



Universidad de Valladolid



**ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES**

UNIVERSIDAD DE VALLADOLID

ESCUELA DE INGENIERIAS INDUSTRIALES

Máster en Energía: Generación, Gestión y Uso Eficiente

**Estudio, Análisis y Propuestas de Mejora de
los Factores de By-Pass que Intervienen en
un Recuperador Rotativo Sensible**

Autor:

Martín Guillem, Enrique

Tutor:

**Velasco Gómez, Eloy
Departamento de Ingeniería
Energética y Fluidomecánica**

Valladolid, Septiembre de 2016

Resumen

Título:

“Estudio, Análisis y Propuestas de Mejora de los Factores de By-Pass que Intervienen en un Recuperador Rotativo Sensible”

Autor: Enrique Martín Guillem

Director: Eloy Velasco Gómez

Resumen:

En los tiempos actuales, la eficiencia energética se ha convertido en unos de los factores con mayor potencial de mejora en cualquier instalación de climatización. En este campo, se han desarrollado una gran cantidad de sistemas con el fin de usar de una forma más eficiente las distintas fuentes de energía, siendo uno de los elementos más representativos los recuperadores de energía, entre los cuales los recuperadores rotativos son uno de los tipos más eficientes energéticamente. Sin embargo éstos, tienen como desventaja que se pueden producir movimientos de aire no deseados en su interior.

Por ello, en este documento se pretenden estudiar estos desvíos de aire denominados by-pass, con el fin de minimizarlos y mejorar así el funcionamiento de los recuperadores rotativos.

Para ello, se estudiarán los by-pass producidos tanto en el interior del recuperador, como en la carcasa del mismo, además de proponer distintos sistemas de control y mejora del recuperador rotativo, para lo cual se llevarán a cabo tanto estudios analíticos como experimentales.

Palabras clave:

Eficiencia energética, climatización, recuperador rotativo, by-pass, control automático de instalaciones.

Abstract

Title:

“Study, Analysis and Improvement Proposals of By-Pass Factors Involved in a Sensible Thermal Wheel”

Author: Enrique Martín Guillem

Director: Eloy Velasco Gómez

Abstract:

Nowadays, energy efficiency has become one of the factors with higher improvement potential in any air conditioning installation. In this field, there have been developed a lot of systems in order to use more efficiently the different energy sources, where heat exchangers are one of the most representative elements, along with thermal wheels, which are one of the most efficient in energy terms. However, these have as a disadvantage that they can produce unwanted air movements inside them.

Due to this reason, the aim of this document is to study these air deviations, called by-pass, in order to minimize them and improve the performance of thermal wheels.

To that end, produced by-passes will be studied both inside the heat exchanger, and inside its case, as well as proposing different control systems and thermal wheel improvements, carrying out both analytical studies as experimental studies.

Keywords:

Energy efficiency, air conditioning, thermal wheel, by-pass, automatic control of installations.

Agradecimientos

Mucho tiempo ha pasado desde que un inocente chico de 19 años llegó a la Escuela de Ingenierías Industriales de la Universidad de Valladolid. Mucho tiempo ha pasado desde entonces, y aquel joven que llegó se ha hecho mayor y ahora, ha de salir; ese chico soy yo. En este momento me gustaría agradecer todo lo que han hecho por mí, a todas las personas sin las cuáles yo no podría haber alcanzado esta gran meta de mi vida:

A mi familia, por haberme aguantando y soportado cuando más estresado estaba y haberme apoyado en los momentos que peor lo pasaba aun cuando no quería que me ayudaseis. La vida te da muchas lecciones y vosotros las mejores, pese a lo cabezón que soy.

A todos los amigos que me han ayudado, me han animado a seguir adelante y me han hecho crecer como persona. Con vosotros he aprendido que la amistad vale más que cualquier pelea.

A toda la AERRAITI, por enseñarme que hay que levantarme después de cada caída y que cuanto más unidos estamos, más fuertes somos. Con vosotros he hecho grandes amigos que espero duren para toda la vida.

A todos los compañeros del Restaurante, gracias a los cuáles he podido compatibilizar mi vida estudiantil y laboral. No ha sido fácil para nadie, pero juntos lo hemos hecho.

Y por supuesto, a todo el departamento de Termotecnia, por haberme motivado a realizar este Máster después de una titulación de Grado que tampoco fue sencilla, en especial a Eloy Velasco por ayudarme tanto con mi TFG como mi TFM y enseñarme a apasionarme por lo que hago.

*A todos vosotros **Muchas Gracias***

“Nunca consideres el estudio como una obligación, sino como una oportunidad para penetrar en el bello y maravilloso mundo del saber” – Albert Einstein

Índice

1. Introducción, Objetivos y Alcance	2
2. Base Teórica	4
2.1. Confort Ambiental y Térmico.....	4
2.2. Recuperación de Calor	6
2.3. Recuperador Rotativo	9
3. Descripción del Sistema de Estudio	14
3.1. Recuperador Rotativo	14
3.2. Instrumentación.....	16
3.3. Sistema de Impulsión de Aire	17
4. Estudio y Modelado del By-Pass Debido a Juntas no Estancas	19
4.1. Estudio Fluidomecánico Básico.....	20
4.2. Estudio de la Dependencia del Factor K con la Velocidad de Giro	28
4.3. Estudio de Caso Particular Típico.....	31
5. Estudio Cinemático en el Interior del Recuperador.....	36
5.1. Principios Cinemáticos en el Interior del Recuperador Rotativo	37
5.2. Cálculo de Velocidades en el Interior del Recuperador Rotativo.....	39
5.3. Estudio y Análisis de Velocidades y Caudales Límite	44
5.4. Estudio de Caso Particular Típico.....	50
6. Propuestas de Control y de Mejora	54
6.1. Control de la Velocidad de Rotación del Recuperador.....	54
6.2. Movimiento del Sector de Purga	58
6.3. Introducción de un Sector Gemelo	61
7. Conclusiones y Líneas Futuras.....	65
8. Bibliografía	70

1. Introducción, Objetivos y Alcance

1. Introducción, Objetivos y Alcance

Desde hace ya muchos años, el consumo de energía, tanto eléctrica como térmica, se ha convertido en uno de los mayores gastos de las industrias, por lo que su utilización eficiente se ha convertido en un factor clave para mejorar en cuanto a competitividad y viabilidad tecnológica se refiere. Entre las medidas que se han adoptado de forma prescriptiva por la legislación española, se encuentra la recuperación de energía en instalaciones de climatización, la cual según dicta el Reglamento de Instalaciones Térmicas en Edificios (RITE)^[1], ha de disponer de los valores mínimos de eficiencia y pérdida de carga que se pueden ver en la tabla 1:

Tabla 1 - Eficiencia de la Recuperación Mínima en Instalaciones de Climatización^[1]

Horas Anuales de Funcionamiento	Caudal de Aire Exterior (m ³ /s)									
	>0,5..1,5		>1,5..3,0		>3,0..6,0		>6,0..12		>12	
	%	Pa	%	Pa	%	Pa	%	Pa	%	Pa
≤ 2.000	40	100	44	120	47	140	55	160	60	180
> 2.000 ... 4.000	44	140	47	160	52	180	58	200	64	220
> 4.000 ... 6.000	47	160	50	180	55	200	64	220	70	240
> 6.000	50	180	55	200	60	220	70	240	75	260

Por un lado, en una industria o comercio habitual, se disponen habitualmente unas 14 horas al día durante 5,5 días a la semana (la mañana del sábado habitualmente es laborable), por lo que anualmente se disponen de unas 4000 horas de funcionamiento al año. Si a esto se le añade que el tamaño del edificio a climatizar es relativamente importante y se requieren importantes caudales de aire exterior, nos podemos encontrar situaciones en las que solamente ya por normativa, es necesario recuperar al menos un 55% de la energía que se expulsa al exterior, pudiendo aumentar la pérdida de carga únicamente 200 Pa.

En los recuperadores de calor utilizados habitualmente en climatización, es decir, los de placas, el aumento en la eficiencia energética se podría conseguir, de 2 formas principalmente. La primera uniendo varios recuperadores en serie para aumentar la eficiencia, pero también la pérdida de carga, o aumentando el tamaño de intercambio de calor en los recuperadores, además de la posibilidad

1. Introducción, Objetivos y Alcance

de disponer de varios en paralelo, con el consiguiente aumento de espacio necesario para disponerlos.

Aquí es donde presentan su principal ventaja otro tipo de recuperadores llamados recuperadores rotativos o ruedas térmicas, los cuales permiten obtener importantes eficiencias de recuperación sensible (superiores al 70 %), con una pérdida de carga moderada y unas necesidades de espacio muy pequeñas en relación a los recuperadores de placas. No obstante, el coste de adquisición de una de estas unidades es superior a los clásicos recuperadores de placas, por lo que la instalación de una de estas unidades y la operación han de estar mucho más controladas que en los recuperadores de placas.

Por ello, el presente documento, tiene como principal objetivo, analizar los principales parámetros que es necesario considerar en el diseño y operación de un recuperador rotativo sensible, para un correcto funcionamiento y maximizar su eficiencia. Asimismo, se expondrán una serie de medidas que ayuden a mejorar el rendimiento real de estas unidades, las cuales, como se verá más adelante, no se hace siempre en las condiciones necesarias.

De esta forma, tanto los fabricantes de estas unidades, como los técnicos encargados del funcionamiento de estas unidades serán capaces de establecer las mejores condiciones de operación de cara a maximizar los ahorros energéticos en las instalaciones por aire y así mejorar los resultados económicos del proceso, consecuencia de la reducción de consumos energéticos.

2. Base Teórica

2. Base Teórica

En este capítulo se van a describir los principales conceptos que es necesario que conocer para poder entender los ensayos y medidas propuestas, así como poder incrementar sus conocimientos en la materia:

2.1. Confort Ambiental y Térmico

La calidad ambiental interior (IEQ) se puede definir como: *Las propiedades físicas, químicas, y biológicas que el ambiente interior debe tener para no causar o agravar enfermedades en los ocupantes de los edificios y para asegurar un alto nivel de confort de los ocupantes del edificio en las actividades propias del uso para las que el edificio ha sido diseñado* [2].

Por lo tanto, una productiva actividad humana, está fuertemente condicionada por una situación ergonómicamente óptima para las personas, por lo que será necesario establecer las condiciones necesarias para que esta situación ergonómica sea posible. Aquí influyen 2 aspectos fundamentales, como son una correcta ventilación y unas condiciones higrotérmicas adecuadas.



Figura 1 - Diferentes fuentes de Contaminación que Provocan Necesidad de Ventilación

Hay que indicar que cualquier situación en la cual se incluyan actividades humanas o no, son susceptibles de producir contaminantes que puedan producir

2. Base Teórica

malestar en las personas (ver figura 1), por lo que cuanto peor sea la calidad ergonómica del entorno que rodea, mayor será el caudal de ventilación requerido. Otros parámetros que afectan a la cantidad de aire que se requiere para la ventilación serán la calidad del aire exterior (menor en los núcleos urbanos e industriales) y la eficacia de la ventilación, la cual si no se realiza un buen diseño de los sistemas de difusión y de la arquitectura interior de los locales, puede provocar situaciones de “cortocircuito” del aire de ventilación como se muestra en la figura 2, no alcanzando los objetivos de confort requeridos.

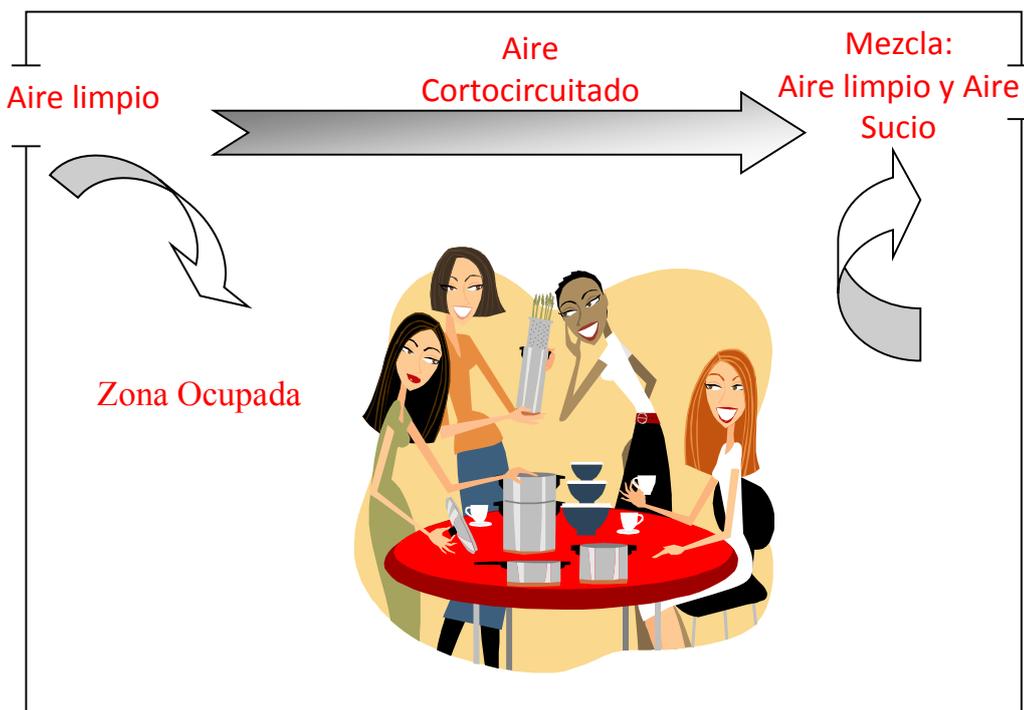


Figura 2 - Distribución Habitual del Aire con Cortocircuito

Por otro lado el confort térmico, viene influenciado no solo por la temperatura del ambiente, también influyen otros parámetros como son la humedad, la velocidad de aire que rodea, la temperatura radiante de los cerramientos, el aislamiento de la ropa y la actividad metabólica. De esta forma, se establece un valor denominado Voto Medio Previsto (Predicted Mean Value - PMV)^[3], a partir del cual, a través de una correlación estadística, se puede estimar el porcentaje de insatisfechos, según la ecuación 2.1 o la figura 3, por las condiciones higrotérmicas del ambiente al que están sometidas las personas:

$$PPD = 100 - 95 \cdot e^{-0.03353 \cdot PMV^4 - 0.2179 \cdot PMV^2} \quad (2.1)$$

2. Base Teórica

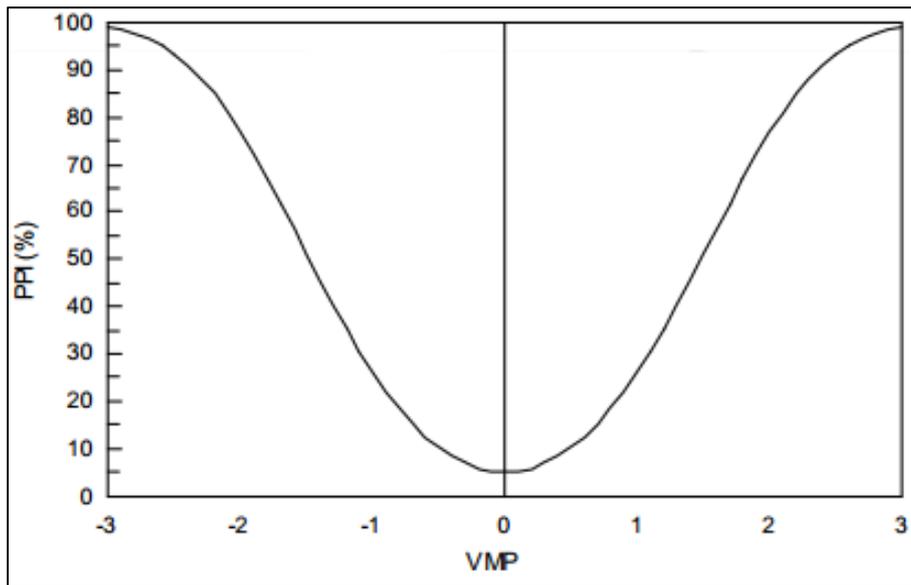


Figura 3 - Gráfico del PPI frente al PMV^[3]

Por estos motivos, nacen las instalaciones de climatización, las cuales tratan de mantener unas condiciones ambientales y térmicas óptimas. No obstante, cuanto mayor sea el confort ambiental necesario, se requerirá un mayor caudal de aire de ventilación, el cual no se encuentra habitualmente (salvo en las situaciones en las que se utiliza Free-Cooling) en las condiciones térmicas necesarias y por lo tanto, requieren un aumento en la potencia térmica necesaria para el acondicionamiento higrotérmico del aire impulsado a los locales acondicionados. Este hecho provoca que el consumo energético aumente hasta unos niveles que pueden llegar a ser inasumibles para la instalación que se trate, por lo que se requieren sistemas que reduzcan este consumo hasta unos niveles aceptables, manteniendo en cualquier caso las condiciones de confort tanto térmico como ambiental.

2.2. Recuperación de Calor

En una instalación de climatización, para vencer las cargas existentes en el sistema (ventilación, radiación, conducción, interiores, etc), es necesario impulsar aire a una temperatura superior (en régimen de calefacción) o inferior (en régimen de refrigeración) que la del local, de forma que se cumpla la ecuación de la conservación de energía en estado estacionario. Además, parte de ese aire, debe provenir del exterior, para poder alcanzar las tasas de ventilación requerida para un confort ambiental óptimo. De esa forma, será necesario extraer del local

2. Base Teórica

y expulsar al exterior también una parte de ese caudal de aire, para que se cumpla el principio de conservación de la masa.

Un recuperador de calor es aquel dispositivo que permite la reutilización del calor residual contenido en el aire expulsado y cuyo objetivo final es alcanzar la eficiencia máxima de la instalación. Estos recuperadores podrán ser tanto sensibles (solo intercambian calor sensible) como entálpicos (intercambian calor sensible y latente).

Un sistema de recuperación de energía está caracterizado principalmente a través de la eficiencia de recuperación, la cual se define como el cociente entre la energía útil extraída o introducida en el sistema y la máxima energía que se podría extraer.

En el caso de un sistema de recuperación de calor sensible, la eficiencia se puede expresar de la siguiente forma:

$$\varepsilon = \frac{Q_{vent} \cdot (t_{12} - t_{11})}{Q_{min} \cdot (t_{21} - t_{11})} \quad (2.2)$$

Donde:

Q_{vent} es el caudal de aire de ventilación.

Q_{min} es el caudal de aire mínimo entre la extracción y la renovación.

t_{nm} es la temperatura, donde para n, 1 es para el caudal de renovación y 2 para el de extracción, y para m, 1 es para la entrada al recuperador y 2 para la salida.

No obstante, bajo la suposición habitual de que el caudal de extracción e impulsión son los mismos, la ecuación se puede expresar exclusivamente, con las temperaturas de entrada y salida de las corrientes:

$$\varepsilon = \frac{t_{12} - t_{11}}{t_{21} - t_{11}} \quad (2.3)$$

No obstante, el recuperador de energía, consume un extra de energía, en concreto en potencia para impulsar el mismo caudal de aire que pasa a su través, venciendo el incremento en la pérdida de carga, para que las condiciones de presión sean similares a que no hubiese un recuperador de energía o para accionar algún sistema de movimiento interno del mismo. De esta forma, se puede definir un Coeficiente de Operación del recuperador de calor, que se puede definir de la siguiente forma:

2. Base Teórica

$$COP = \frac{C}{P_v + P_b} \quad (2.4)$$

Donde :

C es el calor recuperado

P_v es la potencia eléctrica requerida para vencer la pérdida de presión provocada por el recuperador

P_b es la potencia eléctrica requerida (si fuese necesaria) para el funcionamiento del recuperador

En cuanto a la tipología de los recuperadores, se pueden categorizar en cuanto a los siguientes criterios:

- En cuanto al tipo de energía que intercambian:
 - Sensibles
 - Entálpicos
- En cuanto a los medios que intercambian la energía:
 - Recuperadores Aire/Aire.
 - Recuperadores Aire/Líquido.
- En cuanto a la separación de los fluidos que transfieren energía:
 - Sistemas de contacto directo: Los fluido sufren una mezcla completa.
 - Sistemas regenerativos: Los fluidos recorren un mismo espacio sin coincidir, de forma alternada. El elemento fundamental en este caso es la superficie que alternativamente recibe y cede carga térmica
 - Sistemas recuperativos: La transferencia se produce a través de una superficie que separa las 2 corrientes.

Para que la recuperación de calor sea máxima, este dispositivo se debe disponer junto a la zona de extracción y de aire exterior, tal como se muestra en la *figura 4*, de forma que en las puestas en marcha, cuando el aire no se encuentra viciado, no entre en funcionamiento el recuperador y así se puedan atemperar los locales más rápidamente mediante recirculación y porque en estas condiciones no es necesario aportar aire de ventilación. En el lado contrario, cuando esté

2. Base Teórica

funcionando a plena capacidad, se situarían en la impulsión las baterías de calor y frío y en el retorno un enfriador evaporativo (en régimen de refrigeración), de forma que el aire entre más frío al recuperador y así se pueda enfriar más la corriente de impulsión.

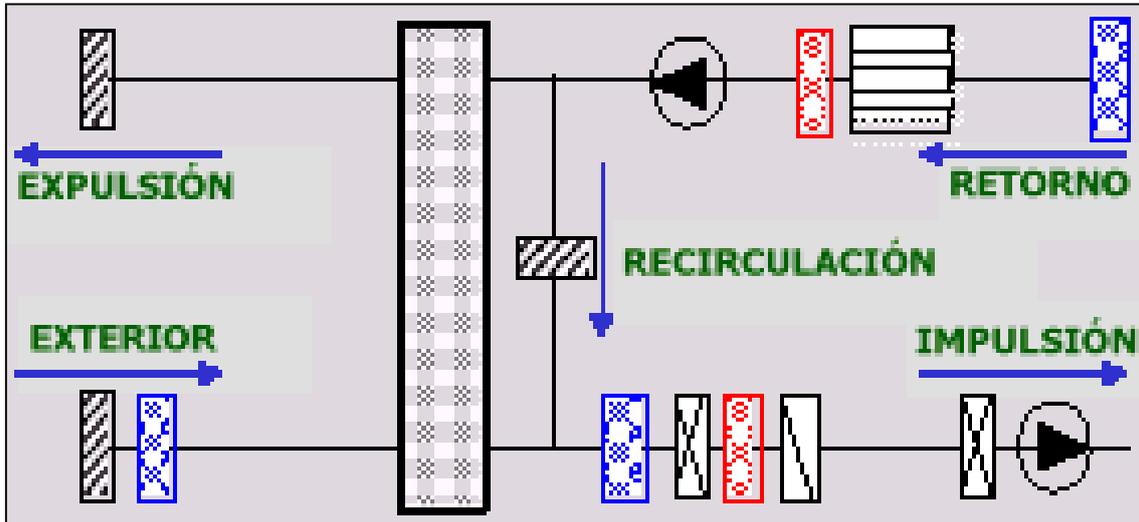


Figura 4 - Esquema de Colocación de un Recuperador de Calor en una UTA [2]

2.3. Recuperador Rotativo

Son recuperadores de tipo todo aire/aire regenerativos, formados por una carcasa de hierro galvanizado y un rotor permeable al aire. La extracción y la renovación circulan por sectores separados, evitando su mezcla.

