



Universidad
Zaragoza

Trabajo Fin de Grado

Simulación y análisis exergético de un generador
termoeléctrico integrado en una caldera de
biomasa.

Modeling and exergy analysis of a thermoelectric generator integrated in
a biomass stove.

Autor

Adrián Boldoba Laña

Director

Sergio Usón Gil

Escuela de Ingeniería y Arquitectura

Curso 2017 - 2018



Universidad
Zaragoza

Trabajo Fin de Grado

Simulación y análisis exergetico de un generador termoeléctrico integrado en una caldera de biomasa.

Modeling and exergy analysis of a thermoelectric generator integrated in a biomass stove.

Autor

Adrián Boldoba Laña

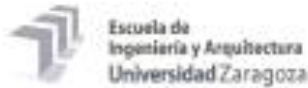
Director

Sergio Usón Gil

Escuela de Ingeniería y Arquitectura

Curso 2017 - 2018

DECLARACIÓN DE AUTORÍA Y ORIGINALIDAD



DECLARACIÓN DE AUTORÍA Y ORIGINALIDAD

(Este documento debe acompañar al Trabajo Fin de Grado (TFG)/Trabajo Fin de Máster (TFM) cuando sea depositado para su evaluación).

TRABAJOS DE FIN DE GRADO / FIN DE MÁSTER

D./D^{ña}. ADRIÁN BOLDOBA LAÑA

con nº de DNI 73410780-R en aplicación de lo dispuesto en el art.

14 (Derechos de autor) del Acuerdo de 11 de septiembre de 2014, del Consejo

de Gobierno, por el que se aprueba el Reglamento de los TFG y TFM de la

Universidad de Zaragoza,

Declaro que el presente Trabajo de Fin de (Grado/Máster)
Grado _____, (Título del Trabajo)

Simulación y análisis exergético de un generador termoelectrico integrado en
una caldera de biomasa.

es de mi autoría y es original, no habiéndose utilizado fuente sin ser citada
debidamente.

Zaragoza, a 25 de Junio de 2018

Fdo: Adrián Boldoba Laña

Simulación y análisis exergético de un generador termoeléctrico integrado en una caldera de biomasa.

RESUMEN

En este trabajo fin de grado se realiza un análisis exergético de un generador termoeléctrico a través de dos modelos desarrollados para una caldera de biomasa, utilizando el programa Engineering Equation Solver (EES).

En primer lugar, se hace una breve introducción, y un enfoque personal del trabajo.

Más tarde, se realiza un breve resumen de los conceptos necesarios para entender este tipo de tecnología.

Posteriormente, se realiza una revisión bibliográfica de diferentes artículos científicos en los que se estudian y analizan este tipo de generadores. Esta revisión es de suma importancia para el diseño posterior debido a que recopila datos importantes y resultados orientativos, que facilitarán las labores de cálculo y análisis de resultados.

Una vez hecha la revisión bibliográfica, se procede a crear el diseño y modelado de un generador termoeléctrico implantado en la salida de los gases de combustión de una caldera de biomasa, mediante el programa de cálculo EES.

El capítulo se divide en seis apartados: en el primero de ellos, se detalla la descripción geométrica del sistema; en el segundo, se caracteriza el tipo de generador termoeléctrico (TEG) a implantar; en el tercero se calculan las especificaciones técnicas del dispositivo que no aparecen en su hoja de características técnicas; en el cuarto se estudia la combustión, sin verse modificada esta para ninguno de los dos modelos; en el quinto se estudia el sistema recuperador, subdividiéndolo en los dos modelos planteados; y para concluir el capítulo, se plantean los balances exergéticos para el posterior análisis exergético de ambos modelos.

Se presentan los resultados obtenidos y se realiza una serie de análisis de sensibilidad a partir de ambos modelos

Por último, se extraen las conclusiones del trabajo.

Índice

DECLARACIÓN DE AUTORÍA Y ORIGINALIDAD	2
RESUMEN	3
ÍNDICE	4
1. INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS.....	5
2. CONCEPTOS: LA TERMOELECTRICIDAD, EL EFECTO SEEBECK, EL EFECTO PELTIER Y LOS GENERADORES TERMOELÉCTRICOS	6
3. REVISIÓN DEL ESTADO DEL ARTE DE LA TECNOLOGÍA TEG EN ESTUFAS DE BIOMASA A PEQUEÑA ESCALA	8
4. SIMULACIÓN.....	15
4.1. DESCRIPCIÓN DE LA GEOMETRÍA DEL MODELO.	16
4.2. CARACTERIZACIÓN DEL GENERADOR TERMOELÉCTRICO A UTILIZAR.	18
4.3. CÁLCULO DE ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL GENERADOR TERMOELÉCTRICO NO EXPUESTAS EN SU FICHA TÉCNICA.	19
4.4. COMBUSTIÓN.....	21
4.5. SISTEMA RECUPERADOR	24
4.5.1. <i>Modelo base o discretizado</i>	25
4.5.2. <i>Modelo isoterma</i>	31
4.6. ANÁLISIS EXERGÉTICO.....	35
4.6.1. <i>Modelo base o discretizado y modelo Isoterma</i>	35
5. RESULTADOS Y ANÁLISIS.....	37
5.1. ANÁLISIS SOBRE LA TRANSFERENCIA DE CALOR, CON AYUDA DE BALANCE DE EXERGÍA.....	38
5.1.1. <i>Modelo base, discretizado</i>	38
5.1.2. <i>Modelo isoterma</i>	39
5.2. ANÁLISIS SOBRE EXERGÍA	42
5.2.1. <i>Modelo base, discretizado</i>	42
5.2.2. <i>Modelo isoterma</i>	43
5.2.3. <i>Análisis paramétricos de los resultados modificando las variables</i>	45
6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	47
7. REFERENCIAS.....	48
7.1. ÍNDICE DE FIGURAS Y TABLAS.....	50
8. ANEXOS.....	52
8.1. TEÓRICA APLICADA	52
8.1.1. <i>Conceptos: La termoelectricidad, el efecto Seebeck, el efecto Peltier y los generadores termoeléctricos</i>	52
8.2.1. <i>La combustión</i>	53
8.2.1.1. Método del estudio de las reacciones	53
8.2.1.2. Método de la molécula equivalente	53
8.3.2. <i>Transferencia de calor</i>	54
8.3.2.1. La conducción	54
8.3.2.2. La convección	54
8.3.2.3. La radiación.....	55
8.3.2.4. El efecto Joule	55
8.4.1. <i>Cálculo de las Resistencias térmicas</i>	56
8.4.1.1. Modelo discretizado, o base	57
8.4.1.2. Modelo Isoterma	62
8.2. DOCUMENTACIÓN TÉCNICA DEL GENERADOR TERMOELÉCTRICO (TEG) UTILIZADO	65
8.3. CÓDIGO FUENTE DE LOS MODELOS, EN EL PROGRAMA ENGINEERING EQUATION SOLVER (EES)	

1. Introducción y objetivos

En los últimos años, los drásticos cambios climáticos, la estimación de un corto periodo de tiempo para el agotamiento de las fuentes de energía no renovables, como los combustibles fósiles, y su impacto medioambiental, nos han derivado a la investigación de fuentes de energía alternativas.

Por ello, estamos acostumbrados a oír hablar de la crisis energética, sin embargo sabemos gracias al primer principio de la termodinámica, que la energía ni se crea ni se destruye, sino que simplemente se transforma. Por tanto, en vez de hablar de crisis energética, deberíamos hablar de crisis exergética. Si el primer principio trata sobre la cantidad de energía, afirmando que ésta siempre se conserva, el segundo introduce el concepto de calidad de la energía. Por lo que es el rendimiento exergético de los procesos el que nos debiera preocupar. [\[1\]](#)

Antes de intentar explicar el marco exergético de la energía, sus definiciones o los análisis que se realizaran en apartados posteriores, se deberían plantear ejemplos cotidianos en los que esta crisis energética/exergética nos afecta, y por lo cual se decidió realizar este trabajo frente a otras opciones.

El claro ejemplo cotidiano son los simples viajes en coche hacia nuestros lugares de trabajo. En un mundo en el que somos más exigentes con la tecnología cada día, seguimos usando vehículos, los de gasolina en este caso, que transforman de todo el combustible usado, solo un 30% en energía utilizable, mientras que el resto se ‘tira’ por el tubo de escape. Y lo fácil sería buscar un cambio radical: los coches eléctricos, híbridos...

A veces no sabemos reutilizar la tecnología que ya tenemos, o buscarle un complemento, porque hasta llegar a tener un parque automovilístico completamente concienciado con el medioambiente, con la debida aclaración de que pese a ser coches eléctricos o híbridos sus procesos de fabricación o componentes, como las baterías, no lo son. Pienso, que aparte de otras mejoras futuribles, también deberíamos buscar una mejora en esa etapa de transición, y con la tecnología que a continuación describo incluso se podría llegar a implementar de forma posterior, con algunas modificaciones, pero podría ser una solución global a esas pérdidas, que bien nos cita el segundo principio de la termodinámica.

En este trabajo fin de grado se presentarán los generadores termoeléctricos, que aplicados de una forma eficaz, pueden llegar a tener un importante futuro en la recuperación de energía que hasta ahora desaprovechamos y dan cabida a un uso más eficiente de la energía que utilizamos, respetando y mejorando el mundo en el que vivimos.

Entre otros objetivos, este trabajo fin de grado pretende recoger una revisión del estado del arte en la aplicación de generadores termoeléctricos, en adelante TEG (de su traducción inglesa, thermoelectric generators), en calderas de biomasa, pellets, a pequeña escala, la simulación de dos modelos de la aplicación de generadores termoeléctricos para producir electricidad a partir de los gases de combustión de una pequeña caldera de biomasa, y la realización de un análisis exergético del mismo.

2. Conceptos: La termoelectricidad, el efecto Seebeck, el efecto Peltier y los generadores termoeléctricos

En el siglo XIX, el científico alemán Thomas J. Seebeck descubrió a través de un resultado experimental, en el que un circuito cerrado por dos metales diferentes, con una diferencia de temperatura en su unión, generaba una diferencia de potencial, por la cual se producía una corriente eléctrica. Esto se advertía en el movimiento de la aguja de una brújula, ya que la aparición de la corriente eléctrica causaba el campo magnético capaz de provocar esa desviación.

A modo de simplificar la lectura, en el resto del documento, se utilizará el término termopar para referirme a éste tipo de circuito cerrado por dos conductores unidos de distinto material, que se mantienen a diferentes temperaturas, y provocan dicho efecto.

Unos años más tarde, fue el francés Jean C. A. Peltier, quien descubriera, que, al pasar corriente a través del circuito anterior, se generaba un gradiente, una diferencia, de temperaturas debido a que un segmento del circuito aumenta su temperatura, y el otro disminuye, siendo transferido el calor desde la unión entre ambos metales, hacia el otro. Esto provoca que la cantidad de calor que se transmite sea proporcional a la corriente generada [2]. [Se explica en más detalle en el Anexo I, en su primer apartado.](#)

Los generadores termoeléctricos, TEGs, son dispositivos que proporcionan una conversión directa de energía, a partir de energía térmica (calor) debido a un gradiente de temperatura, en energía eléctrica basado en el anteriormente citado "efecto Seebeck". Los generadores de energía termoeléctrica ofrecen varias ventajas claras sobre otras tecnologías: son extremadamente fiables (normalmente superan las 100.000 horas de funcionamiento estable) y operan de forma silenciosa ya que no tienen partes mecánicas móviles y requieren mantenimientos considerablemente menores en comparación a otras tecnologías; son sencillos, compactos y seguros; tienen un tamaño muy pequeño y prácticamente no pesan ; son capaces de funcionar a temperaturas elevadas; son adecuados para aplicaciones a pequeña escala y remotas, típicas del suministro de energía en zonas rurales, donde no hay electricidad; son respetuosos con el medio ambiente; no dependen de la posición; y son fuentes de alimentación flexibles. Por ello han sido usados en misiones aeroespaciales, militares o aparatos industriales y médicos [3].

Los módulos TEG típicos (que también son llamados cómo células Seebeck) están compuestos por un conjunto de componentes formado a partir de dos metales distintos. Como se muestra en las Figura 1, estos componentes están conectados térmicamente en paralelo y eléctricamente en serie. Dos placas cerámicas se pegan a cada lado para el aislamiento eléctrico. Los semiconductores se dividen, dependiendo del material del que están hechos, en componentes de tipo P y de tipo N (Figuras 1-3). Cuando el calor fluye a través de la célula, los componentes del tipo N se cargan negativamente existiendo un exceso de electrones en ellos y los componentes de tipo P están cargados positivo, es decir, con carencia de electrones, lo que da lugar a la formación de un flujo eléctrico [4].

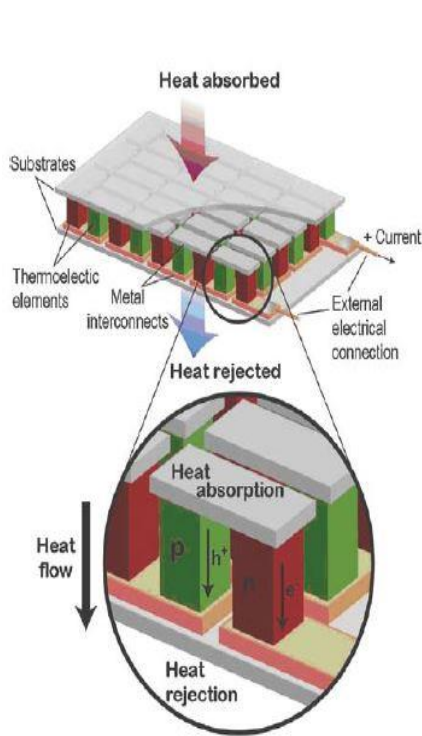


Figura 2 - Esquema de un Generador Termoeléctrico (TEG).

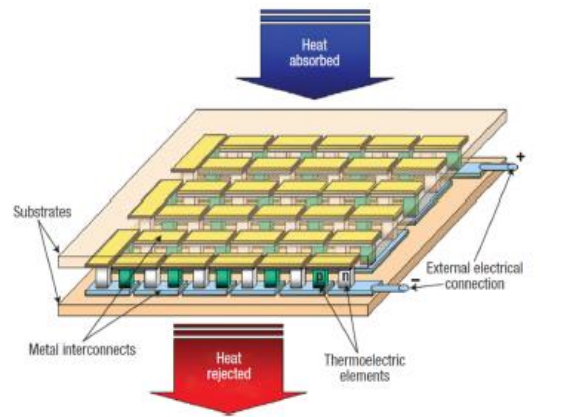


Figura 1 - Distribución de la placa.

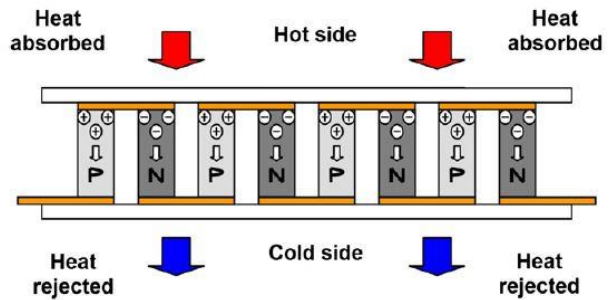


Figura 3 - Funcionamiento de una Célula Seebeck

El potencial eléctrico, medida en Voltios (V) es proporcional a la diferencia de temperatura y la constante Seebeck como se muestra en la siguiente ecuación:

$$V = \alpha(T_C - T_F)$$

Donde α es el coeficiente Seebeck, que es una propiedad termoeléctrica del material, y T_C y T_F son las temperaturas “caliente” y “fría” de la unión, respectivamente. El efecto Seebeck es la transformación de la diferencia de temperatura en una corriente eléctrica. La eficiencia de los materiales termoeléctricos viene caracterizada por la figura de mérito Z , que a menudo se expresa de forma adimensional como ZT , donde T es la temperatura absoluta. La figura de mérito del material termoeléctrico se define como:

$$Z = \frac{\alpha^2 \sigma}{\lambda} = \frac{\alpha^2}{\rho \lambda}$$

Donde λ es la conductividad térmica, σ es la conductividad eléctrica, y ρ es la resistividad eléctrica. La figura de mérito es una consideración clave para comparar la eficiencia de los materiales termoeléctricos. La ecuación previamente definida, muestra que la figura de mérito se ve afectada directamente por la conductividad eléctrica y el coeficiente de Seebeck, pero inversamente afectada por la conductividad térmica del material termoeléctrico [5]. Cuando el número ZT tiende a infinito, entonces tiende al de Carnot.

3. Revisión del estado del arte de la tecnología TEG en estufas de biomasa a pequeña escala

En las últimas décadas, como ya mencionábamos, los problemas relacionados con la energía, como la crisis del petróleo, los cambios climáticos y un crecimiento significativo de la demanda eléctrica han provocado un aumento global de la demanda energética. Las fuentes energéticas no renovables, que representan alrededor del 85% de la energía mundial (68% de los combustibles fósiles se utilizan para la generación de energía eléctrica), se están agotando rápidamente [6, 7]. El Instituto de Desarrollo Sostenible en Políticas Energéticas predijo que para el año 2050, sólo el 33% de las energías no renovables estarán disponibles para la generación de energía. Por lo tanto, para cumplir con la demanda requerida, el 67% restante tiene que ser reemplazado por fuentes de energía renovables [8]. Esta energía renovable, puede describirse como energía limpia o respetuosa con el medioambiente, ya que es responsable de menos emisiones de carbono, conlleva menos efecto invernadero y por tanto, una reducción del calentamiento global [9-13]. Si nos vamos al país vecino, la industria francesa utiliza el 75% de la energía con propósitos térmicos como hornos, reactores, calderas y secadoras. De ese 75%, casi el 30% de éste calor se asume que son pérdidas en forma de descarga en gases de combustión a alta temperatura, agua de refrigeración y producto calentado [14]. Otros resultados estadísticos muestran, que mundialmente, más del 60% de la energía se pierde, siendo en la mayoría de los casos en forma de calor residual [15].

Por otra parte es cierto que los combustibles fósiles desempeñan un papel crucial en el mercado energético mundial. El valor del mercado mundial de la energía se estima alrededor de los 1,5 billones de dólares, siendo dominado por los combustibles fósiles. La Administración para la información de Energía de EE.UU (IAE), a través de su publicación anual de 2017, explicaba las perspectivas energéticas internacionales con proyección hasta 2050, mostrando que la energía generada a partir de combustibles fósiles seguirá siendo la principal fuente de energía del mundo, aunque se prevé una importante disminución de la energía producida a través de este tipo de combustibles a partir de 2030, lo que impide que todavía se espera que satisfaga la mayor parte de la demanda de energía en el mundo en 2030 [16]. Existen investigaciones a nivel mundial sobre otros recursos energéticos fiables para reemplazar los combustibles fósiles, debido a que estos van disminuyendo, y la existencia de entorno del futuro de su suministro [17].

Pese a ello, el mercado mundial de la energía continuará dependiendo de este tipo de energía durante al menos las próximas décadas [17]. Esto se debe a que el viento y la energía solar no son energías que se puedan utilizar en función de las necesidades fluctuantes de la sociedad y porque tampoco llegan a producir tanta electricidad como es necesaria ante los típicos picos de electricidad. También, porque ambos son altamente variables, uno debido a la velocidad inestable del viento y la solar debido a las nubes, por lo que requieren una energía de reacción rápida que sirva como respaldo, es decir, de la energía fósil o el avance en el almacenamiento de energía.

Dado que el avance en la tecnología de almacenamiento de energía está lejos de dar los frutos necesarios para ello y el coste de la energía fósil para ese respaldo es muy costosa deberemos buscar otra tecnología [17].

También habría que pensar en un futuro, cuando la extensión de los paneles solares pudiera llegar a introducirse de forma masiva en la naturaleza, cubriéndola, y alterando artificialmente la ecología de estas tierras, muchas de ellas "protegidas"; y todo ello con el fin de construir una fuente de energía que debe ser respaldada por algún otro tipo de tecnología de generación de energía, ya que además de todo lo comentado, los paneles solares no pueden generar energía todos los días, a todas horas; se apagan rápidamente cuando llega el pico de uso de energía, y en días nublados, ésta tecnología económicamente sale muy caro el uso de las misma, por la baja de capacidad, menor al 20% [17].

La solución podría ser utilizar el calor residual disponible, por lo que los generadores termoeléctricos resultan ser un una ventaja potencial para la producción de energía al menos a pequeña escala [3]. La tecnología termoeléctrica (TEG) es considerada como una tecnología alternativa y cuidadosa con el medio ambiente para recoger y recuperar el calor que es directamente convertido en energía eléctrica usando generadores termoeléctricos (TEG). De forma inversa, los refrigeradores y calentadores Peltier se utilizan para convertir energía eléctrica en energía térmica con propósitos refrigerantes o calefactores [18].

Debido a esto, los materiales termoeléctricos han atraído gran atención durante décadas, porque debido a sus características permiten la conversión directa del calor a energía eléctrica, lo que proporciona una alternativa en el campo de la generación de energía y refrigeración. Por lo que son muchos los gobiernos y los institutos de investigación en los que crece una atención especial por esta tecnología [15].

Si se busca sobre este tipo de producción de energía, a pequeña escala, no se debería pensar solo en lo que se puede llegar a utilizar a diario en las ciudades y países desarrollados. Sin retroceder demasiado en el tiempo, cuándo aún no se disponía de calefacción y gas en las casas, se puede recordar las viejas estufas-cocina. Su objetivo era calentar a la vez que se les podía dar uso cocinando. Antes de haber pasado a los sistemas actuales, se podría haber aprovechado más los antiguos o mejorarlos para la transición hacia la nueva tecnología y sistemas.

La primera aplicación de TEGs para estufas fue desarrollada por el Royal Institute of Technology de Suecia en 1990. La aplicación se llevó a cabo utilizando estufas de leña en las zonas rurales del país. Dos generadores termoeléctricos de alta potencia se instalaron en la estufa cuya temperatura era la mayor, mientras que el lado frío se enfriaba mediante un disipador de calor junto con ventilador 2.2 W. El mejor rendimiento fue por la mañana con una potencia de salida de 10 W cuando la temperatura ambiente era más baja. La estufa se alimentaba con frecuencia, durante el día, y la potencia de salida oscilaba entre los 4 y 7 W [17].

Al menos tres mil millones de personas confían en las estufas de biomasa para sus necesidades básicas domésticas, para usos como cocinar, calentar y llegar a tener luz [5], siendo el uso de cocinas-estufas de biomasa el más extendido en las comunidades rurales de los países en desarrollo [4] dónde no existe acceso a la electricidad, algo que alcanza casi al 20% de la población mundial, por lo que el uso del TEG unido al lado de la estufa es muy apropiado, mejorando la eficiencia de la estufa original. Con ello se proveería de la mínima energía eléctrica necesaria para cubrir las necesidades básicas de todas esas personas que sería mucho más barato que usar plantas de generación eléctrica para ello. Algo que resalta aún más la mejora en la utilidad de la estufa original [17].

Al hilo de éste uso, se desarrollaron importantes investigaciones integrando un generador eléctrico en una estufa-cocina de arcilla alimentada por biomasa, en una comunidad rural del distrito de Balaka, en Malawi, en el sureste de África. Se utilizaron cinco ejemplos de la citada estufa-cocina durante 6 meses, produciendo pequeñas cantidades de electricidad basada en el efecto termoeléctrico. En el estudio se recogía que la generación de energía se deterioraba significativamente pasados 80 días, por lo que se estudió su rendimiento hasta llegar a ese número de días. La causa de ese deterioro en el rendimiento se producía por los efectos del ciclo térmico en el sistema de generación, problemas como un agujero causado por la sequedad de la pasta térmica empleada o una pérdida de la sujeción de las tuercas, lo que reducía las fuerzas de presión y la energía producida.

También se narra que una estufa falló por un problema mecánico. A pesar de su limitado rendimiento, lo más importante de dicho análisis es que la energía producida excedía de forma significativa la consumida en la mayoría de los casos, es decir, una provisión en exceso. Aparece que 3 W h es suficiente para la media eléctrica requerida de forma diaria por los participantes de éste proyecto [19], lo que es poco a día de hoy, debido al desarrollo de la tecnología y su introducción en este tipo de países.

Se realizó una segunda iteración del proyecto anterior, buscando, como ya citábamos, el desarrollo de tecnología denominada como “fuera de red”, sin necesidad de red, para la generación a pequeña escala en la citada zona rural de África, y otros países subdesarrollados.

Se usaban esta vez, como retroalimentación, los datos obtenidos del estudio anterior, con el objetivo de mejorar el diseño de la tecnología que a posteriori sería desplegada en diferentes regiones de Malawi, para evaluar de nuevo su viabilidad, robustez e idoneidad. Uno de los objetivos finales consistía en desarrollar un generador de energía eléctrica que pudiera proveer de forma adecuada, asequible y segura, electricidad para la carga de dispositivos electrónicos de baja potencia, como teléfonos móviles, linternas LED o radios.

El generador rediseñado utilizaba un solo generador termoeléctrico (TEG) para producir más de 4 W de energía eléctrica, mientras se usan componentes significativamente más baratos, y más robustos que en el primer proyecto. Diez generadores fueron equipados en estufas-cocinas producidas localmente y de bajo coste, fabricadas en arcilla o barro, y luego desplegadas de forma mayoritaria en la zona rural de Ntcheu.

En éste estudio las estufas fueron equipadas con sensores, registrándose, por ello datos y permanecieron en periodo de prueba durante más de 6 meses.

Los usuarios eran capaces de cargar su teléfono, sus linternas LED y radios gracias a la estufa. Ninguna de las estufas se usó todos los días, lo que parece indicar que los usuarios operaban en función de otros métodos de preferencia. Los datos obtenidos muestran un consumo máximo de energía alrededor de 4.5 W hora de energía por día, lo que representa un incremento del 50% en comparación con la primera prueba de campo. El uso del generador en la estufa y la conducta del usuario expusieron problemas inesperados, pero corregibles, con la protección en la descarga de la batería en el diseño del circuito de control de carga en la tecnología utilizada en primer lugar.

En el artículo [20] se estudia las aplicaciones que tiene esa electricidad generada, se había hablado de la carga de teléfonos móviles, la posibilidad de dar luz, pero en el 2015 el diseño del TEG integrado en una estufa-cocina de tiro forzado de biomasa consigue generar electricidad para ser almacenada en una batería de Li-ion y que posteriormente se puede llegar a utilizar para un ventilador de 12 V de corriente continua, para el uso en el tiro forzado, que ya se repasaba anteriormente, u otros usos ya citados. La novedad en la carga de la batería de Ion Litio (Li+), contempla el uso del ventilador para una cocina estufa con el objetivo una combustión limpia, pero también su uso en el lado frío del TEG como disipador de calor para la mejora del rendimiento eléctrico del TEG, así como la mejora de la combustión de la cocina-estufa.



Figura 4 - (a) Esquema de una cocina-estufa; (b) Prueba en condiciones de laboratorio; (c) Carga del teléfono móvil por el TEG integrado en la estufa-cocina

El rendimiento del TEG integrado en la cocina estufa fue evaluado primero por la prueba de ebullición de agua (WBT) [21] siguiendo las normas de la sociedad Bureau of Indian Standards. El TEG integrado en la cocina estufa fue capaz de hervir 6,1 kg de agua en 30 minutos. La energía generada por el TEG fue de 3 a 5 W [20].

Si nos planteamos el uso de las estufas-cocinas de biomasa debemos conocer que pueden dar lugar a problemas de salud, debido a la polución del aire interior por una combustión mala [5]. Más de 1,3 millones de personas mueren anualmente [17], especialmente de enfermedades cardiovasculares [22]. Casi la mitad de ellos son niños menores de cinco años.

En otras palabras, la contaminación del aire en interiores relacionada con el uso de combustibles de biomasa mata anualmente más que la malaria, tanto como la tuberculosis y hasta la mitad de enfermedades como el VIH (virus de inmunodeficiencia humana [23]), virus causante del SIDA [17].

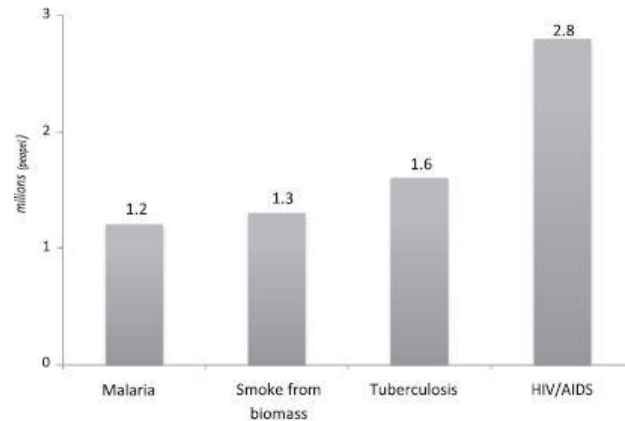


Figura 5 - Muertes en el mundo anuales por causa

Diferentes contaminantes incluyendo material particulado suspendido total (TSP) [24], hidrocarburo aromático policíclico (HAP o PAH) [25] y partículas en suspensión (PM) [24][26] han sido medido dentro de las casas en la India, usando combustible de biomasa [17]. También se midieron el CO, NO₂, HCHO y SO₂. Se encontraron altos niveles de concentración de los contaminantes citados en estas casas. El análisis estadístico fue llevado a cabo teniendo en cuenta las variables operativas sobre contaminación, el tipo de cocina y el combustible utilizado. Usando los resultados de 418 casas, se encontró que la concentración de (PM10), que es la más perjudicial para la salud, era de 50-200 g/m³ en todo el rango operativo. Dos resultados principales obtenidos de este análisis: en primer lugar la importancia de la ubicación de la cocina en el diseño de la casa y en segundo lugar la contaminación del aire expuesta al resto de la casa, donde se alojan los miembros de la familia.

La concentración de PM procedente de la combustión de biomasa en interiores puede reducirse utilizando estufas de combustión completa u otros métodos que a continuación trataremos.

Se estudiaron los peligros para la salud relacionados con las emisiones de biomasa y combustibles de carbón. Los tipos de enfermedades se clasifican en: Varias enfermedades como las exacerbaciones de las afecciones pulmonares inflamatorias, infecciones del tracto respiratorio, derrames cerebrales, enfermedades oculares, eventos cardíacos, la tuberculosis, e incluso el cáncer están relacionados con estas emisiones de la cocina. Concluyendo que el uso indebido en la quema de madera puede causar enfermedades cardio respiratorias [17].

Estas emisiones significativas de partículas ya se veían en la quema de biomasa en cocinas-estufas tradicionales, lo que era un uso ineficiente de la biomasa, y que en los países desarrollados se solucionaba con tiro-forzado. Aunque no termina de ser una solución del todo efectiva, puesto que no nos lleva a una combustión limpia, además de la necesidad de un suministro de electricidad para que el pequeño ventilador de corriente continua funcione para generar ese tiro forzado [27]. El tiro forzado permite que los gases de la combustión sean expulsados mediante aspiración lograda por un ventilador especial, resistente a las temperaturas y agresiones de los componentes de los humos, e impulsados

a la chimenea, cuya altura depende exclusivamente de los condicionantes de contaminación impuestos por la legislación del lugar [28]. Por ello, otra solución que aportan los generadores termoeléctricos, o aplicación de la electricidad que generan, hablando de una forma más correcta sería utilizar dicha electricidad para dar cabida a ese ventilador, haciendo de nuestra estufa, una estufa de tiro forzado, por lo que se optimizaría el ratio de aire-combustible, mejorando la eficiencia de combustión y reduciendo las dañinas emisiones [5].

