}$; reemplazando datos en (4).

$$15 \text{ TM/hr} = \text{velocidad (m/min)} \times 110 \text{ gr/m}^2 \times 4.85 \text{ m} \times \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ hr}} \times 10^{-6} \frac{\text{TM}}{1 \text{ Kg}}$$

$$\text{velocidad} = 468.5 \text{ m/min.}$$

- a) de la figura 29 - 29 KPa
- b) 60% (29) - 18 KPa

$$\Delta P \text{ mínimo permisible} = 29 + 18 = 47 \text{ KPa}$$

- Para Medio corrugado (peso base: 135 gr/m^2) reemplazando datos en (4) :

$$15 \text{ TM/hr} = \text{velocidad (m/min)} \times 135 \text{ gr/m}^2 \times 4.85 \text{ m} \times \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ hr}} \times 10^{-6} \frac{\text{TM}}{1 \text{ Kg}}$$

Velocidad = 382 m/min

a) De la figura 29 - 20 KPa

b) 60% (20) - 12 KPa

$$\Delta P \text{ m\u00ednimo permisible} = 20 + 12 = 32 \text{ KPa}$$

- Par LINER "T" (peso base: 210 gr/m²), de (4) :

$$15 \text{ TM/hr} = \text{velocidad (m/min)} \times 210 \text{ gr/m}^2 \times 4.85 \text{ m} \times$$

$$60 \frac{\text{min}}{1 \text{ hr}} \times 10^{-6} \frac{\text{TM}}{1 \text{ Kg}}$$

Velocidad = 245.5 m/min

a) De la figura 29 - 8.5 KPa

b) 60% (8.5) - 5 KPa

$$\Delta P \text{ m\u00ednimo permisible} = 8.5 + 5 = 13.5 \text{ KPa}$$

Ahora teniendo en cuenta que las v\u00e1lvulas con dispositivo de regulaci\u00f3n ("v\u00e1lvulas de soplado") del primer grupo de secado, al operarlas "incorrectamente", llevar\u00eda a dos situaciones extremas

A grandes p\u00e9rdidas de calor si se modifica el ajuste efectuado en f\u00e1brica sin las instrucciones dadas para ajustes especiales.

El ajuste efectuado en f\u00e1brica es suficiente para todas las condiciones de servicio dentro del margen de presi\u00f3n (ver figura 30).

La evacuaci\u00f3n del condensado no se produce con la rapidez necesaria inundando los cilindros se

cadores, esto ocurre si se opera el primer grupo de secadores con diferencial de presión menor que la requerida para una cantidad de condensado específico.

Normalmente estas válvulas de soplado vienen ajustadas de fábrica, listas para entrar en servicio (ver figura 30), donde las WK-20 pertenecen al primer grupo de secado para \varnothing 40 mm.

Para la PPX-7 el diferencial de presión mínimo requerido para un flujo de condensado de 670.9 Kg/hr (mayor valor alcanzado del balance de energía realizado para los tres tipos de papel) es de 40 KPa, esto es utilizando la curva por ajuste efectuado en fábrica de la figura 30.

De lo expuesto se concluye que los diferenciales de presión mínimos permisibles en el primer grupo de secado son para

K.S. Clupak de 47 KPa

Medio corrugado y Liner "T" de 40 KPa

entonces los cilindros secadores no deben inundarse.

El cuarto grupo de secado, por su alto diferencial de presión, no presenta problemas de cilindros secadores inundados. Sin embargo como las válvulas de soplado cierran estanco al vapor evitan las grandes pérdidas de calor, obteniéndose importantes ven

tajas cuando se produce papel tipo Liner "T" debido a su velocidad de 245.5 m/min : este valor es menor a las condiciones de encerramiento en los cilindros secadores que para la máquina PPX-7 es de 305 m/minutos.

4.3. SELECCION DE LA VESTIDURA DEL SECADOR

4.3.1. Introducción

Dado que cada zona de la sección secado presenta una combinación diferente de calor y humedad, los tejidos para la tela del secador deben ser seleccionados para su resistencia a la degradación en estas circunstancias. La tela debe ser construida para maximizar ambos, calor y transferencia de masa con el menor disturbio de la hoja.

Con un buen conocimiento del material, elaboración, condiciones de trabajo de la tela y condiciones de operación de la máquina de papel, el óptimo de la tela del secador puede ser seleccionado para lograr los objetivos trazados.

4.3.2. Selección de telas para el secador

Cuatro factores principales deben ser considerados antes de seleccionar una tela específica

(material de construcción, permeabilidad, etc.) que pueden ser determinados para una condición particular de máquina

Humedad

La zona de calentamiento y rango constante de evaporación pueden ser considerados relativamente "húmeda".

Normalmente esto debe requerir de una tela de plástico con hilos nómex en dirección máquina.

Si la sección siendo recubierta se extiende a través de la zona de rango de caída, la tela debe operar en un estado relativamente "seco".

Esta posición demanda cambiar la recomendación a poliester o nómex/poliester.

Sin embargo si el trabajo de la tela está dentro del "área húmeda", incluyendo secador de fieltro, poliester o nómex, deben ser satisfactorios.

Calor

El nylon es satisfactorio para elevar la presión a aproximadamente 580 KPa poliester para elevar las presiones a aproximadamente 720 KPa y nómex (o mezclas nómex) para elevar las presiones hasta 1200 KPa.

En máquinas de papel oscuro (corrugado, liner, clu-

pak) a menudo tienen presiones en exceso de 689 KPa. En este tipo de máquinas las telas deben tener hilos en dirección máquina, que sean resistentes a ambos factores: al calor y a la degradación de la humedad.

Permeabilidad

La más alta permeabilidad debe generalmente mejorar al rango de secado.

La tela para la zona de calentamiento debe ser de baja permeabilidad ($1500 \text{ m}^3/\text{m}^2 \times \text{hora}$ o inferior) para ayudar al calentamiento de la hoja, actuando como un aislador, conservando el calor que escapa a través de la hoja.

En la zona de evaporación de rango constante, una alta permeabilidad de la tela ($6,400 \text{ m}^3/\text{m}^2 \times \text{hora}$ o superior) puede ser recomendado para permitir que la evaporación tenga lugar más fácilmente. La característica del movimiento del aire de la tela es más importante en esta zona. Para una tela cubriendo solamente la zona de rango de caída, una permeabilidad media ($4,200 \text{ m}^3/\text{m}^2 \times \text{hora}$) debe ser usada para ayudar a mantener el calor dentro de la hoja, de tal manera que pueda ir para las "últimas pocas caídas de agua". Esto requiere la necesidad de una buena superficie de contacto.

La alta permeabilidad podría ser mantenida para aumentar el movimiento del aire dentro del bolsillo.

Condiciones químicas

El poliéster tiene buena resistencia a las condiciones ácidas, el nómex y las fibras de vidrio tienen buena resistencia a ambas condiciones ácidas y alcalinas.

Una vez que una construcción de tela ha sido determinada para resistir una particular condición de máquina, otros factores de diseño deben ser considerados para el rendimiento máximo y operación :

a) Area de contacto de la hoja

Generalmente una tela con una alta área de contacto con la hoja, inducirá una mejor transferencia de calor. Sin embargo, ya que la alta área de contacto podría implicar baja permeabilidad, siempre es necesario determinar un balance entre los dos evitando un sacrificio de la capacidad de secado.

b) Características superficiales

Algunos tipos de papel requieren de una superficie suave para prevenir las marcas en la hoja. El área de empate de la tela generalmente debe ser el factor determinante y el alambre de empa

te generalmente está en grados verticales.

c) Predisposición a la limpieza-resistencia al taponamiento

La permeabilidad y por lo tanto el performance económico de una tela de secador disminuye con la edad, por lo tanto es deseable construir telas de secador que sean inicialmente resistentes al taponamiento y subsecuentemente fáciles de limpiar. La mayoría de las telas monofilamento de hilo no apretado, caen dentro de esta categoría.

El trabajo está siendo hecho en el área de tratamiento de hilo especial para evitar taponamiento.

d) Velocidad

Generalmente a la más alta velocidad la más baja especificación de permeabilidad. Las primeras secciones en alta velocidad (610 m/min y arriba) las máquinas requieren niveles de permeabilidad más bajas a causa del potencial de disturbio de la hoja.

e) Telas simples superior e inferior (STB)

Reducida la vibración de la hoja permiten las más altas velocidades, resultando una producción

incrementada si la máquina tiene suficiente capacidad de secado después de la posición STB.

Analizando, la tela/hoja trabajan a través de un ciclo completo desde un secador superior alrededor del secador inferior y sobre el siguiente - secador superior (ver figura 31).

La cuña de vacío producida donde la tela/hoja - salen del secador superior, crean la necesidad de una superficie de tela con buenas propiedades de adhesión a la hoja-la hoja puede tratar de pegarse a la superficie del secador. La cuña de vacío creada cerca al secador inferior debe indicar la necesidad por baja permeabilidad-la hoja quizás sople completamente fuera de la tela, rompa y caiga en el primer piso. Donde la tela y la hoja voltean el secador inferior , la necesidad por una relativamente tela delgada con poca o ninguna diferencia en espesor en las costuras, es aparente. La cuña de vacío creada saliendo del secador inferior, produce un no requerimiento de diseño especial de tela. La cuña de presión creada próxima al secador superior produce la necesidad de un nivel de permeabilidad que debe permitir, cualquier aire atrapado entre la hoja y la tela, pasar libremente a

través de la tela; de otra manera la hoja puede burbujear y arrugar.

Las máquinas para papeles de impresión han sido el mejor record de éxitos, la mayoría de ellas - han sido de velocidad limitada (no de secado limitado) a causa de la vibración de la hoja. Las máquinas de papel oscuro (corrugado, liner, etc) según parece benefician a la mayoría desde el tiempo perdido por "roturas" de la hoja.

La experiencia industrial por datos indican que no más de 4-5 secadores inferiores (en un total de una sección de 50 secadores) deben ser incluidos en esta configuración.

Un nivel de permeabilidad de $800-1200 \text{ m}^3/\text{m}^2 \times \text{hora}$ debe ser satisfactorio para papeles de peso ligero, arriba de $4,800 \text{ m}^3/\text{m}^2 \times \text{hora}$ pueden ser usados en hojas de peso pesado.

El cuadro N° 10 muestra un resumen de laboratorio y campo basado en la experiencia por resistencia a la degradación al calor y a la humedad de hilos típicamente usados en telas de secador.

Cada uno de estos materiales también tienen un nivel diferente de resistencia a la degradación por los químicos. Porque no es usual encontrar una con

dición química en la sección de secado que deba tener efecto significativo en la selección del material del hilo, este asunto no es discutido.

ELEMENTOS BASICOS DEL DISEÑO DE TELA

Para sugerir las aplicaciones de las líneas guías, un conocimiento básico de hilos patrones de tejido deben ser examinados.

a) Propiedades de los materiales del hilo

Asbesto

Esta fibra mineral es un pobre conductor del calor y es fuerte para resistir altas temperaturas, usados en el proceso de fabricación de papel por la naturaleza de su capacidad para absorber ácidos y protegidos por hilos de algodón de la degradación química. El fieltro de Asbesto/Algodón era el estandar para la industria por muchos años.

Nylon

La estructura química del nylon resulta en un hilo, el cual tiene buena resistencia a la degradación hidrolítica a bajas temperaturas. Sobre 149°C, la degradación se presenta completamente rápido, el nylon es utilizable en monofilamento y en forma de hilo cardado.

Poliester

La estructura química del poliester a ofrecido históricamente pobre resistencia a la degradación por el "calor húmedo", pero buena resistencia a la degradación por el "calor seco". La nueva generación de fibra de poliester ha sido desarrollado con mejorada resistencia al calor húmedo que incrementa la versatilidad de este material para la aplicación de tela de secador. Está disponible en monofilamento y en forma de hilo cardado.

Nómex

Esta fibra tiene excelente resistencia a la degradación causada por el alto calor y humedad. El nómex es disponible solamente en multifilamento e hilo cardado.

Es uno de los más deseables y útiles hilos para uso en las telas de secador, sin embargo es más costoso que el nylon o poliester.

Fibra de vidrio

Se presenta bajo dos formas básicas : filamento continuo e hilo cardado, para el uso de tela de secador el tipo de filamento continuo es más comunmente usado.

La propiedad más notable de la fibra de vidrio es -

que no debe quemar.

Tiene excelente resistencia al calor y degradación por la mayoría de ácidos y álcalis.

La continua flexión de la fibra de vidrio debe eventualmente causar falla total del hilo, por lo tanto no es usado como un hilo de carga orientado en dirección máquina (DM), pero es usado como una gran ventaja en dirección contraria (DC).

Acrílico

A causa de su estructura química este hilo tiene buena resistencia a la degradación por la humedad y el calor, sin embargo hace excesivo estiramiento a la temperatura encontrada en la sección secado, por lo tanto no es apropiado para uso como hilo de carga orientando en dirección máquina (DM).

Kevlar

La única estructura molecular de Kevlar proporciona un hilo de excepcional fuerza, sin embargo no es igual al nómex en su resistencia a la degradación a temperaturas elevadas. Su resistencia a la abrasión es también pobre.

b) Tipos de hilos

Los hilos usados en la manufactura de telas de secador pueden ser caracterizados como uno de

los tres tipos

Hilo monofilamento

Este es un simple y relativamente largo filamento, hecho de material sintético, generalmente nylon y poliéster, para telas de secador de \emptyset 0.381 a \emptyset 0.635 mm son típicos.

Hilo multifilamento

Este es un hilo que tiene muchos y pequeños filamentos continuos retorcidos, unidos para formar un hilo simple. El total de filamentos por hilos individuales pueden variar ampliamente de 200-300, dependiendo del tipo exacto y diámetro requerido. Esos hilos individuales están generalmente retorcidos conjuntamente para formar un triple pliegue o mas hilos.

Hilo cardado

Un hilo cardado está construido por filamentos continuos cortados en pequeñas longitudes (50-152 mm) y enroscándolos en hilos de peso predeterminado. Este proceso es similar al del hilado de algodón o lana.

c) Patrones de tejido comun

La vestidura del secador está tejido de una fi-

bra flexible. Hilos curvados alimentados a través de un conducto fibroso flexible a un rango y espaciamiento predeterminado, son hilos en dirección máquina en el acabado de la tela. Los hilos de relleno tejidos dentro de la vestidura por una lanzadera pasando por la parte posterior y por delante a todo lo ancho del conducto fibroso, son los hilos a través de la dirección contraria a la máquina (DC) en el acabado de la tela.

Hay dos patrones básicos de tejido usado en la producción de telas de secador: doble y triple. Cada uno puede ser modificado en algún grado para producir un efecto especial deseado, por ejemplo un hilo cardado puede ser tejido en una posición que debe producir una hoja "suave" superficialmente, mientras que un hilo de mayor rigidez puede ser tejido en otra posición de relleno para incrementar la estabilidad de la tela.

Tejido doble

El patrón del tejido doble puede ser descrito simplemente como dos capas de tejido de hilos de relleno junto con los hilos curvados que son común para ambas "caras" de la vestidura (ver -

figura 32).

- Tejido triple

El patrón de tejido triple mostrado en la figura 32 (hay una serie de variaciones) pueden ser descritas como tres capas de hilos de relleno - tejidos juntos en dos juegos de los hilos curvados. Cada juego de los hilos curvados teje dentro de dos de las tres capas de los hilos de relleno. La capa central de los hilos de relleno es común para ambos juegos de hilos curvados.

Cualquier tejido curvado debe aparecer en una superficie de la vestidura, pero no en la otra superficie.

Una ventaja de este patrón es que una serie de condiciones abrasivas en la sección de secado puede gastar completamente a través de los hilos curvados en una superficie y no resulta en una completa y repentina falla del total de la tela.

De lo expuesto se recomienda la siguiente selección de telas para la sección secado

GRUPO I

Configuración : tela simple superior o inferior (SPB)

Medidas : 35 x 5 metros

Composición :

- hilos curvados poliéster, hilo tipo mono-
- hilos de relleno filamento

Patrón de tejido doble

Permeabilidad : 4,800 m³/m² x hr

GRUPOS II y III

Configuración : Convencional (superior e inferior)

Medidas : 72 x 5 mts - segundo grupo
 : 145 x 5 mts - tercer grupo

Composición :

- hilos curvados nómex, hilo tipo multifila
- hilos de relleno mento

Patrón de tejido doble

Permeabilidad : 6,400 m³/m² x hr

GRUPOS IV y V

Configuración : Convencional (superior e inferior)

Medidas : 104 x 5 mts

Composición :

- hilos curvados nómex, hilo tipo multifila
- hilos de relleno mento

Patrón de tejido doble

Permeabilidad : 4,200 m³/m² x hr

4.4. MEJORA DE LA EXTRACCION DE CONDENSADO DE LOS CILINDROS SECADORES

4.4.1. Diferenciales de presión óptimos.

Los diferenciales de presión de vapor óptimos serán calculados y definidos para los tres tipos de papel, esto es teniendo en cuenta las siguientes condiciones de operación

- Producción de diseño (C) 15 TM/hr
- Humedad de la hoja entrando al secado 63.5%
- Humedad de la hoja saliendo del secado 7%

Tenemos :

$$\text{Kgs H}_2\text{O evaporada /hr} = 1000 CW_f \dots\dots(16)$$

De (1) :

$$W_f = \frac{63.5 - 7}{100 - 63.5} \quad W_f = 1.548$$

entonces de (16) :

$$\text{Kgs H}_2\text{O evap/hr} = 1000 \times 15 \times 1.548 = 23,220 \text{ Kgs H}_2\text{O evap/hr (L1)}$$

- Cantidad de calor para evaporar un kilogramo de H₂O del papel secado (kJ/Kg H₂O evap) - L2 de página 82.

Calor para evaporar el H ₂ O	1.06	Kgs
a) Calor de desabsorción	0.01	
b) Calor en el condensador de vacío	0.03	
c) Calor en la hoja de papel	0.03	
d) Pérdidas generales	0.03	
	1.16	Kgv/Kg H ₂ O evap.

como está referido a vapor de 1134 KPa (2375 kJ/Kgs)

entonces

$$L2 = 1.16 \times 2375 = 2,755 \text{ kJ/Kg H}_2\text{O evap.}$$

a) Diferenciales de presión óptimos para K.S.
Clupak (peso base: 110 gr/m^2)

Primeramente se procede al cálculo de la presión de vapor promedio compensado. Pasos a seguir:

(L3) Requerimiento de calor ($\text{kJ/m}^2 \times \text{hr}$)

$$L3 = \frac{L2 \times L1}{S}$$

$S = 1051 \text{ m}^2$ superficie secante total, ver -
página 103.

$$L3 = \frac{2755 \times 23220}{1051} = 60,867 \text{ kJ/m}^2 \times \text{hr}$$

(L4) Coeficiente global de transferencia de -
calor, factor "U"

$L4$ (factor "U") = $765 \text{ kJ/m}^2 \times \text{hr} \times ^\circ\text{C}$ va
lor promedio, ver cuadro 11

(L5) Coeficiente global de transferencia de -
calor corregido :

$$L5 = L4 + 10\% L4$$

10% $L4$ valor afectado por los equipos -
de ventilación de bolsillos

$$L5 = 842 \text{ kJ/hr} \times \text{m}^2 \times ^\circ\text{C}$$

(L6) Diferencia de temperaturas (ΔT)

$$L6 (\Delta T) = \frac{L3}{L5} = \frac{60,867}{842} = 72^\circ\text{C}$$

(L7) Temperatura de evaporación promedio de -
la hoja.

$$L7 = 85^{\circ}\text{C}$$

(L8) Temperatura del vapor promedio compensado (T_s)

$$L8 (T_s) = L6 + L7 = 72 + 85 = 157^{\circ}\text{C}$$

En las tablas de vapor se determina la presión de promedio compensado, luego :

$$T_s = 157^{\circ}\text{C} \quad ; \quad P_s = 572 \text{ KPa}$$

Entonces se logra confeccionar el cuadro N° 12.

Finalmente tenemos los valores de los diferenciales de presión óptimos para K.S Clupak :

GRUPO DE SECADO	ΔP OPTIMO (KPa)
V	600
IV	300
III	722
II	130
I	47

Conocido el valor de " T_s " y al calcular " R_w " se está en condición de determinar el rango de capacidad de secado en la figura 23 ;

De (13) :

$$R_w = R_p \times W_f$$

también de (14) :

$$R_p = \frac{1000 C}{S} \quad \begin{array}{l} C = 15 \text{ TM/hr} \\ S = 1051 \text{ m}^2 \end{array}$$

$$R_p = \frac{1000 \times 15}{1051} = 14.27 \text{ Kg papel seco/hr.m}^2$$

Como $W_f = 1.548 \text{ Kg.H}_2\text{O evap/Kg papel secado}$

En (13) :

$$R_w = 14.27 \times 1.548$$

$$R_w = 22.1 \text{ Kg.H}_2\text{O evap/hr x m}^2$$

Haciendo uso de la figura 23 se observa que ha mejorado el rango de capacidad de secado, respecto a las condiciones actuales (bastante próximo a la línea 3 "Rango bueno").