Pueden ser sensible o entálpicos, según cual sea el material del rotor. En caso de que el rotor fuera de algún material higroscópico, como cloruro de litio, entonces éste, retendría la humedad de la corriente más húmeda, y se la cedería a la corriente más seca en el siguiente periodo.

En general, estos recuperadores admiten un mayor rango de caudales de aire (desde 500 hasta 115.000 m³/h) y de temperaturas (desde -55°C a 800 °C). No obstante, para un óptimo funcionamiento, deben moverse en contracorriente, para poder drenar el aire viciado retenido y deben disponer de rotores de velocidad variable. Debido al giro del rotor, puede llegar a haber una pequeña cantidad de mezcla de corrientes (1 - 2%).

2. Base Teórica

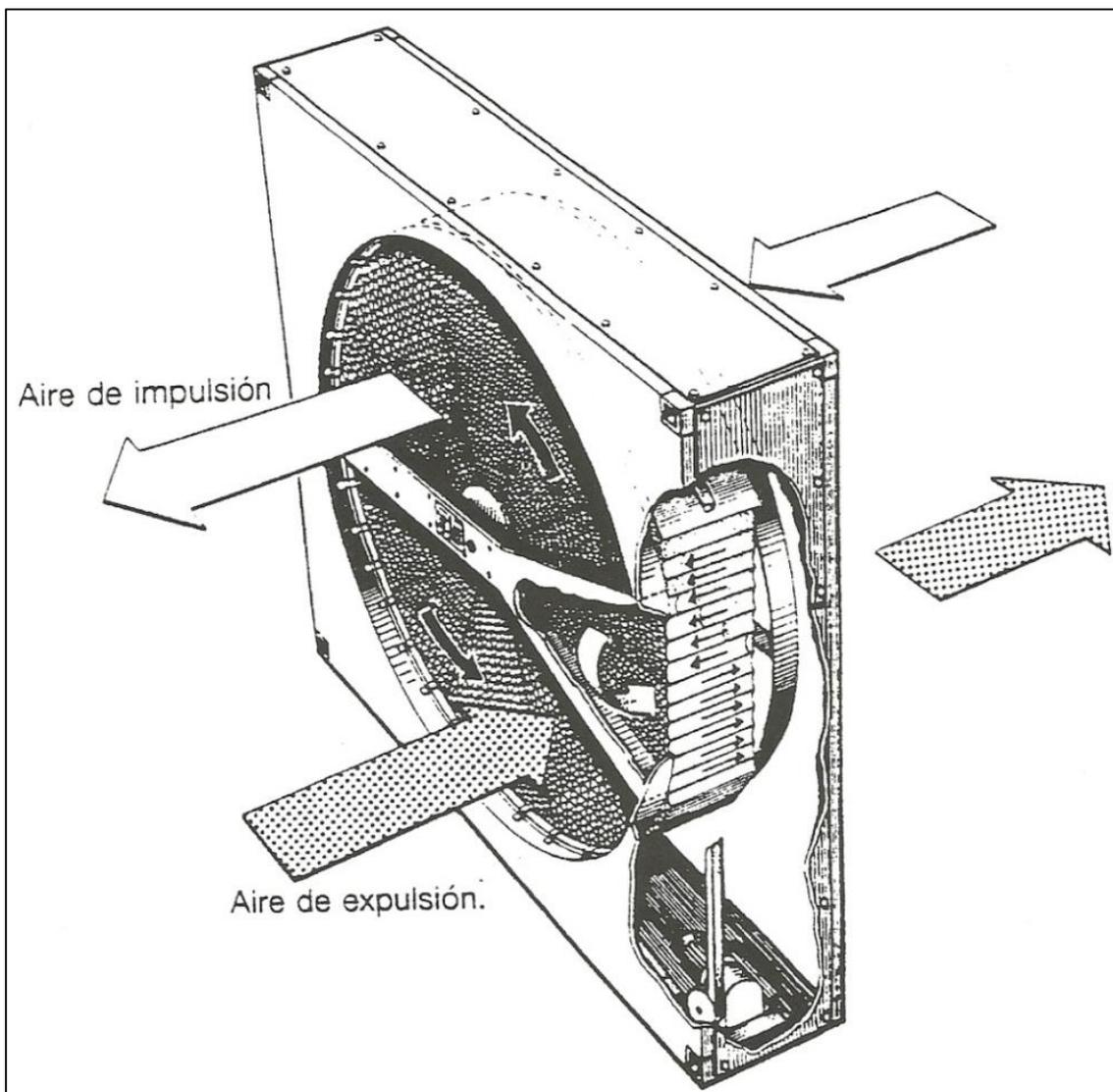


Figura 5 - Esquema de un Recuperador Rotativo [2]

Los recuperadores rotativos también pueden clasificarse en recuperadores rotativos de velocidad angular constante y de velocidad angular variable. La regulación de velocidad angular se lleva a cabo mediante variadores de frecuencia que modifican la velocidad de giro del motor eléctrico que acciona el tambor. Dicha regulación de velocidad puede realizarse independiente del sistema o a partir de los valores de magnitudes de control del propio sistema como la temperatura o la humedad. De esta manera se tendrá un sistema retroalimentado que permitirá una regulación efectiva del sistema de modo que se pueda controlar la cantidad de energía recuperada, evitar la aparición de hielo y en definitiva controlar la operación del sistema recuperador.

Como principales ventajas de estos recuperadores, se pueden destacar, sus altas eficiencias de recuperación (hasta un 90 %) y sus grandes posibilidades de control

2. Base Teórica

y regulación. En cambio, como inconvenientes, destaca la contaminación que se produce por la posibilidad de mezcla de las corrientes, por lo que este tipo de recuperadores no se pueden colocar en instalaciones cuyos aires de extracción procedan de zonas acondicionadas con elevada carga contaminante (olores en zonas donde se tienen animales) o en salas limpias donde las recirculaciones del aire se encuentran prohibidas, por ejemplo en hospitales, por ser el aire un medio de transmisión de bacterias y por tanto de contagio entre pacientes con diferentes patologías.

El funcionamiento de este sistema es relativamente simple. Tanto en la parte superior, como en la inferior, disponemos 2 corrientes que circulan axialmente al recuperador, mientras que el rotor se encuentra girando con una velocidad de giro de forma que en un primer momento, el aire de impulsión, a la temperatura del exterior cruza el recuperador atemperando el relleno del rotor. Una vez el rotor ha girado hasta situarse en la zona opuesta, este cede o absorbe el calor decido o absorbido por la primera corriente hacia la de expulsión. Este proceso, se realiza de manera continua, por lo que el funcionamiento se puede considerar estacionario.

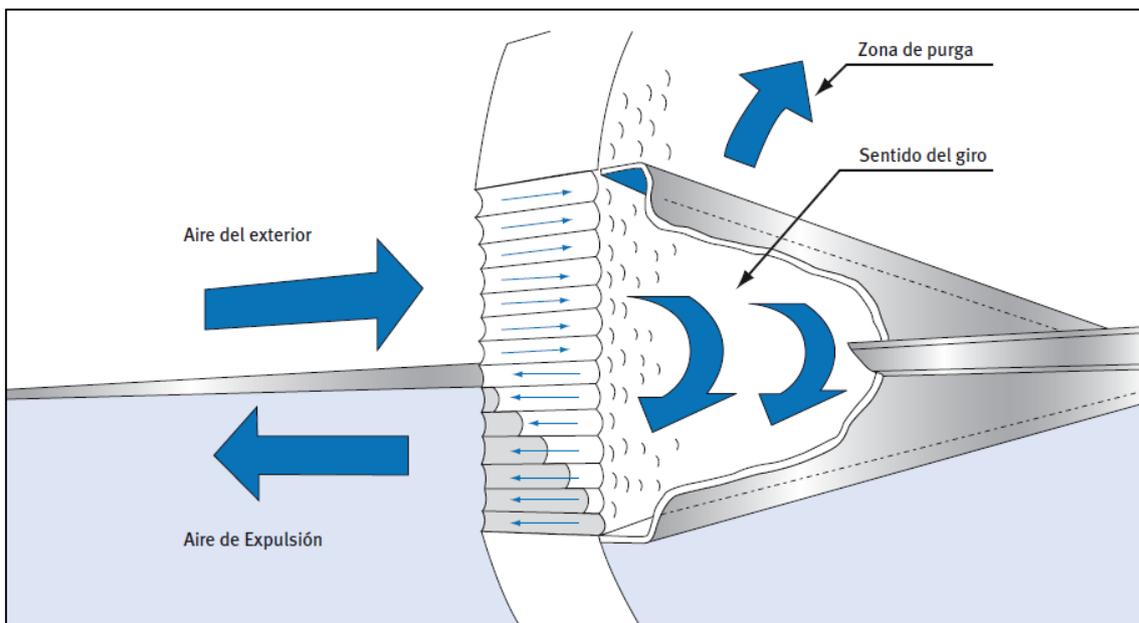


Figura 6 - Esquema de Funcionamiento de la Purga en un Recuperador Rotativo ^[4]

En una de las caras del rotor, tal como se puede ver en la *figura 6*, existe un sector llamado sección de purga que no suele comprender más de 15º-20º. La finalidad de este, es evitar que parte del caudal del aire de extracción retenido en la estructura del rotor, pase al aire de impulsión. Para evitar esta recirculación en la

2. Base Teórica

que parte del aire que entra en el rotor, debido al cambio de dirección de aire en la zona central, pase al aire de impulsión contaminando el aire exterior limpio con el aire de expulsión (sucio), se realiza un barrido de ese aire retenido en el rotor con aire limpio, teniendo por tanto que incrementar los caudales de aire exterior para alcanzar el caudal requerido de ventilación.

Además, no debemos olvidar que la eficiencia de un recuperador se mide tal como se ha indicado en la *ecuación 2.3* y que por tanto, si se produce un bypass entre el retorno y el aire final de impulsión, esta se acercará más a la del retorno, llegando en un caso extremo a un falso valor de eficiencia del 100% cuando el aire de expulsión se recircule totalmente y el de impulsión se by-pasee e hacia la de expulsión. Se dice “falso valor”, ya que lo que se estaría haciendo en ese caso, no es recuperar calor de la corriente de extracción, sino que se estaría recirculando el aire del retorno, motivo que no es el encomendado y es necesario evitar en el recuperador de calor rotativo.

Para ello, se define un parámetro, denominado tiempo de residencia t_r , el cual estima el tiempo que permanece el fluido en la purga hasta que sale, dependiendo de la longitud de la purga l_{purg} y de la velocidad de paso del aire v_{purg} y se corresponde con la siguiente ecuación:

$$t_r = \frac{l_{purg}}{v_{purg}} \quad (2.5)$$

A pesar de parecer una relación muy sencilla, no es trivial conocer la longitud de la purga o la velocidad del aire en la purga, ya que es necesario considerar cuando comienza a generar by-pass el aire, situación la cual queremos evitar y que dependerá de la velocidad de giro del recuperador. En cualquier caso, para un correcto funcionamiento, será necesario que se obtenga un tiempo inferior al tiempo que tarda en pasar por la purga el aire, o de lo contrario, se contaminará la corriente de aire de impulsión (aire limpio de ventilación) con el aire de retorno.

No obstante, este no es el único posible bypass que se puede producir en el recuperador. Al disponer este tipo de recuperadores de piezas móviles (el rotor, respecto a la carcasa y la zona de separación de corrientes), es necesario que la unión no sea sólida, ya que de lo contrario, el rotor no podría girar, y en el caso de una junta de estanqueidad, la fricción de la misma con el rotor podrían ocurrir 2 graves problemas: O que la alta fricción provocase un aumento desmesurado

2. Base Teórica

del consumo del motor del rotor, o que la fricción, provocase altas temperaturas que pudiesen dañar el rotor o la junta, pudiendo llegar en un caso extremo a fundirse en una sola pieza.

Este bypass producido en las escobillas, será mayor cuanto mayor sea la diferencia de presiones tanto entre el retorno y la impulsión, como entre la extracción y la corriente de aire exterior tal como indica la *ecuación 2.6*.

$$Q_{BP_{esco}} = \sqrt{\frac{\Delta P}{K}} \quad (2.6)$$

Como se puede observar, en esta ecuación existe un parámetro K que será interesante aumentar en cualquier caso y que será tanto mayor cuanto menos permeable sean las escobilla que separan las corrientes de aire. Este parámetro, no obstante, debido a la geometría tan compleja que dispone una escobilla, se determina de forma experimental y se prevé además, que su valor vaya disminuyendo conforme más horas de funcionamiento acumula.

A esto se le añade la problemática de que la evolución de presiones habitual en un sistema de climatización, pueda provocar que en el retorno haya más presión que en la impulsión (la extracción mecánica se suele disponer antes del recuperador) y el aire exterior suele ir precedido del ventilador de impulsión, por lo que la presión en esa sección será de forma general, mayor que en el aire de extracción, por lo que será un poco también de by-pass.

3. Descripción del Sistema de Estudio

3. Descripción del Sistema de Estudio

En este capítulo se va a proceder a describir tanto el recuperador caracterizado, como los equipos de medida utilizados durante toda la parte de ensayos perteneciente a este estudio, así como sus principales características y medidas.

3.1. Recuperador Rotativo

Nuestro elemento de estudio será un recuperador rotativo sensible, formado por un rotor de aluminio corrugado con un diámetro de 630 mm, como el que se puede ver en la figura 7.



Figura 7 - Recuperador Rotativo Objeto de Estudio

El corrugado con el que se forma el rotor, cuyo espesor se ha considerado con de 0,1 mm, tiene una estructura similar a una forma senoidal, cuyas medidas se pueden observar en la figura 8.

No obstante, el rotor, dispone de una zona central dedicada a un correcto giro del mismo, la cual será totalmente maciza, con un diámetro de 150 mm, evitando así, el paso del aire a su través.

Adicionalmente, dispone de un sector de purga centrado en el diámetro horizontal (separación de corrientes) con un ángulo del sector de 15° y un espesor de 15 mm. Finalmente, la longitud efectiva del recuperador, tendrá un tamaño total de 200 mm.

3. Descripción del Sistema de Estudio

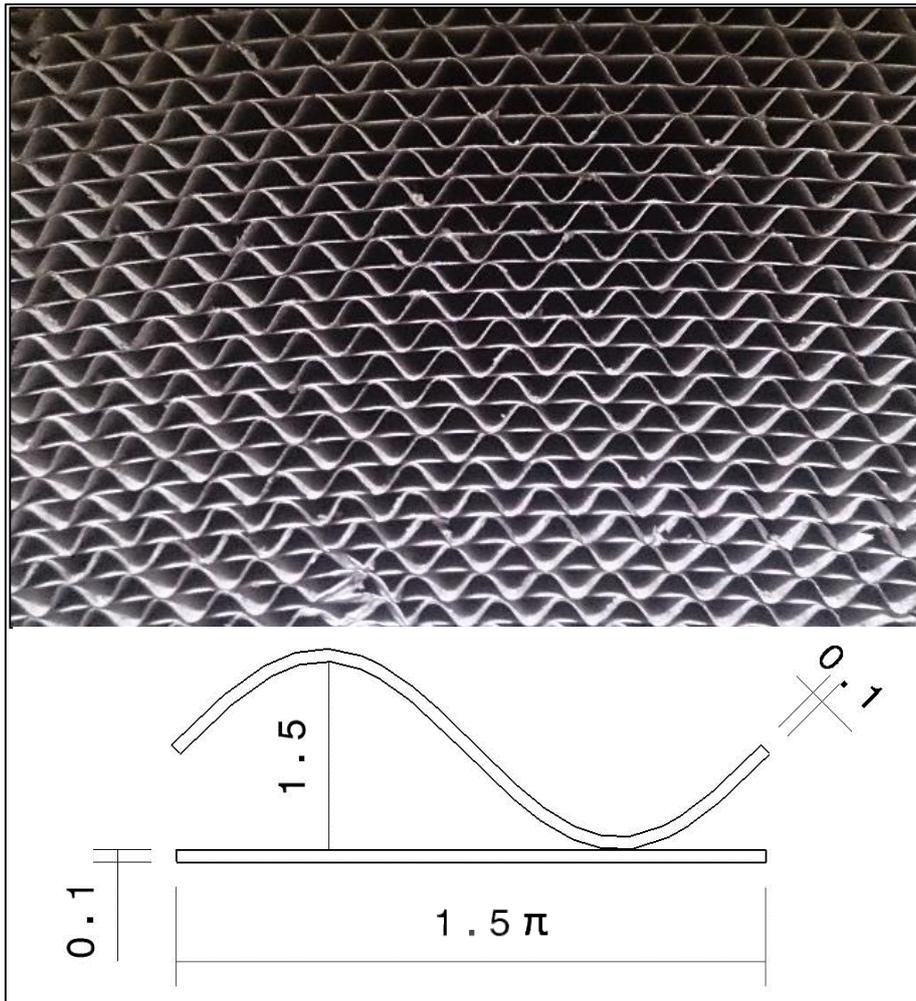


Figura 8 - Esquema y Medidas del Relleno del Recuperador Rotativo

Inicialmente, los canales de impulsión, extracción, retorno y aire exterior, se encuentran adheridos a unos conductos para su conexión a las correspondientes cajas de ventilación, disponiendo estas de unos diámetros de conexión de 245 mm.

El sentido de giro de este sistema debe ser único para asegurar el adecuado funcionamiento de la zona de purga. El giro se consigue mediante un pequeño motor trifásico de 360 W, de forma que al arrancarlo, siempre lo haga en el mismo sentido. Este sentido puede observarse en la figura 9. La velocidad de giro de esta unidad, a falta de instalar un variador de frecuencia, es de 18 rpm.

3. Descripción del Sistema de Estudio

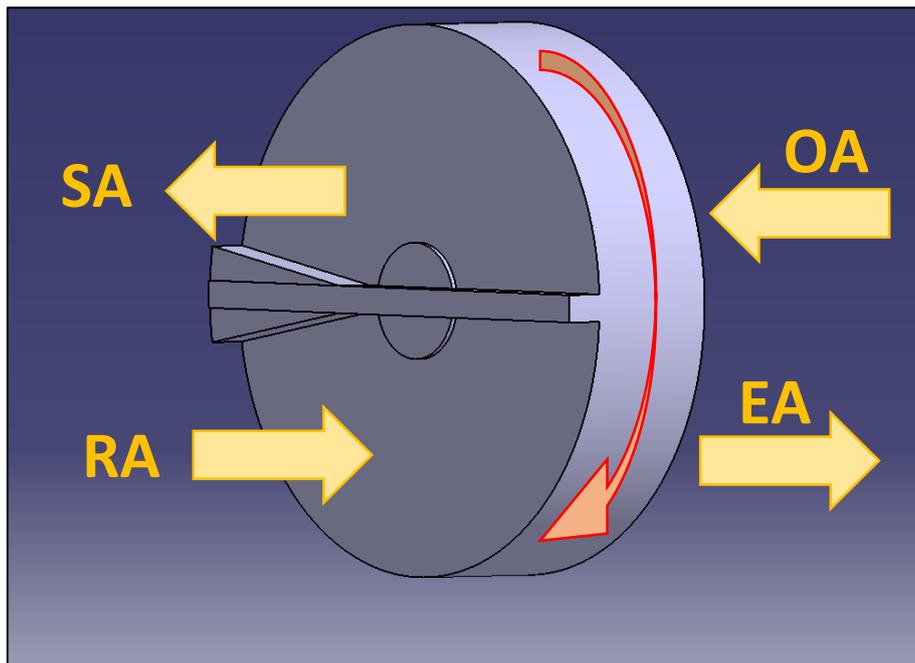


Figura 9 - Dirección Correcta de Giro en Función de la Dirección de las Corrientes

3.2. Instrumentación

Las magnitudes que se van a medir en este trabajo, serán principalmente caudal de aire y diferencias de presión. Ambas medidas se enviarán a un elemento transductor-ilustrador capaz de reconocer las señales eléctricas obtenidas y devolvernos los resultados de la medida.

Para la medición del caudal de aire, se utilizará un caudalímetro de tipo tobera, el cual se puede apreciar en la figura 10. Se tomarán medidas de presión antes de la entrada a la tobera y en la garganta de la misma, determinando el caudal de circulación mediante la recta de calibración del instrumento, que se define en el capítulo 4 del presente documento.

3. Descripción del Sistema de Estudio



Figura 10 - Tobera Utilizada para la Medida del Caudal

Tanto para las medidas de presión (siempre diferencial) destinadas al cálculo del caudal o del salto de presión, se disponen sendos conductos de presión dispuestos en diferentes partes de los conductos de aire, que se conectarán al instrumento medidor TESTO 435, el cual se puede apreciar en la figura 11 y cuyas principales características son las siguientes:

- Tipo de Sonda: Sonda interna
- Magnitud medida: Presión diferencial
- Rango: 0..25 hPa
- Resolución: 0,01 hPa
- Precisión:
 - $\pm 0,02$ hPa - Rango: 0..2hPa
 - $\pm 1\%$ del v.m. - Resto del Rango



Figura 11 - Imagen del Instrumento de Medida de Presión Utilizado

3.3.Sistema de Impulsión de Aire

Para impulsar el aire y así poder simular el funcionamiento del recuperador con varios caudales, se utilizará una UTA con un ventilador de caudal constante (velocidad de giro del rotor constante). A la salida de esta, se dispondrá de 2 salidas de aire, tal como se puede observar en la figura 12, a partir de las cuales, mediante la apertura o cierre de las rejillas, se controlará el caudal que se introduce en el recuperador rotativo durante los ensayos.

3. Descripción del Sistema de Estudio



Figura 12 - Unidad de Impulsión de Aire

No obstante, a pesar de tener 2 salidas de aire como se ha indicado antes, sólo se utilizará una de ellas, dejando la otra salida libre, modulando así el caudal de ensayo actuando en las compuertas de salida a los dos conductos, para obtener el caudal deseado en cada momento.

Por otro lado, la conducción hacia el plenum del recuperador se realizará mediante un conducto PVC flexible, de forma que puedan disponerse con comodidad los distintos elementos de medida nombrados anteriormente sin perjuicio de que se puedan producir efectos fluidomecánicos no deseados.