Como ya comentábamos la combustión de biomasa a pequeña escala es una fuente considerable de energía renovable y es menos dañina en la contaminación del aire exterior, aunque genera una alta concentración de emisión de partículas, pero la mayoría de las partículas de los gases de combustión pueden ser filtradas por un precipitador electrostático [22]. Las calderas de biomasa se han utilizado en aplicaciones de mediana y gran escala desde hace varios años, las más actuales están utilizando tecnología de precipitadores electrostáticos. La mayor parte de las partículas de gas de combustión se filtrará a través de un precipitador electrostático [29]. Es muy interesante ésta metodología por la fuerte asociación a problemas de salud humana que ya comentábamos, por lo que cada vez es mayor la necesidad de este tipo de precipitadores de partículas para reducirlas a una escala mucho menor o eliminarlos por completo [22].

La mayor parte de las partículas de gas de combustión se filtrará a través de un precipitador electrostático. Se han desarrollado modelos de dinámica de fluidos computacional (CFD) para analizar la trayectoria de las partículas en una estufa doméstica a pequeña escala usando material de biomasa. Se considera que el precipitador electrostático se basa en un enfoque en el que la carga y la precipitación de partículas tienen lugar dentro del mismo conjunto de electrodos. El precipitador está montado en una chimenea vertical de 180 mm de diámetro que contiene una fuente central corona de alta tensión.

Otro de los inconvenientes, y principal reto, está en que la tecnología TEG es de bajo rendimiento en estos dispositivos debido principalmente a la baja figura de mérito (ZT) de los materiales que se usan en su producción.

Se observa que a medida que han pasado los años, la tecnología TEG, ha conseguido un excepcional incremento en el ZT, lo que ha provocado el uso de los dispositivos TEG en diversidad de aplicaciones en la realidad. La mejora en el rendimiento de los dispositivos TEG ha sido principalmente gracias a la contribución por la mejora en la búsqueda de materiales para el dispositivo, los ajustes geométricos, el diseño integrado de los mismos, así como los modelos matemáticos avanzados, lo que ha facilitado una apropiada segmentación en los módulos TEG usando diferentes tipos de material. Se ha observado que los dispositivos TEG tienen aplicaciones en auge en refrigeración, calefacción, generación de energía eléctrica, así como aplicaciones híbridas. Con la generación de energía eléctrica usando TEG, no solo emplea el calor desaprovechado de la fuente térmica, sino que también otras energías como la solar, geotérmica, biomasa, radiación infrarroja ganan de su utilización con los sistemas TEG. Sin embargo, el reto principal reside en el acusado balance entre los parámetros en conflicto. Por lo tanto la

investigación es necesaria para superar esto y otros retos por lo que el rendimiento de los dispositivos TEG se puedan mejorar aún más [18].

La necesidad e importancia de la mejora del rendimiento de estas estufas queda patente, ya que ayudaría a reducir la contribución del calentamiento global, por lo que se han buscado desarrollar estufas mejoradas. Claro ejemplo de ello es el diseño de una cámara de combustión para lograr la combustión casi por completo y en consecuencia, incrementar el rendimiento, y disminuyendo la contaminación del aire interior [4].

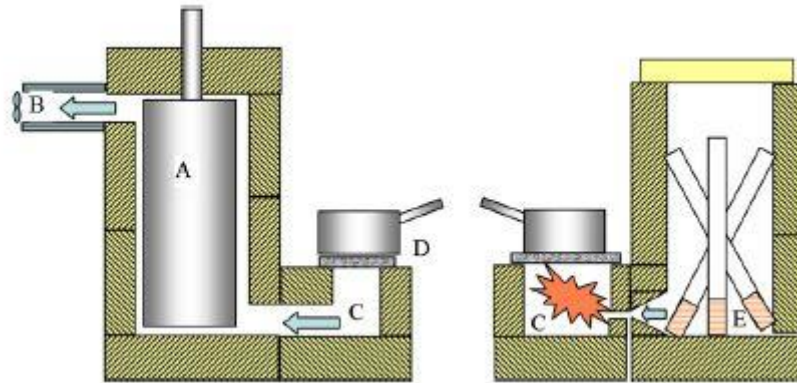


Figura 6 - Dos vistas de la cocina estufa de biomasa: (A) Tanque de agua; (B) Conducto de salida de los gases de combustión ubicándose también allí el ventilador; (C) Calor que proviene de los gases de combustión; (D) Placa de cocina; (E) Cámara de pirólisis.

4. Simulación

Después de la revisión, en el capítulo anterior, del estado del arte en la aplicación de los generadores termoeléctricos (TEG) en calderas de biomasa, en el presente, se busca simular dos modelos para poder ser motivo de análisis en unas condiciones específicas que a continuación se detallan.

Para la implementación del código que se recoge en el [Anexo II](#) y se detalla a continuación, en el programa EES (Engineering Equation Solver), ha sido necesario un repaso de conceptos y temario expuestos en las asignaturas de Termodinámica, Mecánica de fluidos, Ingeniería térmica, o Calor y frío industrial, asignaturas del plan de estudios del Grado de Ingeniería Mecánica, que han hecho posible el desarrollo de éste trabajo.

Como base de apoyo para la formulación de los modelos se han usado los libros [\[30\]](#) y [\[31\]](#).

El objetivo final, es recuperar la energía que se pierde en forma de calor en la salida de los gases de escape de una caldera de biomasa, en nuestro caso de pellets. Esa energía en forma de calor residual se conseguirá transformar en energía eléctrica, a través de los generadores termoeléctricos (TEGs), como ya se explicaba en la primera parte de este trabajo, y se desarrollará a continuación, de forma detallada.

Para ello, se deberá conocer fundamentalmente, que la potencia generada será la diferencia entre los flujos de calor existentes, diferencia entre el existente en la cara caliente y en la cara fría, tal que:

Cada TEG proporcionará una cantidad de energía eléctrica como, ya se ha comentado y para conocer cuánta potencia eléctrica nos darán el conjunto de TEGs deberemos seguir las ecuaciones que se detallarán en las próximas hojas.

El objetivo será mayorar ese gradiente, esa diferencia entre los flujos de calor existentes, por lo que se buscará el mayor flujo de calor en un lado, y el menor posible en el otro, y con ello se podría deducir erróneamente que se buscan máxima y mínima temperatura posible, respectivamente, pero no es así del todo, puesto que a pesar de ser el factor más crítico, el flujo de calor no es únicamente una diferencia de temperaturas como se verá. Aunque es cierto, que una de las primeras cosas que debemos establecer es el tipo de TEG a utilizar, el material que usemos, es decir, no ganaríamos mayor energía si un lado está a 1000 °C y en el otro 0 °C, el rango de mayor y menor temperatura viene predefinida por el material, pero nos deberemos fijar también en el calor.

Se ha buscado realizar dos modelos, buscando ser lo más fiel a la realidad, con la evidencia de que la práctica y la teoría no van siempre de la mano, pese a que la mayoría de la teoría aplicada se corresponde a fenómenos físicos obtenidos a partir de la experiencia práctica.

Según los artículos y manuales de instalación consultados, se ha considerado oportuno, por recomendaciones de los fabricantes, tener un tubo de salida de gases de combustión inferior a los 6 metros, por lo que se ha predispuesto una distancia inferior como algo

circunstancial en una primera aproximación hacia la caracterización de nuestro modelo, puesto que como se podrá ver, estos parámetros han sido finalmente de poco uso, pero si serían de un profundo análisis en una implantación práctica final de nuestro modelo, en función de las necesidades y de las dimensiones posibles a la hora de la instalación de la caldera.

Al igual que se han realizado dos modelos, buscando la máxima similitud a la realidad, pudiendo ser la misma, un modelo que tomase condiciones de ambas, también se tomaron diversos diseños para la resolución del modelo base, analizando cada uno de ellos, por lo que finalmente se obtuvo por razones que se desarrollarán más adelante, la geometría que se explica a continuación.

4.1.Descripción de la geometría del modelo.

Para la resolución del modelo se ha optado por la geometría cuya sección transversal se presenta en la figura 7, (ver siguiente página).

Dado que cubrir toda el área entre los gases de combustión y el agua de refrigeración con dispositivos TEG no es una solución adecuada para maximizar la electricidad producida, el sistema debe tener un espesor suficiente para permitir el flujo de calor entre el TEG y los flujos, de agua y gases de combustión, y está hecho de un material de alta conductividad, el aluminio. Todo ello se justificará a continuación.

Por ello, en la figura 9 se puede observar un primer radio interior R_1 , que será el radio del tubo macizo que se dispondrá para la sujeción de las aletas, y que, como posteriormente se analizará, mejorará la transferencia de calor, siendo el radio más pequeño del primero de los conductos anulares que caracterizará nuestro modelo. Las aletas que se disponen son las que realmente mejoran la transferencia de calor, y se disponen un número de n_{aletas} , con un espesor e_{FIN} (si se hace referencia a la figura diseñada), o e_{aleta} si se revisa el código escrito.

El radio exterior del hipotético primer tubo anular tiene como radio R_3 . Por ello, los gases de combustión emitidos por la caldera de biomasa pasarán por el hueco del primer conducto anular descrito, siendo éste hipotético puesto que se han implementado aletas, de tal manera que los gases se evacuarán mediante por un hueco semejante a la geometría de un trapecio. Se ha de recalcar que las aletas dispuestas son rectangulares, de manera que el radio más exterior del “primer tubo anular” será R_3 , pero el interior, y por con el cuál se ha calculado el área del trapecio es R_2 , siendo la suma de R_1 (el tubo macizo), más la mitad del espesor de la aleta (e_{aleta}). Es evidente que la sección final, por la que se evacuarán hacia el exterior estos gases, será la comentada área de la corona circular entre R_3 y R_2 , menos el área que cubren las aletas. Las aletas serán del mismo material que los tubos anulares, para ser buenas conductoras térmicas.

El segundo conducto anular, el más exterior, viene definido por los radios R_4 , el más interior, y el R_5 , el exterior. Por este conducto anular será por dónde fluirá el agua de refrigeración.

Entre medio de los citados conductos, se encontrarán los TEGs. La disposición de los mismos ha sido estudiada, durante el procedimiento previo a tomar éste diseño final, de manera que se han tomado los radios circunscritos de dos octógonos, uno interior y otro exterior, para situar los TEGs en su cara más interior y exterior de la manera más eficaz. El porqué de la situación final de los TEGs se explicará brevemente en el proceso de iteración para la posición más correcta de los TEGs. Si se ha optado por ésta disposición final es por buscar la máxima superficie en una línea de tangencia pero dejando un hueco, entre el TEG y las paredes de contienen ambos flujos.

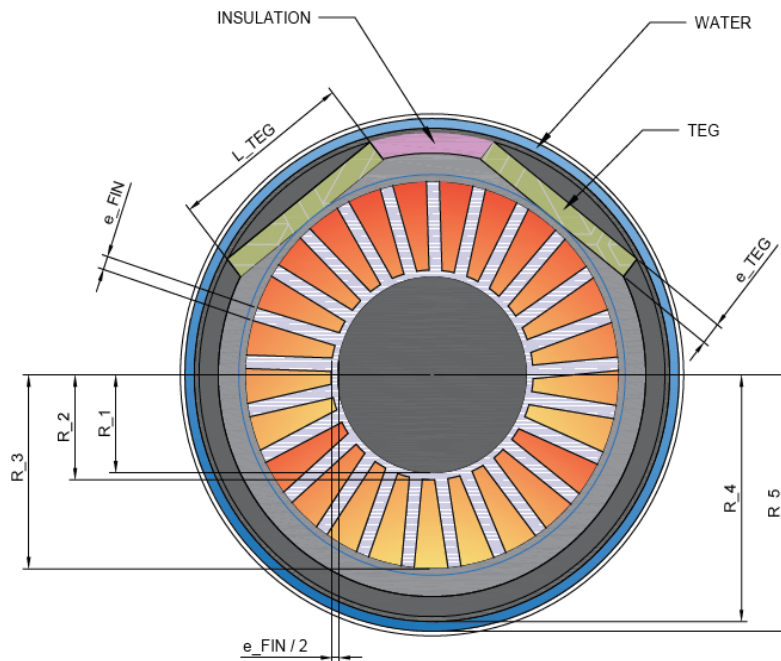


Figura 7 - Sección transversal del modelo

Este hueco será del mismo material que el de las aletas, y conductos, de forma que al ser un material conductor, recogerá el flujo de calor que emitirán por toda la circunferencia, de forma radial, los gases de combustión. Con ello, se busca la concentración de este calor en la parte de la cara caliente del citado TEG, de manera que se aproveche el máximo flujo de calor, y no se desperdicie el mismo en las zonas donde el flujo de calor no se emite directamente sobre la cara caliente de ambos TEGs.

De esta manera, también se busca dar solución a la fijación de los TEGs, dado que con la posición diseñada, y mostrada en la figura anterior, un pequeño escalón en los laterales de ese material servirá para la sujeción de los TEGs, y gracias a la gravedad, y el tubo anular que tendrá por encima de forma inmediata, no se dará a lugar a problemas mecánicos por el desplazamiento de los TEGs.

Entre un TEG y otro, se ha dispuesto de un material aislante, de forma que no se pierda calor entre ambos, y con las propiedades de dicho material, en el caso de que se dilaten, los TEGs puedan deformarse, y así no producir un fallo crítico en el funcionamiento del sistema.

4.2. Caracterización del generador Termoeléctrico a utilizar.

Son muchos los fabricantes que podemos obtener si buscamos fabricantes de módulos TEGs, pero lo importante y por lo que se ha escogido el TEG, que se describe a continuación, es debido a la cantidad de datos, y especificaciones que se dan, así como la manera de recoger las mismas en tablas, y gráficas.

Es cierto, que son varios los fabricantes que describen con detalle las características del módulo TEG, pero la compañía TECTEG MFR ha sido la elegida, por su trayectoria y su investigación en el campo del diseño y la producción de éstos, y otros dispositivos, que buscan objetivos similares, lo que la hace puntera en el mercado de este tipo de tecnología. El dispositivo que se ha tomado es el denominado como TEG1B-12610-5.1. [32]. La hoja de características técnicas se recoge en el [Anexo II](#).

La geometría, es muy importante a la hora del diseño, como se ha podido intuir anteriormente, durante su explicación, factor que ha sido muy influyente en la decisión final.

Los otros dos factores más influyentes han sido: el rango de temperaturas en el que su implementación es útil, y el económico. Si se analizan los características técnicas se ve que podemos llegar a obtener 7,1 W, de manera que si con todo ello analizamos los términos económicos recogidos en tabla de precios por unidad que se adjunta a continuación (obtenida de la página web de la compañía), podemos observar que en comparación con otros dispositivos, el precio es asumible, y además se cuenta con que podrían ser más unidades de las que se citan, por lo que el precio por unidad descendería. Debido a tener como objetivo la implantación de estos TEGs en calderas de biomasa en países subdesarrollados, la geometría vista de los mismos, y lo comentado en el apartado económico, estos dispositivos son idóneos para el objetivo final, si se valora todo lo citado de forma conjunta.

Tabla 1 - Tabla de precios por números de TEGs

Cantidad	Precio
1-9	32\$ = 27,54 € *
10-24	31\$ = 26,68 € *
25-49	28\$ = 24,10 € *
50-99	26\$ = 22,37 € *
+100	(email)

Nota*: La conversión de unidades se llevó acabo el 06/06/2018 a las 22:32 horas.

Con ello, se deberá conocer que resistencia interna va a tener el generador termoeléctrico. Las especificaciones técnicas, con las que se han realizado las medidas óptimas que se recogen en la tabla del archivo adjunto, que se necesitarán para poder conocer más datos de referencia serán: La temperatura de la cara caliente, 300°C, y la de la cara fría, 30°C. Se necesitará también el voltaje del circuito abierto o tensión de salida para la carga ajustada que será de 7,2 V, el flujo de calor a través de la placa que se recoge en la tabla de 148 W, de forma aproximada, y la intensidad asociada para esas referencias.

4.3. Cálculo de especificaciones técnicas del generador termoeléctrico no expuestas en su ficha técnica.

Para ello, y con el apoyo en la formulación que se veía anteriormente, la potencia generada depende los flujos de calor de ambas caras del TEG, de tal forma que:

$$P = Q_{Cara Caliente} - Q_{Cara Fría}$$

Como previamente se anticipaba, los flujos de calor no dependen solo de la temperatura, aunque es el factor más importante, definiendo los mismos tal que:

$$Q_{Cara Caliente, Datos} = \alpha \cdot I_{L, Datos} \cdot T_{Cara Caliente, Datos} + k \cdot (T_{Cara Caliente, Datos} - T_{Cara Fría, Datos}) - \frac{1}{2} \cdot I_{L, Datos}^2 \cdot R_{C, Datos}$$

$$Q_{Cara Fría, Datos} = \alpha \cdot I_{L, Datos} \cdot T_{Cara Fría, Datos} + k \cdot (T_{Cara Caliente, Datos} - T_{Cara Fría, Datos}) + \frac{1}{2} \cdot I_{L, Datos}^2 \cdot R_{C, Datos}$$

Siendo el primer término debido al Efecto Seebeck, el segundo debido a la conductividad, y el tercero, y último, debido al efecto Joule ([ver más en el Anexo IV](#)), teniendo un signo negativo en la cara caliente del material, ya que es dónde se perderá ese calor, y positivo en la cara fría debido a que es algo que incrementa el flujo de calor. Siendo la mitad, puesto que se estima que la mitad de este efecto se da en un sentido, y la otra mitad en el otro sentido.

Por lo que se obtendrá, de forma final:

$$P_{Datos} = Q_{Cara Caliente, Datos} - Q_{Cara Fría, Datos} = \alpha \cdot I_{L, Datos} \cdot (T_{Cara Caliente, Datos} - T_{Cara Fría, Datos}) - I_{L, Datos}^2 \cdot R_{C, Datos}$$

Como ya se conoce, la potencia eléctrica desarrollada en un cierto instante por un dispositivo de dos terminales, es el producto de la diferencia de potencial entre dichos terminales y la intensidad de corriente que pasa a través del dispositivo. Por esta razón la potencia es proporcional a la corriente y a la tensión.

$$P = \frac{dw}{dt} = \frac{dw}{dq} \cdot \frac{dq}{dt} = V \cdot I$$

Por ello, si se sustituyen en la ecuación previa:

$$P_{Datos} = V \cdot I = \alpha \cdot I_{L, Datos} \cdot (T_{Cara Caliente, Datos} - T_{Cara Fría, Datos}) - I_{L, Datos}^2 \cdot R_{C, Datos}$$

Dado que se conocen los términos del voltaje para el circuito abierto, cuando la intensidad es nula, 7,2 V, y las temperaturas del lado caliente y el lado frío, si se sustituye, resolviendo, se obtiene el coeficiente Seebeck del TEG:

$$\alpha = \frac{V_{C. Abierto}}{(T_{Cara Caliente, Datos} - T_{Cara Fría, Datos})}$$

Una vez conocido el coeficiente Seebeck del TEG, se busca ahora conocer la resistencia interna que tendrá el TEG, puesto que en la hoja de datos no aparece. Como se conoce la potencia desarrollada máxima y la intensidad a la que se obtiene, se tendrá que maximizar la ecuación, de manera que se buscará la derivada de la potencia máxima respecto a la intensidad y se igualará a cero, ya que todo el resto de variables son datos, exceptuando el coeficiente de Seebeck que acabamos de obtener, de tal manera que:

$$P_{Máx,Datos} = \alpha \cdot I_{L,Datos} \cdot (T_{Cara Caliente,Datos} - T_{Cara Fría,Datos}) - I_{L,Datos}^2 \cdot R_{C,Datos}$$

$$\frac{dP_{Máx,Datos}}{dI} = 0 = \alpha \cdot I_{L,Datos} \cdot (T_{Cara Caliente,Datos} - T_{Cara Fría,Datos}) - 2 \cdot I_{L,Datos} \cdot R$$

Existe una segunda opción en el cálculo, ya que conocido el coeficiente Seebeck del TEG, la intensidad a la que se han obtenido los datos, las temperaturas de la cara caliente, y la cara fría, y la máxima potencia para las condiciones anteriormente citadas, se puede sustituir y, el valor de la resistencia interna, coincidirá con el obtenido de forma previa:

$$P_{Máx,Datos} = \alpha \cdot I_{L,Datos} \cdot (T_{Cara Caliente,Datos} - T_{Cara Fría,Datos}) - I_{L,Datos}^2 \cdot R_{C,Datos}$$

Una vez se conocen los valores de la Resistencia interna y el coeficiente Seebeck, se procederá a conocer el valor de la conductividad térmica del TEG, en conjunto. Para ello, se calculará gracias a conocer el dato del flujo de calor que se transfiere en las condiciones especificadas, establecidas en la hoja de especificaciones del TEG y que ya se han usado anteriormente. De manera que, se estima que el flujo de calor será el promedio entre los flujos que llegan al TEG, tanto por su cara caliente, como por su cara fría, pudiendo obtener el valor de la incógnita a resolver:

$$Q_{Datos} = \frac{1}{2} (Q_{Cara Caliente,Datos} + Q_{Cara Fría,Datos})$$

$$Q_{Datos} = \frac{1}{2} \left[\alpha \cdot I_{L,Datos} \cdot (T_{Cara Caliente,Datos} + T_{Cara Fría,Datos}) + 2 \cdot k \cdot (T_{Cara Caliente,Datos} - T_{Cara Fría,Datos}) \right]$$

$$k = \frac{\left(P_{Datos} - \frac{\alpha \cdot I_{L,Datos} \cdot (T_{Cara Caliente,Datos} + T_{Cara Fría,Datos})}{2} \right)}{(T_{Cara Caliente,Datos} - T_{Cara Fría,Datos})}$$

En la tabla que se recoge a continuación, se especifican los datos obtenidos:

Tabla 2 - Parámetros calculados de nuestro TEG

Variable	Valor	Variable	Valor
K _{TEG}	0.5484 W/K	R _{TEG}	1.8 Ω
α _{TEG}	0.02667 V/K		

4.4. Combustión

Se ha caracterizado ya parte del modelo; la geometría a utilizar y las especificaciones técnicas de los dispositivos TEG, así como el material de los tubos anulares y aletas. Ahora se procede a seguir caracterizando nuestro sistema. El mismo, se caracteriza por una caldera de biomasa, de pellets. Todo lo recogido en este apartado no se verá modificado en función del modelo a analizar, puesto que la combustión tiene lugar de forma previa, en nuestra caldera.

La biomasa y el aire, que se han utilizado, se caracterizan por tener la siguiente composición en base másica.

Tabla 3 - Composición másica de la biomasa y volumétrica del aire, y otros datos de cálculo

Variable	Valor	Variable	Valor
Carbono, C	46.96 %	Oxígeno, O	38.68 %
Hidrógeno, H	6.22 %	Humedad	5.36 %
Nitrógeno, N	0.32 %	Cenizas	2.02 %
Azufre, S	0.14 %	Exceso aire	31.5%
Nitrógeno, N ₂	79.05%	Oxígeno, O ₂	20.95%
Tc,0	320° C	Tref	15° C
PCI	16 MJ/kg _{comb}	Q a aportar	25 kW

Por lo visto en la asignatura de Ingeniería Térmica, ante la combustión de un sólido se estiman dos formas de proceder, siendo la utilizada en este modelo la estudiada en la asignatura. Para ello, es necesario un análisis de las reacciones, para proceder con un balance de masa, tal que:

Los productos de la combustión tomando el oxígeno estequiométrico, son:

$$CO_2 \rightarrow \frac{Masa_{Molar,CO_2}}{Peso\ atómico,C} \cdot Composición\ Másica, C = 1,722\ kg_{CO_2} / kg\ comb$$

$$H_2O_{Vapor,Hidrógeno} \rightarrow \frac{Masa_{Molar,H_2O}}{Peso\ atómico,H_2} \cdot Composición\ Másica, H = 0,5603\ kg_{H_2O,Vapor} / kg\ comb$$

$$H_2O_{Vapor,Humedad} \rightarrow Composición\ másica, Humedad = 0,0536\ kg_{H_2O,Vapor} / kg\ comb$$

$$H_2O_{Vapor} \rightarrow H_2O_{Vapor,Hidrógeno} + H_2O_{Vapor,Humedad} = 0,6139\ kg_{H_2O} / kg\ comb$$

$$SO_2 \rightarrow \frac{Masa_{Molar,SO_2}}{Peso\ atómico,S} \cdot Composición\ másica, S = 0,002798\ kg_{SO_2} / kg\ comb$$

Se conoce que el residuo sólido de la combustión se aproxima a las cenizas que caracterizaban al combustible, de tal forma que:

$$Residuo\ Sólido \rightarrow Composición\ másica, CENIZAS = 0,0202\ kg_{Cenizas} / kg\ comb$$

Por otra parte, cuándo se conoce la composición elemental del combustible, como es nuestro caso, el oxígeno estequiométrico se calcula mediante la suma de todo el oxígeno consumido en las reacciones elementales de carbono, hidrógeno y azufre, menos el oxígeno presente en el combustible, tal que:

$$k_{este} = 32 \cdot \left(\left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{4} \right) + \left(\frac{S}{32} \right) - \left(\frac{O}{32} \right) \right) = 1,364 \text{ kg}_{O_2} / \text{kg comb}$$

Conocidos todos estos datos podemos conocer los kilos de oxígeno en forma de gas, así como de nitrógeno:

$$O_2 \rightarrow k_{este} \cdot (\gamma - 1) = k_{este} \cdot (\text{Exceso}_{de Aire}) = 0.4298 \text{ kg}_{O_2,g} / \text{kg comb}$$

$$N_{2,gas} \rightarrow \frac{\text{Composición másica}_{N_2} \cdot k_{este} \cdot (1 + \text{Exceso}_{de Aire})}{\text{Composición másica}_{O_2}} = 6.77 \text{ kg}_{N_2,g} / \text{kg comb}$$

Debido a nuestro objetivo final, de conocer el flujo másico de gases de combustión, se conoce que se puede calcular como:

$$\dot{m}_c = \text{Producto}_{gases\text{ totales}} \cdot \dot{m}_{fuel}$$

Por tanto, se deberá proceder para poder conocer el producto de los gases totales y el flujo másico de combustible.

Los productos de combustión totales se compondrán del producto de los gases secos más el agua, de tal forma que:

$$\text{Pr oductos de combustión}_{gases\text{ totales}} = \text{Pr oductos de combustión}_{gases\text{ secos}} + H_2O_{VAPOR}$$

$$\text{Pr oductos de combustión}_{gases\text{ secos}} \rightarrow CO_2 + SO_2 + O_{2,gas} + N_{2,gas} = 8.925 \text{ kg}_{gs} / \text{kg comb}$$

Para poder calcular el flujo másico de combustible a aportar, se necesitará conocer que calor aportará la caldera de biomasa, algo que queda reflejado en la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_{fuel} \cdot PCI \cdot \eta_{PCI} = Q_{util;aportar}$$

Por ello, se han realizado estimaciones por las cuales se considera que se aportarán unos 25 kW de potencia, y además se ha impuesto que el valor del PCI sobre el rendimiento de la estufa es de 16 MJ/kg, de tal manera que se podrá calcular ya, el rendimiento de la caldera en base PCI. Para ello nos será necesario calcular las pérdidas, tanto en gases secos, como en el vapor de agua y en las cenizas, tal que:

$$\eta_{PCI} = 1 - \sum_i L_i$$

$$\sum_i L_i = L_{gases\text{ secos}} + L_{H_2O\text{ vapor}} + L_{Cenizas}$$

$$L_{gases\text{ secos}} = \text{Producto}_{gases\text{ secos}} \cdot Cp_{gases\text{ secos}} \cdot \frac{T_{c;0} - T_{ref}}{PCI}$$

$$Cp_{gases\text{ secos}} = \frac{CO_2 \cdot Cp_{CO_2} + N_2 \cdot Cp_{N_2} + O_2 \cdot Cp_{O_2} + SO_2 \cdot Cp_{SO_2}}{\text{Producto combustión}_{gases\text{ secos}}}$$

$$L_{H_2O_{vapor}} = \left(\frac{H_2O_{vapor}}{\text{Peso atómico}_{H_2O}} \right) \cdot Cp_{H_2O_{vapor}} \cdot \frac{T_{c;0} - T_{ref}}{PCI}$$

$$L_{Cenizas} = \text{Composición Vol.}_{CENIZAS} \cdot Cp_{Cenizas} \cdot \frac{T_{c;0} - T_{ref}}{PCI}$$

Por lo que una vez calculado lo anterior, se puede conocer el flujo másico de combustible que se necesita, ya que a través de la ecuación que se muestra a continuación, conocido el valor de dicho flujo, así como el valor del producto de gases, se podrá conocer el flujo másico de gases de combustión, como ya veíamos de forma previa:

$$\dot{m}_c = \text{Producto}_{gasetotales} \cdot \dot{m}_{fuel}$$

Como aproximación, y por comprobar que el resultado es coherente, en combustibles sólidos se puede usar la siguiente ecuación para conocer el PCS:

$$PCS = PCI + 2400 \cdot \left(\text{Composición Vol.}_{Humedad} + 9 \cdot \text{Composición Vol.}_{Hidrógeno} \right) \cdot 10^3 [J / kg]$$

Debido a la información que se conoce, también se puede utilizar el método indirecto para calcular el rendimiento de la caldera en base PCS, de tal forma que:

$$\eta_{PCI} \cdot PCI = \eta_{PCS} \cdot PCS$$

Se realiza esta comprobación, para poder tener ambas referencias de cara a poder hablar sobre el rendimiento de la caldera. Las referencias son en base PCS, para combustibles líquidos, y en base PCI, para vapor. Por ello, el rendimiento de la caldera en base PCI siempre será superior al rendimiento de la caldera en base PCS.

Se obtienen, por tanto, los resultados que se muestran para los valores de referencia estipulados que se recogen en la siguiente tabla:

Tabla 4 – Resultados de la combustión

Variable	Valor	Variable	Valor
CO ₂	1.722 kgCO ₂ /kg comb	H ₂ O	0.6139 kgH ₂ O,v/kg comb
N ₂	6.77 kgN ₂ /kg comb	O ₂	0.4298 kgO ₂ /kg comb
Cenizas	0.0202 kgCeniza/kg comb	Prod.comb,gh	0.6139 kg _{gs} /kg comb
L _{gs}	0.1824	L _{H₂O,v}	0.02368
L _{Cenizas}	0.0003273	η _{PCS}	72.67 %
η _{PCI}	79.36 %	PCS	17.47 MJ/kg _{comb}
ṁ _{fuel}	0.001969 kg/s	ṁ _c	0.01878 kg/s

4.5. Sistema recuperador

Una vez detalladas las anteriores partes de nuestro modelo, se puede pasar al detalle en la transferencia de calor del mismo, siendo una parte fundamental del trabajo.

En el ámbito de la termodinámica técnica conocemos que el calor es una forma de energía en tránsito de un sistema termodinámico a otro o al entorno, como resultante de una diferencia de temperaturas, también denominado como salto térmico. La evaluación que se realiza con la termodinámica se basa sobre la energía intercambiada en un proceso, sin conocer de detalles del mismo.

