



UNIVERSIDAD DE CHILE
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA QUÍMICA Y BIOTECNOLOGÍA

ESTUDIO DE LOS FENÓMENOS DE TRANSFERENCIA DE ENERGÍA EN UNA
PRENSA DE VULCANIZACIÓN

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL QUÍMICO E
INGENIERO CIVIL EN BIOTECNOLOGÍA

CRISTINA AMELIA STEVENSON IBARRA

PROFESOR GUÍA:
ZIOMARA GERDTZEN HAKIM

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:
LEANDRO HERRERA ZEPPELIN
J. CRISTIAN SALGADO HERRERA

SANTIAGO DE CHILE
MARZO 2012

“ESTUDIO DE LOS FENÓMENOS DE TRANSFERENCIA DE ENERGÍA EN UNA PRENSA DE VULCANIZACIÓN”

La vulcanización de neumáticos es un proceso químico que requiere esencialmente calor para llevarse a cabo. Las prensas de vulcanización son los equipos en donde se realiza de forma continua este proceso, su estructura abarca, entre otras partes, el molde que le otorga la forma al neumático y los conductos que permiten el ingreso de vapor. Este vapor es utilizado como fuente de calor por lo que se encuentra a altas presiones y temperaturas.

Conocer las formas en que se transfiere el calor dentro y en las vías de suministro a una prensa, permite proponer alternativas que disminuyan el gasto energético y optimicen el proceso. Con este fin, se realizó un modelo que considera tanto la estructura de la prensa y el neumático, como las principales etapas del ciclo de operación de la prensa para, mediante la resolución de un sistema de ecuaciones diferenciales parciales con la implementación de elementos finitos, obtener un perfil de temperaturas, a partir del cual se pudo estudiar la transferencia de calor en el neumático. Se obtuvo que el calor entregado a través del vapor corresponde a un porcentaje menor al 1% del calor que efectivamente ingresa a la prensa, lo atribuible a la geometría del sistema. También se determinó que el mecanismo preponderante en la transferencia de calor hacia el neumático, es la convección, por lo que el movimiento de los fluidos cobra gran importancia. Por otro lado, se obtuvo un buen ajuste del modelo a los datos experimentales, particularmente en la etapa de enfriamiento del neumático.

La otra parte del estudio consistió en encontrar mejoras a la disipación de energía que se da en las cañerías que transportan el calor hacia la prensa. Se propuso implementar dos tipos de aislaciones, por lo que se realizaron una serie de pruebas para determinar cuál tipo presentaba un mejor desempeño como aislante, determinándose que la aislación de tipo rígida, conformada por una capa interna de lana mineral y una externa de zincalum, permitiría ahorrar 794 [ton/año] de vapor de agua por prensa.

AGRADECIMIENTOS

Le doy a las gracias a mi familia por ayudarme en este proceso, y no sólo este proceso, también durante toda la carrera y durante toda mi vida. Gracias por darme la posibilidad de estudiar, por soportarme y comprenderme.

Quería agradecerle también a mi amiga Paula, por acogerme en su hogar durante la mayor parte de mi vida universitaria y más allá de eso, por ser una gran amiga. También darle las gracias a mi queridísim@s amig@s de la vida siempre estar ahí; a las niñas de hockey por permitirme conocer a estupendas personas y a la vez practicar el más lindo de los deportes; a los compañeros de carrera, por los buenos momentos vividos; a mis amigos de primer año, por deslumbrarme con sus conocimiento y humor; a mi profesora guía por darme la motivación cuando más lo necesitaba; a Carlos G. por prestarme su computador y escucharme; a Felipe D. por ayudarme en las correcciones tan entusiásticamente y por ultimo, a la Universidad simplemente, por ser como es.

ÍNDICE

CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN.....	8
1.1. ANTECEDENTES GENERALES.....	8
1.1.1. Vulcanización.....	8
1.1.2. Prensas de Vulcanización.....	11
1.1.3. Ciclo de Vulcanización.....	12
1.1.4. Sistema de suministro de gases a prensa.....	14
1.2. MARCO TEÓRICO.....	15
1.2.1. Transferencia de calor.....	15
1.2.2. Fluidodinámica.....	22
1.2.3. Ecuaciones de Cambio.....	25
1.2.4. Modelo computacional de turbulencia.....	26
1.3. DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO Y OBJETIVOS.....	27
1.3.1. Motivación.....	27
1.3.2. Objetivos.....	29
1.3.3. Descripción del Proyecto.....	29
1.3.4. Limitaciones.....	30
CAPÍTULO 2: METODOLOGÍA.....	31
2.1. MODELACIÓN DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR EN UNA PRENSA DE VULCANIZACIÓN.....	31
2.1.1. Identificación de los mecanismos de transferencia y variable del proceso.....	32
2.1.2. Determinación tipo de flujos.....	32
2.1.3. Método de resolución.....	33
2.1.4. Simplificaciones estructurales.....	33
2.1.5. Materiales y constantes.....	37
2.1.6. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección con el medio.....	39
2.1.7. Otros Supuestos.....	39
2.2. DISIPACIÓN DE CALOR EN CAÑERÍAS.....	40
2.2.1. Recursos y requerimientos.....	40
2.2.2. Ejecución de las pruebas.....	41
CAPÍTULO 3: RESULTADOS Y DISCUSIONES.....	44
3.1. MODELACIÓN DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR EN UNA PRENSA DE VULCANIZACIÓN.....	44
3.1.1. Ecuaciones gobernantes.....	44
3.1.2. Condiciones de Inicio.....	45
3.1.3. Condiciones de Borde.....	47
3.1.4. Análisis de la transferencia de calor.....	52
3.2. DISIPACIÓN DE CALOR EN CAÑERÍAS.....	61
3.2.1. Aislaciones Seleccionadas.....	61
3.2.2. Resultados pruebas realizadas.....	63
CAPÍTULO 4: CONCLUSIONES.....	68

BIBLIOGRAFÍA	70
ANEXOS	74
ANEXO A: SISTEMA DE CAÑERÍA DE VAPOR INTERNO	74
ANEXO B: RESULTADOS COMPLEMENTARIOS DEL MODELO DE TRANSFERENCIA	76
ANEXO C: CÁLCULOS "DISIPACIÓN DE CALOR EN CAÑERÍAS"	84

Índice de Figuras

FIGURA 1: EFECTO DE UNA FUERZA EXTERNA SOBRE CAUCHO SIN VULCANIZAR	9
FIGURA 2: REACCIÓN DE VULCANIZACIÓN	9
FIGURA 3: MOLDE SEGMENTADO	11
FIGURA 4: PRENSA DE VULCANIZACIÓN SIN MOLDE	11
FIGURA 5: BLADDER ESTIRADO	12
FIGURA 6: TIEMPOS ESPECIFICADOS PARA UN CICLO DE VULCANIZACIÓN	13
FIGURA 7: COMPORTAMIENTO DE LA PRESIÓN EN UNA PRENSA	14
FIGURA 8: ORIFICIOS EN MECANISMO CENTRAL POR DONDE INGRESAN LOS GASES	14
FIGURA 9: EVOLUCIÓN DEL PERFIL DE TEMPERATURA HASTA ALCANZAR ESTADO ESTACIONARIO	16
FIGURA 10: DEFINICIÓN GRÁFICA DE CONDUCTIVIDAD TÉRMICA	18
FIGURA 11: CONVECCIÓN NATURAL	21
FIGURA 12: CONVECCIÓN FORZADA	22
FIGURA 13: GRADIENTES DE TEMPERATURA PARA CONVECCIÓN FORZADA	25
FIGURA 14: PUNTOS CRÍTICOS DE UN NEUMÁTICO	28
FIGURA 15: PRENSA EN CONFIGURACIÓN CERRADA Y ABIERTA	34
FIGURA 16: ESTRUCTURA MOLDE	35
FIGURA 17: PERFIL DE UN NEUMÁTICO	36
FIGURA 18: ESTRUCTURA DE PRENSA SIMPLIFICADA	37
FIGURA 19: ESQUEMA DE ESTANDARIZACIÓN DEL SISTEMA DE CAÑERÍAS	41
FIGURA 20: DIAGRAMA DESCRIPTIVO DE LA METODOLOGÍA A SEGUIR PARA EL ESTUDIO SOBRE LA DISIPACIÓN DE CALOR EN CAÑERÍAS	43
FIGURA 21: SECCIONES DEL SISTEMA IDENTIFICADAS PARA DIFERENCIAR CONDICIONES INICIALES	45
FIGURA 22: SECCIONES PARA LA CONDICIÓN DE SIMETRÍA EN BORDES INTERNOS	47
FIGURA 23: CONDICIONES DE BORDE PARA LAS ENTRADAS DE VAPOR	48
FIGURA 24: VARIACIÓN TEMPORAL DE LA TEMPERATURA EN LA ENTRADA DE LOS GASES INTERNOS	50
FIGURA 25: CONDICIONES DE BORDE PARA LAS SALIDAS DE VAPOR	50
FIGURA 26: CONDICIÓN DE BORDE PARA EL FLUJO DE CALOR CONVECTIVO	51
FIGURA 27: INICIALIZACIÓN DE PARÁMETROS – ESTADO ESTACIONARIO	52
FIGURA 28: GRADIENTES DE TEMPERATURA EN PRENSA PARA $T=190[s]$	57
FIGURA 29: FLUJO DE VAPOR EN EL INTERIOR DEL BLADDER	58
FIGURA 30: PERFIL DE TEMPERATURA EN EL PUNTO MEDIO DE LA TELA	59
FIGURA 31: AISLANTE RÍGIDO	62
FIGURA 32: AISLACIONES FLEXIBLES	62

FIGURA 33: SISTEMA DE CAÑERÍAS DE GASES INTERNOS	75
FIGURA 34 : TRANSFERENCIA DE CALOR A LO LARGO DEL BORDE INTERNO DEL BLADDER PARA EL CASO ESTACIONARIO	76
FIGURA 35: BORDE INTERNO DE BLADDER	76
FIGURA 36: TRANSFERENCIA DE CALOR A LO LARGO DEL CODO INTERNO DE LA MANGUERA SUPERIOR PARA EL CASO ESTACIONARIO	77
FIGURA 37: CODO INTERNO DE LA MANGUERA DE DE TEFLÓN SUPERIOR.....	77
FIGURA 38: VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA A LO LARGO DEL BORDE INTERNO DE LA PRENSA	83
FIGURA 39: BORDE INTERNO PRENSA	83

Índice de Tablas

TABLA 1: VALORES DE LAS CONSTANTES A Y B PARA TRANSFERENCIA POR CONVECCIÓN NATURAL	23
TABLA 2: VELOCIDADES Y DIÁMETROS CARACTERÍSTICOS	32
TABLA 3: RÉGIMEN FLUIDOS PARTICIPANTES DEL PROCESO.....	33
TABLA 4: PROPIEDADES TÉRMICAS MATERIALES.....	38
TABLA 5: CARACTERÍSTICAS DE LOS FLUIDOS DEL MODELO	38
TABLA 6: CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA POR CONVECCIÓN	39
TABLA 7: CONSTANTES MODELO TURBULENTO	45
TABLA 8: CONDICIONES DE INICIO.....	46
TABLA 9: ENTRADAS DE VAPOR – CONDICIONES DE BORDE	49
TABLA 10: PROPIEDADES AISLACIONES	63
TABLA 11: RESISTENCIAS TÉRMICAS	63
TABLA 12: EVE - TEMPERATURAS MEDIDAS EN SUPERFICIES CUBIERTAS POR AISLANTES RÍGIDOS	64
TABLA 13: EVE - TEMPERATURAS MEDIDAS EN SUPERFICIES CUBIERTAS POR AISLANTES FLEXIBLES	64
TABLA 14: SVE - TEMPERATURAS MEDIDAS EN SUPERFICIES CUBIERTAS POR AISLANTES RÍGIDOS.....	65
TABLA 15: EVE - TEMPERATURAS MEDIDAS EN SUPERFICIES CUBIERTAS POR AISLANTES FLEXIBLES	65
TABLA 16: EVI - TEMPERATURAS MEDIDAS EN SUPERFICIES CUBIERTAS POR AISLANTES RÍGIDOS	65
TABLA 17: EVI - TEMPERATURAS MEDIDAS EN SUPERFICIES CUBIERTAS POR AISLANTES FLEXIBLES	65
TABLA 18: EVE - CALOR TRANSFERIDO DESDE VAPOR EXTERNO A SUPERFICIE CUBIERTA POR AISLANTES... 66	66
TABLA 19: SVE - CALOR TRANSFERIDO DESDE VAPOR EXTERNO A SUPERFICIE CUBIERTA POR AISLANTES... 66	66
TABLA 20: EVI - CALOR TRANSFERIDO DESDE VAPOR INTERNO A SUPERFICIE CUBIERTA POR AISLANTES... 66	66
TABLA 21: FLUJOS DE CONDENSADO	67
TABLA 22: DIÁMETROS CAÑERÍAS	84
TABLA 23: CONSTANTES PARA CAÑERÍAS Y AISLANTES.....	84
TABLA 24: CONSTANTES DE CAÑERÍAS Y AISLANTES PARA SISTEMAS DE VAPOR EXTERNO E INTERNO	84
TABLA 25: MEDICIONES ENTRADA VAPOR EXTERNO	85
TABLA 26: MEDICIONES SALIDA VAPOR EXTERNO	85
TABLA 27: ENTRADA VAPOR INTERNO	86
TABLA 28: RESULTADOS PRUEBA DE CONDENSADO EN PRENSAS AISLADAS	87
TABLA 29: RESULTADOS PRUEBA DE CONDENSADO EN PRENSAS SIN AISLACIÓN	87

Definición de símbolos

Símbolo	Nombre	Dimensiones
A	Área de transferencia de calor	m^2
\bar{A}_L	Área media logarítmica	m^2
a, b	Constantes características de la geometría del sistema	[]
$C_{1\epsilon}$	Constante del modelo de turbulencia	[]
$C_{2\epsilon}$	Constante del modelo de turbulencia	[]
c_p	Calor específico a presión constante	$J/(kg \cdot K)$
C_μ	Constante del modelo de turbulencia	[]
D	Diámetro	m
D_H	Diámetro hidráulico	m
dt	Constante - límite del intervalo de acción de la función flc2hs	s
dx, dy	Constante - límite del intervalo de acción de la función flc2hs	m
E_a	Energía de activación	J/mol
g	Aceleración de gravedad	m/s^2
Gr	Número de Grashof	[]
h	Coefficiente de transferencia de calor	$W/(m^2 \cdot K)$
H_R	Entalpía de reacción	J/kg
I	Matriz identidad	[]
k	Conductividad térmica	$W/(m \cdot K)$
\bar{k}	Conductividad térmica media	$W/(m \cdot K)$
k_0	Factor de frecuencia	$1/s$
k_T	Energía cinética de turbulencia	m^2/s^2
k_{T0}	Energía cinética de turbulencia inicial	m^2/s^2
L	Largo	m
\dot{m}	Flujo másico	kg/s
n	Orden de la reacción	[]
\mathbf{n}	Vector normal	[]
Nu	Número de Nusselt	[]
P	Presión	Pa
P_{kT}	Fuente volumétrica de energía cinética turbulenta	W/m^3
Pr	Número de Prandtl	[]
Q	Calor	W
q	Densidad de flujo de calor (flux)	W/m^2
R	Constante universal de los gases	$J/(mol \cdot K)$
\bar{r}_L	Radio medio logarítmico	m
Re	Número de Reynolds	[]
R_i	Resistencia térmica en la capa i	$(m^2 \cdot K)/W$
S	Fuente volumétrica de calor	W/m^3
T	Temperatura	K
t	Tiempo	s
T_∞	Temperatura de un fluido en contacto con una superficie sólida	K
T_s	Temperatura en la superficie	K

Símbolo	Nombre	Dimensiones
\bar{V}	Fracción de volumen	[]
v	Velocidad	m/s
v_{max}	Velocidad máxima	m/s
W_p	Trabajo por efecto de la presión	[]
α	Grado de vulcanización	[]
β	Coefficiente de expansión volumétrica	$1/K$
ϵ	Tasa de disipación de energía turbulenta	m^2/s^3
ϵ_0	Tasa de disipación de energía turbulenta inicial	m^2/s^3
ϕ_v	Factor que permite determinar enfriamiento o calentamiento	[]
κ_v	Constante del modelo de turbulencia	[]
ρ	Densidad	kg/m^3
σ_{k_T}	Constante del modelo de turbulencia	[]
σ_ϵ	Constante del modelo de turbulencia	[]
μ	Viscosidad dinámica	$Pa \cdot s$
μ_s	Viscosidad dinámica en una superficie	$Pa \cdot s$
μ_T	Viscosidad dinámica turbulenta	$Pa \cdot s$
τ	Tensor de fuerza viscosa por unidad de volumen	N/m^3
ν	Viscosidad cinemática	m^2/s

Símbolos para Cálculos de la sección de Disipación de calor en cañerías

h	Coeficiente de transferencia de calor por convección	$W/(m^2 \cdot K)$
km	Conductividad térmica metal (cañería)	$W/(m \cdot K)$
kFi	Conductividad térmica aislante flexible capa interior	$W/(m \cdot K)$
kFe	Conductividad térmica aislante flexible capa exterior	$W/(m \cdot K)$
kRi	Conductividad térmica aislante rígido capa interior	$W/(m \cdot K)$
kRe	Conductividad térmica aislante rígido capa exterior	$W/(m \cdot K)$
Di	Diámetro interior	m
De	Diámetro exterior	m
Rv	Resistencia vapor	K/W
Rm	Resistencia metal (cañería)	$(m \cdot K)/W$
RaF	Resistencia aislante flexible	$(m \cdot K)/W$
RaR	Resistencia aislante rígido	$(m \cdot K)/W$
DiF	Diámetro interior aislación flexible = Di	m
$DieF$	Diámetro intermedio aislación flexible	m
DeF	Diámetro exterior aislación flexible	m
DiR	Diámetro interior aislación rígida = Di	m
$DieR$	Diámetro intermedio aislación rígida	m
DeR	Diámetro exterior aislación rígida	m
L	Largo	m
T_{int}	Temperatura interior	K
T_{ext}	Temperatura exterior	K
\bar{T}	Temperatura promedio	K

CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN

El presente trabajo fue realizado a petición de la empresa *Goodyear de Chile*, dedicada a la manufactura de neumáticos de tipo pasajero y camioneta. En la planta productiva de Goodyear, ubicada en la comuna de Maipú, se realizan todas las etapas para la producción de neumáticos, desde el mezclado de los elementos que formarán los distintos compuestos de caucho, pasando por la elaboración de las distintas partes del neumático y la construcción del neumático, hasta la vulcanización y etapa de terminación. Siendo la etapa de interés para este estudio, la vulcanización.

1.1. ANTECEDENTES GENERALES

1.1.1. Vulcanización

El caucho es un polímero lineal ramificado que forma estructuras terciarias y cuaternarias al entrelazarse consigo mismo y sus moléculas pares. Sus cadenas no están directamente unidas entre sí y la mayor parte sólo se mantiene unida por fuerzas intermoleculares débiles. La vulcanización, por su parte, es el proceso en el que el caucho, en presencia de calor y la adición de un agente vulcanizante como el azufre, pasa de un estado plástico a uno elástico.^[1]

Al estirar caucho no vulcanizado, su primera deformación es elástica, es decir, las moléculas estiradas vuelven a su forma original una vez que desaparece la coacción externa. Si se aumenta la magnitud de la fuerza, las cadenas comienzan a deslizarse y se produce una variación permanente de la forma. Así el caucho no reticulado es plásticamente moldeable.^[1] Debido a lo anterior, las cadenas poliméricas pierden movilidad, y, en consecuencia, al aumentar el grado de vulcanización, el caucho pierde su plasticidad.

La vulcanización produce combinaciones químicas entre las diferentes cadenas de polímeros, generando una red tridimensional. Las cadenas poliméricas ya no pueden deslizarse libremente unas de las otras, en consecuencia al aumentar el grado de vulcanización el caucho perderá cada vez más su plasticidad.

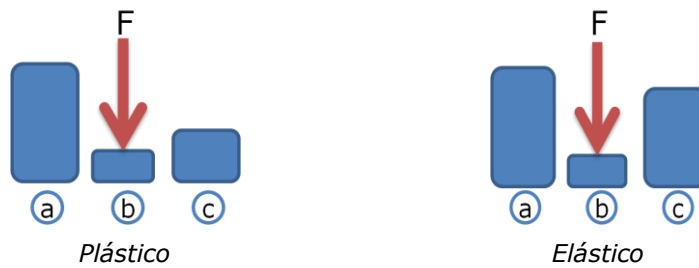


Figura 1: Efecto de una fuerza externa sobre caucho sin vulcanizar (izquierda) y vulcanizado (derecha), antes (a), durante (b) y después (c) de aplicar la fuerza

En la Figura 1 se observa gráficamente el efecto físico y mecánico que experimenta el caucho bajo la acción de una fuerza deformante. La elasticidad del material aumenta en la medida que la plasticidad disminuye. [1] Dicho en otras palabras, el caucho vulcanizado se opone a la fuerza deformadora, de tal forma que al finalizar su efecto, vuelve a adoptar, en cierta medida, su forma original. En efecto, el caucho plásticamente moldeable se convierte mediante la vulcanización en un elastómero. Sin embargo, la recuperación de la forma del material nunca se alcanzará en un 100%.

Durante este proceso, y frente a un aumento significativo en la temperatura, el azufre reacciona con los dobles enlaces de carbono presentes en las cadenas de polímeros, formando puentes de azufre entre ellas (Figura 2). La cantidad y distribución de azufre en el caucho influyen directamente en el grado de vulcanización que el material alcance. Con una dosificación baja de azufre se obtiene un elastómero blando; y con alta, uno duro.

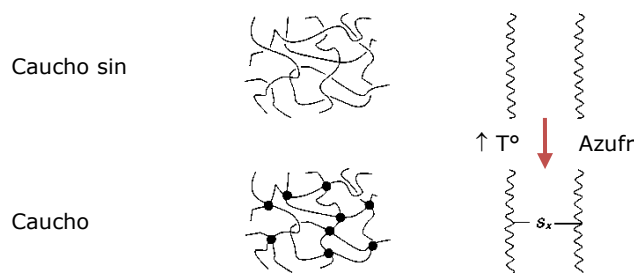
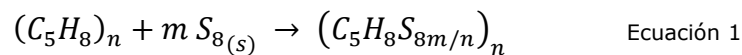


Figura 2: Reacción de Vulcanización [2]

Reacción de vulcanización

La reacción de vulcanización tiene por reactivos, principalmente, al caucho y el azufre, existen otros elementos que se incorporan en la mezcla para la fabricación de neumáticos, cuya participación, al igual que la razón caucho-azufre, dependerán del componente del neumático que ese esté elaborando.

Estos compuestos pueden tener características retardantes, aceleradoras, reforzantes, de pigmentación, entre otras. El caucho utilizado en la producción de neumáticos puede ser de origen natural (poliisopreno) o artificial, incluso, muchos neumáticos son elaborados a partir de una mezcla entre caucho natural y sintético. Como se mencionó anteriormente, en la vulcanización ocurre entrelazamiento químico entre las moléculas de caucho y las de azufre, pudiendo haber entre 2 y 10 moléculas de azufre en cada puente de azufre, esta reacción puede verse representada con la siguiente ecuación para el caucho natural ^[1]:



El azufre utilizado en la vulcanización de neumáticos tiene estructura cristalina y se encuentra en estado sólido. El valor de m de la Ecuación 1, dependerá de la dureza que se le quiera dar al compuesto, mientras más azufre esté presente en la reacción, mayor número de puentes de azufre se formarán y, por ende, más rígido será el caucho resultante.

El proceso de vulcanización involucra una reacción endotérmica, en la que el consumo energético, Q puede verse representado por la conversión, o también, llamada grado de vulcanización $\partial\alpha/\partial t$, mediante la siguiente ecuación ^[3]

$$Q = \rho_c \cdot \bar{V}_c \cdot \Delta H_R \cdot \frac{\partial\alpha}{\partial t} \quad \text{Ecuación 2}$$

En la Ecuación 2, ρ_c y \bar{V}_c representan la densidad y la fracción volumétrica del caucho respectivamente, mientras que ΔH_R corresponde a la entalpía de la reacción de vulcanización. La cinética asociada al grado de vulcanización ha sido descrita por diversos autores ^{[3] [4] [5]}, que proponen la inclusión de la dependencia de la temperatura en un factor de Arrhenius. ^[6] Así, la variación en el tiempo del grado de vulcanización toma la siguiente forma: ^[3]

$$\frac{\partial\alpha}{\partial t} = k \cdot (1 - \alpha)^n = k_0 \cdot e^{-E_a/RT} \cdot (1 - \alpha)^n \quad \text{Ecuación 3}$$

k y n corresponden a la constante y al orden de la reacción, respectivamente; k_0 , al factor de frecuencia; E_a , a la energía de activación; R , a la constante universal de los gases; y T , a la temperatura absoluta.

Cuando el grado de vulcanización es del 90%, el material ha alcanzado su grado óptimo de vulcanizado. Es necesario regular tiempo y temperatura de reacción, para así lograr un grado de vulcanización adecuado. Se busca,

además, a evitar pérdidas de material, ya que, como se sabe, los polímeros elastoméricos, a diferencia de los polímeros termoplásticos, no son reprocesables. Así el caucho vulcanizado incorrectamente debe ser descartado. [1]

1.1.2. Prensas de Vulcanización

La vulcanización de neumáticos en verde (neumáticos sin vulcanizar), se lleva a cabo en un equipo llamado prensa de vulcanización. Las prensas están compuestas por dos cavidades independientes la una de la otra. En las cavidades se instalan los moldes (Figura 3) que le darán la forma adecuada a cada neumático. [7]



Figura 3: Molde segmentado [8]

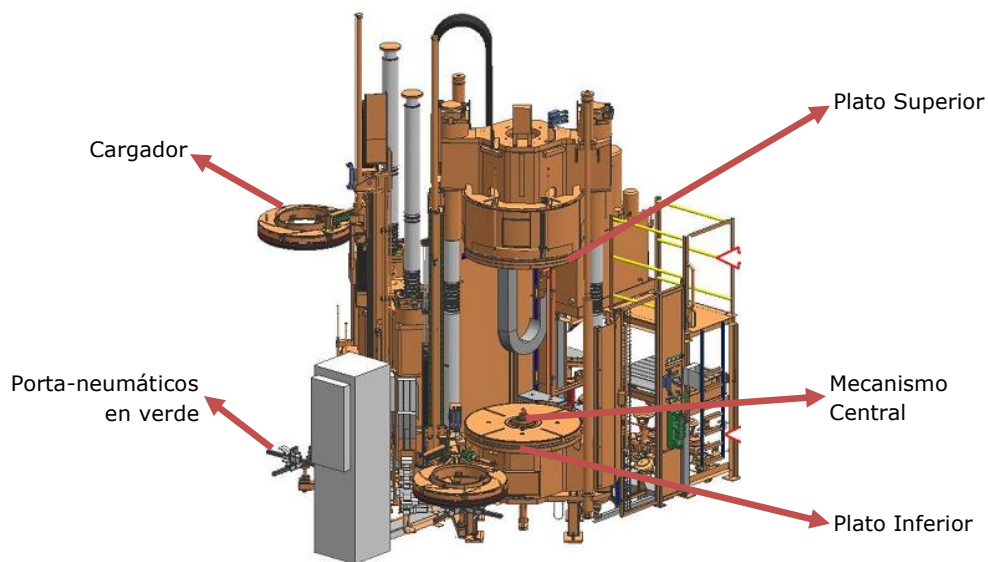


Figura 4: Prensa de vulcanización sin molde [7]

Como se observa en la Figura 4, las cavidades cuentan con dos platos, uno superior y otro inferior, encargados de transferir calor al molde. La fuente de calor de los platos es vapor a 1,38 MPa (200 psi) que ingresa por un costado del plato superior a 184°C, circula por su interior, sigue su camino por la sección lateral del molde, recorriendo todo su perímetro hasta alcanzar el plato inferior. Para lograr que la difusión de vapor sea homogénea, cada

plato presenta una estructura interior llena de tortuosidades para proveer área de transferencia. La inyección de vapor es continua. [7]

En el centro del plato inferior se encuentra una estructura llamada *mecanismo central* (Figura 4), cuyo objetivo principal es contener los conductos transportadores del vapor, agua de servicio y gases involucrados, además de desplazar al *bladder*. El *bladder* (Figura 5) es una cámara de caucho de butilo que ayuda a mantener al neumático en la ubicación correcta mientras se cierra la prensa. También constituye una barrera física, impidiendo el contacto directo entre el neumático y el vapor.

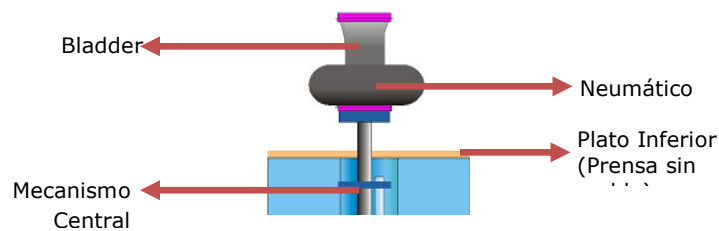


Figura 5: *Bladder* estirado [7]

Para dar inicio al ciclo de operación de la prensa, se requiere, en primera instancia, depositar el neumático en el porta-neumáticos, operación que se lleva a cabo mediante un cargador, que centra al neumático en la prensa para ser insertado en el *bladder*. Una vez adjunto al *bladder*, el neumático es moldeado utilizando vapor (vapor de formación: 0,1 a 0,09 MPa). Posteriormente la prensa es cerrada y aumenta drásticamente la presión del vapor interno (ver Figura 7) y, luego de 9 a 12 minutos, se abre la prensa, se extrae el neumático y se reinicia el proceso con el ingreso de un nuevo neumático en verde a la prensa.