- Es importante conocer la humedad de la hoja de papel a través de la sección secado.

Procedimiento a seguir :

$$\dot{Q} = \dot{m}_v (h_v - h_f) \times N \quad \dots \dots \dots (17)$$

donde \dot{Q} calor transferido $\dots \dots \dots$ kJ/hr
 \dot{m}_v flujo de vapor por cada cilindro secador $\dots \dots \dots$ Kg/hr
 h_v calor total del vapor $\dots \dots \dots$ kJ/hr
 h_f calor del líquido $\dots \dots \dots$ kJ/Kg
 N número de cilindros secadores

GRUPO I

$$\dot{Q}_I = \dot{m}_v (h_{v1} - h_{f1}) \times 6$$

$$h_{v1}(148 \text{ KPa}) = 2690 \text{ kJ/Kg}$$

$$h_{f1}(148 \text{ KPa}) = 465 \text{ kJ/Kg}$$

$$Q_I = m_v (13,350)$$

GRUPO II

$$\dot{Q}_{II} = m (h_{v2} - h_{f2}) \times 10$$

$$h_{v2}(278 \text{ KPa}) = 2718.5 \text{ kJ/Kg}$$

$$h_{f1}(278 \text{ KPa}) = 550 \text{ kJ/Kg}$$

$$Q_{II} = m_v (21,685)$$

GRUPO III

$$Q_{III} = m_v (h_{v3} - h_{f3}) \times 20$$

$$h_{v3}(1000 \text{ KPa}) = 2773.4 \text{ kJ/Kg}$$

$$h_{f3}(1000 \text{ KPa}) = 761.5 \text{ kJ/Kg}$$

$$Q_{III} = m_v (40,238)$$

GRUPO IV

$$\dot{Q}_{IV} = m_v (h_{v3} - h_{f4}) \times 4$$

$$h_{v4}(400 \text{ KPa}) = 2,735 \text{ kJ/Kg}$$

$$h_{f4}(400 \text{ KPa}) = 603.7 \text{ kJ/Kg}$$

$$\dot{Q}_{IV} = m_v (8,525.2)$$

GRUPO V

$$Q_V = \dot{m}_v (h_{v5} - h_{f5}) \quad 6$$

$$h_{v5}(1000 \text{ KPa}) = 2773.4 \text{ kJ/Kg}$$

$$h_{f5}(1000 \text{ KPa}) = 761.5 \text{ kJ/Kg}$$

$$\dot{Q}_v = \dot{m}_v (12,071.4)$$

Determinación del flujo de vapor (\dot{m}_v) en función del requerimiento de calor total \dot{Q}_t :

$$\dot{Q}_I + \dot{Q}_{II} + \dot{Q}_{III} + \dot{Q}_{IV} + \dot{Q}_v + \dot{Q}_t$$

donde : $\dot{Q}_t = L_1 \times L_2$

$$\dot{Q}_t = 23,220 \text{ Kgs H}_2\text{O evap/hr} \times 2,755 \text{ kJ/Kg H}_2\text{O}_{\text{evap.}}$$

$$\dot{Q}_t = 63'971,100 \text{ kJ/hr}$$

reemplazando datos :

$$\dot{m}_v (13,350 + 21,685 + 40,238 + 8,525.2 + 12,071.4) = 63'971,100 \text{ kJ/hr}$$

$$\dot{m}_v = 667 \text{ Kgs/hr}$$

así se obtiene el cuadro N° 13.

Con lo cual se determina W_f para cada grupo de secado (ver figura 33) secuencia de cálculo para Grupo I .

$$\Delta W_{fI} = \frac{63.5 - 61.52}{100 - 63.5} = 0.054$$

$$W_{fI} = W_f - \Delta W_{fI}$$

$$W_{fI} = 1.548 - 0.054 = 1.494 \text{ Kgs H}_2\text{O evap/Kg papel secado}$$

luego $W_{fII} = 1.101 \text{ Kgs H}_2\text{O evap/Kg papel secado}$

$$W_{fIII} = 0.598 \text{ Kgs H}_2\text{O evap/Kg papel secado}$$

$$W_{fIV} = 0.491 \text{ Kgs H}_2\text{O evap/Kg papel secado}$$

$$W_{fV} = 0.397 \text{ Kgs H}_2\text{O evap/Kg papel secado}$$

- b) Diferenciales de presión optimos para Medio Corrugado (peso base: 135 gr/m²)

Primeramente se determina la presión de promedio compensado.

(L3) requerimiento de calor kJ/hr x m²

$$L3 = \frac{L1 \times L2}{S} = \frac{2755 \times 23220}{1051} = \frac{63971100}{1051}$$

$$L3 = 60,867 \text{ kJ/hr x m}^2$$

(L4) Coeficiente global de transferencia de calor, factor "U"

$$L4 = (\text{factor "U"}) = 735 \text{ kJ/hr x m}^2 \times ^\circ\text{C}$$

valor promedio (ver cuadro 11)

(L5) Coeficiente global de transferencia de calor corregido.

$$L5 = L4 \text{ 10\% (14)}$$

10% L4 valor afectado por los equipos de ventilación de bolsillos.

$$L5 = 808.5 \text{ kJ/hr x m}^2 \times ^\circ\text{C}$$

(L6) Diferencia de temperaturas (ΔT)

$$L6(\Delta T) = \frac{L3}{L5} = \frac{60867}{808.5} = 75^\circ\text{C}$$

(L7) Temperatura de evaporación promedio de la hoja de papel. L7 = 85°C

(L8) Temperatura de vapor promedio compensado

$$L8(T_s) = L6 + L7 = 75 + 85 = 160^\circ\text{C}$$

De tablas de vapor

$$T_s = 160^\circ\text{C} \quad ; \quad p_s = 620 \text{ KPa}$$

luego se logra confeccionar el cuadro N°
14

Finalmente tenemos los valores de los diferenciales de presión óptimos para Medio Corrugado

GRUPO DE SECADO	ΔP OPTIMO (KPa)
V	660
IV	339
III	795
II	160
I	44

Igualmente para el caso de papel K.S. Clupak :

$$R_w = 22.1 \text{ Kgs H}_2\text{O evap/hr x m}^2 \quad ; \quad T_s = 160^\circ\text{C}$$

y haciendo uso de la figura 23 se observa que ha mejorado el rango de capacidad de secado, respecto a las condiciones actuales.

Es también importante conocer la humedad de la hoja a través de la sección secado.

Procedimiento a seguir

GRUPO I

$$Q_I = m_v (h_{v1} - h_{f1}) \times 6$$

$$h_{v1}(145 \text{ KPa}) = 2689.1$$

$$h_{f1}(145 \text{ KPa}) = 462$$

$$Q_I = m_v (13,362.6)$$

GRUPO II

$$Q_{II} = m (h_{v2} - h_{f2}) \times 10$$

$$h_{v2}(305 \text{ KPa}) = 2722.8$$

$$h_{f2}(305 \text{ KPa}) = 562.4$$

$$Q_{II} = m_v (21,604)$$

GRUPO III

$$Q_{III} = m_v (h_{v3} - h_{f3}) \times 20$$

$$h_{v3}(1100 \text{ KPa}) = 2776.9$$

$$h_{f3}(1100 \text{ KPa}) = 780.6$$

$$Q_{III} = m_v (39,926)$$

GRUPO IV

$$Q_{IV} = m_v (h_{v4} - h_{f4}) \times 4$$

$$h_{v4}(440 \text{ KPa}) = 2739.2$$

$$h_{f4}(440 \text{ KPa}) = 619.2$$

$$Q_{IV} = m_v (8,480)$$

GRUPO V

$$\dot{Q}_v = \dot{m}_v (h_{v5} - h_{f5}) \times 6$$

$$h_{v5}(1100 \text{ KPa}) = 2776.9$$

$$h_{f5}(1100 \text{ KPa}) = 780.6$$

$$\dot{Q}_v = \dot{m}_v (11,977.3)$$

Determinación del flujo de vapor (\dot{m}_v) en función del requerimiento del calor total :

$$\dot{Q}_I + \dot{Q}_{II} + \dot{Q}_{III} + \dot{Q}_{IV} + \dot{Q}_v = \dot{Q}_{total}$$

reemplazando datos :

$$\dot{m}_v (13,362.6 + 21,604 + 39,926 + 8,480 + 11,977.8) = 63971100 \text{ kJ/hr}$$

$$\dot{m}_v = 670.9 \text{ Kgs/hr}$$

así se obtiene el cuadro N° 15

Con lo cual se determina W_f para cada grupo de secado (ver figura 34) secuencia de cálculo para Grupo I :

$$\Delta W_{fI} = \frac{63.5 - 61.52}{100 - 63.5} = 0.054$$

$$W_{fI} = W_f - \Delta W_{fI} = 1.543 - 0.054 = 1.494 \text{ Kgs H}_2\text{O evap/Kg papel secado}$$

luego :

$$W_{fII} = 1.101 \text{ Kgs H}_2\text{O evap/Kg papel secado}$$

$$W_{fIII} = 0.598 \text{ Kgs H}_2\text{O evap/Kg papel secado}$$

$$W_{fIV} - 0.491 \text{ Kgs } H_2O \text{ evap/Kg papel secado}$$

$$W_{fV} - 0.397 \text{ Kgs } H_2O \text{ evap/Kg papel secado}$$

c) Diferenciales de presión óptimas para LINER "T"
(peso base: 210 gr/m²)

Primeramente se determina la presión de promedio compensado.

(L3) Requerimiento de calor (kJ/hr x m²)

$$L3 = 60,867 \text{ kJ/hr x m}^2$$

(L4) Coeficiente global de transferencia de calor,
factor "U"

$$L4 \text{ (factor "U")} = 765 \text{ kJ/hr x m}^2 \text{ x } ^\circ\text{C} \text{ valor promedio del cuadro N}^\circ 11.$$

Al comparar el valor de L4 con el del tipo de papel K.S Clupak lleva a la conclusión que los valores a determinar en adelante, sean idénticos

4.5. CONDICIONES OPTIMAS DEL SISTEMA DE VENTILACION=EXTRACCION Y CAPOTA CERRADA

4.5.1. Cálculo del aire requerido para una producción de diseño de 15 TMPH

Datos

Producción en 22 horas : 335 TMPD ó 15 TMPD

Humedad de la hoja entrando 63.5%

Humedad de la hoja saliendo	7%
Kgs H ₂ O evap/Kg papel secado	1.548
Humedad en aire de extracción: H ₂ O evap/Kg a.s	0.12 Kgs
Humedad del aire ambiente H ₂ O evap/Kg a.s	0.013 Kgs
a TBS = 21°C y TBH = 19°C	
Ventilación	: 70%
Infiltración	30%

Cálculos

Evaporación de la hoja de papel

$$23,220 \text{ Kgs H}_2\text{O evap/hr} \quad (\text{dato})$$

Balance de H₂O

$$\text{Aire extracción} = X \text{ Kgs}_{a.s}/\text{hr}$$

$$\text{Aire ventilación} = 0.7X \text{ "}$$

$$\text{Aire infiltración} = 0.3X \text{ "}$$

de (7) :

$$\dot{m}_{a.e} + \dot{m}_{a.c} + \dot{m}_{inf} - \dot{m}_{ext}$$

Identificación de datos

$$\dot{m}_{a.e} = 23,220 \text{ Kgs H}_2\text{O evap/hr}$$

$$\dot{m}_{a.c} = 0.7X (0.013) \text{ Kgs H}_2\text{O evap/hr}$$

$$\dot{m}_{inf} = 0.3X (0.013) \text{ Kgs H}_2\text{O evap/hr}$$

$$\dot{m}_{ext} = X (0.12) \text{ Kgs H}_2\text{O evap/hr}$$

en (7)

$$23,220 + 0.7X (0.013) + 0.3X (0.013) = X(0.12)$$

$$X = 217,010 \text{ Kgs}_{a.s}$$

Luego los requerimientos son:

Aire extracción - 217,010 $\text{Kgs}_{a.s}/\text{hr}$

Aire ventilación - 151,907 "

Aire infiltración - 65,103 "

Aire de ventilación de 21°C (TBS) y 19°C (TBH),
tiene un volumen específico de $0.832 \text{ m}^3/\text{Kg}_{a.s}$;
entonces

$$151,907 \text{ Kg}_{a.s}/\text{hr} \times 0.832 \text{ m}^3/\text{Kg}_{a.s} = 126,387 \text{ m}^3/\text{hr}$$

4.5.2. Requerimiento de los equipos de ventilación y condiciones de operación

Del cuadro N° 7 puede verse que de los 4 (cuatro) equipos de ventilación actuales, la combinación de tres (3), cualquiera de ellas están sobre los $188,000 \text{ m}^3/\text{hr}$; superior en 45% el aire requerido (calculado en el subcapítulo anterior).

Cálculos de comprobación de las unidades de calentamiento

Para una producción de 15 TM/hr se ha encontrado una cantidad de aire de ventilación necesaria y suficiente de

$151,907 \text{ Kg}_{a.s}/\text{hr} \div 3 = 50,636 \text{ Kg}_{a.s}/\text{hr}$ por ventilador y que equivalen a $42,129 \text{ m}^3/\text{hr}$

De acuerdo a las capacidades de diseño de los calentadores, en lo que a volumen se refiere son de $60,000$ y $70,000 \text{ m}^3/\text{hr}$ que compara favorablemente en 42% y 66% con la requerida de $42,129 \text{ m}^3/\text{hr}$ respectivamente.

Luego tres equipos de ventilación, cualesquiera de los cuatro existentes, son suficientes para procesar el total de aire de $126,387 \text{ m}^3/\text{hr}$.

Temperaturas alcanzadas con diferentes capacidades de transferencia de calor en base a datos de diseño.

Datos de diseño de los calentadores

1. Calentadores de bolsillo (Nros. 2 y 4)

Baja + Alta presión

$9'738,979 \text{ kJ/hr}$

$70,000 \text{ m}^3/\text{hr}$

$10/45^\circ\text{C}$ a 176.5°C

2. Calentadores de fondo (Nros. 1 y 3)

Baja + Alta presión

$8'031,462 \text{ kJ/hr}$

$60,000 \text{ m}^3/\text{hr}$

$10/45^\circ\text{C}$ a 176.5°C

a) De bolsillos (para cada unidad de calentamiento)

Balance de calor

de (12) por similitud

$$\dot{Q} = \dot{m}_{a.s} c_{p_{a.s}} (T_{100} - T_a) + \dot{m}_{a.s} w_e c_{p_v}$$

datos :

$$m_{a.s} = 50,636 \text{ Kgs/hr}$$

$$c_{p_{a.s}} = 1.0 \text{ kJ/Kg} \times ^\circ\text{C}$$

$$T_{100} = \text{temperatura al 100\% de transferencia de calor}$$

$$T_a = 21^\circ\text{C} - \text{temperatura del ambiente}$$

$$w_e = 0.013 \text{ Kgs H}_2\text{O evap/Kg}_{a.s}$$

$$c_{p_v} = 1.88 \text{ kJ/Kg} \times ^\circ\text{C}$$

en (12) :

$$9'738,979 = 50,636 \times 1(T_{100} - 21) + 50,636 \times 0.013 (T_{100} - 21)$$

$$T_{100} = \frac{9'738,979}{51,294.3} + 21$$

$$T_{100} = 210.8^\circ\text{C}$$

Así se logra obtener :

$$T_{90} = 191.8^\circ\text{C}$$

$$T_{85} = 182.4^\circ\text{C}$$

$$T_{80} = 172.9^\circ\text{C}$$

$$T_{70} = 153.9^\circ\text{C}$$

$$T_{60} - 134.9^{\circ}\text{C}$$

$$T_{55} - 125.4^{\circ}\text{C}$$

$$T_{50} - 115.9^{\circ}\text{C}$$

b) De Fondo (para cada unidad de calentamiento).

Se hace el mismo balance de agua y calor considerando 8'031,462 kJ/hr, entonces se obtiene:

$$T_{100} - 177.6^{\circ}\text{C}$$

$$T_{90} - 161.9^{\circ}\text{C}$$

$$T_{85} - 154.1^{\circ}\text{C}$$

$$T_{80} - 146.2^{\circ}\text{C}$$

$$T_{70} - 130.6^{\circ}\text{C}$$

$$T_{60} - 114.9^{\circ}\text{C}$$

$$T_{55} - 107.1^{\circ}\text{C}$$

$$T_{50} - 99.3^{\circ}\text{C}$$

c) Determinación de temperatura de mezcla (t_m) :
aire de ventilación + infiltración

	C1	C2
	2	1
Combinación de ventiladores	4	3
	1	2

Flujo por ventilador 50,636 Kg_{a.s}/hr

Flujo por infiltración 65,103 Kg_{a.s}/hr

COMBINACION $C_1(2,4,1)$

Tenemos que

$$t_m = \frac{c_1 \dot{m}_1 t_1 + c_2 \dot{m}_2 t_2 + c_3 \dot{m}_3 t_3 + \dots}{c_1 \dot{m}_1 + c_2 \dot{m}_2 + c_3 \dot{m}_3 + \dots} \quad (17a)$$

donde :

$\dot{m}_1, \dot{m}_2, \dot{m}_3 \dots$ flujo constante y permanente

$c_1, c_2, c_3 \dots$ calores especificos

$t_1, t_2, t_3 \dots$ temperaturas

En este caso tratándose del mismo fluido (aire)

$c_1 = c_2 = c_3 = \dots$, simplificando :

$$t_m = \frac{\dot{m}_1 t_1 + \dot{m}_2 t_2 + \dot{m}_3 t_3}{\dot{m}_1 + \dot{m}_2 + \dot{m}_3} \quad \dots \quad (17b)$$

reemplazando datos en (17b) :

$$t_m = \frac{50,636 \times 2(T_B) + 50,636(T_F) + 65,103(21)}{50,636 \times 3 + 65,103}$$

$$t_m = \frac{2T_B + T_F + 27}{4.286}$$

T_B = temperatura de ventiladores-bolsillos

T_F = temperatura de ventiladores-fondo

así se obtiene :

$$t_{m(100)} = 146.1^\circ\text{C} \quad ; \quad t_{m(970)} = 108.6^\circ\text{C}$$

$$t_{m(90)} = 133.6^\circ\text{C} \quad ; \quad t_{m(60)} = 96.1^\circ\text{C}$$

$$t_m(85) = 127.4^\circ\text{C} \quad ; \quad t_m(55) = 89.8^\circ\text{C}$$

$$t_m(80) = 121.1^\circ\text{C} \quad ; \quad t_m(50) = 83.6^\circ\text{C}$$

COMBINACION C₂ (1,3,2)

Se usa el mismo procedimiento anterior, obteniendo:

$$t_m = \frac{2T_F + T_B + 27}{4.286}$$

luego :

$$t_m(100) = 138.4^\circ\text{C} \quad ; \quad t_m(70) = 103.2^\circ\text{C}$$

$$t_m(90) = 126.6^\circ\text{C} \quad ; \quad t_m(60) = 91.4^\circ\text{C}$$

$$t_m(85) = 120.8^\circ\text{C} \quad ; \quad t_m(55) = 85.5^\circ\text{C}$$

$$t_m(80) = 114.8^\circ\text{C} \quad ; \quad t_m(50) = 79.7^\circ\text{C}$$

Temperatura aire de mezcla cuando uno de los calentadores sale fuera de servicio.

COMBINACION C₁ (calentador 2 ó 4 fuera de servicio)

reemplazando datos en (17b) :

$$t_m = \frac{50,636(T_B) + 50,636(T_F) + 50,636(21) + 65,103(21)}{50,636 \times 3 + 65,103}$$

$$t_m = \frac{T_B + T_F + 48}{4.286}$$

$$t_m(100) = 101.8^\circ\text{C} \quad ; \quad t_m(70) = 77.6^\circ\text{C}$$

$$t_m(90) = 93.7^\circ\text{C} \quad ; \quad t_m(60) = 69.5^\circ\text{C}$$

$$t_{m(85)} = 89.7^{\circ}\text{C} \quad ; \quad t_{m(55)} = 65.5^{\circ}\text{C}$$

$$t_{m(80)} = 85.7^{\circ}\text{C} \quad ; \quad t_{m(50)} = 61.4^{\circ}\text{C}$$

COMBINACION C₂ (calentador 1 ó 3 fuera de servicio)

Se obtienen los mismos valores que en el cálculo anterior.

Para mejor visualización de las temperaturas alcanzadas en los cálculos realizados previamente, se ha confeccionado el cuadro N° 16.

De los resultados obtenidos y considerando que la temperatura de la mezcla (aire de ventilación+infiltración) debe estar entre 90 a 110°C, se observa que las unidades de calentamiento no deben bajar del 60% en su eficiencia de intercambio de calor.