Por ello, el análisis del sistema se ha realizado desde un punto de vista de la Transferencia de Calor (TdC), por lo que ha sido posible gracias al mismo la evaluación y la cuantificación de la velocidad de intercambio de calor q , en W. (También cabe recordar que el término de transferencia es redundante).

La transferencia de calor, se centra en procesos de desequilibrio térmico, algo a lo que ya hacíamos referencia y se explicaba el porqué de ésta denominación para la tecnología termoeléctrica. Mientras, la termodinámica se centra como ya decíamos en procesos de equilibrio.

Como mecanismos físicos para la transferencia de calor tendremos la difusión y la radiación. Si es verdad, que los modos de transferencia de calor se suelen dividir en tres, descomponiendo la anterior citada, difusión, en dos partes: la conducción, y la convección, importantes en los análisis sobre nuestros modelos. Todo ello se refleja en el [Anexo sobre la teoría aplicada en los modelos](#).

El estudio se ha realizado en dos modelos, el primero de ellos, es el denominado como modelo base, o discretizado, del cual se adjunta la figura 8, para entender su desarrollo matemático, o código implementado. Se explicará en primer lugar.

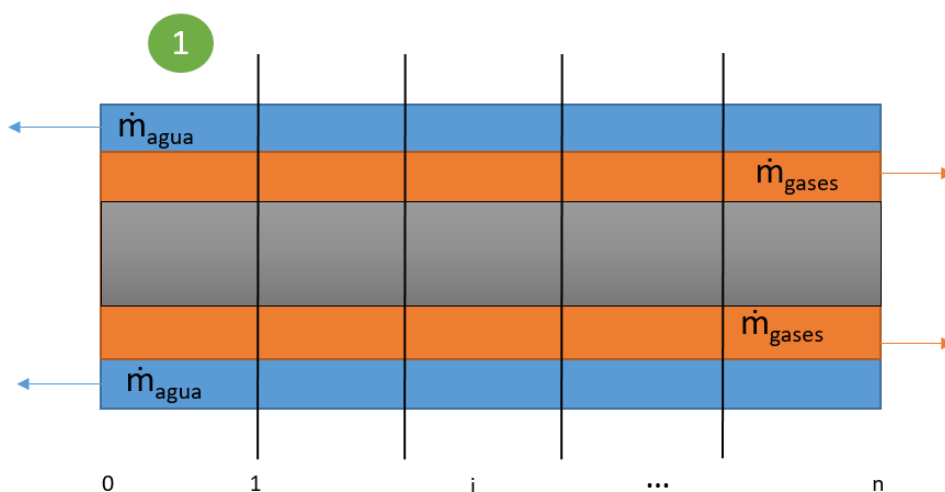


Figura 8 - Modelo matemático del sistema recuperador

4.5.1. Modelo base o discretizado

Para el mismo, se ha discretizado parte de la longitud del tubo total, dividiendo parte del tubo en $n_{rodajas}$, dónde se colocarán los dispositivos termoeléctricos. Se ha estimado que el flujo de calor en la dirección de los flujos, eje x, es cero, por lo que estimamos que no habrá conducción en esa dirección.

Si en la dirección axial se comenta que no se ha estimado flujo de calor por conducción, en la dirección radial, o eje y, sí existe, por lo que se tiene flujo de calor. En un primer momento los gases de combustión transfieren ese calor a través de convección, llegando a la parte exterior del tubo “anular” interior, dónde por conducción se transfiere al TEG (y recordemos que no solo es debido a la conducción que tiene el camino más corto, ya que hemos introducido material conductor en toda la circunferencia, por donde no hay TEGs conduciendo todo ese calor, y transfiriéndolo por conducción, a la cara caliente del TEG).

Una vez en el TEG, y por conducción de nuevo, se transfiere a la cara fría, y de esa cara fría se trasmite en forma de convección, al agua.

Como veíamos en el primer apartado, la potencia eléctrica que se va a generar depende los flujos de calor de ambas caras del TEG, de tal forma que:

$$[4.4.1] \quad P_i = Q_i \quad \text{desde } i = 1 \text{ hasta } n_{rodajas}$$

$$[4.4.2] \quad P = Q_{CaraCaliente} - Q_{CaraFría}$$

Siendo $Q_{Cara caliente}$ el flujo de calor cedido por los gases de combustión, es decir, el flujo de calor que le llega a la cara caliente del generador termoeléctrico. Por otro lado, está el cedido al agua, $Q_{cara fría}$, flujo de calor de la cara menos fría del TEG.

Como previamente se anticipaba, el flujo de calor no depende solo de la temperatura, aunque es el factor más importante, si vemos los componentes de los flujos de calor que van a existir en nuestro modelo, como se indican en las ecuaciones [4.4.3] y [4.4.4], respectivamente:

$$\frac{Q_{cara;caliente;i}}{n_{TEG}} = \alpha \cdot I_L \cdot T_{MediaSuperficieCara Caliente;,i} + K \cdot (T_{MediaSuperficieCara Caliente;,i} - T_{MediaSuperficieCara Fría;i}) - 0,5 \cdot I_L^2 \cdot R_{Interna}$$

$$\frac{Q_{cara;fría;i}}{n_{TEG}} = \alpha \cdot I_L \cdot T_{MediaSuperficieCara Fría;i} + K \cdot (T_{MediaSuperficieCara Caliente;,i} - T_{MediaSuperficieCara Fría;i}) + 0,5 \cdot I_L^2 \cdot R_{Interna}$$

desde $i = 1$ hasta $n_{rodajas}$

Nota: Existen ecuaciones en las que se indican los siguientes subíndices: mfs para la media de la superficie de la cara fría; mcs para la media de la superficie de la cara caliente, siendo n_{TEG} el número de TEGs por cara.

Los términos de estas ecuaciones son los mismos que los utilizados para calcular las características técnicas no conocidas de nuestros dispositivos TEG, en el capítulo anterior, conocidos los conceptos teóricos detallados en el [Anexo II, apartado cinco](#). En este modelo se necesitará dividir entre el número de TEGs implementados.

Como cada TEG va a soportar diferentes diferencias de flujos de calor, y por tanto, aportará diferente potencia eléctrica, se deberán conocer las diferentes temperaturas que tendrán los TEGs en su cara caliente y su cara fría, dependiendo de su posición a lo largo del tubo.

Para conocer dichas temperaturas, se deberá realizar un balance de energía, de tal forma que el calor de la cara caliente y la cara fría del TEG se evalúan a través de:

$$[4.4.5] \quad \dot{m}_c \cdot \Delta h_{Caliente;i} = Q_{Cara Caliente;i} \quad \text{desde } i = 1 \text{ hasta } n_{rodajas}$$

$$[4.4.6] \quad \dot{m}_f \cdot \Delta h_{Fría;i} = Q_{Cara Fría;i} \quad \text{desde } i = 1 \text{ hasta } n_{rodajas}$$

Siendo la diferencia de entalpías:

$$[4.4.7] \quad \Delta h_{Caliente;i} = cpc \cdot (T_{c;i-1} - T_{c;i}) \quad \text{desde } i = 1 \text{ hasta } n_{rodajas}$$

$$[4.4.8] \quad \Delta h_{Fría;i} = cpf \cdot (T_{f;i-1} - T_{f;i}) \quad \text{desde } i = 1 \text{ hasta } n_{rodajas}$$

Y se conocen tanto las temperaturas de los flujos de los gases de combustión y el agua, así como los calores específicos calculados de ambos flujos, en el apartado de combustión, algo que es equivalente a calcular cada una de las entalpías, por lo que si se aprovecha el código ya ejecutado, llegamos a una solución más rápida.

Como ya se veía, al tener tres incógnitas por cada cara, se necesitará de tres ecuaciones por cada cara, debido a que se desconocen los valores de las superficies de la cara caliente y fría del TEG:

Si se conoce que como otras ecuaciones del balance de energía se tiene que:

$$[4.4.9] \quad Q_{cara;caliente;i} = \frac{T_{mc;i} - T_{mcs;i}}{(Rtermica_{gases})} \quad \text{desde } i = 1 \text{ hasta } n_{rodajas}$$

$$[4.4.10] \quad Q_{cara;fría;i} = \frac{T_{mfs;i} - T_{mfi;i}}{(Rtermica_{agua})} \quad \text{desde } i = 1 \text{ hasta } n_{rodajas}$$

Pero de las cuales se desconocen las temperaturas medias de las rodajas en su lado caliente y lado frío, se deberá realizar una aproximación, aunque por el tamaño de los TEGs está próximo a la realidad, ya que las diferentes temperaturas del lado caliente y lado frío, o menos caliente del TEG se calcularán como el promedio de las temperaturas de entrada y salida de los flujos en la rodaja:

$$[4.4.11] \quad T_{MediaLadoCaliente;i} = \frac{1}{2} \cdot (T_{Caliente;i-1} + T_{Caliente;i}) \quad \text{desde } i = 1 \text{ hasta } n_{rodajas}$$

$$[4.4.12] \quad T_{MediaLadoFrío;i} = \frac{1}{2} \cdot (T_{MediaFría;i-1} + T_{MediaFría;i}) \quad \text{desde } i = 1 \text{ hasta } n_{rodajas}$$

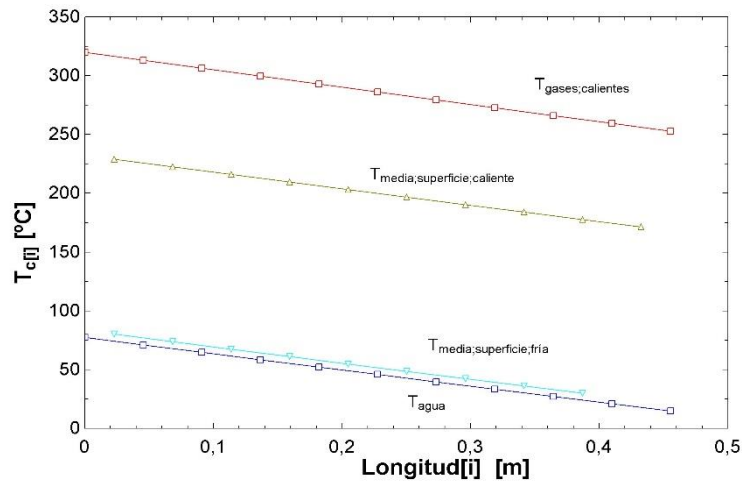


Figura 9 - Perfil de temperaturas del modelo discretizado, base

Una vez conocido todo lo anterior, y tal como se aprecian en las ecuaciones [4.5.9] y [4.5.10], se necesitará conocer el valor de las resistencias térmicas existentes, todo el proceso de cálculo queda detallado en el [Anexo VI](#). En un breve detalle, se analiza que las mismas se calcularán mediante las siguientes ecuaciones:

$$[4.4.13] \quad R_{termica_{agua}} = \frac{1}{h_{exterior} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_4 \cdot Long_{rodaja}}$$

$$[4.4.14] \quad R_{termica_{gases}} = \frac{1}{h_{interior} \cdot ef_{aleta} \cdot Area_{aletas} + h_{interior} \cdot Area_{hueco}}$$

En el cálculo de la resistencia térmica de los gases de combustión, se desconoce el valor del coeficiente de calor por convección y el valor de la eficiencia o rendimiento de la aleta.

Para conocer el valor del coeficiente de calor por convección, deberemos aplicar el número de Nusselt, en el que conoceremos el diámetro húmedo interior, y la conductividad térmica del flujo, como queda detallado en el Anexo.

$$[4.4.15] \quad Nusselt = \frac{h \cdot D_h}{k} = \frac{h_{interior} \cdot D_h}{k_{Gases}}$$

Por lo que se deberá conocer el valor de Nusselt, para poder llegar a obtener el valor del coeficiente por convección.

Para ello, se conocen las correlaciones existentes, para dicho número en función del tipo de convección, y el flujo característico, de tal forma que:

Será necesario hacer uso del número de Reynolds, para caracterizar el flujo, ya que aplicando la teoría expuesta en el [Anexo I, apartado seis](#), se puede apreciar que ambos conductos existirá una transferencia de calor por convección, siendo la misma forzada, debido al tiro forzado en la salida de los gases y la presión del agua con respecto a la caída de presión que tenemos en el tubo. También, se conoce que para ambos conductos, el flujo irá por su interior, por lo que se tratará finalmente de transferencia de calor por convección forzada interior.

Ante ello se corresponderán una serie de correlaciones específicas para el número de Nusselt, y el régimen que caracterice al flujo, por el valor y los rangos para el número de Reynolds, pudiendo caracterizarse el régimen de los flujos en laminares, semiturbulentos o turbulentos.

El número de Reynolds para el flujo de los gases de combustión, aplicando para ello que la viscosidad dinámica de los gases son la media ponderada de las viscosidades dinámicas de los diferentes gases de combustión, que el flujo está por debajo del rango de los 2300, por lo que el flujo queda caracterizado como flujo laminar.

Para poder llegar a obtener el número de Reynolds se ha tenido que aplicar la siguiente ecuación, ya que se conoce el valor del flujo másico de gases de combustión, ya calculado, y conociendo el resto de términos de la ecuación, detallados los cálculos en el anexo, podremos calcular la velocidad de los gases:

$$[4.4.16] \quad \dot{m}_c = \rho_{gases} \cdot vel_{gases} \cdot Area_{transversal;gases} \cdot n_{aletas}$$

Para calcular la densidad de los gases de combustión se ha realizado la media ponderada de los gases por peso, cómo se detalla en [el código de EES](#), a través del uso de su biblioteca.

Otras condiciones importantes a la hora de seleccionar la correlación en nuestro modelo parametrizado son que tenemos un el flujo de calor que se puede tomar como constante, siendo el conducto de evacuación de los gases no anular, ya que los gases de combustión se evacuarán por conductos rectangulares, en un ejercicio de aproximación, que también queda detallado, como todo lo anterior en el anexo sobre el cálculo de las resistencias.

La correlación que usaremos para las condiciones ya comentadas, de un conducto no circular, para un régimen laminar desarrollado, con un número de Reynolds inferior a 2300, y estipulando que nuestro modelo parametrizado cumple que el flujo de calor va a ser aproximadamente constante, será que el valor de Nusselt será igual a una constante. Valor que se calcula, en detalle en el anexo ya comentado. El número de Nusselt tendrá un valor de 3.958, conocido mediante la interpolación lineal a realizar por la geometría existente, que también se detalla en el anexo.

Con lo anteriormente ya calculado, se tiene el valor de Nusselt para los gases, y a través de la ya citada ecuación [4.4.15], obtendremos el valor el conocer coeficiente de convección de los gases de combustión.

Con ello, se deberá buscar ya nuestro objetivo final, el valor de la Resistencia térmica de los gases de combustión. Conocido el valor del coeficiente de convección de los gases de combustión, se desconoce, únicamente ya, el valor de la eficiencia de la aleta, como se recogía en la ecuación [4.4.14].

Las aletas implementadas ambos modelos se caracterizan por ser rectangulares rectas.

Como ya se conoce, la eficiencia, o rendimiento de la aleta, viene definida en función de su geometría. De tal forma, que siguiendo lo detallado en el anexo, se obtiene el rendimiento de las aletas implementadas.

Una vez se calcula éste valor, conocidos los valores de coeficiente de convección interior, el valor de la conductividad térmica del material de la aleta, y el espesor de la misma, ya se conocerá el rendimiento de la aleta, términos de la ecuación [4.5.14] que define la resistencia térmica interior, se obtiene el valor final de la misma.

Ahora, en el caso de la resistencia térmica del exterior [4.4.13], o resistencia térmica en el lado agua, ocurre algo similar, y queda todo detallado en el [Anexo VI](#).

Lo único que se desconoce es el coeficiente de convección exterior, y deberemos hacer un proceso similar al de los gases.

Como ya se había comentado, en la ecuación [4.4.15] el número de Nusselt, depende del valor del coeficiente de convección, siendo en este caso el coeficiente de convección exterior, y la conductividad del agua.

De tal forma que se buscará, otra vez, una correlación fiel a las condiciones del conducto anular por el que fluye el agua.

Para ello, las hipótesis de las condiciones del modelo no varían, al ser un caso parametrizado, ambas paredes están sometidas a un flujo que se puede tomar como constante, y en el caso de la pared exterior será cero, por ser adiabática. Es decir, se pondrá en el exterior aislante para no perder calor, en lo que sería una instalación futura de nuestro modelo, por lo que se aplicará la correlación que cumple todas estas condiciones, siendo un conducto anular, con radio exterior R_5 e interior R_4 .

Todo ello llevará a la conclusión, de que correlación pertinente en la que se recoge este tipo de geometría para un flujo desarrollado laminar, el valor de Nusselt será de 5.422, tras una interpolación lineal, que como todo lo anterior y lo que se expone de forma breve, queda detallado en los anexos.

Con ello, conocido el valor de Nusselt, se obtendrá el valor del coeficiente de convección exterior, pero debemos recordar que nuestro objetivo final es conocer el valor de la resistencia térmica del agua [4.4.14].

Una vez, se conocen estos valores, se puede proceder ya al cálculo de los calores por rodaja, y se dividen entre el número de TEGs por rodaja, de forma que saquemos por el flujo de calor por cada TEG. También se obtendrán resultados de rendimientos, y la potencia generada.

Los flujos de calor, se calculan a través de un balance de energía, como se ha visto en las ecuaciones [4.4.5] y [4.4.6].

Pero para poder conocer las temperaturas medias de las superficies de las caras calientes y frías del TEG, se deberá sustituir en las ecuaciones [4.4.3] y [4.4.4], dónde la única incógnita son las citadas temperaturas.

Por tanto ya se conocen las temperaturas medias de las superficies de las caras calientes y frías de los TEGs implantados y se conoce el flujo de calor intercambiado tanto en la cara caliente como la cara fría del TEG.

Como se puede ver en la ecuación, se divide por el número de TEGs implementados por rodajas ya que la formula recoge los flujos de calor en toda la rodaja.

Con ello, ya se puede conocer la potencia eléctrica que se a generar por cada una de las rodajas.

Se ha evaluará el rendimiento para cada uno de los TEGs, suponiendo que será el mismo, para los TEGs que se sitúan en la misma rodaja.

Para conocer la potencia eléctrica generada por todos los TEGs implantados, se realiza un sumatorio, al igual que se realiza para conocer el valor de los flujos de calor tanto en la cara caliente del TEG, como en la fría del dispositivo. Con ello podemos conocer el rendimiento que tendrá la instalación, que será el cociente de la potencia generada entre el calor generado en el lado caliente del TEG, que queda detallado en el código implementado en EES y que se recoge en el anexo.

Tabla 5 - Valores de las variables del modelo paramétrico, base.

Variable	Valor	Variable	Valor
L_{TEG}	0.0405 m	\dot{m}_c	0,01878 kg/s
e_{TEG}	0.0048 m	L_{Rodaja}	0.0455 m
e_{FIN}	0.0025 m	$n_{TEG(Por\ rodaja)}$	2
r_2	0.02125 m	$n_{Rodajas}$	10
r_3	0.04159 m	I_{TEG}	1,156 A
r_4	0.05292 m	$T_f[n_{Rodajas}]$	15 °C
r_5	0.063 m	$T_c[0]$	320 °C

4.5.2. Modelo isoterma

Una vez desarrollado el modelo anterior, se discutió sobre la posibilidad de generar un segundo modelo para analizar con otras condiciones que resultados se obtendrían, pensando en un modelo isoterma, de manera que lo más cercano a la realidad sería un término medio entre ambos modelos, o incluso se parecerá más, al propio modelo isoterma.

En el modelo isoterma, no se divide el tubo en diferentes rodajas, sino que se estima que tenemos una única rodaja, pero si se discretiza, únicamente la parte de los fluidos, puesto que se usa el anterior modelo modificándolo para la geometría comentada.

Para poder llamarlo modelo isoterma, se ha implementado espesores mayores, debido a que cubrir toda el área de los gases de combustión y agua de refrigeración no va a ser una solución adecuada para maximizar la energía producida. Por lo que el sistema tendrá el suficiente espesor para permitir el flujo de calor entre el TEG y los flujos, y será del material ya utilizado, aluminio, el cual tiene una alta conductividad.

Por ello, el flujo de calor en la conducción a lo largo del eje x, dirección del flujo, va a ser tan buena, tan alta, que se asumirá que la temperatura va a permanecer constante.

Pero no por ser isoterma, para cada “trozo” que existía en el modelo base, vamos a tener el mismo calor de convección, todo ello causado porque los gases de combustión se van a ir enfriando a medida que fluyan hacia el final del tubo.

Es decir, va a haber flujo de calor, pero al ser tan buena la conducción el calor va a fluir sin diferencia de temperatura. El calor que se reparte no va a ser homogéneo, como ya comentábamos, pero la temperatura tanto en el lado frío, como en el lado caliente del TEG, respectivamente, sí, haciendo que aunque los calores no sean homogéneos, si se reparta homogéneamente en los TEGs debido a la conducción.

Esto se debe principalmente a la anchura interpuesta a nuestro nuevo modelo, de tal forma, que el calor fluya con libertad de movimiento, de forma que la temperatura al final se tiende a equilibrar. No existen otras resistencias térmicas, el ancho implementado es lo suficientemente grande, y se tiene un conductor muy bueno, aluminio, en nuestro caso, la temperatura final se va igualar.

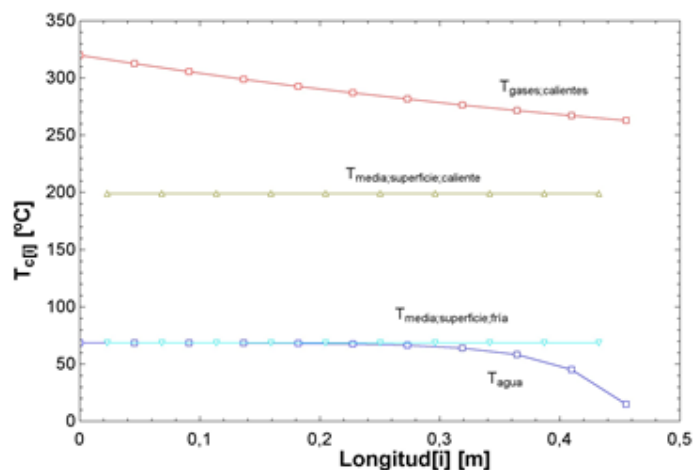


Figura 10 - Perfil de temperaturas del modelo isoterma

Si lo anteriormente se formulase, la ecuación sería la siguiente:

$$\sum Q_{Conveccion,i} = \sum Q_{TEG\ Lado\ Caliente} = n^{\circ} TEGs \cdot Q_{De\ TEG}$$

Es decir, la suma de los calores de convección es igual a la suma de los calores TEG que van al lado caliente, porque el calor se reparte. Y como los TEGs son iguales, y están sometidos a la misma diferencia de temperatura por todos es la misma, generando la misma potencia.

Por ello, y como a continuación se verá, mientras el calor va bajando, la temperatura no lo hará, exceptuando, evidentemente, la temperatura de los gases de combustión.

Como ya veíamos en el modelo base, la potencia eléctrica que se va a generar depende los flujos de calor de ambas caras del TEG, siguiendo las ecuaciones [4.4.1] y [4.4.2].

Siendo $Q_{Cara\ caliente\ TEG}$ el calor cedido por los gases de combustión, es decir el calor que le llega a la cara caliente del generador termoeléctrico. Por otro lado, está el calor cedido al agua, $Q_{cara\ fría\ TEG}$, calor de la cara menos fría del TEG. En el modelo base, Q_{conv} y Q_{teg} eran lo mismo, por lo que no hacía falta diferenciar, puesto que se tomaba que el único calor que existía era el de los TEGs, en forma radial, mientras que ahora se va a tener en forma radial y axial.

Si se calcula con el flujo Q_{conv} solo estaremos evaluando la exergía en el la zona interior, (antes de llegar al TEG) por lo que nos va a servir para evaluar la parte de gases, para la del TEG no nos va servir. En el modelo base no hacía falta diferenciar, puesto que tomábamos que el único calor que existía era el de los TEGs.

Las ecuaciones van a ser las mismas [4.4.3] y [4.4.4], que en la transferencia de calor del modelo base, con las excepciones que a continuación detalladas.

Pero en este caso, como se comentaba antes las temperaturas medias de cada una de las superficies del TEG van a permanecer constantes, por lo que no están discretizadas, no dependerán de i , como se puede ver en el código implementado en EES, que se recoge en los anexos.

Por lo que obtendremos de forma final que:

$$[4.4.16] \quad P_i = \alpha \cdot I_L \cdot (T_{Media\ Superficie\ Cara\ Caliente} - T_{Media\ Superficie\ Cara\ Fria}) - I_L^2 \cdot R_{Interna}$$

Por lo tanto cada TEG soportará el mismo gradiente de temperatura, entre sus caras, por lo que generará el mismo flujo de calor, y por tanto aportará la misma potencia eléctrica, sin depender de su posición en el eje x .

Lo que si continua siendo discretizado, serán las temperaturas de flujos. De esta manera, podremos conocer como varían, y como varía el calor de convección. Para conocer dichas temperaturas, deberemos realizar un balance de energía, de tal forma que el calor de los flujos de la cara caliente y la cara fría del TEG se evalúan a través de las ecuaciones [4.4.5], [4.4.6], [4.4.7] y [4.4.8].

Todo es conocido como ya ocurría en el modelo base, para el cálculo del valor de estas ecuaciones.

Como se describía, para obtener el calor de convección, necesitaremos de las temperaturas medias del flujo y la superficie de cada cara, de tal manera que el calor de convección para cada una de las caras se calculará, a través de:

Si se conoce que como otras ecuaciones del balance de energía serían:

$$[4.4.17] \quad Q_{cara;caliente;conveccion;i} = \frac{T_{mc;i} - T_{mcs}}{(R_{termica}_{gases})} \text{ desde } i = 1 \text{ hasta } n_{rodajas}$$

$$[4.4.18] \quad Q_{cara;fria;conveccion;i} = \frac{T_{mfs} - T_{mf;i}}{(R_{termica}_{agua})} \text{ desde } i = 1 \text{ hasta } n_{rodajas}$$

Pero de las cuales se desconocen las temperaturas medias de las superficies de ambas caras del TEG, en su lado caliente y lado frío, pero como se conoce que el sumatorio de los flujos de calor de convección, en la cara caliente y la fría, va a ser igual a los flujos que generan cada TEG multiplicado por lo que serían los trozos en los que el modelo base se dividía (se genera así, puesto que luego se puede parametrizar el tubo bien para 3 TEGS o para 80, de tal manera que no dependa del número de los TEGs implementados):

$$[4.4.19] \quad Q_C = \sum_{i=1}^{n_{rodajas}} Q_{cara;caliente;conveccion;i}$$

$$[4.4.20] \quad Q_F = \sum_{i=1}^{n_{rodajas}} Q_{cara;fria;conveccion;i}$$

Por ello, ya se tienen 6 incógnitas y 6 ecuaciones, pero desconocemos las resistencias térmicas de los flujos, de tal forma que se calcularán como en el caso base, pero con sus respectivas condiciones, las cuales modifican las correlaciones a tomar, aunque no el sistema, ya que las ecuaciones para conocer las resistencias térmicas serán [4.4.13] y [4.4.14].

Para poder concretar el análisis pertinente, se explicarán por separado los procesos para llegar hasta su valor final, algo que queda detallado, nuevamente en los anexos.

El proceso seguido es el mismo que el del modelo parametrizado, ya que se conoce el flujo másico de los gases de combustión, con lo que se podrá sacar el valor de la velocidad media de los mismos a través de la ecuación [4.4.16], del modelo base.

Valor que será necesario para caracterizar el régimen del flujo, a través del número de Reynolds, siendo este valor incluido en el rango de flujo de régimen laminar. Por lo que, la correlación al poder cumplirse una y otra condición, en este caso se cumpla su segunda condición, la propia del modelo isoterma, al temperatura constante. Por ello, y pese a que se han visto variados los radios entre uno y otro modelo, por lo comentado, algo que se puede apreciar en la tabla de variables del modelo isoterma. (Tabla 5 - Valores de las variables del modelo isoterma), la relación entre ellos, es la misma, de manera que se podría pensar erróneamente que estaríamos frente al mismo número de Nusselt, pero no

es así, porque las correlaciones, tiene dos entradas, y en este caso se deberá entrar por la condición de temperatura constante.

El valor de Nusselt en ésta ocasión será de 4.943, distinto del valor del modelo base.

Con todo lo anteriormente citado, calculado podremos obtener el valor del coeficiente de convección, se recuerda que para ello, la conductividad será la misma que en el otro modelo, y el diámetro húmedo será la diferencia entre los dos nuevos radios.

La eficiencia de la aleta se verá variada con respecto al término del modelo discretizado, lo que hará que la resistencia térmica final de gases también vea modificado su valor con respecto al anterior modelo, además de los valores nuevos citados.

Ahora, en el caso de la resistencia térmica del exterior, o resistencia térmica en el lado agua, ocurre algo similar, de tal forma que todo el proceso también queda detallado en el [Anexo VI](#).

La diferencia en el procedimiento es que ahora se deberá seguir otra relación, por la condición del propio modelo, pero el proceso es el mismo que el seguido anteriormente para el modelo discretizado.

Una vez tenemos eso se calculan los calores por rodaja, y se dividen entre el número de TEGs por rodaja, de forma que saquemos por cada TEG el calor. Sacamos los rendimientos, y la potencia generada.

Con las diferencias mostradas ya en la descripción del modelo, en la que las temperaturas medias de la superficies, tanto la caliente, como la fría, van a permanecer constantes, por lo que no dependerán de i , y que en el balance de energía, el calor por convección en cada rodaja no va a ser igual al que va al TEG como sucedía en el paramétrico.

Tabla 6 - Valores de las variables del modelo Isotermo

Variable	Valor	Variable	Valor
L_{TEG}	0.0405 m	\dot{m}_c	0,01878 kg/s
e_{TEG}	0.0048 m	L_{Rodaja}	0.0455 m
e_{FIN}	0.0025 m	$n_{TEG(Totales)}$	15
r_2	0.02 m	$n_{Rodajas}$	10
r_3	0.04 m	I_{TEG}	0,944 A
r_4	0.06 m	$T_f[n_{Rodajas}]$	15 °C
r_5	0.063 m	$T_c[0]$	320 °C

4.6. Análisis exergético

4.6.1. Modelo base o discretizado y modelo Isotermo

En ambos modelos, los balances de exergía se realizan de la misma manera por lo que se ha optado por unificar el código en un mismo apartado, que como se comenta bien sirve para cualquiera de ambos. En ambos modelos, coexisten tres flujos diferenciados: el debido a la energía eléctrica producida, siendo la exergía igual a la energía; los flujos de masa, por los flujos calientes y fríos, y sus respectivas temperaturas; así como el flujo de calor, caliente y frío, quedando reflejado en la siguiente ecuación [4.5.1]:

$$Exergia_{destruida;i} = Exergia_{destruida;gases;i} + Exergia_{destruida;agua;i} + Exergia_{destruida;TEG;i} \text{ desde } i = 1 \text{ hasta } n_{rodajas}$$

Para llegar a los resultados necesarios para obtener estos resultados finales, primero deberemos conocer las diferentes exergías, calcular y analizar como varía la exergía para los gases, el agua y los diferentes TEGs.