1.1.3. Ciclo de Vulcanización

Los ciclos de vulcanización constan de varias etapas. En particular el ciclo de un neumático tipo *pasajero* de la empresa Goodyear presenta las etapas exhibidas en la

Figura 6. A continuación, se analizarán sólo las dos primeras, consideradas las etapas determinantes del proceso.

La primera etapa se inicia con el cierre de la prensa. Se activan los seguros de cierre y, mediante la acción de una válvula, se aumenta la presión de entrada del vapor hasta los 1,38 MPa. Ante este cambio de presión, el vapor cambia su temperatura a 198°C, y la imposición del gradiente de

temperatura vapor-neumático provoca la transferencia de calor que da inicio al proceso de vulcanización del neumático. El tiempo que permanece el vapor dentro del *bladder* y, en general, la duración de cualquiera de los pasos del ciclo, dependerá del tipo de neumático a vulcanizar.

Vapor 200PSI (195-205 PSI / 386-390 °F)	X										
GAS 300 PSI (295-305 PSI / 65°F Mín.)		X	X	X	X	X	X	X			
GAS CIRCULANTE			X								
TEST DE FUGA					X						
COMPENSACION PRENSA ABIERTA							X				
COMPENSACION DETECCION FUGA								X			
AJUSTE PRESION									X		
DRENAJE										X	
VACIO											X
ETAPAS PRENSA	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Tiempo paso [min]	3,2	1,0	0,2	3,9	2,0	1,0	1,5	1,5	0,6	0,2	0,1
Tiempo acumulado [min]	3,2	4,2	4,4	8,3	10,3	11,3	-	-	11,9	12,1	12,2

Figura 6: Tiempos especificados para un ciclo de vulcanización ^[9]

Como bien se observa en la Ecuación 3, a mayor temperatura se obtiene un mayor grado de conversión en un tiempo definido. Sin embargo, si el neumático alcanza la temperatura de ingreso del vapor al *bladder* sus propiedades se verán alteradas a causa del deterioro de algunos de sus componentes. El caucho, como principal componente del neumático, presenta una excelente resistencia a las altas temperaturas, característica que no poseen las telas y el cinturón de acero, componentes encargados de soportar la carga y otorgarle estabilidad al neumático, respectivamente. ^[10] Las telas se elaboran a partir de nylon o poliéster y pierden sus características a los 179°C, temperatura que impone un límite al proceso. En consecuencia, si no se detiene la transferencia a tiempo, aquel neumático vulcanizado no cumplirá con los estándares de calidad y deberá ser desechado. Para evitar que el neumático sobrepase los 179°C, se da inicio al paso N°2 del ciclo: el ingreso del nitrógeno.

El nitrógeno entra al sistema con una presión de 2,07 MPa. La temperatura de éste tiene como único requisito, ser superior a 18°C. Vale mencionar que los conductos por los que ingresan el vapor y el nitrógeno, son los mismos, por consiguiente el paso de uno o del otro es regulado por un PLC. Esta condición se puede apreciar en mayor detalle en la Figura 33 de la sección Anexo A.

El ingreso del nitrógeno, además de disminuir la temperatura bruscamente, provoca condensación del vapor y un aumento en la presión, esto se ve

reflejado en el gráfico de la Figura 7. En esta figura también se aprecia la tercera etapa del ciclo, cuyo objetivo es eliminar el vapor residual que permanece en el interior y que dificulta la transferencia de calor entre la pared del *bladder* y el nitrógeno. Para esto, se evacuan los gases presentes en el *bladder* por unos segundos generando una leve disminución de la presión interior, y por ende de la temperatura, entre los minutos 5 y 6 del ciclo.

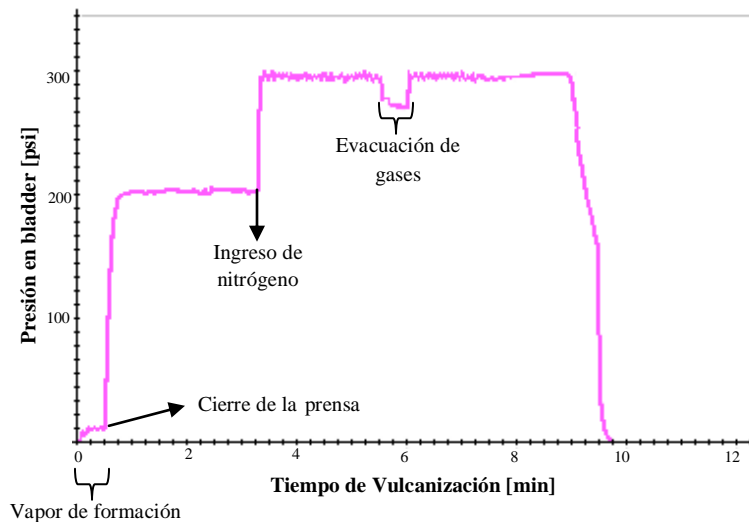


Figura 7: Comportamiento de la presión en una prensa ^[11]

Los fluidos ingresan al *bladder* a través de un conjunto de tres orificios (ver Figura 8), fomentando de esta forma, una distribución homogénea en el interior. La posición y una leve inclinación del eje de estas aberturas hace posible un patrón de flujo helicoidal, que promueve una distribución homogénea de los gases que ingresan al *bladder*.

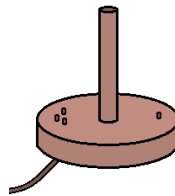


Figura 8: Orificios en mecanismo central por donde ingresan los gases

1.1.4. Sistema de suministro de gases a prensa

Una prensa de vulcanización, como ya se indicó anteriormente, requiere de vapor de agua y nitrógeno para vulcanizar neumáticos. La administración de estos suministros se lleva a cabo mediante un sistema de cañerías bastante

amplio, que nace en el sector de las calderas y termina en las mismas prensas. El suministro desde las calderas hasta las prensas ubicadas en las distintas trincherasⁱ es subterráneo, pero el ingreso y salida desde la prensa contempla varios sistemas de cañerías, entre ellos la entrada y salida de vapor externo e interno, y el abastecimiento de agua hidráulica, entre otros. A continuación se describen tres sistemas de particular interés:

- *Entrada de vapor externo (EVE)*: Este sistema cuenta con un número reducido de fittings, válvulas y cañerías, destaca una cañería vertical de aproximadamente 2[m] y diámetro interior de 1/2" que constituye el argumento de mayor envergadura.
- *Salida vapor externo (SVE)*: En este caso, las cañerías también presentan un diámetro de 1/2" y cuenta con una mayor cantidad de elementos que producen pérdidas de carga en el paso de los fluidos. El diámetro exterior, tanto en la entrada como en la salida de vapor externo es de 7/8".
- *Entrada vapor interno (EVI)*: Se consideran como elementos de este sistema las singularidades expuestas a la superficie por donde circula exclusivamente vapor, cuyos diámetros interior y exterior son de 3/4" y 1 1/8" respectivamente. En la Figura 33 del Anexo A se puede observar este sistema en mayor detalle.

1.2. MARCO TEÓRICO

De acuerdo a lo planteado en el ítem anterior, el proceso de vulcanización es básicamente un sistema de transferencia energética que propicia una reacción química, que debe ser controlado para obtener el producto en las condiciones deseadas. A continuación se describen los principales modos de transferencia energética, además de los fenómenos fluidodinámicos asociados.

1.2.1. Transferencia de calor

El calor (Q) es la energía transferida debido a una diferencia de temperatura. Existen tres modos de transferencia de energía cuya acción puede ser

ⁱ Las prensas se ubican en filas, una al lado de la otra. Dos filas cuyas partes traseras se encuentran cercanas, reciben el nombre de *trinchera*. Cada trinchera comprende alrededor de veinte prensas.

simultánea, estos son: conducción, convección y radiación. La conducción es la transferencia de energía entre partículas de materia adyacentes, es un fenómeno local y sólo puede ocurrir a través de materia. La convección está relacionada con el transporte de energía debido al movimiento macroscópico de masa, donde el movimiento del fluido es una parte esencial para la transferencia de calor, ya que corrientes a distintas temperaturas se mezclan y homogenizan su temperatura. Por último, la radiación es la transferencia de energía desde un punto de mayor temperatura a otro de menor temperatura por medio de radiación electromagnética a través de cualquier medio, inclusive el vacío. [6]

1.2.1.1. Conducción

Ley de Fourier

La Ley de Fourier se basa en la "proporcionalidad existente entre la velocidad de flujo de calor a través de una superficie isotérmica y el gradiente de temperatura existente en dicha superficie" [12], siendo esto aplicable a cualquier sector del cuerpo y en todo tiempo.

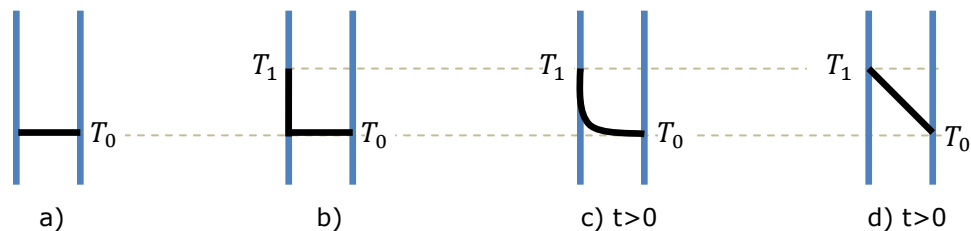


Figura 9: Evolución del perfil de temperatura hasta alcanzar estado estacionario

La forma más simple de explicar dicha relación es considerando una barra sólida e isotrópica de área A , tal como se muestra en la parte **a)** de la Figura 9. La barra está ubicada entre dos platos verticales y paralelos, separados a una distancia x correspondiente al largo de la barra. El sistema se encuentra inicialmente en equilibrio a una temperatura T_0 , en el tiempo $t = 0$, el plato izquierdo sufre un repentino incremento en la temperatura, manteniéndose en $T = T_1$. Con el paso del tiempo, la temperatura de la barra alcanza un perfil invariante en el tiempo (ver parte **d)** Figura 9), linealmente dependiente de la temperatura en el eje horizontal y cuya pendiente sólo se mantendrá mientras exista un flujo de calor que conserve la diferencia de temperatura $\Delta T = T_1 - T_0$. Luego, tomando en cuenta que en el estado estacionario la velocidad del flujo de calor es constante en todo punto y que

la temperatura es una función exclusiva de la posición, se obtiene la siguiente ecuación: ^[12]

$$Q = -k \cdot A \cdot \frac{dT}{dx} \quad \text{Ecuación 4}$$

Donde Q [W] es el flujo de calor en la dirección x , A [m²] el área de la superficie perpendicular al sentido del flujo de calor, es decir, perpendicular a x , y k [W/(m·K)] la conductividad térmica, que tiene dependencia con la temperatura T [K] y del tipo de material. A pesar de que la Ecuación 4 se define para superficies isotérmicas, es posible demostrar que es aplicable a cualquier tipo de área, es decir, a superficies con temperatura variable, siempre y cuando, A sea el área de la superficie y la distancia x esté medida en dirección normal a dicha superficie. Esta extensión de la Ley de Fourier adquiere gran relevancia en el estudio de flujos de calor bi y tridimensionales ya que se está en presencia de perfiles curvos y no rectos como el caso ejemplificado anteriormente.

La forma generalizada de la Ley de Fourier define la densidad de flujo de calor (*flux*) en [W/m²], agrupando los tres componentes dimensionales en un solo vector, según la siguiente expresión: ^[12] ^[13]

$$q = -k \cdot \nabla T \quad \text{Ecuación 5}$$

El signo que adquiera el flujo de calor será opuesto al gradiente de temperatura.

Conductividad térmica

La conductividad térmica, k , es una propiedad física relacionada con el transporte de energía de un material, capaz de medir la capacidad de conducción de calor a través del mismo. Se define, como el calor transferido entre las caras de un cubo de un metro de lado del material en cuestión, presentando 1°C de diferencia de temperatura entre dichas caras (ver Figura 10). ^[12] ^[14]

La conductividad térmica varía de acuerdo al tipo de material en estudio, siendo muy elevadas en el caso de los metales sólidos, menor en el caso de sólidos no metálicos, baja en líquidos y extremadamente baja en gases. Los sólidos que proporcionan una mejor conducción son los metales, por ende, presentan un valor de k alto. ^[15] Mientras que los sólidos que tienen valores

bajos de k son utilizados frecuentemente como aislantes térmicos, buscando reducir sustancialmente la velocidad de flujo de calor. Algunos aislantes porosos, como la espuma de poliestireno, actúan estancando el aire, eliminando de esta forma la convección, y por esta razón los valores de k para estos materiales son cercanos a los del aire y presentan una alta resistencia térmica. ^[14]

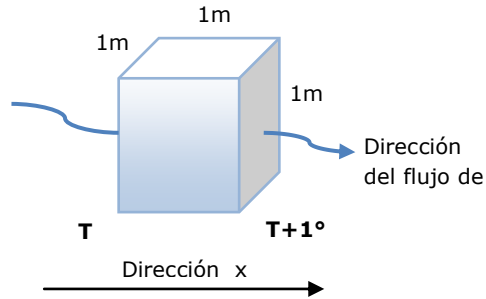


Figura 10: Definición gráfica de Conductividad Térmica

Según lo establecido por la Ley de Fourier, k es independiente del gradiente de temperatura de la Ecuación 5, pero no necesariamente de la temperatura en sí. Se ha determinado que su dependencia con la temperatura es significativa, principalmente en sólidos, y que en este caso, su variación es lineal en intervalos grandes de temperatura. Por otro lado, en pequeños intervalos de temperatura, k puede ser considerada constante. ^[12]

En fluidos compresibles, la conductividad térmica puede variar tanto con la temperatura como con la presión. Para el caso de gases de baja densidad, k aumenta cuando la temperatura también lo hace, a causa de un aumento en la presión. Mientras que en líquidos, cuando la temperatura presenta un incremento, la conductividad térmica disminuye. ^[13]

Conducción con resistencias en serie

Al realizar la integración de la Ecuación 4 para una lámina plana, considerando k independiente de la temperatura y, además, considerando el área significativamente superior al espesor, permitiendo así desprestigiar la disipación por los bordes, se obtiene la siguiente expresión: ^[6]

$$Q = -k \cdot A \cdot \frac{T_2 - T_1}{x_2 - x_1} = -\frac{\Delta T}{R} \quad \text{Ecuación 6}$$

Donde R representa la **resistencia térmica** del sólido entre los puntos 1 y 2, y corresponde al cociente entre el espesor de la lámina y el producto entre la conductividad térmica y el área.

La resistencia total de un conjunto de materiales en contacto directo, es la suma de cada resistencia. Una pared plana con tres distintas constantes de conductividad térmica (k_A, k_B, k_C), sin una fuente de calor y que presenta un perfil de temperaturas en estado estacionario, puede verse representada por la siguiente ecuación: ^[6]

$$Q = \frac{T_1 - T_2}{\frac{\Delta X_A}{k_A \cdot A} + \frac{\Delta X_B}{k_B \cdot A} + \frac{\Delta X_C}{k_C \cdot A}}$$

$$Q = \frac{\Delta T}{R_A + R_B + R_C} \quad \text{Ecuación 7}$$

Conducción a través de superficies cilíndricas

Considérese un cilindro hueco de largo L , conductividad térmica igual a k , y en sus radios interior (r_1) y exterior (r_2) temperaturas T_1 y T_2 , respectivamente. Para determinar la velocidad de flujo de calor a través del área perpendicular a éste, $2\pi rL$, se debe integrar la Ecuación 4 entre los límites recién señalados, obteniéndose la siguiente expresión: ^[6]

$$Q = \frac{T_1 - T_2}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right) / (2\pi kL)} = \frac{T_1 - T_2}{\ln\left(\frac{D_2}{D_1}\right) / (\pi kL)} \quad \text{Ecuación 8}$$

1.2.1.2. Convección

El término convección hace alusión a la transferencia de calor de un lugar a otro debido al movimiento de un fluido. La velocidad de transferencia del calor dependerá tanto de las propiedades del fluido, como del tipo de convección presente, sea ésta natural o forzada. En los casos en que el fluido se encontrase completamente detenido y en presencia de una fuente de calor, la transferencia energética se da por el mecanismo de conducción.

En la naturaleza, la transferencia de calor en fluidos ocurre en diversos escenarios, algunos ejemplos son las corrientes oceánicas, el viento, los movimientos en el manto de la Tierra, entre otros. Por otro lado, en ingeniería también es bastante utilizada para proporcionar las variaciones deseadas de temperatura: enfriamiento de equipos, calefacción de recintos, etc. ^[14]

Ley de Newton

$$Q = h \cdot A \cdot (T_{superficie} - T_{fluido})$$

Ecuación 9

Esta ecuación se utiliza en los casos en que la transferencia de calor se da entre un sólido y un fluido, siendo la respectiva resistencia igual a $1/(h \cdot A)$, donde $h [W/(m^2 \cdot K)]$ es el coeficiente de transferencia de calor por convección. ^[14]

La clave para calcular la velocidad de transferencia de calor por convección es calcular el valor del coeficiente de transferencia asociado, h . Su definición dependerá de las condiciones de flujo, como la velocidad; de las propiedades del fluido, como la conductividad térmica, la densidad, el calor específico y la viscosidad dinámica; de la geometría del lugar, como el diámetro de una cañería; y además, del lugar en que el término T_{fluido} de la Ley de Newton (Ecuación 9) sea medido, pudiendo ser esto en el centro del fluido, en un sector cercano a una pared, etc.

La velocidad de transferencia de calor de un fluido caliente que circula alrededor de una superficie a menor temperatura, tiene por principal limitante la resistencia que las mismas propiedades del fluido imponen. ^[14]

El origen de la velocidad del fluido en contacto con la superficie sólida determina el tipo de convección. Si ésta ocurre de forma natural, sin la intervención de alguna fuerza externa, se está en presencia de convección natural o también llamada convección libre, en caso contrario, es decir, de que el movimiento sea producto de alguna fuerza externa, se está en presencia de convección forzada. A continuación se describen ambos tipos de convección.

Convección Natural

En la convección natural, es la diferencia de temperatura la que provoca una variación en las densidades de los fluidos y, en consecuencia, la que produce el movimiento y mezclado de los elementos de volumen de fluido a distintas temperaturas (ver Figura 11). El fluido más denso decaerá, mientras que el menos denso ascenderá, siempre y cuando se esté en presencia de un campo gravitacional. Este efecto también determina los patrones de flujo, ya que los perfiles de velocidad y temperatura del fluido se encuentran íntimamente conectados. ^[14]

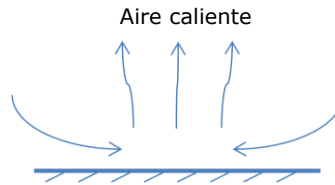


Figura 11: Convección Natural

El evento más utilizado para ejemplificar este fenómeno es el ascenso del humo proveniente de una fogata en el aire, es importante agregar que a mayor diferencia de densidad entre los fluidos, mayor es la velocidad de transferencia, mientras que a mayor viscosidad, menor es la transferencia. Otro ejemplo, es el de una lámina vertical caliente en contacto con el aire ambiental. La superficie exterior de la lámina y el aire presentarán la misma temperatura, generándose de esta forma, un gradiente de temperatura hacia el interior de la lámina. Si el espesor de la lámina es pequeño, el gradiente de temperatura será grande y a medida que aumenta el espesor, el gradiente decrecerá asintóticamente.

En geometrías como la del ejemplo anterior y también en planos horizontales, la transferencia de calor por convección entre un fluido y un sólido se puede definir, encontrando el valor de h a través de la siguiente expresión: ^[12]

$$\frac{h \cdot L}{k} = a \cdot \left[\frac{L^3 \cdot \rho^2 \cdot g \cdot \beta \cdot \Delta T}{\mu^2} \cdot \left(\frac{c_p \cdot \mu}{k} \right) \right]^b \quad \text{Ecuación 10}$$

De aquí, h representa al coeficiente de transferencia de calor por convección, L al largo de la superficie, k a la conductividad térmica del fluido, ρ a la densidad del fluido, g a la aceleración de gravedad, β al coeficiente de expansión volumétrica, ΔT a la variación de temperatura entre la superficie y el fluido, μ a la viscosidad dinámica y por último c_p al calor específico. Por otro lado, a y b son constantes que caracterizan la geometría del sistema, sus valores dependerán de si el sistema contempla láminas o cilindros en dirección vertical u horizontal, sus valores se pueden apreciar en la Tabla 1. ^[12]

Los valores de h en convección natural o libre se encuentran entre 1 y 25 W/(m²-K) en gases y entre 50 y 1.000 W/(m²-K) para el caso de los líquidos. ^{[12] [16]}

Convección Forzada

La tasa de transferencia energética por convección puede ser mejorada utilizando una fuerza externa o disipador de energía (ventilador, bomba), por este medio, la convección se lleva a cabo de una forma "forzada", pero más eficiente. En la convección forzada un agitador mecánico o una diferencia de presión externamente impuesta es lo que produce el mezclado de fluidos, y su magnitud es la que determinará el comportamiento del fluido, pudiendo ser éste laminar o turbulento (ver Figura 12). Al igual que en la convección natural, la relación entre los perfiles de velocidad y temperatura son dependientes, es más, una vez determinados los perfiles de velocidad, es posible encontrar los perfiles de temperatura.

El flujo forzado presenta, efectivamente, una transferencia de calor más eficiente que un flujo con convección natural, además, puede ser interno o externo al sólido, motivos que lo convierte en la opción más común en los procesos industriales. [6] [13] [17]



Figura 12: Convección Forzada
A: Flujo laminar B: Flujo turbulento [14]

1.2.2. Fluidodinámica

1.2.2.1. Expresiones Adimensionales

Reynolds

Representa la razón entre las fuerzas de inercia y viscosa. Valores inferiores a 2.100 indican la presencia de un flujo laminar, mientras que valores superiores a 4.000, indican la presencia de una régimen turbulento. Valores intermedios a las cotas indicadas, denotan flujo transiente. [14]

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu} \quad \text{Ecuación 11}$$

Nusselt

Representa la razón entre la transmisión total de calor y la transferencia molecular de calor, o dicho en otras palabras, el efecto de los mecanismos de conducción y convección en relación al de conducción. [14]

$$Nu (Re, Pr, Ra) = \frac{h \cdot L}{k} \quad \text{Ecuación 12}$$

Grashof

Representa la razón entre la fuerza de empuje y la fuerza viscosa. Se asocia a la convección natural [14]

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_\infty) \cdot L^3}{\nu^2} \quad \text{Ecuación 13}$$

Prandtl

Representa la razón entre la difusividad (o transmisión molecular) de cantidad de movimiento y la difusividad de calor, o dicho en otras palabras, el cociente entre la disipación viscosa de energía y la conducción de calor. [14]

$$Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{k} \quad \text{Ecuación 14}$$

Conforme a las definiciones establecidas, es posible reescribir la Ecuación 10 en función de los números adimensionales, obteniéndose la siguiente expresión para el caso de convección natural: [14]

$$Nu_f = a \cdot (Gr \cdot Pr)^b \quad \text{Ecuación 15}$$

Los valores de a y b , además de depender de la geometría del sistema, dependen de los valores que adquiera la multiplicación entre los números de Grashof y Prandtl, es decir, también dependerá de las características del fluido. A continuación se ejemplifican algunos de los valores que adoptan dichas constantes:

Tabla 1: Valores de las constantes a y b para transferencia por convección natural [12]

Sistema	Intervalo de $Gr \cdot Pr$	a	b
Láminas verticales, cilindros verticales	$10^4 - 10^9$	0,59	0,25
	$10^9 - 10^{12}$	0,13	0,333
Láminas horizontales:			
<ul style="list-style-type: none"> • Superficie de calentamiento dirigida hacia arriba, • o de enfriamiento dirigida hacia abajo 	$10^5 - 2 \times 10^7$ $2 \times 10^7 - 3 \times 10^{10}$	0,54 0,14	0,25 0,333
<ul style="list-style-type: none"> • Superficie de enfriamiento dirigida hacia arriba, • o de calentamiento dirigida hacia abajo 	$3 \times 10^5 - 3 \times 10^{10}$	0,27	0,25

1.2.2.2. Flujo Laminar

Un fluido en movimiento, cuya velocidad media es pequeña, y sus líneas de flujo se presentan en forma recta, tal como se muestra en la parte **A** de la Figura 12, recibe el nombre de flujo laminar o flujo en régimen laminar. En un estado no estacionario en el que aumenta la velocidad del fluido, las líneas de flujo continuarán en línea recta, con suaves variaciones en los componentes tangenciales de la velocidad, a medida que cambia la posición y el tiempo. A una determinada velocidad, conocida como velocidad crítica, las láminas comenzarán a ondularse rompiéndose de forma brusca y difusa, dando inicio al régimen de transición. ^{[6] [18]}

1.2.2.3. Flujo Turbulento

Los flujos turbulentos, a diferencia de los laminares, presentan velocidades superiores a la crítica. Sus líneas de flujo no son paralelas ni rectas e inclusive adquieren direcciones transversales a la dirección principal de fluido. A nivel de diámetro de una tubería, la distribución de velocidades es más uniforme en el caso turbulento que en el laminar, sin embargo, siempre existe una pequeña capa de fluido ubicada contigua a la pared de la tubería que se mueve en régimen laminar, conocida como *subcapa laminar*. ^{[6] [18]} Como es de esperar entonces, la presión en flujos turbulentos, al igual que la velocidad, también presenta un comportamiento caótico, es más, se caracteriza por tener una baja difusión de momento y una alta convección. ^[6] Por otro lado, la velocidad de transmisión de calor es mayor para flujo turbulento que para flujo laminar, por este motivo, la mayoría de los equipos industriales operan en intervalo turbulento. ^{[12] [13]}

Considerando flujos turbulentos alrededor de una pared de espesor significativamente inferior al área perpendicular a la transferencia de calor, como se muestra en la Figura 13, el fluido del extremo izquierdo se encuentra frío, mientras que el del lado derecho, caliente. En cada uno de ellos es posible apreciar tres distintas zonas, una delgada película cercana a la pared (subcapa laminar), un centro turbulento que ocupa la mayor parte de la sección transversal de la corriente, y una zona de transición entre ambos.

El gradiente de temperatura que se observa en la figura, tiene un comportamiento similar a la velocidad de un flujo turbulento, teniendo una alta variación en las cercanías de la pared y también en la zona de transición, mientras que en el núcleo del flujo turbulento presenta una menor

magnitud. Este comportamiento en la temperatura se debe a que el calor debe fluir por conducción a través de la película viscosa que por lo general, presenta una baja conductividad térmica, a diferencia del centro del flujo, donde, a causa de los vórtices que en él aparecen, la homogenización de la temperatura en el fluido es alta, y en consecuencia, se mantiene su valor a lo largo del sentido de transmisión. [12]

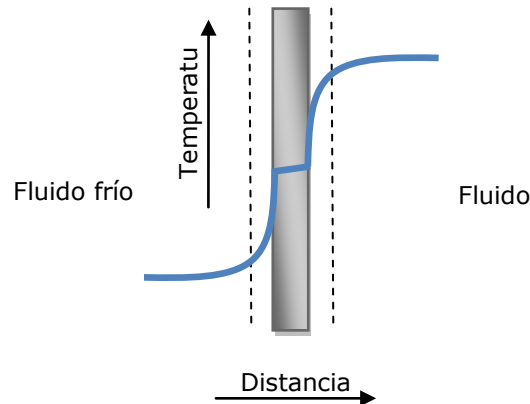


Figura 13: Gradientes de temperatura para Convección forzada con régimen turbulento en el seno del fluido

1.2.3. Ecuaciones de Cambio

Corresponden a las ecuaciones capaces de describir el cambio de velocidad, temperatura y concentración en un fluido, con respecto al tiempo y la posición. Las bases teóricas para su determinación son las ecuaciones de Conservación de masa, *momentum* y energía, además de los balances molares de componentes y la ecuación de continuidad.

1.2.3.1. Ecuación de Continuidad

Se obtiene a partir del balance masa en un volumen estacionario a través del cual circula el fluido. Describe la tasa de cambio de la densidad en un punto determinado, producto del cambio en el vector flujo másico (ρv). [13] [19]

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v) = 0 \quad \text{Ecuación 16}$$

1.2.3.2. Ecuación de Movimiento

Similar al caso anterior, la ecuación de movimiento para un fluido newtoniano, se obtiene a partir del balance de *momentum* en un volumen estacionario a través del cual circula dicho fluido. [13] [19]

$$\rho \frac{\partial v}{\partial t} + \rho(v \cdot \nabla)v = -\nabla P - [\nabla \cdot \tau] + \rho g \quad \text{Ecuación 17}$$

La expresión anterior analiza un volumen de control del fluido, en donde se realiza una sumatoria de fuerzas igualada a la masa por la aceleración. El primer término del lado derecho representa la fuerza de presión; el segundo término, la fuerza viscosa y el último término, la fuerza gravitacional.