4. Estudio y Modelado del By-Pass Debido a Juntas no Estancas

4. Estudio y Modelado del By-Pass Debido a Juntas no Estancas

El flujo del aire a través de las escobillas, se puede asemejar mucho a l debido al paso de aire a través de una válvula, es decir, un flujo isoentálpico, en el cual, debido a la alta turbulencia del aire a través de él, el valor K, nombrado en la ecuación (2.6), se puede considerar constante para un amplio rango de flujos. Sin embargo, existen otros factores susceptibles de influir en ese valor K. Los parámetros de que dependerá el proceso de By-Pass, son los que se proponen a continuación:

<u>Parámetros de Operación</u>	<u>Parámetros Geométricos</u>
ΔP -> Diferencia de presión en la escobilla	l -> Longitud del recuperador
Q_1 -> Caudal de aire exterior	D -> Diámetro hidráulico del recuperador
Q_2 -> Caudal de aire de expulsión	f -> Fricción interna del recuperador
Q_{BP} -> Caudal de By-Pass	geo -> Parámetro de geometría interna del recuperador
ω -> Velocidad de giro del recuperador	

<u>Parámetros del Fluido</u>
ρ -> Densidad del fluido
μ -> Viscosidad dinámica del fluido

De esta forma, las dimensiones que se obtienen son las siguientes:

- Longitud (m)
- Masa (Kg)
- Tiempo (s)

Al disponer de un total de 11 parámetros y 3 dimensiones, el sistema dependerá de un total de 8 grupos dimensionales, tal como dice el "Teorema π " ⁽⁵⁾. Para establecerlos, se determinarán como parámetros independientes ρ , D y ω , resultando así los siguientes grupos adimensionales:

$$\frac{Q_{BP}}{\omega \cdot D^3} = f \left(\frac{\Delta P}{\rho \cdot D^2}, \frac{Q_1}{\omega \cdot D^3}, \frac{Q_2}{\omega \cdot D^3}, \frac{D^2 \cdot \omega \cdot \rho}{\mu}, \frac{l}{D}, f, geo \right) \quad (4.1)$$

4. Estudio y Modelado del By-Pass Debido a Juntas no Estancas

No debemos olvidar que cuando hablábamos del factor K para unas condiciones dadas, en ese factor se incluyen todos los parámetros geométricos y de fluido, además de la velocidad de rotación del tambor del recuperador.

Llegados a este punto, se propone realizar los siguientes experimentos:

- Estudio fluidomecánico básico
- Estudio de la dependencia del factor K con la velocidad de giro

4.1. Estudio Fluidomecánico Básico

En este experimento vamos a establecer el procedimiento para calcular los flujos internos de aire en el recuperador en estático (sin giro). El esquema hidráulico simplificado existente será el que se puede ver al continuación en la figura 13:

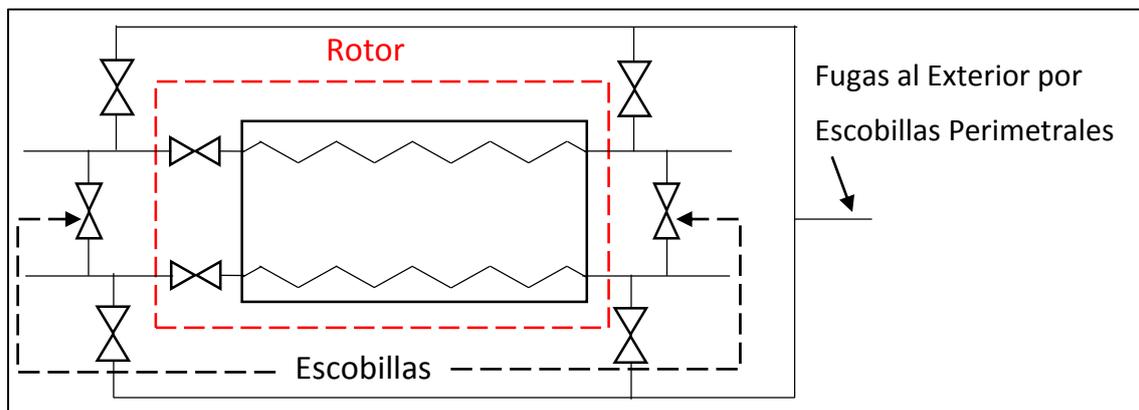


Figura 13 - Esquema Hidráulico del Recuperador Rotativo

Primer Ensayo

Para realizar el ensayo se procederá en primer lugar a bloquear el paso a través de uno de los lados del recuperador, (tanto en la impulsión como en la extracción), lo cual se hará en el lado del lado exterior y aire de expulsión por razones de facilidad y así evitar el flujo por la zona de purga. Adicionalmente se bloqueará también el flujo a través de las escobillas perimetrales.

De esta forma, se está obligando al fluido a circular a través de la escobilla de separación de flujos, de forma que, si nuestra suposición es correcta, podremos averiguar la correlación entre los flujos que circulan y las presiones en la entrada y la salida.

Para el proceso de medida, se coloca la tobera descrita anteriormente en el conducto de impulsión. Además, se instalará un medidor de presión en la

4. Estudio y Modelado del By-Pass Debido a Juntas no Estancas

impulsión y se estudiará la relación Presión-Caudal de By-Pass en el rango admisible por la caja de ventilación de la instalación.

La tobera para determinar el caudal, precisa de la medida de presiones entre aguas arriba de la entrada y la garganta, estando esta calibrada a través de la siguiente ecuación:

$$Q \left(\frac{m^3}{min} \right) = 10^{0,018+0,5044 \cdot \text{Log}(\Delta P(mmca))} \quad (4.2)^{[6]}$$

Los resultados obtenidos son los que se muestran a continuación en la tabla 2:

Tabla 2 - Resultados de caída de presión y caudal circulante en la escobilla

ΔP Tob. (Pa)	Q (m ³ /s)	ΔP Sist. (Pa)
72	0,04574	233
65	0,04344	210
45	0,03609	166
26	0,02736	102
15	0,02073	63
0	0	0

No obstante, estas pérdidas de carga en la escobilla están debidas a 2 causas, la propia escobilla y la pérdida de energía cinética, cuya velocidad se puede estimar ya que la salida del aire de la máquina en estas condiciones se realiza a través de un conducto que como ya nombramos en el capítulo 3 de este estudio, tiene un diámetro de 245 mm. No obstante, debido a los caudales utilizados en los ensayos, los cuales son relativamente bajos, y las altas secciones de paso, proporcionan velocidades del aire bastante pequeñas en relación a la carga a vencer, por lo que no se tendrá en cuenta el ínfimo efecto de la energía cinética del aire a la salida en este experimento.

Así, si representamos la pérdida de presión en la escobilla con el caudal que circula a través de ella, y también una regresión matemática cuadrática pura (de la forma $\Delta P=K \cdot Q^2$) mediante ajuste por mínimos cuadrados de los datos experimentales, obtenemos los resultados gráficos que se ven en la figura 14:

4. Estudio y Modelado del By-Pass Debido a Juntas no Estancas

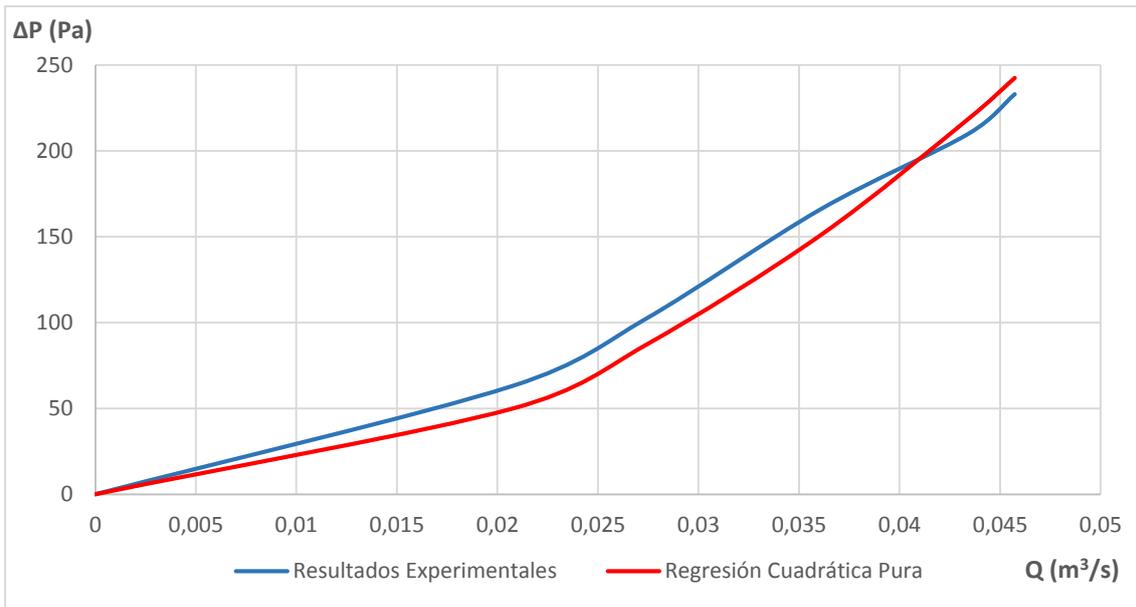


Figura 14 - Representación de la Función de la Escobilla de Separación y su Regresión Matemática

De esta forma, podemos estimar la constante de pérdidas de la escobilla de separación de corriente cuya constante a dado como resultado en la regresión matemática de $115.944,472 \text{ Pa}\cdot\text{s}^2/\text{m}^6$.

Para calcular la bondad del ajuste, se calculará el Coeficiente de Determinación “ R^2 ”, el cual se define a partir de las varianzas del error de la regresión y de la variable experimental, mediante la ecuación (4.3):

$$R^2 = 1 - \frac{\sigma_\varepsilon}{\sigma_y} \quad (4.3)$$

Donde estas variables, se definen a partir de las ecuaciones (4.4) y (4.5):

$$\sigma_\varepsilon = \frac{\sum_{i=1}^n (\varepsilon_i - \bar{\varepsilon})^2}{n - 1} = 138,77 \text{ Pa}^2 \quad (4.4)$$

$$\sigma_y = \frac{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2}{n - 1} = 8094,40 \text{ Pa}^2 \quad (4.5)$$

De esta forma, a partir de la ecuación (4.3), podemos hallar el valor de R^2 , el cual tendrá un valor en este caso de 0,9829, considerando que el resultado, teniendo en cuenta el procedimiento experimental y la precisión de los equipos utilizados, es adecuado.

Segundo Ensayo

El siguiente ensayo pretende determinar las pérdidas en el rotor. Para ello, haremos un experimento similar al anterior, pero destapando la salida de la impulsión, de forma que el aire solo pueda salir a través de la escobilla que ya hemos caracterizado y de la salida de la impulsión. Sin embargo, el caudal que

4. Estudio y Modelado del By-Pass Debido a Juntas no Estancas

vamos a medir no es el correspondiente al que pasa a través del rotor sino que es la suma de este y el que sale a través de la escobilla ya caracterizada.

No obstante, al tener esta última ya caracterizada, sabemos que el caudal que circula a través de ella se puede calcular a través de la ecuación 2.6, siendo por tanto el que deseamos obtener, la diferencia entre el medido y el calculado mediante esta última ecuación. Así, los datos obtenidos han sido los que se observan en la tabla 3:

Tabla 3 - Resultados de caída de presión y caudal circulante en la el rotor en el ensayo 2

ΔP Tob. (Pa)	Q (m ³ /s)	ΔP Sist. (Pa)	Q _{escob} (m ³ /s)	Q _{rotor} (m ³ /s)
233	0,08271	27	0,01526	0,06745
160	0,06842	23	0,01408	0,05434
117	0,05843	20	0,01313	0,04530
77	0,04731	16	0,01175	0,03557
36	0,03224	11	0,00974	0,02250
0	0	0	0	0

Si representamos la pérdida de presión en el rotor con el caudal que circula a través de él, y también una regresión matemática lineal pura (de la forma $\Delta P=K \cdot Q$) mediante ajuste por mínimos cuadrados de los datos experimentales, obtenemos los resultados gráficos que se ven en la figura 15 a continuación:

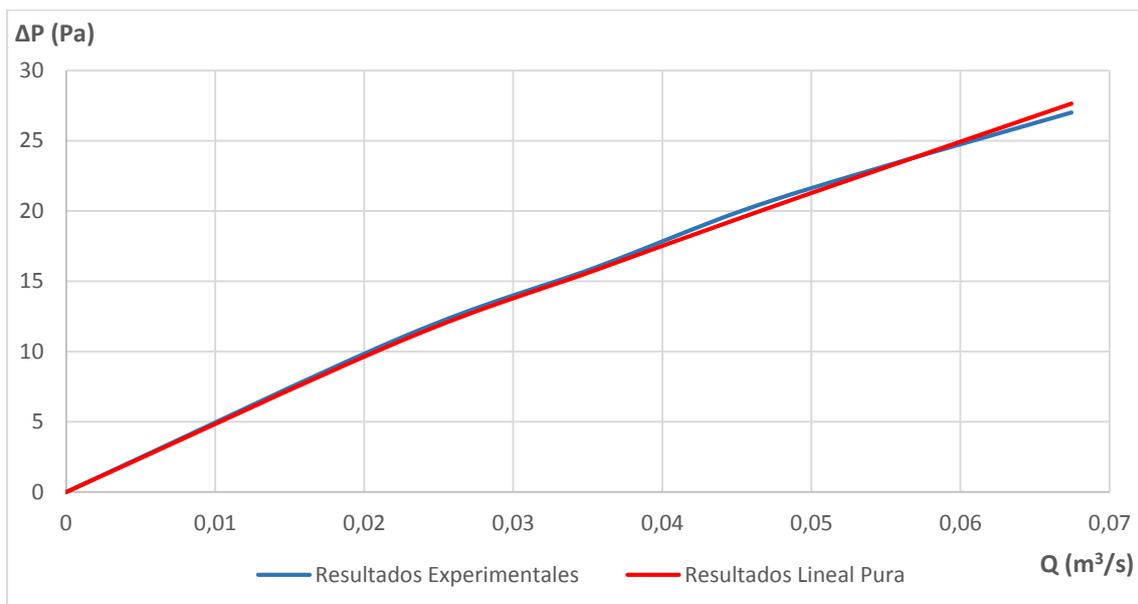


Figura 15 - Representación de la Función del Interior del Rotor y su Regresión Matemática

4. Estudio y Modelado del By-Pass Debido a Juntas no Estancas

De esta forma, podemos estimar la constante de pérdidas del rotor de separación cuya constante a dado como resultado en la regresión matemática de 334,187 Pa·s/m³.

Las varianzas de la variable experimental y el error serán:

$$\sigma_{\varepsilon} = \frac{\sum_{i=1}^n (\varepsilon_i - \bar{\varepsilon})^2}{n - 1} = 0,1425 \text{ Pa}^2 \quad (4.6)$$

$$\sigma_y = \frac{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2}{n - 1} = 93,3667 \text{ Pa}^2 \quad (4.7)$$

De esta forma, a partir de la ecuación (4.3), podemos hallar el valor de R², el cual tendrá un valor en este caso de 0,9985, considerando que el ajuste es adecuado.

Como se puede comprobar este modelo matemático se aproxima muy bien a la realidad, y que el aire circula a una velocidad no muy grande, por unos conductos de altura de 1,5 mm, lo cual convierte el flujo en fuertemente laminar (el guiado del fluido es casi perfecto).

Ensayo 3

Para finalizar la caracterización básica, hay que calcular las constantes de pérdidas de las escobillas perimetrales, las cuales a priori, no se van a considerar despreciables.

Para ello, el ensayo que se va a realizar consiste en bloquear la salida de la impulsión, y que el aire salga del sistema a través de la escobilla de separación de corrientes, y de las corrientes perimetrales. Este esquema, se puede observar en la figura 16 a continuación:

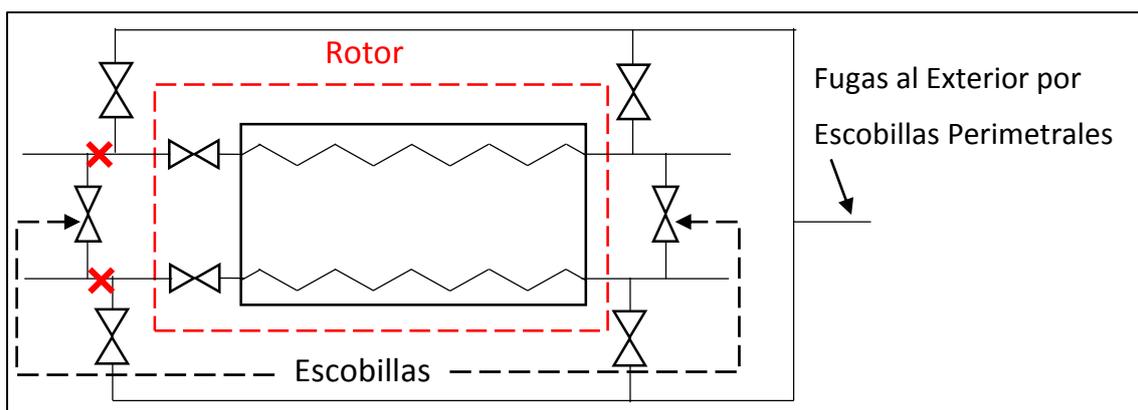


Figura 16 - Esquema Hidráulico del Recuperador Rotativo en el Tercer Ensayo

Obviamente, debido a que todas las presiones de salida son la misma (presión atmosférica), el aire solo escapará por la salida de la escobilla perimetral superior, o por la salida de aire expulsión, al igual que en casos anteriores.

4. Estudio y Modelado del By-Pass Debido a Juntas no Estancas

Por lo tanto, este esquema se puede asemejar al que se observa en la figura 17 a continuación:

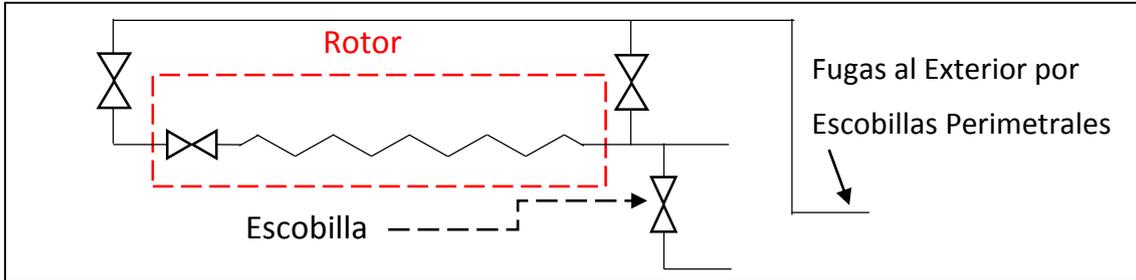


Figura 17 - Esquema Hidráulico Simplificado del Recuperador Rotativo en el Tercer Ensayo

Si denominamos al coeficiente de pérdidas en el filtro perimetral K_2 , al coeficiente de pérdidas en el rotor (de carácter lineal) μ' , el cual ya hemos calculado, y al coeficiente de pérdidas en la escobilla de separación de flujos K , el cual también conocemos del cálculo anterior, podemos hacer los siguientes balances energéticos:

$$K_2 \cdot Q'_{fug}{}^2 = K_2 \cdot Q''_{fug}{}^2 + \mu \cdot Q''_{fug} \quad (4.8)$$

$$\Delta P = K_2 \cdot Q'_{fug}{}^2 \quad (4.9)$$

$$\Delta P = K \cdot Q_{escob}^2 \quad (4.10)$$

$$Q = Q_{escob} + Q'_{fug} + Q''_{fug} \quad (4.11)$$

Donde Q' es el caudal de aire que se fuga por la primera escobilla perimetral y Q'' es el que se va por la segunda escobilla perimetral. De esta forma, obtenemos un sistema de 4 ecuaciones con 4 incógnitas, con una solución única obviamente:

$$K_2 = \frac{\mu' \cdot \left(Q - \sqrt{\frac{\Delta P}{K}} - \sqrt{\frac{\Delta P}{K_2}} \right)}{\frac{\Delta P}{K_2} - \left(Q - \sqrt{\frac{\Delta P}{K}} - \sqrt{\frac{\Delta P}{K_2}} \right)^2} \quad (4.12)$$

Como se puede apreciar en la ecuación resultante 4.12, el factor K_2 , no se puede calcular explícitamente, por lo que es necesario, calcularlo mediante métodos numéricos.

Los resultados obtenidos en el ensayo, fueron los que se ven en la tabla 4:

4. Estudio y Modelado del By-Pass Debido a Juntas no Estancas

Tabla 4 - Resultados de caída de presión y caudal circulante en la el rotor en el ensayo 3

ΔP Tob. (Pa)	Q (m ³ /s)	ΔP Sist. (Pa)	K2 (Pa·s ² /m ⁶)	Q' fug (m ³ /s)	Q' fug+Q'' fug (m ³ /s)
96	0,05288	215	8.884.026,19	0,004919	0,009820
92	0,05176	209	9.625.665,97	0,004660	0,009302
73	0,04606	165	9.460.848,90	0,004176	0,008335
42	0,03527	95	8.561.083,92	0,003331	0,006643
24	0,02572	54	12.515.217,99	0,002077	0,004141
0	0	0	-	0	0

Se puede observar que el caudal que circula por la primera escobilla perimetral es prácticamente igual a la mitad de todo el caudal fugado por ambas escobillas (en torno a un 0,3% superior en todos los casos), por lo que el cálculo se podría haber simplificado bajo la hipótesis de que se despreciaba la pérdida de carga en el rotor, debido a los bajos caudales de aire en el ensayo.

De esta forma, bajo la suposición de que ambas escobillas perimetrales son hidráulicamente iguales, podemos calcular el coeficiente de pérdidas K2, mediante una regresión cuadrática pura por mínimos cuadrados, relacionando la caída de presión en el recuperador, y el caudal que escapa por la primera de las escobillas perimetrales, tal como se puede apreciar en la figura 18.

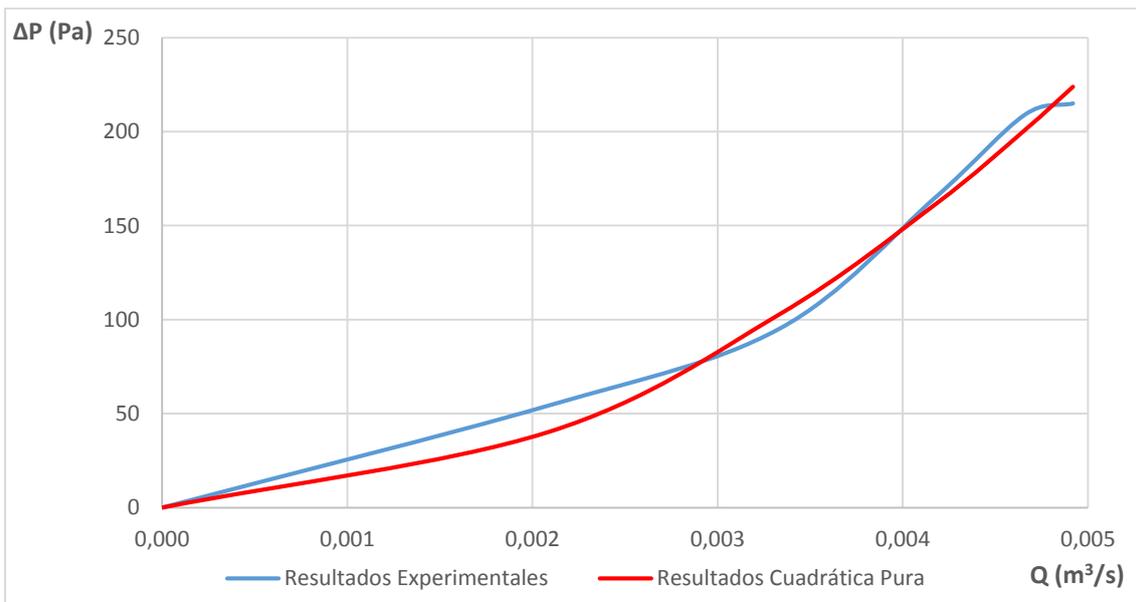


Figura 18 - Representación de la Función de la Escobilla Perimetral y su Regresión Matemática

Realizando el ajuste por mínimos cuadrados, se obtiene como K2 de la regresión un valor de 9.251.898,74 Pa·s²/m⁶. Además, al igual que en casos anteriores, se

4. Estudio y Modelado del By-Pass Debido a Juntas no Estancas

puede calcular el coeficiente de Determinación para comprobar la bondad de la regresión, a través de las varianzas correspondientes, tal como se ve en las ecuaciones (4.13) y (4.14).

$$\sigma_{\varepsilon} = \frac{\sum_{i=1}^n (\varepsilon_i - \bar{\varepsilon})^2}{n - 1} = 80,2192 \text{ Pa}^2 \quad (4.13)$$

$$\sigma_y = \frac{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2}{n - 1} = 7.659,6000 \text{ Pa}^2 \quad (4.14)$$

Así, el coeficiente R^2 , adquiere un valor final de 0,9895, el cual, al igual que en los anteriores casos, nos indica un ajuste adecuado.