Para ello, la exergía se calcula a partir del balance exergético, a través de las ecuaciones [4.5.2] y [4.5.3]:

$$Exergia_{agua;i} = \dot{m}_f \cdot \left((h_{agua;i} - h_{agua;ref}) - (T_{ref} + 273,15) \cdot (s_{agua;i} - s_{agua;ref}) \right) \text{ desde } i = 0 \text{ hasta } n_{rodajas}$$

$$Exergia_{gases;i} = \dot{m}_c \cdot \left((h_{gases;i} - h_{gases;ref}) - (T_{ref} + 273,15) \cdot (s_{gases;i} - s_{gases;ref}) \right) \text{ desde } i = 0 \text{ hasta } n_{rodajas}$$

Siendo i , en este caso cero para que se pueda calcular después el aumento de exergía desde la primera de las rodajas.

Los gases de combustión sufrirán una reducción de exergía a medida que vayan perdiendo temperatura, de manera que la reducción de exergía seguirá la siguiente ecuación [4.5.4]:

$$Reduccion_{exergia;gases;i} = exergia_{gases;i-1} - exergia_{gases;i} \text{ desde } i = 1 \text{ hasta } n_{rodajas}$$

Mientras tanto, como el flujo de agua va a contracorriente de los gases de combustión, este flujo de agua verá aumentada su exergía a medida que avance a lo largo del tubo en sentido a la entrada de los gases en el tubo:

$$[4.5.5] \quad Aumento_{exergia;agua;i} = exergia_{agua;i-1} - exergia_{agua;i} \text{ desde } i = 1 \text{ hasta } n_{rodajas}$$

Con ello, podremos también calcular la exergía destruida en el agua, de forma que:

$$[4.5.6] \quad Exergia_{destruida;agua;i} = Exergia_{Q_c;i} - Aumento_{exergia;agua;i} \text{ desde } i = 1 \text{ hasta } n_{rodajas}$$

Por otra parte, estará la exergía del TEG, que habrá que calcular teniendo en cuenta ambas caras del dispositivo, de tal forma que:

$$Exergia_{Q_c;i} = Q_{cara;caliente;i} \cdot \left(1 - \frac{T_{ref} + 273,15}{T_{mcs;i} + 273,15} \right) \text{ desde } i = 1 \text{ hasta } n_{rodajas} \quad [4.5.7]$$

$$Exergia_{Q_f;i} = Q_{cara;fría;i} \cdot \left(1 - \frac{T_{ref} + 273,15}{T_{mfs;i} + 273,15} \right) \text{ desde } i = 1 \text{ hasta } n_{rodajas} \quad [4.5.8]$$

Por ello la exergía destruida por el dispositivo termoeléctrico será igual a [4.5.9]:

$$Exergia_{destruida;TEG;i} = Exergia_{Q_c;i} - Exergia_{Q_f;i} - Potencia_i \text{ desde } i = 1 \text{ hasta } n_{rodajas}$$

Ya que tendremos que tener en cuenta que la exergía se genera en la cara caliente, y se pierde con la cara fría y la potencia eléctrica generada.

Una vez conocemos los resultados anteriores en cada una de las rodajas, podemos pasar a calcular el rendimiento exergético de cada uno de los elementos que componen el sistema, tomando en cuenta que le agua calentada tendrá un uso posterior, y por ello se reutilizará, afectando a las siguientes ecuaciones de rendimiento:

$$[4.5.10] \quad \text{Rendimiento}_{\text{gases};i} = \frac{\text{Exergia}_{Q;c;i}}{\text{Reduccion}_{\text{exergia};\text{gases};i}} \quad \text{desde } i = 1 \text{ hasta } n_{\text{rodajas}}$$

$$[4.5.11] \quad \text{Rendimiento}_{\text{agua};i} = \frac{\text{Aumento}_{\text{exergia};\text{agua};i}}{\text{Exergia}_{Q;f;i}} \quad \text{desde } i = 1 \text{ hasta } n_{\text{rodajas}}$$

$$[4.5.12] \quad \text{Rendimiento}_{\text{TEG};i} = \frac{\text{Potencia}_i}{(\text{Exergia}_{Q;c;i} - \text{Exergia}_{Q;f;i})} \quad \text{desde } i = 1 \text{ hasta } n_{\text{rodajas}}$$

$$[4.5.13] \quad \text{Rendimiento}_i = \frac{\text{Potencia}_i + \text{aumento}_{\text{exergia};\text{agua};i}}{\text{Reduccion}_{\text{exergia};\text{gases};i}} \quad \text{desde } i = 1 \text{ hasta } n_{\text{rodajas}}$$

$$[4.5.14] \quad \text{Rendimiento}_{\text{Eléctrico};i} = \frac{\text{Potencia}_i}{\text{Reduccion}_{\text{exergia};\text{gases};i}} \quad \text{desde } i = 1 \text{ hasta } n_{\text{rodajas}}$$

$$[4.5.15] \quad \text{Rendimiento}_{\text{Térmico};i} = \frac{\text{aumento}_{\text{exergia};\text{agua};i}}{\text{Reduccion}_{\text{exergia};\text{gases};i}} \quad \text{desde } i = 1 \text{ hasta } n_{\text{rodajas}}$$

Una vez conocemos todo esto por rodaja, es decir, de manera que sea discretizado la parte del tubo en el que se implementarán los TEGs, se puede analizar de forma no discreta, utilizándose las siguientes ecuaciones, numeradas de la [4.5.16] a la [4.5.17], respectivamente.

$$\text{Reduccion}_{\text{exergia};\text{gases}} = \text{Exergia}_{\text{gases};0} - \text{Exergia}_{\text{gases};n;\text{rodajas}}$$

$$\text{Exergia}_{Q;f} = \sum_{i=1}^{n_{\text{rodajas}}} \text{Exergia}_{Q;f;i}$$

$$\text{Exergia}_{Q;c} = \sum_{i=1}^{n_{\text{rodajas}}} \text{Exergia}_{Q;c;i}$$

$$\text{Aumento}_{\text{exergia};\text{agua}} = \text{Exergia}_{\text{agua};0} - \text{Exergia}_{\text{agua};n;\text{rodajas}}$$

$$\text{Rendimiento}_{\text{gases}} = \frac{\text{Exergia}_{Q;c}}{\text{Reduccion}_{\text{exergia};\text{gases}}} \quad \text{Rendimiento}_{\text{agua}} = \frac{\text{Aumento}_{\text{exergia};\text{agua}}}{\text{Exergia}_{q;f}}$$

$$\text{Exergia}_{\text{destruida};\text{gases}} = \text{Reduccion}_{\text{exergia};\text{gases}} - \text{Exergia}_{Q;c}$$

$$\text{Rendimiento}_{\text{TEG}} = \frac{\text{Potencia}}{\text{Exergia}_{Q;c} - \text{Exergia}_{Q;f}}$$

$$\text{Exergia}_{\text{destruida};\text{TEG}} = \text{Exergia}_{Q;c} - \text{Exergia}_{Q;f} - \text{Potencia}$$

$$\text{Rendimiento} = \frac{\text{Potencia} + \text{Aumento}_{\text{exergia};\text{agua}}}{\text{Reduccion}_{\text{exergia};\text{gases}}}$$

$$\text{Exergia}_{\text{destruida}} = \text{Exergia}_{\text{destruida};\text{TEG}} + \text{Exergia}_{\text{destruida};\text{gases}} + \text{Exergia}_{\text{destruida};\text{agua}}$$

5. Resultados y análisis

A continuación se muestran diferentes tablas de resultados, para poder realizar diferentes análisis, así como gráficas que ayudan a entender ambos modelos, y los resultados obtenidos.

Los resultados obtenidos del sistema recuperador son:

Tabla 7 - Resultados modelo discretizado e isoterma

Variables	Resultados			
	Modelo discretizado, base		Modelo isoterma	
Potencia generada [W]	43.3		24.2	
Potencia por rodaja [W]	Nº de Rodaja (i)	Valor	Nº de Rodaja (i)	Valor
	1	4.364	1	2,41791
	2	4.357	2	2,41791
	3	4.35	3	2,41791
	4	4.342	4	2,41791
	5	4.335	5	2,41791
	6	4.328	6	2,41791
	7	4.32	7	2,41791
	8	4.313	8	2,41791
	9	4.306	9	2,41791
	10	4.298	10	2,41791
Rendimiento TEG	Nº de Rodaja (i)	Valor	Nº de Rodaja (i)	Valor
	1	0,1284	1	0,04145
	2	0,1252	2	0,04423
	3	0,1219	3	0,04729
	4	0,1187	4	0,05083
	5	0,1155	5	0,05533
	6	0,1123	6	0,06223
	7	0,1092	7	0,07662
	8	0,1061	8	0,1312
	9	0,1031	9	-0,2956
	10	0,1001	10	-0,03679
Temperatura salida gases [°C]	253		263	
Temperatura salida agua [°C]	77.48		68.60	
Calor transferido por los gases [W]	1350		1145.365	
Calor transferido al agua [W]	1307		1121.186	
Velocidad del agua [m/s]	0.007082		0.004317	
Velocidad de gases [m/s]	10.95		12.33	
$h_{interior}$ (Coef.conv.) [W/m ² ·K]	27.18		23.72	
$h_{exterior}$ (Coef.conv.) [W/m ² ·K]	1501		950.8	

Con ello se puede analizar que el modelo isoterma evacua los gases a mayor temperatura, mientras que será menor la temperatura de salida del agua. La potencia eléctrica generada por el modelo parametrizado será el doble que la generada por el isoterma. También serán mayores los calores transferidos por los gases y al agua por el modelo parametrizado. A continuación se realizará un análisis de lo comentado.

5.1. Análisis sobre la transferencia de calor, con ayuda de balance de exergía

5.1.1. Modelo base, discretizado

A continuación se detalla la figura figura 11, que muestra el perfil de temperaturas del modelo discretizado, o base. También se muestra la figura 11, en la que se muestran diferentes resultados, y con la que se podrá asegurar el análisis posterior:

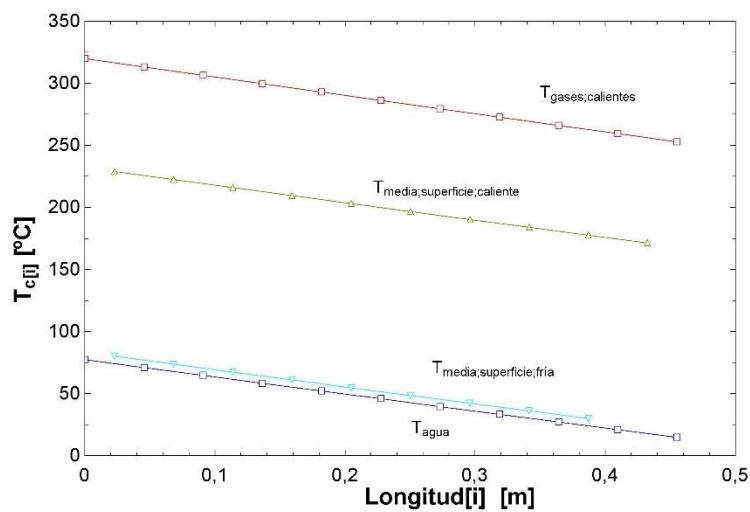


Figura 9 - Perfil de temperaturas del modelo discretizado, o base

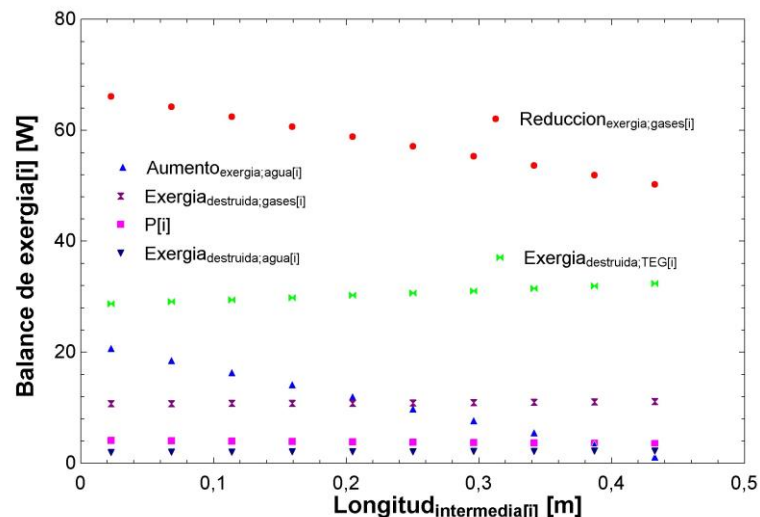


Figura 12- Balance de exergías en función de la posición

En el modelo discretizado los perfiles de temperatura son más paralelos, que los que se recogen en el modelo isoterma, como ya se ha podido comprobar. Los perfiles están más juntos que en el isoterma, y son prácticamente paralelos, por lo que los saltos térmicos

que existen serán aproximadamente constantes. De tal modo que al ir tan pegados, casi no existe irreversibilidad, debido a que no existe un importante salto térmico, como si se puede observar en el modelo isoterma.

Se observa en la figura 12, que la exergía destruida por el agua es prácticamente constante al ser prácticamente paralelos los perfiles de temperatura. También se puede observar que la caída en la reducción de la exergía de los gases es más plana, así como el aumento de la exergía del agua, si se comparan con la figura 13, en la que se detalla el balance de exergía para el modelo isoterma, al mantenerse esa diferencia entre las temperaturas de los gases con la superficie de la cara caliente, y las del agua con la de la superficie de la cara fría.

El modelo discretizado afecta de manera importante al aumento de exergía del agua, y la reducción de exergía de la misma, siendo resultado del pequeño salto térmico existente, ya comentado, que se produce entre la temperatura del agua, y la de la cara fría.

5.1.2. Modelo isoterma

A continuación se detallan las figuras 10 y 13, siendo las mismas análogas a las del modelo paramétrico o base, con las variaciones pertinentes en sus resultados, debidas a las condiciones que diferencian un modelo de otro.

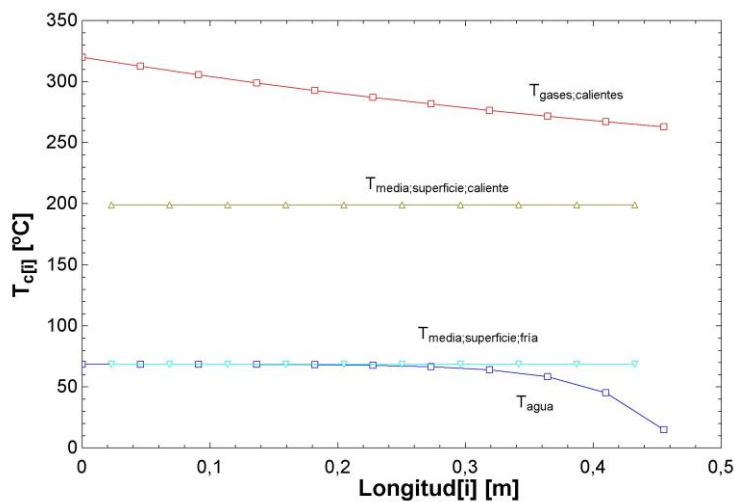


Figura 10 - Perfil de temperaturas del modelo isoterma

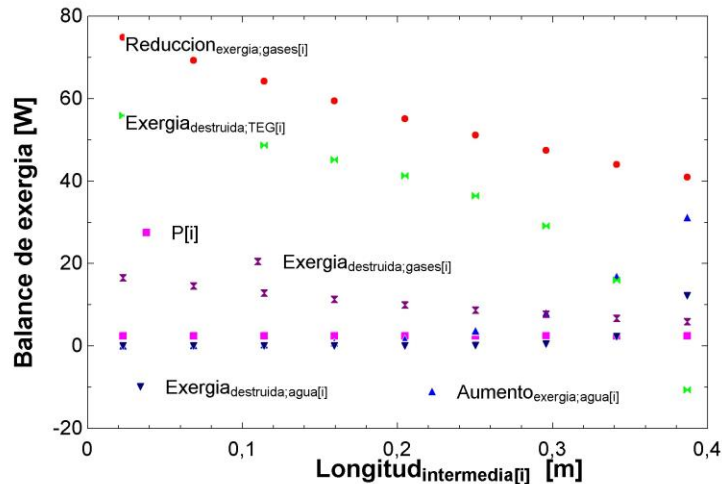


Figura 12 - Balance de exergías en función de la posición, modelo isoterma

En el modelo isoterma los perfiles de temperatura de ambas superficies del TEG son planos, es decir, constantes, algo que ya se preveía, mientras que la temperatura de los gases va disminuyendo, y la caída de la misma se pronuncia en mayor medida que la que se podía observar en el modelo discretizado, figura 10.

Por el perfil de temperaturas, y los resultados obtenidos de forma gráfica en la figura 13, la reducción de exergía en el lado caliente es bastante grande, y en el lado frío, o menos caliente es mucho más pequeña, sin embargo, también se denota que la temperatura del agua cae en picado, debido a que ese trozo es la zona en la que el agua entra al circuito, y se calienta en los primeros momentos de su paso por el mismo hasta alcanzar una temperatura que permanece casi constante de forma posterior.

Por lo comentado, la reducción de exergía será grande en la parte inicial, ya que existe un salto térmico importante, y será mucho más pequeña a medida se enfrían los gases, de manera que formará un arco pronunciado como se ve en el perfil de temperaturas.

Si nos fijamos en el lado frío, el único momento dónde existe un salto térmico cuantioso, es en la entrada del agua en el sistema, o mejor dicho en la salida de los gases del mismo, de tal forma que una vez visto esto en la figura 12, en la figura 13 vemos un aumento de la exergía de los gases en el agua, debido a lo comentado.

Si se realiza una comparación entre ambos modelos, se denota que el salto térmico en la isoterma es mucho más pronunciado en la parte caliente. En la cara fría, la exergía destruida del agua también es algo mayor, debido a que en el modelo discretizado no se refleja el salto térmico comentado al introducirse el agua en el sistema, ya que al estar caracterizado por unos perfiles casi paralelos de temperatura, se acompañan ambas temperaturas de la cara pertinente, haciendo así que el salto térmico sea menor.

Es por ello, que en el modelo isoterma, en el trozo donde se introduce el agua al sistema, tenemos una irreversibilidad más grande ya que tenemos un salto térmico más grande.

La posible solución para reducir ese salto térmico tan grande, y por ello esa gran irreversibilidad que existe, se podría optar por analizarlo con un volumen de agua superior, por lo que la temperatura del lado frío bajaría, haciendo así que los TEGs producirían más potencia eléctrica. Esta solución, es algo que puede implementarse en ambos modelos, siendo este último modelo donde más se notaría, al menos en el trozo de la entrada del agua.

5.2. Análisis sobre exergía

5.2.1. Modelo base, discretizado

En la siguiente tabla se recogen los resultados obtenidos con el modelo discretizado:

Tabla 9 – Resultados modelo base, discretizado

Razón Exergética	Valor (W)	Valor relativo 1 (%)	Valor relativo 2 (%)
Entrada de flujo caliente	1874	100	
Salida de flujo caliente	1238	66.6	
Entrada – salida de flujo caliente	636		100
Entrada de flujo frío	0	0	0
Salida de flujo frío	124.1	6.62	19.51
Energía generada	43.1	2.3	6.78
Irreversibilidad del flujo caliente	108.8	5.81	17.11
Irreversibilidad del TEG	338.7	18.07	53.25
Irreversibilidad del flujo frío	21.05	1.12	3.31

De tal manera que la exergía debida al flujo de calor de los gases a la entrada de flujo caliente igual menos la exergía debida la flujo de calor de los gases que se pierde en la salida del flujo caliente, será la exergía de salida del flujo frío para calentar el agua, más la energía generada, más la destrucción de exergía en el flujo caliente, en el dispositivo TEG y en el flujo frío.

Con las figuras vistas anteriormente, en el modelo discretizado ya se ha visto que el perfil de temperaturas de los gases va bajando en paralelo, y de forma muy próxima con el perfil de temperaturas de la cara caliente, de manera que los gases se pueden enfriar más.

Con los valores obtenidos, podemos realizar, también, las siguientes conclusiones, gracias a un análisis a través de dos referencias en valor relativo. En el primer análisis se puede concluir que, más de la mitad, se pierde en la salida de flujo caliente debido al flujo de calor de los gases de combustión,

Con la segunda referencia del valor relativo, teniendo como tal la exergía resultante de la resta entre la de entrada y salida de flujo caliente, la mayor parte de la exergía se pierde en el TEG lo que nos confirma nuestras premisas de que es necesario un desarrollo de los mismos, ya que con ello se daría lugar a bajar ese valor de exergía destruida en los mismos, esa irreversibilidad. También, y no por ello menos reseñable, se está perdiendo exergía en la transferencia de calor con lo cual también podría ser objeto de un análisis para la mejora de la transferencia de calor.

También cabe destacar, que la exergía perdida en calentar el agua es al menos el doble que la exergía producida, algo que aún es mayor si se comparan en el marco energético.

Aunque cabe resaltar un matiz importante, ya que en realidad esa exergía que se está perdiendo, realmente se está produciendo para calentar el agua, ya que el agua se va a reutilizar luego, por lo que es foco para un posible estudio económico.

Si se quisiera maximizar la potencia lo que habría que hacer es usar más agua, como ya se ha comentado en el apartado anterior, así se conseguiría que el agua no se caliente tanto, pero ya no se aprovecharía de la misma manera, y se debería refrigerar a posteriori. Mientras, que en nuestro caso, se genera electricidad a la vez que das energía al agua para después poder aprovecharte de ello.

5.2.2. Modelo isoterma

En la siguiente tabla se recogen los resultados obtenidos con el modelo isoterma:

Tabla 10 –Resultados modelo isoterma

Razón Exergética	Valor (W)	Valor relativo 1 (%)	Valor relativo 2 (%)
Entrada de flujo caliente	1873.77	100	
Salida de flujo caliente	1325	70.71	
Entrada – salida de flujo caliente	548.77		100
Entrada de flujo frío	0	0	0
Salida de flujo frío	92.2	4.92	16.8
Energía generada	30.59	1.63	5.57
Irreversibilidad del flujo caliente	98.2	5.24	17.89
Irreversibilidad del TEG	245.53	13.17	44.74
Irreversibilidad del flujo frío	82.23	4.39	14.98

En el modelo isoterma se pierde más por los gases calientes debido a la condición que le da su nombre, por lo que los gases no se pueden enfriar mucho. Mientras que en el parametrizado se pueden enfriar más los gases, puesto que su perfil de temperaturas es casi paralelo, por lo que en el modelo isoterma existe mayor irreversibilidad, y por ello mayores pérdidas. Es por ello, que el valor a la salida de flujo caliente es mayor en este modelo que en el anteriormente analizado.

A la entrada del flujo caliente, como se ha podido apreciar, debe existir el mismo valor de exergía, puesto que las temperaturas de entrada y salida, tanto de los gases como las del agua, son las mismas para ambos modelos.

La irreversibilidad en el flujo frío es tres veces mayor en este modelo, si se compara este mismo parámetro en el modelo discretizado, esto es debido al salto térmico, ya comentado y los perfiles de temperatura.

En el isoterma, se va reduciendo el valor de la temperatura de los gases sin modificarse el de la superficie de la cara caliente. En el discretizado como la temperatura de la superficie fría va cambiando, va siguiendo la temperatura del agua, y al ir tan paralelas el salto térmico es pequeño, y por tanto la irreversibilidad es pequeña. Si bien el análisis arroja los mismos resultados, aproximadamente, en los valores relativos, es cierto que se denota la diferencia entre un modelo y otro.

De igual forma se puede concluir que casi tres cuartas partes se pierden en la salida de flujo caliente debido al flujo de calor de los gases de combustión.

Como ya se ha podido ver en el análisis del anterior modelo, con la segunda referencia del valor relativo, teniendo como tal la exergía resultante de la resta entre la de entrada y salida de flujo caliente, la mayor parte de la exergía se pierde en el TEG lo que nos indica de la necesidad de mejora del dispositivo para la mejora, y reducción de esa irreversibilidad, que nos genera pérdidas. También, y no por ello menos reseñable, se está perdiendo exergía en la transferencia de calor con lo cual también podría ser objeto de un análisis para la mejora de la transferencia de calor.

5.2.3. Análisis paramétricos de los resultados modificando las variables

En el análisis paramétrico se ha realizado en el modelo isoterma. En este primer análisis se realiza una comparación entre la variación de la intensidad de la corriente eléctrica y el número de TEGs, con la energía producida.

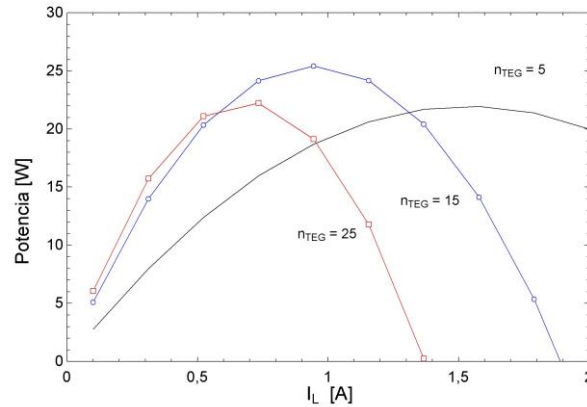


Figura 13 - Efecto de la corriente eléctrica y el número del número de TEGs con la energía producida

Como se puede apreciar, para distintas intensidades el comportamiento típico es con un máximo, de tal manera que cabe resaltar que para 5 TEGs tenemos cierto valor, para 15 TEGs el máximo en la generación de electricidad es mayor, pero con 25 TEGs no aumentan ese máximo.

Con la consiguiente conclusión en el marco económico, es decir, no sólo se llega a generar poca energía, sino que pasando de gastar dinero en 5 TEGs, pasas a gastar el triple de dinero, 15 TEGs, sólo es posible generar algo más de un 15 %.

Algo que aún es más sorprendente si realizamos una comparación entre el implantar 5 TEGs frente a 25, puesto que ya no es sólo que gastas 5 veces más en TEGs, sino que no se va a llegar a generar tanta electricidad como si solo se usaran 5.

En este caso, en el análisis se realiza una comparación entre la variación de la intensidad de la corriente eléctrica y el número de TEGs, con la exergía de los gases, y otro, con la exergía del agua.

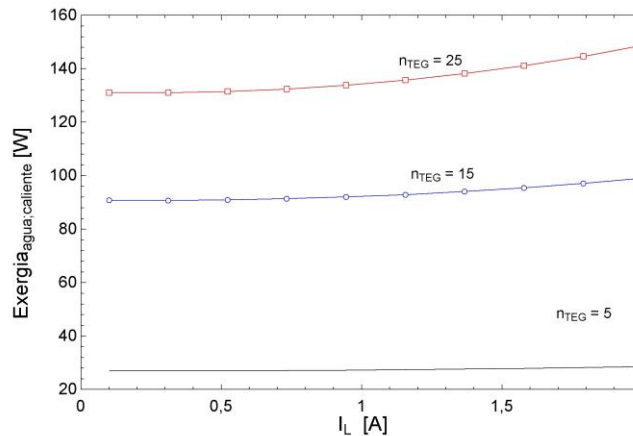


Figura 14 - Efecto de la corriente eléctrica y el número de TEGs en la exergía del agua calentada que deja el dispositivo

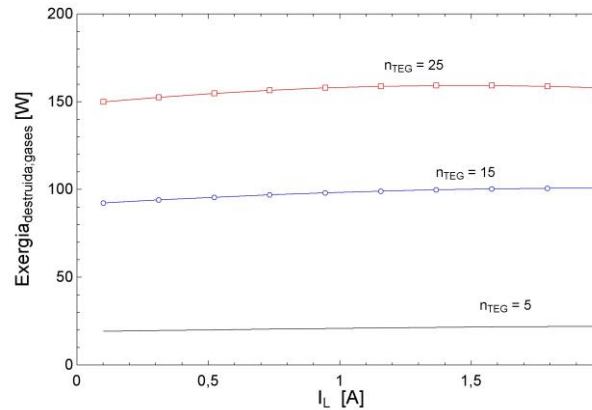


Figura 15 - Efecto de la corriente eléctrica y el número de TEGs en la exergía de los gases que abandonan el dispositivo

Se puede concluir que la intensidad influye poco, pero cuántos más TEGs se tienen, mejora la transferencia de calor, lo que reduce la temperatura de los gases de combustión, motivando la reducción de exergía. Aunque, es algo que incrementa la temperatura y exergía, como se puede ver en la figura 15, en la que se detalla el efecto de la corriente eléctrica y el número de TEGs en la exergía del agua calentada abandonando el dispositivo. Esto es debido a que a cuánto mayor número de TEGs se favorece la transferencia del caliente al frío, con lo que los gases se enfrían más, y por lo tanto el agua se calienta más.

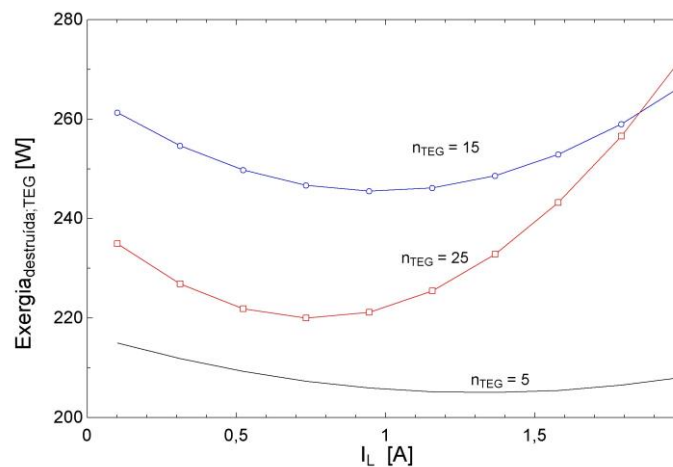


Figura 16 - Efecto de la corriente eléctrica y el número de TEGs en la irreversibilidad del TEG.

Para finalizar los distintos análisis, en la figura 17 se representa la variación de la irreversibilidad del TEG. Puede observarse que, para los distintos números de TEG, hay un mínimo, que corresponde aproximadamente al máximo de producción de energía. Además, la irreversibilidad aumenta de 5 a 15 dispositivos, pero incluso puede disminuir de 15 a 25. Todo ello debido al efecto cruzado que se genera por las variaciones de temperaturas en las distintas caras del TEG. Como comentario, debe tenerse en cuenta que la irreversibilidad trazada corresponde a todo el TEG.

6. Conclusiones y recomendaciones

La generación de electricidad mediante el uso de generadores termoeléctricos en calderas de biomasa puede ser una forma de aprovechar ese calor residual que se desaprovecha en la mayoría de los casos, por no decir todos.

De momento los avances en estos generadores termoeléctricos ha sido una realidad, desde hace alrededor de 20 años desde su primera implementación. El desarrollo de los materiales que componen el mismo es el factor clave de cara a una implantación de esta tecnología en un futuro.

El sistema presentado no sólo genera electricidad, también supone calentar agua, por lo que las aplicaciones de esta agua pueden ser analizadas para el uso en red sanitaria para ducha, suelos radiantes, etc...