Los componentes del tensor de la fuerza viscosa pueden ser expresados en términos de gradientes de velocidad y propiedades del fluido de la siguiente forma: ^[13] ^[19]

$$\tau_{ii} = -2\mu \frac{\partial v_i}{\partial i} + \frac{2}{3}\mu(\nabla \cdot v) \quad \text{con } i = x, y, z \quad \text{Ecuación 18}$$

$$\tau_{ij} = \tau_{ji} = -\mu \left(\frac{\partial v_i}{\partial j} + \frac{\partial v_j}{\partial i} \right) \quad \text{con } i, j = x, y, z \quad \text{Ecuación 19}$$

$$i \neq j$$

Cuando ρ y μ son constantes se está en presencia de la conocida ecuación de Navier-Stokes, desarrollada por Navier en 1822, Francia. ^[13]

1.2.4. Modelo computacional de turbulencia

Uno de los modelos computacionales más utilizados en la industria para simular el comportamiento de gases y líquidos newtonianos e incompresibles en régimen turbulento, es el modelo **k-ε estándar**. ^[20] Este modelo adiciona dos ecuaciones de transporte a las ecuaciones de cambio para variables obtenidas en un tiempo promedio o también llamadas, ecuaciones RANS (en inglés, *Reynolds-averaged Navier-Stokes equations*). Dichas ecuaciones introducen a las propiedades escalares: energía cinética de turbulencia (k_T) y tasa de disipación de turbulencia (ϵ), cuyas expresiones se detallan a continuación: ^[6] ^[20]

$$\rho \frac{\partial k_T}{\partial t} + \rho(v \cdot \nabla)k_T = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_{k_T}} \right) \nabla k_T \right] + P_{k_T} - \rho \epsilon \quad \text{Ecuación 20}$$

$$\rho \frac{\partial \epsilon}{\partial t} + \rho(v \cdot \nabla) \epsilon = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\epsilon} \right) \nabla \epsilon \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k_T} P_{k_T} - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k_T} \quad \text{Ecuación 21}$$

Donde σ_{k_T} , σ_ϵ , $C_{1\epsilon}$ y $C_{2\epsilon}$ son constantes del modelo, mientras que μ_T corresponde a la viscosidad turbulenta del fluido y P_{k_T} a la fuente de energía

cinética turbulenta. A continuación se identifican las ecuaciones que representan a ambos términos: ^{[6] [20]}

$$\mu_T = \rho C_\mu \frac{k_T^2}{\epsilon} \quad \text{Ecuación 22}$$

$$P_{k_T} = \mu_T \left[\nabla v : (\nabla v + (\nabla v)^T) - \frac{2}{3} (\nabla \cdot v)^2 \right] - \frac{2}{3} \rho k_T \nabla \cdot v \quad \text{Ecuación 23}$$

1.3. DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO Y OBJETIVOS

1.3.1. Motivación

Este trabajo está enfocado en el estudio de los fenómenos que ocurren en el proceso de transferencia de energía desde una fuente de calor a un producto final, y el análisis energético que de este estudio se desprende, tanto en términos de disipación de calor, como en condiciones de operación mediante el uso de herramientas de simulación.

En este caso, la fuente energética es el vapor de agua; y el producto de interés, el neumático. El proceso de transferencia se inicia en las calderas generadoras de vapor con el traslado del vapor hacia las prensas mediante un sistema de cañerías y continúa en el interior de la prensa, donde además de cañerías, se cuenta con tres distintas instancias de transmisión. Cada una de estas partes cobra relevancia al momento de realizar el estudio.

En cuanto al transporte de vapor hacia la prensa, se ha observado que la configuración actual posee significativas pérdidas energéticas a causa de fugas y de la exposición de las cañerías al medio. Es importante destacar que el circuito de vapor externo es cerrado, por lo que el vapor que sale de la prensa vuelve a las calderas para elevar su temperatura hasta la temperatura especificada y así retornar a la prensa. Por ende, mientras menor sea la pérdida de calor en el trayecto, menor será el calor que debe entregar la caldera, lo que se traduce en un menor consumo de combustible.

Visto desde otro ángulo, y como consecuencia del punto anterior, la exposición de las cañerías representa un serio problema de seguridad laboral, pues la pérdida de calor a través de las cañerías es un latente foco de quemaduras en mecánicos y operadores del sector de vulcanización. Por este motivo, se busca proponer mejoras que permitan aminorar el problema de la disipación energética, disminuyendo los riesgos a los que se ven

expuestos los trabajadores. Por otro lado, un correcto aprovechamiento de los suministros en las prensas y una efectiva disminución en la disipación del calor proveniente de las calderas, puede provocar un importante ahorro energético, y por ende, llegar a tener significativas y muy positivas consecuencias económicas.

Continuando con el trayecto del vapor, una vez que éste llega a la prensa es importante determinar la duración del ciclo de vulcanización y otras condiciones de operación de la prensa. Actualmente, las condiciones de operación –tiempo y temperatura– son determinadas a través de la prueba llamada *termopar*. Esta prueba consiste en insertar termocuplas en los puntos críticos de un neumático (Figura 14), se obtiene la temperatura alcanzada en dichos puntos y con esto, la relación con el grado de vulcanización. Por otra parte, de obtenerse un bajo grado de vulcanización, se amplía la duración del ciclo, teniendo en consideración no sobre-vulcanizar el resto de los puntos.

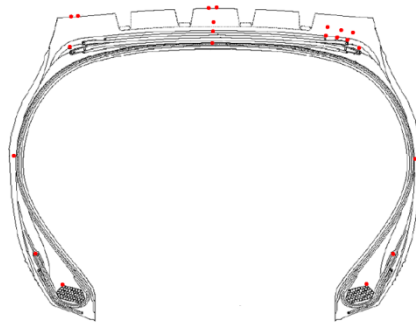


Figura 14: Puntos críticos de un neumático ^[21]

La técnica actual para determinar las condiciones de operación es netamente empírica, por lo que se busca encontrar un modo de obtener estas variables con un respaldo teórico y que permita estandarizar el proceso, de forma tal de obtener analíticamente las características del ciclo de cualquier neumático, sin la necesidad de realizar repetidas pruebas previas a su producción.

Determinar las condiciones de operación mediante un método matemático permite disminuir los tiempos invertidos en el análisis de termopares, lo que se traduce en una disminución de costos, además de permitir la generación de neumáticos de mejor calidad al tener un grado de vulcanización adecuado y uniforme.

1.3.2. Objetivos

1.3.2.1. Objetivos Generales

- I. Identificar y modelar los fenómenos de transferencia de calor en el interior de una prensa de vulcanización.
- II. Proponer mejoras frente las pérdidas energéticas que se dan en el transporte de suministros a una prensa.

1.3.2.2. Objetivos Específicos

- a) Obtener un modelo teórico de la transferencia de calor dentro de una prensa de vulcanización.
 - Describir el funcionamiento de una prensa de vulcanización, incluyendo sus ciclos de operación e insumos.
 - Identificar los componentes del proceso de vulcanización y caracterizarlos fisicoquímicamente.
 - Determinar la fenomenología, las ecuaciones y condiciones iniciales y de borde que gobiernan el proceso.
 - Obtener los perfiles de temperatura durante un ciclo de vulcanización.
- b) Verificar experimentalmente el efecto que tienen las propuestas de mejora contra la disipación de calor en los sistemas de cañerías inmediatos a la prensa.

1.3.3. Descripción del Proyecto

El proyecto se divide en dos áreas: la primera, llamada "Modelación de la transferencia de calor en una prensa de vulcanización", busca abarcar el objetivo general N°1, y la segunda, llamada "Disipación de calor en cañerías", busca proponer mejoras ante el problema de disipación energética. A continuación se describen ambas áreas con mayor detalle.

1.3.3.1. Modelación de la transferencia de calor en una prensa de vulcanización

Esta sección del proyecto consiste en modelar matemáticamente la transferencia de calor dentro de una prensa de vulcanización, considerando las dimensiones de los elementos del proceso, sus materiales y propiedades.

Para esto, se requiere la descripción de los fenómenos de transferencia energética y las respectivas ecuaciones que gobiernan el proceso en sus distintas partes y etapas. Se deben establecer las condiciones de borde y de inicio, las simplificaciones que se harán en la estructura y respecto al proceso. Luego se implementará el modelo en un software que permita calcular los perfiles de temperatura dentro de la prensa y se concluirá al respecto.

1.3.3.2. Disipación de calor en cañerías

El problema será afrontado analizando la disipación de calor de los sistemas de cañerías que se encuentran expuestos a nivel del suelo y en sentido ascendente, bajo la premisa de que a menor temperatura superficial, menor será la cantidad de calor emanado y, en consecuencia, se requerirá menor cantidad de combustible y la probabilidad de sufrir quemaduras también se verá disminuida. Los sistemas de cañerías seleccionados son tres y fueron descritos previamente en la sección 1.1.3. Se medirá la temperatura en la superficie de las cañerías de cada sistema bajo tres escenarios: sin aislante y con dos distintos tipos de aislante. Las aislaciones serán instaladas en prensas paralelas, y la prueba sin aislante se realizará a modo de blanco en ambas prensas.

Para complementar la elección del aislante, se realizará una prueba para medir el condensado generado. Esta prueba consiste en cortar el circuito de evacuación del vapor externo, a continuación de la trampa de agua, para medir la cantidad de vapor que se ha condensado, y así, la prensa que presente una menor cantidad de condensado, será la que contó con el mejor aislante.

1.3.4. Limitaciones

1.3.4.1. Modelación de la transferencia de calor en una prensa de vulcanización

Para lograr una buena aproximación del proceso, la mejor representación sería una estructura tridimensional que abarcara todas las etapas del ciclo y que considerara los componentes del neumático en mayor detalle. La estructura en 3D, permitiría modelar el flujo del vapor externo a través de la sección lateral del molde, contemplando un punto de entrada y otro de salida al molde. Sin embargo, el tiempo para llevar a cabo este estudio es acotado,

y, por esta razón, se ha optado por una serie de simplificaciones detalladas en la sección 2.1.

1.3.4.2. Disipación de calor en cañerías

No todo el sistema de cañerías se encuentra cubierto por aislaciones, los fittings, válvulas, filtros, trampas de agua, entre otros, deben ir al descubierto para poder identificar fugas y realizar funciones de mantención. Esto impide apreciar por completo el efecto que tendría aislar todo el sistema, ya que justamente esas zonas son las que presentan el mayor grado de disipación.

CAPÍTULO 2: METODOLOGÍA

En esta sección se explicará la metodología a seguir y se identificarán recursos, requerimientos y supuestos para la realización de las dos partes del estudio.

2.1. MODELACIÓN DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR EN UNA PRENSA DE VULCANIZACIÓN

Luego de describir el funcionamiento de una prensa de vulcanización, incluyendo sus etapas, suministros y características de interés, es posible establecer los mecanismos de transferencia que en ella se dan y sus respectivas ecuaciones. Como paso siguiente, se abordarán las hipótesis de trabajo y la estrategia de solución del problema. Toda esta información permitirá definir el modelo, lo que se traducirá en la determinación de las condiciones de inicio y borde, y en la definición de de otros antecedentes para la construcción del modelo.

2.1.1. Identificación de los mecanismos de transferencia y variable del proceso

Mecanismos de transferencia

De acuerdo a los antecedentes presentados, en este sistema se da tanto la transferencia de calor por conducción como la transferencia de calor por convección. Al ingresar el vapor al sistema, ya sea de forma interna (por el *bladder*) o externa (platos y molde), se produce transmisión de calor desde el fluido caliente hasta las paredes de su espacio contenedor. Esta transmisión es de tipo convectiva y la velocidad con que se transfiera dependerá de la dinámica del fluido, es decir, si el fluido se comporta de forma turbulenta o bajo régimen laminar, condición que se determinará en la siguiente sección.

Por otra parte, una vez que las paredes contenedoras de vapor aumentan su temperatura, el calor se transfiere en todas las direcciones bajo el mecanismo de conducción, llegando inclusive a la superficie externa de la prensa, donde nuevamente es la convección la que disipa esa energía hacia el medio.

Variables del proceso

Identificando los mecanismos que gobiernan el proceso es posible determinar cuáles son las variables del sistema con dependencia espacial y temporal:

- Temperatura (T)
- Presión (P)
- Velocidad (v_x, v_y)
- Energía cinética de turbulencia (k_T)
- Tasa de disipación de turbulencia (ϵ)

2.1.2. Determinación tipo de flujos

A partir del Número de Reynolds (Ecuación 11) se determinó el tipo de régimen que presentan las distintas corrientes del sistema: vapor interno, vapor externo y nitrógeno. Los datos utilizados para este fin se encuentran en las Tablas 2, 4 y 5.

Tabla 2: Velocidades y diámetros característicos

Ubicación	Velocidad [m/s] ^[22]	Diámetro [m]
Gases internos	10	0,0191
Platos	5	0,0300

A pesar de que la velocidad es una variable dependiente del tiempo y espacio en este problema, para el cálculo del Número de Reynolds se utilizó la velocidad con que ingresan los fluidos a la prensa. Los Números de Reynolds calculados y el consecuente régimen del fluido se presentan en la Tabla 3, bajo la premisa de que $Re < 2.100$ representan flujos laminares, $Re > 4.000$ representan flujos turbulentos, y que Re entre dichos valores se encuentran bajo régimen de transición.

Tabla 3: Régimen fluidos participantes del proceso

Fluido	Re [-]	Régimen
Vapor a 388°F 200 psi	64.958	Turbulento
Vapor a 363°F 200 psi	1.149.746	Turbulento
Nitrógeno	789.429	Turbulento

2.1.3. Método de resolución

Para la resolución del modelo matemático, se optó por utilizar un software que permita resolver las ecuaciones de transferencia de calor conjugadas con las ecuaciones de fluidodinámica y que además permita representar la estructura de la prensa de vulcanización. El software utilizado fue "COMSOL Multiphysics®", cuya principal característica es tener la capacidad de resolver variados tipos de ecuaciones diferenciales parciales (EDPs), ya sean estacionarias o dependientes del tiempo, utilizando técnicas numéricas basadas en elementos finitos para la discretización espacial.

2.1.4. Simplificaciones estructurales

La metodología a seguir para la construcción del modelo de transferencia de calor inicia con el análisis de la estructura de la prensa. Como se vio en la Figura 4, una prensa de vulcanización es una estructura compleja, compuesta por diversas partes y diversos materiales, por lo que es imperativo simplificar su estructura rescatando sólo los elementos que participan y tienen un rol importante dentro del proceso de vulcanización y de transferencia de calor.

Se trabajará en un plano bidimensional, asumiendo simetría en el eje vertical, la estructura final simplificada se puede observar a través de la Figura 18 en la sección 2.1.4.4. El corte contendrá los elementos que permitan llevar a cabo las etapas a estudiar del ciclo de vulcanización,

correspondientes a la entrada de vapor a 1,4 MPa y a la entrada de nitrógeno a 2,07 MPa.

2.1.4.1. Prensa

A partir de la Figura 15, que representa una prensa sin molde en sus configuraciones cerrada y abierta, se realizan las simplificaciones listadas a continuación:

- No se consideran las extensiones sobresalientes de la prensa, como soportes, cargador de neumáticos, etc.
- La prensa se grafica en su configuración cerrada (ver Figura 15).
- Se asume contacto perfecto entre los distintos componentes sólidos. No son considerados los elementos internos de la prensa como válvulas, instrumentos, cañerías ajenas a las que transportan los suministros de interés, etc.

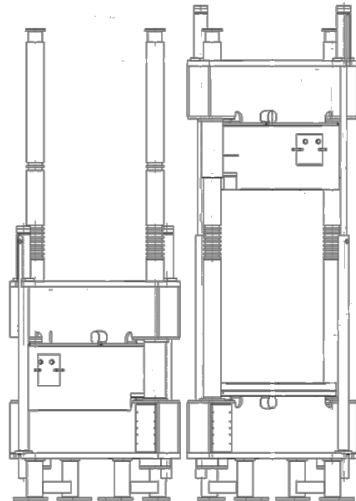


Figura 15: Prensa en configuración cerrada y abierta ^[23]

- No se consideran tornillos ni juntas.
- Los platos son considerados estructuras cilíndricas planas.
- El aislante que protege al plato es considerado enteramente de lana mineral, pese a que presenta sub-estructuras internas más densas que ayudan a soportar el peso de la prensa.
- En el eje central, además de las cañerías transportadoras de los fluidos de interés, se encuentran los elementos pertenecientes al sistema hidráulico, entre otros, que, para efectos del modelo, son considerados como una estructura sólida.
- No se consideran las aperturas al ambiente entre la mesa y el resto de la estructura de la prensa.

- Los conductos que unen el plato superior con la sección lateral del molde y la sección lateral del molde con el plato inferior, son representados explícitamente, por lo que, al considerar la simetría en el eje vertical, estarán presentes en todo el perímetro de la prensa, pese a que debiese ser una entrada puntual en un extremo y una salida puntual en el otro extremo.
- La entrada de vapor al *bladder* mediante los tres orificios dispuestos estratégicamente para obtener una buena homogenización en el interior, se asume como un único orificio plano.

2.1.4.2. Molde

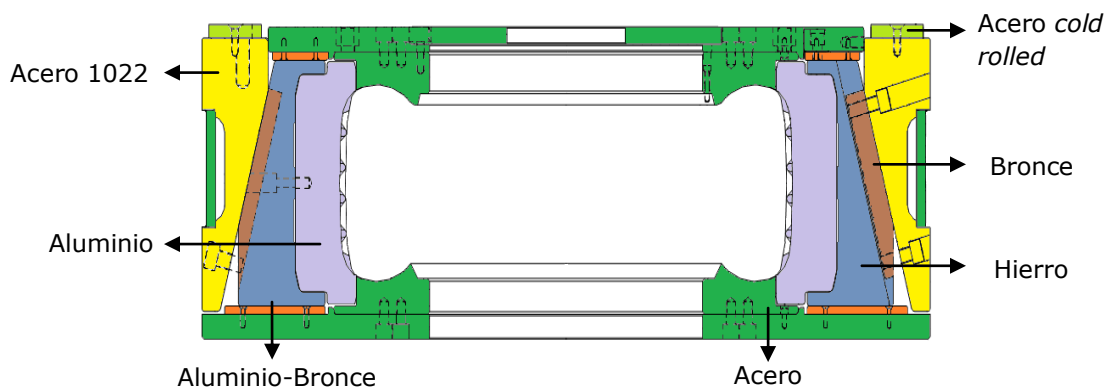


Figura 16: Estructura molde

La Figura 16 representa la estructura de un molde. Como se observa, su interior es hueco y presenta una serie de tornillos que unen a las distintas piezas del molde. Cada pieza se identifica por la línea que hay en su contorno y cada color representa a un material distinto.

Las simplificaciones realizadas en el molde, cuya estructura original se muestra a través de la Figura 16 son:

- No se consideran tornillos ni juntas.
- Se omite el detalle que le otorga forma surcada al neumático.
- Se asume contacto perfecto entre los distintos componentes sólidos.
- Se omiten terminaciones curvas.
- Terminaciones finas, como pequeñas hendiduras o desniveles, también son omitidos.

2.1.4.3. Neumático

En el caso del neumático, cuyo perfil se observa en la Figura 17^{Figura 17}, se realizan grandes simplificaciones debido a la complejidad de su estructura y la gran variedad de componentes que posee. Las principales son:

- La reproducción del perfil del neumático en cuanto a sus dimensiones, considera principalmente la forma del molde, y tres de los espesores críticos en la vulcanización identificados en rojo en la Figura 17.
- El neumático se considera compuesto sólo por caucho y una lámina sin espesor de nylon ubicada en la sección horizontal de la Figura 17 a la distancia especificada.

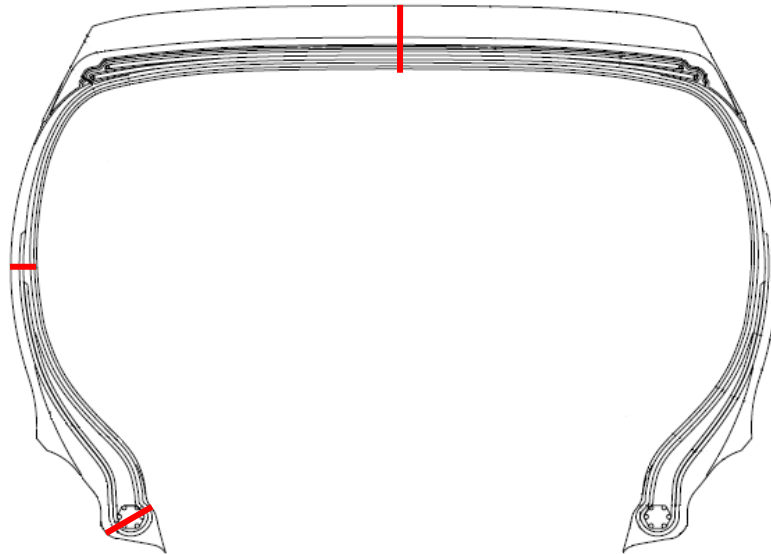


Figura 17: Perfil de un neumático ^[24]

2.1.4.4. Estructura simplificada

Los distintos colores de la Figura 18 representan a los distintos materiales que se consideran en el modelo. En verde se observa la estructura de la prensa, en celeste el aire que hay en su interior. En azul, al costado izquierdo se tienen los gases que ingresan al *bladder*, y en ese mismo color, alrededor del molde, el vapor externo que ingresa por la sección vertical izquierda del plato superior, circula hasta al molde por una manguera de teflón e ingresa al plato inferior por el costado derecho, evacuando por el lado opuesto del mismo plato. El *bladder* en lila, se encuentra contorneando al neumático y en amarillo se observan las mangueras de teflón. Las barreras aislantes se presentan en plomo para la prensa, y en rojo, para manguera transportadora de gases internos.

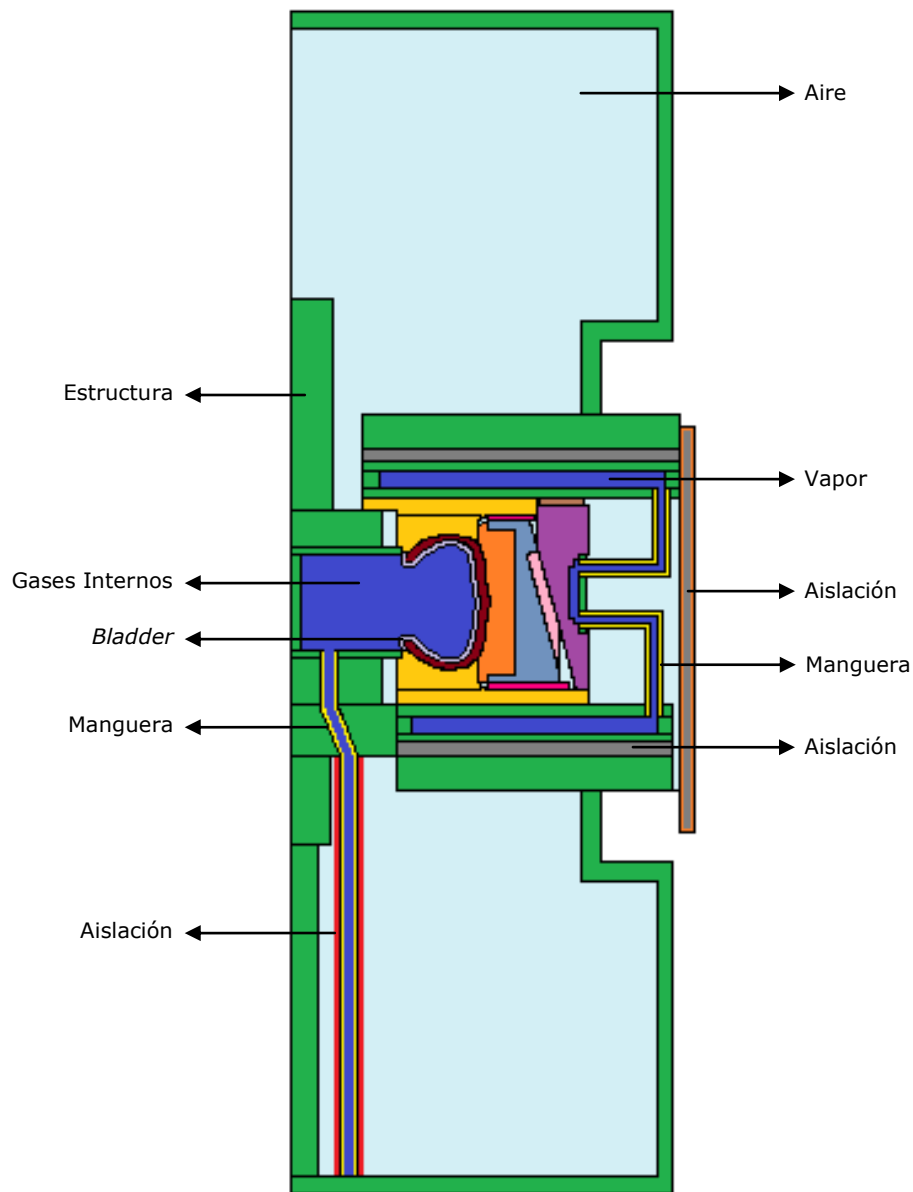

















Figura 18: Estructura de prensa simplificada

2.1.5. Materiales y constantes

Las ecuaciones de la transferencia de calor por conducción y las ecuaciones que describen a la fluidodinámica del proceso, requieren fijar el valor de algunas de las propiedades de los materiales de la prensa y de los fluidos del sistema. En las siguientes tablas se listan los materiales identificados en el proceso y las respectivas propiedades físicas de interés para la resolución del modelo. Todas las propiedades que se definen a continuación se asumen constantes e independientes de las variables del proceso. Este supuesto, puede llegar a ser una buena aproximación del valor real de las propiedades,

dado que los intervalos de temperatura y presión no varían lo suficiente para generar grandes cambios en el modelo.

Dentro de las propiedades relativas a la transferencia de calor que se definen están la conductividad térmica, la densidad y al calor específico.

Tabla 4: Propiedades térmicas materiales		Color en Figura 18	k [W/m-K]	ρ [kg/m ³]	c_p [J/kg-K]
Molde	Acero cold rolled		91,0 ^[25]	7.870 ^[25]	481 ^[25]
	Aluminio		167 ^[25]	2.680 ^[25]	963 ^[25]
	Acero 1020		51,9 ^[25]	7.870 ^[25]	486 ^[25]
	Bronce		56,0 ^[25]	8.950 ^[25]	376 ^[25]
	Aluminio-Bronce		59,0 ^[25]	7.450 ^[25]	436 ^[25]
	Acero 1022		48,9 ^[25]	7.858 ^[25]	472 ^[25]
	Hierro		24,2 ^[25]	6.920 ^[25]	506 ^[25]
Prensa	Acero 1040		50,7 ^[25]	7.845 ^[25]	486 ^[25]
	Teflón		0,276 ^[25]	700 ^[25]	1.010 ^[25]
	Fibra vidrio+polímero		0,170 ^[26]	1.400 ^[26]	700 ^[25]
	Lana mineral		0,042 ^[6]	2.630 ^[29]	670 ^[29]
	Caucho butilo		0,852 ^[27]	1.250 ^[25]	900 ^[25]
Neumático	Caucho		0,140 ^[25]	930 ^[25]	900 ^[25]
	Nylon	-	0,255 ^[25]	1.105 ^[25]	1.700 ^[28]
Medio	Aire		0,026 ^[29]	1,18 ^[29]	1.010 ^[29]
Suministros	Vapor a 471K 1,4 MPa		0,036 ^[30]	6,93 ^[30]	2.661 ^[30]
	Vapor a 457K 1,4 MPa	-	0,676 ^[30]	881,2 ^[30]	4.424 ^[30]
	Nitrógeno 294,3K 2,1MPa	-	0,026 ^[29]	23,68 ^[25]	1.039 ^[25]

Las propiedades asociadas exclusivamente a los fluidos del proceso son la viscosidad dinámica y la razón entre los calores específicos. Por otra parte, para determinar el coeficiente de transferencia por convección natural al ambiente (según la Ecuación 10), se requiere además del coeficiente de expansión volumétrica del aire.

Tabla 5: Propiedades fluidos del modelo		μ [Pa-s]	γ [-]	β [1/K]
Suministros	Vapor a 471K 1,4 MPa	1,60E-05 ^[30]	1,3 ^[30]	
	Vapor a 457K 1,4 MPa	1,46E-04 ^[30]	1,3 ^[30]	
	Nitrógeno	4,50E-06 ^[6]	1,4 ^[30]	
Medio	Aire	1,85E-05 ^[6]	1,4 ^[30]	3,43E-3 ^[29]

2.1.6. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección con el medio

Se considera transferencia de calor por convección natural entre la superficie exterior de la prensa y el aire ambiental. Por lo tanto, el cálculo se realiza empleando la Ecuación 15 y los datos de las Tablas 4 y 5, el largo de la prensa igual a 2m y temperaturas en la superficie igual a 385K y ambiental igual a 293,15K.