Síntesis

De esta forma, a modo de síntesis, se muestra el esquema general del recuperador (con el rotor parado) en la figura 19.

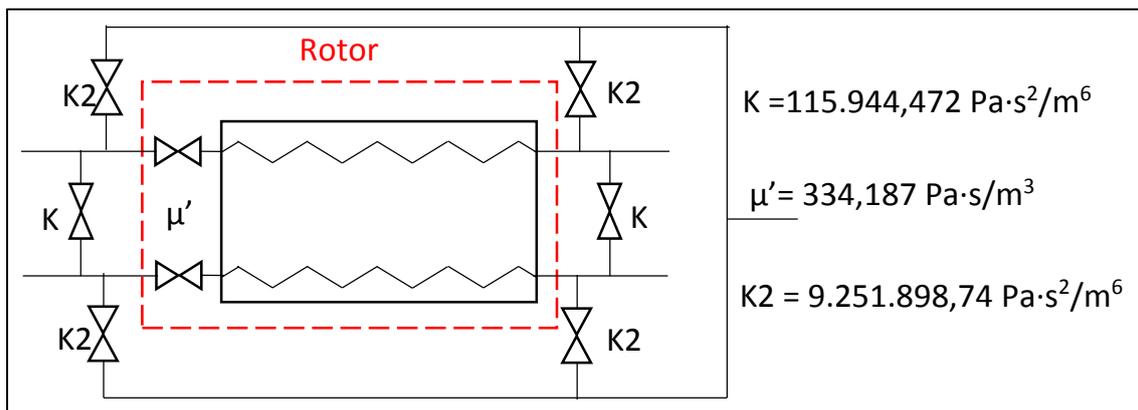


Figura 19 - Esquema Hidráulico Simplificado del Recuperador Rotativo con los valores de las constantes de pérdidas

Como se puede apreciar, las pérdidas por las fugas laterales, a la vista de los resultados, prácticamente se podrían despreciar, debido al alto valor de su constante de pérdidas. Por otro lado, la menor de las pérdidas (además de ser con carácter lineal) se sitúa como era de esperar en el interior del rotor, debido en gran parte, a las bajas velocidades del aire circulando en su interior. Respecto a las pérdidas en la escobilla de separación, posteriormente se realizará un cálculo para conocer cuán importante es este by-pass que se produce, en relación al caudal circulante.

4. Estudio y Modelado del By-Pass Debido a Juntas no Estancas

4.2. Estudio de la Dependencia del Factor K con la Velocidad de Giro

Para llevar a cabo este estudio, se va a proceder de igual forma que en el anterior ensayo, pero haciendo girar al rotor a una velocidad de giro constante de 18 rpm. Entre las hipótesis que se van a considerar se encuentran:

- Solo varían las pérdidas en la escobilla de separación de corrientes al girar el rotor (debido a las 'bajas velocidades de giro utilizadas').
- Todas las salidas de las corrientes de aire se encuentran a la misma presión (presión atmosférica).
- Se desprecian los posibles efectos generados por la rotación del aire en el interior del rotor.
- Por la parte inferior del rotor no circula aire.

De esta forma, el esquema simplificado de la instalación será el que se observa en la figura 20 a continuación:

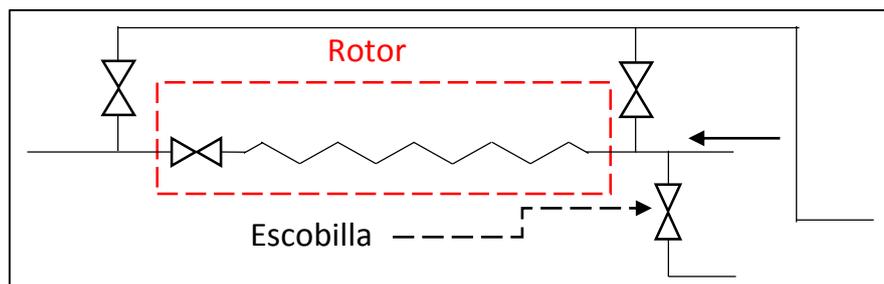


Figura 20 - Esquema Simplificado del Ensayo del Estudio 2

Al igual que en casos anteriores, se medirá el caudal total y la diferencia de presión entre la impulsión y las salidas. Así, al dar por fijos los valores de pérdidas en las escobillas perimetrales y en el interior del rotor, podremos calcular el caudal asociado a cada una de estas 'fugas' y así, despejar el caudal fugado por la escobilla perimetral y obtener la relación deseada. Así las ecuaciones a utilizar en las 3 corrientes posibles serán:

$$\Delta P = K2 \cdot Q'_{fug}{}^2 \quad (4.15)$$

$$\Delta P = \mu' \cdot (Q''_{fug} + Q_{rot}) + K2 \cdot Q''_{fug}{}^2 \quad (4.16)$$

$$\Delta P = \mu' \cdot (Q''_{fug} + Q_{rot}) \quad (4.17)$$

Lo primero que se puede observar es que para nuestro ensayo, no existirá un flujo de aire a través de la segunda escobilla perimetral. Este hecho es debido a que estamos descargando en todos los casos a la presión ambiente, por lo que al no

4. Estudio y Modelado del By-Pass Debido a Juntas no Estancas

existir ninguna resistencia fluidomecánica a la salida del rotor, excepto la 'derivación' a través de la escobilla perimetral, la totalidad del aire tenderá a circular a través de la salida libre, Así, las ecuaciones 4.16 y 4.17 se pueden simplificar en la siguiente:

$$\Delta P = \mu' \cdot Q_{rot} \quad (4.18)$$

De esta forma, e caudal que circulará a través de la escobilla de separación en cada momento será:

$$Q_{escob} = Q_{tot} - \sqrt{\frac{\Delta P}{K2}} - \frac{\Delta P}{\mu'} \quad (4.19)$$

Los resultados obtenidos en ensayo son los que se pueden ver en la tabla 5 a continuación:

Tabla 5 - Resultados de caída de presión y caudal circulante en la el rotor en el estudio 2

ΔP Tob. (Pa)	Q (m ³ /s)	ΔP Sist. (Pa)	Q _{rot} (m ³ /s)	Q' _{fug} (m ³ /s)	Q _{escob} (m ³ /s)	K' (Pa·s ² /m ⁶)
225	0,08126	25	0,07481	0,00164	0,00481	1.080.313,38
175	0,07159	22	0,06583	0,00154	0,00421	1.238.660,68
146	0,06534	20	0,05985	0,00147	0,00402	1.238.409,44
107	0,05586	17	0,05087	0,00136	0,00363	1.289.402,47
47	0,03689	11	0,03292	0,00109	0,00288	1.326.633,65
0	0	0	0	0	0	-

Si representamos la pérdida de presión en el rotor con el caudal que circula a través de él, y también una regresión matemática lineal pura (de la forma $\Delta P=K \cdot Q$) mediante ajuste por mínimos cuadrados de los datos experimentales, obtenemos los resultados gráficos que se ven en la figura 21.

Realizando el ajuste por mínimos cuadrados, se obtiene el nuevo valor de K de la regresión, con un valor de 1.186.979,41 Pa·s²/m⁶. Además, al igual que en casos anteriores, se puede calcular el coeficiente de Determinación para comprobar la bondad de la regresión, a través de las varianzas correspondientes, tal como se ve en las ecuaciones (4.20) y (4.21).

$$\sigma_{\varepsilon} = \frac{\sum_{i=1}^n (\varepsilon_i - \bar{\varepsilon})^2}{n - 1} = 2,0514 \text{ Pa}^2 \quad (4.20)$$

4. Estudio y Modelado del By-Pass Debido a Juntas no Estancas

$$\sigma_y = \frac{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2}{n - 1} = 82,9667 \text{ Pa}^2 \quad (4.21)$$

Así, el coeficiente R^2 , adquiere un valor final de 0,9753, el cual, al igual que en los anteriores casos, nos indica un ajuste adecuado.

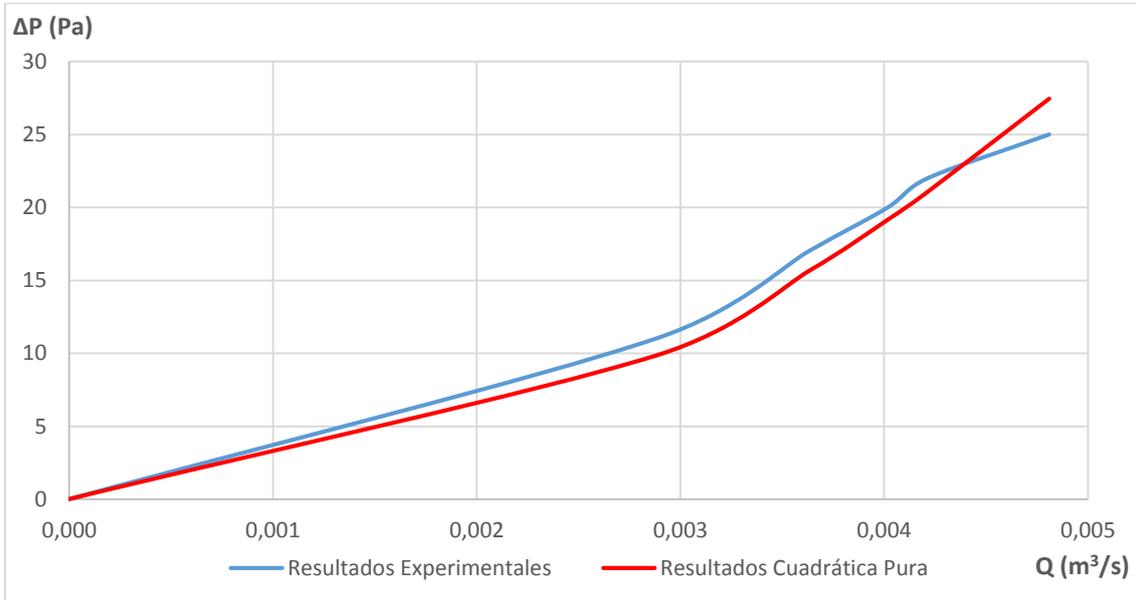


Figura 21 - Representación de la Función de la Escobilla Frontal con Giro y su Regresión Matemática

Como se puede desprender de los datos, la pérdida de carga para un mismo caudal by-passeado en la escobilla frontal aumenta considerablemente (10,24 veces más). De cara a ser más prácticos, podemos conocer la disminución del caudal que se produce con el movimiento, resultando esta tal como se observa en la ecuación 4.22.

$$\begin{aligned} \downarrow Q(\%) &= \frac{Q - Q'}{Q} \cdot 100 = \frac{\sqrt{\frac{\Delta P}{K}} - \sqrt{\frac{\Delta P}{K'}}}{\sqrt{\frac{\Delta P}{K}}} \cdot 100 = \frac{\sqrt{\frac{1}{K}} - \sqrt{\frac{1}{K'}}}{\sqrt{\frac{1}{K}}} \cdot 100 \\ &= \left(1 - \sqrt{\frac{K}{K'}} \right) \cdot 100 = \left(1 - \sqrt{\frac{115.944,472 \text{ Pa} \cdot \frac{\text{s}^2}{\text{m}^6}}{1.186.979,41 \text{ Pa} \cdot \frac{\text{s}^2}{\text{m}^6}}} \right) \cdot 100 \\ &= 68,75 \% \quad (4.22) \end{aligned}$$

Es decir, solamente por el hecho de poner en movimiento el recuperador, se produce un descenso del by-pass en la escobilla central de un 68,75 %. Este hecho, se puede producir posiblemente a que del giro se deriva un mayor ajuste en la colocación de las cerdas de la escobilla, provocando así 2 efectos:

4. Estudio y Modelado del By-Pass Debido a Juntas no Estancas

- Aumentar el cierre laberíntico provocado por la escobilla, provocando más fricción por el paso del aire a su alrededor.
- Reducir la sección eficaz de paso del aire a través de la escobilla.

El otro posible efecto del giro del rotor que disminuye el caudal by-passeado, es como en otros casos, el aumento de la turbulencia provocada sobretodo en los extremos de las cerdas de la escobilla, provocando así más pérdidas de presión, o lo que es lo mismo, menor caudal para la misma diferencia de presión.

4.3. Estudio de Caso Particular Típico

Vistos los resultados anteriores resultados, se va a proceder para calcular los by-passes reales que se están produciendo en un determinado caso, y ver cuán importantes y/o problemáticos pueden llegar a ser.

Para ello, realizaremos las siguientes particularizaciones del caso de estudio:

- El local se encontrará en sobrepresión respecto del exterior (+20 Pa).
- El caudal de aire exterior será de 1.200 m³/h (0,33 m³/s)
- El caudal de aire de retorno será ligeramente inferior (1.150 m³/h -> 0,32 m³/s), debido a las posibles exfiltraciones del edificio al exterior debido a la sobrepresión.
- Las pérdidas de carga en los conductos de la impulsión y la extracción serán las mismas (50 Pa).
- Se estudiarán 2 casos:
 - a) Ventilador de impulsión antes de la entrada al recuperador y ventilador del retorno después del recuperador
 - b) Ventilador de impulsión después del recuperador y ventilador del retorno antes de la entrada al recuperador

Primer Caso

La distribución de caudales tal como se ha indicado en las particularizaciones previas serán los que se observan en la figura 22:

4. Estudio y Modelado del By-Pass Debido a Juntas no Estancas

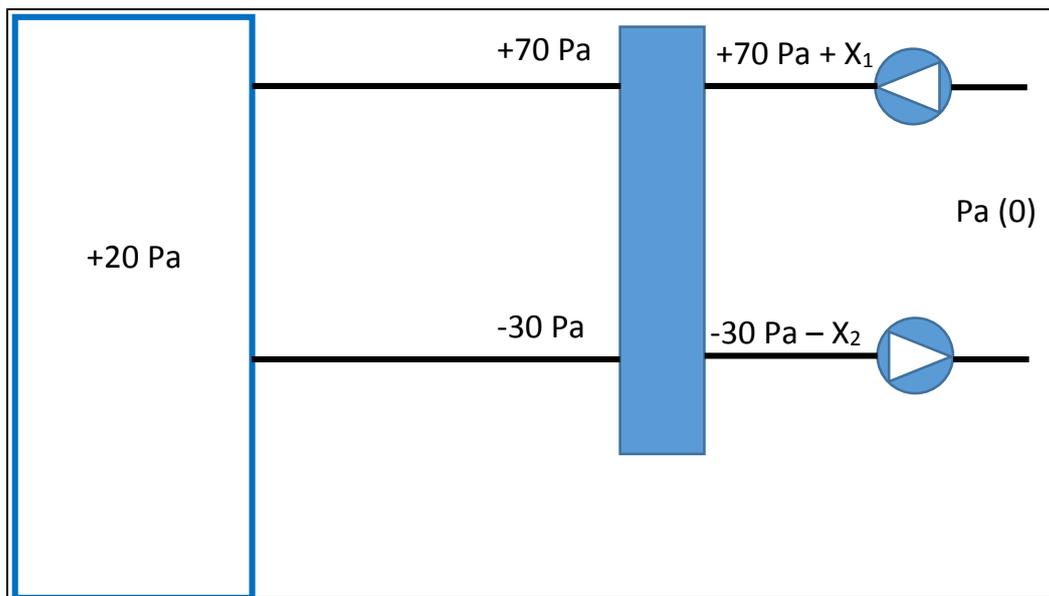


Figura 22 - Caso Particular Típico Tipo 1

El primer caso es hallar el valor de las presiones X_1 y X_2 , correspondientes a la pérdida de carga. Para ello, supondremos que el coeficiente de pérdida de carga en la sección mayor se incrementa tanto como se reduce el caudal (bajo la hipótesis de que la velocidad en las secciones superior e inferior sean iguales, lo cual se comprobará en el capítulo 5). Conociendo los caudales circulantes y el coeficiente de pérdidas calculado en el apartado 4.1 de este documento, se puede hallar los valores X restantes:

$$X_1 = X_2 = X = 334,187 \cdot \frac{1200}{3600} = 111,40 \text{ Pa} \quad (4.23)$$

Así, en la figura 23, se puede ver la distribución final de presiones:

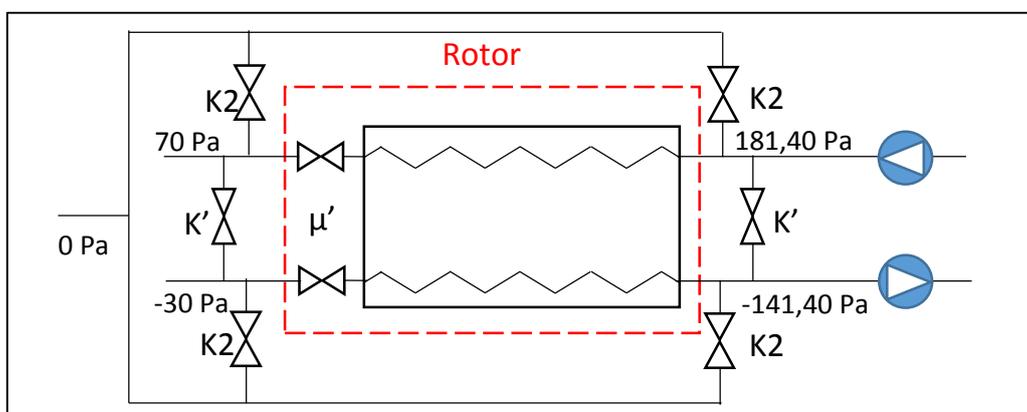


Figura 23 - Distribución de Presiones en el Caso Particular Típico Tipo 1

4. Estudio y Modelado del By-Pass Debido a Juntas no Estancas

En este caso, como se puede observar, no existirá caudal recirculado, pero sí que existirá parte del aire que se lanzará directamente al exterior o se mezclará con el retorno (lo cual provocará un descenso del rendimiento térmico del recuperador debido a la reducción de la ΔT en el rotor).

En primer lugar, tendremos parte del aire que pasará directamente a la expulsión:

$$Q_{Exp} = \sqrt{\frac{\Delta P}{K'}} = \sqrt{\frac{322,80 \text{ Pa}}{1.186.979,41 \text{ Pa} \cdot \text{s}^2/\text{m}^6}} = 0,0165 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 59,37 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \quad (4.24)$$

En segundo lugar, se tendrá el caudal que se escapa por la primera escobilla perimetral:

$$Q_{P1} = \sqrt{\frac{\Delta P}{K'}} = \sqrt{\frac{181,40 \text{ Pa}}{9.251.898,74 \text{ Pa} \cdot \text{s}^2/\text{m}^6}} = 0,0044 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 15,94 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \quad (4.25)$$

Por lo tanto, al recuperador llega un caudal total de 1.124,69 m³/h. Posteriormente, tendremos una porción de aire que se escapará por la segunda escobilla perimetral, tras atravesar el recuperador, siendo el resultado de esta el siguiente:

$$Q_{P2} = \sqrt{\frac{\Delta P}{K'}} = \sqrt{\frac{70 \text{ Pa}}{9.251.898,74 \text{ Pa} \cdot \text{s}^2/\text{m}^6}} = 0,0028 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 9,90 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \quad (4.26)$$

Por último, tendremos una porción de aire que se by-passará al lado del retorno, la cual será:

$$Q_{S-R} = \sqrt{\frac{\Delta P}{K'}} = \sqrt{\frac{100 \text{ Pa}}{1.186.979,41 \text{ Pa} \cdot \text{s}^2/\text{m}^6}} = 0,0092 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 33,04 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \quad (4.27)$$

De esta forma, el caudal de aire que finalmente alcanzará el local será de 1081,75 m³/h. Si se define un rendimiento de ventilación del recuperador, como cociente entre el caudal limpio que llega al local y el caudal de aire exterior que se suministra al recuperador, obtenemos un rendimiento de un 90,15 %. Este rendimiento, por tanto será menor cuanto menor sea la diferencia de presiones en el intercambiador, lo cual depende principalmente del grado de sobrepresión requerido en el local a ventilar/climatizar y de la pérdida de carga en los conductos.