Tras los artículos que se exponen, informes, y resultados obtenidos, este tipo de energía puede ser adecuada para completar otras fuentes renovables de energía, como por ejemplo la energía solar en invierno.

La ventaja clave de este tipo de dispositivos frente a otros en la alta fiabilidad, que los desmarca frente a otros dispositivos.

La implementación de un mayor número de TEGs no generará mayor potencia.

Si se quiere maximizar la potencia, se debería implementar una cantidad superior de agua, para que ésta no se llegue a calentar tanto, de tal forma, que aprovechar éste agua se dificulta para aplicaciones como la red sanitaria de agua caliente, suelo radiante, o calefacción.

En el modelo parametrizado se ha supuesto que de una rodaja a otra rodaja no hay transferencia de calor, algo que en la realidad no es así, puesto que existe cierta transferencia, a no ser que se implemente un aislante, de rodaja a rodaja, algo que sería más caro de producir.

Si se estima un espesor concreto se puede llegar a obtener un modelo en el que las temperaturas de las caras del TEG sean constantes, de forma que pese a tener diferentes flujos de calor, la diferencia entre los flujos de calor, es decir, la potencia eléctrica generada sea la misma, independientemente de la posición del TEG y el número.

El análisis exergético realizado se muestra como complementario a un análisis de la transferencia de calor en ambos modelos, lo que ilustra un sistema eficiente de mejorar el diseño de sistemas basados en este tipo de energía.

Este análisis exergético muestra cómo se distribuyen las irreversibilidades, de manera que se descompone el sistema completo, entre flujo de calor, flujo de frío y el del propio TEG, mostrando que la posibilidad de mejora no existe sólo en el dispositivo, sino también en el flujo de calor, por lo que se podrían exponer nuevos estudios de transferencia de calor en dicho flujo.

Se ha establecido que la implementación de más TEGs en el sistema puede no sólo generar menos electricidad, sino que puede llegar a consumir energía.

7. Referencias

- [1] Marcos d-C. J.D., *Serie: Respuestas de la Ciencia, UNED , ¿Qué es la exergía?*.
- [2] Tornos Tejedor S., Sotelo Mieg E.A., *Termoelectricidad, la energía del desequilibrio. Técnica Industrial* (2006) 262: 62-69.
- [3] I.B. Ismail, H.W. Ahmed, *Thermoelectric power generation using waste-heat energy as an alternative green technology*, *Recent Pat. Electr. Eng.* 2 (2008) 27–39.
- [4] Champier D., Bedecarrats J.P., Rivaletto M., Strub F., *Thermoelectric power generation from biomass cook stoves. Energy* 35 (2010) 935-942.
- [5] Gao H.B., Huang G.H., Li H.J., Qu Z.G., Zhang Y.J., *Development of stove-powered thermoelectric generators: A review. Applied Thermal Engineering* 96 (2016) 297-310.
- [6] A.M. Omer, *Energy, environment and sustainable development, Renew. Sustain. Energy Rev.* 12 (2008) 2265–2300.
- [7] M.I. Hoffert, K. Caldeira, A.K. Jain, E.F. Haites, L.D.D. Harvey, S.D. Potter, *Energy implications of future stabilization of atmospheric CO2 content, Lett. Nat.* 395 (1998) 881–884.
- [8] M. Chan, *Cutting carbon, improving health, The Lancet* 374 (2009) 1870–1871.
- [9] C. Liu, P. Chen, K. Li, *A 500 W low-temperature thermoelectric generator: Design and experimental study, Int. J. Hydrogen Energy* 39 (2014) 15497–15505.
- [10] R. Ahiska, H. Mamur, *Design and implementation of a new portable thermoelectric generator for low geothermal temperatures, IET Renew. Power Gener.* 7 (2013) 700–706.
- [11] C.T. Hsu, D.J. Yao, K.J. Ye, B. Yu, *Renewable energy of waste heat recovery system for automobiles, J. Renew. Sustain. Energy* 2 (2010) 105–116.
- [12] S.B. Riffat, X. Ma, *Thermoelectrics: a review of present and potential applications, Appl. Thermal Eng.* 23 (2003) 913–935.
- [13] L.E. Bell, *Cooling, heating, generating power, and recovering waste heat with thermoelectric systems, Science* 321 (2008) 1457–1461.
- [14] Haddad C., Périlhion C., Danlos A., François M-X., Descombes G., *Some efficient solutions to recover low and medium waste heat: competitiveness of the thermoacoustic technology. Energy procedia* 50 (2014) 1056-1069.
- [15] Zhang X., Zhao L-D., *Thermoelectric materials: Energy conversion between heat and electricity. Journal of Materiomics* 1 (2015) 92-105.

- [16] *International Energy Outlook 2017* IAE (2017)
- [17] Najjar Y.S.H., Kseibi M.M., *Thermoelectric stoves for poor deprived regions – A review. Renewable and Sustainable Energy Reviews* 80 (2017) 597–602
- [18] Twaha S., Zhu J., Yan Y., Li B., *A comprehensive review of thermoelectric technology: Materials, applications, modelling and performance improvement* 65 (2016) 698-726.
- [19] O’Shaughnessy S.M., Deasy M. J., Doyle J.V, Robinson A.J., *Performance analysis of a prototype small scale electricity-producing biomass cooking stove. Applied Energy* 156 (2015) 566-576.
- [20] Mal R., Prasad R., Vijay V.K., Verma A.R., *The design, development and performance evaluation of thermoelectric generator (TEG) integrated forced draft biomass cookstove. Procedia Computer Science* 52 (2015) 723 – 729.
- [21] Mueller S.B., Odaba L. F., WBT, *Prueba del agua hirviendo para Cocinas Solares (Ebullición).*
- [22] K. Dastoori, M. Kolhe, C. Mallard, B. Makin, *Electrostatic precipitation in a small scale wood combustion furnace, Journal of Electrostatics* 69 (5) (Oct 2011) 466-472.<http://dx.doi.org/10.1016/j.elstat.2011.06.005>.
- [23] VIH/SIDA. *Medline Plus. Información de salud para usted.* <https://medlineplus.gov/spanish/ency/article/000594.htm>
- [24] *TSP y PM. Estimación de emisiones de fuentes de la calidad del aire.* <http://www.aqbook.org/read/?page=73&language=Spanish>
- [25] *PAHs, Polycyclic Aromatic Hydrocarbons. The Centers for Disease Control and Prevention (CDC).* 2009. https://www.epa.gov/sites/production/files/2014-03/documents/pahs_factsheet_cdc_2013.pdf
- [26] *PM. Los contaminantes atmosféricos: las partículas en suspensión (PM).* Terra. *Ecología práctica.* <http://www.terra.org/categorias/articulos/los-contaminantes-atmosfericos-las-particulas-en-suspension-pm>
- [27] Mal R., Prasad R., Vijay V.K., *Multi-functionality clean biomass cookstove for off-grid areas. Process Safety and Environmental Protection* 104 (2016) 85–94.
- [28] *Tiro Forzado. Construmatica. Grupo INTERCOM.* https://www.construmatica.com/construpedia/Tiro_Forzado
- [29] K. Dastoori, M. Kolhe, C. Mallard, B. Makin, *CFD modelling of flue gas particulates in a biomass fired stove with electrostatic precipitation, Journal of Electrostatics* 71 (2013) 351-356.

- [30] Çengel Y.; *Heat Transfer. A practical Approach*, McGraw-Hill
- [31] Çengel Y., Ghajar A.J: *Heat and Mass Transfer. Fundamentals and Applications*, McGraw-Hill
- [32] TEC Solid State Power Generation. TEG1B-12610-5.1 Hoja Técnica: <http://tecteg.com/wp-content/uploads/2014/09/SpecTEG1B-12610-5.1Thermoelectric-generator1.pdf>
- [33] O'Shaughnessy S.M., Deasy M. J., Doyle J.V, Robinson A.J., *Adaptive design of a prototype electricity-producing biomass cooking stove. Energy for Sustainable Development* 28 (2015) 41-51.

7.1. Índice de figuras y tablas

- [78] Figura 1 - Esquema de un Generador Termoeléctrico (TEG).
- [18] Figura 2 - Distribución de la placa.
- [4] Figura 3 - Funcionamiento de una Célula Seebeck.
- [20] Figura 4 - (a) Esquema de una cocina-estufa; (b) Prueba en condiciones de laboratorio; (c) Carga del teléfono móvil por el TEG integrado en la estufa-cocina.
- [17] Figura 5 - Muertes en el mundo anuales por causa.
- [4] Figura 6 - Dos vistas de la cocina estufa de biomasa: (A) Tanque de agua; (B) Conducto de salida de los gases de combustión ubicándose también allí el ventilador; (C) Calor que proviene de los gases de combustión; (D) Placa de cocina; (E) Cámara de pirólisis.
- [-] Figura 7 - Sección transversal del modelo – Diseñado a través de AutoCad.
- [-] Figura 8 - Modelo matemático del sistema recuperador – Diseñado
- [*] Figura 9 - Perfil de temperaturas del modelo discretizado, base
- [*] Figura 10 - Perfil de temperaturas del modelo isoterma
- [*] Figura 11- Balance de exergías en función de la posición.
- [*] Figura 12 - Balance de exergías en función de la posición, modelo isoterma.
- [*] Figura 13 - Efecto de la corriente eléctrica y el número del número de TEGs con la energía producida
- [*] Figura 14 - Efecto de la corriente eléctrica y el número de TEGs en la exergía del agua calentada que deja el dispositivo

- [*] Figura 15 - Efecto de la corriente eléctrica y el número de TEGs en la exergía de los gases que abandonan el dispositivo
- [*] Figura 16 - Efecto de la corriente eléctrica y el número de TEGs en la irreversibilidad del TEG.

*Obtenido como resultados de nuestros modelos con EES.

[15] Figura 17- (a) T.J: Seebeck; (b) Efecto Seebeck

[15] Figura 18- (d) J.C.A. Peltier; (b) Efecto Peltier.

[30] Figura 19 - Analogía entre los conceptos de resistencia eléctrica y térmica

[30] Figura 20 - Número de Nusselt para flujo laminar completamente desarrollado en convección forzada interior

[30] Figura 21 - Correlación para flujo laminar completamente desarrollado, ambas caras a q cte

[30] Figura 22 - Diámetros hidráulicos

[30] Figura 23 - Cálculo de fac.fricción en conductos anulares

[30] Figura 24 - Valor Nusselt para pared aislada y otra cte

[32] Tabla 1 - Tabla de precios por números de TEGs

[*] Tabla 2 - Parámetros calculados de nuestro TEG. Calculados*.

[30] Tabla 3 - Composición másica de la biomasa y volumétrica del aire, y otros datos de cálculo.

[*] Tabla 4 – Resultados de la combustión. Calculados*.

[*] Tabla 5 - Valores de las variables del modelo paramétrico, base. Diseño*.

[*] Tabla 6 - Valores de las variables del modelo Isotermo. Diseño*.

[*] Tabla 7 - Resultados modelo discretizado e isotermo. Calculados *.

[-] Tabla 8 - Resultados modelo base, discretizado

[*] Tabla 9 - Efecto de la corriente eléctrica y el número del número de TEGs con la energía producida

[*] Tabla 10 - Resultados modelo isotermo

8. Anexos

8.1. Teórica aplicada

8.1.1. Conceptos: La termoelectricidad, el efecto Seebeck, el efecto Peltier y los generadores termoeléctricos

El denominado efecto termoeléctrico o efecto Seebeck, se produce debido a que el conductor es calentado en un extremo, por lo que los electrones de la unión caliente incrementan su energía respecto a los que ocupan la unión fría, creando una situación de desequilibrio de electrones. Los electrones de la unión caliente fluirían a la parte fría donde su energía disminuirá. Esta es, esencialmente, la manera en que la transmisión de calor a través del metal está acompañada por una acumulación de cargas negativas en la unión fría, a partir de la cual se crea una diferencia de potencial entre ambos extremos del conductor.

Esta diferencia de potencial continuará existiendo hasta que se llegue a un estado de equilibrio dinámico entre los electrones que fluyen por el gradiente de temperaturas de la unión caliente a la fría y la repulsión electrostática debido al exceso de carga negativa de la unión fría.

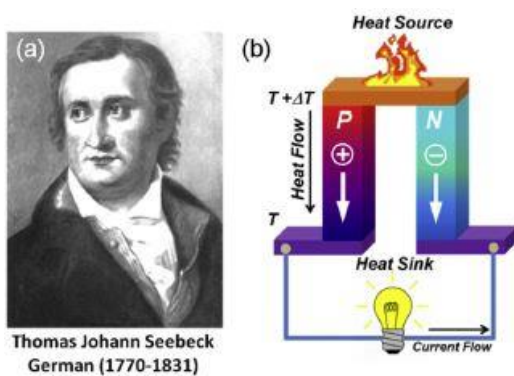


Figura 17- (a) T.J. Seebeck; (b) Efecto Seebeck

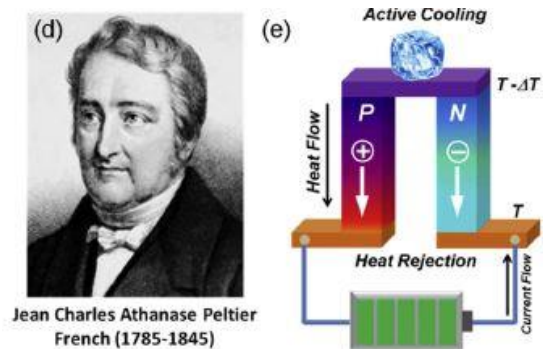


Figura 18- (d) J.C.A. Peltier; (e) Efecto Peltier

El aporte de energía calorífica en uno de los extremos nos asegura que la velocidad de transferencia de electrones de la parte caliente a la fría va a ser mayor que de la parte fría a la caliente con una continua transmisión de calor (conducción térmica) y su correspondiente diferencia de potencial, hasta que se equilibre el gradiente de temperaturas. Una vez equilibrado, la transferencia entre ambos extremos se paralizará, igualándose tanto la temperatura como el potencial.

Sin embargo, si la diferencia de temperaturas continúa, la situación de desequilibrio seguirá existiendo y se seguirá tratando de equilibrar esa situación mediante el transporte de electrones. Esta es la base del efecto Seebeck [2]

8.2.1. La combustión

El problema de la combustión de la biomasa es que se tiene la composición en base másica. Se puede hacer de dos formas, pero se ha utilizado la primera, debido a que fue la se estudió en la asignatura de Ingeniería térmica. Ante lo comentado con el profesor D. Javier Uche, se conoce que a partir del siguiente curso se desarrollará el estudio desde el segundo análisis que se detalla:

8.2.1.1. Método del estudio de las reacciones

La forma en la que se ha realizado el análisis de la combustión en el trabajo. Esto es debido a que fue la forma estudiada en la asignatura. De tal manera que al tener caracterizado el combustible sólido, en nuestro caso pellets, biomasa, se suele tener su composición en base másica.

De tal forma, que lo más rápido y sencillo, es analizar las reacciones que existen, para calcular cuántos gases se producen. Es algo mucho más directo, que la segunda forma. En definitiva, se ha realizado un balance de masa con la composición másica.

Aquí se hace un análisis de las reacciones y se ve cuánto se produce de cada gas, por kilo de combustible.

Es un balance de masa basada en la composición másica, lo he hecho así. En este caso el H_2O entra líquido y sale gas por ser combustión de una sólido.

8.2.1.2. Método de la molécula equivalente

La segunda forma, tiene una casuística inicial similar, puesto que se conoce la base másica del combustible sólido. En vez de analizar el combustible como tal, y las reacciones que tienen lugar en el mismo, se estima generar una molécula, dijéramos, equivalente a la de los gases. Es decir, pasar de base másica, teniendo los pesos, a base molar.

De tal forma, que luego ya se aplicaría lo conocido en la combustión de los gases.

Para llegar a esa fórmula química habría que tener en cuenta que en la molécula de los gases, no se tienen cenizas, y agua es muy complicado, debido a que ya no se fabrican calderas de condensación. Además, en un gas puedes tener CO_2 que realmente no se disocia, lo que hace bastante más complejo de comprender ésta forma equivalente de molécula de biomasa a gas. El balance que se realiza aquí digamos no es distinto, es un balance de masa por constituyentes químicos. Algo que es más sistemático.

No se hace un balance de masa distinto, se hace un balance de masa por constituyentes químicos.

8.3.2. Transferencia de calor

Como mecanismos físicos para la transferencia de calor tendremos la difusión y la radiación. Si es verdad que los modos de transferencia de calor se suelen dividir en tres, descomponiendo la anterior citada difusión en dos partes, la conducción y la convección, importante en nuestro análisis sobre nuestro modelo.

8.3.2.1. La conducción

La conducción se define como la transferencia entre sólidos con un medio material en reposo y solo actúa la difusión molecular.

Es la transferencia de energía de la partícula más energética de una sustancia, en nuestro, gas, hacia las adyacentes menos energéticas, siendo resultado de las interacciones de esas partículas que en el caso de los gases se produce debido a través de las colisiones y de la difusión de las moléculas durante su movimiento aleatorio.

$$\frac{Q}{\Delta t} = -k \cdot A \cdot \frac{\Delta T}{x}$$

La transferencia de calor por conducción va a depender de la geometría, de las propiedades del material y de la diferencia de temperaturas.

Para conocer el calor transferido por conducción tendremos que hacer uso de la Ley de Fourier, ley obtenida a través de la experimentación. Por ella, se refleja que el flujo de calor q'' depende del tipo de material interpuesto, siendo necesario conocer la conductividad de dicho material o materiales, que se define como k a partir de ahora y tiene unidades de $W/m \cdot K$. Depende también de la diferencia de temperaturas reinante, y al distancia entre los focos de temperatura.

Para conocer la conductividad térmica se ha hecho uso del programa EES, para la caracterización del material, pese a que la k del aluminio se ha tomado de las tablas de propiedades de las que se hicieron uso en diferentes asignaturas de la carrera, contrastando con bases sobre conductividades térmicas de materiales coinciden, pero no por ello deberíamos saber que: Es la propiedad de los materiales que caracteriza los mismos por la capacidad que tienen para transferir calor por difusión.

8.3.2.2. La convección

La convección que se define como la transferencia entre fluidos cuyo movimiento se superpone al efecto de la difusión molecular. Una suma ente la conducción y la advección, siendo esta última el movimiento de las partículas.

La convección es la transferencia de energía entre una superficie sólida y el líquido, o gas adyacente que está en movimiento y comprende los efectos combinados de la conducción y el movimiento de los fluidos.

$$\frac{Q}{\Delta t} = -h \cdot A \cdot (T_s - T_\infty)$$

Siendo $Q/\Delta t$ la cantidad de energía calorífica por unidad de tiempo, A_s la superficie sólida de área y la temperatura T_s la superficial del cuerpo, con una temperatura de un fluido suficientemente lejos de la superficie, siendo T_∞ , con un coeficiente de transferencia de calor por convección h .

Cuánto más rápido es el movimiento de un fluido, mayor es la transferencia de calor. No es nuestro, caso porque o bien habría diferencia de presión en el caso del agua, o como se ha caracterizado nuestra salida de gases/ caldera para que sea de tiro forzado, se asegura el movimiento del fluido, pero en el caso que no existiera movimiento de un fluido la transferencia de calor entre una superficie sólida y el fluido adyacente es por conducción pura.

Tendremos que caracterizar el flujo, de forma previa. Para ello, y como ya se ha citado en varias ocasiones el flujo de aire va a ser convección forzada por el ventilador que se coloca, mientras que en el caso del agua se estudiará que es más coherente, que sea convección forzada, lo que haría que el movimiento del fluido estaría provocado por un agente externo

8.3.2.3. *La radiación*

La radiación se produce por todas las sustancias que superen el cero absoluto (0 Kelvin), de tal forma que emitirán una radiación electromagnética por ello, y cederán energía interna por medio de ondas electromagnéticas. La radiación es superficial, y cuánto más caliente más radiación electromagnética, pero también se depende de las propiedades superficiales. En definitiva, es la transferencia de calor entre superficies o volúmenes en nuestro caso debido a ondas electromagnéticas por el cambio de las configuraciones electrónicas de átomos y/o moléculas. También podría ser volumétrica, si el medio es participativo.

8.3.2.4. *El efecto Joule*

Si por un conductor circula corriente eléctrica, parte de la energía cinética de los electrones se transforma en calor debido al choque que sufren los electrones con las moléculas del conductor por el que circulan elevando la temperatura del mismo. Algo que bien puede definirse como:

“La cantidad de energía calorífica producida por una corriente eléctrica, depende directamente del cuadrado de la intensidad de la corriente, del tiempo que ésta circula por el conductor y de la resistencia que opone el mismo al paso de la corriente”.

$$Q = R \cdot I^2$$

Siendo Q , la potencia calorífica generada debido al efecto Joule, R la resistencia eléctrica del conductor, e I la corriente que atraviesa el material.

8.4.1. Cálculo de las Resistencias térmicas

Se conoce que la fórmula para el cálculo de la resistencia térmica de convección, es la siguiente:

$$R_{\text{termica}_{\text{convección}}} = \frac{1}{h \cdot \text{Area}}$$

Esta ecuación se ha definido a través de, se conoce que el flujo de calor es análogo a la relación para el flujo eléctrico, la corriente I, que se expresa como:

$$I = \frac{V_1 - V_2}{R_e}$$

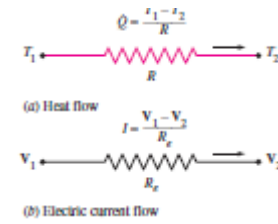


Figura 19 - Analogía entre los conceptos de resistencia eléctrica y térmica

Siendo $R_e = L / \sigma_e$ la resistencia eléctrica, y $V_1 - V_2$ la diferencia de voltaje (σ_e es la conductividad eléctrica). De tal forma que el factor de transferencia de calor a través de una capa corresponde a la corriente eléctrica, la térmica corresponde a la resistencia eléctrica, y la diferencia de temperatura corresponde a la diferencia de tensión a través de la capa, como se observa en la (Figura 19).

Si se considera la transferencia de calor por convección desde una superficie sólida de área A_s y la temperatura T_s a un fluido cuya temperatura está suficientemente alejada de la superficie, siendo T_∞ , con un coeficiente de transferencia de calor por convección h . La ley de Newton de enfriamiento para el coeficiente de transferencia de calor por convección $Q_{\text{conv}} = h A_s \cdot (T_s - T_\infty)$, se puede reorganizar como:

$$\dot{Q}_{\text{conv}} = \frac{T_s - T_\infty}{R_{\text{conv}}} \quad [\text{W}]$$

Dónde:

$$R_{\text{convección}} = \frac{1}{h \cdot A_s} \quad (^\circ\text{C} / \text{W})$$

Es la resistencia térmica de la superficie contra la convección, térmica de la superficie contra la convección de calor, o simplemente la resistencia de convección de la superficie. Teniendo en cuenta que cuando el coeficiente de transferencia de calor por convección es muy grande ($h \rightarrow \infty$), la resistencia a la convección se convierte en cero y T_s se iguala a T_∞ . Es decir, la superficie no ofrece resistencia a la convección, y por lo tanto no ralentiza el proceso de transferencia de calor. Esta situación es en la práctica en superficies en las que se produce la ebullición y la condensación. También se debe tener en cuenta que la superficie no tiene por qué ser plana.

La resistencia a la convección es válida para superficies de cualquier forma, siempre que se asuma que el valor de h es constante y uniforme, será razonable.

8.4.1.1. Modelo discretizado, o base

Por lo visto anteriormente, la resistencia térmica de los gases de combustión se define por la siguiente ecuación:

$$R_{termica}_{gases} = \frac{1}{h_{interior} \cdot ef_{aleta} \cdot Area_{aletas} + h_{interior} \cdot Area_{hueco}}$$

Dónde $h_{interior}$ es el coeficiente de convección de los gases de combustión, por lo que se multiplicará por la eficiencia de la aleta, puesto que se conoce que la misma no será de la unidad, ya que la convección no será completa, y a su vez por el área de las aletas.

Esto sería el primer sumando, pero se deberá tener en cuenta toda el área superficial en contacto con el fluido, en este caso los gases de combustión, por lo que, como segundo término de la suma se multiplicará el coeficiente de convección por el Área del hueco interior, por el que se dará salida a los gases.

Se conoce, por la geometría ya dada, las áreas de las aletas y la de los huecos, de manera que si se recuerda, estamos discretizando parte del tubo, por lo que la longitud por la que se multiplica para calcular ambas áreas no son la total del tubo, sino la de la rodaja.

Para conocer el valor del coeficiente de calor por convección, deberemos aplicar el número de Nusselt, en el que conoceremos el diámetro húmedo interior, y la conductividad térmica del flujo.

$$Nusselt = \frac{h \cdot D_h}{k} = \frac{h_{interior} \cdot D_h}{k_{Gases}}$$

Se conoce que el coeficiente de calor por convección (la conductancia térmica unitaria o coeficiente de convección) dependerá de la superficie del sólido, de las propiedades del fluido, de la geometría, las velocidades u otros factores.

Se determina de forma experimental, y se expresa en función de números adimensionales. En nuestro caso y como bien se detalla a posteriori, llegaremos a través de correlaciones propias de la convección forzada interior.

El término de convección forzada se explicaba con anterioridad, siendo en nuestro caso para ambos gases interior, ya que el flujo se desarrolla en el interior de los tubos que se serán objeto de estudio.

Esto, será de vital importancia a la hora de seleccionar las correlaciones adecuadas. También será necesario conocer otras tres condiciones del problema, como son el régimen del flujo, con su rango, y condiciones de frontera.

Para conocer su régimen, se deberá hacer uso del rango del número de Reynolds con el cual se estipula el régimen del fluido, por lo cual deberemos hacer uso de este número adimensional primero.

Como ya conocemos, el número de Reynolds se define como el cociente de las fuerzas de inercia, asociadas con el aumento de momento en el fluido por su movimiento, entre las fuerzas viscosas, asociadas a la resistencia interna por el movimiento de un fluido, originado por el roce de las moléculas que se deslizan unas sobre otras, tal que:

Para flujo interno se define el número de Reynolds como la multiplicación de la velocidad promedio del fluido por el diámetro hidráulico, entre la viscosidad dinámica.

Para poder llegar a obtener el número de Reynolds se ha tenido que aplicar la siguiente ecuación, ya que se conoce el valor del flujo másico de gases de combustión, ya calculado, y conociendo el resto de términos de la ecuación, podremos calcular la velocidad de los gases:

$$\dot{m}_c = \rho_{gases} \cdot vel_{gases} \cdot Area_{transversal;gases} \cdot n_{aletas}$$

De tal forma que si se aplica lo anteriormente comentado, el Reynolds de los gases de combustión, aplicando para el cálculo de la viscosidad dinámica la media ponderada de las viscosidades dinámicas de los diferentes gases de combustión, se obtiene que está por debajo del rango de los 2300, por lo que queda caracterizado como flujo laminar.

Una vez conocemos estas dos condiciones, y que al ser un caso parametrizado donde el flujo de calor se puede tomar como constante, aplicaremos la correlación que cumple todas estas condiciones, recordando que no es un conducto circular, como de forma inicial se puede llegar a pensar, puesto que lo que se está calculando es en referencia a la evacuación de los gases, de tal manera que será el área del trapecio circular entre R_3 y R_2, menos el área de las aletas, lo que nos llevará a la conclusión, de que se tendrán 25 trapecios circulares, algo que por correlaciones se ha estimado que se aproxima a rectángulos, aunque también podrían ser vistos como 25 triángulos.

Como la h interior se calcula de cada uno de los elementos deberemos ir a la tabla de correlaciones pertinente en la que se recoge este tipo de geometría para un flujo desarrollado laminar. Por lo que, en el caso del rectángulo, se deberá conocer los lados del hipotético rectángulo. Para obtener el denominado lado a del rectángulo, simplemente se restará el R_3, el radio más exterior del conducto, menos R_2, el más interior, de tal manera que el valor será de 0.02034 metros.

Ahora se deberá calcular el valor del denominado con lado b, por lo que se ha estimado que la configuración real al no ser un rectángulo como tal, ya que es un trapecio circular, el lado se b se considera sin tener en cuenta que podría ser una longitud de arco de R_3, dividido entre el número de huecos, menos la mitad del espesor de cada aleta.

De tal forma que se toma por conocido el lado b, y conocido que el valor de la mitad del ángulo corresponde a 7.2°, debido a que el ángulo total será el resultado de dividir los 360 grados que se recogen en una circunferencia entre el número de huecos, por los que se evacuan los gases de combustión teniendo un valor de 14.4°. Con estos valores y en un ejercicio de geometría sencillo, a través de la tangente de dicho ángulo se puede calcular que el lado b tendrá un valor de 0.005139.

Con estos valores, se puede realizar el cociente entre a y b, cuyo valor será de 3.958 y realizando una interpolación lineal con los datos de la tabla, en la que se recoge la geometría del rectángulo, considerando como hipótesis que nuestro modelo parametrizado va a tener un flujo de calor, q_s, aproximadamente constante, el valor de 3.958 se encuentra entre los 3 (4.79) y el 4 (5.33), ver figura 20.

Por ello el valor de 3.958 da un valor de Nusselt constante de 5.307.

La correlación que usaremos para las condiciones ya comentadas, de un conducto no circular, para un régimen desarrollado, con un número de Reynolds inferior a 2300, y estipulando que nuestro modelo parametrizado cumple que el flujo de calor va a ser aproximadamente constante, tomaremos que el número de Nusselt va a ser el valor de la constante obtenido.

Con lo anteriormente calculado, ya se tiene el valor de Nusselt para los gases, pero nuestro objetivo final es conocer el coeficiente de convección de los gases de combustión, como ya explicábamos de forma previa, por lo que conocida la definición del número de Nusselt para flujo desarrollado interior:

$$Nusselt = \frac{h \cdot D_h}{k} = \frac{h_{interior} \cdot D_h}{k_{Gases}}$$

Siendo,

$$Dh_{interior} = 4 \cdot Area_{transversal;gases} / Perhumedo_{interior}$$

$$Perhumedo_{interior} = long_{arc;int;1} + long_{arc;int;2} + (r_3 - r_2) \cdot 2$$

$$long_{arc;int;1} = 2 \cdot \pi \cdot (r_2) \cdot (360 / n_{aletas} / 360) - e_{aleta}$$

$$long_{arc;int;2} = 2 \cdot \pi \cdot (r_3) \cdot (360 / n_{aletas} / 360) - e_{aleta}$$

$$Area_{transversal;gases} \cdot n_{aletas} = (area_{trapeciocircular;gases}) - (n_{Aletas} \cdot e_{Aletas} \cdot (r_3 - r_2))$$

Conocido el valor de Nusselt e igualando se obtiene el coeficiente de convección interior, por lo que faltará conocer el valor de la eficiencia de la aleta para conocer el valor de la Resistencia térmica por los gases de combustión.

Como ya se conoce, la eficiencia, o rendimiento de la aleta, viene definida en función de su geometría. Las aletas implementadas en el modelo se caracterizan por ser rectangulares rectas, de tal forma que la ecuación que define su rendimiento es:

$$\eta_{Aleta} = \frac{\tanh(m \cdot L_{Corregida})}{m \cdot L_{Corregida}}$$

Pero debido al diseño, el rendimiento de nuestra aleta, se define por la siguiente ecuación.