Tabla 6: Cálculo del coeficiente de transferencia por convección

Variables adimensionales		Observaciones
Pr	0,72	(Ecuación 14)
Gr	1,02E+11	(Ecuación 13)
Gr*Pr	7,29E+10	Dentro del rango (10^9 - 10^{12}) de la Tabla 1
a	0,13	Valores correspondientes a una lámina vertical de acuerdo al intervalo de Gr*Pr
b	0,333	
Nu	5,39E+02	(Ecuación 12)
h	7,00E+00	En [W/m ² -K] (Ecuación 15)

2.1.7. Otros Supuestos

- Sólo se consideran las dos primeras etapas del ciclo. A pesar de que la vulcanización del neumático se extiende inclusive minutos después de finalizado el ciclo, las etapas que influyen con mayor significancia en el grado de vulcanización del neumático, son las etapas que permiten el ingreso de vapor y nitrógeno.
- No se considera la condensación de los gases en el interior del *bladder*.
- No se considera el desplazamiento/amoldamiento del neumático en el interior de la prensa, por lo tanto el calor convectivo generado por el fluir del caucho es despreciado.
- Las características del neumático se asumen constantes una vez ingresado a la prensa: ni su geometría ni espesor varían.
- Cualquier efecto de pre-vulcanización es despreciado.
- No se considera el calor absorbido por la reacción química de vulcanización.
- Las velocidades de ingreso del vapor interno y del vapor externo fueron asignadas de acuerdo a la referencia [22].
- Se asume convección forzada como modo de transferencia de calor desde o hacia los fluidos del modelo.

- Las ecuaciones de régimen turbulento serán gobernadas por el modelo k- ϵ de turbulencia por ser un modelo ampliamente validado que obtiene excelentes resultados en los casos en que los gradientes de presión son pequeños ^[31] y que, además, sólo requiere identificar condiciones de inicio y borde para su resolución. ^[32]
- Para inicializar correctamente el modelo dependiente del tiempo, se adecúan las condiciones de inicio resolviendo el modelo en estado estacionario. Conforme a lo anterior, la temperatura de inicio del neumático en el modelo dependiente del tiempo se asume igual a la temperatura del vapor y no a la ambiental, que sí se asume como temperatura de inicio para el modelo estacionario.
- El efecto de la presión sólo se considera al momento de determinar las propiedades de los fluidos.

2.2. DISIPACIÓN DE CALOR EN CAÑERÍAS

2.2.1. Recursos y requerimientos

El primer paso a seguir es establecer los requisitos de selección de prensas. Se asumen para el análisis, prensas que estén a la misma altura a nivel de trinchera y en las que se estén vulcanizando neumáticos que presenten espesores y ciclos similares.

Luego, se debe buscar información acerca de las tendencias en aislación de tuberías para seleccionar dos distintos tipos de aislantes, y solicitar a los proveedores la instalación de sus productos a modo de prueba.

Para la ejecución de las pruebas, se requieren baldes, además de un equipo complementario para el enfriamiento del condensado, que consiste en un serpentín de cobre, por el que circula agua helada (15°C), que irá inserto en el balde receptor; la presencia de operadores de prensa, para su correcta manipulación; y encargados de mantención de prensas, para la instalación del montaje.

Por otro lado, se requiere de una balanza y de un instrumento que permita medir la temperatura superficial de las cañerías. Para estos efectos, se utilizará el pirómetro Infra Pro®.

2.2.2. Ejecución de las pruebas

Medición de la temperatura en cañerías

En primera instancia, se debe estandarizar la disposición de las cañerías (ver Figura 19), ya que dada la ubicación de cada prensa esta puede variar.

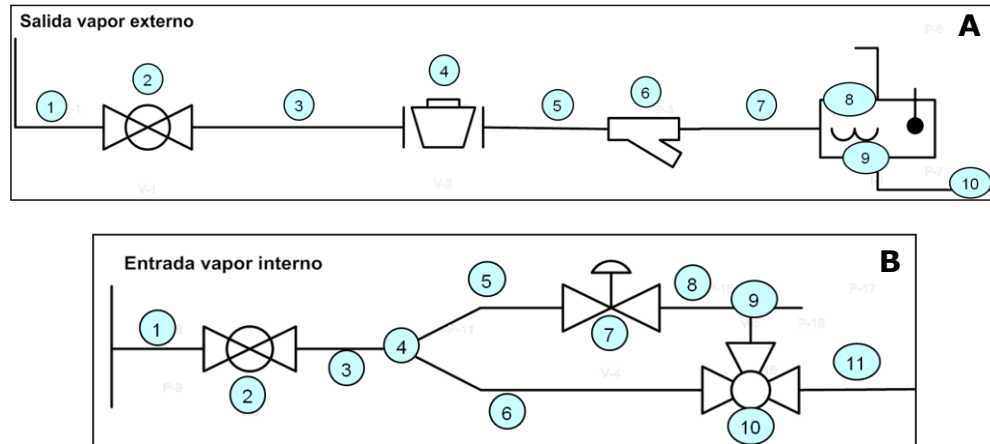


Figura 19: Esquema de estandarización del sistema de cañerías

Los puntos identificados indican los lugares donde se mide la temperatura. Este procedimiento consiste en apuntar con el pirómetro el sector de interés y registrar el valor obtenido. Es importante que la distancia a la que se ubique el termómetro sea siempre la misma, ya que variaciones en ella provocan interferencias indeseables a causa del cambio en el rango óptico.

En presencia de tuberías muy extensas en longitud, se debe medir la temperatura en más de un punto y obtener un promedio representativo. En el caso del sistema de entrada de vapor externo se midió la temperatura solamente en la cañería vertical, cuya temperatura de entrada se asume igual a 186°C en las dos prensas. Mientras que en la salida, la temperatura se obtiene directamente del termómetro ubicado en el pozo (*thermowell*) descrito por los puntos 8 y 9 de la Figura 19 parte **A**.

Los sectores aislados corresponden a las secciones de cada sistema donde se encuentren exclusivamente cañerías. En los tramos analizados se consideró el vapor a temperatura constante. Para el sistema de entrada de vapor externo la temperatura será medida en 3 puntos distintos de la cañería vertical, para la salida de vapor externo, estas secciones corresponden a los puntos 1, 3, 5, 7 y 10 de la parte **A** de la Figura 19, y, para la entrada de vapor interno, a los puntos 1, 3, 5, 6 y 11 de la parte **B** de la Figura 19.

Con el fin de despreciar factores externos, como condiciones ambientales o cualquier otra eventualidad, las mediciones de temperatura se realizarán en tres tiempos distintos, las cuales serán posteriormente promediadas para ser utilizadas en los cálculos.

Prueba de condensado

La Figura 20 muestra el procedimiento que se debe seguir para la ejecución de esta prueba. Días previos a su desarrollo, se debe fabricar el equipo enfriador de condensado y verificar su funcionamiento, otro paso de la fase de preparación es la medición de la masa de los baldes a utilizar, estando estos limpios y vacíos. Para dar inicio a la prueba, se debe esperar que la prensa termine el ciclo en ejecución, para luego detenerla e instalar el sistema enfriador. Para esto, se requiere desconectar el circuito de vapor externo aproximadamente en el punto 3 de la Figura 19 parte **A**, lo que implica una serie de pasos adicionales y más específicos como, por ejemplo, el cierre previo de válvulas de paso de vapor. Una vez interrumpido el circuito, se debe conectar una vía de evacuación del condensado, evacuar el vapor externo remanente y situar esta vía en el balde en cuyo interior se encuentra el serpentín de cobre. Posteriormente, se da inicio al ciclo de vulcanización, si la secuencia de ciclos en estudio transcurre de forma esperada sin perturbaciones, se detiene el muestreo y se mide la masa de agua acumulada. En caso contrario, se vuelve a detener la prensa para evacuar el vapor presente y se inicia una nueva experiencia.

Las pruebas de condensado deben realizarse por un periodo de tiempo similar, dado que los ciclos no son precisamente de la misma duración, se establece como parámetro una duración de 5 ciclos.

La duración de un ciclo puede variar de acuerdo a circunstancias como atasque de neumáticos, compensación por prensa abierta, controles programados, desperfectos mecánicos, etc. Cualquiera sea la causa, para descartar factores externos, se debe repetir la prueba.

Una vez obtenidos los registros, para los tres escenarios, tanto de la prueba de condensado como de la de medición de temperatura en las cañerías, se debe proceder a analizar los datos. En el caso de la prueba de condensado, su resultado es directo, basta con comparar los kilogramos de agua recuperados para establecer la diferencia. Por otro lado, en el caso de la medición de temperatura, los valores registrados deben ser procesados a través del procedimiento descrito en el Anexo B.

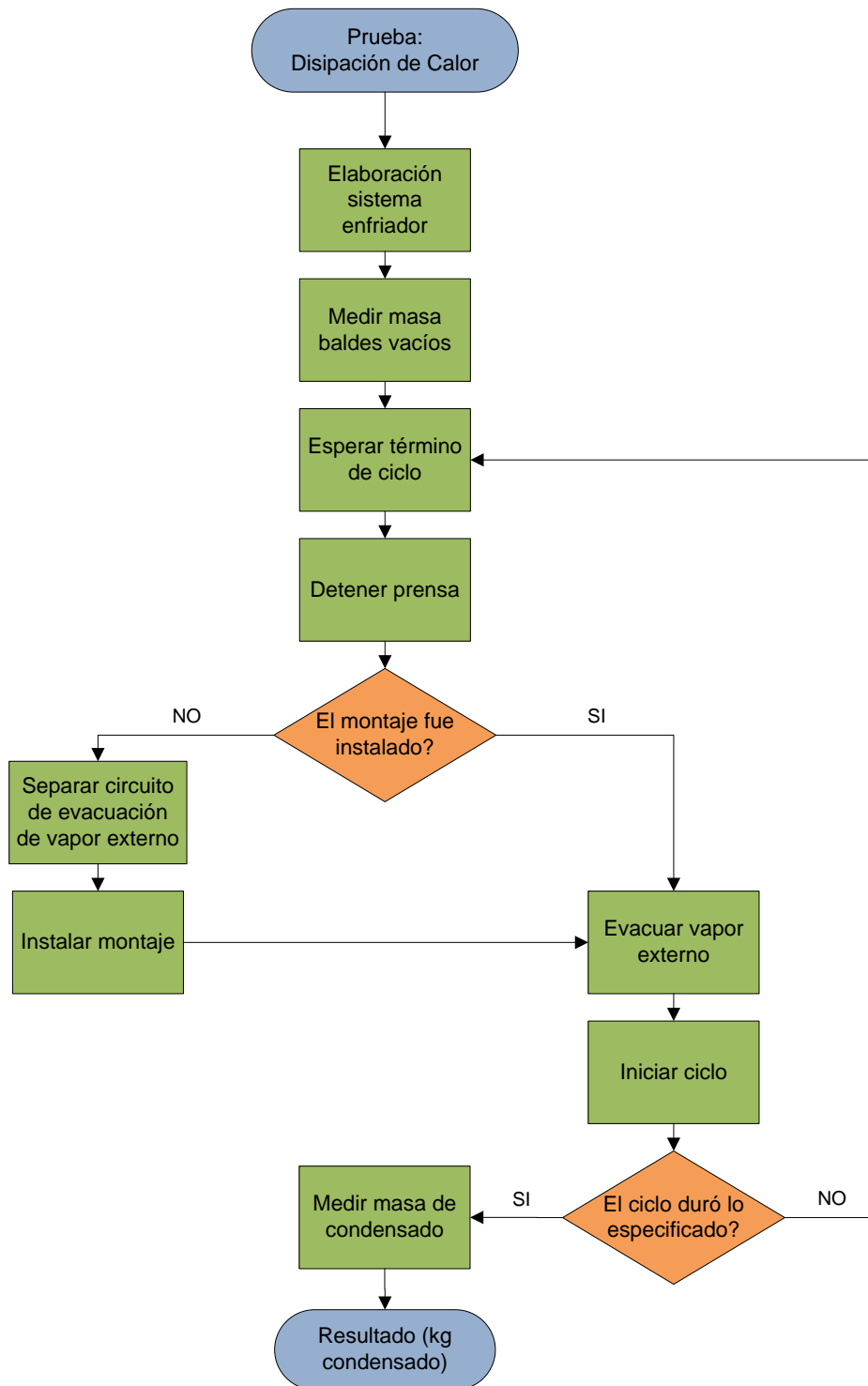


Figura 20: Diagrama descriptivo de la metodología a seguir para el estudio sobre la disipación de calor en cañerías

CAPÍTULO 3: RESULTADOS Y DISCUSIONES

3.1. MODELACIÓN DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR EN UNA PRENSA DE VULCANIZACIÓN

3.1.1. Ecuaciones gobernantes

El modelo se realizó en base a un estudio físico que conjuga transferencia de calor con el movimiento turbulento de fluidos. Las ecuaciones que rigen este modelo en estado no estacionario, son:

Balance de energía:

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} + \rho c_p v \cdot \nabla T = k \nabla \cdot (\nabla T) + Q + W_p \quad \text{Ecuación 24}$$

El término Q de la Ecuación 24 hace alusión a la energía producto de la reacción química de vulcanización. Dado que el grado de vulcanización varía exponencialmente con la temperatura, las ecuaciones aumentan significativamente su complejidad dificultando los cálculos y la estabilidad de sistema. Esto se da, incluso al expandir la Ecuación 3 en serie de Taylor de orden 1, motivo por el cual se omite dicha fuente de calor. Por ende, $Q = 0$.

Ecuación de continuidad:

$$\nabla \cdot (\rho v) = 0 \quad \text{Ecuación 25}$$

El primer término de la Ecuación 16 es omitido conforme a que la densidad es una constante que no varía en el tiempo ni el espacio.

Ecuación de movimiento (Conforme a la Ecuación 17):

$$\rho \frac{\partial v}{\partial t} + \rho(v \cdot \nabla)v = \nabla \cdot \left[-PI + (\mu + \mu_T)(\nabla v + (\nabla v)^T) - \frac{2}{3}(\mu + \mu_T)(\nabla \cdot v)I - \frac{2}{3}\rho kI \right] \quad \text{Ecuación 26}$$

Ecuaciones modelo de turbulencia

$$\rho \frac{\partial k_T}{\partial t} + \rho(v \cdot \nabla)k_T = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_{k_T}} \right) \nabla k_T \right] + P_{k_T} - \rho \epsilon \quad \text{Ecuación 27}$$

$$\rho \frac{\partial \epsilon}{\partial t} + \rho (v \cdot \nabla) \epsilon = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\epsilon} \right) \nabla \epsilon \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k_T} P_{k_T} - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k_T} \quad \text{Ecuación 28}$$

$$\mu_T = \rho C_\mu \frac{k_T^2}{\epsilon} \quad \text{Ecuación 29}$$

$$P_{k_T} = \mu_T \left[\nabla v : (\nabla v + (\nabla v)^T) - \frac{2}{3} (\nabla \cdot v)^2 \right] - \frac{2}{3} \rho k_T \nabla \cdot v \quad \text{Ecuación 30}$$

Las constantes del modelo de turbulencia se presentan en la siguiente tabla:
[33]

Tabla 7: Constantes modelo turbulento	
$C_{1\epsilon}$	1,44
$C_{2\epsilon}$	1,92
C_μ	0,09
σ_k	1,0
σ_ϵ	1,3

3.1.2. Condiciones de Inicio

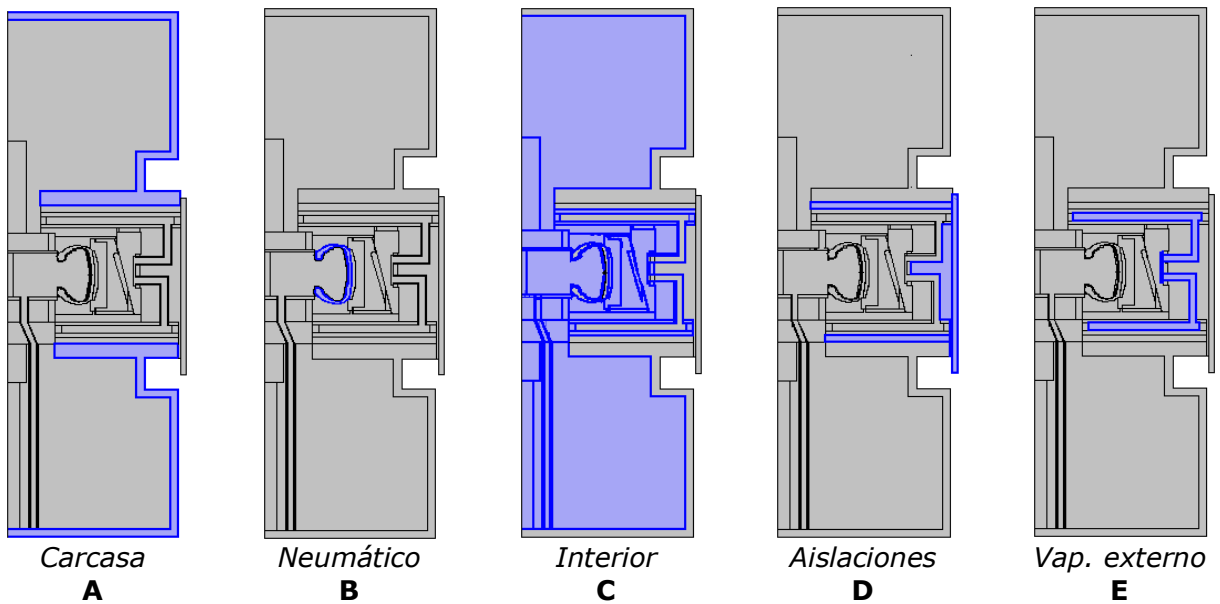


Figura 21: Secciones del sistema identificadas para diferenciar condiciones iniciales

Dado que los ciclos de vulcanización se repiten continuamente, la prensa nunca alcanza el estado estacionario por lo que los distintos componentes del sistema presentan distintas condiciones de inicio. Es por este motivo que el sistema es dividido en 5 secciones de acuerdo, principalmente, a la diferencia de temperatura que existe entre ellas. La Figura 21 muestra las secciones identificadas. En cada una de ellas se observa, en azul, los componentes incluidos. La parte **A** representa la carcasa o superficie externa de la prensa; la parte **B**, al neumático que ingresa a temperatura ambiente a la prensa; la parte **C**, correspondiente a la parte interior de la prensa incluyendo vapor interno, molde y partes internas de la prensa; la parte **D**, representa principalmente a las aislaciones; y, por último, la parte **E**, al circuito que recorre el vapor externo.

A continuación, la Tabla 8 muestra las temperaturas, velocidades y presiones iniciales de las distintas secciones del sistema expuestas en la Figura 21. La temperatura de los casos **A**, **B** y la parte sólida del caso **C**, fueron medidas experimentalmente a través de un pirómetro. La temperatura en **E** fue obtenida de la lectura que entregó un termómetro instalado en la entrada del vapor externo. Por otro lado, la temperatura de la parte **D** fue asignada basándose en la tendencia del gradiente de temperatura entre las secciones **A** y **C** y en la presencia de aislantes entre estas dos secciones.

Tabla 8: Condiciones de inicio	A	B	C	D	E
Temperatura [K]	330,15	293,15	429,15	370,15	458,7
Velocidad [m/s]	0	0	0	0	5
Presión relativa [Pa]	0	0	0	0	0

En cuanto a las velocidades, sólo las secciones **C** y **D** presentan fluidos. El aire (sección **C**) se asume estático; el vapor interno (sección **C**), a pesar de que ingresa con una menor presión durante la etapa de preparación, previa al inicio del ciclo (ver sección 1.1.2: Prensas de Vulcanización), se considera con una velocidad inicial igual a cero; y el vapor externo, mantiene un flujo constante, cuya velocidad se designó de acuerdo a casos industriales similares y a un estudio que muestra una relación entre el diámetro de una cañería y la velocidad del fluido en su interior. ^[22]

Respecto a las presiones, si bien el vapor suministrado a la prensa se encuentra a 1,38 MPa, el objetivo de regular la presión es alcanzar las temperaturas especificadas por el ciclo. Sin embargo, al incluir las presiones empíricas en el modelo, su resolución se vuelve inestable, por lo que se determinó asumir que tanto el vapor interno como el externo, se encuentran

a presión atmosférica pero manteniendo el efecto de la presión real en sus propiedades físicas.

3.1.3. Condiciones de Borde

Todo borde que conecte distintas geometrías o separe dos tipos de materiales, presenta la condición de Dirichlet que indica que la temperatura en el interior de dicha cada es igual a la temperatura en el exterior de ella:

$$T_1 = T_2 \quad \text{Ecuación 31}$$

Bordes internos

Se considera simetría como condición de borde en las paredes de las tres secciones contenedoras de fluidos expuestas en la Figura 22, esto se ve representado en las siguientes expresiones, donde \mathbf{n} corresponde al vector normal a la superficie del borde.

$$\mathbf{v} \cdot \mathbf{n} = 0 \quad \text{Ecuación 32}$$

$$\left[-P\mathbf{I} + (\mu + \mu_T)(\nabla\mathbf{v} + (\nabla\mathbf{v})^T) - \frac{2}{3}(\mu + \mu_T)(\nabla \cdot \mathbf{v})\mathbf{I} - \frac{2}{3}\rho k_T\mathbf{I} \right] \mathbf{n} = 0 \quad \text{Ecuación 33}$$

$$\nabla k_T \cdot \mathbf{n} = 0 \quad \text{Ecuación 34}$$

$$\nabla \epsilon \cdot \mathbf{n} = 0 \quad \text{Ecuación 35}$$

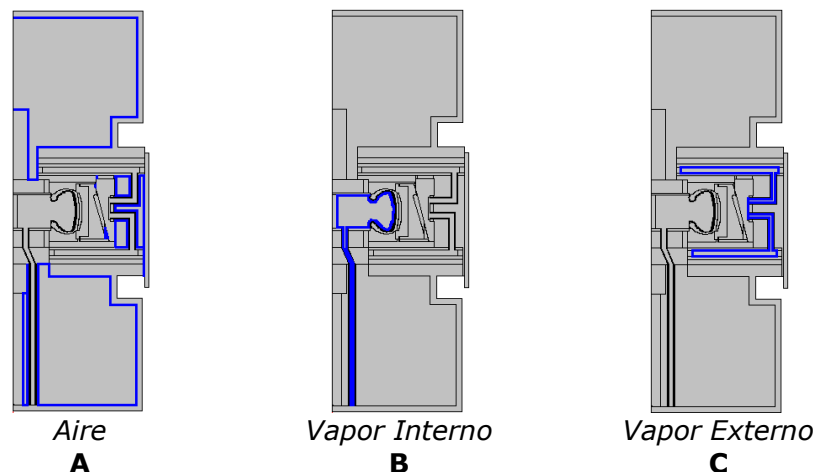


Figura 22: Secciones para la condición de simetría en bordes internos

La Ecuación 32 impone que el flujo del fluido no puede penetrar la pared, mientras que las Ecuaciones 34 y 35 indican que la energía cinética de turbulencia y la tasa de disipación de energía turbulenta se encuentran

sujetas a condiciones de borde de tipo Neumann homogéneas, es decir, no sufren variaciones cerca del borde en que cambia el material.

Entradas de vapor

La Figura 23 define las entradas de vapor: interno, en la parte **A** (izquierda) y externo en la parte **B** (derecha). En azul se muestra el lugar de ingreso y en rojo a la distancia que se encuentran de la referencia o eje. Ambas entradas presentan como condiciones de borde la velocidad de ingreso del vapor y los valores iniciales de k_T y ϵ , esta información se encuentra resumida en la Tabla 9.

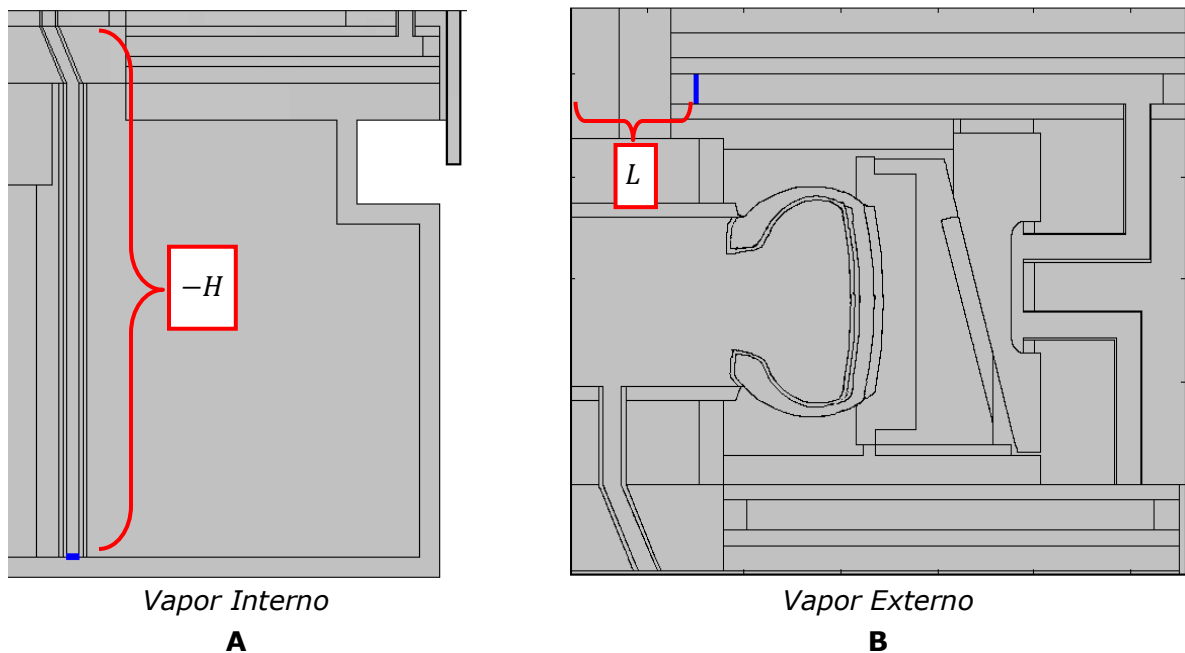


Figura 23: Condiciones de borde para las entradas de vapor

Para la condición de velocidad se empleó una función que permite suavizar el ingreso de vapor a los respectivos conductos, de forma tal que el software perciba continuidad en los flujos evitando problemas de estabilidad en la resolución. La función utilizada recibe el nombre de *flc2hs* y corresponde a una función de tipo escalón suavizado cuya segunda derivada es continua y no presenta *overshoot*.^[33] En otras palabras, la función *flc2hs* permite que el cambio de velocidad desde el reposo no sea tan brusco, recordar que el vapor interno es evacuado en cada ciclo y debe ingresar al sistema con una velocidad determinada (10[m/s]), lo que se traduce en una función escalón.

La función descrita presenta la siguiente nomenclatura: $y = flc2hs(x, \Delta x)$, donde x es una variable auxiliar adimensional y Δx , una constante también adimensional. Si se cumple que $x > 0$, entonces $y > 0$ e incrementará su valor en el intervalo $-\Delta x < x < \Delta x$ hasta llegar a 1. En caso contrario, cuando $x < 0$, la función se anula.

Tabla 9: Entradas de vapor – Condiciones de borde

Variable	Vapor Interno	Vapor Externo
v [m/s]	$10 \left[\frac{m}{s} \right] \cdot flc2hs \left((y - (-H)) \left[\frac{1}{m} \right], dy \left[\frac{1}{m} \right] \right)$	$5 \left[\frac{m}{s} \right] \cdot flc2hs \left((x - L) \left[\frac{1}{m} \right], dx \left[\frac{1}{m} \right] \right)$
k_{T0} [m^2/s^2]	0,005	0,005
ϵ_0 [m^2/s^2]	0,005	0,005
T [K]	470,93	458,7

Las velocidades (10 y 5 [m/s]), establecidas en la Tabla 9, se determinaron de igual forma que la señalada en la sección 3.1.2: Condiciones de Inicio. Por su parte, las constantes dy y dx , que indican el rango en el que será suavizada la función, fueron impuestas arbitrariamente en 5[cm]. Respecto a k_{T0} y ϵ_0 , los valores indicados son los estándares utilizados en el modelo k- ϵ de turbulencia. ^[33] Y en cuanto a las temperaturas de ingreso, los valores especificados son los utilizados actualmente en los ciclos de vulcanización. Es importante recordar que estos valores pueden variar de acuerdo al tipo de neumático a vulcanizar.

Por otro lado, el valor de la temperatura señalado como condición de borde para el vapor interno, debe variar con el ingreso del nitrógeno a la prensa, al igual que deben hacerlo las propiedades físicas del fluido. De esta forma, se condiciona al modelo para que registre efectivamente un cambio en el tipo de fluido que ingresa. La herramienta empleada para lograr esta variación es, la ya mencionada, función escalón suavizado, cuyo argumento en este caso a diferencia del anterior, es el tiempo. El inicio de la segunda etapa del ciclo, según lo especificado, se da en $t_N = 182[s]$, donde el nitrógeno ingresa con una temperatura igual a los 294,15[K]. Bajo estas condiciones, la temperatura de ingreso de los gases interiores varía de la siguiente forma:

$$T = 470,93[K] + (294,15[K] - 470,93[K]) \cdot flc2hs((t - t_N)[1/s], dt[1/s]) \quad \text{Ecuación 36}$$

Siendo dt igual a 15[s], asumiendo que el tiempo que tarda en incorporarse completamente el nitrógeno al sistema es de 30[s].