Algo más para demostrar que un cuarto equipo debe permanecer en stand-by , se han determinado las temperaturas de la mezcla (aire de ventilación + infiltración) que se alcanzarían si una unidad de calentamiento en servicio fallara. De los resultados obtenidos y recordando que la temperatura de mezcla (t) debe estar en el rango de 90 a 110°C, se encuentra que las dos unidades en servicio deben trabajar con 90% de capacidad; lo cual en condiciones reales es imposible de mantener por un período gran

de (tiempo de operación diaria: 22 horas). Por lo tanto un equipo completo debe estar listo para entrar en servicio inmediato.

4.6. IMPLEMENTACION

4.6.1. Instalacion de nuevas vestiduras del secador

Debido a los resultados óptimos de seleccionar un diseño de tela/permeabilidad, es necesario proceder a la instalación respectiva en todos los grupos de secado; esto es obedeciendo a los importantes arreglos descritos en el capítulo 4.3.

4.6.2. Instalacion de nuevas válvulas de soplado - para el control de los diferenciales de vapor en la sección secado

Nuevas válvulas de soplado que garanticen a apertura y cierre un poco antes de llegar a la temperatura de ebullición correspondiente a la presión de los cilindros secadores, o pocos grados debajo de la temperatura de vapor respectivamente. Esto es tanto para el primer y cuarto grupo de secado.

4.6.3. Implementación del sistema de ventilación - extracción y capota cerrada

4.6.3.1. Reparación integral de la capota

Implementar los paneles de deslizamiento posteriores o de fondo faltantes, puertas de cierre deterioradas y campanas (cámaras de extracción) con rajaduras y abolladuras.

Implementar el cierre de las áreas de entrada y salida de la hoja de papel a los secadores, dejando a pertura necesaria y suficiente de 80 m² total.

Acondicionamiento del aislamiento térmico de la capota cerrada.

La capota está construida de aluminio en plancha de 1/16" armada con acero estructural.

4.6.3.2. Implementación de los ductos de ventilación y extracción

Se refiere a los siguientes puntos a tratar :

Eliminación de los ductos de fondo de la sección secado, no necesarios por la implementación de telas secadoras (figura 24).

Eliminación de los ductos principales de ventilación de bolsillo y de fondo que se encuentran dentro de la capota.

Implementación de los ductos de bolsillo en toda la sección secado.

Obedeciendo a la configuración de la máquina se usarán 36 ductos de bolsillo distribuidos de la siguiente manera

GRUPO DE SECADO	CANTIDAD DE DUCTOS DE BOLSILLO
I	01
II	09
III	18
IV	03
V	05
TOTAL : 36	

esto es deducido del % de evaporación de H_2O en forma ponderada para los tres tipos de papel. Estos ductos de bolsillo (dibujo A-01) ubicados a 65 mm aproximadamente lejos de la hoja, soplan aire a velocidades chocantes de 2,600 m/min. a través de la tela en la cuña de vacío, donde la hoja de papel es aún soportada por el cilindro - secador (figura 35).

Implementación del ducto principal de ventilación para ductos de bolsillo a un solo cabezal, hacia el cual los ventiladores descargan aire caliente.

CALCULOS DE DUCTOS PARA VENTILACION DE BOLSILLO EN LA SECCION SECADO

El sistema de ventilación requiere de $126,387 \text{ m}^3/\text{hr}$ ($2106.5 \text{ m}^3/\text{min}$) ver capítulo 4.5.1, para efectos de cálculos se dará un 20% de exceso, luego en lo sucesivo se usará el valor de $2,500 \text{ m}^3/\text{min}$.

El esquema de la distribución en planta propuesta - en los ductos es como se muestra en la figura 36. Ahora para determinar la capacidad que debe tener - cada boca de salida del ducto de bolsillo (plano A-01) es cantidad de aire requerida (m^3/min)/número - de bocas de salida, es decir, capacidad de cada boca de salida = $69.5 \text{ m}^3/\text{min} \div 236 = 0.2945 \text{ m}^3/\text{min}$.

a) Elección de la velocidad en el ducto principal

Usar el cuadro 17 para determinar una velocidad del aire adecuado para el ducto principal de este sistema. Para lograr el equilibrio económico entre costo de instalación y costo de operación se recomienda velocidades menores en el colector de alimentación, en el caso de funcionar las 24 horas, siempre que el espacio lo permita. Se usará una velocidad de $950 \text{ m}/\text{min}$ para el ducto principal de esta instalación.

- b) Determinación de las dimensiones del ducto principal y ductos de bolsillo, incluyendo las pérdidas por rozamiento.

Para ello se ha confeccionado el cuadro 18 mostrando los valores por columnas.

El procedimiento es el siguiente :

1. Columna 1 "Sección de ducto"

Observando el esquema de la figura 36 se obtienen las secciones o tramos de ducto.

- 2 Columna 2 "Capacidad m^3/min "

En los pasos preliminares se ha determinado la capacidad del ducto principal y de las bocas de salida. Es así que por diferencia acumulativa se obtienen las capacidades de cada sección.

3. Columna 3 "Velocidad de diseño (950 m/min).

4. Columna 4 "Area de ducto"

Los valores de la columna (3) se obtiene de dividir columna 2/columna 3.

5. Columna 5 "Diámetro del ducto"

Determinada el área del ducto encontrar en el cuadro 19 la tubería de diámetro correspondiente al área más próxima al valor hallado. Evitar diámetros intermedios (correspondiente a diámetros fraccionarios en pul-

gadas) en esta etapa, pues los tubos de esos tamaños no son normales habitualmente y, por lo tanto, son más costosos.

Más adelante si fuera necesario dos o tres tamaños de ductos pueden ser llevados a valores intermedios si resultará económicamente rentable.

6. Cálculo de la velocidad efectiva del aire en el ducto.

Usar la figura 37 para determinar la velocidad real en cada ducto. Entrar en el gráfico con la cantidad de aire correspondiente a la que existe en el ducto y proyectar horizontalmente hacia la curva de diámetro del ducto. Leer la velocidad efectiva en el ducto en la escala de velocidades y anotar el valor en la columna 6 del cuadro 18.

La velocidad efectiva en el ducto debe ser en todos los casos, igual o mayor que la velocidad de diseño que se tabuló en la columna 3.

7. Cálculo de la presión de velocidad en el ducto

Conocida la velocidad efectiva se calcula la presión de velocidad en la tubería a partir

de la ecuación $h_v = (v/765)^2$, donde h_v - presión de velocidad en el ducto en cm H₂O, v = velocidad del aire en el ducto, m/min; el resultado del cálculo se anota en la columna 7 del cuadro 18.

8. Cálculo de la longitud equivalente de cada ducto.

Anotar la longitud total en línea recta de cada ducto, incluyendo cualquier caída vertical en la columna 8 del cuadro 18 (ver figura 36). Anotar ahora la longitud equivalente de cada codo existente en los tramos del ducto en la columna 9 del cuadro 18. Por conveniencia suponer que la longitud equivalente de un codo es 12 veces el diámetro de la tubería.

Encontrar la longitud total equivalente de cada tramo de tubería, tomando la suma de las columnas 8 y 9 en forma horizontal para cada tramo del ducto.

Anotar los resultados en la columna 10 del cuadro 18.

9. Determinación de la pérdida de carga efectiva en cada tubería

Usando la figura 37 se determina la resisten

cia en $\text{cm H}_2\text{O}$ por 100 m de cada tubería, entrando con los valores de la cantidad de aire y el diámetro del ducto respectivo. Anotar el valor hallado de la pérdida de carga en la columna 11. Se calcula la pérdida de carga efectiva en cada tramo del ducto multiplicando el valor de la resistencia por cada 100 m de tubería, columna 11 por la longitud total de la tubería, columna 10 dividida por 100, reunir los resultados en la columna 12 del cuadro 18.

c) En la parte inferior del cuadro 18 se tiene listado las pérdidas de carga efectiva por lo siguiente

1. Presión de trabajo en la boca salida

Considerar que la presión requerida es de $1.0 \text{ cm H}_2\text{O}$ para cada boca de salida del sistema.

2. Pérdida de carga del filtro

Es práctica habitual en el proyecto industrial la de calcular los sistemas en base a los valores de filtros sucios, es decir, que la pérdida de carga usada en los cálculos del proyecto es la resistencia de un filtro que contiene la cantidad máxima permisible de polvo bajo condiciones normales de -

trabajo. La pérdida de carga de filtros sencillos puede variar de 1.5-15 cm H₂O o más.

Suponer que la pérdida de carga en el filtro usado por este sistema es de 5 cm H₂O.

Sumar la pérdida de carga del filtro a la resistencia de los ductos.

3. Pérdida de carga entrada a la campana

Es igual a 0.5 veces la presión de velocidad efectiva $h_v = \left(\frac{v}{765}\right)^2$. La velocidad en la entrada de la campana es de 180 m/min, luego

$$\text{pérdida de carga(campana)} = 0.5 \left(\frac{180}{765}\right)^2 = 0.03 \text{ cm H}_2\text{O}$$

4. Pérdida de carga del calentador

La mayoría de los fabricantes publican tablas de pérdidas por rozamiento en calentadores en función de la velocidad del aire sobre la superficie del calentador y del número de filas de tubos. La figura 38 es un gráfico típico de pérdidas por rozamiento y puede ser usado con seguridad para la elección preliminar y aproximada de calentadores.

Así, la figura 38 indica que en un calentador con velocidad en la superficie de 180 m/min y 8 filas de tubos hay una pérdida por rozamiento de 1.4 cm H₂O.

5. Pérdida de carga en la compuerta

En instalaciones típicas la presión estática varía entre 0.75 y 1.25 cm H₂O (valor tomado por los cálculos).

d) Determinación de la presión requerida de descarga estática del ventilador

La presión estática total requerida en la descarga del ventilador - pérdida por rozamiento en el ducto y accesorio + pérdida de velocidad entre la primera y la última sección del ducto, todo - medido en cm H₂O. La primera variable ya ha sido calculada (ver cuadro 18), por lo tanto falta calcular la pérdida de velocidad.

La velocidad del aire en un ducto es \bar{v} - flujo - volumétrico (m³/min)/área(m²). Para la sección compuerta - "A"; $\bar{v}_a = 2500 \text{ m}^3/\text{min}/2.626 \text{ m}^2 = 955 \text{ m}/\text{min}$; para la boca de salida es $v_d = 0.2945 \text{ m}^3/\text{min} \div 1.131 \times 10^{-4} \text{ m}^2 = 2600 \text{ m}/\text{min}$. Higgs da la siguiente ecuación para el cálculo de la pérdida

$$P = 2.79 \left[\left(\frac{v_d}{1220} \right)^2 - \left(\frac{v_a}{1220} \right)^2 \right] \dots\dots \text{cm H}_2\text{O}$$

$$= 2.79 \left[\left(\frac{2600}{1220} \right)^2 - \left(\frac{955}{1220} \right)^2 \right] = 10.96 \text{ cm H}_2\text{O}$$

$$\text{Presión estática total requerida} = 12.53 + 10.96 \\ - 23.5 \text{ cm H}_2\text{O}$$

De datos de diseño de los ventiladores para la máquina PPX-7

Caudal = $60.214 \text{ m}^3/\text{hr}$ (referido a aire seco estandar, ver cuadro 7)

Presión estática = $26.5 \text{ cm H}_2\text{O}$

Motor : 90 HP 1765 r.p.m.

Como se puede observar la presión estática disponible por el ventilador es mayor que la presión estática requerida por el sistema de ventilación proyectado; estando conforme.

Instalación de aislamiento térmico al ducto de ventilación de aire, con fibra de vidrio. El espesor de aislamiento a usar es según el cuadro 20

4.6.3.3. Implementación de compuerta para regulación de flujo en ductos de ventilación y extracción de aire

Instalación de una compuerta en la entrada de los ventiladores de inyección de aire caliente, ver planos A-02 y A-03.

Instalación de cuatro compuertas en los ductos de aire de extracción, inmediatamente antes de cada extractor, ver planos A-04 y A-05.

4.6.3.4. Implementación de equipos de medición y control para el sistema de ventilación extracción y capota cerrada

Los controles son los siguientes

1. Control de temperatura
2. Control de volumen

El paquete de control se encuentra dentro de la consola de control que esta localizada en el cuarto de máquina.

La temperatura del aire de ventilación es controlada por un controlador indicador de temperatura. Indicación de temperatura de mezcla (ventilación + infiltración) que está en la consola.

El volumen de ventilación de aire caliente puede ser controlado por el cilindro neumático de la compuerta, el cual es accionado por una válvula solenoide de 3 vías activada por los botones de abrir y cerrar la compuerta, desde la estación de control manual remota localizada en la consola de control.

El volumen de extracción de aire húmedo puede ser controlado por los cilindros neumáticos de las cuatro compuertas accionadas también por una válvula solenoide de 3 vías activadas por los botones de abrir y cerrar las compuertas.

Relación de equipos de medición y control

Controlador, registrador e indicador de temperatura (01 unidad).

Transmisores de temperatura (02 unidades).

Válvulas automáticas (04 unidades) para las líneas de vapor en los calentadores de aire Nros. 1,2,3 y 4.

Indicador de temperatura para aire de mezcla (ventilación+infiltración).

Válvulas solenoides de 3 vías (02 unidades).

Cilindro neumático de \emptyset 125 (01 unidad)

Cilindro neumático de \emptyset 100 (04 unidades).

Consola de control.

4.6.3.5 Implementación del aislamiento térmico en la línea de vapor y condensado para los calentadores de aire

Instalación del aislamiento térmico en la tubería de vapor (\emptyset 101.6) en un tramo de 50 m, espesor del aislamiento igual a 38.1 mm.

Instalación del aislamiento térmico en la tubería de condensado y vapor flash (\emptyset 101.6) en un tramo de 30 m, espesor del aislamiento igual a 38.1 mm.

Material del aislamiento para ambos casos: fibra de vidrio. El espesor de aislamiento recomendado es -

según el cuadro 20.

4.6.3.6. Implementación de un nuevo calentador de aire como reserva (stand-by).

Instalación de un nuevo calentador de aire para el ventilador N° 1, ver plano A-06.

CALCULO DEL CALENTADOR DE AIRE PARA EL SISTEMA DE VENTILACION

Determinación de la carga de calentamiento total.

Para ello se tiene que considerar las condiciones más críticas o conservadoras; entonces haciendo uso de (12) :

$$\dot{Q} = \dot{m}_{a.s} C_{p_{a.s}} (T_s - T_e) + \dot{m}_{a.s} w_e C_{p_v} (T_s - T_e) \quad \dots \quad \text{kJ/hr}$$

$$\text{Datos : } \dot{m}_{a.s} = 50,635.7 \text{ Kg}_{a.s}/\text{hr}$$

$$C_{p_{a.s}} = 1.0 \text{ kJ/Kg } ^\circ\text{C}$$

$$T_s = 160^\circ\text{C} \text{ (temperatura de salida)}$$

valor requerido para la temperatura de mezcla promedio (ventilación + infiltración) de 90 a 110°C.

$$T_e = 15^\circ\text{C} \text{ (temperatura de entrada)}$$

$$w_e = 0.018 \text{ Kg}_{a.e}/\text{Kg}_{a.s}$$

$$C_{p_v} = 1.88 \text{ kJ/Kg } ^\circ\text{C}$$

en (12) :

$$\dot{Q} = 50,635.7 \times 1.0(160 - 15) + 50,635.7 (0.018) \times 1.88 (160 - 15)$$

$$Q = 7,590 \text{ MJ/hr}$$

a) Calentador de baja presión

El vapor que está a una presión de 101 KPa tiene una temperatura de 100°C (tabla de vapor).

El condensado a esta presión tiene la misma temperatura aproximadamente, por lo tanto la temperatura de entrada y salida del fluido calefactor es aproximadamente la misma. Considerando una elevación de temperatura del aire a calentar de 15°C a 50°C, entonces

Carga de calentamiento

$$\dot{Q} = 50,635.7 \times 1.0 (50 - 15) + 50,635.7 \times 0.018 \times 1.88 (50 - 15)$$

$$Q = 1,832 \text{ MJ/hr}$$

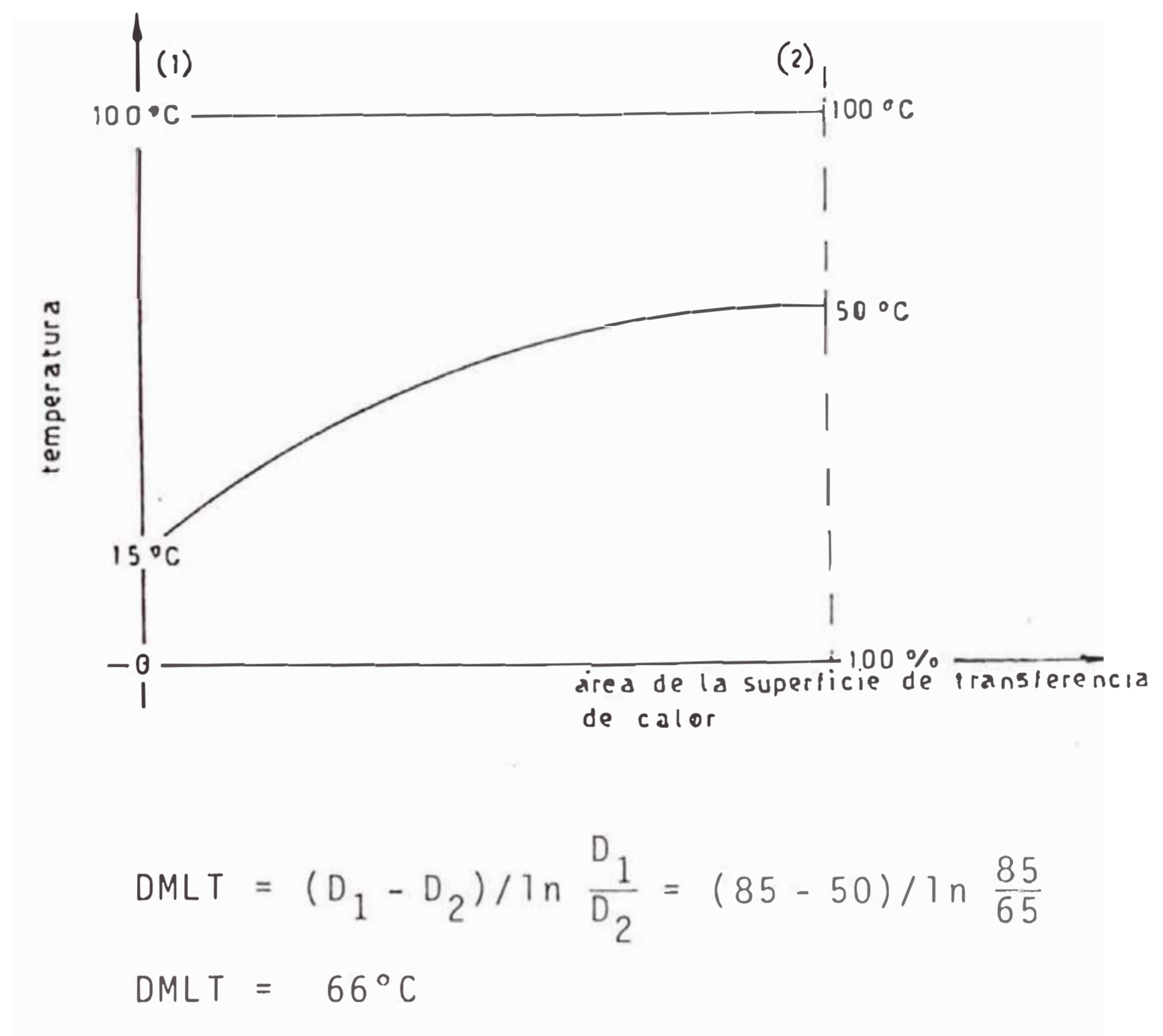
Diferencia media logarítmica de temperatura (DMLT)

D_1 - diferencia de temperatura en el extremo (1)

D_2 - diferencia de temperatura en el extremo (2)

$$D_1 = 100 - 15 = 85$$

$$D_2 = 100 - 50 = 50$$



Determinación del coeficiente global de transferencia de calor (factor "U").

El factor "U" varía de 0.140 a 0.204 MJ/hr⁽¹⁾.m².°C
 Utilizando el valor de 0.180 MJ/hr.m².°C para obtener un calentador (radiador) diseñado en forma conservadora, entonces

$$\text{factor "U"} = 0.180 \text{ MJ/hr.m}^2.\text{°C}$$

Cálculo de la superficie necesaria (A).

Utilizando la relación $A = Q / (\text{factor "U"} \times DMLT)$

donde : A superficie de contacto que se necesita, m²

(1) Manual de Hicks.