Esto es debido a que en vez de poner la longitud corregida, siendo la longitud de la aleta más la mitad del espesor de la aleta, en nuestro diseño ya hemos incluido ese espesor medio de la aleta. Esto se realiza para buscar que la aleta sea adiabática, sería como abatir la aleta, chafarla, de tal manera que sea completamente plana y no haya superficie de intercambio en la punta, de la misma. Sera convectiva, y adiabática, no porque no haya flujo de calor, que lo habrá, sino porque a la hora de ver sobre que superficie se intercambia dicho calor, veremos que no existe como tal, por lo que en una multiplicación por cero, el flujo de calor intercambiado será cero.





Tube Geometry	a/b or θ°	Nusselt Number	
		$T_b = \text{Const.}$	$\dot{q}_s = \text{Const.}$
Circle 	—	3.66	4.36
Rectangle 	1	2.98	3.61
	2	3.39	4.12
	3	3.96	4.79
	4	4.44	5.33
	∞	5.14	6.05
Ellipse 	1	3.66	4.36
	2	3.74	4.56
	4	3.79	4.88
	8	3.72	5.09
	16	3.65	5.18
Triangle 	10°	1.61	2.45
	30°	2.26	2.91
	60°	2.47	3.11
	90°	2.34	2.98
	120°	2.00	2.68

Figura 20 - Número de Nusselt para flujo laminar completamente desarrollado en convección forzada interior

Como se recordaba con anterioridad, al nosotros ya introducir este cambio en el diseño, teniéndolo en cuenta en el resto de operaciones, no es necesario que ahora tomemos el valor corregido de la longitud de la aleta, tal que la ecuación que define nuestro rendimiento de aleta es:

$$\eta_{Aleta} = \frac{\tanh(m \cdot L)}{m \cdot L}$$

Para conocer el valor de m, un término auxiliar de la aleta, se deberá obtener a través de la fórmula siguiente:

$$m = \left(\frac{2 \cdot h_{interior}}{\lambda_{aleta} \cdot e_{aleta}} \right)^{0,5}$$

Una vez se calcula éste valor, conocidos los valores de coeficiente de convección interior, el valor de la conductividad térmica del material de la aleta, y el espesor de la misma, ya se conocerá el rendimiento de la aleta.

Conocidos los términos de la ecuación que define la resistencia térmica interior, se obtiene el valor final de la misma.

Ahora, en el caso de la resistencia térmica del exterior, o resistencia térmica en el lado agua, ocurre algo similar, de tal forma que, la ecuación que la define es:

$$R_{termica_{agua}} = \frac{1}{h_{exterior} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_4 \cdot Long_{rodaja}}$$

Lo único que se desconoce es el coeficiente de convección exterior, y se deberá hacer un proceso similar al de los gases debido a que también estamos frente a un problema de convección forzada interior, de tal forma que una vez calculado el número de Reynolds, al ser su valor incluido en el rango inferior, el régimen es laminar, despreciando la entrada y tomándolo como desarrollado.

Una vez se conocen estas dos condiciones, y que al ser un caso parametrizado donde ambas paredes están sometidas a un flujo de calor que se puede tomar como constante, y siendo el caso de la pared exterior cero, por ser adiabática, es decir, se pondrán en el exterior aislante para ello, en una instalación futura de nuestro modelo, aplicaremos la correlación que cumple todas estas condiciones, siendo un conducto anular, con radio exterior R_5 e interior R_4, lo que nos llevará a la conclusión, que en la tabla de correlaciones pertinente en la que se recoge este tipo de geometría para un flujo desarrollado laminar, se debe escoger la siguiente ecuación, y por lo comentado el denominador valdrá la unidad.

$$Nusselt = \frac{Nusselt_{ii}}{1 - \left(\frac{q_o}{q_i}\right) \cdot \theta_i}$$

Por lo que, si se recoge los valores necesarios en la tabla, dónde se necesita realizar una aproximación lineal con el valor del cociente de los diámetros de este tubo anular, con respecto a los de la tabla, siendo nuestro valor de 0.9621, y dado que se encuentra entre los valores de 0.80 (5.580) y 1.00 (5.385), a través de un interpolación lineal, el valor de Nusselt será de 5.422.

D_i/D_o	Nu_{ii}	Nu_{oo}	θ_i^*	θ_o^*
0.00	-	4.364	∞	0
0.05	17.810	4.792	2.180	0.0294
0.10	11.910	4.834	1.383	0.0562
0.20	8.499	4.833	0.905	0.1041
0.40	6.583	4.979	0.603	0.1823
0.60	5.912	5.099	0.473	0.2455
0.80	5.580	5.240	0.401	0.2990
1.00	5.385	5.385	0.346	0.3460

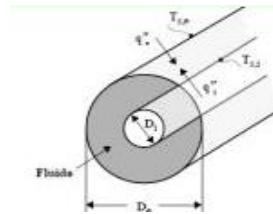


Figura 21 - Correlación para flujo laminar completamente desarrollad, ambas caras a q cte

Conocido el valor del número de Nusselt, se obtendría el valor del coeficiente de convección exterior, de tal manera que para llegar a ese valor, será necesario calcular de forma previa, el diámetro húmedo y la conductividad del agua.

Con lo anteriormente calculado, ya tenemos el valor de Nusselt para el agua, pero nuestro objetivo final es conocer la resistencia térmica del agua, una vez se conozca el coeficiente de convección del agua de refrigeración, como ya explicábamos de forma previa, por lo que conocida la definición del número de Nusselt para flujo desarrollado interior:

$$Nusselt = \frac{h \cdot D_h}{k} = \frac{h_{exterior} \cdot D_h}{k_{Agua}}$$

Dónde

$$Dh_{exterior} = D_{ext} - D_{int} = 2 \cdot (R_5 - R_4)$$

Como se recoge en la figura. Una vez conocido todo esto, ya se obtiene el valor del coeficiente exterior de convección, o agua de refrigeración.

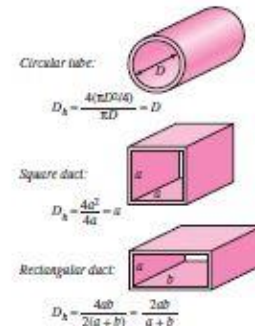


Figura 22 - Diámetros hidráulicos

También se han realizado una serie de comprobaciones, entre las que se encuentra la caída de presión en el tubo anular, cumpliendo con la siguiente ecuación.

$$\Delta P = P_1 - P_2 = friccion_{agua} \cdot \frac{Longitud_{tubo} \cdot \rho_{agua} \cdot vel_{agua}^2}{Dh_{agua} \cdot 2}$$

Esta comprobación se realiza ante el análisis del sistema completo, siendo un sistema forzado, en el cuál se estudia si el generar el movimiento del agua es en base a un pequeño motor, pero no será necesario debido a que por ejemplo con la presión que se obtiene por el agua del grifo ya es superior a la caída de presión que vamos a obtener con la anterior ecuación. Para poder llegar a este análisis, ha sido necesario conocer la fricción del agua, y se ha implementado un valor de longitud de tubo de 1.5 metros, que como recordamos es inferior a lo que establecen los instaladores con recomendación, los 6 metros de longitud.

Di/Do	f · Re
0	64
0.00001	70.09
0.0001	71.78
0.001	74.68
0.01	80.11
0.05	86.27
0.1	89.37
0.2	92.35
0.4	94.71
0.6	95.99
0.8	95.92
1	96

Figura 23 - Cálculo del factor de fricción en conductos anulares

Para calcular la fricción existente en el conducto anular del agua deberemos hacer uso de la correlación existente para las condiciones que ya se conocen y se han aplicado para calcular el valor del número de Nusselt, de tal forma que estando el flujo caracterizado para régimen laminar desarrollado, con un Reynolds inferior a 2300, se utiliza la fricción del agua que corresponde a una constante entre el propio valor del número de Reynolds.

Para conocer el valor de dicha constante se deberá buscar por tabla el valor que se corresponde al cociente entre los diámetros previamente citados, de tal manera que el valor del mismo es de 0.96218, nos da que la constante de $f \cdot Re$ tiene un valor de 95.98487, de tal manera que el valor final de la fricción será de 3.704.

8.4.1.2. Modelo Isotermo

Para calcular las resistencias térmicas de los flujos, en el modelo isotermo, se calcularán de forma similar al caso base, sistemáticamente igual, pero se tendrán que tomar otras hipótesis propias del modelo con el que estamos tratando.

Las fórmulas que definen las resistencias térmicas de los flujos no varían, tal que:

$$R_{termica_{agua}} = \frac{1}{h_{exterior} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_4 \cdot Long_{rodaja}}$$

$$R_{termica_{gases}} = \frac{1}{h_{interior} \cdot ef_{aleta} \cdot Area_{aletas} + h_{interior} \cdot Area_{hueco}}$$

Se explicaran de igual manera por separado los procesos para llegar hasta su valor final. Se comienza con el cálculo de la resistencia térmica de convección de los gases de combustión. En este caso pese a que se modifican los espesores, y con ello los radios y la geometría, al ser un caso diseñado a partir del caso base, se ha estimado oportuno que la diferencia entre radios R_3 y R_2 , fuera la misma, por lo que el valor que va a tener el Nusselt del flujo de los gases de combustión será el mismo, ya que la fórmula para calcularlo puede ser aplicada tanto cuando la hipótesis es que el flujo de calor se mantiene constante, como que la temperatura sea contante, que es el caso de análisis.

Pero como ya se ha comentado, por geometría ya dada, las áreas de las aletas y el de los van a estar caracterizadas por la longitud del tubo, de tal manera que pese a que el valor de Nusselt sea el mismo, el valor de la resistencia térmica de los gases de combustión en el modelo isoterma no será el mismo que en el modelo discretizado.

Por todo lo comentado, nos basamos en lo comentado en el apartado anterior para calcular la resistencia térmica interior de los gases de combustión, con la salvedad de que los resultados serán ligeramente distintos, pero las correlaciones son las mismas, así como el proceso sistemático seguido para ello.

Ahora, en el caso de la resistencia térmica del exterior, o resistencia térmica en el lado agua, para el modelo isoterma se tendrá que prestar atención a la condición de frontera, lo que variará correlaciones, si se realiza una comparación con el modelo discretizado.

No existe variación en la ecuación que define la misma, tal que:

$$R_{termica_agua} = \frac{1}{h_{exterior} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_4 \cdot Long_{rodaja}}$$

Lo único que se desconoce, como en el caso del modelo discretizado, es el coeficiente de convección exterior, y se deberá hacer un proceso similar al de los gases debido a que también estamos frente a un problema de convección forzada interior, de tal forma que una vez se calcule el número de Reynolds, al ser su valor incluido en el rango inferior, el régimen es laminar, despreciando la entrada y tomándolo como desarrollado como lo hacíamos en el caso de los gases, aproximación que es posible debido a que la diferencia de diámetros en el conducto anular exterior sobre el que trabajamos, tiene un diámetro promedio que en comparación con la longitud cumple la relación necesaria.

Una vez conocemos estas dos condiciones, y que al ser un caso donde se tiene una condición de frontera en la que la pared exterior está aislada, y la otra se encuentra a una temperatura superficial constante, siendo la pared exterior la adiabática, deberemos tomar la siguiente ecuación:

$$Nusselt_i = \frac{h_i \cdot D_h}{k} = cte$$

D/D_o	Nu_i	Nu_o
0	-	3.66
0.05	17.46	4.06
0.10	11.56	4.11
0.25	7.37	4.23
0.50	5.74	4.43
1.00	4.86	4.86

Figura 24 - Valor Nusselt para pared aislada y otra cte

Todas las citadas condiciones se cumplen, siendo un conducto anular, siendo el diámetro húmedo, como se comentaba en apartados anteriores, la diferencia entre el radio exterior R_5 e interior R_4 .

Por lo que, recogiendo los valores necesarios en la tabla, dónde se necesita realizar una aproximación lineal con el valor del cociente de los diámetros de este tubo anular, con respecto a los de la tabla, siendo nuestro valor de 0.9524, y dado que se encuentra entre los valores de 0.50 (5.74) y 1.00 (4.86), el valor de Nusselt será de 4.943.

Conocido el valor del número de Nusselt, obtendríamos el valor del coeficiente de convección exterior, de tal manera que para llegar a ese valor, nos será necesario calcular de forma previa, el diámetro húmedo y la conductividad del agua:

$$Nusselt = \frac{h \cdot D_h}{k} = \frac{h_{exterior} \cdot D_h}{k_{Agua}}$$

Siendo:

$$Dh_{exterior} = D_{ext} - D_{int} = 2 \cdot (R_5 - R_4)$$

Con lo anteriormente calculado, ya tenemos el valor de Nusselt para los gases, pero nuestro objetivo final es conocer la resistencia térmica a través de conocer el coeficiente de convección de los gases de combustión, como ya explicábamos de forma previa, por lo que conocida la definición del número de Nusselt para flujo desarrollado interior:

Una vez conocido todo esto, ya se obtiene el valor del coeficiente exterior de convección, o del agua.

También se ha realizado en este modelo la comprobación para conocer la caída de presión en el tubo anular, cumpliendo la siguiente ecuación.

$$\Delta P = P_1 - P_2 = friccion_{agua} \cdot \frac{Longitud_{tubo} \cdot \rho_{agua} \cdot vel_{agua}^2}{Dh_{agua} \cdot 2}$$

Sucede igual que en el modelo parametrizado, no será necesario el implementar un motor, debido a que con la presión del grifo se superará sin ningún tipo de problemas, la caída de presión que existe en el sistema de refrigeración.

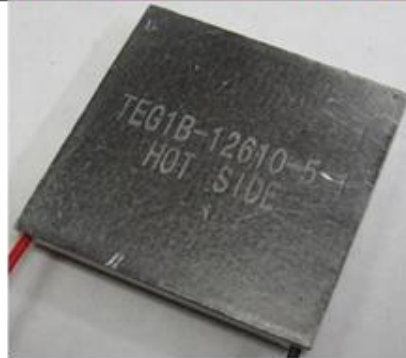
Para calcular la fricción existente en el conducto anular del agua deberemos hacer uso de la correlación existente para las condiciones que ya conocemos y se han aplicado para calcular el valor del número de Nusselt, de tal forma que estando el flujo caracterizado para régimen laminar desarrollado, con un Reynolds inferior a 2300, se utiliza la fricción del agua que corresponde a una constante entre el propio valor del número de Reynolds.

Para conocer el valor de dicha constante se deberá buscar por la [tabla](#) ya vista el valor que se corresponde al cociente entre los diámetros previamente citados, de tal manera que el valor del mismo es de 0.9524, nos da que la constante de $f \cdot Re$ tiene un valor de 95,98096, de tal manera que el valor final de la fricción será de 4,211.

8.2.Documentación técnica del generador termoeléctrico (TEG) utilizado



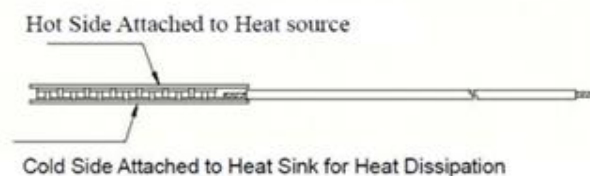
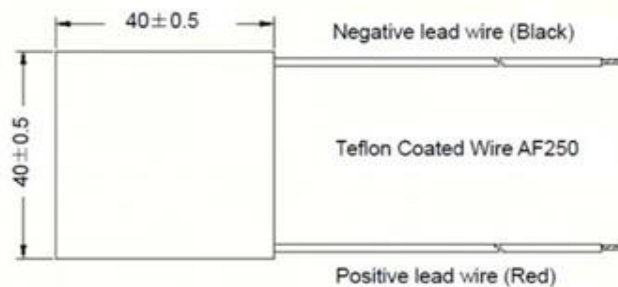
Specifications TEG Module TEG1B-12610-5.1



SNAPSHOT SPECIFICATION FOR TEG1B-12610-5.1

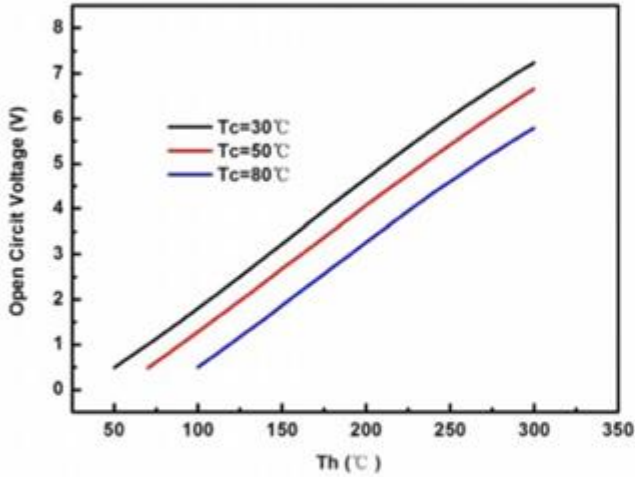
Hot Side Temperature (°C)	300
Cold Side Temperature (°C)	30
Open Circuit Voltage (V)	7.2
Matched Load Resistance (ohms)	1.8
Matched load output voltage (V)	3.6
Matched load output current (A)	2.0
Matched load output power (W)	7.1
Heat flow across the module(W)	≈ 148
Heat flow density(Wcm ⁻²)	≈ 9.2
AC Resistance(ohms) Measured under 27 °C at 1000Hz	0.8~1.0

Geometric Characteristics Dimensions in millimeter

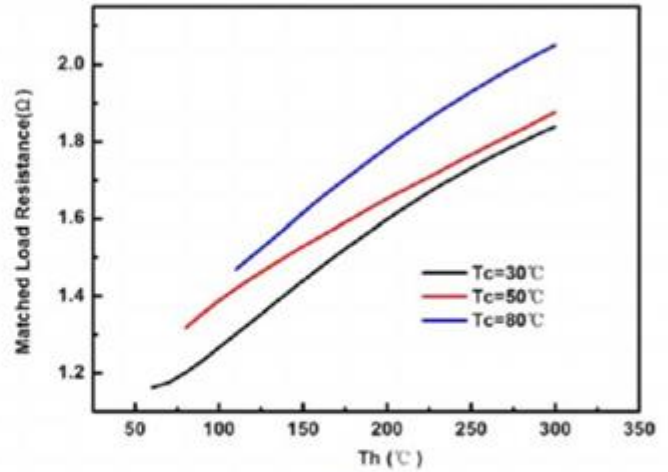




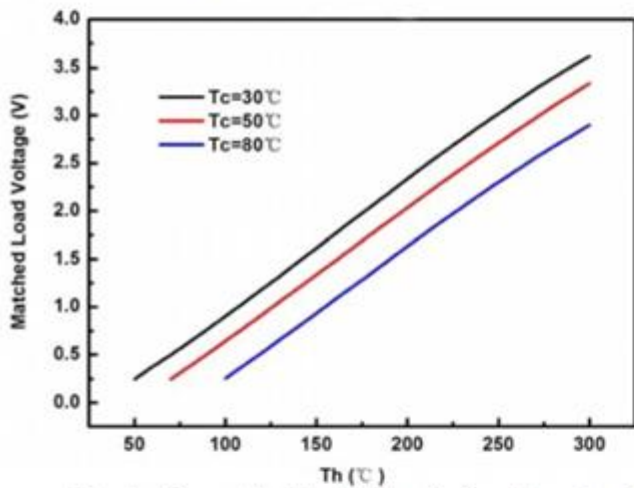
SNAPSHOT SPECIFICATIION FOR TEG1B-12610-5.1



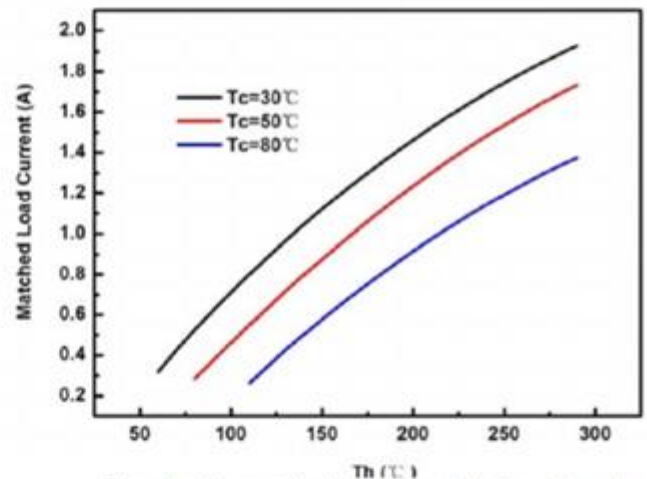
The chart for open circuit voltage Vs Th under various Tc



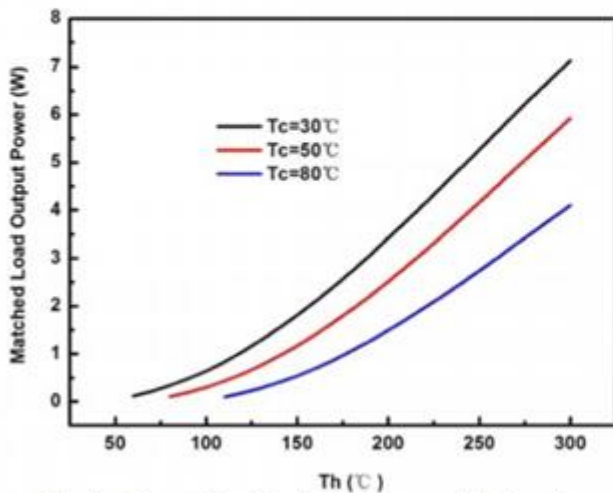
The chart for matched load resistance Vs Th under various Tc



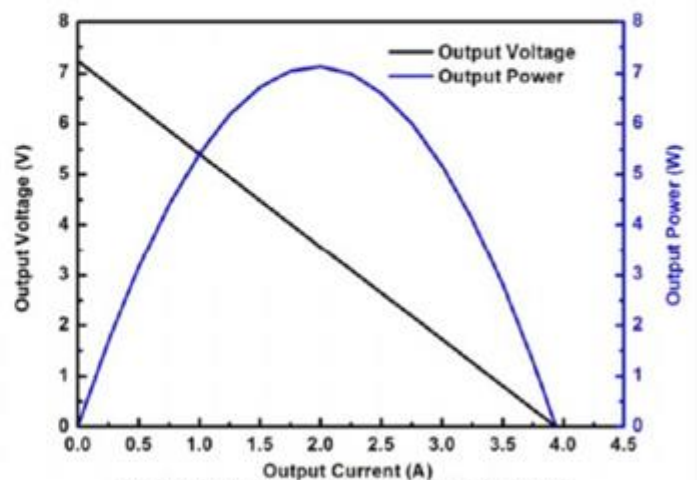
The chart for matched load voltage Vs Th under various Tc



The chart for matched load current Vs Th under various Tc



The chart for matched load output power Vs Th under various Tc



The chart for output voltage and output power Vs output current under Th=300°C and Tc=30°C

8.3. Código fuente de los modelos, en el programa Engineering Equation Solver (EES)

Datos

Condiciones de temperaturas y presiones

$$T_{\text{ambiente}} = 15$$

$$T_{\text{ref}} = 15$$

$$P_{\text{water}} = 101325 \text{ [Pa]}$$

$$p_{\text{gases}} = P_{\text{water}}$$

Geométricos del Generador Termoeléctrico

$$\text{Lado}_{\text{TEG}} = \frac{40 + 0,5}{1000} \text{ [m]} \text{ Lado del TEG}$$

$$H_{\text{TEG}} = \frac{4,8}{1000} \text{ [m]} \text{ Altura TEG}$$

$$e_{\text{TEG}} = H_{\text{TEG}} \text{ Anchura TEG}$$

$$\text{Area}_{\text{TEG}} = \text{Lado}_{\text{TEG}} \cdot \text{Lado}_{\text{TEG}}$$

$$n_{\text{TEG}} = 2 \text{ Número de TEGs por rodaja}$$

$$e_{\text{PETGP}} = \frac{2,5}{1000} \text{ Espesor para dejar un hueco pre y post teg}$$

$$\text{Long}_{\text{rodaja}} = \frac{45,5}{1000}$$

Tubo más interior, y el cuál está cerrado (no pasan gases por él)

$$D_1 = r_1 \cdot 2 \text{ [m]} \text{ Diámetro del tubo más interior de todos}$$

$$r_1 = \frac{20}{1000} \text{ [m]} \text{ Radio del tubo más interior de todos}$$

$$D_2 = r_2 \cdot 2 \text{ [m]} \text{ Diámetro del tubo más interior de todos + espesor media aleta}$$

$$r_2 = r_1 + e_1 \text{ Radio del tubo más interior de todos + espesor media aleta}$$

$$\text{Area}_{\text{macizo}} = \pi \cdot r_2^2$$

Aletas, y espacio por el que pasarán los gases

$$e_1 = \frac{e_{\text{aleta}}}{2} \text{ [m]} \text{ Primer espesor que tiene la sección transversal, por debajo de ese espesor el tubo macizo, por encima del espesor, pasarán los gases}$$

$$e_{\text{aleta}} = \frac{2,5}{1000} \text{ [m]} \text{ Anchura de cada una de la aleta}$$

$$n_{\text{aletas}} = 25$$

Aclaración de como tomo el valor de r_3

$$e_2 = \frac{1,5}{1000}$$

Pensamos en un hipotético octógono, y el radio circunscrito en el mismo

$$n_{\text{lados}} = 8$$

$$\text{angulo}_{\text{interior}} = \frac{360}{n_{\text{lados}} \cdot 2}$$

$$\text{radio}_{\text{circun;ext;TEG}} = \frac{H_{\text{TEG}} + r_3 + e_{\text{PETGP}}}{\cos [\text{angulo}_{\text{interior}}]}$$

$$\text{apotema}_{\text{circun;ext;TEG}} = \frac{\frac{\text{Lado}_{\text{TEG}}}{2}}{\tan [\text{angulo}_{\text{interior}}]}$$

$$\text{apotema}_{\text{circun;int;TEG}} = \text{apotema}_{\text{circun;ext;TEG}} - e_{\text{TEG}} - e_{\text{PETGP}}$$

$$r_3 = \text{apotema}_{\text{circun;int;TEG}}$$

$$D_3 = r_3 \cdot 2$$

$$\text{area}_{\text{trapeciocircular;gases}} = \pi \cdot [r_3^2 - r_2^2]$$

$$r_4 = \text{radio}_{\text{circun;ext;TEG}}$$

$$r_5 = \frac{55}{1000}$$

$$\text{radio}_{\text{agua}} = r_5$$

$$\text{radio}_{\text{previoagua}} = r_4$$

$$\text{area}_{\text{trapeciocircular;agua}} = \pi \cdot [r_5^2 - r_4^2]$$

$$\text{Area}_{\text{transversal;agua}} = \text{area}_{\text{trapeciocircular;agua}}$$

Datos para el TEG, características

Datos del Generador termoeléctrico TEG1B-12610-5.1

$$V_{\text{ac}} = 7,2 \text{ [V]} \quad V_{\text{ac}} \text{ es el voltaje del circuito abierto, Tensión de salida de carga ajustada}$$

$$T_{\text{H;datos}} = 300 \text{ [°C]} \quad \text{Temperatura máxima a la que se mide las especificaciones técnicas dispuestas en la hoja del fabricante}$$

$$T_{\text{C;datos}} = 30 \text{ [°C]} \quad \text{Temperatura mínima a la que se mide las especificaciones técnicas dispuestas en la hoja del fabricante}$$

$$\alpha = \frac{V_{\text{ac}}}{T_{\text{H;datos}} - T_{\text{C;datos}}} \text{ [V/K]}$$

Ahora para deberemos conocer a qué intensidad la potencia es máxima, para poder alcular la Resistencia adecuada al circuito

$$W_{\text{datos}} = \alpha \cdot I_{\text{L;datos}} \cdot T_{\text{H;datos}} - 0,5 \cdot I_{\text{L;datos}}^2 \cdot R_{\text{datos}}$$

En dependencia de I

Para ello deberemos buscar cuándo la potencia es máxima, así que deberemos buscar igualar la primera derivada respecto a I, a cero

$$\text{Primera}_{\text{derivada,respectoa;I}} = \alpha \cdot [T_{\text{H;datos}} - T_{\text{C;datos}}] - 2 \cdot R_{\text{Interna}} \cdot I_{\text{L;datos}}$$

$$\text{Primera derivada, respecto a } l = 0$$

$$I_{L,\text{datos}} = 2 \text{ [A] Corriente de salida de carga ajustada}$$

$$Q_{\text{datos}} = 148 \text{ [W] Flujo de calor a través del módulo}$$

$$(Q_{H,\text{datos}} + Q_{C,\text{datos}}) / 2 = K * (T_{H,\text{datos}} - T_{C,\text{datos}}) + \alpha * I_{L,\text{datos}} * (Q_{H,\text{datos}} + Q_{C,\text{datos}}) / 2$$

$$Q_{\text{datos}} = \frac{\alpha \cdot I_{L,\text{datos}} \cdot [T_{H,\text{datos}} + T_{C,\text{datos}}]}{2} + K \cdot [T_{H,\text{datos}} + T_{C,\text{datos}}]$$

Intensidad en de la carga

$$\lambda_{\text{aluminio}} = 209,3 \text{ [W/(m·K)] Conductividad térmica del aluminio}$$

$$\lambda_{\text{agua}} = k [\text{water ; } T = T_{\text{ref}} ; P = P_{\text{water}}]$$

Resistencias térmicas

Por lo que R_t , conducción en la parte de la diferencias de temperaturas entre agua y sólido será más de importancia en la diferencia de temperaturas mayor en el sólido

$$R_{\text{termica gases}} = \frac{1}{h_{\text{interior}} \cdot e_{\text{aleta}} \cdot \text{Area}_{\text{aletas}} + h_{\text{interior}} \cdot \text{Area}_{\text{hueco}}}$$

$$\text{Area}_{\text{aletas}} = n_{\text{aletas}} \cdot 2 \cdot [r_3 - r_2] \cdot \text{Long}_{\text{rodaja}} + [\pi \cdot r_2 \cdot 2 - n_{\text{aletas}} \cdot e_{\text{aleta}}] \cdot \text{Long}_{\text{rodaja}}$$

$$\text{Area}_{\text{hueco}} = [\pi \cdot r_3 \cdot 2 - n_{\text{aletas}} \cdot e_{\text{aleta}}] \cdot \text{Long}_{\text{rodaja}}$$

$$R_{\text{termica agua}} = \frac{1}{h_{\text{exterior}} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_4 \cdot \text{Long}_{\text{rodaja}}}$$

Cálculo del rendimiento de la aleta

$$\text{Long}_{\text{aleta}} = r_3 - r_2 + \frac{\pi \cdot r_2 \cdot 2 - n_{\text{aletas}} \cdot e_{\text{aleta}}}{n_{\text{aletas}}}$$

$$\text{auxiliar}_{\text{aletas}} = \frac{\pi \cdot r_2 \cdot 2 - n_{\text{aletas}} \cdot e_{\text{aleta}}}{n_{\text{aletas}}}$$

$$\lambda_{\text{aleta}} = \lambda_{\text{aluminio}}$$

Eficiencia y áreas de superficie de configuraciones comunes de aletas

Aletas rectangulares rectas

$$m = \left[\frac{2 \cdot h_{\text{interior}}}{\lambda_{\text{aleta}} \cdot e_{\text{aleta}}} \right]^{0,5}$$

$$e_{\text{aleta}} = \frac{\tanh [m \cdot \text{Long}_{\text{aleta}}]}{m \cdot \text{Long}_{\text{aleta}}} \text{ Eficiencia de la aleta}$$