La Ecuación 36 revela que cuando $t < t_N$, la temperatura adquiere el valor 470,93[K], pero cuando $t > t_N \Rightarrow T = 294,15[K] \cdot x$, donde $x \in (0,1]$.

La representación gráfica de la variación de la temperatura se observa en la Figura 24, donde es posible apreciar un comportamiento constante de la temperatura durante las entradas de vapor y nitrógeno, presentándose variación sólo en el cambio de fluido a los 167[s]. Esta situación se repite en los parámetros: densidad, calor específico, conductividad térmica, razón entre los calores específicos y en la viscosidad dinámica.

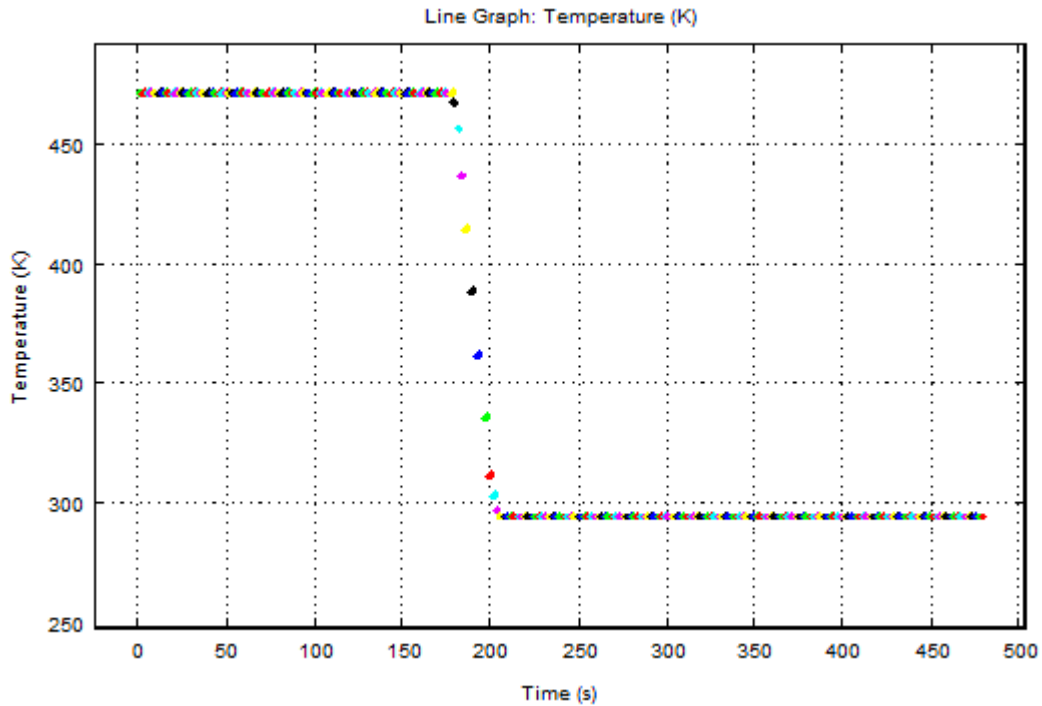


Figura 24: Variación temporal de la temperatura en la entrada de los gases internos

Salidas de vapor y nitrógeno

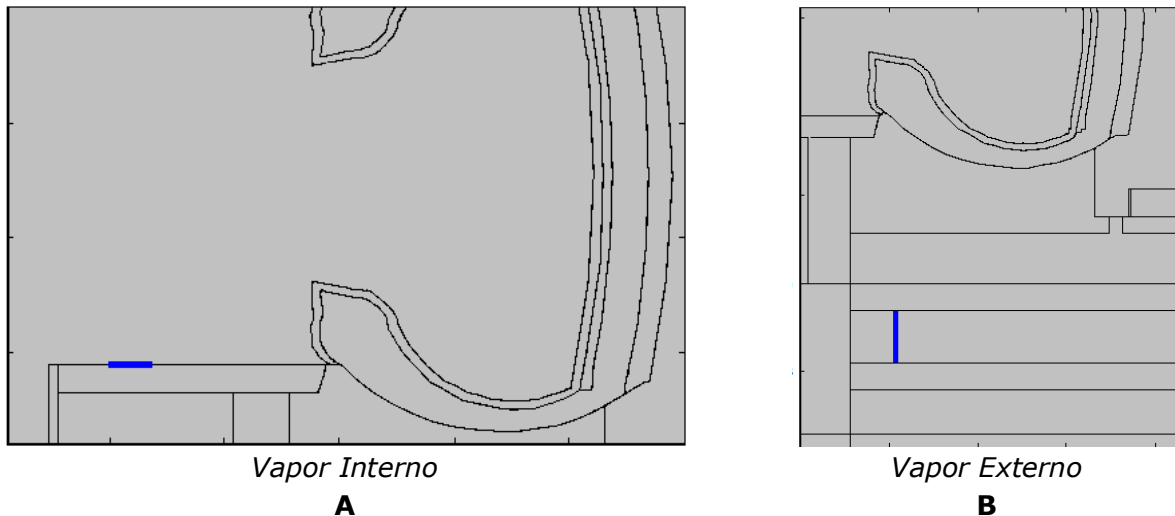


Figura 25: Condiciones de borde para las salidas de vapor

La Figura 25 muestra en azul el sitio donde se encuentran las salidas de vapor interno (parte **A**) y externo (parte **B**) respectivamente. La salida del vapor interno se encuentra a la derecha de la entrada del mismo vapor en el interior del *bladder* y corresponde también, a la salida del nitrógeno, dependiendo de la etapa del ciclo.

Las ecuaciones que describen las condiciones de borde son:

$$p = 0 \quad \text{Ecuación 37}$$

$$\left[-P\mathbf{I} + (\mu + \mu_T)(\nabla v + (\nabla v)^T) - \frac{2}{3}(\mu + \mu_T)(\nabla \cdot v)\mathbf{I} - \frac{2}{3}\rho k_T\mathbf{I} \right] \mathbf{n} = 0 \quad \text{Ecuación 38}$$

$$\nabla k_T \cdot \mathbf{n} = 0 \quad \text{Ecuación 39}$$

$$\nabla \epsilon \cdot \mathbf{n} = 0 \quad \text{Ecuación 40}$$

Bordes externos

Esta condición se impone en todos los bordes externos sólidos y corresponde al intercambio de calor por convección que se da entre la prensa y el aire ambiental. La Figura 26 muestra los bordes involucrados en azul y la Ecuación 41 describe esta condición de borde, observándose a la izquierda de la igualdad al calor que se transfiere en dirección normal al borde y a la derecha, el calor producto de la convección entre la superficie exterior de la prensa y el aire de la habitación.

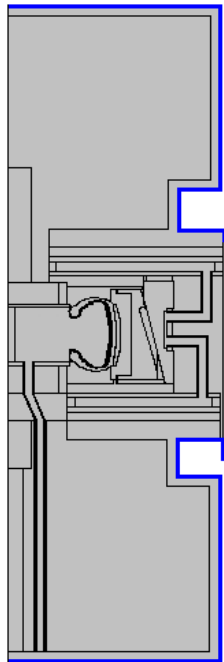


Figura 26: Condición de borde para el flujo de calor convectivo

$$-\mathbf{n} \cdot (k\nabla T) = h \cdot (T_\infty - T)$$

Ecuación 41

El valor de h fue previamente calculado en la sección 2.1.6 a partir de la Ecuación 10, siendo éste equivalente a $7 \text{ [W/(m}^2\text{-K)]}$. Mientras que T_∞ se asume igual a $293,15\text{[K]}$.

3.1.4. Análisis de la transferencia de calor

La Figura 27 muestra el resultado para el modelo en estado estacionario, es decir, muestra la transferencia de calor en la prensa en el caso que ingresara vapor constantemente hasta alcanzar el equilibrio térmico. Los parámetros y ecuaciones empleados son los mismos descritos previamente obviando la dependencia temporal. Este estudio se efectúa porque permite entregarle al caso no estacionario condiciones de inicio más cercanas a las impuestas en la sección 3.1.2, permitiendo de esta forma, resolver el modelo en un menor período de tiempo.

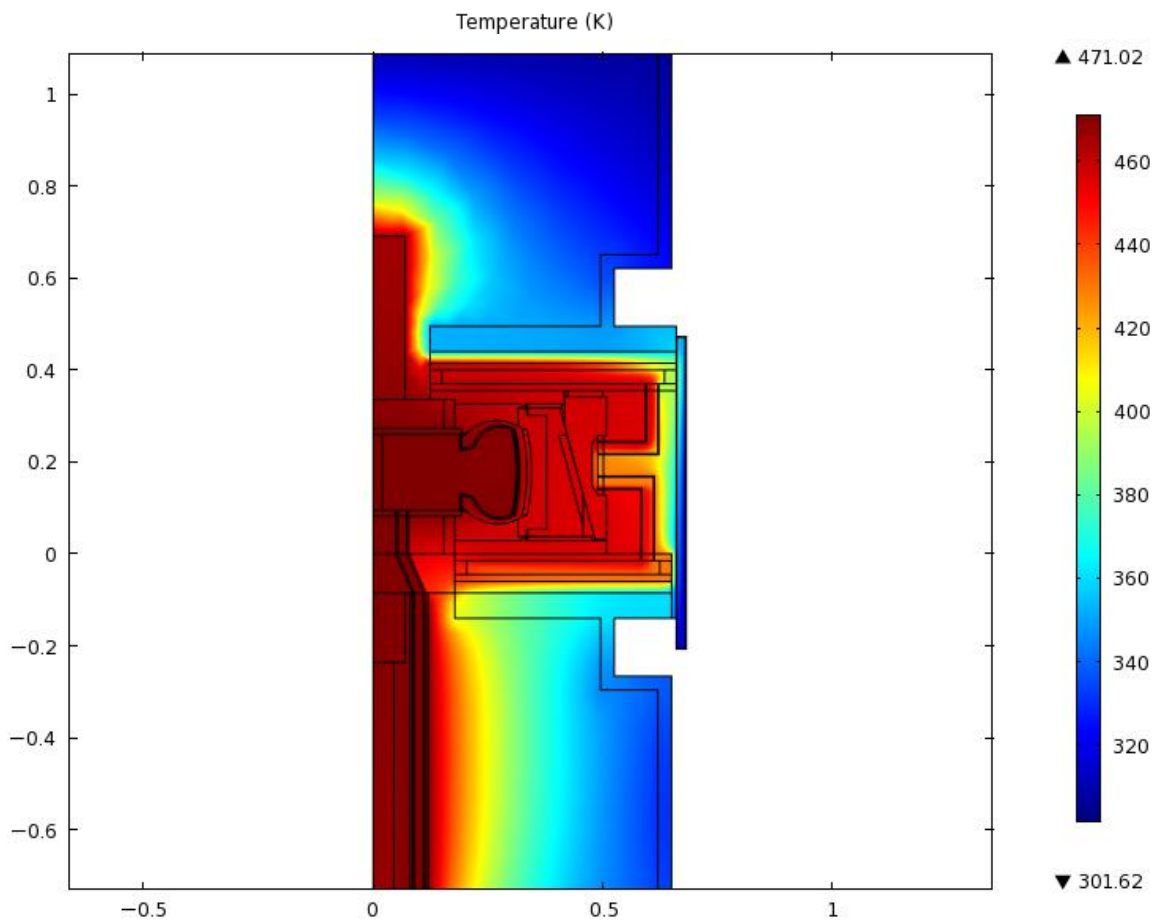


Figura 27: Inicialización de parámetros – Estado estacionario

Se observa, que las altas temperaturas se concentran en el eje de la prensa debido a la acción del vapor interno, cuya temperatura de ingreso es de 470,15[K], y también al supuesto de que el eje es metal macizo, y conforme a la alta conductividad térmica de los metales (ver Tabla 4), la transferencia por conducción en ellos es alta ^[15]. También es posible apreciar, de acuerdo a la coloración de la figura, que el calor que recibe el neumático proviene principalmente de este vapor y que el vapor externo, más allá de proporcionarle calor al neumático, mantiene las condiciones de temperatura propicias a nivel de molde impidiendo que se enfríe e influya en la fluidización del caucho. Es más, recurriendo a los valores de calor convectivo entregados por el software para el borde del *bladder* en dirección al neumático, es posible notar que contempla alrededor de 7 órdenes de magnitud de diferencia con la densidad de flujo de calor por conducción en W/m^2 (ver Figura 34 en Anexo B), e incluso, si se grafica la densidad de flujo de calor total en dicho borde, se obtendrá una curva idéntica a la representada por el calor convectivo, indicando que, por lo menos a nivel de vapor interno, el mecanismo de transferencia que gobierna es la convección.

Siguiendo el raciocinio anterior, resulta interesante comparar el comportamiento de las transferencias de calor por conducción y convección en el vapor externo. Analizando la Figura 27 (caso estacionario), se observa que en el plato superior el vapor externo presenta una mayor temperatura que en el inferior. Esto se debe a que el vapor ingresa al plato y a medida que circula transfiere calor a sus alrededores. Cabe mencionar que las mangueras de teflón que unen los platos con el molde se encuentran expuestas al aire, y a pesar de que la prensa se encuentra cerrada, no es hermética, por lo que se disipa parte del calor al ambiente. Recurriendo a los valores resultantes de la modelación y examinando el codo externo de la manguera superior (ver Figura 36 en Anexo B), se tiene que, nuevamente la transferencia de calor por convección es superior al calor transferido por conducción. En esta oportunidad el contraste no es tan marcado como en el caso anterior, presentándose una diferencia del orden de los $100 W/m^2$. Se esperaría que al estar en contacto las mangueras en un medio de menor temperatura, la transferencia de calor fuese mayor debido a un mayor gradiente de temperatura de acuerdo a la Ley de Fourier (ver sección 1.2.1.1: Ley de Fourier), sin embargo, como se comprobó que predomina superiormente la convección por sobre la conducción, entonces la transferencia de energía se rige según el comportamiento del fluido y no por la magnitud del gradiente de temperatura.

A partir de esta observación, es prudente analizar el comportamiento del vapor en relación a la transferencia de calor. En la sección 2.1.2 se determinó, en base a las propiedades físicas de los fluidos y algunos supuestos, el número de Reynolds para los vapores interno, externo y para el nitrógeno, obteniéndose que, en todos los casos, el flujo se encuentra bajo un régimen turbulento. Tras el análisis de la magnitud de la velocidad, se observa que tanto las curvas de velocidad, densidad de flujo total de calor y densidad de flujo de calor convectivo tienen exactamente el mismo comportamiento. Esto revela el predominio de la convección como mecanismo de transferencia y demuestra la estrecha relación que mantiene con la velocidad.

El formato presentado en este modelo tiene la particularidad de poseer simetría en el eje vertical, mas la forma en que están dispuestas las mangueras de teflón da a entender que se encuentran presentes a lo largo de todo el perímetro. Esta situación no se exhibe en la realidad, es más, el vapor externo transita por una entrada puntual al molde y es expulsado por otra salida puntual en el extremo opuesto del molde. Se adoptó la presente configuración con el objetivo de representar gráficamente en un modelo de dos dimensiones la continuidad del flujo de vapor externo.

La Figura 27 también permite apreciar claramente el efecto de los aislantes sobre la transferencia en la prensa. Se observa cómo varía la temperatura al encontrarse el flujo de calor con las aislaciones, produciéndose una diferencia aproximada de 100[K] entre los platos y las respectivas mesas. Esta situación permite verificar lo consecuente que son las contantes térmicas como la conductividad. En la Tabla 4, se corrobora que el aislante lana mineral, siendo la menor de las constantes para sólidos, es también la que impone mayor resistencia a la conducción del calor y su variación a nivel espacial y por efecto de la temperatura no tiene mayor influencia en el desarrollo del modelo dado que las variaciones de presión y temperatura no son lo suficientemente significativas para generar un cambio superior al 6%^[30] en la conductividad térmica.

Por otro lado, respecto a la reacción química de vulcanización, a pesar de que se especificó la estructura del grado de vulcanización a seguir, su implementación condujo un alto grado de inestabilidad en la resolución del modelo a causa de su dependencia exponencial con la temperatura. Se intentó aproximar mediante serie de Taylor de orden 1, de tal forma de adquirir una dependencia lineal con la temperatura, pero aún así, al incorporarla al balance de energía se pierde la linealidad, por lo que no se

pudo obtener una solución del sistema de EDPs. Situación similar ocurrió al implementar la presión como variable de operación, por lo que se optó por asignarle a los fluidos las características propias de encontrarse a las presiones especificadas pero trabajando efectivamente a presión atmosférica. A pesar de que la herramienta que se utilizó para lidiar con las ecuaciones permite resolver sistemas físicos acoplados, la dependencia entre las variables dificulta considerablemente los cálculos.

Considerando el caso dependiente del tiempo y comparando la densidad de flujo de calor en la entrada y la salida del vapor interno (ver Figuras 38 y 39 en Anexo B), se observa que antes de la entrada de nitrógeno, la densidad de flujo en el borde que representa la entrada del vapor interno es constante e igual a $3,3 \times 10^9$ [W/m²], mientras que en la salida, varía con el largo del borde en el tiempo, manteniéndose entre $0,8 \times 10^9$ y $1,2 \times 10^9$ [W/m²] a causa de las fluctuaciones de la velocidad en el interior de la cavidad del *bladder*. Por lo tanto, se puede establecer que el vapor interno transfiere un promedio de $2,3 \times 10^9$ [W/m²], correspondiente al 70% del flujo que ingresa por unidad de área. Una vez que ingresa el nitrógeno al sistema, la densidad de flujo de calor es cercana a cero, tanto para la entrada de vapor interno, como para la salida de la cavidad en cuestión.

Realizando el mismo análisis para el caso del vapor externo, representado en las Figuras 40 y 41 en la sección Anexo B, se tiene que antes del ingreso de nitrógeno a la cavidad, el borde de la entrada registra una densidad de flujo de calor igual a 5×10^5 [W/m²] y en la salida, una fluctuación entre los $2,7 \times 10^5$ y $3,15 \times 10^5$ [W/m²], es decir, las superficies contiguas al vapor externo reciben entre $1,9 \times 10^5$ y $2,3 \times 10^5$ [W/m²], lo que se refleja en una disipación de calor que corresponde, en promedio, al 42% del flujo de calor en la entrada.

Esto indica que el vapor interno entrega más calor al sistema que el vapor externo, pero es importante determinar cuánto de ese calor es efectivamente utilizado en el proceso de vulcanización. Por lo tanto, a continuación, se comparará el efecto que tiene cada vapor sobre el neumático. Se observa, a partir de la Figura 42 en el Anexo B, que en el borde interno del neumático el flujo de calor para la componente horizontal es positivo, por ende, el flux se da desde el centro de la prensa, es decir, desde el vapor interno, hasta el neumático, registrándose una densidad de flujo de calor que varía entre los 110 y 210 [W/m²]. Verticalmente, el borde interno del neumático recibe el mismo flujo de calor en ambos sentidos, alcanzando los 100 [W/m²] (ver Figura 43). A unos milímetros de este borde se encuentra la tela, identificada

como el componente limitante en este proceso, por donde el flujo de calor que pasa por área que representa, registra horizontalmente (Figura 44), entre 90 y 120 [W/m²] en el mismo sentido que el caso anterior. Al mismo tiempo, verticalmente (Figura 45), la tela registra, al igual que en el borde interno del neumático, flujos de igual magnitud en ambos sentidos que bordean los 80 [W/m²]. Por su parte, el borde externo del neumático muestra que el flujo de calor en su componente horizontal (Figura 46) también tiene por origen el vapor interno, presentando valores de entre 50 y los 700 [W/m²]. Mientras que la componente vertical (Figura 47), muestra que el sentido del flujo de calor descende desde el plato superior hacia el neumático, registrando valores entre 200 y 1400 [W/m²]. De esto, se puede deducir que en el neumático el flujo de calor en dirección horizontal tiene por origen el vapor interno y recorre completamente lo que corresponde al espesor del neumático en la zona de la banda; entretanto, la componente vertical se manifiesta en menor medida y de forma equilibrada por ambos sentidos, teniendo mayor influencia hacia el borde externo del neumático. También se observa, que si la componente horizontal del flujo de calor tuviera al vapor interno como fuente exclusiva de calor, a medida que el calor se transfiera por el eje x, el flujo debiese ir disminuyendo por el gradiente de temperatura que se da con el neumático, teniendo en consideración que las áreas son similares y que en el trayecto hay sólo caucho, por ende la conductividad térmica es la misma. Pero, como la primera etapa del ciclo se comporta como estado estacionario, el flujo debiese ser constante, sin embargo, esto no ocurre. Es más, en el borde exterior del neumático, aumenta, lo que revela la clara influencia del vapor externo, por lo tanto, el vapor externo, no es la única fuente de calor responsable del proceso de vulcanización.

Calculando la razón entre las densidades de flujo de calor de la tela y el calor entregado al sistema proveniente del vapor interno, considerando que se determinó que el vapor interno entrega al sistema un 70% del calor con que ingresa a la prensa, y que no es la fuente exclusiva de calor, por lo que el valor que el cálculo entregue será menor al real, se obtiene un valor inferior al 1%, lo que evidencia una transferencia de calor pobre desde el interior de la cavidad donde se encuentra el vapor hasta el neumático. Este comportamiento se puede atribuir, en parte, a la alta resistencia térmica que imponen, tanto el *bladder* como el mismo caucho. Sin embargo, la principal causa se debe a la disposición geométrica del neumático que dificulta el acceso de vapor a su interior. Esta situación será abarcada con mayor detalle, pero antes de continuar, se analizará el mismo cálculo pero para el

vapor externo, obteniéndose una razón mayor que la anterior, pero de igual forma inferior al 1%, verificándose una alta ineficiencia térmica del proceso.

La Figura 28 muestra la transición del paso de vapor a nitrógeno. Recordando el funcionamiento del ciclo de una prensa, el vapor ingresa en $t=182[s]$ a una temperatura superior a la tolerable por las telas del neumático. En tal caso, el mecanismo de control de temperatura, para evitar el deterioro de dichos componentes, permite el ingreso del nitrógeno al *bladder*.

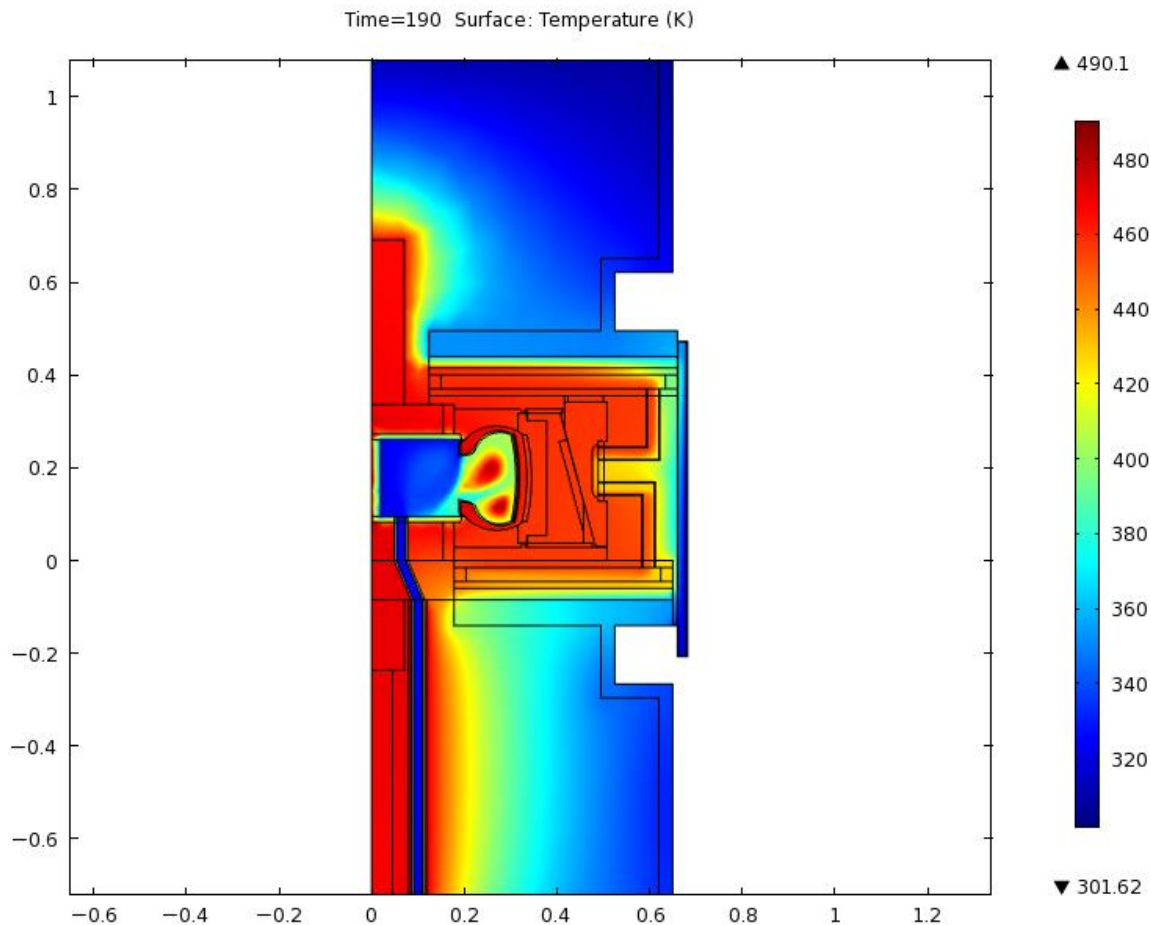


Figura 28: Gradientes de temperatura en prensa para $t=190[s]$
(Distancia en [m])

Se advierte un rápido efecto del cambio de temperatura sobre el área principal del *bladder*. No obstante, a pesar de que el ingreso del nitrógeno se evidencia claramente por su tonalidad azul en las áreas que mantiene contacto, existe una sección cuya tonalidad permanece aún roja, lo que indica que la temperatura no ha disminuido como lo hizo en el resto de sistema. Precisamente el área con mayor temperatura en el interior del

bladder es la cercana al neumático, lo que indica que la homogenización del gas en el interior no se ha dado del todo. Es más, se observan dos focos de mayor temperatura que permiten inferir el comportamiento del flujo del nitrógeno en esa zona: ingresa el nitrógeno, se desplaza por la sección principal; la disposición geométrica del conjunto prensa-neumático genera cortocircuitos que impiden el correcto intercambio de calor a causa de un bajo tiempo de residencia de los fluidos en el neumático, por lo que sólo una reducida fracción del flujo se dirige al sector interno del neumático, formándose aquí pequeños vórtices que evacúan rápidamente la zona, justificando el gradiente mostrado en la figura.

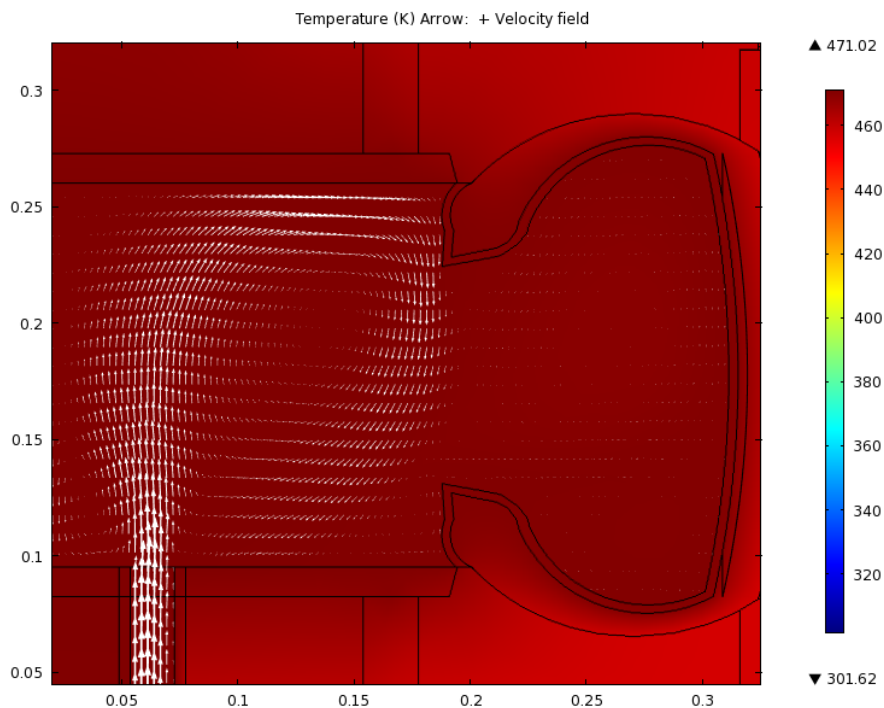


Figura 29: Flujo de vapor en el interior del *bladder*

Al tener el neumático forma de "C", limita el ingreso de vapor e impide que se desplace libremente en esa zona. En adición, la velocidad de ingreso del vapor estimula su rápida evacuación direccionándolo hacia la salida. La Figura 29, a continuación, muestra en mayor detalle la trayectoria que describe el fluido al ingresar al *bladder*. Las flechas blancas indican el sentido, dirección y magnitud de la velocidad de flujo. Se observa que es mayor en la cañería de ingreso y que a medida que se desplaza dentro del *bladder* va disminuyendo su intensidad, recorre principalmente la parte central de la cavidad y evacúa por la sección identificada en la Figura 25 parte **A**. Si se observa cuidadosamente la sección de la derecha,

correspondiente al interior del neumático, presenta unas pequeñas pintas blancas que indican que efectivamente ingresa nitrógeno a la zona, sólo que con una velocidad de menor magnitud que en la parte central.