Q calor transferido, MJ/hr

factor "U" coeficiente global de transferencia de calor, MJ/hr.m².°C

Datos

$$Q = 1,832 \text{ MJ/hr}$$

$$\text{factor "U"} = 0.180 \text{ MJ/hr.m}^2.\text{°C}$$

$$\text{DMLT} = 66\text{°C}$$

$$A = 1,832/0.180 \times 66$$

$$A = 154.2 \text{ m}^2$$

Determinación de la longitud necesaria de tubo con aletas.

El área total de tubo con aletas es la suma del área del tubo y de las aletas, por unidad de longitud. La superficie del tubo depende del diámetro lineal del tubo y del diámetro del tubo.

$$A_{\text{aleta}} = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)$$

Tomando datos del dibujo A-06 :

$$A_{\text{aleta}} = \frac{\pi}{4} (0.034^2 - 0.0159^2) = 7.094 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

por metro lineal :

n número de aletas

e espacios libres

$$0.4n + 2.4e = 0.4n + 2.4(n - 1)$$

$$2.8n - 2.4 = 1000$$

$$n = 358 \quad ; \quad 358 \text{ aletas/m lineal}$$

$$A_{\text{aleta}}/\text{m lineal} = 2A_{\text{aleta}} \times n$$

$$= 2 \times 7.094 \times 10^{-4} \times 358$$

$$A_{\text{aleta}}/\text{m lineal} = 0.508 \text{ m}^2$$

$$A_{\text{tubo}} = A_1 \text{ (área lateral por metro lineal)}$$

$$A_1 = \pi d_{\text{ext}} \times 1 = \pi (0.0159) = 0.050 \text{ m}^2$$

$$A_{\text{total}}/\text{m lineal} = 0.508 + 0.050 = 0.558 \text{ m}^2$$

Longitud necesaria del tubo con aletas :

$$L = A/(A_{\text{total}}/\text{m lineal})$$

$$= 154.2/0.558 = 276.4 = 277 \text{ m}$$

Del dibujo A-06 :

$$\# \text{ de tubos} \times (\# \text{ calentadores}) \times (\text{largo})$$

$$95 \quad \times \quad 1 \quad \times 3.2 = 304 \text{ m}$$

$$304 > 277 \quad \text{iconforme!}$$

Cálculo del vapor necesario (V) :

$$V = \dot{Q}/h_{\text{vapor}}$$

V caudal de vapor, Kg/hr

\dot{Q} carga de calentamiento, kJ/hr

h_{vapor} calor latente de vaporización, kJ/hr

datos :

$$Q = 1,832 \times 10^3 \text{ kJ/hr}$$

$$h_{\text{vapor}} = 2254.7 \text{ kJ/Kg (tabla de vapor)}$$

$$V = \frac{1832 \times 10^3}{2254.7} = 812.5 \text{ Kg/hr}$$

b) Calentador de alta presión

El vapor que está a una presión de 1135 KPa tiene una temperatura de 185.5°C (tabla de vapor), El condensado a esta presión tiene la misma temperatura aproximadamente, por lo tanto la temperatura de entrada y salida del fluido calefactor es aproximadamente la misma. Se tiene una elevación de temperatura del aire a calentar de 50 a 160°C, entonces :

Carga de calentamiento

Viene a ser la diferencia de la carga de calentamiento total con el de baja presión

$$\dot{Q} = 7590 - 1832 = 6020 \text{ MJ/hr}$$

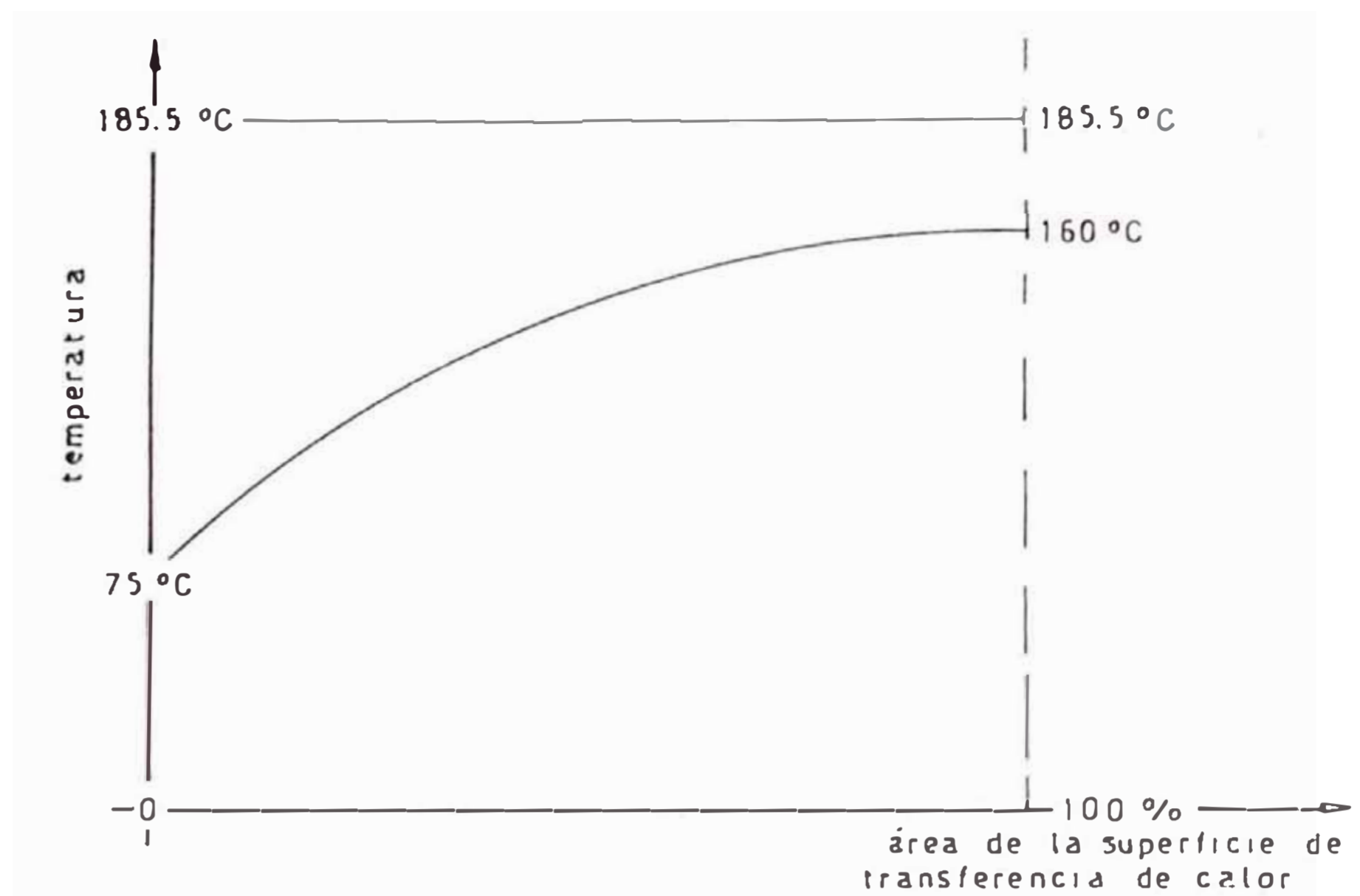
Diferencia media logarítmica de temperatura (DMLT) :

$$D_1 = 185.5 - 50 = 135.5$$

$$D_2 = 185.5 - 160 = 25.2$$

$$\text{DMLT} = (135.5 - 25.5) / \ln \frac{135.5}{25.5} = 65.8^\circ\text{C}$$

Determinación del coeficiente global de transferencia de calor (factor "U").



Idéntico valor como para el calentador de baja presión :

$$\text{factor "U"} = 0.180 \text{ MJ/hr.m}^2.\text{°C}$$

Cálculo de la superficie necesaria (A)

Utilizando la relación $A = \dot{Q} / \text{factor "U"} \times \text{DMLT}$

datos : $Q = 6020 \text{ MJ/hr}$

$$\text{factor "U"} = 0.180 \text{ MJ/hr.m}^2.\text{°C}$$

$$\text{DMLT} = 65.8\text{°C}$$

$$A = 6020 / 0.180 \times 65.8 = 508.2 \text{ m}^2$$

Determinación de la longitud necesaria de tubo con aletas

Como la geometría del calentador de baja presión es idéntica al de alta presión

$$A_{\text{total}} / \text{m lineal} = 0.558 \text{ m}^2$$

Longitud necesaria del tubo con aletas

$$L = A / (A_{\text{total}} / \text{m lineal})$$

$$= 508.2 / 0.558 = 911 \text{ m}$$

Del dibujo A-06

(# tubos) x (# calentadores) x (largo)

$$95 \quad \times \quad 3 \quad \times \quad 3.2 = 912 \text{ m}$$

$$912 \text{ m} > 911 \text{ m} \text{ iconforme!}$$

Cálculo del vapor necesario (V)

$$V = Q / h_{\text{vapor}} \dots \text{ Kg/hr}$$

datos

$$\dot{Q} = 6020 \times 10^3 \text{ kJ/hr}$$

$$h_{\text{vapor}} = 1991.5 \text{ kJ/Kg (tabla de vapor)}$$

$$V = \frac{6020 \times 10^3}{1991.5} = 3,023 \text{ Kg/hr}$$

HILO	BAJA TEMPERATURA	ALTA TEMPERATURA	BAJA TEMPERATURA	ALTA TEMPERATURA
	BAJA HUMEDAD	BAJA HUMEDAD	ALTA HUMEDAD	ALTA HUMEDAD
NYLON	E	P	MB	R
POLIESTER	E	MB	B	R
NOMEX	E	E	E	E
FIBRA DE VIDRIO	E	E	E	E
ACRILICO	E	MB	MB	B
KEVLAR	E	R	MB	P

E : Excelente MB : Muy Buena B : Buena
R : Regular P Pobre

CUADRO 10 RESISTENCIA A LA RELATIVA DEGRADACION DEL HILO AL CALOR Y LA HUMEDAD DE LA HOJA

TIPOS DE PAPEL	FACTORES "U" SUGERIDOS (kJ / hr x m ² °C)		
Papel periódico	305 m/min. de velocidad arriba.		
	10	a	1120
Máquinas de papeles finos tal como: Bonds, de impresión, etc.	92	a	1020
Papel para sacos kraft	820	a	92
Papel extensible para sacos	710	a	82
Cartón LINER kraft con vestiduras para secadores superior e inferior	71	a	820
Cartón LINER kraft solamente con vestiduras para secadores superiores	670	a	755
Cartón LINER kraft sin vestiduras	610	a	71
Medio corrugado	650	a	82
Cartón de Cilindro Formador	410	a	61
Cartón fieltro	160	a	30

* Los valores listados de transferencia de calor son empíricos, extraídos de literatura especializada THE JOHNSON CORPORATION.

CUADRO 11 VALORES DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR (FACTORES "U")

GRUPO DE SECADORES	CILINDROS SECADORES	CANTIDAD	CONDICIONES DE VAPOR SATURADO EN LA ENTRADA A GRUPOS SECADORES		CANTIDAD x (°C)
			PRE SION (kPa)	TEMPERATURA (°C)	
V	41 - 46	6	1000	179.9	1079.4
IV	37 - 40	4	400	143.6	574.4
III	17 - 36	20	1000	179.9	3598
II	7 - 16	10	278	131.0	1310
I	1 - 6	6	148	111.0	666
		46			7227.8

$$T_s = \frac{7227.8}{46} = 157 \text{ } ^\circ\text{C}$$

GRUPO DE SECADO	\dot{Q}_n (kJ/hr)	PARTE DEL CALOR EN LA EVAPORACION		EVAPORACION % H ₂ O	HUMEDAD DE LA HOJA (%)	
					ENTRADA	SALIDA
I	8904450	20 %	1780890	3.5	63.5	61.52
II	14463895	90 %	13017505	25.4	61.52	47.17
III	26838746	90 %	24154871	47.0	47.17	20.61
IV	5686308.4	90 %	5117677	10.0	20.61	14.96
V	8051623.8	90 %	7246461	14.1	14.96	7.00
			51317404	100 %		

GRUPO DE SECADO	CILINDROS SECADORES	CANTIDAD	CONDICIONES DE VAPOR SATURADO EN LA ENTRADA A GRUPOS SECADORES		CANTIDAD * (°C)
			PRESION (kPa)	TEMPERATURA (°C)	
V	41 - 46	6	1100	184	1104
IV	37 - 40	4	440	147.1	588.4
III	17 - 36	20	1100	184	3680
II	7 - 16	10	305	134.1	1341
I	1 - 6	6	145	110.3	661.8
		46			7375.2

$$T_s = \frac{7375.2}{46} = 160 \text{ } ^\circ\text{C}$$

CLASE DE FLUJO	100	90	85	80	70	60	55	50
% CAPACIDAD	100	191.8	182.4	172.4	153.9	134.9	125.4	115.9
BOLSILLOS	210.8	191.8	182.4	172.4	153.9	134.9	125.4	115.9
DE FONDO	177.6	161.9	154.1	146.2	130.6	114.9	107.1	99.3
VENTILADORES 2, 4, 1 + INFILTRACION	146.1	133.6	127.4	121.1	108.6	96.1	89.8	83.6
VENTILADORES 1, 3, 2 + INFILTRACION	138.4	126.6	120.8	114.8	103.2	91.4	85.5	79.7
TRES VENTILADORES TRABAJANDO, UN CALEN- TADOR FUERA DE SERVICIO	101.8	93.7	89.7	85.7	77.6	69.5	65.5	61.4

CUADRO 16 RESUMEN DE TEMPERATURAS (°C) PARA UNA PRODUCCION DE 15 TM/hr.

Velocidad.
m / min.

Colector o conducto principal

900 - 1200

Servicio las 12 horas

600 - 1050

Servicio las 24 horas

Ramales †

1200 - 1500

T cónica de 90°

1050 - 1200

T de 90°

* Carrier Air Conditioning Company.

† Se define como ramal a una derivación o subida que tenga 4,5 ó mas derivaciones a terminales.

CUADRO 17. Velocidades típicas del aire en sistema de alta velocidad

(1) SECCION DE CONDUCTO	(2) CAPACIDAD m ³ /min.	(3) VELOCIDAD DE DISEÑO m/min	(4) AREA DEL CONDUCTO m ²	(5) DIAMETRO DEL DUCTO cm	(6) VELOCIDAD EFECTIVA m/m.in	(7) PRESION DE VELOCIDAD EFECTIVA cm H ₂ O	(8) LONGITUD DE DUCTO RECTO m	(9) LONGITUD EQUIVALENTE DE CODOS m	(10) LONGITUD TOTAL DEL DUCTO m	(11) PERDIDA DE CARGA POR 100m. DE CONDUCTO cm. H ₂ O	(12) PERDIDA DE CARGA EFECTIVA cm. H ₂ O
Ventilador a la compuerta	834	950	0.8779	106.7	960	1.57	5	12.8	17.8	2.3	0.41
Compuerta a A	2500	950	2.6316	182.9	950	1.56	40	68.6	108.6	1.2	1.30
A a B	1805	950	1.900	157.5	930	1.48	22		22	1.40	0.31
B a C	555	950	0.5842	86.4	945	1.53	10		10	2.8	0.28
a D	347	950	0.3652	68.6	940	1.41	8		8	3.5	0.28
D a E	695	950	0.07232	30.5	960	1.57	9	3.7	12.7	10.0	1.27
a)	Presión de trabajo en la boca de salida										
b)	Perdida de carga del filtro sucio										
c)	Perdida de carga entrada de la campana										
d)	Perdida de carga del calentador										
e)	Perdida de carga en la compuerta										
PERDIDA TOTAL POR ROZAMIENTO EN EL DUCTO Y ACCESORIOS										12.53	

CUADRO 18. Calculos para el sistema de ventilacion

Fuente Manual de HICKS pag. 3-340

Diámetro		Sección m ²	Diámetro		Sección m ²	Diámetro		Sección m ²
Pulgadas	cm		Pulgadas	cm		Pulg	cm	
1,5	3,8	0,0011	17	43,2	0,1464	52	132,1	1,370
2,0	5,1	0,0020	18	45,7	0,1642	54	137,2	1,479
2,5	6,4	0,0032	19	48,3	0,1829	56	142,2	1,589
3,0	7,6	0,0046	20	50,8	0,2027	58	147,3	1,705
3,5	8,9	0,0062	21	53,3	0,2235	60	152,4	1,824
4,0	10,2	0,0081	22	55,9	0,2453	62	157,5	1,948
4,5	11,4	0,0103	23	58,4	0,2681	65	165,1	2,141
5,0	12,7	0,0127	24	61,0	0,2919	70	177,8	2,483
5,5	14,0	0,0153	25	63,5	0,3167	72	182,9	2,626
6,0	15,2	0,0182	26	66,0	0,3425	75	190,5	2,850
6,5	16,5	0,0214	27	68,6	0,3694	80	203,2	3,243
7,0	17,8	0,0248	28	71,1	0,3973			
7,5	19,1	0,0285	29	73,7	0,4261			
8,0	20,3	0,0324	30	76,2	0,4560			
8,5	21,6	0,0366	32	81,3	0,5188			
9,0	22,9	0,0410	33	83,8	0,5518			
9,5	24,1	0,0457	34	86,4	0,5857			
10	25,4	0,0507	36	91,4	0,6567			
11	27,9	0,0613	38	96,5	0,7317			
12	30,5	0,0729	40	101,6	0,8107			
13	33,0	0,0856	42	106,7	0,8938			
14	35,6	0,0993	45	114,3	1,026			
15	38,1	0,1140	48	121,9	1,167			
16	40,6	0,1297	50	127,0	1,267			

Cuadro 19. Diámetro de tuberías y sus secciones

Espesor nominal de la tubería, cm	Temperatura de la tubería, °C				
	38-93	93-148	148-203	203-258	258-313
	Espesor nominal, cm				
3.81 y menos	2.54	2.54	2.54	3.81	3.81
5.08	2.54	2.54	3.81	3.81	5.08 *
6.35 y 7.62	2.54	2.54	3.81	5.08 *	5.08 *
10.16	2.54	3.81	3.81	5.08 *	6.35 *
12.7	2.54	3.81	5.08	5.08	6.35 *
15.2	2.54	3.81	5.08	6.35 *	6.35 *
20.3	3.81	3.81	5.08	6.35	7.62
25.4	3.81	5.08	6.35	6.35	7.62
30.5	3.81	5.08	6.35	7.62	7.62
35.6 y más	3.81	5.08	6.35	7.62	8.89

* Disponible en aislamiento de una o dos capas.

Para tuberías que están entre 260 a 320°C usar el silicato de calcio como material de aislamiento

Fuente : Manual de HICKS

CUADRO 20 Espesor recomendado de aislamiento.