4. Estudio y Modelado del By-Pass Debido a Juntas no Estancas

Segundo Caso

La distribución de caudales tal como se ha indicado en las particularizaciones previas serán los que se observan en la figura 24:

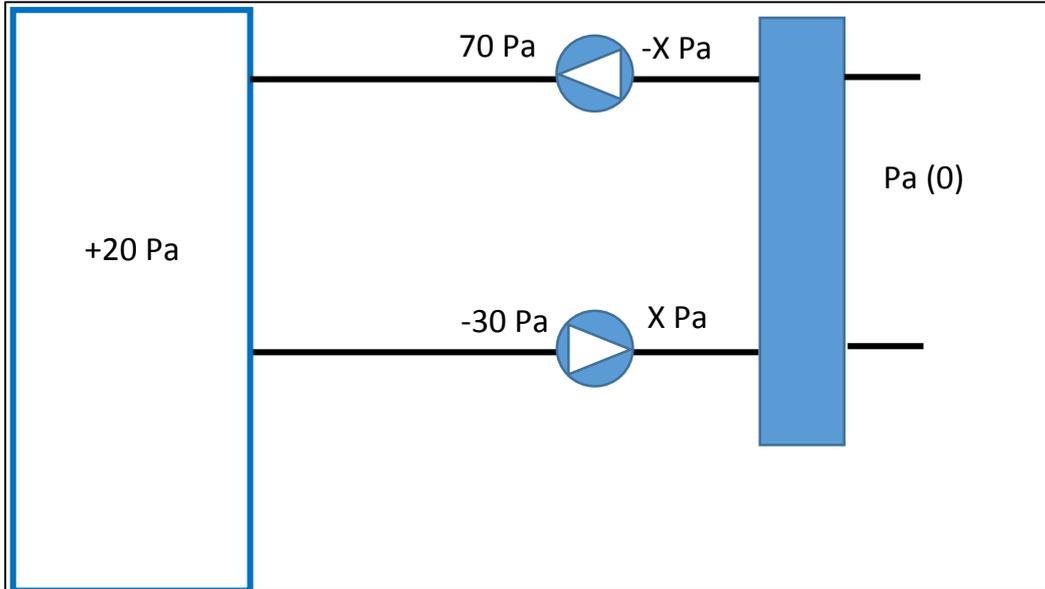


Figura 24 - Caso Particular Típico Tipo 2

Como los caudales de circulación son los mismos, las pérdidas en el recuperador serán las mismas, y por lo tanto, la distribución de presiones será la siguiente:

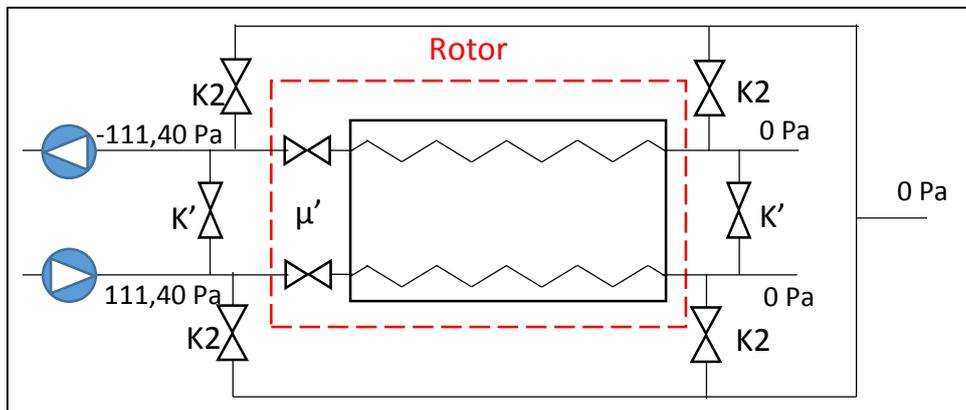


Figura 25 - Distribución de Presiones en el Caso Particular Típico Tipo 2

En este caso, el rendimiento de la ventilación antes calculado sería del 100%, ya que al ser la línea de menor presión la del aire limpio, el efecto que se produce es la recolección de líneas de aire limpio y/o sucio de otras corrientes.

Si seguimos el camino de la línea de corriente limpia, observamos que en la primera escobilla perimetral no debería existir ningún flujo, ya que la presión a ambos lados es la atmosférica. La siguiente unión será en la primera línea

4. Estudio y Modelado del By-Pass Debido a Juntas no Estancas

perimetral de parte de aire sucio (ya que a pesar de venir del ambiente, proviene de una parte sucia del recuperador como es el interior de la carcasa). No obstante al no existir al igual que en el caso anterior diferencia de presión, el caudal no existirá.

La siguiente unión, será también de aire proveniente de la carcasa, teniendo este por lo tanto el carácter de aire sucio. En este caso el caudal entrante será:

$$Q_{P2} = \sqrt{\frac{\Delta P}{K'}} = \sqrt{\frac{111,40 \text{ Pa}}{9.251.898,74 \text{ Pa} \cdot \text{s}^2/\text{m}^6}} = 0,0035 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 12,49 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \quad (4.28)$$

Por último, tendremos la unión en la escobilla de separación de flujos, con aire proveniente directamente del retorno, el cual será:

$$Q_{R-S} = \sqrt{\frac{\Delta P}{K'}} = \sqrt{\frac{222,80 \text{ Pa}}{1.186.979,41 \text{ Pa} \cdot \text{s}^2/\text{m}^6}} = 0,0137 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 49,32 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \quad (4.29)$$

De esta forma, el caudal final que llega al local será de un total de 1261,81 m³/h. Si definimos un rendimiento del sistema, como la porción de aire limpio que llega al local respecto al total, es decir, el limpio, respecto al aire limpio, el recirculado y el de carcasa, el rendimiento de este caso será de 95,10%. Este rendimiento, al igual que en el caso anterior, será tanto mayor cuanto menor sean las pérdidas de presión en el sistema de conductos de ventilación.

5. Estudio Cinemático en el Interior del Recuperador

Durante el capítulo 4 de este documento, se han analizado los posibles by-pass (además de otros flujos de aire no deseados) que se producen durante el funcionamiento del recuperador, los cuales, son inevitables en mayor o menor medida.

No obstante, el hecho de que el aire circule por el interior de un rotor en movimiento, puede provocar que al no ser un trasvase de aire instantáneo, se produzca un cortocircuito de parte del flujo de retorno al flujo de impulsión, lo cual mejoraría la eficiencia térmica del recuperador, pero reduciría drásticamente el caudal de ventilación que se estaría introduciendo en el local, además de ser energéticamente ineficiente debido a que el caudal de aire que se estaría cortocircuitando también genera un consumo energético de impulsión que debería utilizar el ventilador de impulsión, es decir, se estaría tirando el aire limpio al exterior y se recircularía la mayor parte del aire de extracción. Este efecto provocaría un necesario aumento del caudal de aire exterior para poder compensar este cortocircuito de aire.

Para solucionar este problema, se dispone de una sección de purga, colocada en uno de los laterales del recuperador, en función del sentido de giro del mismo, tal como se indicó en el capítulo 2 de este documento, evitando que se cortocircuite el aire tal como se observa en la figura 26. Sin embargo, no se puede impulsar el caudal de aire que se quiera para una velocidad de giro dada, sino que este tendrá unos límites en función de los distintos parámetros geométricos y de funcionamiento del recuperador rotativo. Por ello, se va a estudiar los valores límite de caudal de impulsión (inferior y/o superior), en función de la velocidad de rotación del recuperador y se estudiarán sus efectos en el sistema, además de conocer todos los movimientos fluidomecánicos que ocurren en el interior del recuperador.

5. Estudio Cinemático en el Interior del Recuperador

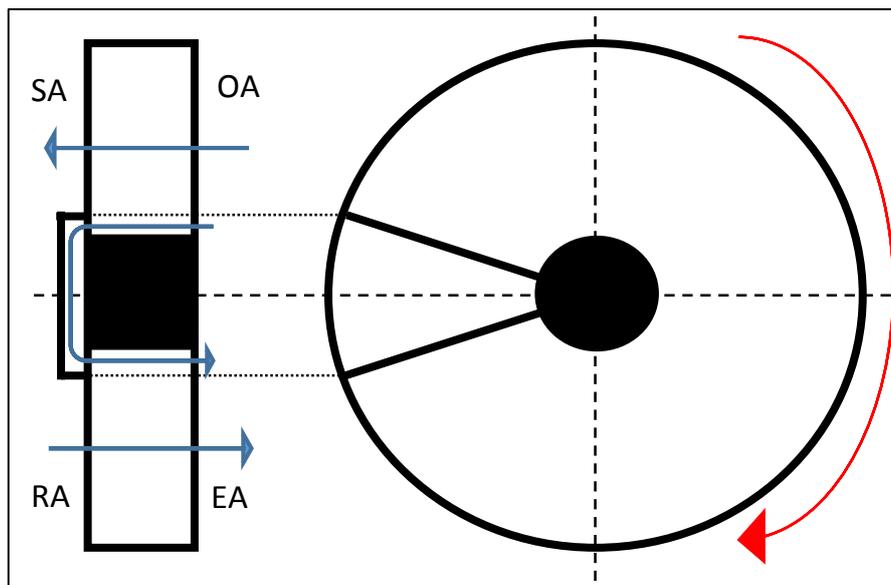


Figura 26 - Esquema Simplificado del Flujo de Aire en la Zona de Purga del Recuperador

5.1. Principios Cinemáticos en el Interior del Recuperador Rotativo

Dentro del recuperador, el aire entra por OA, del cual parte saldrá por SA, el cual constituirá el caudal de ventilación efectivo, parte se dirigirá a la zona de purga, para realizar el barrido en el aire de retorno y evitar que este llegue a la impulsión de nuevo, y además existirá otra arte que se cortocircuitará, y circulará junto a la corriente EA.

Por otra parte, el aire que entre por RA, tendrá 2 destinos: La mayor parte del aire será expulsado al exterior por EA, mientras que el resto del aire será el que pueda provocar que se produzca un cortocircuito, y por tanto, será barrido con parte del aire de OA. No obstante, si la relación entre las velocidades del aire y la velocidad de giro no es la correcta, ese aire volverá al local a través de SA, haciendo inútil el efecto de la sección de purga.

En la sección de purga, en el lado de RA, la velocidad del aire será siempre el que se impone a partir de OA, por lo que esa será la velocidad dominante para el cálculo.

Entre las suposiciones que se pueden tomar para estudiar el flujo de aire en el interior, se tomarán las siguientes:

- Los perfiles de velocidades en la entrada y la salida de la sección de purga serán similares.

5. Estudio Cinemático en el Interior del Recuperador

- El momento cinético de las corrientes de aire será constante tanto en el rotor como en la sección de purga.
- No se considerarán las pérdidas de carga en el recuperador, que puedan descender la presión y con ello aumentar la velocidad de la corriente de aire, es decir, se supone flujo incompresible.
- En las regiones de separación de corrientes no existe mezcla de corrientes, solo hay desplazamiento.

Una vez hechas estas consideraciones, se está en condiciones de establecer las condiciones límite de estudio. El objetivo de este estudio, es como ya se ha dicho anteriormente, evitar que el aire de retorno vuelva a la impulsión, por lo que ese será el caso límite a estudiar, estando este reflejado en la figura 27 a continuación:

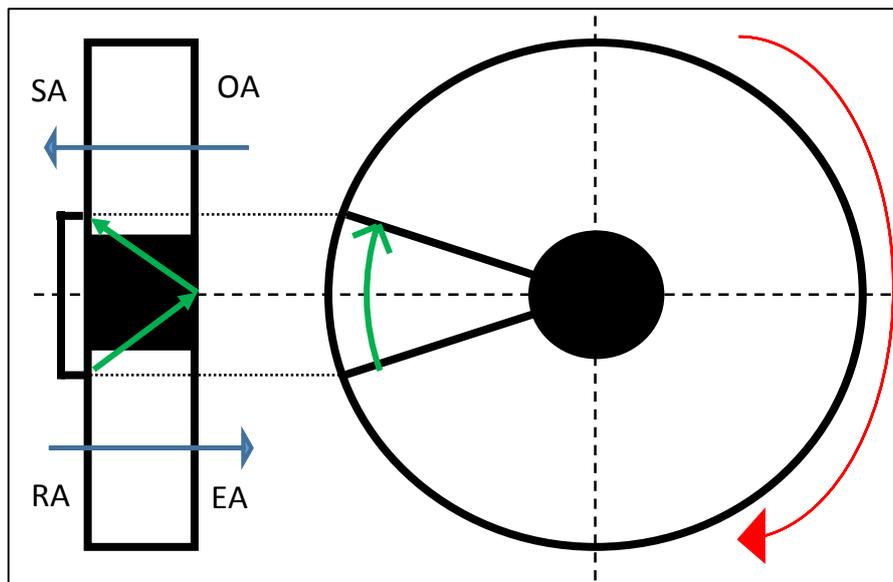


Figura 27 - Esquema del Flujo en el Caso Límite del Barrido

A continuación se van a expresar unas ecuaciones que **sólo** serán válidas para el caso límite. En concreto, se va a tratar de alcanzar una expresión de la velocidad del aire límite en función de la longitud a recorrer por el aire y el tiempo de residencia del aire en el interior del recuperador, tal como se ve en la ecuación 5.1:

$$v_{purga} = \frac{L}{t_r} \quad (5.1)$$

El tiempo de residencia, vendrá marcado por el tiempo que tarda el rotor en cubrir la totalidad del sector de purga:

5. Estudio Cinemático en el Interior del Recuperador

$$t_r(s) = \frac{\alpha (^{\circ}) \cdot \frac{1 \text{ rev}}{360^{\circ}}}{\omega (rpm)} \cdot \frac{60 \text{ s}}{1 \text{ min}} = \frac{\alpha (^{\circ})}{6 \cdot \omega (rpm)} \quad (5.2)$$

, donde $\alpha (^{\circ})$ es el ángulo del sector circular de la purga y $\omega (rpm)$ es la velocidad de giro del rotor.

Por otro lado, para estimar la distancia, hay que considerar en que sistema de referencia estarán basadas tanto la longitud recorrida como la velocidad del barrido. En concreto, y a sabiendas de que el resultado final será el mismo, se escogerá como sistema de referencia, aquel que es solidario al rotor del recuperador, es decir, sin considerar el giro del rotor en la velocidad del aire. Así, la distancia será:

$$L = 2 \cdot e (m) \quad (5.3)$$

, donde $e (m)$ es el espesor del rotor del recuperador rotativo.

De esta forma, combinando las ecuaciones (5.1), (5.2) y (5.3), se puede obtener una expresión más acorde para la velocidad de la purga:

$$v_{purga} (m/s) = \frac{L}{t_r} = \frac{2 \cdot e (m)}{\frac{\alpha (^{\circ})}{6 \cdot \omega (rpm)}} = \frac{12 \cdot e (m) \cdot \omega (rpm)}{\alpha (^{\circ})} \quad (5.4)$$

5.2. Cálculo de Velocidades en el Interior del Recuperador Rotativo

Velocidad de la Purga

Como se ha visto en el apartado 5.1, la velocidad de la purga es uno de los factores fundamentales a tener en cuenta de cara a evitar un cortocircuito del aire sucio de retorno (RA), con el aire que se va a entregar al local (SA), por lo que será necesario hacer un delicado análisis de la velocidad que dispondremos en la zona de impulsión, la cual será la misma que la del aire que se entrega al local (SA), hecho que se puede entender si vemos las figuras 26 y 27 anteriormente detalladas.

Si se observa, la línea de corriente libre (línea que puede recorrer el aire en cada momento instantáneo) es una recta paralela al eje de giro, por lo que la velocidad de cada línea de corriente libre (considerando flujo incompresible) será la que venga de la purga, que a su vez, debido a la consideración de perfiles de velocidad similares a la entrada y la salida, será la misma que en el aire exterior (OA).

5. Estudio Cinemático en el Interior del Recuperador

A través de la ecuación geométrica (5.5), podemos expresar la velocidad en función del caudal OA y la sección de paso:

$$v_{purga} = \frac{Q_{OA}}{A_{OA}} \quad (5.5)$$

Por lo tanto, lo esencial será calcular el área de la sección de paso. Para ello, se considerará despreciable el pequeño espesor de la escobilla de separación de corrientes, por lo cual el problema se simplifica bastante.

Si acudimos a un análisis geométrico básico, tal como podemos ver en la figura 26, observamos que el área estará compuesta por media corona circular, con diámetro exterior D y diámetro interior d (la zona central es maciza para poder anclar el eje de giro del rotor), una porosidad ε , siendo esta última definida como la sección eficaz de paso de aire entre el área total (debido al espesor del relleno del intercambiador). Así, el área de paso se puede expresar de la siguiente tal como se indica en la ecuación 5.6:

$$A_{OA} = \frac{\frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4}}{2} \cdot \varepsilon = \frac{\pi \cdot \varepsilon \cdot (D^2 - d^2)}{8} \quad (5.6)$$

Ahora bien, el cálculo de la porosidad no es trivial. Para calcularlo, se va a poner como hipótesis que el relleno en su fase de construcción estaba formado por una lámina horizontal y una sinusoidal pura, de altura pico-pico de 1,5 mm. El espesor de la lámina, en este caso será de 0,1 mm, tal como se puede observar en la figura 8, expuesta anteriormente. De esta forma, la sección ocupada por el relleno (en un periodo de $2\pi \cdot h_{pp}/2$) será:

$$S_{oc} = 2\pi \cdot \frac{h_{pp}}{2} \cdot s + L_{sen} \cdot s = \left(2\pi \cdot \frac{h_{pp}}{2} + L_{sen} \right) \cdot s \quad (5.7)$$

, donde h_{pp} es la altura pico-pico anteriormente mencionada, L_{sen} es la longitud de la parte sinusoidal del relleno y s es el espesor de la lámina de aluminio del relleno. Por otro lado, la sección total será la de un rectángulo que comprenda tanto la lámina como el senoide del relleno quedando de la siguiente forma:

$$S_t = 2\pi \cdot \frac{h_{pp}}{2} \cdot (2 \cdot s + h_{pp}) \quad (5.8)$$

De esta forma, se puede definir la porosidad como la diferencia entre la sección total menos la ocupada, todo ello respecto a la sección total, tal como se expresa en la ecuación 5.9 a continuación:

5. Estudio Cinemático en el Interior del Recuperador

$$\begin{aligned}\varepsilon &= \frac{S_t - S_{oc}}{S_t} = \frac{2\pi \cdot \frac{h_{pp}}{2} \cdot (2 \cdot s + h_{pp}) - \left(2\pi \cdot \frac{h_{pp}}{2} + L_{sen}\right) \cdot s}{2\pi \cdot \frac{h_{pp}}{2} \cdot (2 \cdot s + h_{pp})} \\ &= \frac{2\pi \cdot \frac{h_{pp}}{2} \cdot (s + h_{pp}) - L_{sen} \cdot s}{2\pi \cdot \frac{h_{pp}}{2} \cdot (2 \cdot s + h_{pp})} \quad (5.9)\end{aligned}$$

Para el cálculo de la longitud de la senoide, la cual es la única incógnita que nos queda por conocer, vamos a utilizar la herramienta de las integrales de líneas, siendo la función a conocer su longitud:

$$f(x) = \frac{h_{pp}}{2} \cdot \sin\left(\frac{x}{\frac{h_{pp}}{2}}\right) = \frac{h_{pp}}{2} \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot x}{h_{pp}}\right) \quad (5.10)$$

Los límites de integración, serán entre 0 y $\pi \cdot h_{pp}$, de forma que junto a la definición de integral de línea, la integral a calcular será:

$$\begin{aligned}L_{sen} &= \int_{L1}^{L2} \sqrt{1 + f'(x)^2} dx = \\ &= \int_0^{\pi \cdot h_{pp}} \sqrt{1 + \cos\left(\frac{2 \cdot x}{h_{pp}}\right)^2} dx = \\ &= \int_0^{\pi \cdot h_{pp}} \sqrt{2 - \sin\left(\frac{2 \cdot x}{h_{pp}}\right)^2} dx = \sqrt{2} \int_0^{\pi \cdot h_{pp}} \sqrt{1 - \frac{1}{2} \sin\left(\frac{2 \cdot x}{h_{pp}}\right)^2} dx \quad (5.11)\end{aligned}$$

Esta ecuación, es una integral elíptica incompleta de segunda especie^[7], de la forma $E(1/2 | \pi \cdot h_{pp})$, la cual matemáticamente solo se puede definir entre $-\pi/2$ y $\pi/2$. Por ello, se hará la siguiente transformación matemática:

$$\sqrt{2} \int_0^{\pi \cdot h_{pp}} \sqrt{1 - \frac{1}{2} \sin\left(\frac{2 \cdot x}{h_{pp}}\right)^2} dx = 4 \cdot \frac{h_{pp}}{2} \cdot \sqrt{2} \int_0^{\frac{\pi}{2}} \sqrt{1 - \frac{1}{2} \sin(x)^2} dx \quad (5.12)$$

De esta forma, la longitud total del seno será:

$$\begin{aligned}L_{sen} &= 4 \cdot \frac{h_{pp}}{2} \cdot \sqrt{2} \int_0^{\frac{\pi}{2}} \sqrt{1 - \frac{1}{2} \sin(x)^2} dx = 4 \cdot \frac{h_{pp}}{2} \cdot \sqrt{2} \cdot E\left(\frac{1}{2} \middle| \frac{\pi}{2}\right) \\ &= 2 \cdot h_{pp} \cdot \sqrt{2} \cdot E\left(\frac{1}{2} \middle| \frac{\pi}{2}\right) \quad (5.13)\end{aligned}$$

, donde el valor matemático de $E\left(\frac{1}{2} \middle| \frac{\pi}{2}\right)$ es de 1,35064^[7].

5. Estudio Cinemático en el Interior del Recuperador

De esta forma, el valor final de la porosidad será:

$$\begin{aligned}\varepsilon &= \frac{2\pi \cdot \frac{h_{pp}}{2} \cdot (s + h_{pp}) - 2 \cdot h_{pp} \cdot \sqrt{2} \cdot E \left(\frac{1}{2} \middle| \frac{\pi}{2} \right) \cdot s}{2\pi \cdot \frac{h_{pp}}{2} \cdot (2 \cdot s + h_{pp})} \\ &= \frac{\frac{\pi}{2} \cdot (s + h_{pp}) - \sqrt{2} \cdot E \left(\frac{1}{2} \middle| \frac{\pi}{2} \right) \cdot s}{\frac{\pi}{2} \cdot (2 \cdot s + h_{pp})} \quad (5.14)\end{aligned}$$

, la cual, si particularizaos para nuestro caso de estudio, con $h_{pp}=1,5$ mm y $s=0,1$ mm, da un resultado de $\varepsilon = 0,86965 \approx 0,87$.

De esta forma, la ecuación final del área de la sección OA quedará tal como se ve en la ecuación 5.15 a continuación:

$$A_{OA} = \frac{(\pi \cdot (s + h_{pp}) - 2 \cdot \sqrt{2} \cdot E \left(\frac{1}{2} \middle| \frac{\pi}{2} \right) \cdot s) \cdot (D^2 - d^2)}{8 \cdot (2 \cdot s + h_{pp})} \quad (5.15)$$

, la cual, si particularizaos para nuestro caso de estudio, con $D=630$ mm y $d=150$ mm, además de los valores antes indicados, da un resultado de 127.861mm^2 , lo que es igual a $0,12786$ m².

Combinando las ecuaciones 5.5 y 5.15, obtenemos el valor de la velocidad en función del caudal:

$$\begin{aligned}v_{purg} &= \frac{Q_{OA}}{A_{OA}} = \frac{Q_{OA}}{\frac{(\pi \cdot (s + h_{pp}) - 2 \cdot \sqrt{2} \cdot E \left(\frac{1}{2} \middle| \frac{\pi}{2} \right) \cdot s) \cdot (D^2 - d^2)}{8 \cdot (2 \cdot s + h_{pp})}} \\ &= \frac{8 \cdot (2 \cdot s + h_{pp}) \cdot Q_{OA}}{(\pi \cdot (s + h_{pp}) - 2 \cdot \sqrt{2} \cdot E \left(\frac{1}{2} \middle| \frac{\pi}{2} \right) \cdot s) \cdot (D^2 - d^2)} \quad (5.16)\end{aligned}$$

Por último, si combinamos las ecuaciones 5.4 y 5.16, obtenemos la relación entre el caudal de aire exterior (OA) y el resto de parámetros geométricos y la velocidad de giro del rotor, de cara a conocer cuál debe ser el régimen de giro (mínimo, máximo u óptimo, lo cual se discutirá posteriormente) para un recuperador dado, con un caudal de aire exterior determinado:

5. Estudio Cinemático en el Interior del Recuperador

$$\begin{aligned}
 v_{purga} &= v_{purga} \rightarrow \frac{12 \cdot e \cdot \omega}{\alpha} = \\
 &= \frac{8 \cdot (2 \cdot s + h_{pp}) \cdot Q_{OA}}{(\pi \cdot (s + h_{pp}) - 2 \cdot \sqrt{2} \cdot E \left(\frac{1}{2} \left| \frac{\pi}{2} \right. \right) \cdot s) \cdot (D^2 - d^2)} \rightarrow \\
 \rightarrow \omega &= \frac{2 \cdot (2 \cdot s + h_{pp}) \cdot Q_{OA} \cdot \alpha}{3 \cdot \left((\pi \cdot (s + h_{pp}) - 2 \cdot \sqrt{2} \cdot E \left(\frac{1}{2} \left| \frac{\pi}{2} \right. \right) \cdot s) \cdot (D^2 - d^2) \right) \cdot e} \quad (5.17)
 \end{aligned}$$

Velocidad del Retorno

En el anterior apartado, se ha calculado la velocidad del aire de la purga, la cual es la limitante a la hora de establecer los casos límite. Sin embargo, de cara posteriores casos fuera del caso límite, puede ser necesario calcular la velocidad del aire del retorno (RA) y expulsión (EA).