A pesar de que se comprobó anteriormente que la convección es el mecanismo dominante en este sistema, la falta de homogenización en el interior, le quita eficiencia al proceso ya que los recursos no son bien aprovechados. Es más, la transferencia por convección forzada en flujo turbulento constituye uno de los escenarios más utilizados en la industria para enfriar sólidos ^[17] y a causa de la disposición geométrica de este modelo, no se está aprovechando a cabalidad. Esta situación es atribuible, en parte, al hecho de haber simplificado la estructura de entrada. Como se mencionó en la sección 1.1.3, el vapor ingresa al bladder a través de tres agujeros (ver Figura 8) que gracias a su estructura, acondicionan la entrada del fluido fomentando su homogenización.

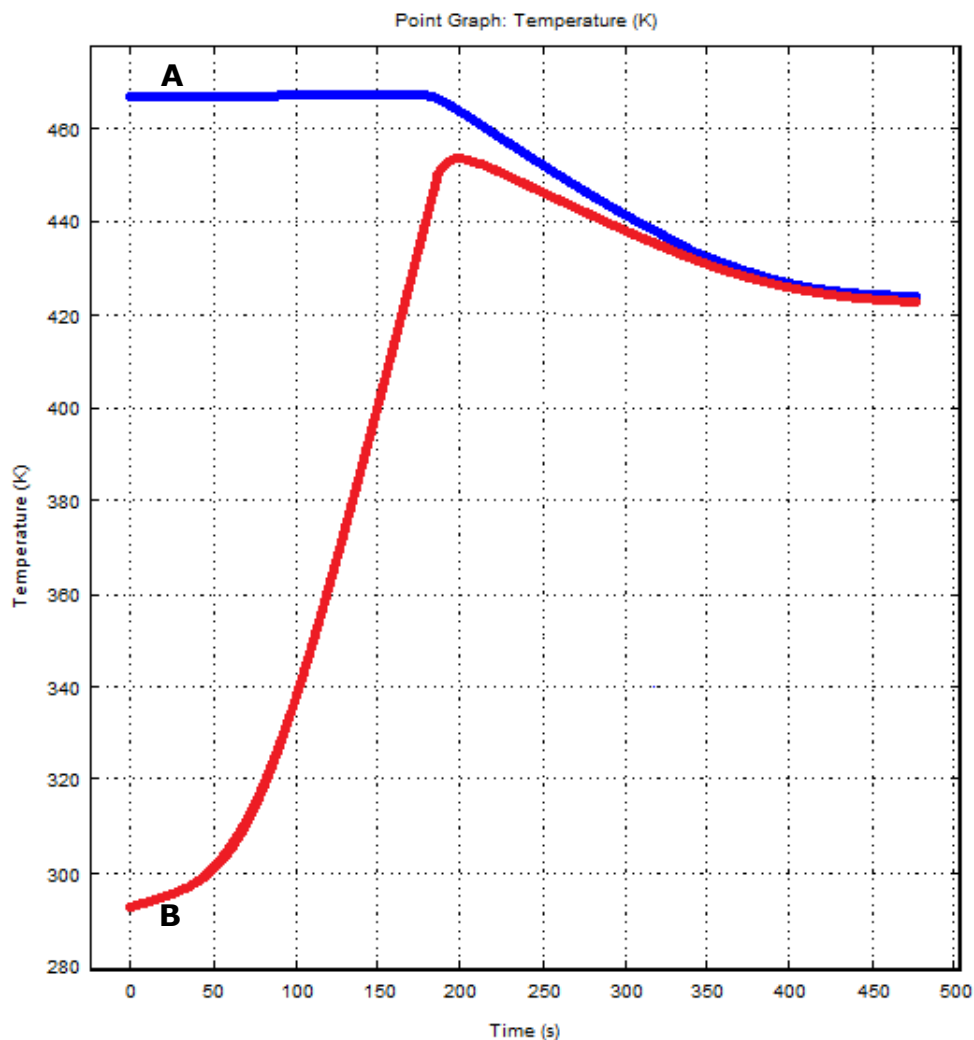


Figura 30: Perfil de temperatura en el punto medio de la tela
A: Resultado modelo B: Resultado esperado

Uno de los objetivos de este trabajo es estudiar la transferencia de calor en el neumático mediante la realización de un modelo que permita obtener el gradiente de temperatura en el tiempo de una zona de interés en el neumático. Se decidió estudiar uno de los puntos críticos del neumático ubicado en el centro de las telas por ser éstas el principal limitante en la vulcanización debido a su sensibilidad a la temperatura. Al analizar este punto se obtuvo el gráfico representado en la Figura 30, donde se muestra en azul (curva **A**) el perfil obtenido y en rojo (curva **B**) el perfil esperado incorporado manualmente. Se observa cómo la temperatura desciende a partir del tiempo en que ingresa el nitrógeno al *bladder* ($t=182[s]$), alcanzando una temperatura final cercana a los $425[K]$. Experimentalmente se determinó, mediante el uso de un pirómetro, que los neumáticos evacuados presentan temperaturas de alrededor de los $429,15[K]$, equivalente a un 1% de diferencia con el valor de la temperatura final del neumático obtenido mediante el modelo. Cabe recordar que dependiendo del tipo de neumático se especifica la duración de su ciclo y las temperaturas asociadas al vapor interno y externo, por lo que este rango puede variar. No obstante, la curva registrada se acerca bastante a la esperada a excepción por el tramo inicial, donde a causa de la inicialización del modelo con los valores del estado estacionario, se pierde la variación de la temperatura en el neumático al ingresar el vapor interno a la prensa.

Para la implementación del modelo se utilizó una herramienta de modelación física basada en el acople de transferencia de calor y flujo turbulento según el modelo de turbulencia $k-\varepsilon$. Este estudio aplica régimen turbulento a todos los fluidos del sistema, esquema que se adaptó muy bien a los fluidos que experimentan convección forzada como el vapor y el nitrógeno, evidenciado en la Figura 29, pero quedaba la duda sobre cómo se comportaría el aire presente en la prensa, donde sólo se esperaba convección natural. Se inicializó la velocidad del aire con $0[m/s]$ y se pudo observar que se registraron pequeñas variaciones en la velocidad del aire, formando vórtices propios del movimiento de un fluido al presentar variaciones en su temperatura.

Considerando como principal y único objetivo estudiar el proceso de vulcanización, se sugiere para futuros análisis, buscar la alternativa de incorporar al modelo la variación inicial de la temperatura en el neumático producto del ingreso de vapor interno al *bladder*. Por otra parte, se sugiere simplificar la geometría del modelo, eliminando las partes que tienen menor influencia en la transferencia de calor, de tal forma de aliviar la carga de la malla que se utiliza para la resolución. Esta simplificación en el modelo

podría llegar a permitir la implementación de la reacción química de vulcanización, situación que sería muy interesante de analizar.

En esta oportunidad, además de explorar sobre la transferencia de calor en el proceso de vulcanización, se buscó identificar las principales fuentes de disipación del proceso, por lo que era necesario implementar en el modelo toda la estructura de la prensa. Sin embargo, considerando la sugerencia anterior, una de las partes que se podrían simplificar y en este caso, eliminar, es la estructura principal (sólo carcasa) de la prensa por sobre la mesa superior y bajo la mesa inferior, ya que se verificó que no tiene mayor efecto en el proceso de vulcanización, no así en la disipación de energía al medio. Al disponer de un amplio espacio entre el centro y los extremos, el aire que se encuentra estancado en el interior de la estructura genera un efecto aislante que permite disminuir considerablemente la temperatura de la prensa, tal como se indica en la Figura 48 en el Anexo B. Esta figura muestra como disminuye la temperatura en el borde interno de la prensa a lo largo de su extensión y para todo tiempo del ciclo. Como se observa, la variación en el tiempo no es significativa, en particular en la zona más externa, lo que verifica que la estructura de la prensa no se altera ni se ve involucrada por el ciclo de vulcanización, lo que implica que esta estructura tampoco interfiere en la transferencia de calor al neumático.

3.2. DISIPACIÓN DE CALOR EN CAÑERÍAS

3.2.1. Aislaciones Seleccionadas

Tras la búsqueda de sistemas aislantes disponibles en el mercado, se eligieron dos tipos de aislaciones de distintas características que a continuación se detallan:

3.2.1.1. Aislaciones rígidas

Las aislaciones rígidas están constituidas por una capa de lana mineral de 65[mm] de espesor y una cobertura de zincalum de 6[mm] de espesor. Su costo es de \$10.000 el metro lineal y se caracteriza por:

- Ser uno de los métodos de aislación más comunes y tradicionales.
- Tiene un bajo costo de adquisición.
- Formada a partir de materiales no combustibles.

Su apariencia es similar a la de la Figura 31, donde es posible observar la cañería en color café. La Tabla 10 muestra los valores de las propiedades físicas de sus componentes.

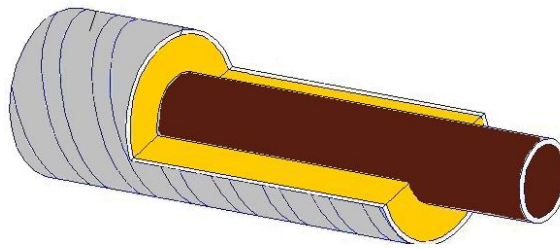


Figura 31: Aislante rígido

3.2.1.2. Aislaciones Flexibles

Estas aislaciones pertenecen a la empresa Jomar, y se caracterizan por:

- Ser reutilizables, fáciles de remover e instalar.
- Utilizan materiales no combustibles libres de asbestos.
- Ser fabricados a medida.
- No generan residuos (por ser reutilizables).
- Son diseñadas de acuerdo a las condiciones tanto del equipo a aislar como del ambiente en el que se encuentra.
- Resistentes a la vibración

Están constituidas por fibra cerámica de dos capas, una interior de 25,4[mm] (1") de espesor de TH-PURO y otra exterior de 1,59[mm] (1/16") de espesor de teflón (TEF-GUARD) con correas y fijaciones de hebilla (ver Figura 32), cuyas propiedades se detallan en la Tabla 10. Además tienen un costo de \$32.824 por metro de cañería.

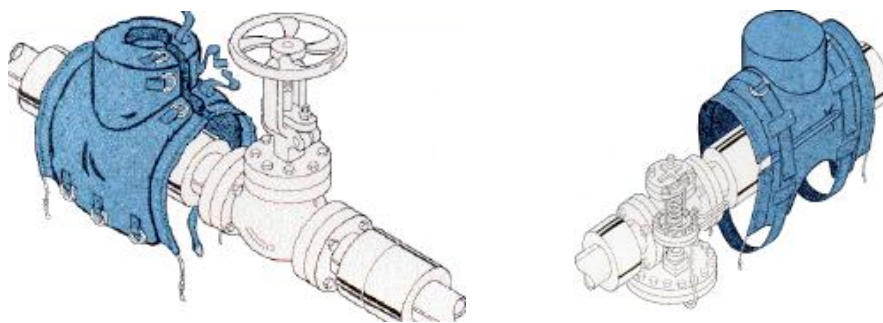


Figura 32: Aislaciones flexibles

Tabla 10: Propiedades Aislaciones ^[6]		k [W/m-K]	ρ [kg/m ³]	c_p [J/kg-K]	Espesor [m]
Aislante flexible	Fibra TH-P	0,09	128	1130	0,0254
	Teflón	0,26	2200	350	0,00159
Aislante rígido	Zincalume	5,6	2700	0,9 ^[29]	6
	Lana mineral	0,039	150,57	840 ^[29]	65

3.2.2. Resultados pruebas realizadas

En primera instancia, se analizará el comportamiento de las resistencias térmicas equivalentes para cada aislación de acuerdo a las especificaciones entregadas por los proveedores. Como se mencionó anteriormente, las aislaciones cuentan con dos capas de distintos materiales y además, son instaladas sobre la superficie exterior de las cañerías cuya geometría es cilíndrica. Para obtener las resistencias y abarcar correctamente estos puntos, se hace uso de la información proporcionada en la sección 1.2.1.1 (págs. 18 y 19) donde se estipula que la resistencia total es la suma de las resistencias (Ecuación 7) y conjuntamente se utiliza la estructura logarítmica de la resistencia para los casos con superficies cilíndricas de la Ecuación 8 en función del diámetro exterior de las cañerías. Es importante recordar que los sistemas de cañerías externo e interno presentan distintos diámetros, identificados en la sección 1.1.4. (y resumidos en la Tabla 22 en Anexo C). A continuación se detalla el cálculo de las resistencias:

$$R_a = \frac{\ln\left(\frac{D_{eA}}{D_{ieA}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_{Ae}} + \frac{\ln\left(\frac{D_{ieA}}{D_{iA}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_{Ae}} \quad \text{con } A = F, R \quad \text{Ecuación 42}$$

Donde el subíndice A es F si representa a las aislaciones de tipo flexibles, y R , si representa a las aislaciones rígidas. Respecto a los diámetros (D), el subíndice i representa al interior del material del aislante que estaría en contacto con la cañería, ie a la interfase entre los materiales y e , al exterior del material ubicado en la superficie. La Tabla 23 en Anexo C, resume los valores de las constantes usadas referentes a aislantes y cañerías.

Tabla 11: Resistencias térmicas

R [m-K/W]	A. Rígida	A. Flexible
Vapor externo	11,2	2,7
Vapor interno	9,8	2,3

De la Tabla 11, se observa una notoria diferencia entre los valores de las resistencias, presentando la aislación rígida una resistencia térmica aproximadamente 4 veces superior a la aislación de tipo flexible. Esto, entrega *a priori* una aproximación del posible resultado final, sin embargo es importante llevar estos valores a la práctica y analizar otras variables como la durabilidad y los costos asociados.

El cálculo de medición de la velocidad de calor transmitido desde el interior de la cañería hasta la superficie, tenga ésta o no aislantes, se realiza a partir de la Ecuación 7, donde se cuenta con tres resistencias: una representa el efecto convectivo del vapor (R_v), otra, la conducción a través de la cañería (R_m) y una tercera, opcional, que simboliza la conducción a través del aislante (R_a). Como se está en presencia de cañerías de sección circular, las resistencias estarán descritas según la Ecuación 8.

Para el caso de cañería descubierta, la expresión es la siguiente:

$$Q = \frac{(T_{int} - T_{ext})}{R_v + R_a \cdot L_a} \quad \text{Ecuación 43}$$

Con

$$R_v = \frac{4}{(h \cdot \pi \cdot D_i^2)}$$

Ecuación 44

$$R_m = \frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_m}$$

Ecuación 45

Mientras que para el caso de cañerías cubiertas con un aislante, se incorpora una tercera resistencia descrita en la Ecuación 42, de la siguiente forma:

$$Q = \frac{(T_{int} - T_{ext})}{R_v + R_m \cdot L_m + R_a \cdot L_a} \quad \text{Ecuación 46}$$

Tabla 12: EVE - Temperaturas medidas en superficies cubiertas por aislantes rígidos

T [°C]	Sin aislación	Con aislación
Punto 1	132	36,7
Punto 2	140	28,7
Punto 3	174,5	46,5
Promedio	148,8	37,3

Disminución en la temperatura: 26%

Tabla 13: EVE - Temperaturas medidas en superficies cubiertas por aislantes flexibles

T [°C]	Sin aislación	Con aislación
Punto 1	175	47,0
Punto 2	174	42,3
Punto 3	175	54,0
Promedio	174,7	47,8

Disminución en la temperatura: 28%

Las tablas que se muestran, comparan las temperaturas medidas en las superficies de las cañerías en presencia y ausencia de aislaciones de acuerdo a los puntos de interés expresados en la sección 2.2.2: Medición de la temperatura en cañerías. Las Tablas 12 y 13 corresponden a la entrada de vapor externo, las Tablas 14 y 15, a la salida de vapor externo y las Tablas 16 y 17, a la entrada de vapor interno.

Tabla 14: SVE - Temperaturas medidas en superficies cubiertas por aislantes rígidos

T [°C]	Sin aislación	Con aislación
Punto 1	98,5	31,0
Punto 3	115,0	31,0
Punto 5	140,7	51,3
Punto 7	152,0	40,0
Punto 10	134,3	34,3
Promedio	128,1	37,5

Disminución en la temperatura: 23%

Tabla 15: EVE - Temperaturas medidas en superficies cubiertas por aislantes flexibles

T [°C]	Sin aislación	Con aislación
Punto 1	95,0	42,0
Punto 3	110,0	59,7
Punto 5	115,0	41,0
Punto 7	161,7	51,3
Punto 10	94,0	47,0
Promedio	115,1	48,2

Disminución en la temperatura: 17%

Tabla 16: EVI - Temperaturas medidas en superficies cubiertas por aislantes rígidos

T [°C]	Sin aislación	Con aislación
Punto 1	126,7	33,0
Punto 3	134,0	41,7
Punto 5	131,0	38,0
Punto 6	138,7	36,7
Punto 11	131,3	43,7
Promedio	132,3	38,6

Disminución en la temperatura: 23%

Tabla 17: EVI - Temperaturas medidas en superficies cubiertas por aislantes flexibles

T [°C]	Sin aislación	Con aislación
Punto 1	149,5	39,7
Punto 3	164,3	32,3
Punto 5	142,5	39,7
Punto 6	128,4	37,7
Punto 11	101,0	47,3
Promedio	137,2	39,3

Disminución en la temperatura: 24%

Comparando las columnas de la derecha ("*Con aislación*"), se observa que en la mayoría de los casos, para los mismos puntos medidos, las temperaturas en la superficie de las aislaciones fueron menores para el aislante rígido. No obstante, las temperaturas medidas en la superficie descubierta (columna "*Sin aislación*") de la prensa designada al caso rígido, también fueron inferiores a las de la prensa designada al aislante flexible. Frente a esta situación, es necesario comparar la disminución de temperatura que experimentaron las cañerías descubiertas al ser aisladas, lo que arrojó una caída en la temperatura del orden del 24% tanto en aislantes flexibles como

en rígidos para los casos de entrada de vapor externo (EVE) y entrada de vapor interno (EVI). El aislante flexible de la salida de vapor externo (SVE), experimentó una disminución de temperatura en menor proporción (17%), lo que indica un mayor poder aislante para el caso rígido, pero no es un resultado suficiente para establecer cuál es el aislante más efectivo.

El paso a seguir es comparar el flujo de calor a través de las cañerías aisladas. En la Tabla 18 se observa que el calor disipado a través de la aislación flexible es 4 veces superior al de la aislación rígida, comportamiento que se repite en los valores de Q de las Tablas 19 y 20 (cálculos en Anexo C). Esto permite establecer que los aislantes rígidos limitan la velocidad de transferencia de calor con mayor efectividad que el aislante flexible. Esta afirmación concuerda con el hecho de presentar una resistencia mayor en presencia de diferencias de temperatura similares y cañerías de características constantes. Sin embargo, se esperaba obtener una diferencia más marcada entre las temperaturas superficiales conforme a la diferencia en los flujos de calor, lo que puede deberse a la manipulación de las aislaciones, ya sea por efectos de una instalación deficiente o por las operaciones que se realizan en el sector de vulcanización, cualquiera sea el motivo, la variable que se ve afectada es el área de transferencia.

Tabla 18: EVE - Calor transferido desde vapor externo a superficie cubierta por aislantes

Q[W]	A. Rígida	A. Flexible
Punto 1	8,1	24,7
Punto 2	8,6	25,6
Punto 3	7,6	23,5
Promedio	8,1	24,6

Tabla 19: SVE - Calor transferido desde vapor externo a superficie cubierta por aislantes

T [°C]	A. Rígida	A. Flexible
Punto 1	4,2	8,0
Punto 2	11,9	39,2
Punto 3	2,5	7,0
Punto 4	10,2	22,9
Punto 5	11,6	25,3
Promedio	8,1	20,5

Tabla 20: EVI - Calor transferido desde vapor interno a superficie cubierta por aislantes

T [°C]	A. Rígida	A. Flexible
Punto 1	15,8	53,5
Punto 2	15,0	56,0
Punto 3	15,3	53,5
Punto 4	15,5	54,2
Punto 5	14,8	50,9
Promedio	15,3	53,6

Por otro lado, la prueba de condensado arrojó los resultados presentados en la Tabla 21, donde se observan los flujos de condensado medidos en las

prensas en presencia y ausencia de los distintos aislantes (ver Tablas 28 y 29).

Tabla 21: Flujos de condensado

Flujo [kg/min]	A. Rígido	A. Flexible
Con aislante	0,4159	0,4886
Sin aislante	0,4429	0,5003

Se puede apreciar que el aislante rígido registra un menor flujo de condensado que el aislante flexible, e inclusive, un menor flujo en comparación con la prueba realizada con la prensa descubierta de la aislación, logrando una disminución del 6%, mientras que en el caso de la aislación flexible, la disminución es del 2,3%, o sea, aproximadamente 3 veces menor. Se desprende una clara tendencia en los flujos de condensado. Es importante recordar que el fenómeno de transferencia de calor se está estudiando en las tuberías continuas a la prensa y no en todo el sistema de abastecimiento, por lo que su implementación al sistema completo, efectivamente, puede generar un importante ahorro energético.

Es más, comparando la masa anual de condensado que se produciría sin aislación y con aislantes rígidos sólo en las secciones identificadas en el trabajo (más detalle en sección 2.2.2, pág. 41), considerando además que la prensa opera ininterrumpidamente 340 días al año, se tiene una diferencia de 794 [ton vapor/año]. Por lo tanto, si efectivamente se implementara el sistema de aislación en todas las prensas y se contabilizaran 200 de ellas, se estaría hablando de 158.785 [ton/año] de vapor que no condensaría y que por lo mismo, que no sería necesario ebullicir hasta la temperatura especificada.

En resumen, se puede establecer que el aislante de tipo rígido presenta un mejor comportamiento que la aislación de tipo flexible. Sin embargo, luego de dos meses de uso fue posible observar que algunas de estas aislaciones presentaban deformaciones y algunas, incluso, debieron ser retiradas y desechadas. Situación similar se observó para el caso de las aislaciones flexibles, pero con la diferencia de que la reinstalación, luego de operaciones de reparación en la prensa, no fue la adecuada (amarras sueltas) o no se efectuó (se encontraron aislaciones en el suelo). Pese a su corta duración, el bajo costo de la aislación rígida permite adquirir recambios entre 2 y 3 veces por año, por lo que sumado, al hecho de que son más atractivas visualmente que las aislaciones flexibles, se concluye que las aislaciones a recomendar son las de tipo rígidas.

Por otro lado, en la sección de Anexos, se encuentran las tablas donde se precisan las temperaturas de los sitios donde no se analizó el efecto de los aislantes, hállese de válvulas, fittings y demás elementos de un sistema de cañerías. Se evidencia que, efectivamente, estas zonas presentan las mayores temperaturas.

CAPÍTULO 4: CONCLUSIONES

Se pudo concluir que las conductividades térmicas representan fielmente la función que se esperaba de ellas, siendo efectivamente los materiales con una mayor conductividad buenos conductores, en este caso los metales y los de menor conductividad, aislantes, como la lana mineral para los sólidos y el aire para los fluidos. Se pudo verificar la gran resistencia térmica que opone el aire estático en el interior de la prensa a la transferencia de calor, lo que a su vez, permitió evidenciar la nula interferencia de la estructura externa (carcasa) de la prensa sobre el proceso de vulcanización, pero no así, sobre la disipación de calor al medio. Por otra parte, asumir a la conductividad térmica como una constante sin variación temporal ni variación con la temperatura fue una buena aproximación para este modelo porque permite alivianar los cálculos y conlleva un error cercano al 6% para el caso estacionario.

Se pudo concluir que el mecanismo de transmisión de calor que predomina en el proceso de vulcanización es la convección, y que su efecto se ve potenciado a mayores velocidades, por lo que el vapor interno tiene una influencia mayor a la del vapor externo durante la vulcanización. En base a esto, se observó que la razón entre el flujo de calor en la zona de las telas del neumático y el flujo de calor en la entrada a la cavidad del bladder es menor al 1%, lo que permitió concluir que la transferencia de calor hacia el neumático desde el interior de la cavidad de la prensa, precisamente en el sector continuo al *bladder*, es deficiente por causa de la disposición geométrica del neumático, y, por lo demás, tanto el *bladder* como el caucho del neumático imponen una alta resistencia térmica.

Las observaciones realizadas sobre el vapor interno y externo permitieron concluir que durante la primera etapa del ciclo, el vapor interno tiene por misión entregarle calor al neumático, para que el caucho tenga una correcta

fluidización en el molde y que el vapor externo interviene levemente en el aumento de temperatura del neumático, pero sí, en la del molde. Por otro lado, durante la segunda etapa, se observó que la transferencia de calor desde el vapor externo al neumático aumenta, debido al gradiente de temperatura que produce el nitrógeno.

Se observó que los gases internos presentaron una baja homogenización dentro del *bladder*, lo que permitió concluir que la estructura no fue la adecuada, ya sea por la aproximación que se hizo con el sistema de entrada (orificios) y la aproximación del neumático o que definitivamente, el proceso podría efectuarse empleando alguna estrategia más eficiente para transferir la energía dentro de la prensa, y así, aprovechar a mayor cabalidad los suministros y el tiempo de operación.

El vapor interno entrega al sistema $2,3 \times 10^9$ [W/m²], lo que equivale al 70% del flujo de calor presenta en la entrada. Por su parte, el vapor externo, libera $2,1 \times 10^5$ [W/m²], correspondiente a un 42%. De las densidades de flujo que presentan ambos vapores, menos del 1% del calor que liberan se utiliza en la reacción de vulcanización del neumático. El resto del calor es utilizado por la estructura del sistema en aumentar su temperatura. De esto, se pudo concluir que el proceso tiene una baja eficiencia ya que se utiliza sólo un pequeño porcentaje del calor total que pueden entregar los vapores interno y externo, sugiriendo que se tomen algunas medidas para mejorar la transferencia como, variar la forma de ingreso del vapor interno a la cavidad del *bladder*, de tal forma que transite libremente por el sector interior del neumático, o aumentando la velocidad del flujo del vapor externo.

Considerando sólo la etapa de enfriamiento del neumático, se pudo concluir que el modelo logró una buena aproximación de la variación de la temperatura, obteniendo una temperatura final que mantiene una bondad de ajuste del 99% de con los datos empíricos.

Respecto al estudio de disipación de calor en cañerías, se pudo concluir, de acuerdo a los parámetros de elección establecidos, que la opción mejor calificada para aislar los sistemas de cañerías es la aislación de tipo rígida, conformada por una capa interna de lana mineral y una externa de zincalum.

La justificación correspondiente se basó en la siguiente serie de argumentos: la resistencia térmica del aislante rígido resultó ser 4 veces superior que la aislación de tipo flexible. Consecuentemente, el cálculo del calor disipado por la aislación rígida arrojó ser 4 veces inferior al de la aislación de tipo flexible. Y por último, mediante la prueba de condensado realizada, se obtuvo

comparativamente, tres veces menos de vapor condensado utilizando la aislación rígida, lo que se traduce en un ahorro anual de 794 [ton vapor/año] por prensa.

BIBLIOGRAFÍA

[1] BARCAZA Soto, Santiago Enrique. Estudio de la cinética de vulcanización en materiales elastoméricos. Tesis (Ingeniero Civil en Materiales). Santiago, Chile. Universidad de Chile, Facultad de Ciencias Físicas y Matemáticas, 2001. 116 h.

[2] Advanced Technical Recycling Material Co., Ltd. Sulfide Network Formation [en línea] <<http://www.atrmjordan.com/tires2.htm>> [consulta: 14 mayo 2011]

[3] BEHZAD, T., SAIN, M. Finite element modeling of polymer curing in natural fiber reinforced composites. Composites Science and Technology 67 (2007): 1666-1673, oct. 2007

[4] Temperature measurement and control within moulded rubber during vulcanization process, por Abdulrahman El Labban, Pierre Mousseau, Rémi Deterre, Jean-Luc Bailleul, Alain Sarda. Measurement 42 (2009): 916 – 926, jan 2009

[5] Integrated processing-structure-property analysis on rubber in-mold vulcanization por Yuxi Jia, Xiaoxia Wang, Ligang Feng, Lijia An. European Polymer Journal, 45(2009): 1759-1764, mar. 2009

[6] GREEN, Don W. y PERRY, Robert H. Perry's Chemical Engineers' Handbook. 8va ed. Estados Unidos, McGraw Hill, 2008. 2-245, 2-421, 2-425, 2-461, 5-3 – 5-12, 6-23, 7-6 p.