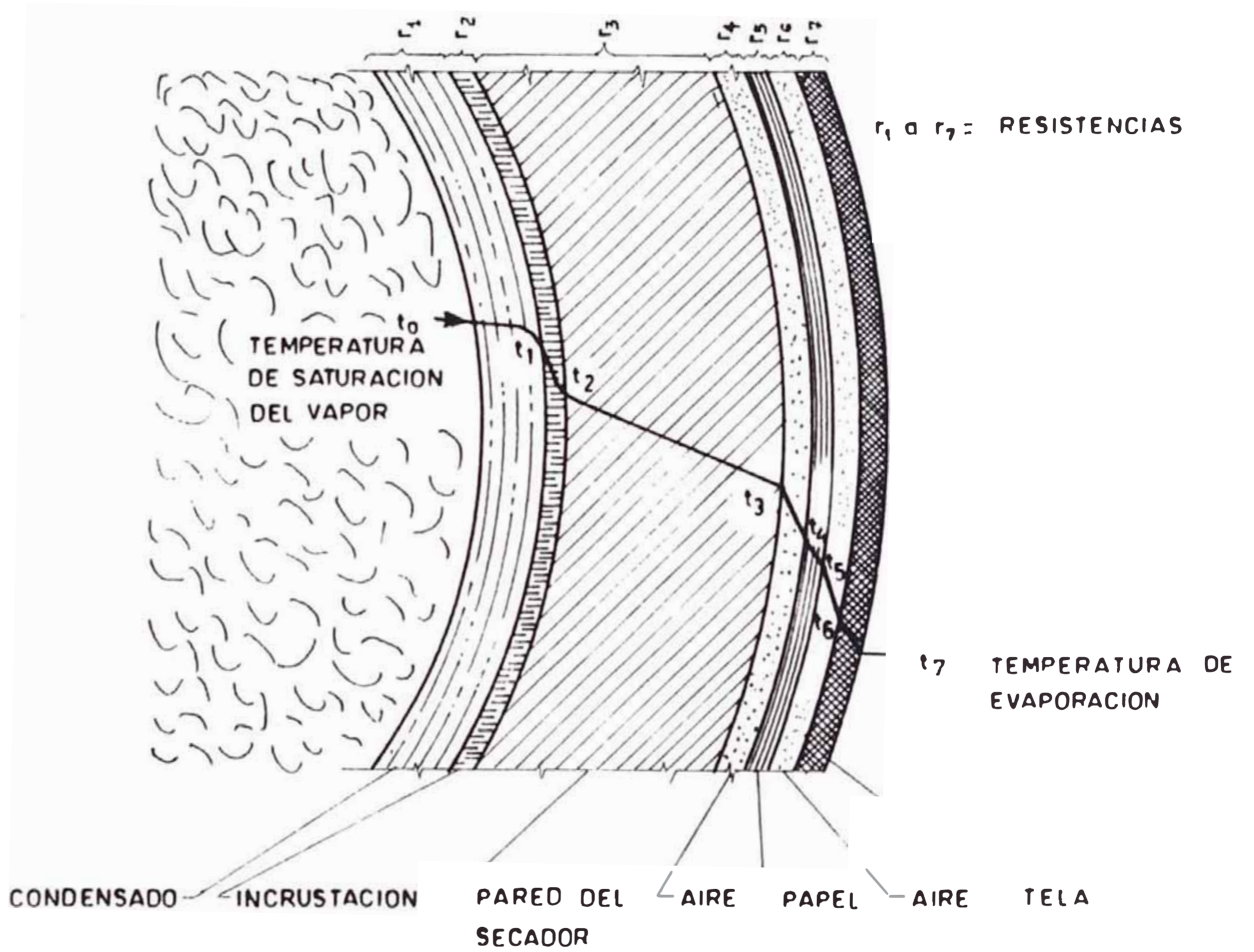


Fig. 26 TRANSFERENCIA DE CALOR EN CILINDRO SECADOR

FUENTE: Practical Aspects of Pressing and Drying Seminar (TAPPI - 1986)
Pag. 224

TENSION
V S.
RANGO DE CONDENSADO

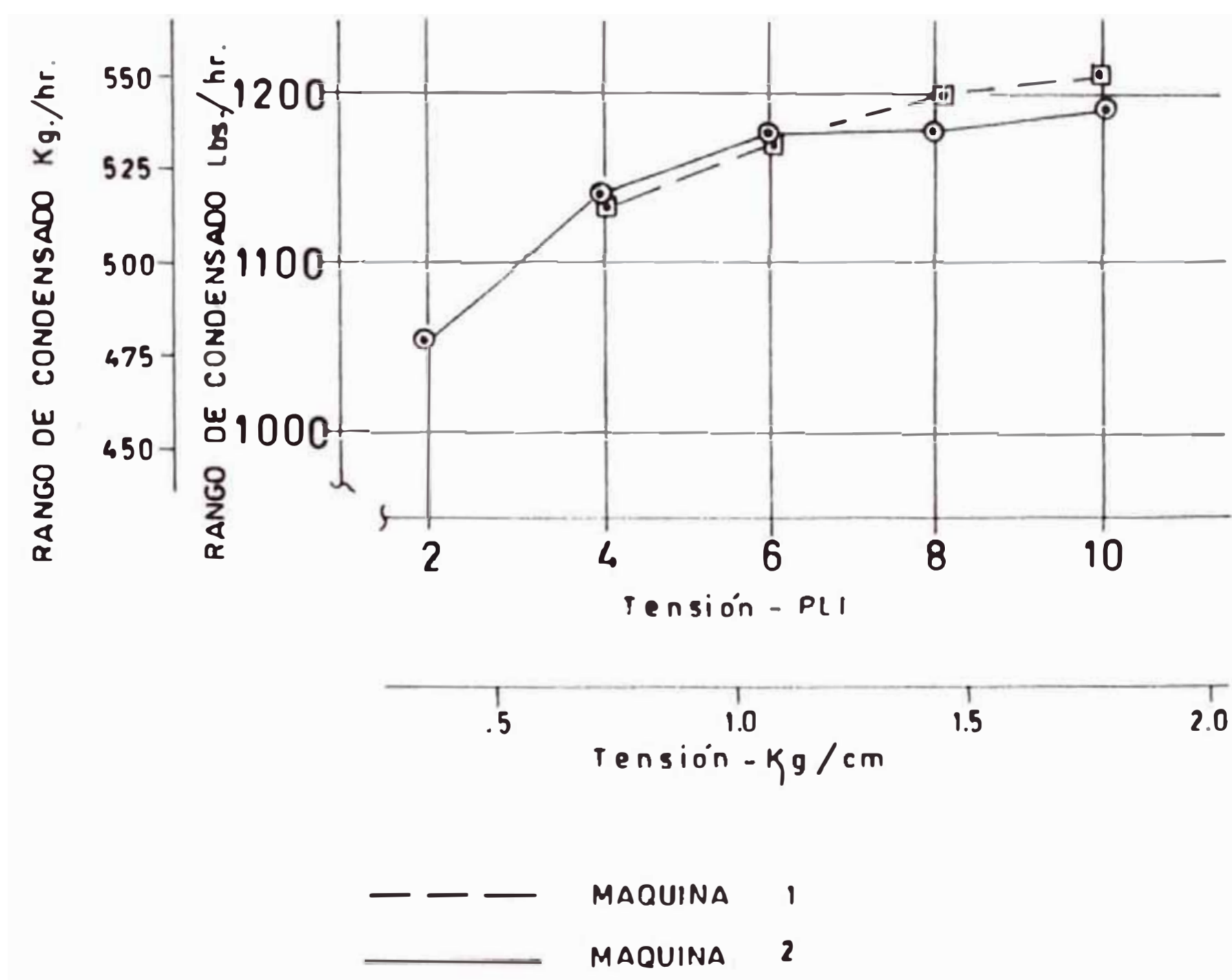


Fig. 27

FUENTE : Practical Aspects of Pressing and Drying
Seminar - Pag 151 (TAPPI - 1,986)

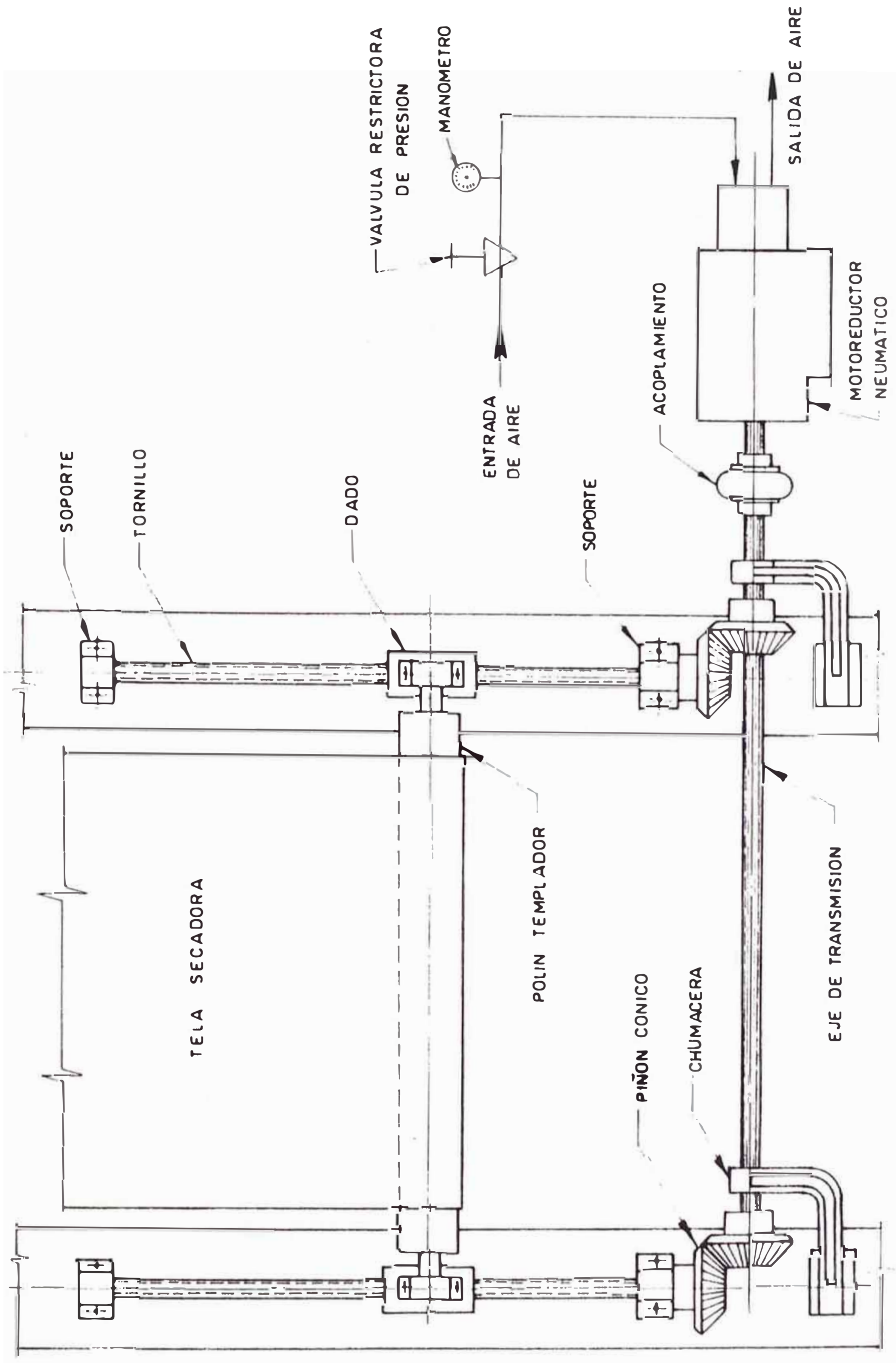


Fig. 28 SISTEMA DE TENSIONAMIENTO DE TELAS SECADORAS

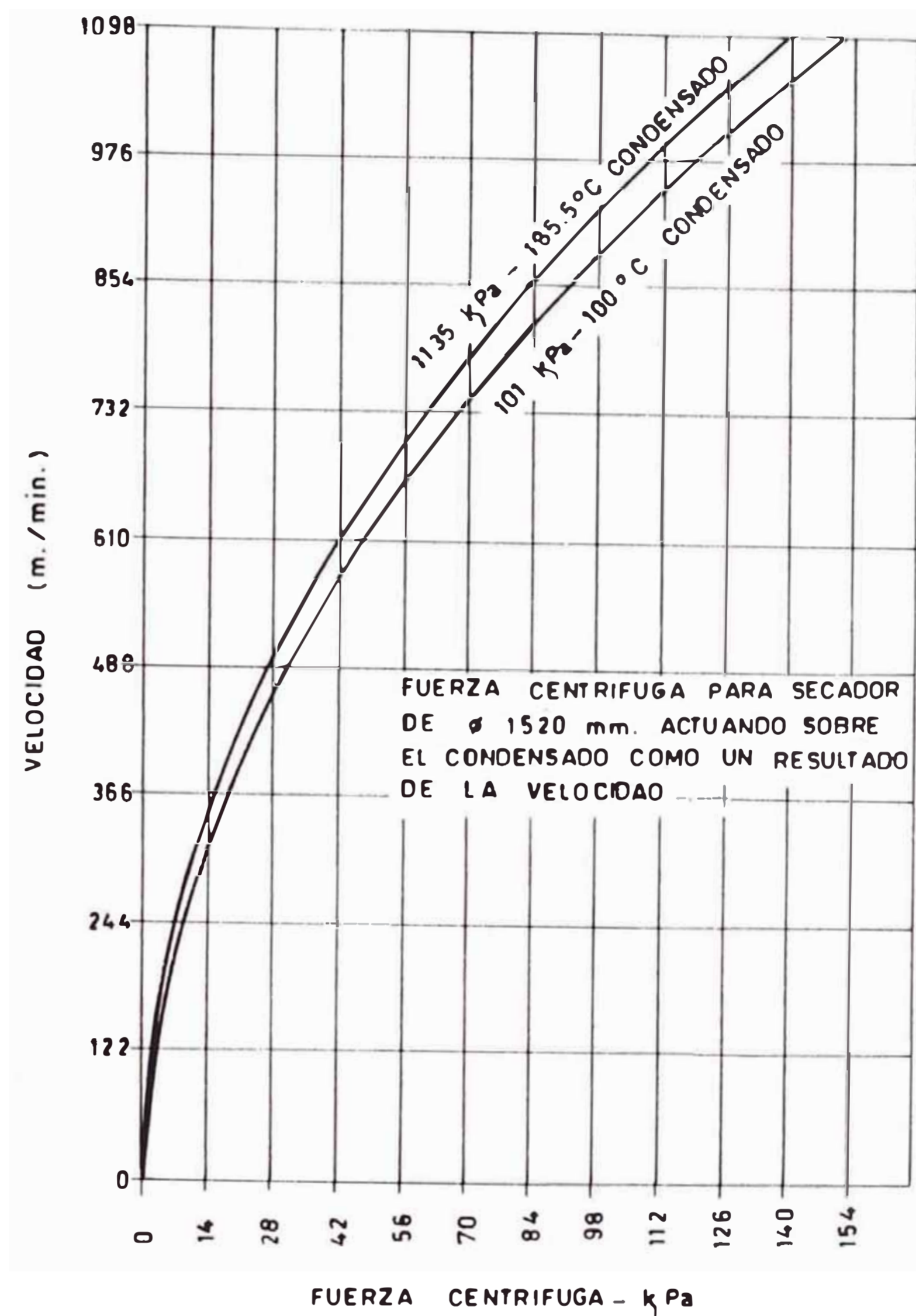


Fig. 29 ACCION DE LA FUERZA CENTRIFUGA SOBRE EL CONDENSADO EN FUNCION DE LA VELOCIDAD.

FUENTE: Practical Aspects of Pressing and Drying Seminar
Pag. 151 (TAPPI - 1986)

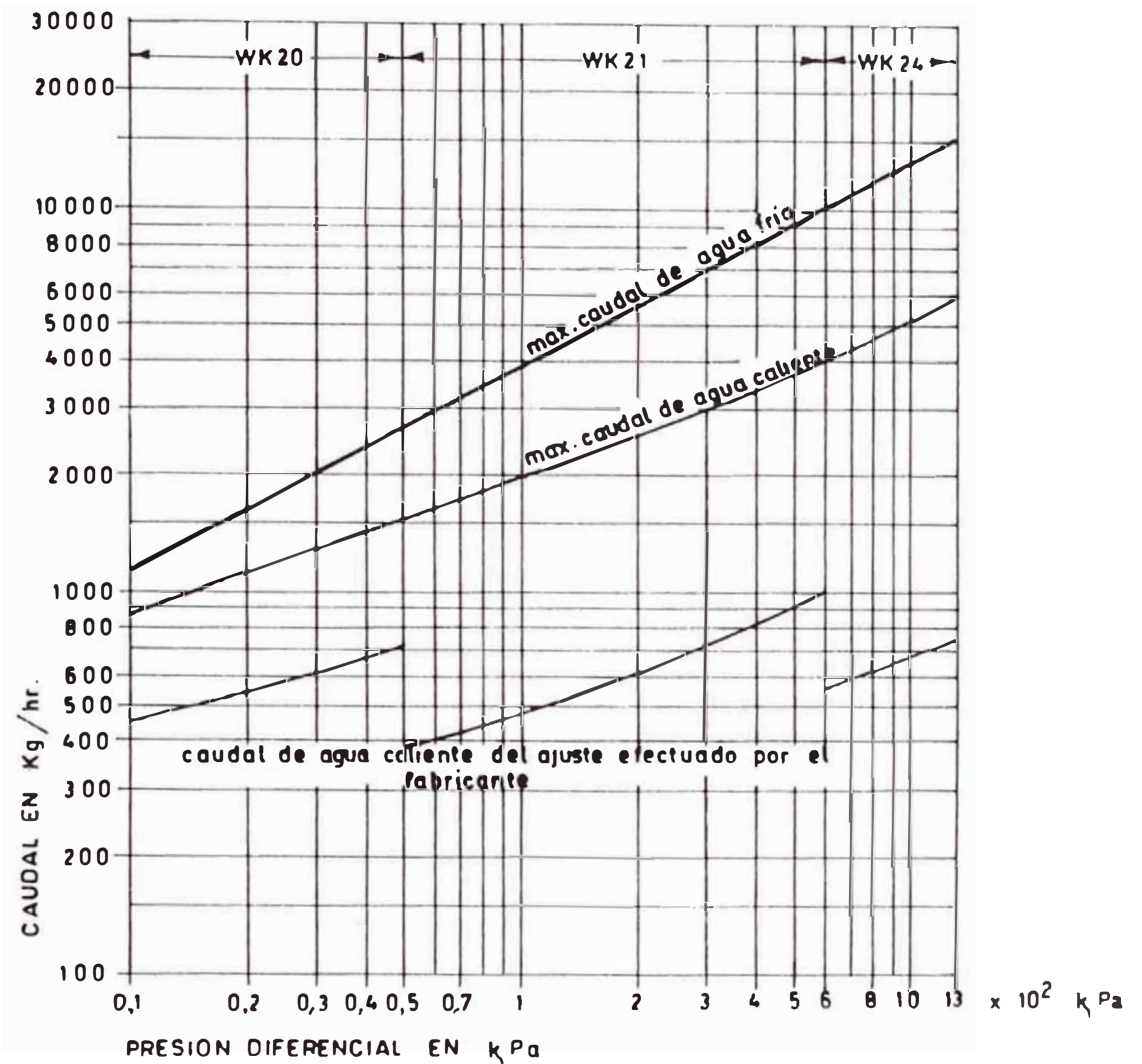


Fig. 30 DIAGRAMA DE LAS CURVAS DE LAS VALVULAS DE SOPLADO WK 20, 21 Y 24 PARA \varnothing 40 mm.