El cálculo de la velocidad se hará de igual forma que para la purga, tal como se puede ver en la ecuación 5.18:

$$v_{RA} = \frac{Q_{OA}}{A_{OA}} \quad (5.18)$$

Así, el área RA, tendrá una ecuación similar a la de OA, pero con un matiz, existe una reducción del área debido a la sección de purga, la cual se encuentra frontalmente con el flujo de aire. Así, la sección efectiva de la corriente RA se calculará tal como se expresa en la ecuación 5.19:

$$\begin{aligned}
 A_{RA} &= \frac{\frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} \cdot (1 - \alpha/360)}{2} \cdot \varepsilon = \frac{\pi \cdot \varepsilon \cdot (D^2 - d^2) \cdot (1 - \alpha/360)}{8} \\
 &= \frac{\frac{\pi}{2} \cdot (s + h_{pp}) - \sqrt{2} \cdot E \left(\frac{1}{2} \left| \frac{\pi}{2} \right. \right) \cdot s}{\frac{\pi}{2} \cdot (2 \cdot s + h_{pp})} \cdot \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2) \cdot (1 - \alpha/360)}{8} \\
 &= \frac{(\pi \cdot (s + h_{pp}) - 2 \cdot \sqrt{2} \cdot E \left(\frac{1}{2} \left| \frac{\pi}{2} \right. \right) \cdot s) \cdot (D^2 - d^2) \cdot (1 - \alpha/360)}{8 \cdot (2 \cdot s + h_{pp})} \quad (5.19)
 \end{aligned}$$

Por lo tanto, la velocidad del aire en el retorno y la expulsión será:

$$v_{RA} = \frac{8 \cdot (2 \cdot s + h_{pp}) \cdot Q_{RA}}{(\pi \cdot (s + h_{pp}) - 2 \cdot \sqrt{2} \cdot E \left(\frac{1}{2} \left| \frac{\pi}{2} \right. \right) \cdot s) \cdot (D^2 - d^2) \cdot \left(1 - \frac{\alpha}{360} \right)} \quad (5.20)$$

5. Estudio Cinemático en el Interior del Recuperador

La anterior ecuación 5.19, puede ser utilizada además para calcular el caudal que circulará finalmente por el aire de impulsión, el cual será:

$$\begin{aligned}
 Q_{SA} &= v_{purga} \cdot A_{SA} = \\
 &= \frac{8 \cdot (2 \cdot s + h_{pp}) \cdot Q_{OA}}{(\pi \cdot (s + h_{pp}) - 2 \cdot \sqrt{2} \cdot E \left(\frac{1}{2} \left| \frac{\pi}{2} \right) \cdot s \right) \cdot (D^2 - d^2)} \cdot \\
 &\cdot \frac{(\pi \cdot (s + h_{pp}) - 2 \cdot \sqrt{2} \cdot E \left(\frac{1}{2} \left| \frac{\pi}{2} \right) \cdot s \right) \cdot (D^2 - d^2) \cdot (1 - \alpha/360)}{8 \cdot (2 \cdot s + h_{pp})} = \\
 &= Q_{OA} \cdot \left(1 - \frac{\alpha}{360} \right) \quad (5.21)
 \end{aligned}$$

A la vista de los resultados, se observa que la velocidad en el aire de retorno será siempre mayor que en el aire exterior y de purga a igualdad de caudales. Al ser además el tamaño del sector circular de purga pequeño, el aumento de la velocidad a igualdad de caudales será pequeño (en nuestro caso de estudio, con un sector de 15º, el aumento de velocidad supone un 4,35%).

Sin embargo, al ser como se ha comprobado anteriormente el caudal de impulsión, inferior al exterior (en la misma proporción que crece la velocidad en el retorno) y considerarse despreciables los efectos de las posibles infiltraciones y exfiltraciones debidas a la sobrepresión o depresión del edificio y/o instalaciones de ventilación respecto al exterior o los by-pass en el resto de escobillas (lo cual provoca que el caudal de aire de retorno sea igual al de impulsión ($Q_{RA}=Q_{SA}$)), se puede considerar sin pérdida de generalidad que las velocidades en ambas partes superior e inferior del recuperador, tanto a la entrada y a la salida, serán en los casos habituales de funcionamiento iguales.

5.3. Estudio y Análisis de Velocidades y Caudales Límite

En el anterior apartado, se ha obtenido una expresión para relacionar, en el caso límite de purga perfecta, el caudal exterior circulante por ambos sectores y la velocidad de giro del rotor del recuperador rotativo. Sin embargo, es necesario conocer cómo funcionará el sistema en otras condiciones de funcionamiento, bien para cuando no sea posible una regulación en función de los caudales de funcionamiento y la velocidad de rotación sea fija, o bien para conocer los efectos provocados por el desajuste entre caudales y velocidad de rotación respecto a las condiciones límite, una vez se han superado los límites del control.

5. Estudio Cinemático en el Interior del Recuperador

En esta situación hemos de estudiar 2 casos:

- Caudal de aire de la purga superior al límite.
- Caudal de aire de la purga inferior al límite.

Caudal de aire de la purga superior al límite

En este caso, hemos de estudiar si cuando el caudal OA es mayor que el límite para la velocidad de giro dada, la purga es capaz de arrastrar todo el aire de retorno al aire de expulsión. Para ello, se estudiará la evolución de la línea de corriente que comienza junto a la sección de purga.

Si definimos x como la coordenada horizontal recorrida una vez la coordenada angular ha superado la línea de separación de corrientes, esta se podrá calcular como se indica a continuación:

$$\begin{aligned}
 x &= v_{purga} \cdot \frac{t_r}{2} = \\
 &= \frac{8 \cdot (2 \cdot s + h_{pp}) \cdot Q_{OA}}{(\pi \cdot (s + h_{pp}) - 2 \cdot \sqrt{2} \cdot E \left(\frac{1}{2} \middle| \frac{\pi}{2} \right) \cdot s) \cdot (D^2 - d^2)} \cdot \frac{\alpha}{12 \cdot \omega} \quad (5.22)
 \end{aligned}$$

Por otro lado en la ecuación 5.17, si despejamos el valor del espesor del rotor obtenemos lo siguiente:

$$e = \frac{2 \cdot (2 \cdot s + h_{pp}) \cdot Q_{OA_{limit}} \cdot \alpha}{3 \cdot \left((\pi \cdot (s + h_{pp}) - 2 \cdot \sqrt{2} \cdot E \left(\frac{1}{2} \middle| \frac{\pi}{2} \right) \cdot s) \cdot (D^2 - d^2) \right) \cdot \omega} \quad (5.23)$$

Ahora, si calculamos la relación entre la coordenada x que deseamos conocer y el valor del espesor:

$$\frac{x}{e} = \frac{Q_{OA}}{Q_{OA_{limit}}} \quad (5.24)$$

De esta forma, si visualizamos el efecto en la figura 28, podemos ver cómo será el efecto, en primer lugar del caso en el que el caudal de aire exterior sea superior al límite:

5. Estudio Cinemático en el Interior del Recuperador

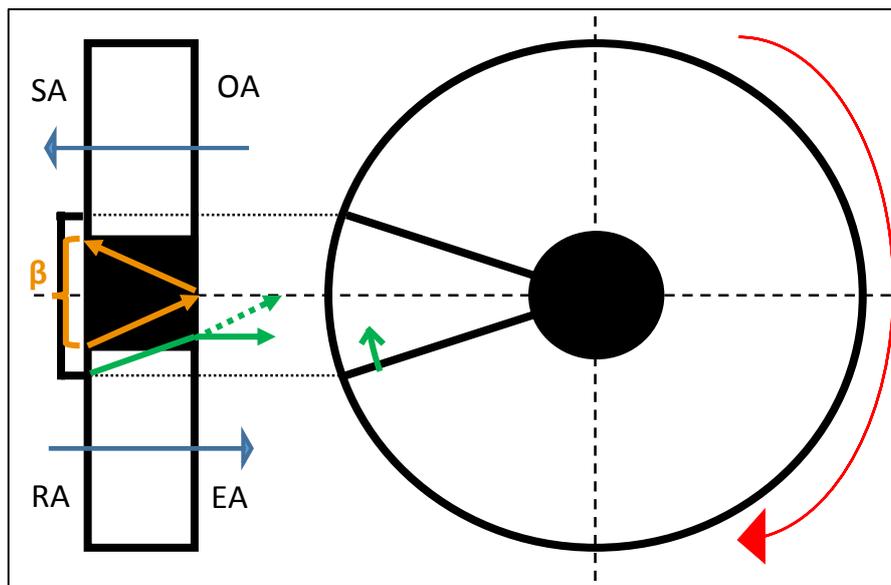


Figura 28 - Esquema del Flujo en el Caso de Caudal Superior al Límite del Barrido

A la vista de este primer resultado, se observa que si el caudal es superior al caudal límite el barrido se cumple correctamente.

Sin embargo, hemos de calcular el ángulo β (ángulo doble por debajo del cual no se producen pérdidas de ventilación) a partir del cual el aire exterior se reenvía al de expulsión, ya que a partir de éste esa pérdida existirá, lo cual haremos a partir de la definición de caudal límite en la ecuación 5.17:

$$\beta = \frac{\omega \cdot 3 \cdot \left(\left(\pi \cdot (s + h_{pp}) - 2 \cdot \sqrt{2} \cdot E \left(\frac{1}{2} \middle| \frac{\pi}{2} \right) \cdot s \right) \cdot (D^2 - d^2) \right) \cdot e}{2 \cdot (2 \cdot s + h_{pp}) \cdot Q_{OA}} \quad (5.25)$$

Como se puede desprender de este cálculo, como se había predicho, cuanto mayor sea el caudal de circulación, menor será el ángulo límite y mayores las pérdidas (aire de OA que finaliza en EA). El caudal perdido de esta forma será:

5. Estudio Cinemático en el Interior del Recuperador

$$\begin{aligned}
 Q_{perd} &= v_{purga} \cdot \frac{\left(\pi \cdot \frac{D^2 - d^2}{4} \cdot \frac{\alpha - \beta}{360} \right)}{2} \\
 &= v_{purga} \cdot \frac{\left(\pi \cdot \frac{D^2 - d^2}{4} \cdot \frac{\alpha - \frac{\omega \cdot 3 \cdot \left(\left(\pi \cdot (s + h_{pp}) - 2 \cdot \sqrt{2} \cdot E \left(\frac{1}{2} \left| \frac{\pi}{2} \right) \cdot s \right) \cdot (D^2 - d^2) \right) \cdot e}{2 \cdot (2 \cdot s + h_{pp}) \cdot Q_{OA}} \right)}{360} \right)}{2} = \\
 &= \pi \cdot \frac{D^2 - d^2}{4} \cdot \left(\frac{\alpha \cdot (2 \cdot s + h_{pp}) \cdot Q_{OA}}{90 \cdot \left(\left(\pi \cdot (s + h_{pp}) - 2 \cdot \sqrt{2} \cdot E \left(\frac{1}{2} \left| \frac{\pi}{2} \right) \cdot s \right) \cdot (D^2 - d^2) \right)} - \frac{\omega \cdot e}{60} \right) \quad (5.26)
 \end{aligned}$$

La ecuación 5.26, tendrá únicamente validez cuando β sea menor que α , o lo que es lo mismo, cuando Q_{OA} sea mayor que $Q_{OA \text{ limit}}$, ya que cuando estos ángulos o caudales sean iguales, las pérdidas serán nulas.

Caudal de aire de la purga inferior al límite

Hemos visto que cuando el caudal es superior al limitante por la velocidad de rotación, la purga del aire de retorno funcionará perfectamente, pero existirán unas pérdidas de aire limpio, lanzadas al exterior.

El caso de tener un flujo de aire inferior es radicalmente distinto. Si atendemos a la ecuación 5.24 anteriormente utilizada, la coordenada x recorrida será menor que el espesor del rotor del recuperador rotativo cuando el caudal de aire exterior (OA) sea inferior al del diseño. Esto quiere decir que podrán existir líneas de corriente de aire que no recorran suficiente distancia para luego retornar dentro de la zona de la purga y así evitar que contaminen el aire de suministro (SA) al local. Si observamos la figura 29, se puede ver una línea de corriente proveniente del retorno, que tras ser ligeramente arrastrada por la purga, alcanza la corriente SA, haciendo parcialmente inútil el efecto de la sección de purga.

5. Estudio Cinemático en el Interior del Recuperador

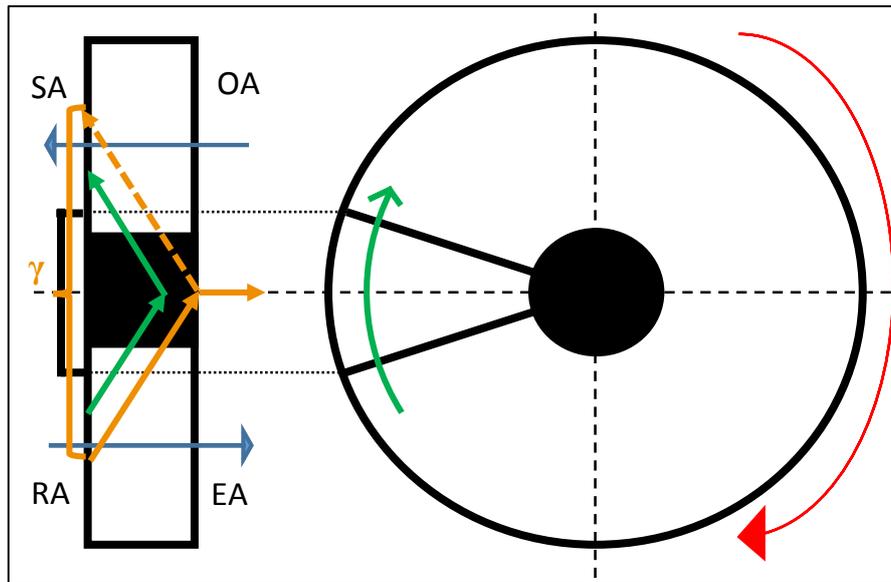


Figura 29 - Esquema del Flujo en el Caso de Caudal Inferior al Límite del Barrido

Para conocer la cantidad de aire que se está cortocircuitando, hemos de conocer el ángulo límite γ , a partir del cual el aire de retorno atraviesa el rotor por completo. Este ángulo se puede conocer a partir de la siguiente relación al igual que en el caso anterior:

$$\gamma = \frac{\omega \cdot 3 \cdot \left(\left(\pi \cdot (s + h_{pp}) - 2 \cdot \sqrt{2} \cdot E \left(\frac{1}{2} \left| \frac{\pi}{2} \right| \right) \cdot s \right) \cdot (D^2 - d^2) \right) \cdot e}{2 \cdot (2 \cdot s + h_{pp}) \cdot Q_{OA}} \quad (5.27)$$

Como se puede desprender de este cálculo, de forma similar al caso anterior, cuanto menor sea el caudal de circulación, mayor será el ángulo límite y mayor el cortocircuito (aire de RA que finaliza en SA). Sin embargo, la ecuación para hallar el caudal cortocircuitado difiere ligeramente del caso anterior, ya que en este caso, el caudal cortocircuitado, será el existente entre el semiángulo limitante γ y el semiángulo físico α :

5. Estudio Cinemático en el Interior del Recuperador

$$\begin{aligned}
 Q_{CC} &= v_{purga} \cdot \frac{\left(\pi \cdot \frac{D^2 - d^2}{4} \cdot \frac{\gamma - \alpha}{360} \right)}{2} \\
 &= v_{purga} \cdot \frac{\left(\frac{\omega \cdot 3 \cdot \left(\left(\pi \cdot (s + h_{pp}) - 2 \cdot \sqrt{2} \cdot E \left(\frac{1}{2} \left| \frac{\pi}{2} \right| \right) \cdot s \right) \cdot (D^2 - d^2) \right) \cdot e}{2 \cdot (2 \cdot s + h_{pp}) \cdot Q_{OA}} - \alpha \right)}{2} \\
 &= \pi \cdot \frac{D^2 - d^2}{4} \cdot \left(\frac{\omega \cdot e}{60} - \frac{\alpha \cdot (2 \cdot s + h_{pp}) \cdot Q_{OA}}{90 \cdot \left(\left(\pi \cdot (s + h_{pp}) - 2 \cdot \sqrt{2} \cdot E \left(\frac{1}{2} \left| \frac{\pi}{2} \right| \right) \cdot s \right) \cdot (D^2 - d^2) \right)} \right) \quad (5.28)
 \end{aligned}$$

Otras consideraciones

Vistas ambas ecuaciones 5.26 y 5.28, podemos observar que la única diferencia que tienen es el signo de la ecuación, por lo que las podemos tomar como una única con las siguientes consideraciones:

- Si se toma la ecuación 5.26 para calcular el caudal, en caso de que este sea positivo, obtendremos las pérdidas de ventilación. En caso de que sea negativo, obtendremos el caudal cortocircuitado del RA al SA.
- Si se toma la ecuación 5.28 para calcular el caudal, en caso de que este sea positivo, obtendremos el caudal cortocircuitado del RA al SA. En caso de que sea negativo, obtendremos las pérdidas de ventilación.

Estas ecuaciones antes utilizadas, nos pueden servir si deseamos conocer el caudal cortocircuitado entre el caudal OA y el EA en el lado contrario del recuperador. No obstante, no es realizable únicamente calculando para un ángulo α nulo, ya que será necesario hacer unas pequeñas consideraciones.

En efecto, el total del aire OA que pasa directamente al lado EA, será aquel que circula con un ángulo ψ inferior al límite para esa velocidad de giro. Dicho ángulo ψ , podrá ser calculado a partir del espesor del rotor (distancia a recorrer) la velocidad de giro y la velocidad del aire OA (la misma que la de la purga):

$$\begin{aligned}
 \psi (^{\circ}) &= \frac{\omega (rpm) \cdot 360}{60} \cdot \frac{e (m)}{v_{purga}} = \\
 &= \frac{6 \cdot \omega \cdot e \cdot \left(\pi \cdot (s + h_{pp}) - 2 \cdot \sqrt{2} \cdot E \left(\frac{1}{2} \left| \frac{\pi}{2} \right| \right) \cdot s \right) \cdot (D^2 - d^2)}{8 \cdot (2 \cdot s + h_{pp}) \cdot Q_{OA}} \quad (5.29)
 \end{aligned}$$

5. Estudio Cinemático en el Interior del Recuperador

El caudal total perdido a través del lado del recuperador que carece de sector de purga por tanto será:

$$Q_{perd_2} = v_{purga} \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2) \cdot \psi(^{\circ})}{4 \cdot 360} = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2) \cdot \omega \cdot e}{4 \cdot 60} \quad (5.30)$$

Este resultado es por tanto, el que se deriva de imponer a la ecuación 5.28 un ángulo α igual a 0. No obstante, hay que tener en cuenta la validez de esta ecuación, ya que este caudal acabaría saliendo del recuperador por el lado del EA con una velocidad que podría ser diferente, para lo cual sería necesario utilizar la ecuación de la velocidad en el retorno 5.20. Sin embargo debido a las consideraciones realizadas al final del apartado 5.2 de este documento, la velocidad sería la misma aproximadamente que en la purga y el lado OA, por lo que la validez de la ecuación sería la misma que en casos anteriores (180°) debido a que el flujo será siempre isocinético (en caso contrario, sería necesario conocer en qué punto se cambia de velocidad OA a velocidad RA).

5.4. Estudio de Caso Particular Típico

Dados los resultados obtenidos en los apartados anteriores, es necesario considerar los resultados propios de nuestro caso. Las características geométricas y de funcionamiento de nuestro recuperador son, tal como se indicó en el capítulo 3 de este documento:

- $D = 630 \text{ mm}$
- $d = 150 \text{ mm}$
- $e = 200 \text{ mm}$
- $\alpha = 15^{\circ}$
- $h_{pp} = 1,5 \text{ mm}$
- $s = 0,1 \text{ mm}$
- $\omega = 18 \text{ rpm}$

Dados estos resultados, a partir de la ecuación 5.4, podemos hallar la velocidad de purga límite de nuestro recuperador en las condiciones de funcionamiento:

$$v_{purga_{limit}} = \frac{12 \cdot 0,2 \cdot 18}{15} = 2,88 \text{ m/s} \quad (5.31)$$

Posteriormente, a partir de la ecuación 5.16, se puede obtener el caudal límite para estas condiciones de operación:

5. Estudio Cinemático en el Interior del Recuperador

$$\begin{aligned}
 Q_{OA_{limit}} &= \\
 &= \frac{2,88 \cdot (\pi \cdot (0,0001 + 0,0015) - 2 \cdot \sqrt{2} \cdot E \left(\frac{1}{2} \left| \frac{\pi}{2} \right. \right) \cdot 0,0001) \cdot (0,63^2 - 0,15^2)}{8 \cdot (2 \cdot 0,0001 + 0,0015)} \\
 &= 0,3682 \frac{m^3}{s} = 1325,66 \frac{m^3}{h} \quad (5.32)
 \end{aligned}$$

Por otro lado, si evaluamos el funcionamiento en las condiciones del segundo caso del apartado 4.3 ($Q_{OA} = 1.200 \text{ m}^3/\text{h} = 0,33 \text{ m}^3/\text{s}$) para saber el cortocircuito que se está produciendo a partir de la ecuación 5.16, 5.27 y 5.28, obtenemos los siguientes resultados:

$$\begin{aligned}
 \gamma &= \\
 &= \frac{18 \cdot 3 \cdot \left((\pi \cdot (0,0001 + 0,0015) - 2 \cdot \sqrt{2} \cdot E \left(\frac{1}{2} \left| \frac{\pi}{2} \right. \right) \cdot 0,0001) \cdot (0,63^2 - 0,15^2) \right) \cdot 0,2}{2 \cdot (2 \cdot 0,0001 + 0,0015) \cdot 0,33} = \\
 &= 16,57^\circ \quad (5.33)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 v_{purga} &= \\
 &= \frac{8 \cdot (2 \cdot 0,0001 + 0,0015) \cdot 0,33}{(\pi \cdot (0,0001 + 0,0015) - 2 \cdot \sqrt{2} \cdot E \left(\frac{1}{2} \left| \frac{\pi}{2} \right. \right) \cdot 0,0001) \cdot (0,63^2 - 0,15^2)} = \\
 &= 2,61 \frac{m}{s} \quad (5.34)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 Q_{CC} &= v_{purga} \cdot \frac{\left(\pi \cdot \frac{D^2 - d^2}{4} \cdot \frac{\gamma - \alpha}{360} \right)}{2} = 1,672 \cdot 10^{-3} \frac{m^3}{s} = \\
 &= 6,0208 \frac{m^3}{h} \quad (5.35)
 \end{aligned}$$

Como se puede observar, el caudal que se cortocircuitará del retorno a la impulsión es muy pequeño (apenas un 0,5%), pero esto es debido a que el caudal de funcionamiento escogido ($1200 \text{ m}^3/\text{h}$) es ligeramente inferior al límite, el cual era de $1.325,66 \text{ m}^3/\text{h}$ tal como dice la ecuación 5.32 (un 9,48 % menor). Si el caudal que se pone se reduce más, hasta los $1.000 \text{ m}^3/\text{h}$, el caudal cortocircuitado será de $15,61 \text{ m}^3/\text{h}$ un 1,56 % para un caudal un 24,57% menor que el límite.