[7] Harburg-Freudenberger Maschinenbau GmbH. Operating instruction Curing Press KHP 52-180 Angle. Goodyear Rubber and Tire Co., Santiago, 2008

- [8] Shandong New Yingda International Trading Group. Segmented Mold of Meridian Tire [en línea] <<http://www.newyingda.cn/detail.asp?id=212>> [consulta: 14 mayo 2011]
- [9] CANCINO, P. (Goodyear de Chile), Especificación de Vulcanización. [planilla] Santiago, 1999.
- [10] COMPONENTES y fabricación de un neumático. Goodyear [en línea] <http://www.goodyear.com.ar/tire_know/making_a_tire/> [consulta: 23 abril 2012]
- [11] THE GOODYEAR Tire & Rubber Company. Engineering Technical Release Curing – Process Alert, 2004. 1-6p.
- [12] MC CABE, Warren L. and SMITH, Julian C. Operaciones Unitarias en Ingeniería Química, 4a ed. Madrid, McGraw Hill. 1991. 299-381p.
- [13] BIRD, R. Byron, STEWART, Warren E., LIGHTFOOT, Edwin N. Transport Phenomena. Singapore – New York – Chichester – Brisbane – Toronto, John Wiley & Sons (SEA) Pte. Ltd., 1960. 71-93, 243-251, 265-351, 375-399 p.
- [14] LEVENSPIEL, Octave. Flujo de fluidos e Intercambio de calor. Barcelona – Bogotá – Buenos Aires – Caracas – México, Editorial Reverté S.A. 1993. 162-166p.
- [15] CONDUCTION. The Physics Hypertextbook [en línea] <<http://physics.info/conduction/>> [consulta: 18 febrero 2012]
- [16] RUBIO Greathouse, Francisco David. Análisis de la Capa Límite Térmica y de la Convección Natural Sobre una Placa Horizontal Calentada desde Arriba. Tesis (Licenciado en Ingeniería Mecánica). Cholula, México. Universidad de las Americas Puebla, Escuela de Ingeniería y Ciencias, 2008. Cap 2 - 6p.
- [16] INCROPERA, Frank P., DE WITT, David P., DEWITT, D. P. Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 3a ed. John Wiley & Sons (SEA) Pte. Ltd., 1990. 36p.
- [17] CRANE, División de Ingeniería de,. Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías. México, McGraw Hill, 1992, 1-4 – 1-5p

- [18] WILLIAM K. GEORGE. Introduction to turbulence/Reynolds averaged equations [en línea] <http://www.cfd-online.com/Wiki/Introduction_to_turbulence/Reynolds_averaged_equations> [consulta: 4 febrero 2012]
- [19] WILCOX, David C. Turbulence Modeling for CFD. DCW Industries, 2da ed., 1998. 174p.
- [20] GOODYEAR CHILE S.A.I.C. Cure Limits and Thermocouple Test [diapositivas] 1 diapositiva "Thermocouple Locations – Figure 2". 8p.
- [21] ESPECIALIZACIÓN en combustión S.A. Procedimiento para calcular tuberías de vapor. Ciudad de México, Especialización en combustión S.A., 1982, 4p.
- [22] 300 ISOLIERUNG KHP52/180. Harburg-Freudenberger Maschinenbau GmbH. Esc. 1:15. 2007, 3p.
- [23] THE GOODYEAR Tire & Rubber Company. R9HJC101A3 – Wrangler Adventure. [dibujo] Akron, dibujo, tabla de medidas.
- [24] MATWEB – Material Property Data [en línea] <www.matweb.com> [consulta:20 mayo 2011]
- [25] BRANDENBURGER. S 4000® – Technical Data Sheet, 01/06 AI/AW. Landau, 2006
- [26] CANCARB. Technical Bulletin – Medium Thermal Black N990 in Curing Tire Bladders [en línea] <<http://www.cancarb.com/pdf2/010%20Tire%20Curing%20Bladders.pdf>> [consulta: 25 mayo 2011]
- [27] MACCALLUM, Murray y TARR, Martin. Specific Heat. University of Bolton, United Kingdom [en línea] < http://www.ami.ac.uk/courses/ami4817_dti/u01/supplementary/sup_02.html> [consulta: 25 julio 2011]
- [28] ENGINEERING TOOL BOX. Specific Heat, Nitrogen, Air Properties, Material Properties [en línea] <<http://www.engineeringtoolbox.com/>> [consulta: 25 mayo 2011]
- [29] ANDYC CREATIONS AND KATMAR SOFTWARE. Water and Steam Properties for Windows (WASP), versión 2.0.36

[30] BARDINA, J.E., HUANG, P.G., COAKLEY, T.J. (1997), Turbulence Modeling Validation, Testing, and Development. NASA Technical Memorandum. 110446, 1997

[31] LÓPEZ-ZAMORA, L. y MUÑOZ-COBO, J.L. Turbulence Analysis with the k-e Model, Using a Three-Dimensional Code with High Order Schemes. Información Tecnológica 25(2): 25-28, 2004

[32] COMSOL Multiphysics® User's Guide. Specifying Discontinuous Functions. v.4.1. Estocolmo, Suecia. Comsol Multiphysics, 2010

ANEXOS

ANEXO A: Sistema de Cañería de Vapor Interno

El sistema de la Figura 33 contempla los 3 principales circuitos de abastecimiento y drenaje de los gases que ingresan y salen del *bladder*.

En azul, se observa el ingreso de vapor a 1,4 MPa, cuya presión, al inicio del ciclo, es regulada por las dos primeras válvulas que permiten que el vapor ingrese a una menor presión (inferior a la atmosférica) y que ésta aumente en 3 tiempos (vapor de formación), impidiendo que el neumático se desplace al momento de cerrar la prensa. Inmediatamente después, ocurre un cambio brusco en la presión, incrementándose hasta los 1,4 MPa al abrirse en su totalidad el paso de las válvulas reguladoras (“Llenado lento de vapor” y “Transf. de vapor de formación”) en dirección al *bladder*.

Transcurrido el tiempo especificado para esta etapa, se inicia el enfriamiento con el ingreso de nitrógeno, el que ingresa a través del circuito rojo de la Figura 33, cerrándose el paso 1 de la válvula “Transferencia vapor/nitrógeno” y abriéndose el paso 3 del nitrógeno, conjuntamente el paso de vapor se cierra y el remanente es eliminado por el drenaje.

En verde, se observa el circuito correspondiente al continuo drenaje de los fluidos en el *bladder*.

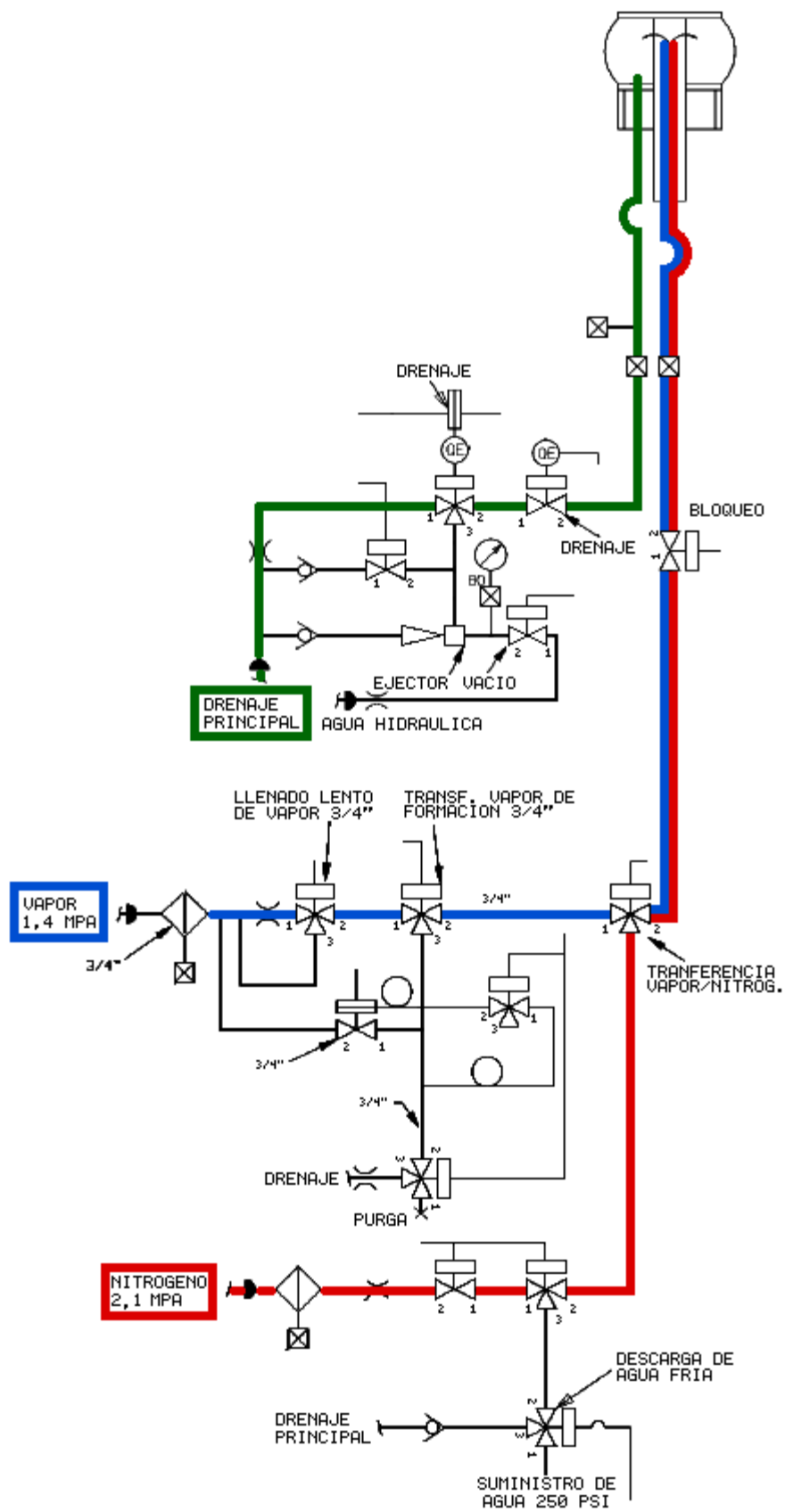
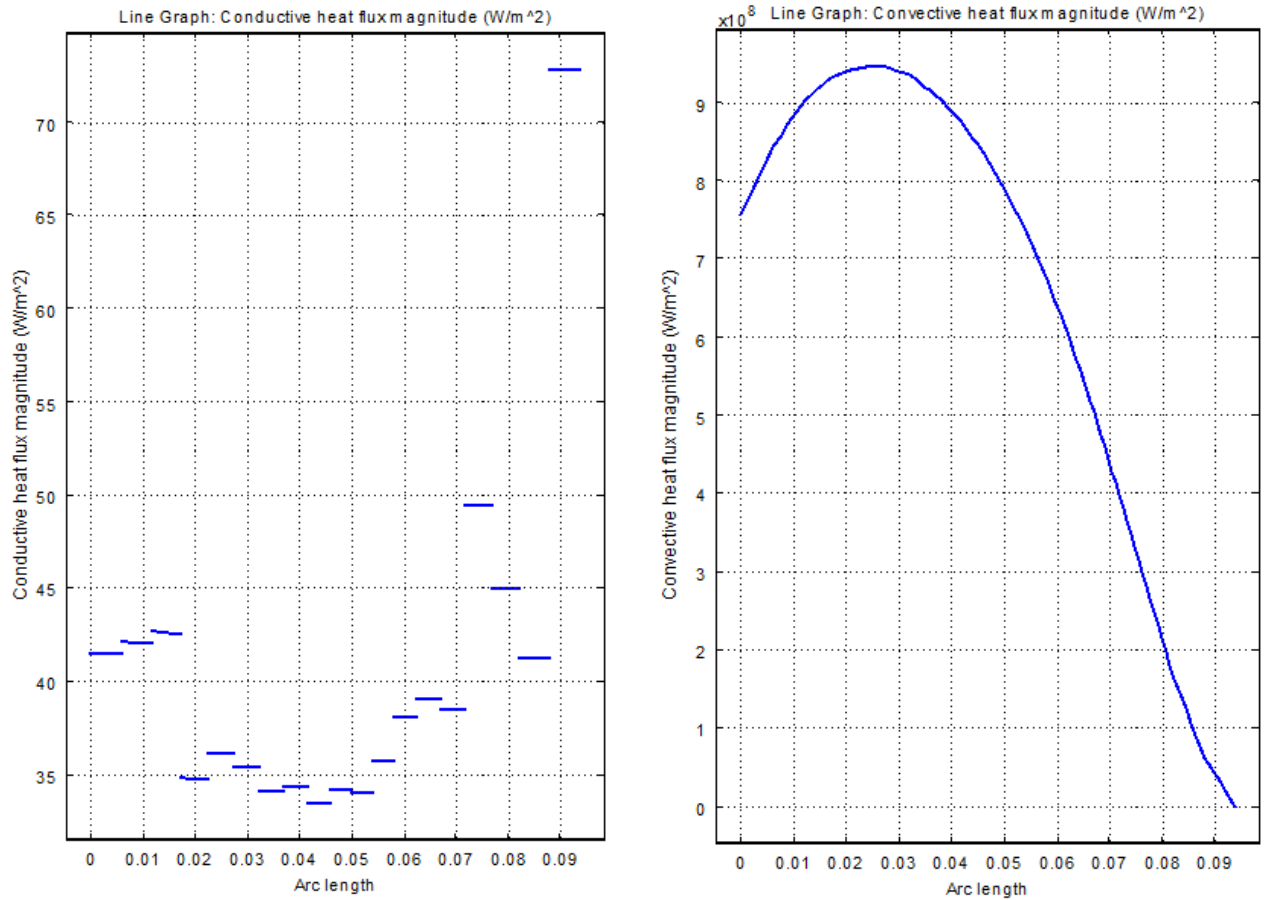


Figura 33: Sistema de cañerías de gases internos

ANEXO B: Resultados complementarios del modelo de transferencia



Densidad de flujo de calor por conducción en borde interno del bladder

A

Densidad de flujo de calor por convección en borde interno del bladder

B

Figura 34 : Transferencia de calor a lo largo del borde interno del bladder para el caso estacionario

El borde al que se alude en la Figura 34, correspondiente a la parte interna del bladder, se ve representado en azul en la Figura 35 a continuación:

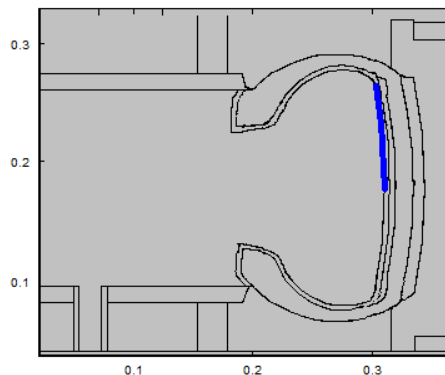
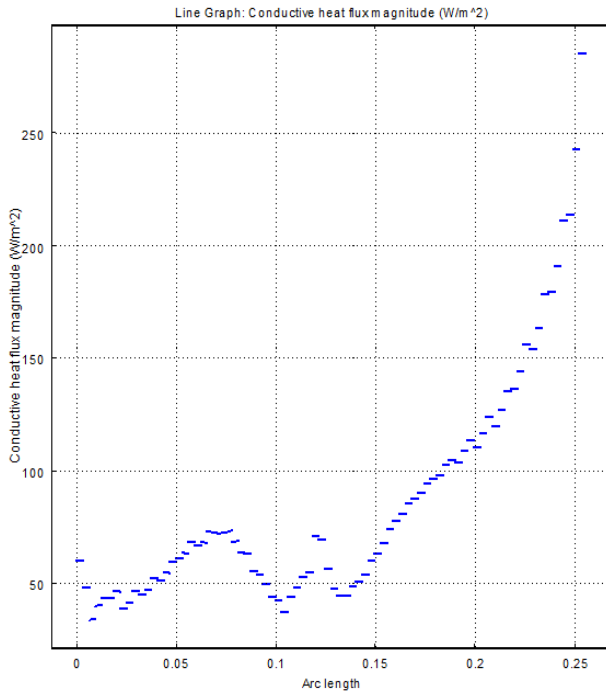
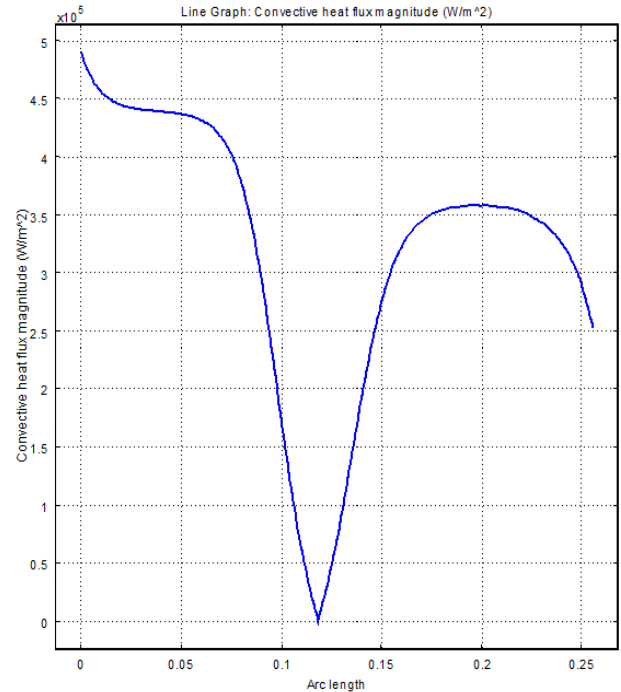


Figura 35: Borde interno de bladder



Densidad de flujo de calor por conducción en borde interno del bladder

A



Densidad de flujo de calor por convección en borde interno del bladder

B

Figura 36: Transferencia de calor a lo largo del codo interno de la manguera superior para el caso estacionario

El codo interno de la manguera superior referenciado en la Figura 36, correspondiente al borde en azul mostrado en la Figura 37 a continuación:

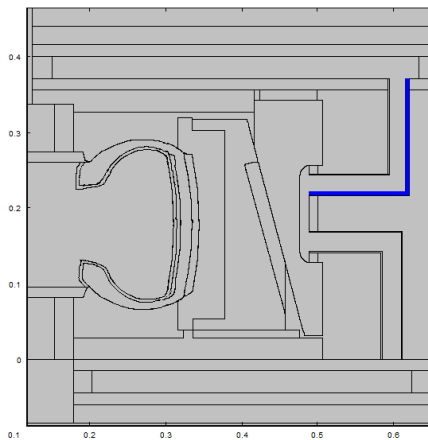


Figura 37: Codo interno de la manguera de de teflón superior

La Figura 38, a continuación representa el flujo de calor por área que ingresa a la prensa por el borde graficado en la Figura 23 parte A. Mientras que la Figura 39, es el análogo pero para la salida del vapor, cuyo borde se observa en la Figura 25 parte A.