FUENTE: GESTRA - KSB VERTRIEBSGESELLSCHAFT
MBH & CO. KOMMANDITGESELLSCHAFT

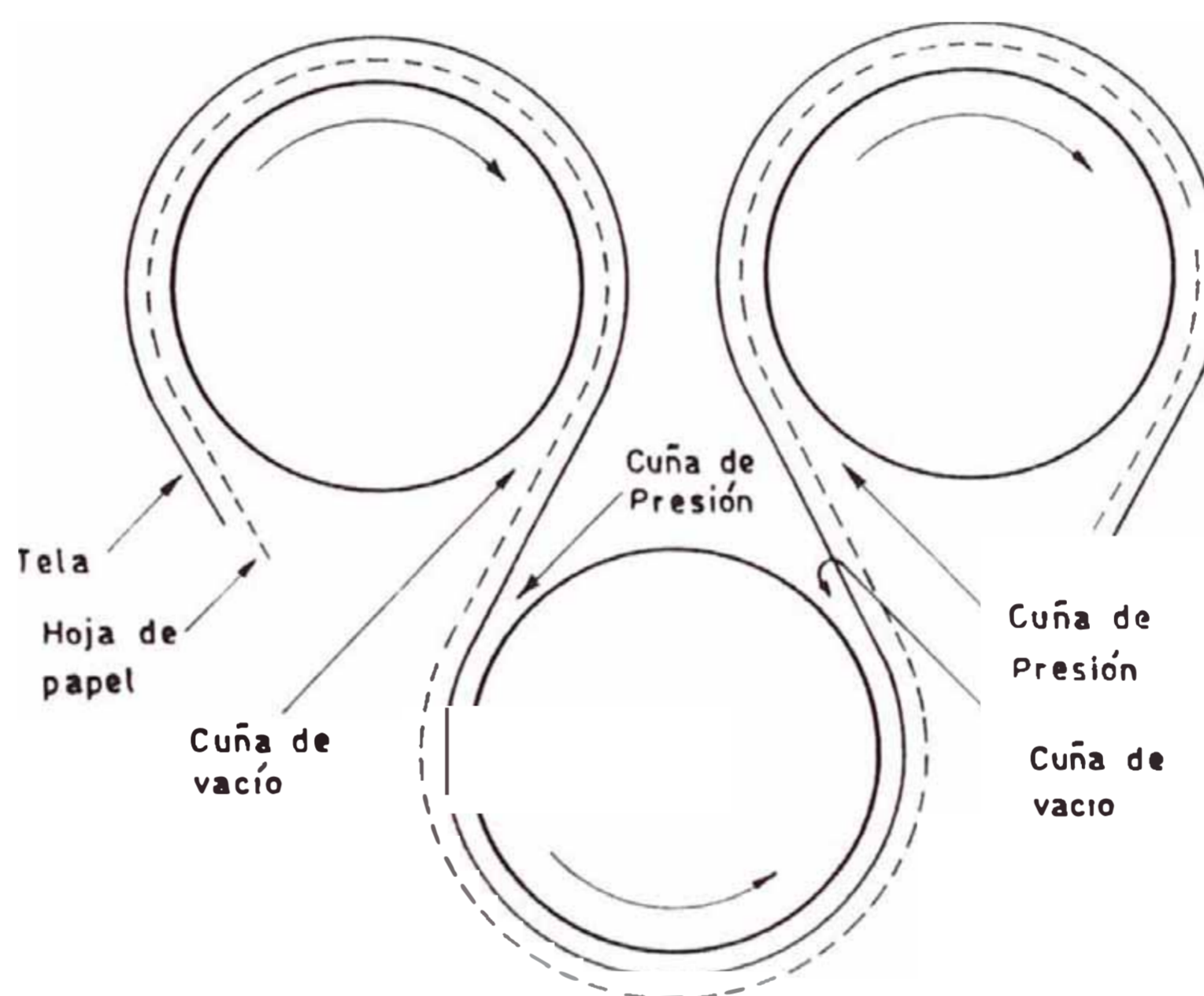
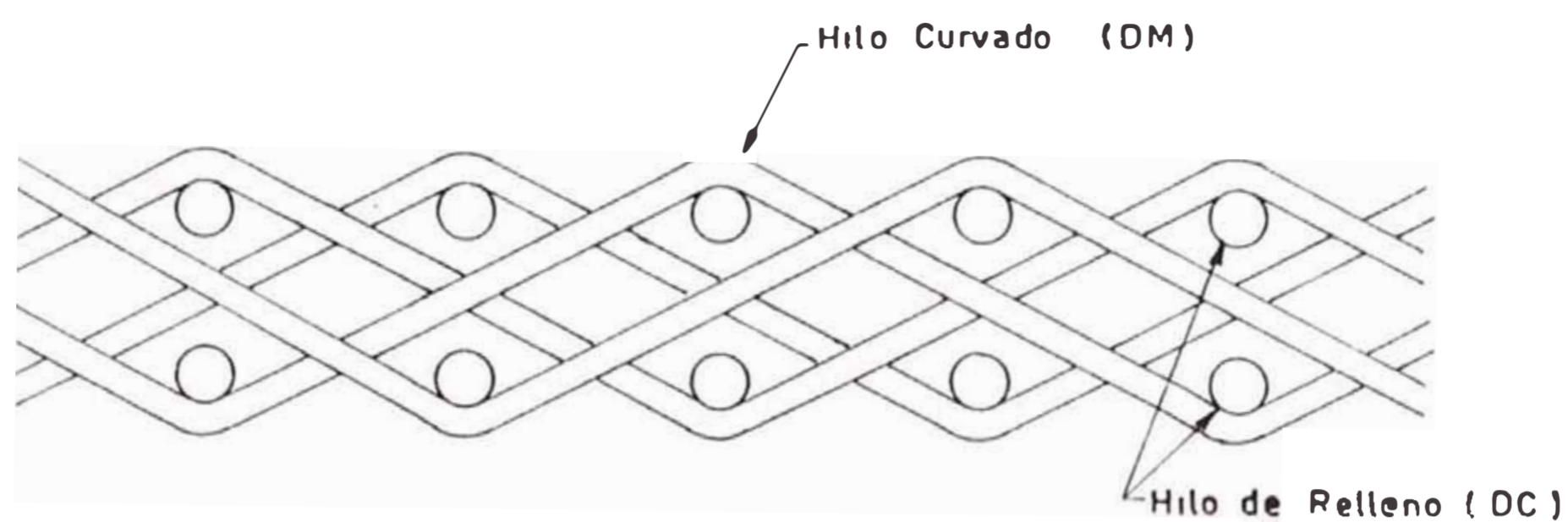


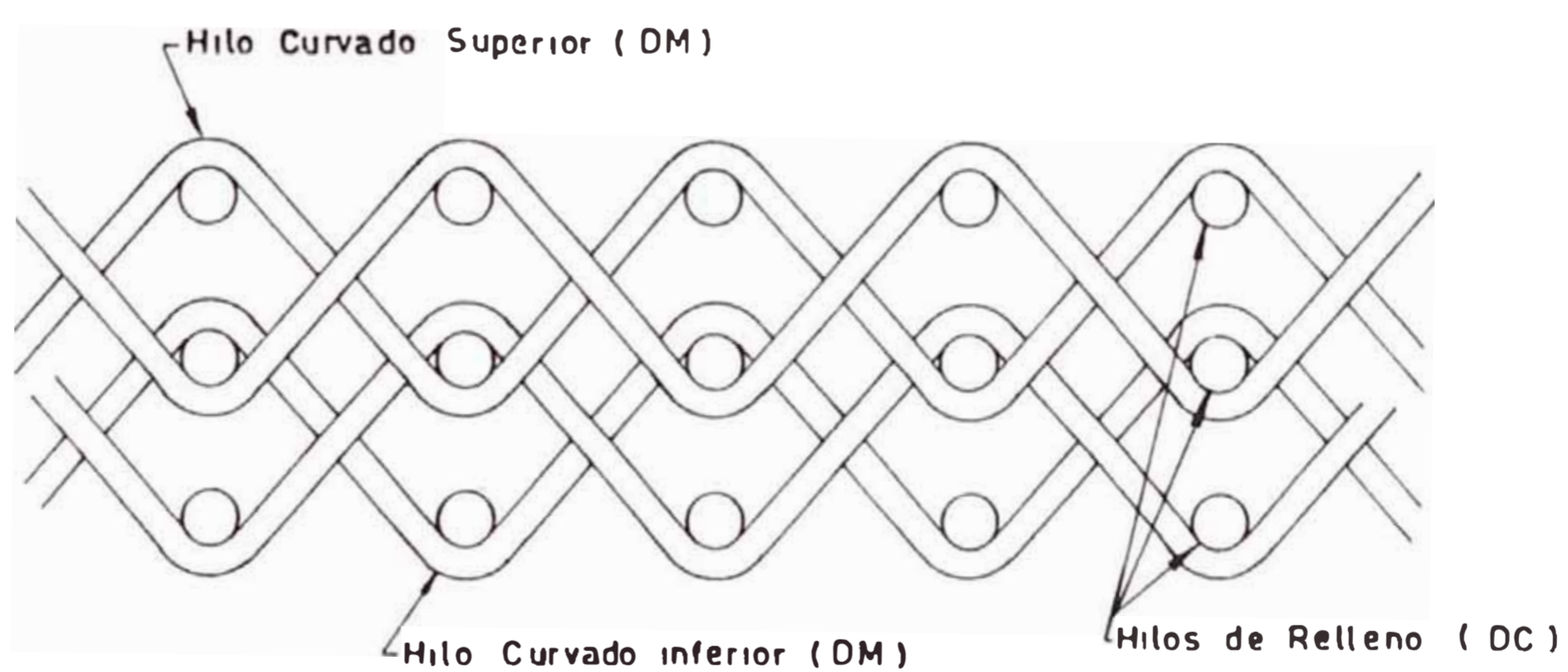
Fig. 31 CONFIGURACION DE FIELTRADO SIMPLE (STB)

FUENTE: "Practical Aspects of Pressing and Drying Seminar"
Pag. 246 (TAPPI - 1986)

Tejido doble



Tejido Triple



DM : dirección máquina
DC : dirección contraria

Fig. 32 PATRONES BASICOS DE TEJIDO USADO
EN LA PRODUCCION DE TELAS DE
SECADOR

FUENTE: "Practical Aspects of Presing and Drying Seminar"
Pag. 240, 241 (TAPPI-1986)

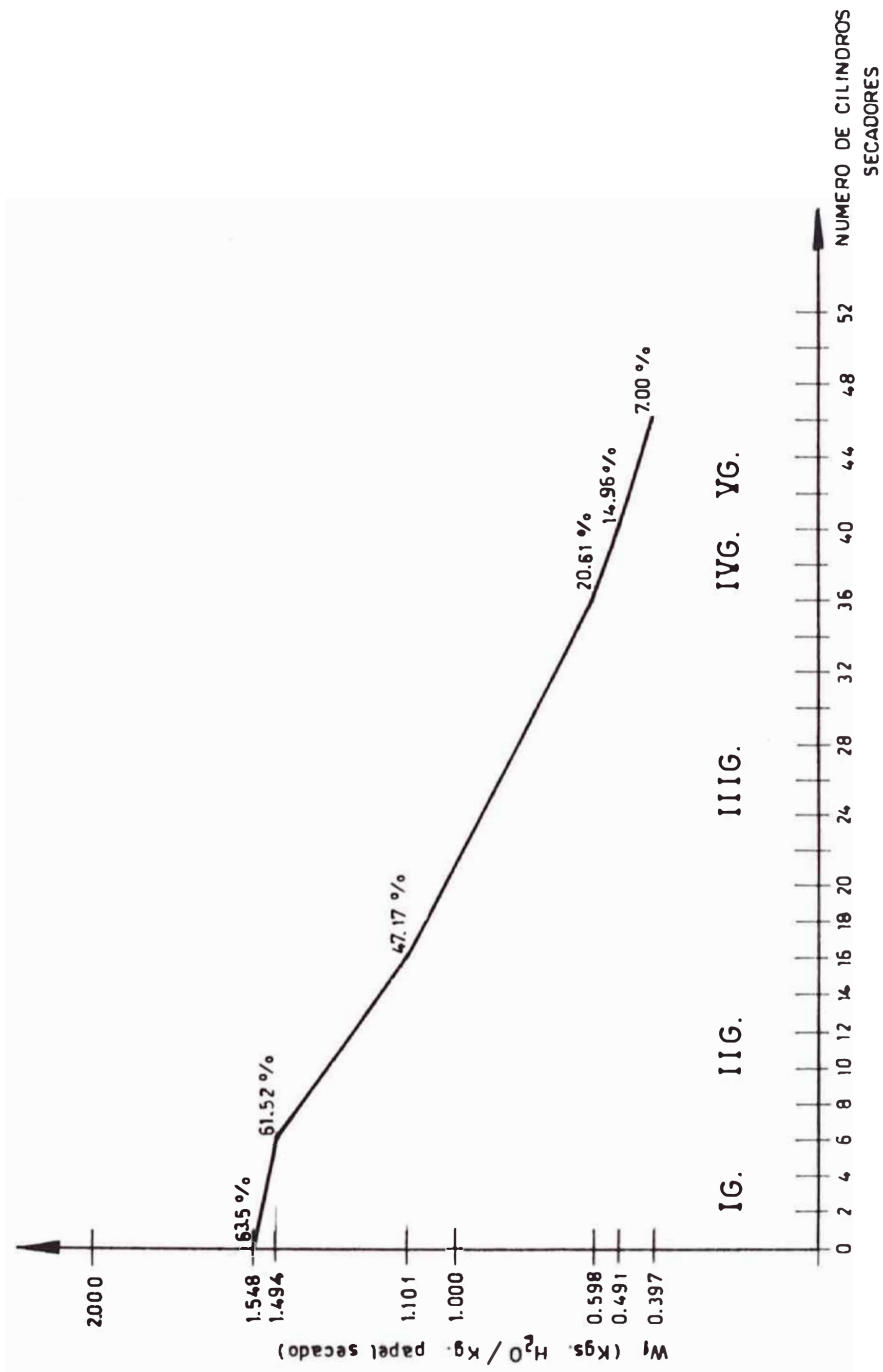


Fig. 33 CURVA DE HUMEDAD DE LA HOJA

— K.S. CLUPAK (peso base : 110 gr./m²)

— LAINER "T" (peso base : 210 gr./m²)

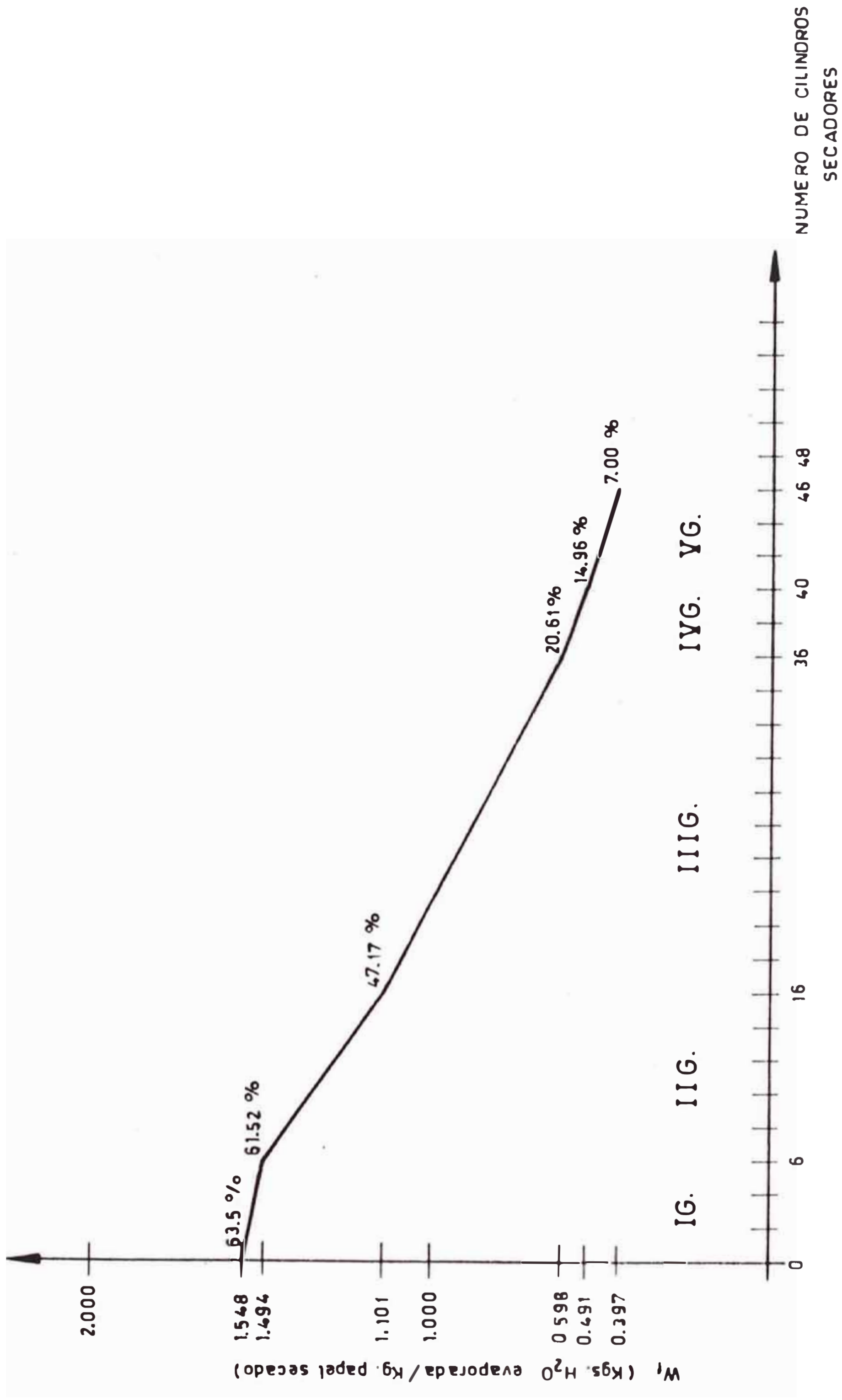
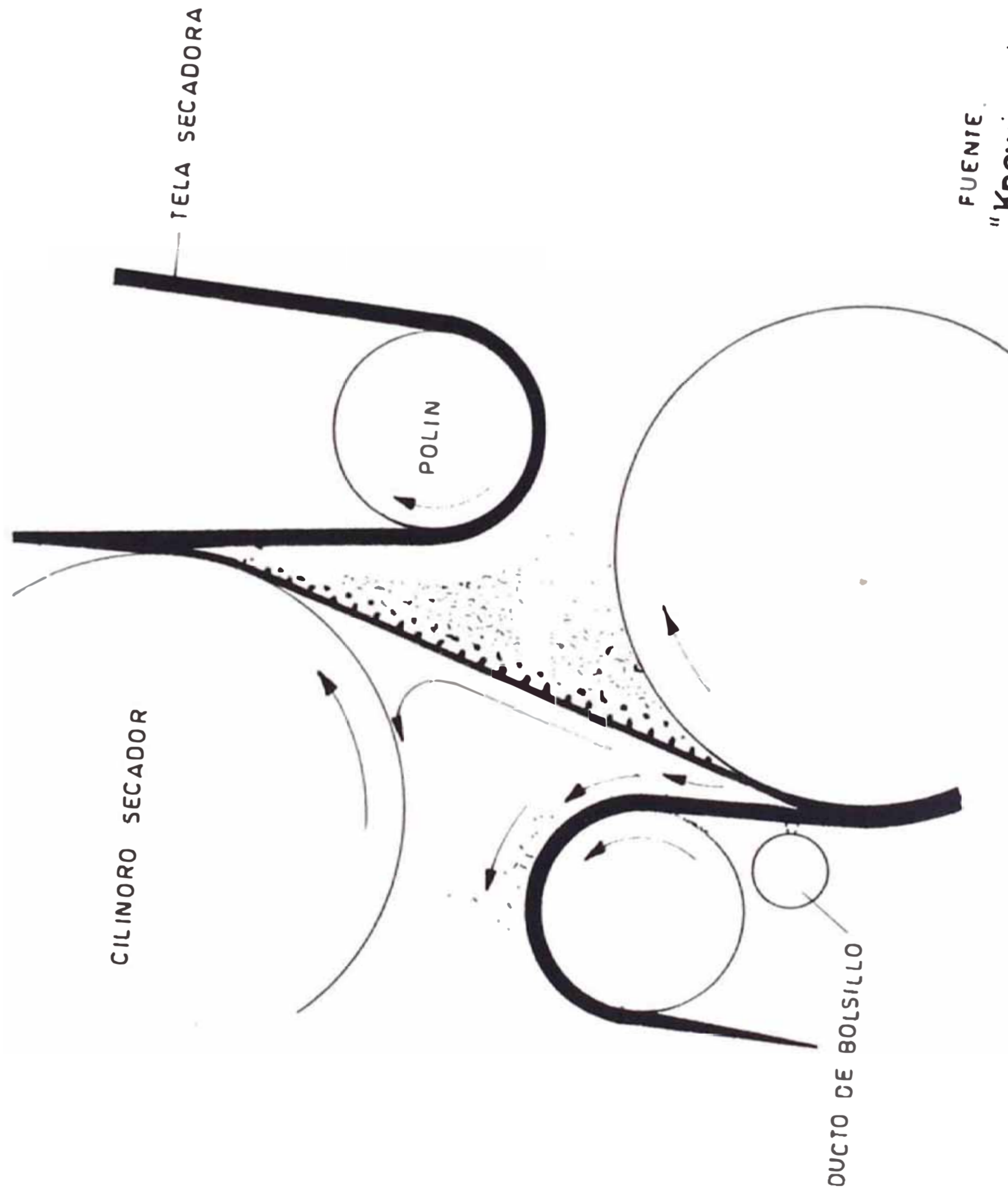


Fig. 34 CURVA DE HUMEDAD DE LA HOJA DE PAPEL PARA MEDIO CORRUGADO

(Peso base : 135 gr./m²)



FUENTE.
 "Knowing how to Optimize The
 Dryer Section is key to top
 Performance"
 WALKER PETER J.