PARTE COMBUSTION

Temperatura del Agua en en el principio de su transición hacia el lado caliente. Temperatura más fría del agua

$$T_{c,0} = 320$$

$$T_{f,10} = T_{\text{ambiente}}$$

$$n_{rodajas} = 10$$

$$COMB_1 = \frac{46,96}{100}$$

$$COMB_2 = \frac{6,22}{100}$$

$$COMB_3 = \frac{0,32}{100}$$

$$COMB_4 = \frac{0,14}{100}$$

$$COMB_5 = \frac{38,68}{100}$$

$$COMB_6 = \frac{5,36}{100}$$

$$COMB_7 = \frac{2,02}{100}$$

$$\text{sumacomb} = COMB_1 + COMB_2 + COMB_3 + COMB_4 + COMB_5 + COMB_6 + COMB_7$$

$$\text{AIRE}\$_1 = \text{'N2'}$$

$$\text{AIRE}_1 = \frac{79,05}{100}$$

$$\text{AIRE}\$_2 = \text{'O2'}$$

$$\text{AIRE}_2 = 1 - \frac{79,05}{100}$$

$$\text{COMB}\$_1 = \text{'C'}$$

$$\text{COMB}\$_2 = \text{'H'}$$

$$\text{COMB}\$_3 = \text{'N'}$$

$$\text{COMB}\$_4 = \text{'s'}$$

$$\text{COMB}\$_5 = \text{'O'}$$

$$\text{COMB}\$_6 = \text{'HUMEDAD'}$$

$$\text{COMB}\$_7 = \text{'CENIZAS'}$$

$$\text{GASES}\$_1 = \text{'CO2'}$$

$$\text{GASES}\$_2 = \text{'H2O'}$$

$$\text{GASES}\$_3 = \text{'N2'}$$

$$\text{GASES}\$_4 = \text{'O2'}$$

$$\text{GASES}\$_5 = \text{'CO'}$$

$$\text{GASES}\$_6 = \text{'SO2'}$$

$$\text{SUBPRODUCTOS}_7 = \text{'CENIZAS'}$$

$$\text{MW}_{\text{CO}_2} = \text{MolarMass} [\text{CarbonDioxide}]$$

$$\text{MW}_{\text{O}_2} = \text{MolarMass} [\text{Oxygen}]$$

$$\text{MM}_{\text{H}_2\text{O}} = \text{MolarMass} [\text{H}_2\text{O}]$$

$$\text{MM}_{\text{N}_2} = \text{MolarMass} [\text{N}_2]$$

$$\text{MW}_{\text{SO}_2} = \text{MolarMass} [\text{SulfurDioxide}]$$

$$\text{PA}_{\text{t}_\text{C}} = 12$$

$$\text{PA}_{\text{t}_{\text{H}_2}} = 2 \cdot 1$$

$$\text{PA}_{\text{t}_\text{S}} = 32,06$$

$$\text{PA}_{\text{t}_\text{N}} = 14,08 \cdot 2$$

CO₂, H₂O y SO₂ (Productos de la combustión cuando $\alpha_c=1$)

$$\text{GASES}_1 = \frac{\text{MW}_{\text{CO}_2}}{\text{PA}_{\text{t}_\text{C}}} \cdot \text{COMB}_1 \quad [\text{kg CO}_2 / \text{kg comb}]$$

$$\text{GASES}_2 = \frac{\text{MM}_{\text{H}_2\text{O}}}{\text{PA}_{\text{t}_{\text{H}_2}}} \cdot \text{COMB}_2 + \text{COMB}_6 \quad [\text{kg H}_2\text{O, vapor} / \text{kg comb}]$$

$$\text{GASES}_6 = \frac{\text{MW}_{\text{SO}_2}}{\text{PA}_{\text{t}_\text{S}}} \cdot \text{COMB}_4$$

S con oxígeno estequiométrico = cenizas

$$\text{SUBPRODUCTOS}_7 = \text{COMB}_7$$

$$k_{\text{este}} = 32 \cdot \left[\frac{\text{COMB}_1}{12} + \frac{\text{COMB}_2}{4} + \frac{\text{COMB}_4}{32} - \frac{\text{COMB}_5}{32} \right] \quad k_{\text{este}} = 32 \cdot ((c/12) + (h/4) + (s/32) - (o/32))$$

)kg O₂ / kg comb]

O₂ GAS Y N₂ GAS

$$\text{GASES}_4 = k_{\text{este}} \cdot [\alpha_c - 1]$$

$$\text{exceso}_{\text{aire}} = \alpha_c - 1$$

$$\text{exceso}_{\text{aire}} = \frac{31,5}{100}$$

$$\text{GASES}_3 = \frac{\text{AIRE}_1}{\text{AIRE}_2} \cdot k_{\text{este}} \cdot [1 + \text{exceso}_{\text{aire}}]$$

Productos de combustión

$$\text{Producto}_{\text{gasestotal}} = \text{Producto}_{\text{gasesecos}} + \text{Producto}_{\text{gasehumedos}}$$

$$\text{Producto}_{\text{gasesecos}} = \text{GASES}_1 + \text{GASES}_6 + \text{GASES}_4 + \text{GASES}_3$$

$$\text{Producto}_{\text{gasehumedos}} = \text{GASES}_2$$

$$PCI = 16 \cdot 10^3 \cdot 10^3$$

$$\eta_{PCI} = 1 - \text{Sum}_L$$

$$L_{\text{gasesecos}} = \text{Producto}_{\text{gasesecos}} \cdot C_{p_{\text{gasesecos}}} \cdot \left[\frac{T_{c,0} - T_{\text{ref}}}{PCI} \right]$$

$$C_{p_{\text{gasesecos}}} = \frac{\text{GASES}_1 \cdot C_{p_{\text{CO}_2}} + \text{GASES}_3 \cdot C_{p_{\text{N}_2}} + \text{GASES}_4 \cdot C_{p_{\text{O}_2}} + \text{GASES}_6 \cdot C_{p_{\text{SO}_2}}}{\text{Producto}_{\text{gasesecos}}}$$

$$C_{p_{\text{CO}_2}} = C_p [\text{CO}_2 ; T = T_{c,0}]$$

$$C_{p_{\text{H}_2\text{O}}} = C_p(\text{H}_2\text{O}; T=T_{c,0})$$

No, porque por algo son gases secos, y la consideración del vapor se hace después

$$C_{p_{\text{N}_2}} = C_p [\text{N}_2 ; T = T_{c,0}]$$

$$C_{p_{\text{O}_2}} = C_p [\text{O}_2 ; T = T_{c,0}]$$

$$C_{p_{\text{CO}}} = C_p(\text{CO}; T=T_{c,0})$$

$$C_{p_{\text{SO}_2}} = C_p [\text{SO}_2 ; T = T_{c,0}]$$

$$L_{\text{H}_2\text{Ovapor}} = \text{GASES}_2 \cdot C_{p_{\text{H}_2\text{Ovapor}}} \cdot \left[\frac{T_{c,0} - T_{\text{ref}}}{PCI} \right]$$

$$C_{p_{\text{H}_2\text{Ovapor}}} = C_p [\text{Steam} ; T = T_{c,0} ; P = 101300]$$

$$L_{\text{Cenizas}} = \text{COMB}_7 \cdot C_{p_{\text{Cenizas}}} \cdot \left[\frac{T_{c,0} - T_{\text{ref}}}{PCI} \right]$$

$$C_{p_{\text{Cenizas}}} = 850$$

$$\text{Sum}_L = L_{\text{gasesecos}} + L_{\text{H}_2\text{Ovapor}} + L_{\text{Cenizas}}$$

Según Ing. térmica, para los combustibles sólidos podemos usar la siguiente ecuación

$$PCS = PCI + 2400 \cdot [\text{COMB}_6 + 9 \cdot \text{COMB}_2] \cdot 10^3 \quad [kJ * kg]$$

$$\eta_{PCI} \cdot PCI = \eta_{PCS} \cdot PCS$$

eta_{PCS} siempre será menor que eta_{PCI}, puesto que.. tengo dos variaciones y dudas...que aclarar

Estimamos que la potencia a aportar será de unos 25 kW

$$\dot{m}_{\text{fuel}} \cdot PCI \cdot \eta_{PCI} = Q_{\text{util;aportar}}$$

$$Q_{\text{util;aportar}} = 25 \cdot 1000$$

$$\text{Producto}_{\text{gases total}} \cdot \dot{m}_{\text{fuel}} = \dot{m}_c$$

$$c_{pc} = C_{p_{\text{gasesecos}}}$$

$$a_{\text{aux,gases}} = r_3 - r_2$$

$$b_{\text{aux,gases}} = \tan \left[\frac{360}{n_{\text{aletas}} \cdot 2} \right] \cdot a_{\text{aux,gases}} \cdot 2$$

$$a_{\text{entre;b;gases}} = \frac{a_{\text{aux;gases}}}{b_{\text{aux;gases}}}$$

$$\text{Nusselt}_{\text{gases}} = 5,3072$$

$$\text{Nusselt}_{\text{gases}} = h_{\text{interior}} \cdot \frac{Dh_{\text{interior}}}{k_{\text{gases}}}$$

$$Dh_{\text{interior}} = 4 \cdot \frac{\text{Area}_{\text{transversal;gases}}}{\text{Perhumedo}_{\text{interior}}}$$

$$\text{Perhumedo}_{\text{interior}} = \text{long}_{\text{arc;int;1}} + \text{long}_{\text{arc;int;2}} + [r_3 - r_2] \cdot 2$$

$$\text{long}_{\text{arc;int;1}} = 2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot \frac{360}{n_{\text{aletas}} \cdot 360} - e_{\text{aleta}}$$

$$\text{long}_{\text{arc;int;2}} = 2 \cdot \pi \cdot r_3 \cdot \frac{360}{n_{\text{aletas}} \cdot 360} - e_{\text{aleta}}$$

$$\text{Area}_{\text{transversal;gases}} \cdot n_{\text{aletas}} = \text{area}_{\text{trapeciocircular;gases}} - n_{\text{aletas}} \cdot e_{\text{aleta}} \cdot [r_3 - r_2]$$

$$Pr_{\text{gases}} = \mu_{\text{gases}} \cdot \frac{cpc}{k_{\text{gases}}}$$

$$Re_{\text{gases}} = \text{vel}_{\text{gases}} \cdot \frac{Dh_{\text{interior}}}{\text{tita}_{\text{gases}}}$$

$$\dot{m}_c = \rho_{\text{gases}} \cdot \text{vel}_{\text{gases}} \cdot \text{Area}_{\text{transversal;gases}} \cdot n_{\text{aletas}}$$

$$\text{Volumen}_{\text{gases}} = \frac{\dot{m}_c}{\rho_{\text{gases}}}$$

$$\text{tita}_{\text{gases}} = \frac{\mu_{\text{gases}}}{\rho_{\text{gases}}}$$

$$\mu_{\text{gases}} = \frac{\text{GASES}_1 \cdot \mu_{\text{CO}_2} + \text{GASES}_3 \cdot \mu_{\text{N}_2} + \text{GASES}_4 \cdot \mu_{\text{O}_2} + \text{GASES}_6 \cdot \mu_{\text{SO}_2} + \text{GASES}_2 \cdot \mu_{\text{H}_2\text{O}}}{\text{Producto}_{\text{gasesecos}} + \text{GASES}_2}$$

$$\mu_{\text{CO}_2} = \text{KinematicViscosity} [\text{CO}_2 ; T = T_{c,0}; P = 101300]$$

$$\mu_{\text{H}_2\text{O}} = \text{KinematicViscosity} [\text{H}_2\text{O} ; T = T_{c,0}; P = 101300]$$

$$\mu_{\text{N}_2} = \text{KinematicViscosity} [\text{N}_2 ; T = T_{c,0}; P = 101300]$$

$$\mu_{\text{O}_2} = \text{KinematicViscosity} [\text{O}_2 ; T = T_{c,0}; P = 101300]$$

$$\mu_{\text{SO}_2} = \text{KinematicViscosity} [\text{SO}_2 ; T = T_{c,0}; P = 101300]$$

$$\rho_{\text{gases}} = \frac{\text{GASES}_1 \cdot \rho_{\text{CO}_2} + \text{GASES}_3 \cdot \rho_{\text{N}_2} + \text{GASES}_4 \cdot \rho_{\text{O}_2} + \text{GASES}_6 \cdot \rho_{\text{SO}_2} + \text{GASES}_2 \cdot \rho_{\text{H}_2\text{O}}}{\text{Producto}_{\text{gasesecos}} + \text{GASES}_2}$$

$$\rho_{\text{CO}_2} = \rho [\text{CO}_2 ; T = T_{c,0}; P = 101300]$$

$$\rho_{\text{H}_2\text{O}} = \rho [\text{H}_2\text{O} ; T = T_{c,0}; P = 101300]$$

$$\rho_{\text{N}_2} = \rho [\text{N}_2 ; T = T_{c,0}; P = 101300]$$

$$\rho_{\text{O}_2} = \rho [\text{O}_2 ; T = T_{c,0}; P = 101300]$$

$$\rho_{\text{SO}_2} = \rho [\text{SO}_2 ; T = T_{c,0}; P = 101300]$$

$$k_{\text{gases}} = \frac{\text{GASES}_1 \cdot k_{\text{CO}_2} + \text{GASES}_3 \cdot k_{\text{N}_2} + \text{GASES}_4 \cdot k_{\text{O}_2} + \text{GASES}_6 \cdot k_{\text{SO}_2} + \text{GASES}_2 \cdot k_{\text{H}_2\text{O}}}{\text{Producto}_{\text{gasesecos}} + \text{GASES}_2}$$

$$k_{\text{CO}_2} = k [\text{CO}_2 ; T = T_{c,0}]$$

$$k_{\text{H}_2\text{O}} = k [\text{H}_2\text{O} ; T = T_{c,0}]$$

$$k_{\text{N}_2} = k [\text{N}_2 ; T = T_{c,0}]$$

$$k_{\text{O}_2} = k [\text{O}_2 ; T = T_{c,0}]$$

$$k_{\text{SO}_2} = k [\text{SO}_2 ; T = T_{c,0}]$$

$$c_p = C_p [\text{water} ; T = 25 ; P = P_{\text{water}}]$$

$$Re_{\text{agua}} = vel_{\text{agua}} \cdot \frac{Dh_{\text{agua}}}{\nu_{\text{agua}}}$$

$$\nu_{\text{agua}} = \frac{\mu_{\text{agua}}}{\rho_{\text{agua}}}$$

$$\mu_{\text{agua}} = \text{Visc} [\text{water} ; T = T_{\text{ref}} ; P = P_{\text{water}}]$$

$$\rho_{\text{agua}} = \rho [\text{water} ; T = T_{\text{ref}} ; P = P_{\text{water}}]$$

$$\dot{m}_f = 0,005$$

$$vel_{\text{agua}} = \frac{\text{Volumen}_{\text{agua}}}{\text{Area}_{\text{transversal,agua}}}$$

$$\text{Volumen}_{\text{agua}} = \frac{\dot{m}_f}{\rho_{\text{agua}}}$$

Primero de todo, y en general

Para un flujo interno (laminar o turbulento), se define el número de Reynolds (Re_{agua}), donde el Diámetro hidráulico (Dh) es el Diámetro del tubo en el caso de ser circular, siendo Ac la Sección de paso y p el perímetro húmedo

$$Dh_{\text{agua}} = 2 \cdot [r_5 - r_4]$$

$$friccion_{\text{agua}} \cdot \frac{\text{Longitud}_{\text{tubo}}}{Dh_{\text{agua}}} \cdot 0,5 \cdot \rho_{\text{agua}} \cdot vel_{\text{agua}}^2 = \delta_{\text{presiones}}$$

$$\text{Longitud}_{\text{tubo}} = 1,5 \text{ m}$$

$$friccion_{\text{agua}} = \frac{95,98}{Re_{\text{agua}}}$$

$$\frac{r_4}{r_5} = D_{\text{fric,agua}}$$

CFI correlaciones

$$Nusselt_{\text{agua}} = 5,421953$$

$$Pr_{\text{agua}} = \mu_{\text{agua}} \cdot \frac{Cp_{\text{agua}}}{k_{\text{agua}}}$$

$$Cp_{\text{agua}} = C_p [\text{water} ; T = T_{\text{ref}} ; P = P_{\text{water}}]$$

$$k_{\text{agua}} = k [\text{water} ; T = T_{\text{ref}} ; P = P_{\text{water}}]$$

$$h_{\text{exterior}} = \text{Nusselt}_{\text{agua}} \cdot \left[\frac{k_{\text{agua}}}{\text{radio}_{\text{agua}} - \text{radio}_{\text{previoagua}}} \right]$$

Cálculos para cada rodaja

$$\delta_{\text{hc},i} = \text{cpc} \cdot [T_{\text{c},i-1} - T_{\text{c},i}] \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n_{\text{rodajas}}$$

$$\delta_{\text{hf},i} = \text{cpf} \cdot [T_{\text{f},i-1} - T_{\text{f},i}] \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n_{\text{rodajas}}$$

$$T_{\text{mc},i} = 0,5 \cdot [T_{\text{c},i-1} + T_{\text{c},i}] \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n_{\text{rodajas}}$$

$$T_{\text{mf},i} = 0,5 \cdot [T_{\text{f},i-1} + T_{\text{f},i}] \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n_{\text{rodajas}}$$

$$\dot{m}_{\text{c}} \cdot \delta_{\text{hc},i} = Q_{\text{cara,caliente},i} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n_{\text{rodajas}}$$

$$\dot{m}_{\text{f}} \cdot \delta_{\text{hf},i} = Q_{\text{cara,fria},i} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n_{\text{rodajas}}$$

Flujos de Calor

$$P_i = Q_i \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n_{\text{rodajas}}$$

$$Q_i = Q_{\text{cara,caliente},i} - Q_{\text{cara,fria},i} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n_{\text{rodajas}}$$

$$\frac{Q_{\text{cara,caliente},i}}{n_{\text{TEG}}} = \alpha \cdot l_L \cdot T_{\text{mcs},i} + K \cdot [T_{\text{mcs},i} - T_{\text{mfs},i}] - 0,5 \cdot l_L^2 \cdot R_{\text{Interna}} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n_{\text{rodajas}}$$

$$\frac{Q_{\text{cara,fria},i}}{n_{\text{TEG}}} = \alpha \cdot l_L \cdot T_{\text{mfs},i} + K \cdot [T_{\text{mcs},i} - T_{\text{mfs},i}] + 0,5 \cdot l_L^2 \cdot R_{\text{Interna}} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n_{\text{rodajas}}$$

$$Q_{\text{cara,caliente},i} = \frac{T_{\text{mc},i} - T_{\text{mcs},i}}{R_{\text{termica}}_{\text{gases}}} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n_{\text{rodajas}}$$

$$Q_{\text{cara,fria},i} = \frac{T_{\text{mfs},i} - T_{\text{mf},i}}{R_{\text{termica}}_{\text{agua}}} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n_{\text{rodajas}}$$

$$\eta_i = \frac{Q_i}{Q_{\text{cara,caliente},i}} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n_{\text{rodajas}}$$

$$Q = \sum_{j=1}^{n_{\text{rodajas}}} [Q_j]$$

$$Q_{\text{C}} = \sum_{j=1}^{n_{\text{rodajas}}} [Q_{\text{cara,caliente},j}]$$

$$Q_{\text{F}} = \sum_{j=1}^{n_{\text{rodajas}}} [Q_{\text{cara,fria},j}]$$

$$\eta = \frac{Q}{Q_{\text{C}}}$$

Para el cálculo del rendimiento exergético se supone que el agua se va a reutilizar, por ejemplo para calentar parte una casa de alguna manera, o el suelo tal vez, o quizás agua para la ducha

$$h_{\text{agua},i} = h [\text{water} ; T = T_{\text{f},i} ; P = P_{\text{water}}] \quad \text{for } i = 0 \text{ to } n_{\text{rodajas}}$$

$$s_{\text{agua};i} = \mathbf{s} [\text{water} ; T = T_{f,i} ; P = P_{\text{water}}] \quad \text{for } i = 0 \text{ to } n_{\text{rodajas}}$$

$$\text{exergia}_{\text{agua};i} = \dot{m}_f \cdot [h_{\text{agua};i} - h_{\text{agua};\text{ref}} - ([T_{\text{ref}} + 273,15] \cdot [s_{\text{agua};i} - s_{\text{agua};\text{ref}}])] \quad \text{for } i = 0 \text{ to } n_{\text{rodajas}}$$

$$h_{\text{gases};i} = \mathbf{h} [\text{Air} ; T = T_{c,i}] \quad \text{for } i = 0 \text{ to } n_{\text{rodajas}}$$

$$s_{\text{gases};i} = \mathbf{s} [\text{Air} ; T = T_{c,i} ; P = p_{\text{gases}}] \quad \text{for } i = 0 \text{ to } n_{\text{rodajas}}$$

$$\text{exergia}_{\text{gases};i} = \dot{m}_c \cdot [h_{\text{gases};i} - h_{\text{gases};\text{ref}} - ([T_{\text{ref}} + 273,15] \cdot [s_{\text{gases};i} - s_{\text{gases};\text{ref}}])] \quad \text{for } i = 0 \text{ to } n_{\text{rodajas}}$$

$$h_{\text{agua};\text{ref}} = \mathbf{h} [\text{water} ; T = T_{\text{ref}} ; P = P_{\text{water}}]$$

$$s_{\text{agua};\text{ref}} = \mathbf{s} [\text{water} ; T = T_{\text{ref}} ; P = P_{\text{water}}]$$

$$h_{\text{gases};\text{ref}} = \mathbf{h} [\text{Air} ; T = T_{\text{ref}}]$$

$$s_{\text{gases};\text{ref}} = \mathbf{s} [\text{Air} ; T = T_{\text{ref}} ; P = p_{\text{gases}}]$$

$$\text{Potencia}_i = P_i \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n_{\text{rodajas}}$$

$$\text{aumento}_{\text{exergia};\text{agua};i} = \text{exergia}_{\text{agua};i-1} - \text{exergia}_{\text{agua};i} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n_{\text{rodajas}}$$

$$\text{Reduccion}_{\text{exergia};\text{gases};i} = \text{exergia}_{\text{gases};i-1} - \text{exergia}_{\text{gases};i} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n_{\text{rodajas}}$$

$$\text{Exergia}_{Q;c;i} = Q_{\text{cara};\text{caliente};i} \cdot \left[1 - \left(\frac{T_{\text{ref}} + 273,15}{T_{\text{mcs};i} + 273,15} \right) \right] \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n_{\text{rodajas}}$$

$$\text{Exergia}_{Q;f;i} = Q_{\text{cara};\text{fria};i} \cdot \left[1 - \left(\frac{T_{\text{ref}} + 273,15}{T_{\text{mfs};i} + 273,15} \right) \right] \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n_{\text{rodajas}}$$

$$\text{Exergia}_{\text{destruida};\text{gases};i} = \text{Reduccion}_{\text{exergia};\text{gases};i} - \text{Exergia}_{Q;c;i} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n_{\text{rodajas}}$$

$$\text{Exergia}_{\text{destruida};\text{agua};i} = \text{Exergia}_{Q;f;i} - \text{aumento}_{\text{exergia};\text{agua};i} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n_{\text{rodajas}}$$

$$\text{Exergia}_{\text{destruida};\text{TEG};i} = \text{Exergia}_{Q;c;i} - \text{Exergia}_{Q;f;i} - \text{Potencia}_i \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n_{\text{rodajas}}$$

$$\text{Exergia}_{\text{destruida};i} = \text{Exergia}_{\text{destruida};\text{gases};i} + \text{Exergia}_{\text{destruida};\text{agua};i} + \text{Exergia}_{\text{destruida};\text{TEG};i} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n_{\text{rodajas}}$$

$$\text{Rendimiento}_{\text{gases};i} = \frac{\text{Exergia}_{Q;c;i}}{\text{Reduccion}_{\text{exergia};\text{gases};i}} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n_{\text{rodajas}}$$

$$\text{Rendimiento}_{\text{agua};i} = \frac{\text{aumento}_{\text{exergia};\text{agua};i}}{\text{Exergia}_{Q;f;i}} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n_{\text{rodajas}}$$

$$\text{Rendimiento}_{\text{TEG};i} = \frac{\text{Potencia}_i}{\text{Exergia}_{Q;c;i} - \text{Exergia}_{Q;f;i}} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n_{\text{rodajas}}$$

$$\text{Rendimiento}_i = \frac{\text{Potencia}_i + \text{aumento}_{\text{exergia};\text{agua};i}}{\text{Reduccion}_{\text{exergia};\text{gases};i}} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n_{\text{rodajas}}$$

$$\text{Rendimiento}_{e;i} = \frac{\text{Potencia}_i}{\text{Reduccion}_{\text{exergia};\text{gases};i}} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n_{\text{rodajas}}$$

$$\text{Rendimiento}_{t;i} = \frac{\text{aumento}_{\text{exergia};\text{agua};i}}{\text{Reduccion}_{\text{exergia};\text{gases};i}} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n_{\text{rodajas}}$$

$$\text{Exergia}_{Q;c} = \sum_{i=1}^{n_{\text{rodajas}}} [\text{Exergia}_{Q;c;i}]$$

$$\text{Exergia}_{Q,f} = \sum_{i=1}^{n_{\text{rodajas}}} [\text{Exergia}_{Q,f,i}]$$

$$\text{Reduccion}_{\text{exergia,gases}} = \text{Exergia}_{\text{gases},0} - \text{Exergia}_{\text{gases},10}$$

$$\text{Aumento}_{\text{exergia,agua}} = \text{Exergia}_{\text{agua},0} - \text{Exergia}_{\text{agua},10}$$

$$\text{Rendimiento}_{\text{gases}} = \frac{\text{Exergia}_{Q,c}}{\text{Reduccion}_{\text{exergia,gases}}}$$

$$\text{Rendimiento}_{\text{agua}} = \frac{\text{Aumento}_{\text{exergia,agua}}}{\text{Exergia}_{Q,f}}$$

$$\text{Exergia}_{\text{destruida,gases}} = \text{Reduccion}_{\text{exergia,gases}} - \text{Exergia}_{Q,c}$$

$$\text{Exergia}_{\text{destruida,agua}} = \text{Exergia}_{Q,f} - \text{Aumento}_{\text{exergia,agua}}$$

$$\text{Rendimiento}_{\text{TEG}} = \frac{Q}{\text{Exergia}_{Q,c} - \text{Exergia}_{Q,f}}$$

$$\text{Exergia}_{\text{destruida,TEG}} = \text{Exergia}_{Q,c} - \text{Exergia}_{Q,f} - Q$$

$$\text{Rendimiento} = \frac{Q + \text{Aumento}_{\text{exergia,agua}}}{\text{Reduccion}_{\text{exergia,gases}}}$$

$$\text{Exergia}_{\text{destruida}} = \text{Exergia}_{\text{destruida,TEG}} + \text{Exergia}_{\text{destruida,gases}} + \text{Exergia}_{\text{destruida,agua}}$$

$$\text{Longitud}_i = i \cdot \text{Long}_{\text{rodaja}} \quad \text{for } i = 0 \text{ to } n_{\text{rodajas}}$$

$$\text{Longitud}_{\text{intermedia},i} = [i - 0,5] \cdot \text{Long}_{\text{rodaja}} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n_{\text{rodajas}}$$

Datos

Constantes universales

$$g = 9,8 \text{ [m/s}^2\text{]} \text{ Aceleración gravitacional}$$

Otros datos

$$T_{\text{ambiente}} = 15$$

$$T_{\text{ref}} = 15$$

Geométricos del Generador Termoeléctrico

$$\text{Lado}_{\text{TEG}} = \frac{40 + 0,5}{1000} \text{ [m]} \text{ Lado del TEG}$$

$$H_{\text{TEG}} = \frac{4,8}{1000} \text{ [m]} \text{ Altura TEG}$$

$$e_{\text{TEG}} = H_{\text{TEG}} \text{ Anchura TEG}$$

$$\text{Area}_{\text{TEG}} = \text{Lado}_{\text{TEG}} \cdot \text{Lado}_{\text{TEG}}$$

Número de TEGs por rodaja

$$e_{\text{PETGP}} = \frac{2,5}{1000} \text{ Espesor para dejar un hueco pre y post teg}$$

$$\text{Long}_{\text{rodaja}} = \frac{45,5}{1000}$$

Tubo más interior, y el cuál está cerrado (no pasan gases por él)

$$D_1 = r_1 \cdot 2 \text{ [m]} \text{ Diámetro del tubo más interior de todos}$$

$$r_1 = \frac{20}{1000} \text{ [m]} \text{ Radio del tubo más interior de todos}$$

$$D_2 = r_2 \cdot 2 \text{ [m]} \text{ Diámetro del tubo más interior de todos + espesor media aleta}$$

$$r_2 = r_1 + e_1 \text{ Radio del tubo más interior de todos + espesor media aleta}$$

$$\text{Area}_{\text{macizo}} = \pi \cdot r_2^2$$

Aletas, y espacio por el que pasarán los gases

$$e_1 = \frac{e_{\text{aleta}}}{2} \text{ [m]} \text{ Primer espesor que tiene la sección transversal, por debajo de ese espesor el tubo macizo, por encima del espesor, pasarán los gases}$$

$$e_{\text{aleta}} = \frac{2,5}{1000} \text{ [m]} \text{ Anchura de cada una de la aleta, habrá 8 de éstas (Vista transversal)}$$

$$n_{\text{aletas}} = 25$$

Aclaración de como tomo el valor de r_3

$$e_2 = \frac{1,5}{1000}$$

Pensamos en un hipotético octógono, y el radio circunscrito en el mismo

$$n_{\text{lados}} = 8$$

$$\text{angulo}_{\text{interior}} = \frac{360}{n_{\text{lados}} \cdot 2}$$

$$\text{radio}_{\text{circun;ext;TEG}} = \frac{H_{\text{TEG}} + r_3 + e_{\text{PETGP}}}{\cos [\text{angulo}_{\text{interior}}]}$$

$$\text{apotema}_{\text{circun;ext;TEG}} = \frac{\frac{\text{Lado}_{\text{TEG}}}{2}}{\tan [\text{angulo}_{\text{interior}}]}$$

$$\text{apotema}_{\text{circun;int;TEG}} = \text{apotema}_{\text{circun;ext;TEG}} - e_{\text{TEG}} - e_{\text{PETGP}}$$

$$r_3 = 0,04$$

$$D_3 = r_3 \cdot 2$$

$$\text{area}_{\text{trapeciocircular;gases}} = \pi \cdot [r_3^2 - r_2^2]$$

$$r_4 = 0,06$$

$$r_5 = \frac{63}{1000}$$

$$\text{radio}_{\text{agua}} = r_5$$

$$\text{radio}_{\text{previoagua}} = r_4$$

$$\text{area}_{\text{trapeciocircular;agua}} = \pi \cdot [r_5^2 - r_4^2]$$

$$\text{Area}_{\text{transversal;agua}} = \text{area}_{\text{trapeciocircular;agua}}$$