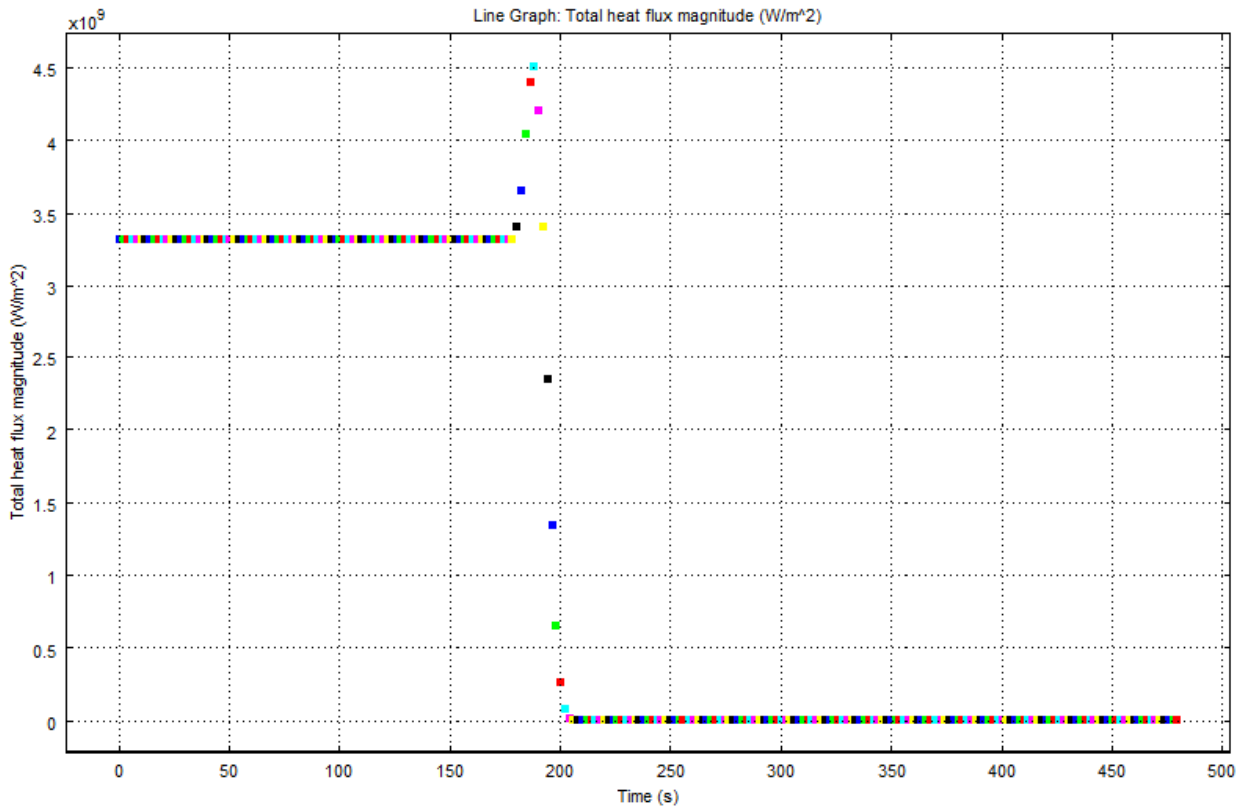


Figura 38: Densidad de flujo de calor en la entrada de vapor interno a prensa

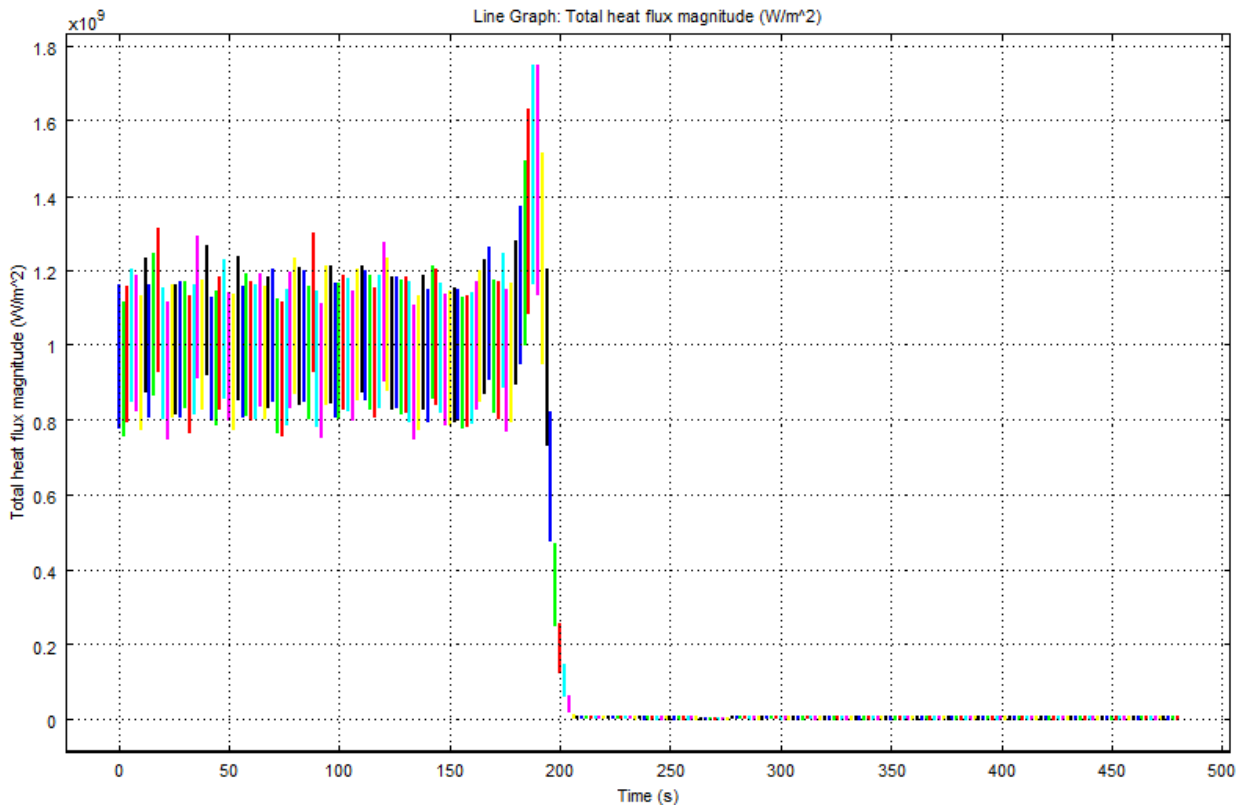


Figura 39: Densidad de flujo de calor en la salida de vapor interno

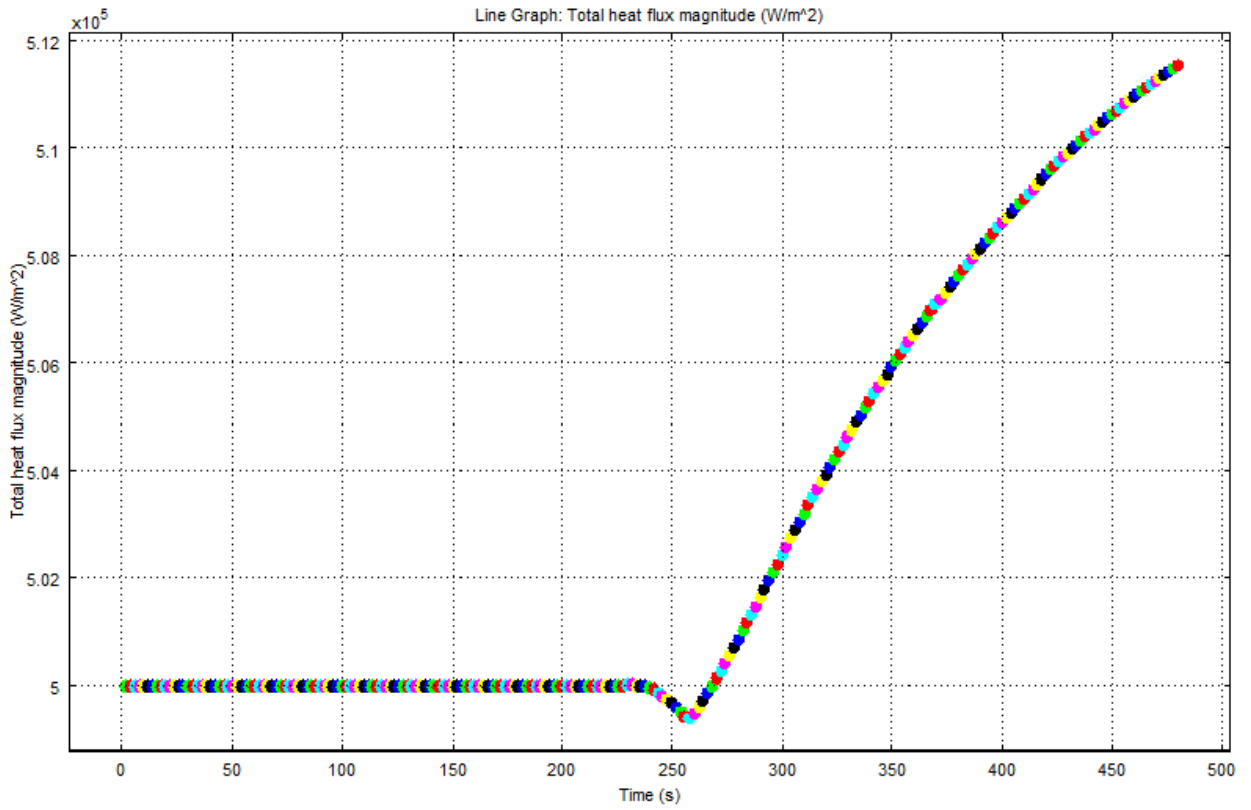


Figura 40: Densidad de flujo de calor en la entrada de vapor externo a prensa

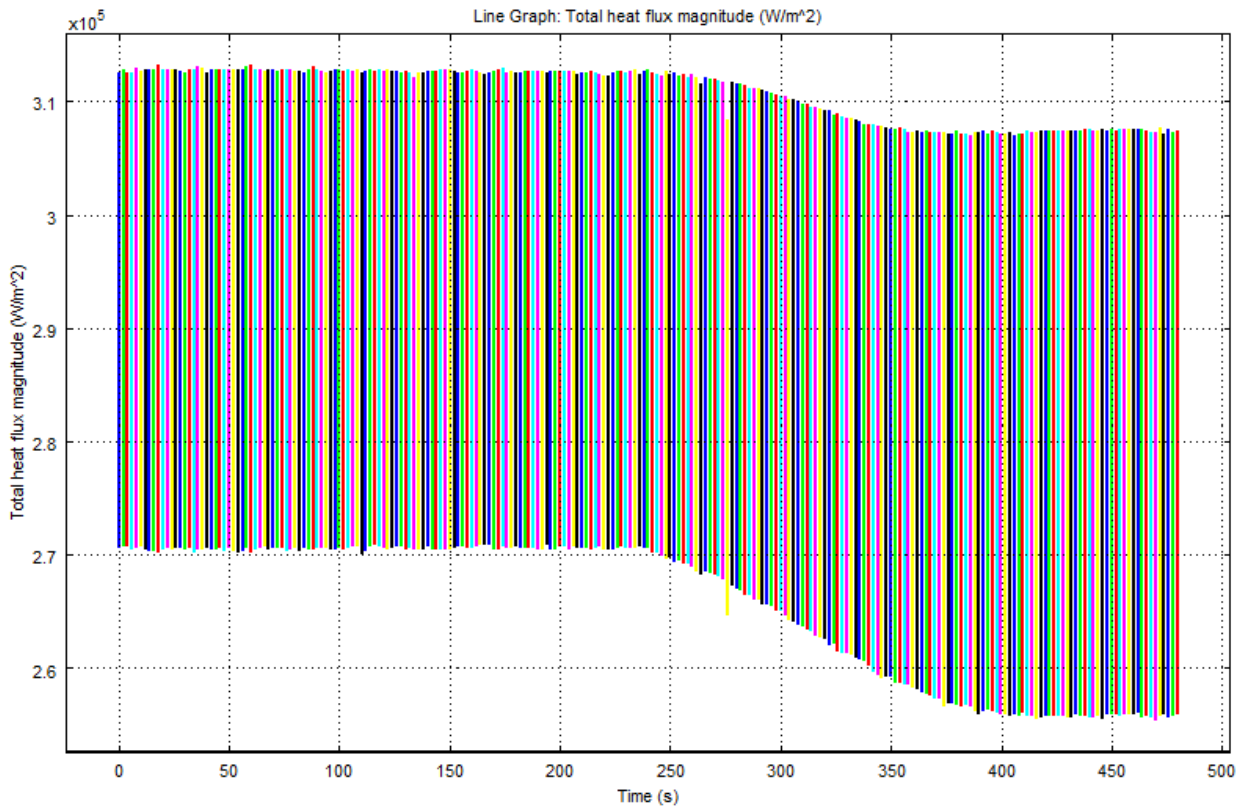


Figura 41: Densidad de flujo de calor en la salida de vapor externo

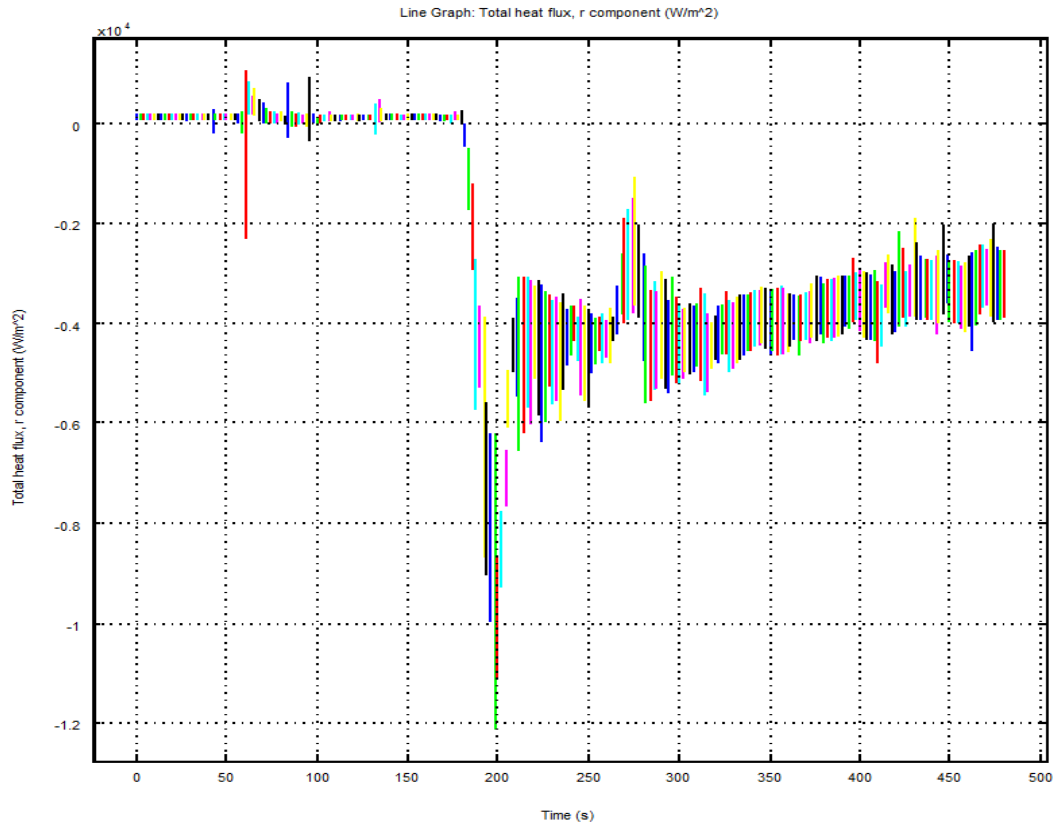


Figura 42: Componente horizontal densidad de flujo de calor en el borde interno del neumático

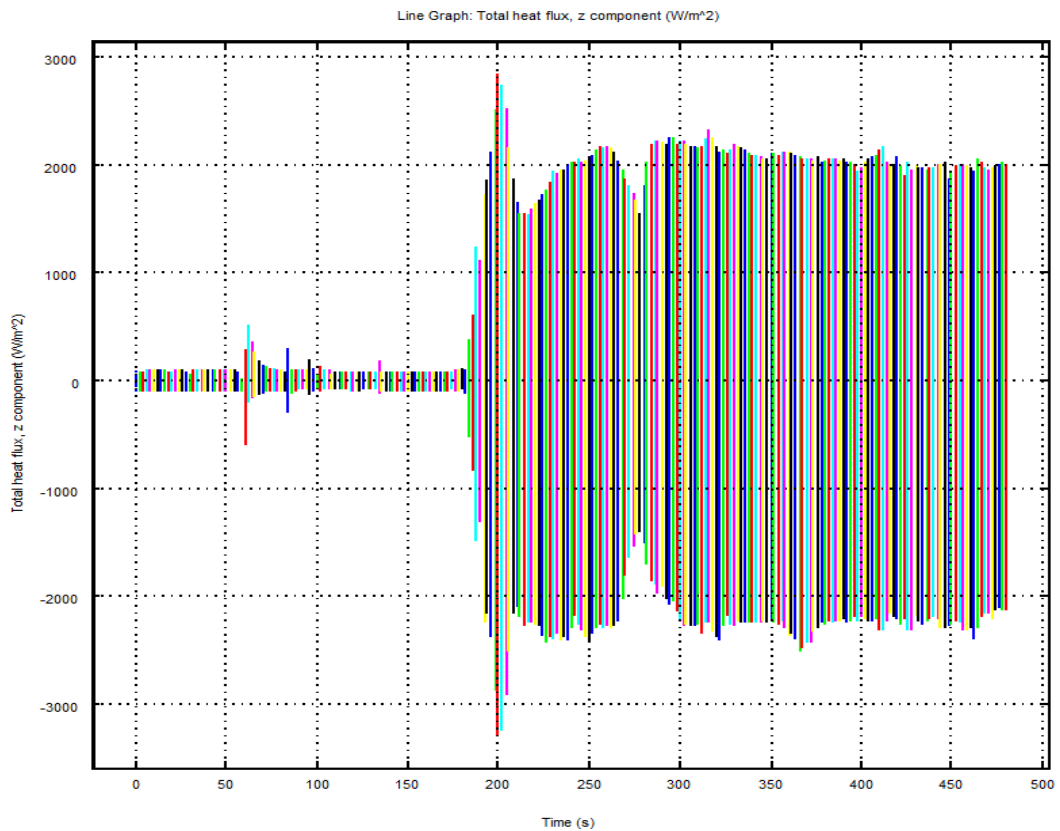


Figura 43: Componente vertical densidad de flujo de calor en el borde interno del neumático

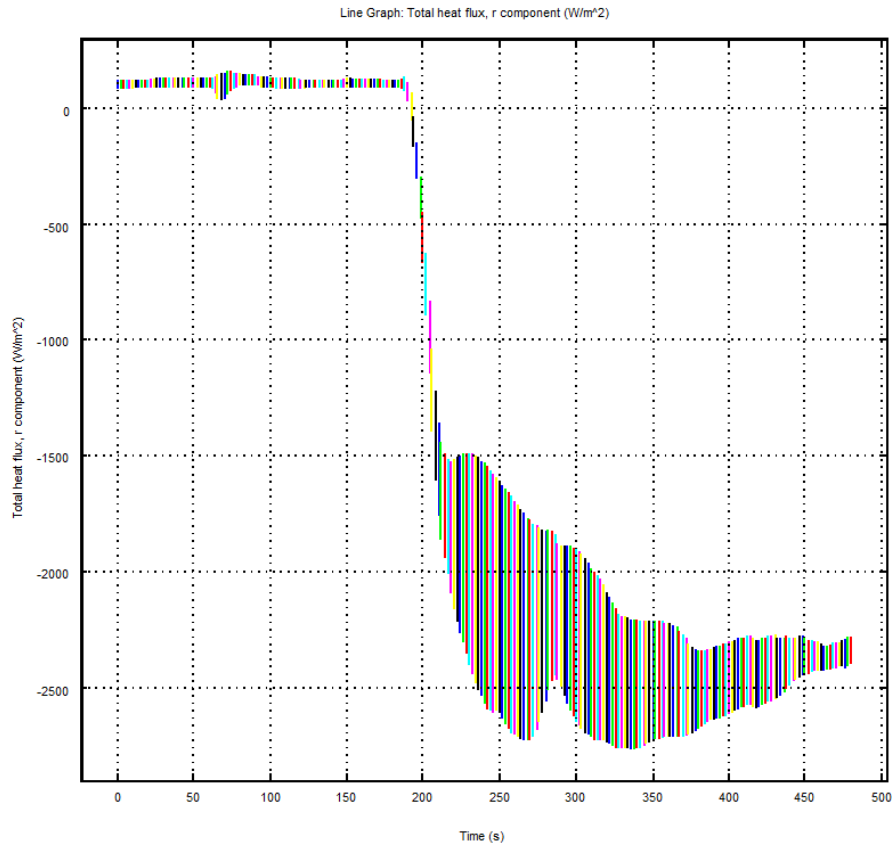


Figura 44: Componente horizontal densidad de flujo de calor en tela

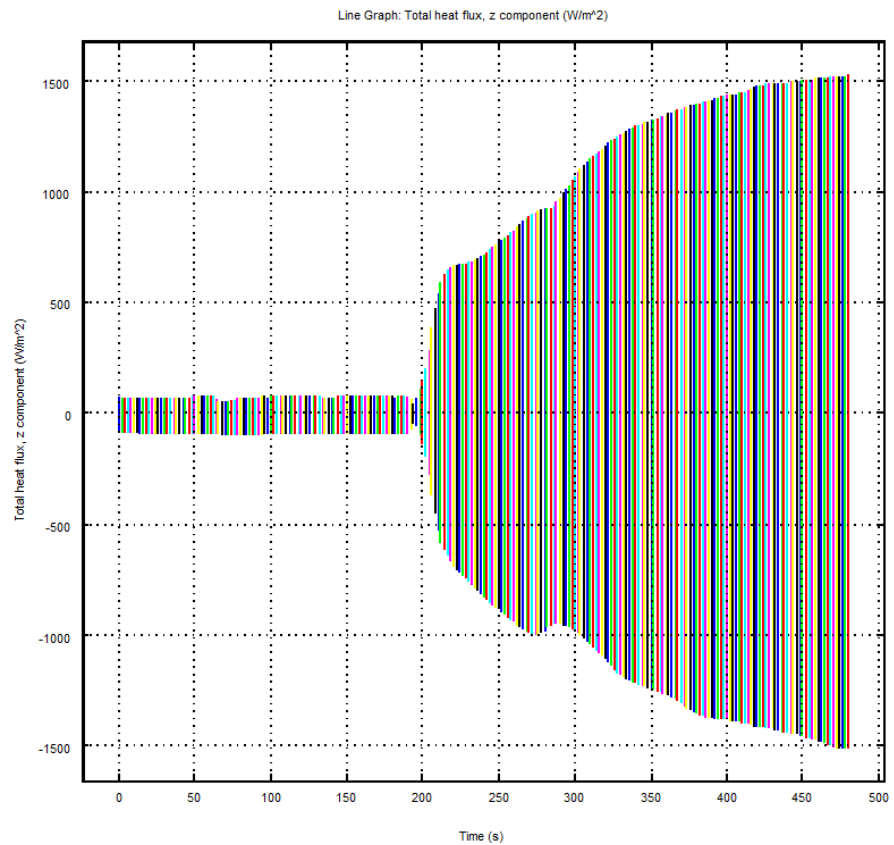


Figura 45: Componente vertical densidad de flujo de calor en el tela

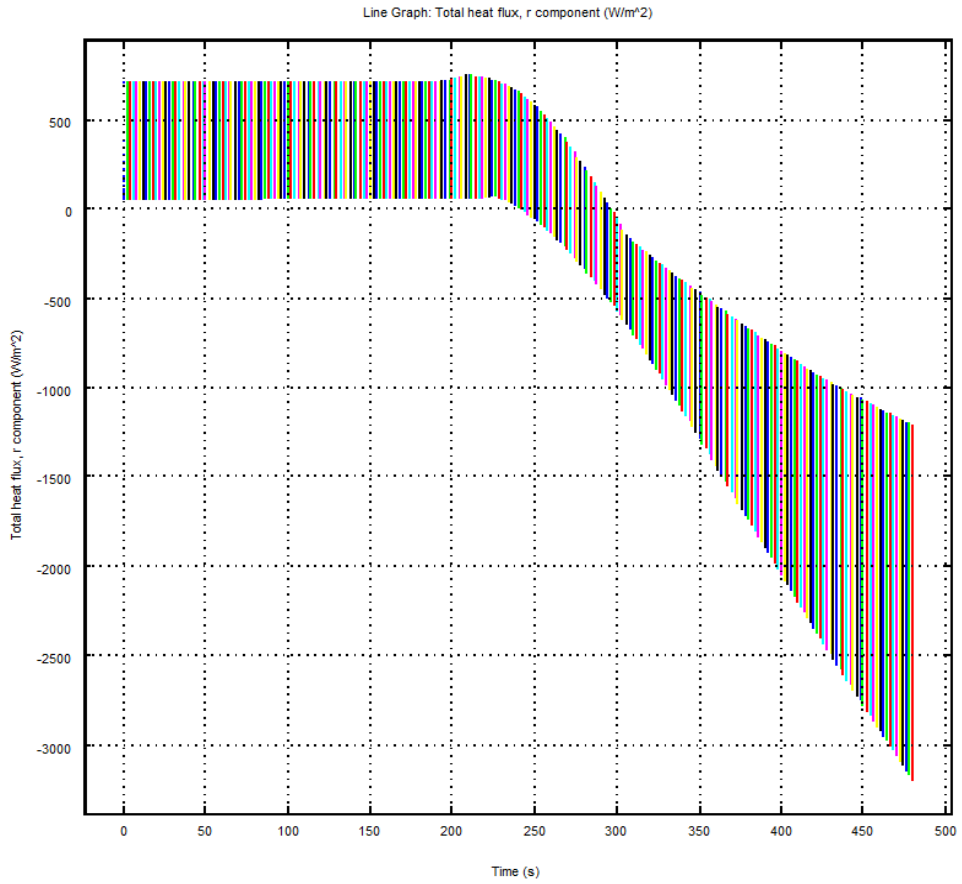


Figura 46: Componente horizontal densidad de flujo de calor en el borde surcado del neumático

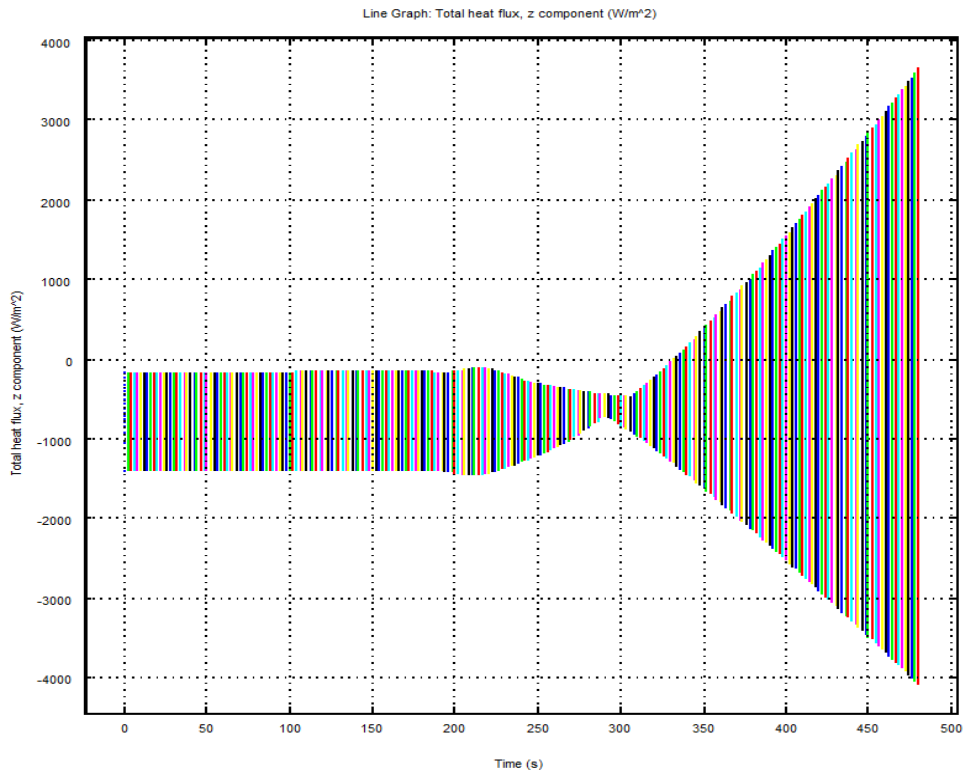


Figura 47: Componente vertical densidad de flujo de calor en el borde surcado del neumático

La Figura 49 muestra el borde cuya variación de temperatura en el tiempo se representa en la Figura 48. El sentido de la flecha indica el sentido de aumento del eje x.

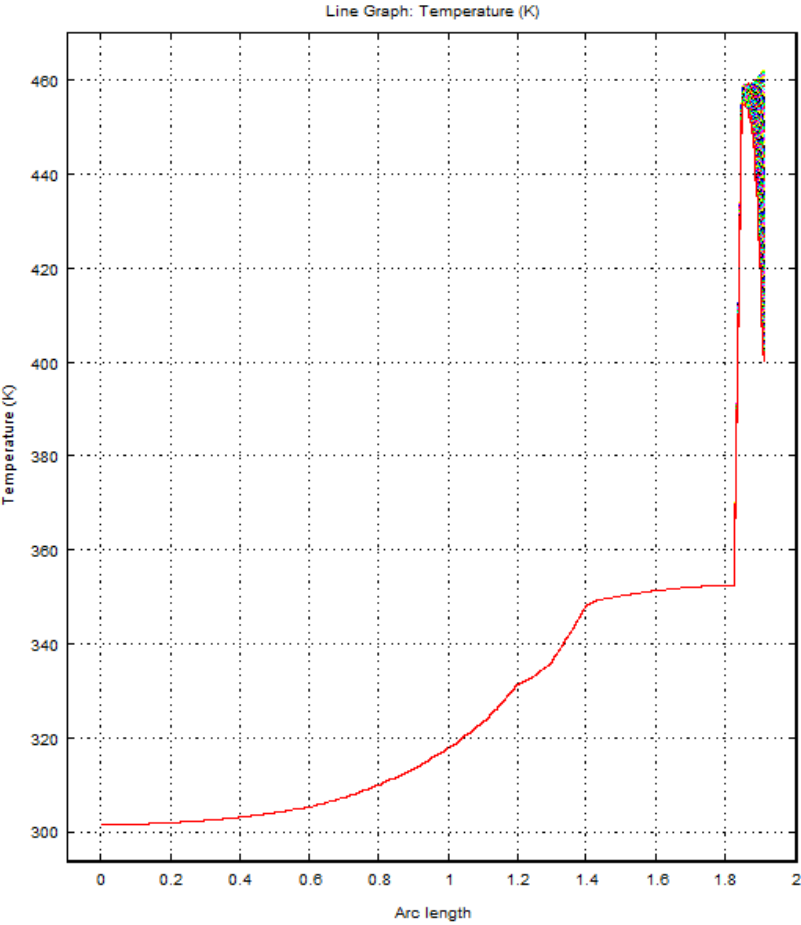


Figura 48: Variación de la Temperatura a lo largo del borde interno de la prensa

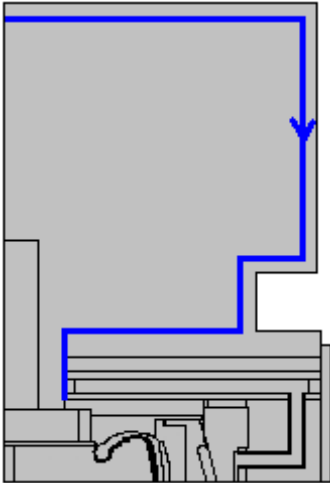


Figura 49: Borde interno prensa

ANEXO C: Cálculos “Disipación de Calor en cañerías”

Los diámetros correspondientes a los tres sistemas de cañerías en estudio se muestran a continuación en la Tabla 22:

	Di [mm]	De [mm]	Espesor [mm]
Entrada vapor externo	12,70	22,23	9,53
Salida vapor externo	12,70	22,23	9,53
Entrada vapor interno	19,05	28,58	9,53

h	25 [W/m ² -K] ^[22]	km	26,300 [W/m-K] ^[25]
kFi	0,090 [W/m-K] ^[25]	kRi	0,039 [W/m-K] ^[25]
kFe	0,260 [W/m-K] ^[25]	kRe	5,600 [W/m-K] ^[25]

Reemplazando los valores de las constantes en las Ecuaciones 42, 44 y 45, se obtiene el valor de cada resistencia. Además, relacionando las características dimensionales de las cañerías, sus espesores (ver Tabla 22) y los espesores de los aislantes (ver Tabla 10), se obtienen los diámetros descritos en las ecuaciones previas, resumidos en Tabla 24.

Luego, para obtener el calor transferido, se consideran las temperaturas y largos medidos y se reemplazan los valores en las Ecuaciones 43 y 46.

- **Entrada vapor externo:** la temperatura del vapor se considera igual a 186°C para todos los casos (dado que la altura a la que se encuentran en la trinchera es la misma) y el largo de la cañería ascendente igual a 2[m]. Las mediciones se efectuaron en tres distintos puntos de la cañería, por lo que cada longitud equivale a 2/3[m]. Los resultados de las mediciones e detallan en la Tabla 25.

Tabla 24: Constantes de cañerías y aislantes para sistemas de vapor externo e interno

	Vapor Externo	Vapor Interno	
Rv	78,941	35,085	[K/W]
Rm	0,003	0,002	[m-K/W]
RaF	1,368	1,142	[m-K/W]
RaR	11,246	9,762	[m-K/W]
DiF	0,022	0,029	[m]
DieF	0,048	0,054	[m]
DeF	0,049	0,056	[m]
DiR	0,022	0,029	[m]
DieR	0,088	0,094	[m]
DeR	0,094	0,100	[m]

Tabla 25: Mediciones Entrada vapor externo

Puntos de medición	1	2	3
Aislación	Rígida	Rígida	Rígida
\bar{T} [°C]	36,7	28,7	46,5
L [m]	0,67	0,67	0,67
Q [W]	8,1	8,6	7,6
Aislación	-	-	-
\bar{T} [°C]	132	140	174,5
L [m]	0,67	0,67	0,67
Q [W]	35,7	30,4	7,6
Aislación	Flexible	Flexible	Flexible
\bar{T} [°C]	47	42,3	54
L [m]	0,67	0,67	0,67
Q [W]	24,7	25,6	23,5
Aislación	-	-	-
\bar{T} [°C]	175	174	175
L [m]	0,67	0,67	0,67
Q [W]	7,3	7,9	7,3

Tabla 26: Mediciones Salida vapor externo

Puntos de medición	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	T° pozo
Aislación	R	s/a	R	s/a	R	s/a	R	R	R	R	
\bar{T} [°C]	31	92	31	148,3	51,3	116,3	40	35,7	29,3	34,3	
Dist. [m]	0,16	0,2	0,58	0,1	0,15	0,1	0,47	0,0	0,0	0,51	
Q[W]	8,0	14,1	39,2	5,5	7,0	6,4	22,9	0,0	0,0	25,3	355
Aislación	s/a	s/a	s/a	s/a	s/a	s/a	s/a	R	R	s/a	
\bar{T} [°C]	98,5	113,5	115	127,7	140,7	174,3	152	175,3	171	134,3	
Dist. [m]	0,1	0,2	0,36	0,1	0,23	0,1	0,35	0,0	0,0	1	
Q[W]	7,0	13,3	23,8	6,3	13,6	5,0	19,7	0,0	0,0	60,9	362
Aislación	F	s/a	F	s/a	F	s/a	F	R	R	F	
\bar{T} [°C]	42	92	59,7	123,7	41	169,3	51,3	49,3	44,5	47	
Dist. [m]	0,2	0,2	0,6	0,1	0,12	0,1	0,5	0,0	0,0	0,56	
Q[W]	4,2	14,2	11,9	6,3	2,5	5,0	10,2	0,0	0,0	11,6	358
Aislación	s/a	s/a	s/a	s/a	s/a	s/a	s/a	R	R	s/a	
\bar{T} [°C]	95	83,7	110	161,3	115	175,7	161,7	34	31	94	
Dist. [m]	0,13	0,2	1,1	0,1	0,57	0,1	0,35	0,0	0,0	1	
Q[W]	9,4	15,1	75,2	5,5	38,2	5,1	19,1	0,0	0,0	72,7	365,7

Tabla 27: Entrada vapor interno

Puntos de medición	1	2	3	4	5	6	7	8	9	11	12
Aislación	F	s/a	F	s/a	F	F	s/a	s/a	s/a	s/a	F
\bar{T} [°C]	39,7	124,0	32,3	131,0	39,7	37,7	106,7	119,0	119,3	140,7	47,3
Dist. [m]	0,57	0,15	0,25	0,1	0,16	0,38	0,2	0,18	0,06	0,2	0,34
Q[W]	53,5	109,9	56,0	99,5	53,5	54,2	135,7	117,3	116,8	85,2	50,9
Aislación	s/a	s/a	s/a	s/a	s/a	s/a	s/a	s/a	s/a	s/a	s/a
\bar{T} [°C]	149,5	169,7	164,3	144,7	142,5	128,4	133,7	124,0	124,0	165,7	101,0
Dist. [m]	0,57	0,15	0,25	0,1	0,16	0,38	0,2	0,18	0,06	0,2	0,34
Q[W]	72,0	42,1	50,0	79,2	82,4	103,3	95,6	109,9	109,9	48,0	144,1
Aislación	R	s/a	R	-	s/a	R	s/a	s/a	s/a	s/a	R
\bar{T} [°C]	33	138,7	41,7	0,0	80	36,7	78,3	73	76	90,7	43,7
Dist. [m]	0,14	0,15	0,28	0,28	0,23	0,23	0,2	0	0,06	0,2	0,165
Q[W]	15,8	88,1	15,0	294,1	175,3	15,5	177,7	185,7	181,2	159,4	14,8
Aislación	s/a	s/a	s/a	s/a	s/a	s/a	s/a	s/a	s/a	s/a	s/a
\bar{T} [°C]	127	130	134	147	131	139	84	110	119	149	131
Dist. [m]	0,14	0,15	0,28	0	0,23	0,23	0,2	0	0,06	0,2	0,165
Q[W]	105,9	101,0	95,1	75,3	99,5	88,1	168,8	130,7	117,8	73,3	99,0

- **Salida vapor externo:** la temperatura del vapor corresponde a la temperatura registrada por el termómetro del pozo (ver parte **A** Figura 19). Las abreviaciones: s/a, F y R, representan los términos "sin aislación", "aislación flexible" y "aislación rígida" respectivamente. Los puntos de medición son los puntos identificados en la parte **A** de la Figura 19. En la siguiente tabla, se detallan los valores registrados y calculados para este sistema.
- **Entrada vapor interno:** al igual que en el caso anterior, s/a alude a las zonas sin aislación, F, a las zonas con aislación flexible y R, a las zonas con aislación rígida. La Tabla 27 contiene los valores de temperatura, largo de las distintas secciones y el respectivo cálculo de la velocidad de transferencia de calor conforme al procedimiento descrito.

Prueba de Condensado

Tabla 28: Resultados prueba de condensado en prensas aisladas

Aislación	Masa [kg]	Tiempo [min]	Flujo [kg/s]	Ton/año [kg]
Rígida	30,36	73	0,4159	12.217
Flexible	31,27	64	0,4886	14.353

Tabla 29: Resultados prueba de condensado en prensas sin aislación

Aislación correspondiente	Masa [kg]	Tiempo [min]	Flujo [kg/s]	Ton/año [kg]
Rígida	31,89	72	0,4429	13.011
Flexible	33,02	66	0,5003	14.697

Considerando que la prensa trabaje 340 días al año ininterrumpidamente, es decir:

$$t = 340 \left[\frac{\text{días}}{\text{año}} \right] \cdot 24 \left[\frac{\text{hrs}}{\text{día}} \right] \cdot 60 \left[\frac{\text{min}}{\text{hr}} \right] \cdot 60 \left[\frac{\text{s}}{\text{min}} \right]$$
$$t = 29.376.000 \left[\frac{\text{s}}{\text{año}} \right]$$