Por otro lado, podemos calcular el caudal de aire exterior que se envía directamente a la expulsión, debido al giro del rotor del recuperador y ante la ausencia de un sector de purga en ese lado. Si acudimos a calcular en ángulo de pérdidas ψ , a partir de la ecuación antes desarrollada 5.29, obtenemos el siguiente resultado:

5. Estudio Cinemático en el Interior del Recuperador

$$\psi (^{\circ}) = \frac{18 \cdot 360}{60} \cdot \frac{0,2}{2,61} = 8,2759 ^{\circ} \quad (5.36)$$

Por tanto, a partir de la ecuación 5.30, se puede calcular el caudal de aire que pasará directamente del caudal del aire exterior (OA) al aire de expulsión (EA):

$$Q_{perd_2} = v_{purga} \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2) \cdot \psi (^{\circ})}{4 \cdot 360} = 0,01764 \frac{m^3}{s} = 63,52 \frac{m^3}{h} \quad (5.37)$$

Vistos estos resultados, podemos decir que de los 1.200 m³/h de aire exterior que se introducen en el rotor del recuperador rotativo:

- 63,52 m³/h se escapan al exterior.
- Los otros 1.136,48 m³/h son el caudal de aire limpio que llega al aire de suministro (SA).
- 6,0208 m³/h se introducen en el local a mayores provenientes del caudal de retorno (RA).

De esta forma, podemos calcular un rendimiento del rotor definido como:

$$\begin{aligned} \eta_{rot} &= 100 \cdot \frac{Q_{OA} - Q_{perd_2}}{Q_{OA}} \cdot \left(\frac{Q_{OA} - Q_{perd_2}}{Q_{OA} - Q_{perd_2} + Q_{CC}} \right) = \\ &= 100 \cdot \frac{(Q_{OA} - Q_{perd_2})^2}{Q_{OA} \cdot (Q_{OA} - Q_{perd_2} + Q_{CC})} = 94,21\% \quad (5.38) \end{aligned}$$

Este rendimiento explica 2 aspectos:

- El primero es el rendimiento del aire limpio que realmente atraviesa el recuperador por completo respecto al que se introduce (en este caso un 94,71%).
- El segundo es el rendimiento del aire limpio que entra el local, respecto a todo el aire que entra en el local (en este caso un 99,47%).

A este rendimiento se le puede asociar otro rendimiento debido a las juntas no estancas estudiadas en el capítulo 4.

$$\rho = 100 \cdot \frac{Q_{OA} - Q_{perd_2} + Q_{CC}}{Q_{OA} - Q_{perd_2} + Q_{CC} + Q_{P2} + Q_{R-S}} = 96,43\% \quad (5.39)$$

Este rendimiento pretende explicar el porcentaje de aire total que sale por la salida SA del recuperador, respecto al que entra a la impulsión final.

5. Estudio Cinemático en el Interior del Recuperador

De esta forma, tal como se han definido todos los rendimientos anteriores, el rendimiento total del sistema será:

$$\begin{aligned}\phi &= \frac{(Q_{OA} - Q_{perd_2})^2}{Q_{OA} \cdot (Q_{OA} - Q_{perd_2} + Q_{CC})} \cdot \frac{Q_{OA} - Q_{perd_2} + Q_{CC}}{Q_{OA} - Q_{perd_2} + Q_{CC} + Q_{P2} + Q_{R-S}} = \\ &= 100 \cdot \frac{(Q_{OA} - Q_{perd_2})^2}{Q_{OA} \cdot (Q_{OA} - Q_{perd_2} + Q_{CC} + Q_{P2} + Q_{R-S})} = 90,84\% \quad (5.40)\end{aligned}$$

El significado total de este rendimiento es la eficiencia de ventilación total del recuperador, es decir, que parte del aire que entra al local, es realmente aire limpio.

6. Propuestas de Control y de Mejora

En los anteriores capítulos, se ha estudiado el efecto en el caudal de impulsión debido a los By-passes que se producen en recuperador. No obstante, este trabajo no se queda aquí, ya que una vez conocidos los problemas, es necesario intentar buscar una solución viable, en términos económicos y técnicos. Por ello, a continuación se van a exponer una serie de medidas con el fin de llegar a poder regular el sistema según las condiciones necesarias en cada momento.

El control en los sistemas de ventilación corresponde pues, una parte realmente importante de la etapa de ingeniería, ya que estos, pueden suponer un ahorro energético anual de hasta un 52%^[8] (incluyendo la totalidad del control) y por lo tanto contribuyen a una prosperidad económica para todos aquellos que utilizan estos sistemas. Tradicionalmente el principal parámetro de funcionamiento del sistema de ventilación que se ha controlado es el caudal de aire de ventilación que se introduce en los locales según los diferentes criterios (horario, CO₂ ambiental, ocupación todo/nada, etc).

Sin embargo no es nada habitual controlar los sistemas de recuperación de calor como el estudiado en este documento, por cual esta parte del estudio puede resultar de especial relevancia para obtener unos correctos niveles de calidad ambiental junto a un consumo energético mínimo.

6.1. Control de la Velocidad de Rotación del Recuperador

Como se ha podido observar en el capítulo 5 de este documento, para cada caudal de aire impulsado en el interior del recuperador existe un valor crítico para el cual no existe caudal de retorno que se termina by-passeando hacia la impulsión debido al efecto provocado por el giro del recuperador. Por lo tanto, en aquellos casos en los que se pueda regular la velocidad de giro del recuperador, ya sea mediante un variador de frecuencia o algún otro sistema, será recomendable aplicar un sistema de control como el que se propone a continuación.

El sistema propuesto se compone por una serie de medidores de presión que a través de un algoritmo, se transforma en una señal de consigna de velocidad de rotación del recuperador. Un esquema del sistema se puede observar en la figura 30 a continuación:

6. Propuestas de Control y de Mejora

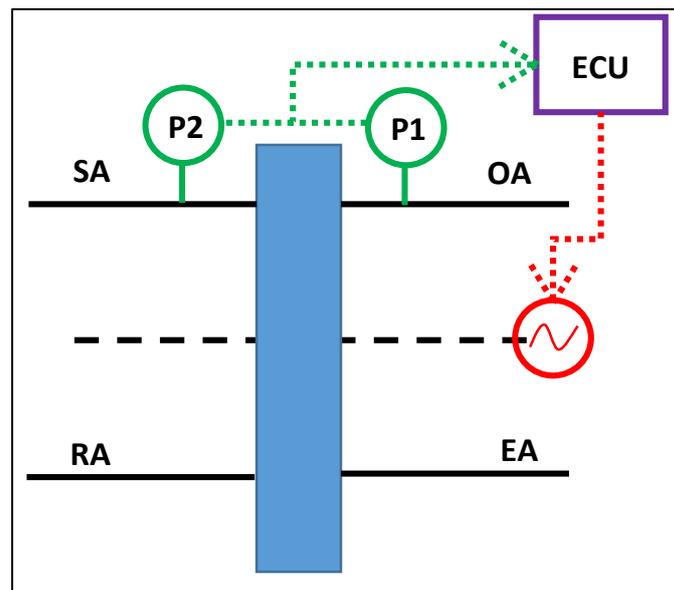


Figura 30 – Esquema Básico de Control de Velocidad de Giro

A la vista de la figura anterior, se puede entender que a través de la medida de presión antes (OA) y después (SA) del paso de aire por el recuperador se calcula una señal a través de la cual se regula la velocidad de giro. Obviamente, el valor calculado mediante la diferencia de presiones, es directamente proporcional a la velocidad del aire que pasa por el mismo. Por tanto, si esta relación es conocida, el cálculo de la velocidad (y por lo tanto el caudal), podemos adaptar la velocidad de giro del recuperador para que la velocidad de la purga límite, se ajuste a la calculada.

Para conocer la velocidad medida, se ha de ensayar el recuperador, del mismo modo que se ha llevado a cabo en el segundo ensayo del capítulo 3.1 del presente documento, es decir:

1. Se conecta la impulsión del aire en el lado del SA
2. Se conecta la salida del aire en el lado del OA
3. Se tapan las escobillas perimetrales
4. Se tapan tanto el lado RA con el lado EA
5. Se mide el caudal circulante y la pérdida de presión en el recuperador para varios caudales de funcionamiento.
6. Se obtiene una regresión matemática lineal pura del tipo $y=k \cdot x$

Una vez realizado este proceso, es necesario realizar una transformación de la regresión obtenida para que calcule en función de la velocidad en vez de por

6. Propuestas de Control y de Mejora

caudal, lo cual se puede realizar a través de la ecuación 5.16 anteriormente desarrollada.

Esta regresión calculada, es la que se tendrá que implementar en la ECU (Electronic Control Unit) y que se utilizará para tratar la señal de entrada (diferencia de presión entre P1 y P2). Así, esta velocidad se utilizaría para regular la velocidad de rotación del rotor del recuperador, la cual se desarrolló hasta obtener la ecuación 5.4.

Sin embargo, hay que tener en cuenta varios aspectos al respecto:

- En primer lugar, el caudal obtenido, no va a ser el caudal de aire limpio que termina circulando por SA, sino que es el que circula por el interior del recuperador.
- Por otro lado, no hay que olvidar la precisión del sistema de medida y del calculador del sistema de control. Solamente ya los sistemas de medida de presión en el aire, los cuales suelen fluctuar bastante y se rigen generalmente por valores medios, tienen errores de en torno a un 1% (para una confianza del 95%). Por ello, puede resultar imprudente, controlar hacia una condición límite como la calculada. Por ello, hay que decidir hacia qué lado se deja la seguridad. Dado que el objetivo del sistema de control es asegurar que no existe by-pass debido al efecto del giro del rotor, parece más indicado imponer una velocidad de giro ligeramente inferior a la límite, a sabiendas de que existirá parte del caudal de aire proveniente del OA que finalizará en el EA sin haber sido tratado. Por lo tanto, para asegurar que el 95% de las veces el régimen de giro es el adecuado, la velocidad de giro será de un 99% de la que se obtendría a través de la velocidad de rotación límite (dado que el caudal es lineal bajo un régimen laminar como el que se da en el interior del rotor del recuperador).
- Para este último caso, no obstante, tendríamos unas pérdidas de caudal nominales, las cuales se pueden calcular a través de la ecuación 5.26 tal como se indica a continuación:

6. Propuestas de Control y de Mejora

$$Q_{perd} = \pi \cdot \frac{D^2 - d^2}{4} \cdot \left(\frac{\alpha \cdot (2 \cdot s + h_{pp}) \cdot Q_{OA}}{90 \cdot \left((\pi \cdot (s + h_{pp}) - 2 \cdot \sqrt{2} \cdot E \left(\frac{1}{2} \middle| \frac{\pi}{2} \right) \cdot s) \cdot (D^2 - d^2) \right)} - \frac{\omega \cdot e}{60} \right) =$$

$$= \pi \cdot \frac{D^2 - d^2}{4} \cdot \left(\frac{\alpha \cdot (2 \cdot s + h_{pp}) \cdot Q_{OA} \cdot 0,01}{90 \cdot \left((\pi \cdot (s + h_{pp}) - 2 \cdot \sqrt{2} \cdot E \left(\frac{1}{2} \middle| \frac{\pi}{2} \right) \cdot s) \cdot (D^2 - d^2) \right)} \right) \quad (6.1)$$

Por otro lado, tal como se ha indicado anteriormente, el caudal que utiliza la ECU en el caso anterior para fijar una velocidad de giro de consigna, no es el caudal de aire limpio que realmente se estará introduciendo en el local. Para solventar esta falta de información, la cual se puede utilizar para regular el ventilador de la impulsión de aire (o la apertura y cierre de trampillas de aire), se propone utilizar el procedimiento desarrollado en el apartado 4.3 de este documento, para calcular, a través de las 4 presiones disponibles en el recuperador el aire limpio que realmente sale por el conducto SA (es necesario caracterizar todas las escobillas), lo cual se indica en la figura 31 a continuación:

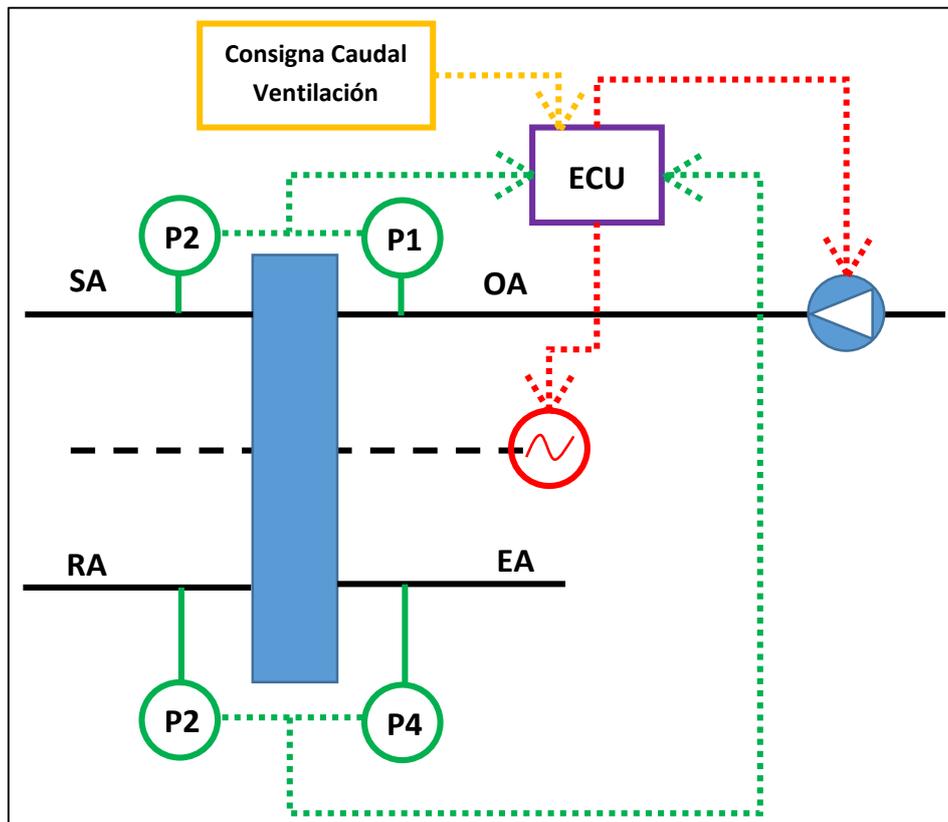


Figura 31 – Esquema Básico de Control de Velocidad de Giro con Calculador de Aire Limpio

6.2. Movimiento del Sector de Purga

La propuesta de mejora anteriormente explicada, podría ser de aplicación en aquellos casos en los que fuese posible regular la velocidad de giro del recuperador. Sin embargo, esto genera 2 problemas principales:

- La velocidad de giro del rotor afecta en gran medida a la eficiencia del recuperador^[9]. Una velocidad muy rápida no permitiría que el rotor alcanzase las temperaturas límite de intercambio (T_{OA} y T_{RA}), quedándose en un valor cercano al medio reduciendo el sato térmico efectivo, mientras que una velocidad baja reduciría la sección efectiva de intercambio de calor debido a que una vez el rotor hubiese alcanzado una temperatura cercana a la de entrada del fluido, esta dejaría de intercambiar calor.
- Los motores eléctricos como el que utiliza el rotor del recuperador no funcionan bien cuando se les desplaza mucho de su velocidad de giro nominal, especialmente cuando la velocidad de giro supera el 120% de la nominal.

Por estas razones, se propone utilizar como sistema de control alternativo un desplazamiento de la sección de purga de su posición habitual (centrada), dentro de unos límites. El principal efecto de esta medida es un desajuste en las velocidades de purga, las cuales serían diferentes en ambas zonas (zona de impulsión y de expulsión). Un esquema del efecto en el caso límite sería el siguiente:

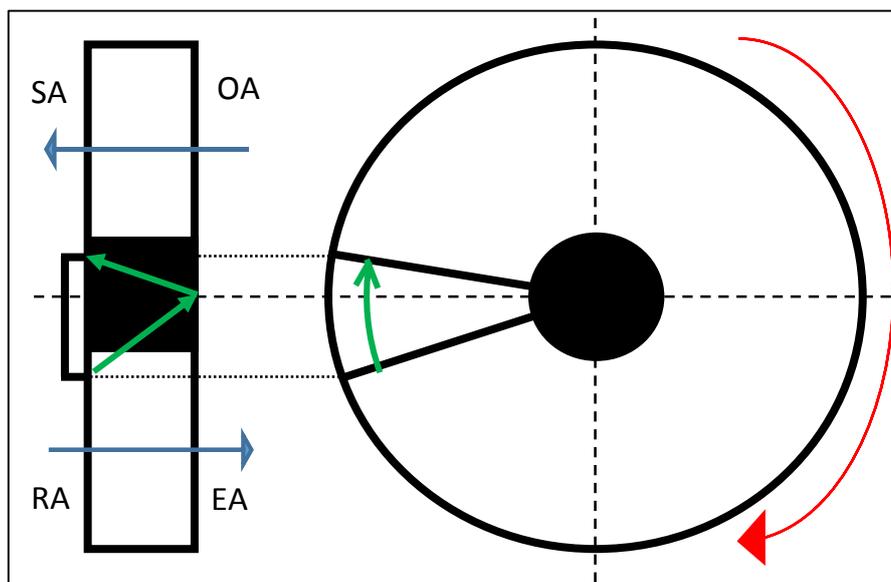


Figura 32 - Esquema del Flujo en el Caso Límite del Barrido con Rotación de la Sección de Purga

6. Propuestas de Control y de Mejora

En este caso el desarrollo matemático es ligeramente diferente, ya que hay que calcular las velocidades límite para cada caso, definiendo una nueva variable a la cual llamaremos $\% \alpha_S$, la cual representará la fracción de la sección de purga que se encuentra en el lado SA. De esta forma, la fracción que se encontrará en el lado de RA será $1 - \% \alpha_S$. De esta forma, el desarrollo matemático a seguir será el siguiente:

$$v_{purgaSA} = \frac{e}{t_s} = \frac{Q_{OA}}{A_{OA}} \quad (6.2)$$

$$t_s = \frac{\alpha \cdot \% \alpha_S \cdot 60}{360 \cdot \omega} = \frac{\alpha \cdot \% \alpha_S}{6 \cdot \omega} \quad (6.3)$$

$$\frac{6 \cdot e \cdot \omega}{\alpha \cdot \% \alpha_S} = \frac{Q_{OA}}{A_{OA}} \quad (6.4)$$

En este caso, se ha calculado exclusivamente el espacio a recorrer por el aire en la zona de impulsión y su tiempo asociado, para hallar la velocidad que debería tener el aire e igualándolo con la velocidad incidente, la cual era la debida a OA y el área de OA, los cuales son los mismos que en el caso inicial desarrollado en el capítulo 5 de este documento.

De esta forma, al ser el área directamente proporcional a la sección angular, la velocidad a la salida de la sección de purga (en la zona de expulsión), será la siguiente:

$$v_{purgaRA} = v_{purgaSA} \cdot \frac{\% \alpha_S}{1 - \% \alpha_S} = \frac{6 \cdot e \cdot \omega}{\alpha \cdot \% \alpha_S} \cdot \frac{\% \alpha_S}{1 - \% \alpha_S} = \frac{6 \cdot e \cdot \omega}{\alpha \cdot (1 - \% \alpha_S)} \quad (6.5)$$

Esta ecuación tiene sentido ya que en el caso de que la mayor parte de la purga se encuentre en la zona de impulsión, existirá una parte muy pequeña de esta sección que se encontrará en la zona de expulsión y por tanto, al ser los caudales de purga a circular en ambos casos iguales, la velocidad será superior.

Con esta velocidad, la distancia horizontal a recorrer, se puede conocer el tiempo que permanecerá el aire en el recuperador (siempre que no alcance la zona de separación de flujos, lo cual se comprobará):

$$t_r = \frac{e}{v_{purgaRA}} = \frac{e}{\frac{6 \cdot e \cdot \omega}{\alpha \cdot (1 - \% \alpha_S)}} = \frac{\alpha \cdot (1 - \% \alpha_S)}{6 \cdot \omega} \quad (6.6)$$

El ángulo recorrido durante este tiempo será por tanto:

6. Propuestas de Control y de Mejora

$$\alpha_R = \frac{\omega \cdot 360}{60} \cdot \frac{\alpha \cdot (1 - \%_{\alpha S})}{6 \cdot \omega} = \alpha \cdot (1 - \%_{\alpha S}) \quad (6.7)$$

Como se puede comprobar, el ángulo recorrido en la zona de expulsión es el ángulo de la zona de purga en la zona de expulsión, por lo que la situación de partida de caso límite con la que se inició se cumple.

De esta forma, para poder regular la posición de la zona de purga del recuperador en función del caudal de funcionamiento, habría que despejar esta variable en función de los demás parámetros de funcionamiento tal como se muestra a continuación a partir de las ecuaciones 6.4 y 5.15:

$$\begin{aligned} \frac{6 \cdot e \cdot \omega}{\alpha \cdot \%_{\alpha S}} &= \frac{Q_{OA}}{A_{OA}} \rightarrow \alpha \cdot \%_{\alpha S} = \frac{6 \cdot e \cdot \omega \cdot A_{OA}}{Q_{OA}} = \\ &= \frac{3 \cdot e \cdot \omega \cdot (\pi \cdot (s + h_{pp}) - 2 \cdot \sqrt{2} \cdot E \left(\frac{1}{2} \middle| \frac{\pi}{2} \right) \cdot s) \cdot (D^2 - d^2)}{4 \cdot (2 \cdot s + h_{pp}) \cdot Q_{OA}} \quad (6.8) \end{aligned}$$

Como se puede comprobar, el posicionamiento del sector de purga es inversamente proporcional al caudal circulante por OA y además, como se era de esperar, el resultado de esta ecuación, será el mismo que la ecuación 5.17 si el parámetro $\%_{\alpha S}$ fuese igual a 0,5.

Para llevar a cabo esta regulación, sería necesario calcular igual que en el capítulo 6.1 de este documento, por lo que el esquema de control sería el mismo que el que se ilustraba en la figura 31. Sin embargo, en vez de enviarse la señal de salida a un variador de frecuencia, la señal debería enviarse a un motor eléctrico asociado a un encoder óptico.