Datos para el TEG, características

Datos del Generador termoeléctrico TEG1B-12610-5.1

$$V_{\text{ac}} = 7,2 \text{ [V]} \quad V_{\text{ac}} \text{ es el voltaje del circuito abierto, Tensión de salida de carga ajustada}$$

$$T_{\text{caracaliente;datos}} = 300 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad \text{Temperatura máxima a la que se mide las especificaciones técnicas dispuestas en la hoja del fabricante}$$

$$T_{\text{carafria;datos}} = 30 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad \text{Temperatura mínima a la que se mide las especificaciones técnicas dispuestas en la hoja del fabricante}$$

$$\alpha = \frac{V_{\text{ac}}}{T_{\text{caracaliente;datos}} - T_{\text{carafria;datos}}} \text{ [V/K]}$$

Ahora para deberemos conocer a qué intensidad la potencia es máxima, para poder alcular la Resistencia adecuada al circuito

$$W_{\text{datos}} = \alpha \cdot I_{L,\text{datos}} \cdot T_{H,\text{datos}} - 0,5 \cdot I_{L,\text{datos}}^2 \cdot R_{\text{datos}}$$

En dependencia de I

Para ello deberemos buscar cuándo la potencia es máxima, así que deberemos buscar igualar la primera derivada respecto a I, a cero

$$\text{Primera}_{\text{derivada;respectoa;I}} = \alpha \cdot [T_{\text{caracaliente;datos}} - T_{\text{carafria;datos}}] - 2 \cdot R_{\text{interna}} \cdot I_{L,\text{datos}}$$

$$\text{Primera derivada, respectoa;l} = 0$$

$$I_{L,\text{datos}} = 2 \text{ [A] Corriente de salida de carga ajustada}$$

$$Q_{\text{datos}} = 148 \text{ [W] Flujo de calor a través del módulo}$$

$$(Q_{H,\text{datos}} + Q_{C,\text{datos}}) / 2 = K * (T_{H,\text{datos}} - T_{C,\text{datos}}) + \alpha * I_{L,\text{datos}} * (Q_{H,\text{datos}} + Q_{C,\text{datos}}) / 2$$

$$Q_{\text{datos}} = K \cdot [T_{\text{caracaliente,datos}} - T_{\text{carafria,datos}}] \text{ Ésta } I_{L,\text{datos}} \text{ es la recorrida para más datos técnicos que nos especifican}$$

Intensidad en de la carga

$$\lambda_{\text{aluminio}} = 209,3 \text{ [W/(m·K)] Conductividad térmica del aluminio}$$

$$\lambda_{\text{agua}} = k [\text{water ; } T = T_{\text{ref}} ; P = P_{\text{water}}]$$

Resistencias térmicas

$$R_{\text{termica gases}} = \frac{1}{h_{\text{interior}} \cdot e_{\text{aleta}} \cdot \text{Area}_{\text{aletas}} + h_{\text{interior}} \cdot \text{Area}_{\text{hueco}}}$$

$$\text{Area}_{\text{aletas}} = n_{\text{aletas}} \cdot 2 \cdot [r_3 - r_2] \cdot \text{Long}_{\text{rodaja}} + [\pi \cdot r_2 \cdot 2 - n_{\text{aletas}} \cdot e_{\text{aleta}}] \cdot \text{Long}_{\text{rodaja}}$$

$$\text{Area}_{\text{hueco}} = [\pi \cdot r_3 \cdot 2 - n_{\text{aletas}} \cdot e_{\text{aleta}}] \cdot \text{Long}_{\text{rodaja}}$$

$$R_{\text{termica agua}} = \frac{1}{h_{\text{exterior}} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_4 \cdot \text{Long}_{\text{rodaja}}}$$

Cálculo del rendimiento de la aleta

$$\text{Long}_{\text{aleta}} = r_3 - r_2 + \frac{\pi \cdot r_2 \cdot 2 - n_{\text{aletas}} \cdot e_{\text{aleta}}}{n_{\text{aletas}}}$$

$$\text{auxiliar}_{\text{aletas}} = \frac{\pi \cdot r_2 \cdot 2 - n_{\text{aletas}} \cdot e_{\text{aleta}}}{n_{\text{aletas}}}$$

$$\lambda_{\text{aleta}} = \lambda_{\text{aluminio}}$$

Eficiencia y áreas de superficie de configuraciones comunes de aletas

Aletas rectangulares rectas

$$m = \left[\frac{2 \cdot h_{\text{interior}}}{\lambda_{\text{aleta}} \cdot e_{\text{aleta}}} \right]^{0,5}$$

$$e_{\text{aleta}} = \frac{\tanh [m \cdot \text{Long}_{\text{aleta}}]}{m \cdot \text{Long}_{\text{aleta}}} \text{ Eficiencia de la aleta}$$

PARTE COMBUSTION

Temperatura del Agua en en el principio de su transición hacia el lado caliente. Temperatura más fría del agua

$$T_{c,0} = 320$$

$$T_{f,10} = T_{\text{ambiente}}$$

$$n_{\text{rodajas}} = 10$$

$$\text{COMB}_1 = \frac{46,96}{100}$$

$$\text{COMB}_2 = \frac{6,22}{100}$$

$$\text{COMB}_3 = \frac{0,32}{100}$$

$$\text{COMB}_4 = \frac{0,14}{100}$$

$$\text{COMB}_5 = \frac{38,68}{100}$$

$$\text{COMB}_6 = \frac{5,36}{100}$$

$$\text{COMB}_7 = \frac{2,02}{100}$$

$$\text{sumacomb} = \text{COMB}_1 + \text{COMB}_2 + \text{COMB}_3 + \text{COMB}_4 + \text{COMB}_5 + \text{COMB}_6 + \text{COMB}_7$$

$$\text{AIRE}\$_1 = \text{'N2'}$$

$$\text{AIRE}_1 = \frac{79,05}{100}$$

$$\text{AIRE}\$_2 = \text{'O2'}$$

$$\text{AIRE}_2 = 1 - \frac{79,05}{100}$$

$$\text{COMB}\$_1 = \text{'C'}$$

$$\text{COMB}\$_2 = \text{'H'}$$

$$\text{COMB}\$_3 = \text{'N'}$$

$$\text{COMB}\$_4 = \text{'s'}$$

$$\text{COMB}\$_5 = \text{'O'}$$

$$\text{COMB}\$_6 = \text{'HUMEDAD'}$$

$$\text{COMB}\$_7 = \text{'CENIZAS'}$$

$$\text{GASES}\$_1 = \text{'CO2'}$$

$$\text{GASES}\$_2 = \text{'H2O'}$$

$$\text{GASES}\$_3 = \text{'N2'}$$

$$\text{GASES}\$_4 = \text{'O2'}$$

$$\text{GASES}\$_5 = \text{'CO'}$$

$$\text{GASES}\$_6 = \text{'SO2'}$$

$$\text{SUBPRODUCTOS}\$_7 = \text{'CENIZAS'}$$

$$MW_{CO_2} = \text{MolarMass} [\text{CarbonDioxide}]$$

$$MW_{O_2} = \text{MolarMass} [\text{Oxygen}]$$

$$MM_{H_2O} = \text{MolarMass} [H_2O]$$

$$MM_{N_2} = \text{MolarMass} [N_2]$$

$$MW_{SO_2} = \text{MolarMass} [\text{SulfurDioxide}]$$

$$PA_{t_C} = 12$$

$$PA_{t_{H_2}} = 2 \cdot 1$$

$$PA_{t_S} = 32,06$$

$$PA_{t_N} = 14,08 \cdot 2$$

CO₂, H₂O y SO₂ (Productos de la combustión cuando $\alpha_c=1$)

$$GASES_1 = \frac{MW_{CO_2}}{PA_{t_C}} \cdot COMB_1 \quad [kg \text{ CO}_2 / kg \text{ comb}]$$

$$GASES_2 = \frac{MM_{H_2O}}{PA_{t_{H_2}}} \cdot COMB_2 + COMB_6 \quad [kg \text{ H}_2\text{O, vapor} / kg \text{ comb}]$$

$$GASES_6 = \frac{MW_{SO_2}}{PA_{t_S}} \cdot COMB_4$$

S con oxígeno estequiométrico = cenizas

$$SUBPRODUCTOS_7 = COMB_7$$

$$k_{este} = 32 \cdot \left[\frac{COMB_1}{12} + \frac{COMB_2}{4} + \frac{COMB_4}{32} - \frac{COMB_5}{32} \right] \quad k_{este} = 32 \cdot ((c/12) + (h/4) + (s/32) - (o/32))$$

kg O₂ / kg comb

O₂ GAS Y N₂ GAS

$$GASES_4 = k_{este} \cdot [\alpha_c - 1]$$

$$\text{exceso}_{\text{aire}} = \alpha_c - 1$$

$$\text{exceso}_{\text{aire}} = \frac{31,5}{100}$$

$$GASES_3 = \frac{AIRE_1}{AIRE_2} \cdot k_{este} \cdot [1 + \text{exceso}_{\text{aire}}]$$

Productos de combustión

$$\text{Producto}_{\text{gases total}} = \text{Producto}_{\text{gases secos}} + \text{Producto}_{\text{gases húmedos}}$$

$$\text{Producto}_{\text{gases secos}} = GASES_1 + GASES_6 + GASES_4 + GASES_3$$

$$\text{Producto}_{\text{gases húmedos}} = GASES_2$$

$$PCI = 16 \cdot 10^3 \cdot 10^3$$

$$\eta_{PCI} = 1 - \text{Sum}_L$$

$$L_{\text{gasesecos}} = \text{Producto}_{\text{gasesecos}} \cdot C_{p_{\text{gasesecos}}} \cdot \left[\frac{T_{c,0} - T_{\text{ref}}}{PCI} \right]$$

$$C_{p_{\text{gasesecos}}} = \frac{\text{GASES}_1 \cdot C_{p_{\text{CO}_2}} + \text{GASES}_3 \cdot C_{p_{\text{N}_2}} + \text{GASES}_4 \cdot C_{p_{\text{O}_2}} + \text{GASES}_6 \cdot C_{p_{\text{SO}_2}}}{\text{Producto}_{\text{gasesecos}}}$$

$$C_{p_{\text{CO}_2}} = C_p [\text{CO}_2 ; T = T_{c,0}]$$

$$C_{p_{\text{H}_2\text{O}}} = C_p(\text{H}_2\text{O}; T = T_{c,0})$$

No, porque por algo son gases secos, y la consideración del vapor se hace después

$$C_{p_{\text{N}_2}} = C_p [\text{N}_2 ; T = T_{c,0}]$$

$$C_{p_{\text{O}_2}} = C_p [\text{O}_2 ; T = T_{c,0}]$$

$$C_{p_{\text{CO}}} = C_p(\text{CO}; T = T_{c,0})$$

$$C_{p_{\text{SO}_2}} = C_p [\text{SO}_2 ; T = T_{c,0}]$$

$$L_{\text{H}_2\text{Ovapor}} = \text{GASES}_2 \cdot C_{p_{\text{H}_2\text{Ovapor}}} \cdot \left[\frac{T_{c,0} - T_{\text{ref}}}{PCI} \right]$$

$$C_{p_{\text{H}_2\text{Ovapor}}} = C_p [\text{Steam} ; T = T_{c,0} ; P = 101300]$$

$$L_{\text{Cenizas}} = \text{COMB}_7 \cdot C_{p_{\text{Cenizas}}} \cdot \left[\frac{T_{c,0} - T_{\text{ref}}}{PCI} \right]$$

$$C_{p_{\text{Cenizas}}} = 850$$

$$\text{Sum}_L = L_{\text{gasesecos}} + L_{\text{H}_2\text{Ovapor}} + L_{\text{Cenizas}}$$

Según Ing. térmica, para los combustibles sólidos podemos usar la siguiente ecuación

$$PCS = PCI + 2400 \cdot [\text{COMB}_6 + 9 \cdot \text{COMB}_2] \cdot 10^3 \quad [kJ \cdot kg]$$

$$\eta_{PCI} \cdot PCI = \eta_{PCS} \cdot PCS$$

eta_{PCS} siempre será menor que eta_{PCI}, puesto que.. tengo dos variaciones y dudas...que aclarar

Estimamos que la potencia a aportar a la casa será de unos 25 kW

$$\dot{m}_{\text{fuel}} \cdot PCI \cdot \eta_{PCI} = Q_{\text{util;aportar}}$$

$$Q_{\text{util;aportar}} = 25 \cdot 1000$$

$$\text{Producto}_{\text{gases total}} \cdot \dot{m}_{\text{fuel}} = \dot{m}_c$$

$$c_{pc} = C_{p_{\text{gasesecos}}}$$

$$a_{\text{aux,gases}} = r_3 - r_2$$

$$b_{\text{aux,gases}} = \tan \left[\frac{360}{n_{\text{aletas}} \cdot 2} \right] \cdot a_{\text{aux,gases}} \cdot 2$$

$$a_{\text{entre;b,gases}} = \frac{a_{\text{aux,gases}}}{b_{\text{aux,gases}}}$$

$$\text{Nusselt}_{\text{gases}} = 4,41984$$

$$\text{Nusselt}_{\text{gases}} = h_{\text{interior}} \cdot \frac{Dh_{\text{interior}}}{k_{\text{gases}}}$$

$$Dh_{\text{interior}} = 4 \cdot \frac{\text{Area}_{\text{transversal;gases}}}{\text{Perhumedo}_{\text{interior}}}$$

$$\text{Perhumedo}_{\text{interior}} = \text{long}_{\text{arc;int;1}} + \text{long}_{\text{arc;int;2}} + [r_3 - r_2] \cdot 2$$

$$\text{long}_{\text{arc;int;1}} = 2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot \frac{360}{n_{\text{aletas}} \cdot 360} - e_{\text{aleta}}$$

$$\text{long}_{\text{arc;int;2}} = 2 \cdot \pi \cdot r_3 \cdot \frac{360}{n_{\text{aletas}} \cdot 360} - e_{\text{aleta}}$$

$$\text{Area}_{\text{transversal;gases}} \cdot n_{\text{aletas}} = \text{area}_{\text{trapeciocircular;gases}} - n_{\text{aletas}} \cdot e_{\text{aleta}} \cdot [r_3 - r_2]$$

$$\text{Pr}_{\text{gases}} = \mu_{\text{gases}} \cdot \frac{\text{cpc}}{k_{\text{gases}}}$$

$$\text{Re}_{\text{gases}} = \text{vel}_{\text{gases}} \cdot \frac{Dh_{\text{interior}}}{\text{tita}_{\text{gases}}}$$

$$\dot{m}_c = \rho_{\text{gases}} \cdot \text{vel}_{\text{gases}} \cdot \text{Area}_{\text{transversal;gases}} \cdot n_{\text{aletas}}$$

$$\text{Volumen}_{\text{gases}} = \frac{\dot{m}_c}{\rho_{\text{gases}}}$$

$$\text{tita}_{\text{gases}} = \frac{\mu_{\text{gases}}}{\rho_{\text{gases}}}$$

$$\mu_{\text{gases}} = \frac{\text{GASES}_1 \cdot \mu_{\text{CO}_2} + \text{GASES}_3 \cdot \mu_{\text{N}_2} + \text{GASES}_4 \cdot \mu_{\text{O}_2} + \text{GASES}_6 \cdot \mu_{\text{SO}_2} + \text{GASES}_2 \cdot \mu_{\text{H}_2\text{O}}}{\text{Producto}_{\text{gasesecos}} + \text{GASES}_2}$$

$$\mu_{\text{CO}_2} = \text{KinematicViscosity} [\text{CO}_2 ; T = T_{c,0}; P = 101300]$$

$$\mu_{\text{H}_2\text{O}} = \text{KinematicViscosity} [\text{H}_2\text{O} ; T = T_{c,0}; P = 101300]$$

$$\mu_{\text{N}_2} = \text{KinematicViscosity} [\text{N}_2 ; T = T_{c,0}; P = 101300]$$

$$\mu_{\text{O}_2} = \text{KinematicViscosity} [\text{O}_2 ; T = T_{c,0}; P = 101300]$$

$$\mu_{\text{SO}_2} = \text{KinematicViscosity} [\text{SO}_2 ; T = T_{c,0}; P = 101300]$$

$$\rho_{\text{gases}} = \frac{\text{GASES}_1 \cdot \rho_{\text{CO}_2} + \text{GASES}_3 \cdot \rho_{\text{N}_2} + \text{GASES}_4 \cdot \rho_{\text{O}_2} + \text{GASES}_6 \cdot \rho_{\text{SO}_2} + \text{GASES}_2 \cdot \rho_{\text{H}_2\text{O}}}{\text{Producto}_{\text{gasesecos}} + \text{GASES}_2}$$

$$\rho_{\text{CO}_2} = \rho [\text{CO}_2 ; T = T_{c,0}; P = 101300]$$

$$\rho_{\text{H}_2\text{O}} = \rho [\text{H}_2\text{O} ; T = T_{c,0}; P = 101300]$$

$$\rho_{\text{N}_2} = \rho [\text{N}_2 ; T = T_{c,0}; P = 101300]$$

$$\rho_{\text{O}_2} = \rho [\text{O}_2 ; T = T_{c,0}; P = 101300]$$

$$\rho_{\text{SO}_2} = \rho [\text{SO}_2 ; T = T_{c,0}; P = 101300]$$

$$k_{\text{gases}} = \frac{\text{GASES}_1 \cdot k_{\text{CO}_2} + \text{GASES}_3 \cdot k_{\text{N}_2} + \text{GASES}_4 \cdot k_{\text{O}_2} + \text{GASES}_6 \cdot k_{\text{SO}_2} + \text{GASES}_2 \cdot k_{\text{H}_2\text{O}}}{\text{Producto}_{\text{gasesecos}} + \text{GASES}_2}$$

$$k_{CO_2} = k [CO_2 ; T = T_{c,0}]$$

$$k_{H_2O} = k [H_2O ; T = T_{c,0}]$$

$$k_{N_2} = k [N_2 ; T = T_{c,0}]$$

$$k_{O_2} = k [O_2 ; T = T_{c,0}]$$

$$k_{SO_2} = k [SO_2 ; T = T_{c,0}]$$

$$c_{pf} = C_p [\text{water} ; T = 25 ; P = P_{\text{water}}]$$

$$P_{\text{water}} = 101300 \quad Pa = 1 \text{ bar}$$

$$Re_{\text{agua}} = vel_{\text{agua}} \cdot \frac{Dh_{\text{agua}}}{\nu_{\text{agua}}}$$

$$\nu_{\text{agua}} = \frac{\mu_{\text{agua}}}{\rho_{\text{agua}}}$$

$$\mu_{\text{agua}} = \text{Visc} [\text{water} ; T = T_{\text{ref}} ; P = P_{\text{water}}]$$

$$\rho_{\text{agua}} = \rho [\text{water} ; T = T_{\text{ref}} ; P = P_{\text{water}}]$$

$$\dot{m}_f = 0,005$$

$$vel_{\text{agua}} = \frac{\text{Volumen}_{\text{agua}}}{\text{Area}_{\text{transversal,agua}}}$$

$$\text{Volumen}_{\text{agua}} = \frac{\dot{m}_f}{\rho_{\text{agua}}}$$

Primero de todo, y en general

Para un flujo interno (laminar o turbulento), se define el número de Reynolds (Re_{agua}), donde el Diámetro hidráulico (Dh) es el Diámetro del tubo en el caso de ser circular, siendo Ac la Sección de paso y p el perímetro húmedo

$$Dh_{\text{agua}} = 2 \cdot [r_5 - r_4]$$

$$D_{\text{agua}} = \text{radio}_{\text{agua}} \cdot 2$$

$$\text{friccion}_{\text{agua}} = \frac{95,98096}{Re_{\text{agua}}}$$

$$\frac{r_4}{r_5} = D_{\text{fric,agua}}$$

CFI correlaciones

$$Nusselt_{\text{agua}} = 4,943776$$

$$Pr_{\text{agua}} = \mu_{\text{agua}} \cdot \frac{Cp_{\text{agua}}}{k_{\text{agua}}}$$

$$Cp_{\text{agua}} = C_p [\text{water} ; T = T_{\text{ref}} ; P = P_{\text{water}}]$$

$$k_{\text{agua}} = k [\text{water} ; T = T_{\text{ref}} ; P = P_{\text{water}}]$$

$$h_{\text{exterior}} = \text{Nusselt}_{\text{agua}} \cdot \left[\frac{k_{\text{agua}}}{\text{radio}_{\text{agua}} - \text{radio}_{\text{previoagua}}} \right]$$

Cálculos para cada rodaja

$$T_{\text{mc},i} = 0,5 \cdot [T_{\text{c},i-1} + T_{\text{c},i}] \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n_{\text{rodajas}}$$

$$T_{\text{mf},i} = 0,5 \cdot [T_{\text{f},i-1} + T_{\text{f},i}] \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n_{\text{rodajas}}$$

$$\dot{m}_c \cdot \text{cpc} \cdot [T_{\text{c},i-1} - T_{\text{c},i}] = Q_{\text{cara;caliente;conv},i} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n_{\text{rodajas}}$$

$$\dot{m}_f \cdot \text{cpf} \cdot [T_{\text{f},i-1} - T_{\text{f},i}] = Q_{\text{cara;fria;conv},i} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n_{\text{rodajas}}$$

Flujos de Calor

$$P_i = Q_i \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n_{\text{rodajas}}$$

$$Q_i = Q_{\text{cara;caliente;TEG}} - Q_{\text{cara;fria;TEG}} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n_{\text{rodajas}}$$

$$Q_{\text{cara;caliente;conv},i} = \frac{T_{\text{mc},i} - T_{\text{mcs}}}{R_{\text{termica}}_{\text{gases}}} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n_{\text{rodajas}}$$

$$Q_{\text{cara;fria;conv},i} = \frac{T_{\text{mfs}} - T_{\text{mf},i}}{R_{\text{termica}}_{\text{agua}}} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n_{\text{rodajas}}$$

$$\frac{Q_{\text{cara;caliente;TEG}}}{n_{\text{TEG}}} = \alpha \cdot l_L \cdot T_{\text{mcs}} + K \cdot [T_{\text{mcs}} - T_{\text{mfs}}] - 0,5 \cdot l_L^2 \cdot R_{\text{interna}}$$

$$\frac{Q_{\text{cara;fria;TEG}}}{n_{\text{TEG}}} = \alpha \cdot l_L \cdot T_{\text{mfs}} + K \cdot [T_{\text{mcs}} - T_{\text{mfs}}] + 0,5 \cdot l_L^2 \cdot R_{\text{interna}}$$

$$Q_{\text{cara;caliente;TEG}} \cdot n_{\text{rodajas}} = \sum_{i=1}^{n_{\text{rodajas}}} [Q_{\text{cara;caliente;conv},i}]$$

$$Q_{\text{cara;fria;TEG}} \cdot n_{\text{rodajas}} = \sum_{i=1}^{n_{\text{rodajas}}} [Q_{\text{cara;fria;conv},i}]$$

$$Q = \sum_{i=1}^{n_{\text{rodajas}}} [Q_i]$$

$$Q_C = \sum_{i=1}^{n_{\text{rodajas}}} [Q_{\text{cara;caliente;conv},i}]$$

$$Q_F = \sum_{i=1}^{n_{\text{rodajas}}} [Q_{\text{cara;fria;conv},i}]$$

$$\eta = \frac{Q}{Q_C}$$

Para el cálculo del rendimiento exergético se supone que el agua se va a reutilizar, por ejemplo para calentar parte una casa de alguna manera, o el suelo tal vez, o quizás agua para la ducha

$$p_{\text{gases}} = P_{\text{water}}$$

$$h_{\text{agua},i} = h [\text{water}; T = T_{\text{f},i}; P = P_{\text{water}}] \quad \text{for } i = 0 \text{ to } n_{\text{rodajas}}$$

$$s_{\text{agua};i} = s [\text{water} ; T = T_{f,i} ; P = P_{\text{water}}] \quad \text{for } i = 0 \text{ to } n_{\text{rodajas}}$$

$$\text{exergia}_{\text{agua};i} = \dot{m}_f \cdot [h_{\text{agua};i} - h_{\text{agua};\text{ref}} - ([T_{\text{ref}} + 273,15] \cdot [s_{\text{agua};i} - s_{\text{agua};\text{ref}}])] \quad \text{for } i = 0 \text{ to } n_{\text{rodajas}}$$

$$h_{\text{gases};i} = h [\text{Air} ; T = T_{c,i}] \quad \text{for } i = 0 \text{ to } n_{\text{rodajas}}$$

$$s_{\text{gases};i} = s [\text{Air} ; T = T_{c,i} ; P = p_{\text{gases}}] \quad \text{for } i = 0 \text{ to } n_{\text{rodajas}}$$

$$\text{exergia}_{\text{gases};i} = \dot{m}_c \cdot [h_{\text{gases};i} - h_{\text{gases};\text{ref}} - ([T_{\text{ref}} + 273,15] \cdot [s_{\text{gases};i} - s_{\text{gases};\text{ref}}])] \quad \text{for } i = 0 \text{ to } n_{\text{rodajas}}$$

$$h_{\text{agua};\text{ref}} = h [\text{water} ; T = T_{\text{ref}} ; P = P_{\text{water}}]$$

$$s_{\text{agua};\text{ref}} = s [\text{water} ; T = T_{\text{ref}} ; P = P_{\text{water}}]$$

$$h_{\text{gases};\text{ref}} = h [\text{Air} ; T = T_{\text{ref}}]$$

$$s_{\text{gases};\text{ref}} = s [\text{Air} ; T = T_{\text{ref}} ; P = p_{\text{gases}}]$$

$$\text{Potencia}_i = P_i \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n_{\text{rodajas}}$$

$$\text{aumento}_{\text{exergia};\text{agua};i} = \text{exergia}_{\text{agua};i-1} - \text{exergia}_{\text{agua};i} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n_{\text{rodajas}}$$

$$\text{Reduccion}_{\text{exergia};\text{gases};i} = \text{exergia}_{\text{gases};i-1} - \text{exergia}_{\text{gases};i} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n_{\text{rodajas}}$$

$$\text{Exergia}_{Q;c;i} = Q_{\text{cara};\text{caliente};\text{conv};i} \cdot \left[1 - \left(\frac{T_{\text{ref}} + 273,15}{T_{\text{mcs}} + 273,15} \right) \right] \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n_{\text{rodajas}}$$

$$\text{Exergia}_{Q;f;i} = Q_{\text{cara};\text{fria};\text{conv};i} \cdot \left[1 - \left(\frac{T_{\text{ref}} + 273,15}{T_{\text{mfs}} + 273,15} \right) \right] \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n_{\text{rodajas}}$$

$$\text{Exergia}_{\text{destruida};\text{gases};i} = \text{Reduccion}_{\text{exergia};\text{gases};i} - \text{Exergia}_{Q;c;i} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n_{\text{rodajas}}$$

$$\text{Exergia}_{\text{destruida};\text{agua};i} = \text{Exergia}_{Q;f;i} - \text{aumento}_{\text{exergia};\text{agua};i} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n_{\text{rodajas}}$$

$$\text{Exergia}_{\text{destruida};\text{TEG};i} = \text{Exergia}_{Q;c;i} - \text{Exergia}_{Q;f;i} - \text{Potencia}_i \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n_{\text{rodajas}}$$

$$\text{Exergia}_{\text{destruida};i} = \text{Exergia}_{\text{destruida};\text{gases};i} + \text{Exergia}_{\text{destruida};\text{agua};i} + \text{Exergia}_{\text{destruida};\text{TEG};i} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n_{\text{rodajas}}$$

$$\text{Rendimiento}_{\text{gases};i} = \frac{\text{Exergia}_{Q;c;i}}{\text{Reduccion}_{\text{exergia};\text{gases};i}} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n_{\text{rodajas}}$$

$$\text{Rendimiento}_{\text{agua};i} = \frac{\text{aumento}_{\text{exergia};\text{agua};i}}{\text{Exergia}_{Q;f;i}} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n_{\text{rodajas}}$$

$$\text{Rendimiento}_{\text{TEG};i} = \frac{\text{Potencia}_i}{\text{Exergia}_{Q;c;i} - \text{Exergia}_{Q;f;i}} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n_{\text{rodajas}}$$

$$\text{Rendimiento}_i = \frac{\text{Potencia}_i + \text{aumento}_{\text{exergia};\text{agua};i}}{\text{Reduccion}_{\text{exergia};\text{gases};i}} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n_{\text{rodajas}}$$

$$\text{Rendimiento}_{e;i} = \frac{\text{Potencia}_i}{\text{Reduccion}_{\text{exergia};\text{gases};i}} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n_{\text{rodajas}}$$

$$\text{Rendimiento}_{t;i} = \frac{\text{aumento}_{\text{exergia};\text{agua};i}}{\text{Reduccion}_{\text{exergia};\text{gases};i}} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n_{\text{rodajas}}$$

$$\text{Exergia}_{Q;c} = \sum_{i=1}^{n_{\text{rodajas}}} [\text{Exergia}_{Q;c;i}]$$

$$\text{Exergia}_{Q,f} = \sum_{i=1}^{n_{\text{rodajas}}} [\text{Exergia}_{Q,f,i}]$$

$$\text{Reduccion}_{\text{exergia,gases}} = \text{Exergia}_{\text{gases},0} - \text{Exergia}_{\text{gases},10}$$

$$\text{Aumento}_{\text{exergia,agua}} = \text{Exergia}_{\text{agua},0} - \text{Exergia}_{\text{agua},10}$$

$$\text{Rendimiento}_{\text{gases}} = \frac{\text{Exergia}_{Q,c}}{\text{Reduccion}_{\text{exergia,gases}}}$$

$$\text{Rendimiento}_{\text{agua}} = \frac{\text{Aumento}_{\text{exergia,agua}}}{\text{Exergia}_{Q,f}}$$

$$\text{Exergia}_{\text{destruida,gases}} = \text{Reduccion}_{\text{exergia,gases}} - \text{Exergia}_{Q,c}$$

$$\text{Exergia}_{\text{destruida,agua}} = \text{Exergia}_{Q,f} - \text{Aumento}_{\text{exergia,agua}}$$

$$\text{Rendimiento}_{\text{TEG}} = \frac{Q}{\text{Exergia}_{Q,c} - \text{Exergia}_{Q,f}}$$

$$\text{Exergia}_{\text{destruida,TEG}} = \text{Exergia}_{Q,c} - \text{Exergia}_{Q,f} - Q$$

$$\text{Rendimiento} = \frac{Q + \text{Aumento}_{\text{exergia,agua}}}{\text{Reduccion}_{\text{exergia,gases}}}$$

$$\text{Exergia}_{\text{destruida}} = \text{Exergia}_{\text{destruida,TEG}} + \text{Exergia}_{\text{destruida,gases}} + \text{Exergia}_{\text{destruida,agua}}$$

$$\text{Longitud}_i = i \cdot \text{Long}_{\text{rodaja}} \quad \text{for } i = 0 \text{ to } n_{\text{rodajas}}$$

$$\text{Longitud}_{\text{intermedia},i} = [i - 0,5] \cdot \text{Long}_{\text{rodaja}} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n_{\text{rodajas}}$$

$$T_{\text{mcs},i} = T_{\text{mcs}} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n_{\text{rodajas}}$$

$$T_{\text{mfs},i} = T_{\text{mfs}} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n_{\text{rodajas}}$$