Fig. 35 Ventilación de bolsillo

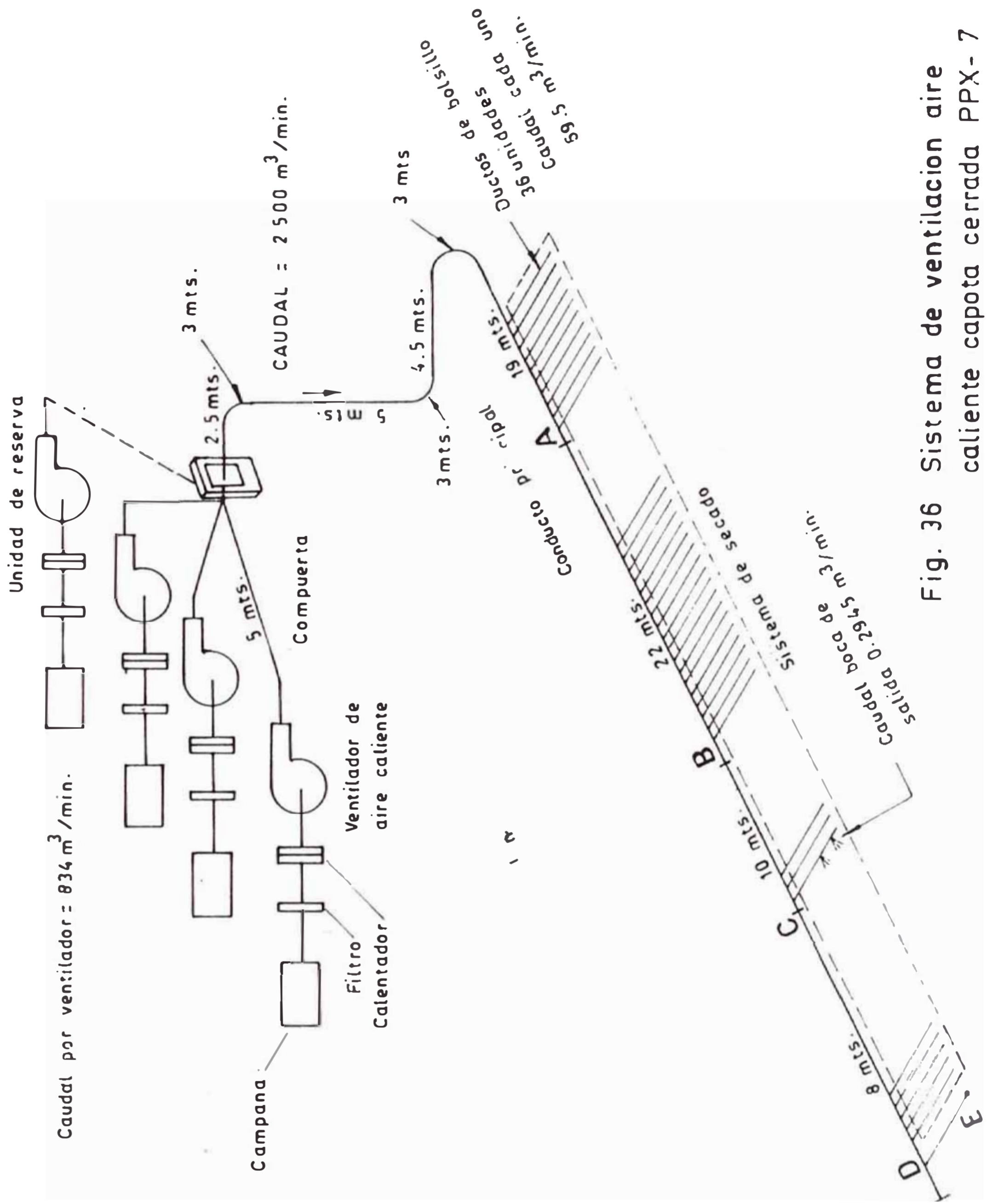


Fig. 36 Sistema de ventilacion aire caliente capota cerrada PPX-7

Fuente Manual de MARKS

Seccion 12 Pagina 1848

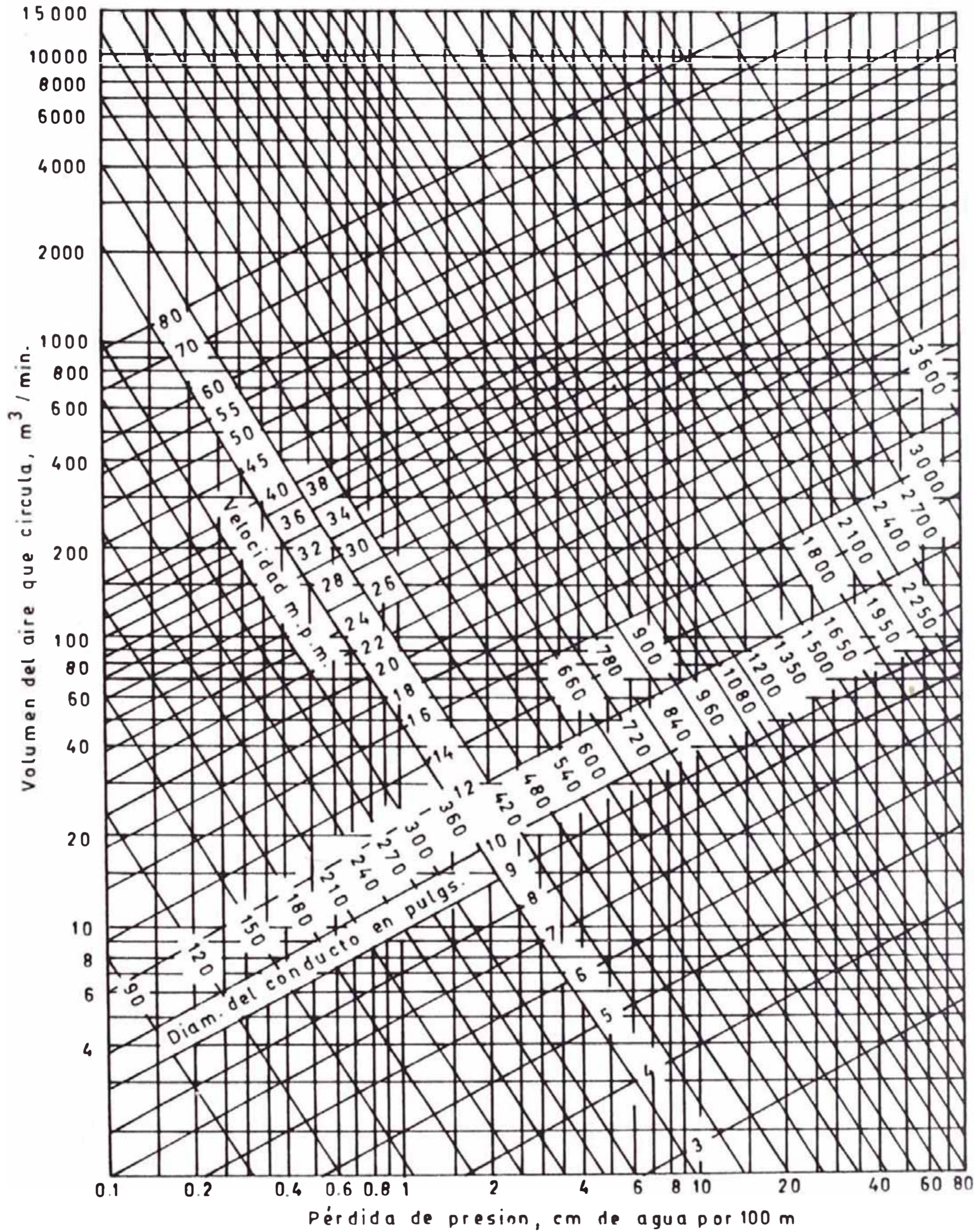


Fig 37 Gráfico de rozamiento del aire para conductos redondos y rectos (aire a $21^{\circ}C$ y presión barométrica de 760 mm de Hg).

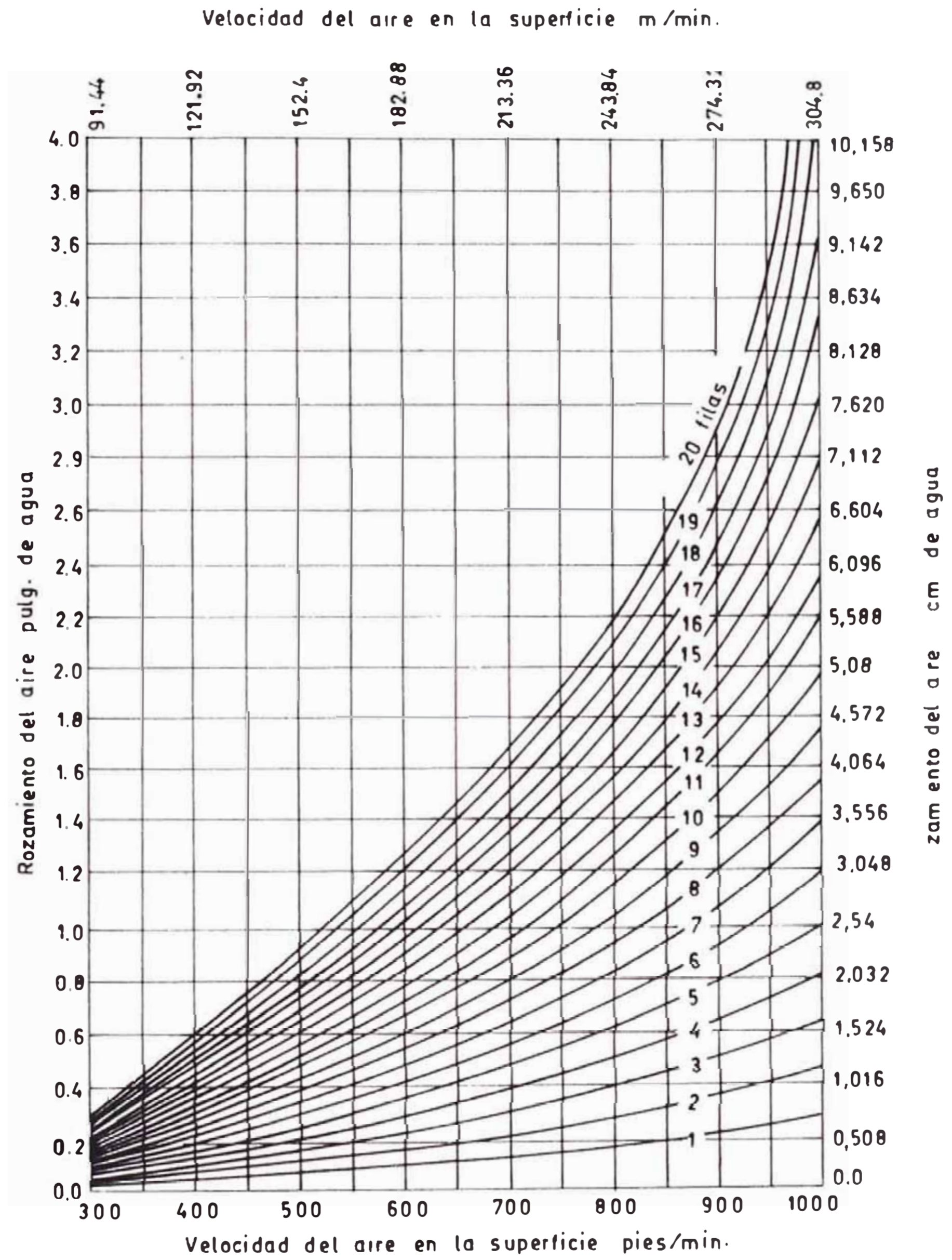


Fig 38 Diagrama de rozamiento del aire, en un serpentín Calefactor , en condiciones normales de 20°C y 760 mm Hg.

FUENTE Manual de HICKS Sección 12 Pag. 84

CAPITULO 5

5. EVALUACION ECONOMICA

5.1. INTRODUCCION

La evaluación económica presente, consiste en la determinación del costo que demandaría llevar a cabo la ejecución de las mejoras en el Sistema de Secado. Dichas obras se realizarán con la máquina PPX-7 operando, es decir los cambios producirán sin perjuicio de la producción de 12 TMPH.

Se determina asimismo, la pérdida económica que se produce por operar el Sistema de Secado fuera de las condiciones óptimas especificadas para dicha producción. Es decir que el costo de producción actual de 12 TMPH puede y debe ser reducido.

Este incremento o pérdida en el costo para la producción de las 12 TMPH se muestra en el cuadro 21, en función del factor de consumo de vapor. De acuerdo al estudio realizado en Febrero de 1989 por la firma Company Albany International Canada Inc. el incremento del factor de consumo de vapor fué de 0.47; lo cual significa que por producir 70,000 TM/año se está incurriendo en un gasto adicional de \$ 924,800/año.

Las mejoras están dirigidas a reducir el incremento del factor de consumo de vapor.

El costo total de las mejoras a ejecutar es de :
\$ 1'030,984. Este monto se obtendrá a través de un préstamo en el Banco a un interés del 12% anual. De acuerdo a los cálculos realizados, dicho préstamo se terminará de cancelar en 2 años y 6 meses.

A partir del 3er. año de realizado el préstamo la Empresa dejará de desembolsar \$ 924,800/año para una producción anual de 70,000 TM; considerando un factor de consumo de vapor recuperado de 0.47 unidades. Este monto constituye el beneficio de S.P.L.-Trupal, una vez que se haya llevado a cabo las mejoras propuestas del Sistema de Secado actual en este trabajo de tesis.

5.2. COSTOS DE IMPLEMENTACION

A continuación se determinan los costos para las nuevas implementaciones, considerando un tiempo de 15 años de duración.

5.2.1. Costo de las vestiduras del secador :

- Vestidura para el grupo I 1/.2,978'500,000
- Vestidura para el grupo II 5,876'500,000
- Vestidura para el grupo III 11,837'000,000

- Vestidura para el grupo IV y V 8,427'500,000
- Costo de instalación (personal nacional) y otros 1,450'000,000
- Normalmente la vestidura se renueva cada 5 años (3 x 30,629'500,000) 91,888'500,000

5.2.2. Costos de las válvulas de soplado para el grupo I y IV de la Sección Secado

- 6 válvulas de soplado de Ø 40 mm, marca Gestra, tipo WK 20 de extremos bridados para el grupo I 1,284'500,000
- 4 válvulas de soplado de Ø 40 mm, marca Gestra, tipo WK 21 de extremos bridados para el grupo IV 945'000,000
- Costo de instalación 250'000,000
- Considerando una renovación cada 5 años (3 x I/. 2,479'500,000) 7,438'500,000
- Mantenimiento (limpieza) c/año I/. 125'000,000

5.2.3. Costo de la implementación del sistema de ventilación-extracción y capota cerrada

COSTOS TOTALES

- Reparación integral de la capota cerrada (Proforma: Apéndice A.1) 56,122'952,400
- Implementación de los ductos de ventilación (Proforma: Apéndice A.2) 61,084'209,600

Implementación de compuertas
para regulación de FLUJO en
ducto de ventilación y extrac
ción de aire.
(Proforma: Apéndice A.3) 16,384'226,802

Mantenimiento c/año :
I/. 122'500,000

5.2.4. Implementación de equipos de medición y con trol para el sistema de ventilación y capota cerrada

Controlador marca Taylor ti
po Transcope 1,429'200,000
serie : 402 RF
actuación: 20-101 KPa
(1 pieza)
repuesto: 1 pieza
precio unitario I/. 714'600,000

Transmisor de temperatura 883'050,000
marca Foxboro, modelo 12A
alcance: 300°C
bulbo : 4106 TC
calibración : 20-101 KPa
(1 pieza)
repuesto: 2 piezas
precio unitario I/. 294,350,000

Registrador marca Taylor 2,572'500,000
con unidad de SET-POINT, mo
delo 92JF 141
repuesto : 1 pieza
precio unitario I/. 1,286'250,000

Transmisor de temperatura 374'650,000
marca Foxboro, modelo 12A
alcance: 200°C
bulbo : 4106 CX
calibración: 20-101 KPa
(1 pieza)
repuesto: 2 piezas
precio unitario: I/. 291'550,000

Manómetro marca Ashcroft 170'800,000
tipo Bourdon, serie 2462

(1 pieza) repuesto: 3 piezas precio unitario: I/. 42'700,000	
Válvula solenoide de 3 vías marca ASCO 1/2" Ø, 110 V, 60 Hz, catálogo 831664 (1 pieza) repuesto: 3 piezas precio unitario: I/. 95'550,000	382'200,000
Válvulo solenoide de 3 vías marco ASCO 3/8" Ø, 110 V, 60 Hz, catálogo 834473 (1 pieza) repuesto: 3 piezas precio unitario: I/. 84'000,000	336'000,000
Válvula de control Ø 50 marca Foxboro, modelo V1C-H-2 M2A00B, con actuador P50CG-J1 (4 piezas) precio unitario: I/. 1,476'500,000	5,880'000,000
Cilindro neumático, marca FES T0, tipo DN100-120-PPV-S6 (4 piezas) repuesto: 1 pieza precio unitario: I/. 893'550,000	4,467'750,000
Cilindro neumático, marca FES T0, tipo DN125-120-PPV-S6 (1 pieza) repuesto: 1 pieza precio unitario: I/. 1,22'000,000	2,450'000,000
Accesorios, mano de obra, 1m previstos, otros	5,406'500,000
Mantenimiento por cada año I/. 175'000,000	

5.2.5. Implementación del aislamiento térmico en la línea de vapor y condensado para los calentadores de aire

Aislamiento térmico con lana	485'000,000
------------------------------	-------------

de fibra de vidrio preformado "media caña" de 25.4 mm espesor, incluye: forro de tocuyo sunchos metálicos y chaqueta protectora de plancha galvanizada 0.5 mm espesor; esto es para tubo de \varnothing 101.6 y 50 m - de longitud
 precio unitario: I/. 9'700,000/m instalado

Aislamiento térmico con lana de fibra de vidrio preformado "media caña" de 38.1 mm espesor, incluye: forro de tocuyo sunchos metálicos y chaqueta protectora de plancha galvanizada 0.5 mm espesor; esto es para tubo de \varnothing 101.6 y 30 m - longitud
 precio unitario: I/. 11'700,000

Mantenimiento cada año
 I/. 87'500,000

5.2.6. Implementación de una nueva Unidad de calentamiento de aire como reserva (Alta + Baja presión)

Proforma: Apéndice A.4 I/. 13,593'880,000

Mantenimiento por cada año
 I/. 105'000,000

5.2.7. Sueldos y salarios

Ingeniero Jefe del Proyecto de implementación I/. 785'500,000 x 12 meses	9,450'000,000
- Ingeniero Asistente del proyecto de implementación I/. 525'000,000 x 12 meses	6,300'000,000

Contador del proyecto	4,200'000,000
I/. 350'000,000 x 12 meses	
Dibujante y secretaria del proyecto	3,780'000,000
I/. 157'500,000 x 12 meses	
x (2)	

5.2.8. Transporte

Materiales y equipos (Lima-Trupal)	875'000,000
------------------------------------	-------------

5.2.9. Resumen de Costos de Implementación

1. Vestidura del secador	I/. 122,518'000,000
2. Válvulas de soplado	9,918'000,000
Mantenimiento c/año	
I/. 125'000,000	
3. Sistema de ventilación extracción y capota cerrada.	133,591'388,800
Mantenimiento c/año	
I/. 122'500,000	
4. Instrumentación	24,852'650,000
Mantenimiento c/año	
I/. 175'000,000	
5. Aislamiento térmico	836'000,000
Mantenimiento c/año	
I/. 87'500,000	
6. Unidad de calentamiento (reserva)	13,593'880,000
Mantenimiento c/año	
I/. 105'000,000	
7. Sueldos y salarios	23,730'000,000
8. Transporte	875'000,000
	I/. 329,914'918,800
	(\$ 1'030,984)

9. Mantenimiento (total) I/. 615'000,000
 cada año (\$ 1,922)

(tasa de cambio Agosto/90: I/.320,000 x dolar)

5.3. COSTO ADICIONAL POR INCREMENTO DEL FACTOR DE - CONSUMO DE VAPOR

Del análisis de los factores de consumo de vapor existentes en el estudio realizado, tenemos las siguientes posibles reducciones :

a) Desabsorción de calor	
b) Condensador de vacío	0.06
c) Pérdida de calor con la hoja	
d) Calor para el aire	0.15
e) Pérdidas generales	0.07
	0.28

0.28 Kgs vapor/Kg agua evaporada

Considerando datos obtenidos de los partes diarios de producción de la máquina PPX-7 a Mayo de 1989, se tiene :

Producción anual	70,000 TM
Humedad de entrada promedio	65%
Humedad de salida promedio	7%
Costo/millón de kilojoules	I/. 3'000,000
(tasa de cambio Setiembre/90 : I/. 420,000 x dolar)	

Calculando el incremento del costo por año de 0.05 -
 unidades

$$\text{Kgs agua evaporada/Kg papel seco} = \frac{65 - 70}{100 - 65} = 1.657$$

$$\frac{0.05 \text{ Kgs vapor}}{\text{Kgs agua evap.}} \times \frac{1.657 \text{ Kg agua evap}}{\text{Kg papel secado}} \times 70,000 \times$$

$$\frac{\text{TM} \times 1000}{1 \text{ TM}} \times \frac{\text{Kgs papel secado}}{\text{Kg vapor}} \times \frac{2375 \text{ kJ}}{10^6 \text{ kJ}} \times \frac{\text{I/. } 3'000,000}{10^6} =$$

$$\text{I/. } 41,321'437,500 (\$ 98,385)$$

Esto significa que se está pagando \$ 98,385 al año por haberse incrementado el consumo de vapor en 0.05 unidades respecto al óptimo (1.33 unidades).

Como el incremento del factor de consumo de vapor es de 0.28 unidades, da un costo adicional de \$ 550,900 al año para una producción de 70,000 TM.

En Febrero del año 1989 se contrató los servicios de la Compañía Albany International Canadá Inc. El estudio lo llevaron a cabo estando en producción normal la máquina PPX-7; en este caso el tipo de papel fué medio corrugado (135 gr/m^2). El resultado fué de 1.8 Kgs vapor/Kg agua evaporada (figura 23).

El incremento resulta ser de $1.8 - 1.33 = 0.47$, que según el cuadro 21 representa \$ 924,800/año.

El pago adicional que en la actualidad se produce puede ser reducido o eliminado, llevándose a cabo las mejoras propuestas en esta tesis.

En adelante para dar referencia a los Kgs de vapor/Kg de agua evaporada del factor de consumo de vapor se usará "unidades" o "unid.".