Sin embargo, este sistema, al ser inversamente proporcional al caudal OA, será mucho más sensible para grandes variaciones desde la posición central, por lo que habrá que procurar combinar ambos sistemas de regulación (velocidad de giro del rotor y variación de posición del sector de purga) según el criterio del diseñador.

En cuanto al factor de seguridad, se propone seguir el criterio similar al del caso anterior, pero en este caso, se tendrá que procurar calcular un ángulo para el cual el caudal sea un 1% inferior al límite, de forma que la velocidad sea ligeramente superior en la zona de expulsión a la velocidad límite de purga, a sabiendas de que existirán ciertas pérdidas de caudal OA hacia la salida EA (aumentar la proporción del sector de purga el SA, reduciendo el de RA).

6.3. Introducción de un Sector Gemelo

Como se ha visto en los apartados anteriores, el recuperador rotativo tiene un sector circular con el objetivo de realizar una purga del aire de retorno mediante aire exterior. Sin embargo, como se ha comprobado en el capítulo 5.3, existirá una parte importante del caudal de OA que se cortocircuitará directamente hacia EA. Hay que tener en consideración, que este efecto supondrá un gasto energético importante a largo plazo (supone hasta un 5% de consumo de bombeo a mayores), por lo que será necesario también tratar de reducir este consumo energético hasta los menores niveles posibles.

Para solucionar este problema se propone la instalación de un “sector gemelo”, cuya función será exclusivamente dar tiempo suficiente al aire proveniente de OA a alcanzar la salida SA y así evitar que el aire se esté expulsando al exterior. Un esquema de la disposición del sector gemelo se puede ver a continuación en la figura 33.

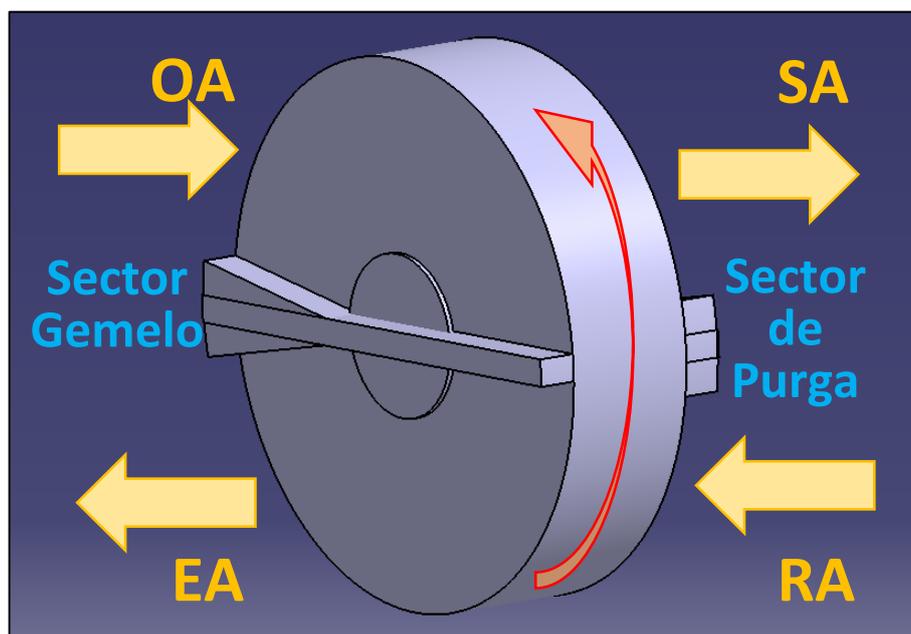


Figura 33 – Disposición del Sector Gemelo en el Recuperador Rotativo

Como se puede comprobar, se encuentra igual que el sector de purga en la zona de separación de corrientes entre OA y EA, pero en el lado contrario, ya que es ahí donde se va a producir el cortocircuito de aire entre OA y EA.

El ángulo de apertura del sector gemelo se propone que sea el mismo que el del sector de purga debido a que las velocidades de circulación serán las mismas (con

6. Propuestas de Control y de Mejora

las consideraciones hechas en los apartados anteriores) que las velocidades de purga, es decir, la velocidad entre OA-SA será la misma que entre RA-EA.

De esta forma, al ser geoméricamente iguales los sectores y las corrientes circulantes por ellos, la velocidad límite de rotación del rotor será la misma en ambos casos, optimizando así el control de la velocidad de giro, o del ángulo de giro del sector, o de ambos (la regulación ha de ser la misma en ambos casos).

Sin embargo el riesgo que aquí se corre, es contrario a la sección de purga. Si en la sección de purga, nos podía interesar de cara al control, que la velocidad del aire en la purga fuese ligeramente superior a la límite (velocidad de rotación ligeramente inferior a la óptima) para quedarnos por el lado de la seguridad, en este caso, el efecto requerido es el contrario, es decir, si la velocidad del aire fuese superior a la límite, acabaríamos por introducir aire proveniente de RA en SA. Este efecto se puede comprobar en la figura 34.

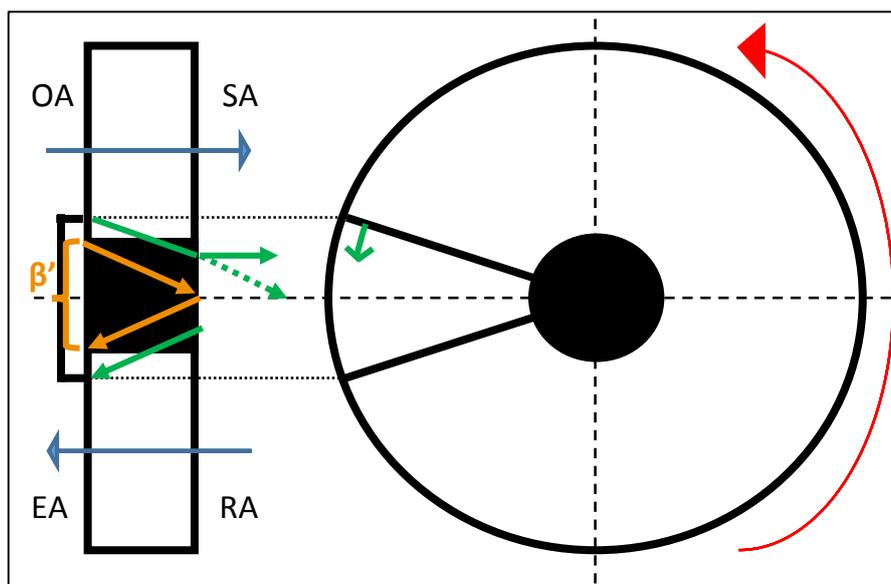


Figura 34 – Funcionamiento del Sector Gemelo con Caudal por Encima del Límite

Esto quiere decir que el efecto conseguido al reducir ligeramente la velocidad del recuperador o al aumentar la sección de purga en SA respecto a RA quedaría totalmente compensada y volveríamos a estar fuera de la zona de control. Por ello, se propone regular este sector gemelo exclusivamente con el giro del sector, cambiando las velocidades, tal como se indicó en el apartado 6.2. El aire que se by-passaría de RA a SA es el mismo que se podría calcular mediante la ecuación 5.26.

6. Propuestas de Control y de Mejora

De esta forma, siguiendo las consideraciones para estar dentro del margen de seguridad, el sector debería estar, para las condiciones de funcionamiento instantáneas, ligeramente más superpuesto sobre el lado EA que en lado OA, haciendo que la velocidad del aire en el tramo EA sea menor que la límite y así en caso de nos afecte el error de medida, el efecto no será de introducción de aire de RA en SA. En cualquier caso, el aire de OA que se cortocircuitaría a EA con este método de control, sería inferior al provocado por no poner un sector gemelo en el lado OA-EA.

Sin embargo, no todos los efectos de la disposición de este sector son beneficiosos. Al fin y al cabo se está reduciendo la sección de paso del aire de OA, por lo que para alcanzar el mismo caudal de circulación, sería necesario aumentar la velocidad de paso por el recuperador y con ello las pérdidas en el mismo, teniendo que aumentar por lo tanto la potencia eléctrica de la bomba, efecto energéticamente adverso para nuestro estudio.

No obstante, si no se pusiese este sector gemelo, también tendría que ser necesario aumentar el caudal y con ello la velocidad, para alcanzar en SA el caudal que deseamos. En ambos casos, la velocidad en el recuperador será la misma, ya que la sección de salida será la misma y el caudal que circulará por SA será el mismo. Así las pérdidas en el recuperador serán las mismas. No obstante, con este método (siempre que nos encontremos en el caso límite), el caudal OA será el mismo que si no corrigiésemos ese caudal que se by-passea a EA si no pusiésemos el sector gemelo, mientras que si lo solucionamos aumentando el caudal de paso por OA hasta que el de SA sea el deseado, se estarán aumentando las pérdidas en los conductos (tanto el de OA como el de EA) y por lo tanto el consumo. Estas pérdidas adicionales en el conducto se pueden expresar como aumento porcentual de la siguiente forma a través de la definición del trabajo de bombeo:

$$\uparrow W_{cond} = 100 \cdot \frac{W_{cond_{final}} - W_{cond_{inicial}}}{W_{cond_{inicial}}} \quad (6.9)$$

$$W_{cond} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot \Delta P}{\eta} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q^3 \cdot K_{cond}}{\eta} \quad (6.10)$$

$$\uparrow W_{cond} = 100 \cdot \frac{Q_{final}^3 - Q_{inicial}^3}{Q_{inicial}^3} = 100 \cdot \left(\frac{Q_{final}^3}{Q_{inicial}^3} - 1 \right) \quad (6.11)$$

6. Propuestas de Control y de Mejora

Como se puede ver, las pérdidas en los conductos son **proporcionales al cubo del caudal que circula**, por lo que la medida no resulta baladí. Para ilustrarlo, utilizaremos un ejemplo en el que entrarán 1200 m³/h (0,333 m³/s) por OA, requiriendo ese caudal en SA, siendo este un caso límite. Las dimensiones del recuperador serán las de nuestro objeto de estudio

La velocidad de giro del recuperador será:

$$\begin{aligned}
 Q_{SA} &= Q_{OA_{limit}} - \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2) \cdot \omega \cdot e}{240} = \\
 &= \frac{3 \cdot \left(\left(\pi \cdot (s + h_{pp}) - 2 \cdot \sqrt{2} \cdot E \left(\frac{1}{2} \middle| \frac{\pi}{2} \right) \cdot s \right) \cdot (D^2 - d^2) \right) \cdot e \cdot \omega}{2 \cdot (2 \cdot s + h_{pp}) \cdot \alpha} - \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2) \cdot \omega \cdot e}{240} \\
 &= 0,333 \frac{m^3}{s} \rightarrow \omega = 17,11 \text{ rpm}, Q_{OA} = 0,3501 \frac{m^3}{s} = 1260,39 \frac{m^3}{h}, Q_{P2} = \\
 &= 60,39 \frac{m^3}{h} \quad \text{(6.12)}
 \end{aligned}$$

El aumento de potencia de bombeo exclusivamente al bombeo por el circuito OA será por lo tanto:

$$\uparrow W_{cond} = 100 \cdot \left(\frac{1260,39^3}{1200^3} - 1 \right) = 15,87\% \quad \text{(6.13)}$$

Este efecto, como se ha indicado antes, no sería producido en caso de disponer de un sector gemelo, por lo que la medida puede ayudar al ahorro de energía de bombeo.

7. Conclusiones y Líneas Futuras

Durante el desarrollo de este documento, han sido objeto de estudio una gran cantidad de aspectos, obteniendo una serie de resultados que pueden ser de utilidad tanto para su aplicación más inmediata como para ser objeto de estudio en futuros trabajos y/o proyectos de investigación, por lo que a continuación se van a detallar todos estos.

Conclusiones

Las conclusiones que se van a indicar a continuación son fruto del desarrollo del presente documento, siendo estas ya brevemente citadas en cada uno de los capítulos correspondientes. Sin embargo, se plasman a continuación en este capítulo en pos de hacer más sencillo para el lector su entendimiento.

En cuanto a los factores de by-pass del recuperador rotativo sensible, se pueden extraer las siguientes conclusiones:

- Se ha desarrollado una **metodología para caracterizar** los factores de by-pass de todas las juntas no estancas de un recuperador rotativo (sensible o entálpico) y se ha comprobado su validez para las hipótesis de pérdida singular en las escobillas ($\Delta P = K \cdot Q^2$) y de flujo laminar en el interior del recuperador, siendo en este último caso las pérdidas de carga lineales con el caudal ($\Delta P = \mu' \cdot Q$). Esta metodología podrá ser utilizada por los fabricantes o técnicos con el fin de conocer mejor el funcionamiento fluidomecánico del recuperador rotativo ante diferentes regímenes de operación.
- Se ha comprobado la **reducción del by-pass** producido en las escobillas de separación de corrientes, una vez se pone en movimiento el rotor del recuperador rotativo. Las posibles causas detalladas en el capítulo 4.2 de este documento, son:
 - Mejor ajuste de las cerdas de la escobilla, lo cual mejora el cierre laberíntico y reduce la sección de paso del aire.
 - Aumento de la turbulencia debida a la vibración de los extremos de las cerdas con el rozamiento con el rotor.
- Se han calculado los by-passes producidos por todas las escobillas y se ha comprobado que **dependen fuertemente de la disposición de los ventiladores**, en las conexiones del recuperador, siendo óptima la opción

7. Conclusiones y Líneas Futuras

en la que existen menos diferencias de presión a ambos lados de la escobilla. De todas las opciones posibles, se han analizado 2 ejemplos.

- Ambos ventiladores en el lado del exterior: En este caso se ha comprobado que **no existe by-pass** de la zona sucia a la limpia, pero sí que existe una parte de aire limpio que se cortocircuita al exterior directamente (en el caso ejemplo era alrededor del 10%). Esta disposición será la más perjudicial en términos de cortocircuito de aire limpio hacia el exterior, ya que es la disposición con la cual se consigue la presión más alta en OA y la más baja en EA, aumentando así el caudal cortocircuitado.
- Ambos ventiladores en el lado del local: En este caso se ha comprobado que **existe by-pass** desde las zonas sucias hacia el aire limpio, el cual puede tener una importancia considerable, tanto en efectos energéticos como de salud (en el caso ejemplo era alrededor del 5%). Esta disposición será la más perjudicial en términos de by-pass de aire sucio hacia el limpio, ya que es la disposición con la cual se consigue la presión más baja en SA y la más alta en RA, aumentando así el caudal by-paseado.

En cuanto a los factores de by-pass del recuperador rotativo sensible, se pueden extraer las siguientes conclusiones:

- Se ha realizado un **análisis de las diferentes corrientes que circulan por el interior de un recuperador rotativo** y del movimiento de las mismas a través de él en función de los distintos parámetros de funcionamiento. En este aspecto se ha llegado a la conclusión de que realmente existen unas condiciones de funcionamiento para las cuáles, el **funcionamiento del sector de purga es óptimo**
- Se ha logrado hallar una expresión de la velocidad de las corrientes de impulsión y extracción a partir de los distintos parámetros de funcionamiento y geométricos (hallados a partir del método de fabricación de este tipo de recuperadores). En este ámbito se puede concluir, tal como se desarrolló en el capítulo 5.2, que en condiciones habituales de funcionamiento y despreciando las pequeñas infiltraciones y exfiltraciones de los locales desde o hacia el exterior, la velocidad del aire en ambas zonas del recuperador es **la misma**.

7. Conclusiones y Líneas Futuras

- Se ha conseguido hallar una expresión matemática para relacionar el **caudal límite** OA para el cual existe un funcionamiento perfecto de la purga, con la velocidad de rotación del rotor del recuperador. La principal característica es que esta relación es totalmente **lineal**, lo cual lo hace óptimo de cara a un posterior control automático.
- Se ha logrado establecer sendas expresiones matemáticas para conocer el **funcionamiento** en aquellos casos que la velocidad de rotación del rotor **no sea la óptima** para un funcionamiento perfecto del sector de purga. En este caso se pueden hacer las siguientes consideraciones:
 - Si el caudal OA es **inferior** al límite para una determinada velocidad de giro, **existirá un by-pass** del aire proveniente de RA hacia SA tanto mayor cuanto menor sea el caudal OA.
 - Si el caudal OA es **superior** al límite para una determinada velocidad de giro, **existirá un cortocircuito** del aire proveniente de OA hacia EA tanto mayor cuanto mayor sea el caudal OA.
- Los 2 casos indicados antes son perjudiciales en términos energéticos. Sin embargo, en caso de trabajar fuera del régimen de giro óptimo, hablando en términos fluidomecánicos, **será preferible que el caudal sea superior al límite**, debido a los problemas que puedan resultar del falseamiento de los caudales de ventilación que detecta el sistema de control y que son diferentes a los caudales de aire limpio que realmente requiere el local.
- La importancia de situarse en torno al caudal OA óptimo puede resultar bastante decisiva, ya que el hecho de desviarse de este, tal como se mostró en el capítulo 5.4 podría llevar tener un by-pass, que aunque para pequeñas variaciones del caudal OA respecto al límite no sea muy grande, si esta diferencia aumenta en mayor medida, el caudal by-passeado se hará insostenible en términos energéticos y de salud, ya que **la relación no es puramente lineal, sino que es una relación afín**.
- Existe una parte muy importante del **caudal OA** (en torno al 5% en el ejemplo del capítulo 5.4) que es **cortocircuitada** hacia el exterior, la cual es mayor cuanto mayor es la velocidad de rotación del recuperador (relación lineal), lo cual supone una pérdida energética de nuevo que ha de ser considerada cuanto este tipo de recuperadores se integran en un sistema de climatización. Este aspecto además no ha sido aún solucionado por los fabricantes en los diseños de los recuperadores rotativos por lo que será

7. Conclusiones y Líneas Futuras

necesario explorar alguna **solución tecnológica** para reducir estas pérdidas.

En cuanto a los distintos sistemas de control del funcionamiento del recuperador rotativo y posibles opciones de mejora del mismo se pueden extraer las siguientes conclusiones:

- Se han propuesto 2 sistemas de control del recuperador:
 - Mediante la velocidad de giro del rotor: Este sistema, el cual es el más **sencillo** de implementar desde el punto de vista del control, ya que la relación matemática es lineal, la cual se puede controlar mediante un variador de frecuencia en el rotor. Sin embargo, la eficiencia del recuperador, tal como se indicó en el capítulo 6.1, mantiene una relación muy fuerte con la velocidad de giro del mismo y la cual se aleja mucho de la linealidad, por lo cual solo será de aplicación **dentro de un rango** muy concreto de operación en torno al punto de funcionamiento nominal.
 - Mediante el giro de la sección de purga: Este sistema tiene la desventaja de tener una relación **inversamente proporcional** con el caudal de giro, tal como se expresó en el capítulo 6.2, por lo que el control es más *complicado* de implementar. En cualquier caso se podría utilizar un encoder óptico de 8 o 16 bits, según la precisión que se deseara obtener. A su favor, este sistema a pesar de tener a priori una menor precisión tiene un **coste bastante inferior** a un variador de frecuencia y **no varía sensiblemente la eficiencia del recuperador rotativo**.
- Vistas ambos sistemas de control, se concluye que la mejor opción de control es probablemente una **integración de ambos sistemas de control**, comandada por la velocidad de giro del recuperador, dentro de los límites indicados, y ajustada mediante el giro del sector de purga. Este sistema además se podrá implementar con el regulador de caudal del ventilador de cara un control más integrado e inteligente.
- En cuanto a la medida de mejora propuesta, se ha logrado hallar un sistema que reduzca el cortocircuito de aire de OA hacia EA, el cual se había indicado antes que podía alcanzar niveles importantes. El sistema de **sector gemelo** desarrollado en el capítulo 6.3, permite con un control

7. Conclusiones y Líneas Futuras

adecuado, **eliminar estas pérdidas** mejorando la eficiencia energética de todo el sistema.

Líneas Futuras

Debido a todo el desarrollo anterior, se proponen como líneas futuras de investigación las siguientes:

- Estudiar mediante técnicas CFD si existe una variación de los distintos factores de by-pass según las distintas velocidades de giro, para comprobar si coincide con lo indicado mediante el análisis dimensional indicado en la ecuación 4.1.
- Estudiar las distintas posibilidades de disposición de los ventiladores de impulsión y extracción en un recuperador rotativo además de las estudiadas en este documento, y analizar las distintas posibilidades de regulación de presión en las distintas entradas y salidas del recuperador rotativo.
- Estudiar la validez de los desarrollos analíticos realizados en el capítulo 5 mediante técnicas experimentales y numéricas a partir de la utilización de gases trazadores y técnicas CFD, de cara a optimizar el funcionamiento y operación de los recuperadores rotativos.
- Estudiar el rango de regímenes de giro del recuperador rotativo en los cuales no existen pérdidas significativas de eficiencia, según los diferentes caudales de circulación, de cara a integrarlo en un sistema de control junto al sistema de giro del sector de purga.
- Desarrollar un recuperador rotativo con sector gemelo de cara a comprobar las conclusiones extraídas de su incorporación en el recuperador y así promover un sistema más eficiente de recuperación de energía.

8. Bibliografía

8. Bibliografía

- [1] - España; Reglamento de Instalaciones Térmicas en Edificios; Dirección General de Política Energética y Minas - Secretaría de Estado de Energía - Ministerio de Industria, Energía y Turismo - Reino de España, Septiembre de 2013
- [2] - Rey Martínez, F. Javier; Velasco Gómez, Eloy; Hernández Gallego; Eva; Curso Universitario de Ingeniería de Climatización; Valladolid: Universidad de Valladolid, GIR de Termotecnia, Noviembre 2006; ISBN: 84-933938-4-3
- [3] - AENOR. Ergonomía del ambiente térmico. Determinación analítica e interpretación del bienestar térmico mediante el cálculo de los índices PMV y PPD y los criterios de bienestar térmico local; UNE-EN ISO 7730:2006; Madrid: AENOR, 2006
- [4] - ATECYR; Guía Técnica: Ahorro y Recuperación de Energía en Instalaciones de Climatización; Madrid:IDAE, Junio 2012; ISBN: 978-84-96680-53-1
- [5] - Crespo Martínez, Antonio; Mecánica de Fluidos, Capítulo 15: Análisis Dimensional y Semejanza; Ed. Paraninfo, 2006: ISBN 978-84-9732-292-8
- [6] - Miguel Fierro, Eva; Caracterización Experimental de un Recuperador Rotativo Sensible; Universidad de Valladolid - Trabajo de Fin de Grado
- [7] – Kichenassamy, Satyanad [Ed. Chipot, Michel; Quittner, Pavol]; Handbook of Differential Equations, Volume V, Stationary Partial Differential Equations; Ed. Elsevier, 2005; ISBN: 978-0-444-43217-6
- [8] – Soler & Palau; La Demanda Controlada de Ventilación; Ref: SP-DCV-067-084; año 2008
- [9] - O'Connora, Dominic; Calautita John; Hughes, Ben Richard; Effect of Rotation Speed of a Rotary Thermal Wheel on Ventilation Supply Rates of Wind Tower System; Energy Procedia Journal; Ed. Elsevier, 2015