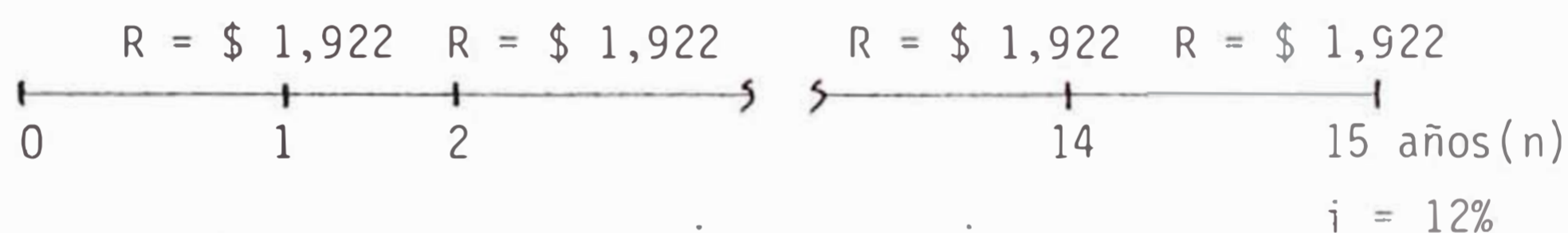
5.4. RENTABILIDAD

Considerando 15 años el tiempo de vida de las mejoras propuestas, el valor de recuperación \$ 49,000 (aproximadamente 5% del costo total) y un interés del 12% anual.

- Costo actual total de la Implementación :

(tasa de cambio mes Agosto/90 : 1/. 320,000 x do
lar)

$$P = \$ 1'030,984 \quad L = \$ 49,000$$



$$C.A_t = P + R.FAS_n^i - L.FSA_n^i$$

donde :

$$FAS_n^i = \frac{(1+i)^n - 1}{i(1+i)^n} \quad \text{factor de actualización de una serie uniforme}$$

$$FSA_n^i = \frac{1}{(1+i)^n} \quad \text{factor simple de actualización}$$

$$C.A_t = 1'030,984 + 13,090 - 8,952 = \$ 1'035,122$$

Este es el monto que el Banco u otra entidad nos hace el préstamo del 12% anual.

- El ahorro que se producirá, debido a las mejoras en el Sistema de Secado; considerando una reducción en el factor de consumo de vapor de 0.47 unidades (\$ 924,800 anuales)

La figura 39 muestra el tiempo de cancelación del préstamo en función de la reducción del factor de consumo de vapor.

Una vez realizadas las mejoras y al determinar el factor de consumo real de la máquina PPX-7 operando, se determina el tiempo real de cancelación del préstamo.

INCREMENTO DEL FACTOR DE CON- SUMO DE VAPOR. (Unidades)	C O S T O A N U A L	
	MILLONES DE INTIS	MILES DE DOLARES
0.05	41,322	98.4
0.10	82,644	196.8
0.15	123,966	295.2
0.20	165,288	393.6
0.28	231,400	550.9
0.35	289,254	688.8
0.40	330,576	787.2
0.47	388,422	924.8
0.50	413,220	984.0

CUADRO 21 COSTO ADICIONAL POR INCREMENTO DEL
FACTOR DE CONSUMO DE VAPOR

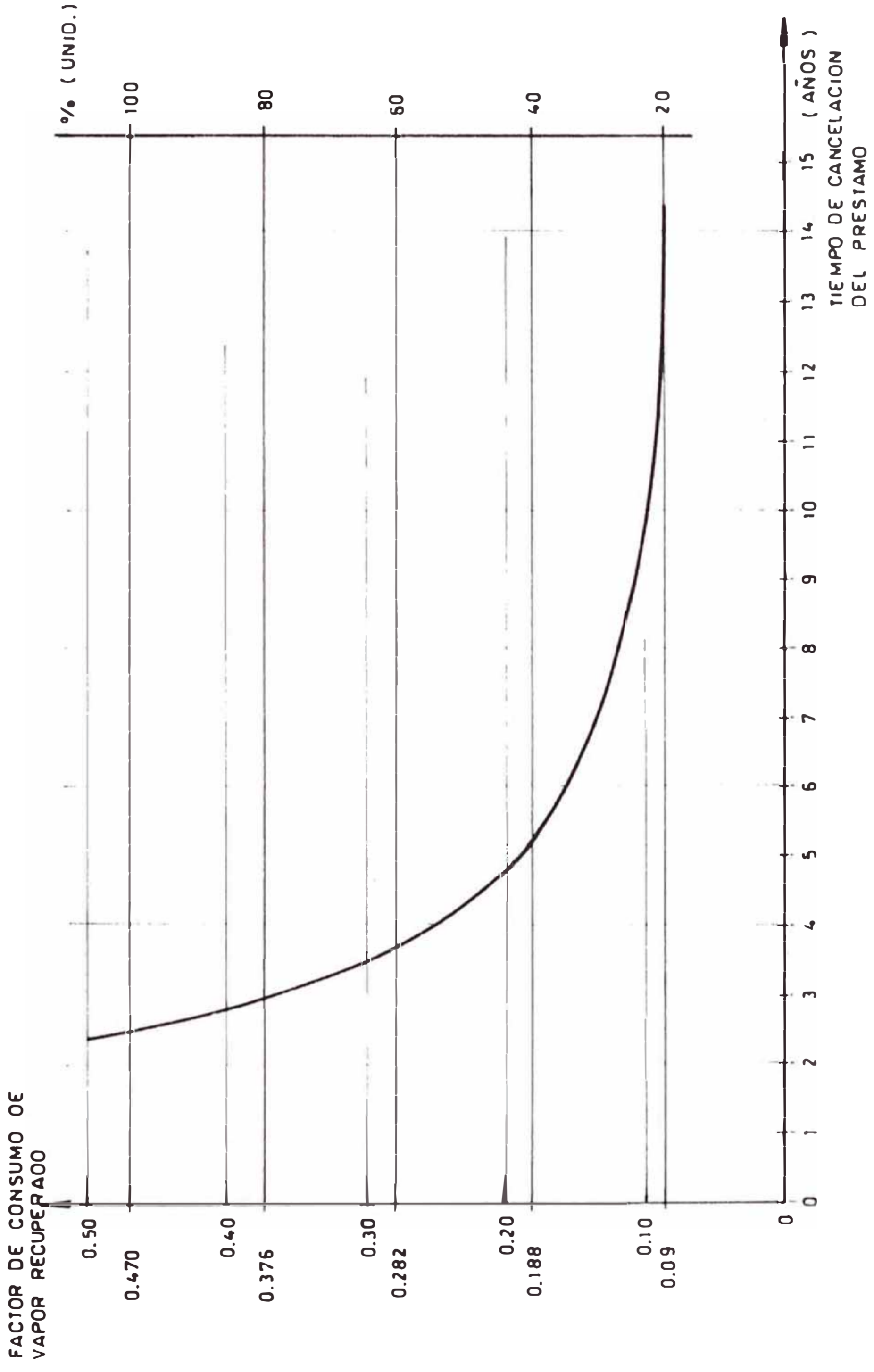


FIG. 39 CANCELACION DEL PRESTAMO

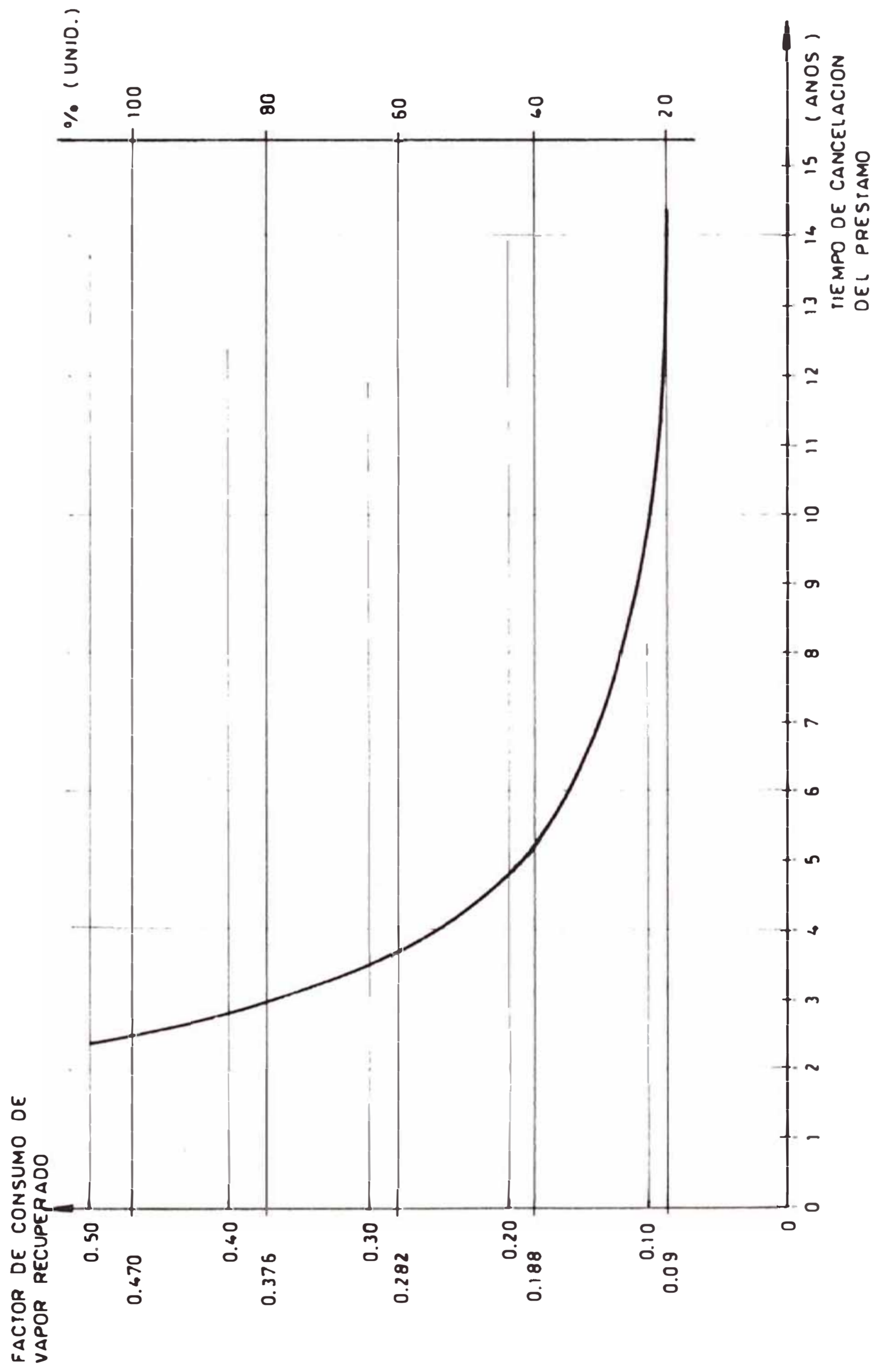


FIG. 39 CANCELACION DEL PRESTAMO

OBSERVACIONES Y CONCLUSIONES

OBSERVACIONES

1. Los materiales fibrosos básicos que se usan en S.P.L. Trupal son: pulpa de bagazo, broke y papel usado.
2. El material fibroso diluido en agua hasta el 3% de consistencia se le denomina pasta, por encima de este valor se le denomina pulpa.
3. Para una limpieza efectiva de la pasta en los centri-cleaner, se ha determinado que ésta debe ingresar a una presión no menor de 400 KPa.
4. La adición de productos químicos ha de vigilarse de manera continua para garantizar una buena calidad de papel.
5. A fin de garantizar un espesor uniforme de la hoja de papel, debe cuidarse permanentemente el nivel de la pasta en la Caja de entrada (Sección Formación).
6. La literatura reporta que el desarrollo de las prensas es altamente satisfactorio para la gran mayoría de fábricas papeleras en el mundo.
7. En los últimos años se vienen realizando innovaciones en máquinas papeleras con el fin de incrementar su ve

locidad; llegando a tener actualmente máquinas con velocidades de 1,200 m/min.

8. Normalmente la hoja de papel ingresa a la sección secado con 60 a 65% de humedad y la abandona con una humedad del 5 a 10%. En el caso de S.P.L. Trupal, los valores promedios son 63.5% y 7% de humedad respectivamente.
9. Se ha determinado que las telas secadoras sintéticas poseen mejores propiedades mecánicas y térmicas que los fieltros convencionales.
10. El sistema de control de la presión diferencial en las tres zonas de secado (calentamiento, rango de evaporación constante y zona de descanso del rango de evaporación) es único; y por lo tanto debe mantenerse siempre operativo para no interrumpir la producción.
11. El sistema de aire caliente es el encargado de remover el agua evaporada de la hoja de papel hacia fuera de la capota cerrada. De su eficiencia depende un mayor o menor consumo de vapor y esencialmente limita la capacidad del Sistema de Secado.
12. La performance del Sistema de Secado se define de dos formas: consumo de energía y capacidad de secado. Dos factores son utilizados en este trabajo :

factor de consumo de vapor
rango de evaporación de secado

esto es respectivamente.

13. Para la máquina PPX-7, el factor de consumo de vapor óptimo es de 1.33 Kg vapor/Kg agua evaporada de pepel
La máquina en operación deberá tender hacia este valor.
14. Cálculos realizados en Marzo de 1987, indican que la máquina PPX-7 tiene un factor de consumo de vapor igual a 1.61 Kg vapor/Kg H₂O evaporada. Comparando con el valor óptimo hay un exceso de 0.28 unidades.
15. Cálculos realizados por Albany International Canadá Inc. en Febrero de 1989, indican un factor de consumo de vapor de 1.8 Kg vapor/Kg agua evaporada; es decir que hay un exceso de 0.47 unidades respecto al valor óptimo.
16. Todo exceso en el factor de consumo de vapor, es en realidad un costo de producción adicional ocasionado por un mal manejo y deterioro del sistema de secado.
17. De los puntos 15 y 16 se tiene que el exceso del factor de consumo de vapor crece a razón de $(0.47 - 0.28) / 2 = 0.375/\text{año}$. Asumiendo un crecimiento lineal, en Febrero del 91 se tendrá un exceso en el factor de consumo de vapor de 1.22 Kg vapor/Kg agua evaporada.

18. El control del diferencial de presión en el Grupo I de secado es vital y de manera permanente se deberá chequear su normal funcionamiento. Un exceso en el flujo másico de vapor no es posible ya recuperar.
19. De los cálculos del factor de consumo de vapor (página 94) se tiene que el calor para el aire es susceptible de bajar hasta 0.15 Kg vapor/Kg agua evaporada. Este rubro constituye el 54% del exceso total del factor de consumo de vapor.
20. De "Practical Aspects of Pressing and Drying Seminar" (TAPPI-86), recomienda que la infiltración controlada debe ser de 30-40% respecto al aire que ha de ser expulsado; esto es para capotas cerradas. Actualmente la atmósfera controlada en la capota cerrada de la máquina PPX-7 tiene una infiltración promedio de 20.5%.
21. El sistema de ventilación-extracción tiene capacidad para una producción de hasta 22 TM/hr, para lo cual hay que reparar integralmente la capota cerrada; a fin de mantener una humedad absoluta del aire de extracción de 0.12 Kg agua evap/Kg aire seco, capítulo 3.4.1(c).
22. De literatura especializada (TAPPI-86) indica que, respecto a la tensión de la tela secadora, no hay un incremento significativo en el rango de secado mas

allá de 1.1 a 1.4 Kg/cm.

23. Comparando la figura 25 con la figura 12, se observa que el Grupo III de secado debe de corregirse su diferencial de presión.
24. Debe observarse permanentemente el nivel de condensado en los cilindros secadores e ir mejorando con la práctica la evacuación de estos condensados.
25. Los cuadros 12 y 14 muestran las presiones de entrada en que deben operar los Grupos de secado.
26. Las válvulas de soplado y equipos de control se recomienda adquirirlos en las marcas indicadas, capítulo 5.2.4.
27. El costo total de la implementación es de \$ 1'030,984. Dicha implementación puede realizarse en un lapso de un año, sin tener que parar la producción normal.
28. Para una producción promedio de 70,000 TM/año, actualmente se realiza un gasto adicional de \$ 924,800/año el cual puede y debe ser eliminado; llevando a cabo las mejores propuestas.
29. De la figura 39 el préstamo que concede el Banco se cancela en 2.5 años.
30. A partir del 3er. año la fábrica se ahorraría anualmente \$ 924,800.

31. El costo de 1 millón de kilojoules en el mes de septiembre/90 es de I/. 3'000,000. (tasa de cambio I/. 420,000 x dolar).
32. La figura 39 muestra el tiempo de recuperación de la inversión que demanda la optimización.

CONCLUSIONES

1. No existe dificultad alguna en el ingreso de la hoja de papel (a determinadas condiciones de consistencia, humedad, etc.) a la sección de secado.
2. Debe procurarse que el peso promedio de la hoja de papel, tanto en dirección máquina como en dirección contraria, sea uniforme; para obtener una buena calidad del producto terminado.
3. El uso de telas sintéticas en la vestidura da mejores resultados; son considerados en la implementación.
4. La entrada de vapor a los grupos secadores, debe hacerse de acuerdo a lo indicado en los cuadros 12 y 14. Con el fin de asegurar el uso racional del flujo de vapor.
5. Para la máquina PPX-7 se ha considerado el valor de 1.4 Kg/cm como tensión de vestidura óptima; esto es logrado mediante el dispositivo de tensionamiento, figura 28.
6. La atmósfera dentro de la capota cerrada, ha de mantenerse controlada permanentemente a fin de que su humedad absoluta promedio sea constante e igual a 0.12 Kg de agua evaporada/Kg de aire seco.
7. Se ha tomado el valor de 30% como infiltración para la optimización de la Sección Secado PPX-7; de esta

manera se conserva la Capota "THIGHT".

8. Brindar un mantenimiento permanente a los cilindros secadores, válvulas de soplado, tela y tensión de la misma, etc. para garantizar una buena transferencia de calor.
9. Verificar que el condensado en los cilindros de secado, sea eficientemente removido.
10. Los trabajos de implementación recomendados en el capítulo 4.6, pueden llevarse a cabo íntegramente con personal nacional.
11. Del capítulo 5.3 para una producción de 70,000 TM/año, se incurre en un gasto adicional de \$ 924,800/año; esto es por un inadecuado funcionamiento y estado actual del Sistema de Secado.
12. El monto total de la Implementación del capítulo 4.6 es de \$ 1'030,984 comparando económicamente con el gasto de \$ 924,800 por año que se dejaría de realizar, nos dá que a partir del 3er. año, dicho gasto se convierte en un ahorro efectivo (capítulo 5.4).

BIBLIOGRAFIA

1. Coulson Laurence, L. (Laurie), "Optimizing and existing Dryer Section", Huyck Drying Products, P.O. Box 217, Greeneville Tennessee 37743, 1973.
2. Eskelinen, P.J., "Dryer section surveys a fast way to improve paper machine performance and paper quality", TAPPI Journal, May 1984.
3. Hernández Garibar, Eduardo, "Fundamentos de aire acondicionado y refrigeración", Editorial Limusa, Mexico 1980.
4. Hicks Tyler, G., "Manual práctico de cálculos de ingeniería", Editorial Reverté S.A., España 1981.
5. Hill, K.C., "Defining Dryer performance", TAPPI Journal/April 1986.
6. Janett Leslie, G., "Profile correction and Economics in Drying of paper", TAPPI/June 1970, Vol. 53, N° 6.
7. Lecca Seclen, Gerardo, "Manual de Procesos y operación sobre fabricación de papel", Editorial Centro de Adiestramiento Fábrica de papel (Paramonga) Perú, 1987.
8. Marks Lionel, S., "Manual del Ingeniero Mecánico", Editorial McGraw Hill, Barcelona, 1982.
9. Mc Donalds Ronalds, G., "Pulp and paper Manufacture", Editorial McGraw Hill, Book Company, 1976.

10. Nordiskafilt, "Dryer Screens pocket ventilation", Nordiska Maskinfilt AB Halmstad, Sweden, 1978.
11. Smook Gary, Millan Mac, "Factor Which affect steam consumption in papel drying", Paper Trade Journal/ April 27, 1970.
12. Sociedad Paramonga Ltda., "Manual de operación y descripción de la Planta de Fibra - Black Clawson", Editorial Centro de Adiestramiento Fábrica de Papel (Paramonga) Perú, 1989.
13. Taylor, George, "Ingeniería Económica", Editorial Limusa/Mexico, 1977.
14. Technical Association of the pulp and paper Industry (TAPPI-1986), "Practical Aspects of Pressing and Drying Seminar", Tappi Press, Technology Park/Atlanta, P.O. Box 105113, Atlanta, GA 30348, USA.
15. Walker Peter, J., "Knowing how to optimize the Dryer Section is key to top performance", Pulp & Paper, September, 1978.
16. West Armas, O. and Mc Mullen Donalds, W., "The application of modern pocket ventilation Systems to the conventional Dryer Section", Huyck Drying Products, Greeneville, Tennessee.